

标准分享网
www.bzfxw.com
免费 专业 丰富

换热器设计手册

钱颂文 主编

化学工业出版社
工业装备与信息工程出版中心
·北 京·

(京)新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

换热器设计手册/钱颂文主编. —北京: 化学工业出版社, 2002.8
ISBN 7-5025-3828-3

I. 换… II. 钱… III. 化工过程-换热器-设计-手册 IV. TQ051.5-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2002) 第 032820 号

换热器设计手册

钱颂文 主编
责任编辑: 周国庆
责任校对: 陶燕华
封面设计: 张竞文

*

化学工业出版社 出版发行
工业装备与信息工程出版中心
(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)
发行电话: (010) 64982530
<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销
北京市管庄永胜印刷厂印刷
三河市东柳装订厂装订
开本 787×1092 毫米 1/16 印张 33¼ 字数 1160 千字
2002 年 8 月第 1 版 2002 年 8 月北京第 1 次印刷
ISBN 7-5025-3828-3/TQ·1532
定 价: 70.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换
京工商广临字 2002-22 号

序

本书共分四篇。第1篇为管壳式换热器(含翅管列管式),是应用最多的换热器,且多数已系列化和标准化。本篇收集了管壳式换热器的各种国家标准、部颁标准和企业标准,并编入了国外最新的 Bell 详细设计法计算过程和美国 TEMA 及 ASME 有关换热器流体流动诱发振动计算的种种最新规定,内容新颖;介绍了国内专家对卧式管束纯组分和多组分冷凝的逐排计算,具有独创性;列入了国内外有关管壳式换热器的各种计算机程序,包括卧式管束逐排计算的冷凝程序等;对管板分析算法和各种特殊管板的强度计算,以及国外主要的管板规范等也都做了介绍,很多内容是现有文献中少见的。

第2篇为以板为传热面的各种板式换热器,其中收集了国外最新的混合板片计算,以及国内自行开发的螺旋板换热器计算和板翅式 CAD 计算等有关材料,这些都独具特点。因国内外均未形成完善的系列标准,故对板式换热器的系列标准介绍较少。

第3篇属高温换热器和非金属换热器,列入了一定分量的碳化硅陶瓷高温换热器,可用于节能和防腐设计参考。

第4篇为国内有关单位最新开发研究的换热器快速先进制造等技术,内容新颖独特,适应当今时代的步伐。

本书不仅实用性强,并具有一定的深度和理论水平,都是国内长期从事有关化工机械领域的有一定知名度或一定水平的专家所写,是一部集体创作的化工机械换热器手册。本书管壳式换热器主要由华南理工大学方江敏副教授编写,中石化北京设计院高丽萍高级工程师也参加了部分编写;其中 Bell 详细设计法、流体流动振动由钱颂文教授编写,湛江海洋大学杨丽明副教授参加编写;冷凝传热和冷凝计算由西安建筑科技大学冯键美博士和张强副教授编写;特种管板计算和各国管板规范简介由华南理工大学马小明副教授、钱颂文教授编写;翅管式换热器由重庆大学王厚华教授编写。

第2篇板(片)式换热器由兰州石油机械研究所杨崇麟教授级高级工程师编写;螺旋板换热器由合肥通用机械研究所陈永东高级工程师编写;板翅式换热器由西安交通大学陈长青教授编写;板翅式换热器 CAD 由南京工业大学凌祥副教授编写。

第3篇高温换热器由四川大学陈胜利副教授编写,其中陶瓷高温换热器由华南理工大学钱颂文编写,非金属换热设备由华南理工大学廖景娱教授编写。

第4篇换热设备先进快速制造技术由南京工业大学涂善东教授和凌祥副教授编写。

此外,华南理工大学朱冬生教授、江楠教授、孙萍副教授,湛江海洋大学杨丽明副教授、赖学江副教授、凌长明副教授,青岛科技大学李庆领教授和马连湘教授,山东大学程林教授,南京工业大学邹群彩硕士,深圳工程质量监测总站刘宏桂高级工程师,大庆石化机械厂戴建军高级工程师、杨大明高级工程师也参加了部分编写工作。

全书由华南理工大学钱颂文教授主编并组织 and 统稿。由于作者水平有限,不足之处,请读者批评指正。

钱颂文

于 2001 年 12 月 25 日圣诞节和 70 寿辰纪念,广州

目 录

第 1 篇 管壳式换热器

第 1 章 管壳式换热器的类型、结构与型号	1	2.2 基本参数组合	24
1 概述	1	2.3 换热器的主要参数	24
2 管壳式换热器的类型	1	2.3.1 计算换热面积	24
2.1 管壳式换热器的零、部件名称	2	2.3.2 主要参数	26
2.2 管壳式换热器主要组合部件	2	2.4 结构型式	26
2.2.1 壳体	2	2.4.1 结构简图	26
2.2.2 前端管箱	3	2.4.2 重叠式换热器结构	26
2.2.3 后端结构	4	3 浮头式换热器和冷凝器型式与基本参数	
3 管壳式换热器的型式与结构	4	(JB/T 4714—92)	27
3.1 固定管板式换热器	4	3.1 基本参数	27
3.2 浮头式换热器	5	3.1.1 公称直径 DN	27
3.3 U 型管式换热器	6	3.1.2 公称压力 PN	27
3.4 填料函式换热器	6	3.1.3 换热管	27
3.5 其他类型换热器	6	3.1.4 管程数 N	28
3.5.1 滑动管板式填料函换热器	6	3.1.5 折流板(支承板)间距 S	28
3.5.2 双管板换热器	7	3.1.6 管箱	28
3.5.3 薄管板换热器	8	3.1.7 旁路挡板的数量	28
4 折流杆换热器	9	3.2 基本参数组合	28
4.1 折流杆换热器结构简介	9	3.2.1 内导流换热器的基本参数组合	28
4.2 折流杆换热器应用进展	10	3.2.2 外导流换热器的基本参数组合	30
5 换热器型号表示方法	10	3.2.3 冷凝器的基本参数组合	31
参考文献	12	3.3 换热器的主要参数	32
第 2 章 管壳式换热器系列	13	3.3.1 内导流换热器和冷凝器的主要参数	32
1 固定管板式换热器、立式热虹吸式重沸器	13	3.3.2 外导流换热器的主要参数	33
1.1 固定管板式换热器型式与基本参数		3.3.3 计算换热面积	34
(JB/T 4715—92)	13	3.4 结构型式	34
1.1.1 基本参数	13	3.4.1 换热器	34
1.1.2 结构型式	19	3.4.2 冷凝器	34
1.2 立式热虹吸式重沸器型式与基本参数		3.4.3 重叠型式	34
(JB/T 4716—92)	21	4 浮头式折流杆换热器系列规格、型号和	
1.2.1 基本参数	21	参数行业标准	37
1.2.2 结构型式	24	4.1 内容与适用范围	37
2 U 型管式换热器型式与基本参数		4.2 结构特征	37
(JB/T 4717—92)	24	4.3 技术条件及基础数据	37
2.1 基本参数	24	4.3.1 设计条件	37
2.1.1 公称直径 DN	24	4.3.2 基础参数	38
2.1.2 公称压力 PN	24	4.4 浮头式折流杆换热器及冷凝器规格型号系列	38
2.1.3 换热管	24	4.4.1 浮头式折流杆换热器及冷凝器型	

号表示方法	38	3.2 壳程传热与压降修正因子	87
4.4.2 规格系列及简图	38	3.3 壳程传热膜系数和压降	89
5 固定管板式折流杆换热器系列	42	3.3.1 壳程传热膜系数	89
6 钢制固定管板式薄管板列管换热器		3.3.2 壳程压降	89
系列(HG 21503—92)	42	3.4 管内传热膜系数和压降	90
6.1 基本参数	42	3.4.1 管内传热膜系数	90
6.1.1 设计参数	42	3.4.2 管内压降和管程压降	91
6.1.2 主要材质	42	附录 Tinker 法参考横流速度的计算	93
6.1.3 参数组合范围	43	4 贝尔-台华法在 E 型以外其他类型管	
6.1.4 参数的确定	44	壳式换热器中的应用	95
6.2 结构型式	44	5 盘-环形折流板换热器设计计算	95
6.2.1 焊入式	44	5.1 设计方法	95
6.2.2 贴面式	44	5.2 Slipcevie 法	95
6.2.3 其他结构	44	5.2.1 热传递计算	96
6.3 允许壁温差	45	5.2.2 壳程压降	97
6.4 型号标记	45	6 冷凝器与再(重)沸器的计算步骤	98
参考文献	54	6.1 冷凝器的设计步骤	98
第 3 章 管壳式换热器的选用与设计	55	6.2 再沸器的设计计算步骤	99
1 管壳式换热器的选用	55	6.2.1 K 式再沸器	99
1.1 工艺条件的选择	55	6.2.2 卧式热虹吸式(管外壳程沸腾)	
1.1.1 温度	55	再沸器	101
1.1.2 压力降	56	6.2.3 立式管内热虹吸式再沸器计算	102
1.1.3 流体空间的选择	56	附录 1 污垢系数值	103
1.2 结构与结构参数的选择	56	附录 2 总传热系数推荐值	105
1.2.1 换热管	56	参考文献	108
1.2.2 管程数和壳程型式	56	第 4 章 冷凝传热及各种冷凝器的精确计	
1.2.3 壳程折流板	57	算法	109
1.2.4 防旁路流设施	58	1 纯质冷凝换热的计算方法	109
1.2.5 防冲板	58	1.1 纯质竖管内冷凝	109
2 管壳式换热器热力计算	58	1.1.1 重力控制状态	110
2.1 稳态传热方程	58	1.1.2 剪力控制状态	110
2.1.1 热负荷	58	1.2 纯质水平管内冷凝	111
2.1.2 总传热系数 K	59	1.2.1 水平管内凝结换热的研究现状	111
2.1.3 平均温度差和温差修正系数	59	1.2.2 重力控制状态	112
2.2 对流传热膜系数	59	1.2.3 剪力控制状态	112
2.2.1 无相变对流传热的传热膜系数	59	1.2.4 剪力与重力控制状态	113
2.2.2 有相变传热的传热膜系数	67	1.2.5 不区分流型的通用型公式	113
2.3 压力降的计算	75	1.3 纯质水平单管外及管束间的冷凝	114
2.3.1 管程压力降 Δp_i	76	1.3.1 纯质水平单管外的冷凝	114
2.3.2 壳程压力降	77	1.3.2 纯质水平管束间的冷凝和逐排	
2.4 换热器热力计算的其他分析方法		计算法	115
简介	81	2 混合蒸气冷凝换热的分析与计算	117
3 贝尔-台华(Bell-Delaware)详细设计法	82	2.1 混合蒸气的冷凝换热机理	117
3.1 几何参数的计算	83	2.2 混合蒸气冷凝换热的预测方法	117
3.1.1 数据的输入	83	2.3 Bell-Ghaly 法的数学模型	117
3.1.2 壳程参数	83	2.4 混合工质管内冷凝的研究现状	118
3.1.3 辅助计算逐步计算步骤	84	2.5 混合蒸气冷凝传热膜系数的计算	

公式	119	7.3 计算过程的逻辑设计	134
2.6 混合工质管外凝换热热的研究		7.4 输入数据说明	134
现状	119	7.5 输出数据说明	134
3 冷凝器的计算机模拟	120	8 折流杆换热器及冷凝器计算程序	134
3.1 冷凝器的类型	120	8.1 程序功能	134
3.2 冷凝器的传热过程	120	8.2 适用范围	134
3.3 冷凝器计算机模拟的具体计算		参考文献	135
步骤	122	第6章 管壳式换热器结构设计	136
3.3.1 纯质壳侧冷凝时分段法卧式		1 壳体、管箱壳体和封头的设计	136
管壳式冷凝器模拟计算具体		1.1 壁厚的确定	136
步骤	123	1.2 壳体、管箱壳体和封头的尺寸及	
3.3.2 混合工质冷凝器模拟计算具		质量	140
体步骤	124	1.3 进出口的设计	141
参考文献	125	1.3.1 接管外伸长度	141
第5章 应用计算机设计计算的方法	127	1.3.2 接管与筒体、管箱壳体的连接	142
1 管壳式换热器设计及性能计算程序		1.3.3 排气、排液管	142
TASC3	127	1.4 接管最小位置	144
1.1 程序功能	127	1.4.1 壳程接管位置的最小尺寸	144
1.2 输入数据	128	1.4.2 管箱接管位置的最小尺寸	144
1.3 输出数据	128	2 管板与换热管	145
2 无相变管壳式换热器设计及性能计		2.1 管板	145
算程序 STEP5	128	2.1.1 管板结构	145
2.1 程序功能	128	2.1.2 管板最小厚度	145
2.2 软件使用限制	128	2.1.3 管板尺寸	146
3 釜式再沸器模拟计算程序 MKETL 和		2.1.4 管板重量计算	147
立式热虹吸再(重)沸器的设计与		2.2 换热管	162
校核程序 TREB4	128	2.2.1 换热管的规格和尺寸偏差	162
3.1 程序功能	128	2.2.2 换热管的排列型式	162
3.2 软件使用限制	129	2.3 管程分程	164
3.3 输入数据	129	3 壳体与管板、管板与法兰及换热管	
3.4 立式热虹吸重沸器的设计与校		的连接	164
核程序 TREB4 简介	129	3.1 壳体与管板的连接结构	164
4 空冷器的校核计算程序 ACE	129	3.2 管板与法兰的连接	168
4.1 程序功能及特点	129	3.2.1 固定式管板	168
4.2 程序适用范围	130	3.2.2 可拆式管板	168
5 HTRI 管壳式换热器计算程序 CST-2	130	3.3 管子与管板连接	171
5.1 程序功能	130	3.3.1 胀接	171
5.2 输入数据文件的基本格式	132	3.3.2 焊接	172
5.3 输入数据文件的基本内容	132	3.3.3 胀焊并用	174
6 釜式重沸器传热与流体力学计算程序		3.3.4 爆炸胀接	175
RKH	132	4 其他各部件结构	175
6.1 程序功能	132	4.1 膨胀节	175
6.2 设计计算方案	132	4.2 折流板或支持板	179
7 无相变管壳式换热器工艺计算与核算		4.2.1 折流板的型式	179
程序 (FRHEX2C)	134	4.2.2 折流板尺寸	180
7.1 程序功能	134	4.2.3 折流板或支持板管孔	181
7.2 计算方法原理	134	4.2.4 折流板或支持板外直径及允	

许偏差	182	6.3 声共振激振机理	203
4.2.5 折流板的布置	183	6.4 声共鸣许用准则	204
4.2.6 支持板	183	6.4.1 旋涡分离引起的声共鸣	204
4.2.7 折流板质量计算	184	6.4.2 湍流抖振引起的声共鸣	205
4.3 防冲与导流	186	6.5 声驻波振动的抑制	205
4.3.1 防冲板的型式	186	6.5.1 防振挡板	205
4.3.2 防冲板的位置和尺寸	186	6.5.2 Helmholtz 空腔共鸣室	206
4.3.3 导流筒	187	6.5.3 翅条片的构思	206
4.4 拉杆与定距管	188	6.5.4 螺旋形的“管间”插入件的构思	207
4.4.1 拉杆的结构和尺寸	188	6.5.5 谐调	207
4.4.2 拉杆的布置	189	6.5.6 拆除一些管子	207
4.4.3 定距管尺寸	189	6.5.7 管子结构表面的改变	207
4.5 防短路结构	189	6.5.8 不规则的管间距	207
4.5.1 旁路挡板结构尺寸	189	6.5.9 改变壳程质量流率	207
4.5.2 假管	190	7 振动计算程序	208
4.5.3 中间挡板	190	7.1 振动计算步骤	208
参考文献	190	7.2 振动计算中应用试验推算值时应注意的问题	209
第7章 管壳式换热器流体流动诱发振动	192	第8章 管壳式换热器管板设计	212
1 流动诱发振动基本原理	192	1 概述	212
1.1 流动诱发振动三种基本情况	192	2 管壳式换热器管板的设计计算方法分析	213
1.2 管子破坏最可能的区段	192	2.1 设计计算公式的基本考虑	213
1.3 破坏机理	192	2.2 管板强度分析的基本方法	213
1.4 流动诱发振动机理	192	2.2.1 固定管板式换热器的管板应力分析	214
1.5 换热管振动响应曲线	193	2.2.2 U型管式换热器管板应力计算分析	218
1.6 横流下管束动力行为	193	2.2.3 管板应力的性质	223
1.7 流体动力作用力	193	2.2.4 管板应力的调整	223
2 流体介质与流动诱发振动机理, 旋涡分离	194	3 管板计算	224
2.1 管束斯脱拉哈数计算	194	3.1 符号说明	224
2.2 避免产生旋涡分离共振准则	195	3.2 U型管式换热器管板	229
2.3 单相流下附加质量系数 C_m 的确定	196	3.2.1 a型连接方式管板的计算	229
2.4 旋涡分离振动响应预测的动力分析	196	3.2.2 b、c、d型连接方式管板的计算	229
3 湍流诱发激振机理	197	3.2.3 e、f型连接方式管板的计算	230
3.1 湍流	197	3.2.4 U型管式换热器管板计算结果	231
3.2 湍流抖振	197	3.3 浮头式与填料函式换热器管板	232
3.3 欧文 (Owen) 湍流抖振频率表达式	198	3.3.1 计算步骤	232
3.4 湍流随机激振	198	3.3.2 浮头式、填料函式换热器管板计算	233
4 流体弹性不稳定模型	198	3.4 固定管板式换热器管板	234
4.1 位移机理	198	3.5 换热管稳定许用压应力	240
4.2 速度机理	199	3.6 换热管与管板连接的许用拉脱力	241
5 阻尼	199		
6 声共鸣	201		
6.1 驻波原理	201		
6.2 声共鸣频率表达式	203		

4 计算示例	254	管板厚度计算公式之间的比较	302
4.1 U型管式换热器管板厚度计算	254	6.8 BS5500 和 CODAP 浮头换热器	
4.1.1 a型连接方式管板厚度计算	254	管板设计准则	302
4.1.2 采用 GB 151—1999 设计结果的改进	256	6.8.1 管内最大轴向应力	303
4.2 浮头式、填料函式换热器管板厚度计算	257	6.8.2 U型管换热器设计公式	303
4.2.1 浮头式换热器管板厚度的计算	257	6.8.3 法兰管板-TEMA 设计程序	303
4.2.2 填料函式换热器管板厚度计算	259	参考文献	304
4.3 固定管板换热器	261	第 10 章 翅片管式换热器	305
4.3.1 不带膨胀节, 其延长部分兼作法兰的管板	261	1 概述	305
4.3.2 不带法兰的管板	269	2 翅片管的类型和结构	305
参考文献	278	2.1 按结构型式分类	306
第 9 章 其他各种管板应力与强度计算	279	2.2 按制造工艺分类	306
1 管板削弱系数	279	3 翅片管式换热器的传热计算	307
1.1 管板孔间带效率	279	3.1 传热方程	307
1.2 强度与刚度削弱系数	279	3.2 干工况时的总传热系数	307
2 双管板计算	280	3.3 外掠翅片管束的换热和压降计算	309
3 法兰夹持的可拆式管板强度计算	282	3.3.1 圆管-圆形翅片管束	309
4 管板管桥及管壁温度场分析	285	3.3.2 圆管-矩形翅片叉排管束	310
4.1 分析模型	286	3.4 湿工况时的总传热系数	311
4.2 计算步骤	286	4 对数平均温差、温差修正系数与无因次参数 R 、 P	311
5 矩形管板的计算	287	4.1 对数平均温差的计算	311
5.1 分析模型	287	4.1.1 错流(一次交叉流)型的平均温差	312
5.2 平衡方程	288	4.1.2 “混合-非混合”错流(交叉流)平均温差	312
5.3 单个条形梁的分析	289	4.2 温差修正系数	313
5.4 边界位移的求解	291	4.2.1 $\Delta t_{m,n} = f_1(R, P)$ 的推导	314
6 国外管壳式换热器管板设计规范及比较	293	4.2.2 $\Delta t_{m,j} = f_2(R, P)$ 的推导	314
6.1 用于换热器机械设计的设计标准	293	4.2.3 错流(一次交叉流)型的温差修正系数	314
6.2 管板分析基础	293	4.3 多次交叉错流型的平均温差	315
6.2.1 管板分析中的假定	294	4.3.1 总趋势为逆流的多次交叉错流	315
6.2.2 TEMA 边界约束的处理方法	294	4.3.2 总趋势为并(顺)流时的多次交叉错流	317
6.2.3 穿孔板的有效弹性常数	294	5 翅片效率	318
6.3 固定式管板设计基础	295	5.1 等截面直翅的传热计算及翅片效率	318
6.3.1 弹性基础上的薄圆板	295	5.1.1 传热计算	318
6.3.2 挠度、转角和弯矩	296	5.1.2 翅片效率	319
6.3.3 边缘处的垂直力	296	5.2 变截面直翅的传热计算及翅片效率	319
6.4 TEMA 的固定式管板设计	296	5.2.1 传热计算	320
6.4.1 管板弯曲公式和应力	296	5.2.2 翅片效率	320
6.4.2 TEMA 公式的应力分类构思	297	5.3 等厚度环翅的传热计算与翅片效率	320
6.5 法国 CODAP 固定式管板标准的计算	300	5.3.1 圆翅的传热计算	320
6.5.1 管板最大弯曲应力	300	5.3.2 圆翅的翅片效率	321
6.5.2 CODAP 公式中的应力分类	301		
6.6 英国 BS5500 的固定管板公式	301		
6.7 BS5500 与 TEMA 和 CODAP 固定			

5.3.3	等厚度正方形环翅的翅片效率	322
5.4	翅片效率的数值计算方法	323
5.5	扇形法与斯密特公式	325
6	翅片管式换热器的热计算	326
6.1	设计计算与校核计算	326
6.2	平均温差法	326
6.3	ϵ - NTU 法	327
6.3.1	无因次量	327
6.3.2	无因次量间的函数关系	327
6.3.3	ϵ - NTU 法的计算	329
6.4	翅片管的表面结构及参数	329
7	翅片管式换热器的强化传热	330
7.1	横掠翅片管(束)的流动与换热	

	特征	330
7.1.1	一般分析	330
7.1.2	绕流与换热特征	330
7.1.3	流动边界层对换热的影响	331
7.1.4	分离、回流与再附着	332
7.2	高效换热翅表面综述	332
7.2.1	间断型翅片	332
7.2.2	波纹型翅片	334
7.2.3	齿型螺旋翅片	334
7.2.4	椭圆管翅片	335
	附录	336
	参考文献	338

第2篇 板式换热器

第1章	板(片)式换热器	341
1	概述	341
1.1	板(片)式换热器的基本构造	341
1.2	流程组合	341
1.3	框架型式	343
2	板片的型式与影响板片性能的参数	343
2.1	影响板片传热与压降的参数和结构	343
2.2	板片的型式与性能	343
2.3	混合 β 人字板(热混合板)及其性能	345
2.4	几种特殊构造的板片	346
3	板(片)式换热器的性能特点	347
3.1	板(片)式换热器的主要优点	347
3.2	板(片)式换热器的主要缺点	348
3.3	板(片)式换热器与管壳式换热器的比较	349
4	板(片)式换热器的设计计算	350
4.1	一般设计要求	350
4.2	设计计算公式和曲线	351
4.3	平均温差法设计计算步骤	360
4.4	平均温差法校核计算步骤	362
4.5	ϵ - NTU 法设计计算步骤	365
4.6	热混合设计法	367
4.6.1	机理	367
4.6.2	计算公式	368
4.6.3	设计计算步骤	369
5	工业应用	370
5.1	概况	370
5.2	在供热、空调和生活用水中的应用	371
5.3	在食品工业中的应用	372
5.4	在化学工业中的应用	373

5.4.1	在硫酸工业中的应用	373
5.4.2	在制碱工业中的应用	373
5.5	在石油和石化工业中的应用	374
5.6	在电力工业中的应用	375
5.7	在冶金工业中的应用	375
5.8	在其他场合的应用	375
6	产品制造	375
6.1	概述	375
6.2	制造标准	375
6.3	制造质量要求	376
6.4	制造材料	376
	附录	378
	参考文献	380
第2章	板翅式换热器	381
1	概述	381
1.1	板翅式换热器的发展	381
1.2	制造工艺简介	381
1.3	应用	381
1.4	特点	383
2	结构特点与传热机理	384
2.1	结构与基本元件	384
2.1.1	翅片	384
2.1.2	隔板	385
2.1.3	封条	385
2.1.4	导流片与封头	385
2.2	翅片的结构参数	385
2.3	流道布置	386
2.4	单元组合	386
3	设计计算	388
3.1	换热与流动基本特征数关系式	388
3.1.1	无相变特征数关系式	388
3.1.2	相变特征数关系式	389

3.2 翅片效率与表面效率	390	3 螺旋板式换热器的传热计算	407
3.2.1 单叠布置	390	3.1 无相变液体的螺旋流	407
3.2.2 复叠布置	391	3.2 无相变气体的螺旋流	408
3.2.3 多股流复杂布置	391	3.3 无相变液体的对流传热	408
3.3 翅片型式与结构参数的选择	391	3.4 蒸汽冷凝	409
3.3.1 锯齿翅片	391	3.5 螺旋板式换热器用于立式热虹吸 重沸器	410
3.3.2 平直翅片	392	3.6 无相变流体的轴向流	410
3.3.3 多孔翅片	392	4 螺旋板式换热器的工艺设计	410
3.3.4 翅片结构参数的选择	392	4.1 介质速度	410
3.4 多股流板翅式换热器	392	4.2 总传热系数	411
3.4.1 通道分配与通道排列	392	4.3 工艺设计的一般步骤	411
3.4.2 综合法	392	4.3.1 热平衡设计法(对数平均 温差法)	411
3.5 流体的不均匀分配性	393	4.3.2 ϵ -NTU 曲线图设计法	412
3.5.1 流体不均匀分配与换热器性能的关系	393	5 螺旋板式换热器的几何设计	413
3.5.2 流体不均匀分配的基本类型	393	5.1 符号说明	413
3.5.3 改善流体不均匀分配的措施	393	5.2 几何设计	413
3.6 设计计算	394	5.2.1 中心隔板宽度	413
4 设计实例	394	5.2.2 偏心距	414
4.1 两股流相变换热器	394	5.2.3 螺旋体有效换热圈数	414
4.2 多股流无相变换热器	395	5.2.4 螺旋板圈数	414
5 板翅式换热器新技术及在压缩机中的应用	398	5.2.5 螺旋板有效换热长度 L_Y 及 螺旋板计算长度 L_B	415
5.1 铝板翅式换热器表面处理技术	398	5.2.6 换热器螺旋通道长度 L_T	415
5.2 板翅式换热器快速创型系统	398	5.2.7 有效换热面积 A_Y	415
5.3 板翅式换热器新产品	398	5.2.8 螺旋体长轴外径	415
5.3.1 非金属板翅式换热器	398	6 螺旋板式换热器的强度及稳定性设计	416
5.3.2 不锈钢板翅式换热器	399	6.1 符号说明	416
5.4 高压板翅式换热器的结构强度特性分析	399	6.2 螺旋板的强度	417
5.5 板翅式换热器在压缩机领域的应用	399	6.3 螺旋板的挠度计算	417
参考文献	400	6.4 螺旋板许用压力	417
第3章 螺旋板式换热器	401	6.5 半圆筒体或外圈板的计算厚度	421
1 螺旋板式换热器的发展和结构特点	401	6.6 中心隔板的计算厚度	421
1.1 螺旋板式换热器的发展概况	401	6.7 半圆端板	421
1.2 螺旋板式换热器的结构特点	401	6.8 可拆螺旋板式换热器的倒锥平盖	421
1.3 螺旋板式换热器的型式与参数	402	6.8.1 基础板	423
1.3.1 典型结构	402	6.8.2 圆环筋	424
1.3.2 型号表示方法	402	6.8.3 倒锥	425
2 螺旋板式换热器的流动阻力计算	404	6.8.4 刚度设计	425
2.1 试验方法	404	7 螺旋板式换热器的制造与检验	426
2.2 试验结果	404	7.1 螺旋板式换热器的制造工艺程序	426
2.3 介质为液体时螺旋板式换热器流体阻力计算公式	406	7.2 螺旋板式换热器制造质量的控制	426
2.4 介质为空气时螺旋板式换热器流体阻力计算公式	406	7.2.1 螺旋板板材的下料	426
2.5 流体作轴向流动时的压力降	407	7.2.2 螺旋板的定距柱	426
		7.2.3 中心隔板	427
		7.2.4 支承环	427

7.2.5 特殊处理	427	8.4 在煤焦化工程上的应用	433
7.3 螺旋板式换热器制造技术的发展	427	8.5 在供热和油田等领域的应用	434
7.3.1 螺旋板式换热器制造工装设备的发展	427	8.6 工程应用中存在的问题	434
7.3.2 螺旋板式换热器的其他新进展	428	9 国外螺旋板式换热器的新结构	434
8 螺旋板式换热器在工程上的应用	428	9.1 2型螺旋板式冷凝器	435
8.1 在合成氨氮肥工业上的应用	428	9.2 2型安放于塔顶的螺旋板式冷凝器	435
8.2 在烧碱、硫酸工业上的应用	432	9.3 1型螺旋板式冷凝器	435
8.2.1 在烧碱工业上的应用	432	9.4 3型螺旋板式冷凝器	436
8.2.2 在硫酸工业上的应用	432	9.5 3H型螺旋板式冷凝器	436
8.3 在制药、制冷工程上的应用	432	附录 不可拆螺旋板式换热器型式与参数	437
8.3.1 在制药上的应用	432	参考文献	440
8.3.2 在制冷工程上的应用	432		

第3篇 高温换热器与非金属换热器

第1章 高温换热器	441	2 不透性石墨换热器	461
1 金属高温换热器	441	2.1 不透性石墨的特性及其在换热器中的应用	461
1.1 辐射式换热器	441	2.1.1 石墨与不透性石墨简介	461
1.1.1 概述	441	2.1.2 不透性石墨的特性	461
1.1.2 辐射式换热器结构	441	2.1.3 不透性石墨在换热器中的应用	463
1.2 套管式高温换热器	444	2.2 不透性石墨制设备的设计特点、强度计算及典型结构结点	463
1.2.1 概述	444	2.2.1 设计特点	463
1.2.2 结构简介	444	2.2.2 强度计算	463
1.3 针、片肋翅管式换热器	445	2.2.3 典型结构节点	463
1.3.1 概述	445	2.3 不透性石墨换热器的类型、结构及传热特点	464
1.3.2 结构简介	446	2.3.1 不透性石墨换热器的类型	464
1.4 其他型式换热器简介	446	2.3.2 浮头列管式石墨换热器的结构	465
1.4.1 整体式换热器	446	2.3.3 块孔式石墨换热器的结构与传热	470
1.4.2 列管式换热器	447	2.3.4 其他型式石墨换热器及蒸发器简介	477
1.4.3 辐射-对流组合换热器	448	2.4 不透性石墨换热器应用实例	478
2 陶瓷高温换热器	450	2.5 国内外石墨换热器发展概况	480
2.1 粘土换热器(四孔砖换热器)	450	2.5.1 国外石墨换热器的发展	480
2.2 碳化硅列管式换热器	451	2.5.2 我国不透性石墨换热器的现状和发展方向	481
2.3 其他型式换热器简介	457	3 氟塑料换热器	482
2.3.1 八角形管砖换热器	457	3.1 氟塑料的特性及其在换热器中的应用	482
2.3.2 回转式陶瓷蓄热器	458	3.1.1 氟塑料的特性	482
2.3.3 高铝(刚玉)管式换热器	459	3.1.2 氟塑料在换热器中的应用	484
参考文献	459	3.2 氟塑料换热器的结构型式	485
第2章 非金属换热器	460	3.2.1 管束	485
1 概述	460		
1.1 非金属材料换热器的重要性	460		
1.2 正确选用非金属材料换热器	460		
1.3 非金属材料换热器现状	460		
1.3.1 石墨换热器	460		
1.3.2 氟塑料换热器	460		
1.3.3 玻璃换热器	461		
1.3.4 化工陶瓷换热器	461		

3.2.2 管壳式换热器	486	3.4.2 长沙市宏达热交换器厂产品	491
3.2.3 沉浸式换热器	487	3.4.3 北京化工大学等单位的石墨 改性聚全氟乙丙烯换热器	493
3.3 氟塑料换热器的传热系数与流 体阻力	488	3.5 氟塑料换热器存在的问题及发 展方向	493
3.4 国内氟塑料换热器产品简介	489	参考文献	493
3.4.1 郑州工业大学化工总厂及锦 西化工厂产品	489		

第4篇 换热器先进制造技术

第1章 先进制造技术概论	495	2.1 计算固体力学技术	508
1 先进制造技术基础	495	2.2 计算流体力学技术	508
1.1 现代设计理论和方法	495	3 虚拟工程放大中的实验方法	509
1.2 先进的加工制造技术	495	4 换热器虚拟工程放大技术实例	509
1.3 先进的生产资源管理模式	495	4.1 管壳式换热器的虚拟工程放大实例	509
2 换热设备的先进制造	496	4.2 Kenics 静态混合换热器 (KM) 的 虚拟工程放大实例	510
第2章 换热器热力设计物性数据计算机化	498	第5章 先进加工工艺在换热器中的应用	513
1 物性数据的选择	498	1 激光焊接技术及在换热器中的应用	513
2 物性数据库结构及特点	498	1.1 激光焊机理	513
3 物性数据库系统特点	498	1.2 金属的激光焊接性	514
4 物性数据库系统功能	499	1.3 换热器所用典型材料的激光焊	515
第3章 先进设计方法及其在换热器设计中 的应用	500	2 超塑性成型扩散连接 (SPF/DB)	515
1 先进设计方法概述	500	2.1 超塑性成型扩散连接工艺	516
2 先进设计理论和方法	500	2.2 扩散连接参数	517
2.1 换热器优化设计方法简介	500	3 微型加工技术	517
2.2 模糊优化设计方法	500	3.1 印刷线路板式换热器的特点	518
2.3 计算机辅助参数化绘图 (CAPD)	502	3.2 印刷线路板式换热器的制造工艺	518
2.3.1 计算机辅助参数化绘图简介	502	第6章 换热设备先进制造模式的探索	519
2.3.2 以 AutoCAD 为平台进行的 二次开发技术	502	1 换热设备快速创型制造的基本构想	519
2.4 基于 Web 的异地远程设计 (Web- CAD)	503	1.1 异地协作开发与设计	519
3 基于 Web 的板翅式换热器异地远程 设计系统的开发	504	1.2 虚拟工程放大	519
第4章 换热器虚拟工程放大技术	507	1.3 分散网络化制造	520
1 虚拟工程放大技术简介	507	1.4 电子商务	520
2 计算机模拟技术	508	2 换热设备先进制造的实例——新型板 翅式换热器的开发与制造	521
		参考文献	523

第 1 篇 管壳式换热器

换热器是广泛应用于化工、石油化工、动力、医药、冶金、制冷、轻工等行业的一种通用设备。换热器的种类繁多，若按其传热面的形状和结构进行分类可分为管型、板型和其他型式换热器。而管型换热器又可分为蛇管式换热器、套管式换热器、管壳式换热器。板型换热器可分为螺旋板式换热器、板式换热器、板翅式换热器、板壳式换热器。其他型式的换热器是为了满足一种特殊要求而出现的换热器，如回转式换热器、热管换热器等。在众多类型的换热器结构中，管壳式换热器是用得最为广泛的一种换热设备类型。

管壳式换热器的应用已有很悠久的历史。现在，它被当作一种传统的标准换热设备在许多工业部门中大量使用，尤其是在化工、石油、能源等行业中使用更为广泛。

一般来说，管壳式换热器制造容易，生产成本低，选材范围广，清洗方便，适应性强，处理量大，工作可靠，且能适应高温高压。虽然它在结构紧凑性、传热强度和单位金属消耗量方面无法与板式或板翅式换热器相比，但它由于具有前述的一些优点，因而在化工、石油、能源等行业的应用中仍处于主导地位。在换热器向高温、高压、大型化发展的今天，随着新型高效传热管的不断出现，使得管壳式换热器的应用范围得以扩大，更增添了管壳式换热器的新的生命力。

第 1 章 管壳式换热器的类型、结构与型号

1 概述

图 1-1-1 为一种最简单的管壳式换热器示意图。如图 1-1-1 所示，它由许多管子组成管束，管束构成换热器的传热面，此类换热器又称为列管式换热器。换热器的管子固定在管板上，而管板又与外壳联接在一起。为了增加流体在管外空间的流速，以提高换热器壳程的传热膜系数，改善换热器的传热情况，在筒体内间隔安装了许多折流挡板。换热器的壳体和两侧管箱上（对偶数管程，则在一侧）开有流体的进出口，有时还在其上装设检查孔，为安置仪表用的接口管，排液孔和排气孔等。在换热器中，一种流体从一侧管箱（称为前管箱）流进管子里，经另一侧管箱（称为后管箱）流出（对奇数单管程换热器），或绕过管箱，流回进口侧前管箱流出（对偶数管程换热器），这条路径称为管程。另一种流体从壳体上的连接管进出换热器壳体，流经管束外，这条路径称为壳程。图 1-1-1 所示即为二管程、单壳程，工程上称为 1-2 型换热器（此处 1 表示壳程数，2 表示管程数）。同样，在换热器筒体内加纵向挡板也能得到多壳程结构。

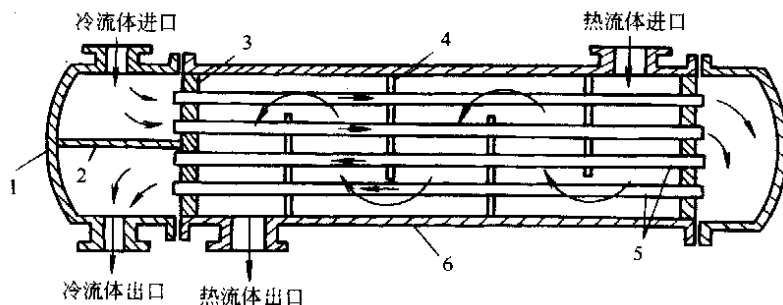


图 1-1-1 管壳式换热器示意图 (BEM)

1—封头；2—隔板；3—管板；4—挡板；5—管子；6—外壳

2 管壳式换热器的类型^[1~5]

传热设备可以按类型命名，也可以按它完成的功能命名，如冷凝器、加热器、再沸器、蒸发器、过热器等。同样，也可按其结构特点进行分类。

在美国,管壳式换热器是依据广泛使用的 TEMA 规范进行分类和设计的。在欧洲则使用 DIM 规范,在日本是依据 JISB 8249 规范,在我国则是按照 GB 151《管壳式换热器》进行分类和设计。

2.1 管壳式换热器的零、部件名称

管壳式换热器的零、部件名称见表 1-1-1 和图 1-1-2 至图 1-1-9。

表 1-1-1 管壳式换热器的零、部件名称

序号	名称	序号	名称	序号	名称
1	平盖	21	吊耳	41	封头管箱(部件)
2	平盖管箱(部件)	22	放气口	42	分程隔板
3	接管法兰	23	凸形封头	43	悬挂式支座(部件)
4	管箱法兰	24	浮头法兰	44	膨胀节
5	固定管板	25	浮头垫片	45	中间挡板
6	壳体法兰	26	无折边球面封头	46	U型换热管
7	防冲板	27	浮头管板	47	内导流筒
8	仪表接口	28	浮头盖(部件)	48	纵向隔板
9	补强圈	29	外头盖(部件)	49	填料
10	圆筒	30	排液口	50	填料函
11	折流板	31	钩圈	51	填料压盖
12	旁路挡板	32	接管	52	浮动管板裙筒
13	拉杆	33	活动鞍座(部件)	53	剖分剪切环(钩圈)
14	定距管	34	换热管	54	活套法兰
15	支持板	35	假管	55	偏心锥壳
16	双头螺柱或螺栓	36	管束(部件)	56	堰板
17	螺母	37	固定鞍座(部件)	57	液面计
18	外头盖垫片	38	滑道	58	套环
19	外头盖侧法兰	39	管箱垫片	59	分流割板
20	外头盖法兰	40	管箱短节		

2.2 管壳式换热器主要组合部件

在 GB 151 中,将管壳式换热器的主要组合部件分为前端管箱,壳体和后端结构(包括管束)三部分。详细分类及代号见图 1-1-2。

2.2.1 壳体

同 TEMA 相比,我国的 GB 151 增加了 U 型管换热器的壳体(I),增加了外导流筒结构(O),在釜式重沸器(K)中增加了双管束型式,取消了穿流壳体(全错流 X)^[2~4,6~10]。

在选择壳体型式时,一般来说,E 型壳体是单程壳体,经济上便宜,通常热效率最高,即它的平均传热温度差修正系数(MTD-F 系数)最大,不过,对于管侧多程的换热器,若平均传热温度差修正系数较低,以至需要两个 E 型壳体串联时,那么可以采用更为经济的一个 F 型壳体(两流程壳体),然而,F 型壳体的纵向折流板受到流体与热量泄漏的限制,所以必须仔细设计与制造。同时在拆卸或更换管束方面,该壳体也存在较多的问题。假如壳侧压降受到限制,流量较大时,可以采用分流式的 J 型壳体,不过热效率会有损失(平均传热温度差修正系数较低)。也可以采用 G 型和 H 型壳体中的对(双)分流式壳体。

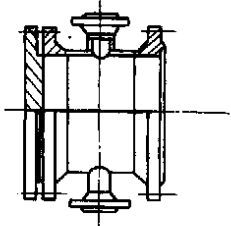
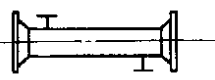
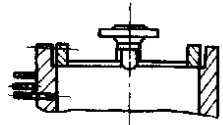
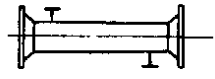
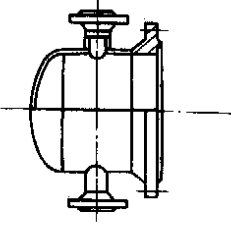
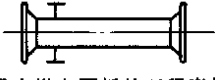
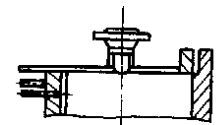
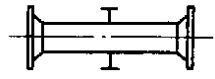
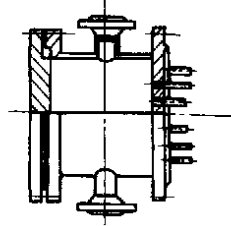
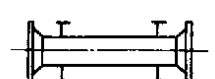
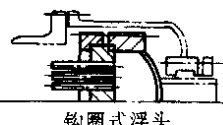
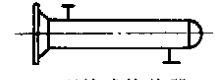
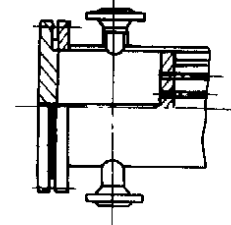
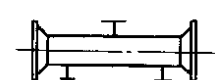
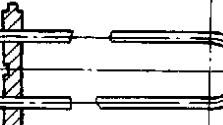

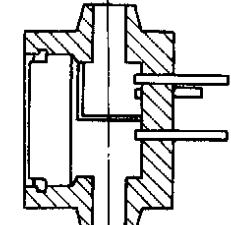
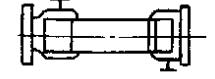
前端管箱型式		壳体型式		后端结构型式	
A		E	 单程壳体	L	
		Q	 单进单出冷凝器壳体		
B		F	 具有纵向隔板的双程壳体	N	
		G	 分流		
C		H	 双分流	S	
		I	 U型管式换热器		
N		J	 无隔板分流 (或冷凝器壳体)	U	
		K	 釜式重沸器		
D		O	 外导流		

图 1-1-2 主要部件的分类和代号

2.2.2 前端管箱

前端管箱有两种基本型式：即封头管箱和平盖管箱。封头管箱（B）一般是在管侧流体较清洁的情况下使用。该种管箱接头较少，但是当清洁或检查管子时，则需要拆开连接管的接头。平盖管箱（A）可以是可拆式的也可以是与管板做成一个整体的（C）。该种管箱具有可拆卸式的盖板，可以不用拆开连接管的接头就能接近传热管。

2.2.3 后端结构

固定式管板 (L, M 或 N) 是刚性构件, 壳体与管束外圈管子之间存在很小的间隙。由于壳体的材料具有不同的热膨胀系数, 因而将壳体与管子之间的温差限制在中等程度范围 (粗略估计, 通常认为应在 $< 50^{\circ}\text{C}$ 内)。如果壳体具有膨胀节, 那么就可以将这一温差的限制提高。该类换热器可以具有任意数目的管侧流程。不过, 只能使用化学方法清洗管侧。另外, 还可以更换其中的个别传热管。此类换热器的成本较低, 只比 U 型管换热器的成本稍高一点。

U 型管束 (U) 结构很简单, 只需一块管板, 没有膨胀节, 而且易于拆卸, 不过, 不能够更换单根管子 (管程数目为偶数), 管侧弯头的清洗较困难。此类换热器的成本最低。

填料函式浮头 (P) 是为解决温差膨胀而设计的。使用该种结构可以不受管程数目的限制。即使密封垫片或填料出现泄漏, 壳流与管流仍可以不混合。不过, 此种管箱要求管束与壳体间存在较大间隙, 因而最好在折流板边缘设有密封垫圈, 国内在山西和四川都有这种从法国和德国引进的结构, 华南理工大学化机所在武汉和山东也都设计了这种结构, 效果较好。这种换热器的成本较高。

钩圈式浮头 (S) 中, 管板夹在可拆卸的剖分环和盖板之间。管板直径比壳体直径还大。这种结构允许壳体与管束之间存在较小的间隙。由于浮头定位的原因, 其最小出口折流板的间距, 与其他结构相比也是最大的。垫片损坏无法看见, 所以会造成管程流体和壳程流体的混合。为了拆卸管束或清洗管子, 换热器的两端封头都必须拆卸下来。清洗的费用比可抽式浮头 (T) 的清洗费用稍高一些。同时, 换热器的成本也相对高一些。

通过拆卸固定式封头, 可以将可抽式浮头 (T) 从壳体上卸下来。由于浮头法兰与壳体是通过螺栓连接的, 因而管束与壳体之间的间隙很大, 必须加有旁路挡板。管程数为偶数。此外, 密封垫片的泄漏会造成壳程流体和管程流体的混合, 而这从外部又看不出。该类换热器的成本相对高一些。

带有套环的填料函式浮头 (W), 其套环填料由后端封头的螺栓压紧。管束与壳体之间的间隙比较小。壳程可以是单流程的也可以是两流程的。即使壳程流体或管程流体出现泄漏, 也会排到环境中去。不过, 在泄漏区域, 两种流体有可能混合。其管束的拆卸比较方便, 但是由于温度变化剧烈, 会导致填料压得不紧, 因而不推荐使用这种结构。此种结构是所有浮头结构中成本最低的一种。由上述介绍可知, 选用不同的前端管箱, 壳体结构和后端结构可以组合成不同类型的管壳式换热器。

3 管壳式换热器的型式与结构^[7,8,13]

管壳式换热器是把管子与管板连接, 再用壳体固定。它的型式大致分为固定管板式、釜式浮头式、U 型管式、滑动管板式、填料函式及套管式等几种。根据介质的种类、压力、温度、污垢和其他条件, 管板与壳体的连接的各种结构型式特点, 传热管的形状与传热条件, 造价, 维修检查方便等情况来选择设计制造各种管壳式换热器。

3.1 固定管板式换热器

固定管板换热器的两端管板, 采用焊接方法与壳体连接固定, 如图 1-1-3 和图 1-1-5 所示。这种换热器结构简单; 在相同的壳体直径内, 排管最多, 比较紧凑; 在有折流板的壳侧流动中, E 旁路最小, 管程可以分成任一偶数程数。由于两个管板被换热管互相支撑, 与其他管壳式换热器相比, 管板最薄, 不仅造价低而

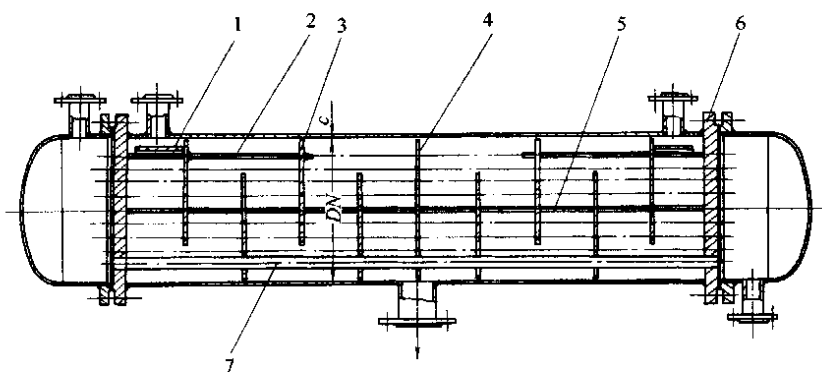


图 1-1-3 固定管板换热器 (BJM)

1—防冲板; 2—拉杆; 3—单弓形折流板; 4—分流割板; 5—旁路挡板; 6—带法兰管板; 7—传热管

且每根管子内侧都能进行清洗。但壳侧清洗较难,不能进行机械清洗,所以宜用于不易结垢和清洁的流体。当管束和壳体之间的温差太大而产生不同的热膨胀时,常会使管子与管板的接口脱开,从而发生介质泄漏。为此常在外壳上焊一膨胀节,但它仅能减小而不能完全消除由于温差而产生的热应力,且在多程换热器中,这种方法不能照顾到管子的相对移动。由此可见,这种换热器比较适合用于温差不大或温差较大但壳程压力不高以及壳程结垢不严重或能用化学清洗的场合。由于此类换热器集中了管壳式换热器的优点,因此应用相当广泛。

3.2 浮头式换热器

浮头式换热器如图 1-1-4 所示。浮头式换热器针对固定管板式换热器的缺陷在结构上做了改进,两端管板只有一端管板与壳体固定,而另一端的管板可以在壳体内自由移动,该端称为浮头。这类换热器壳体和管束对热膨胀是自由的,故当两种介质温差较大时,管束与壳体之间不产生温差应力。浮头端设计成可拆结

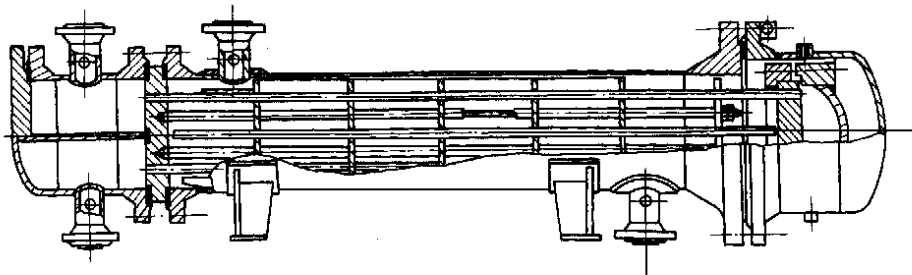


图 1-1-4 AES、BES 浮头式换热器

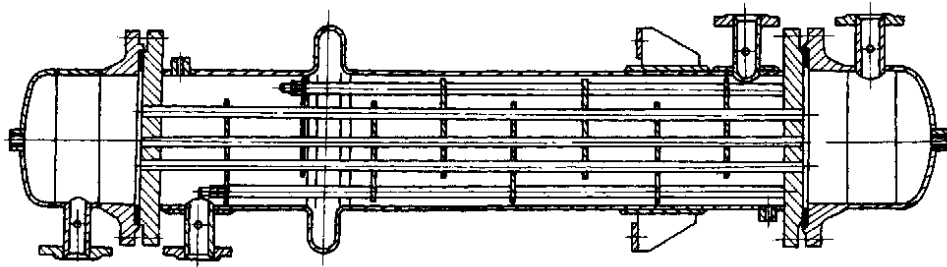


图 1-1-5 BEM 立式固定管板式换热器

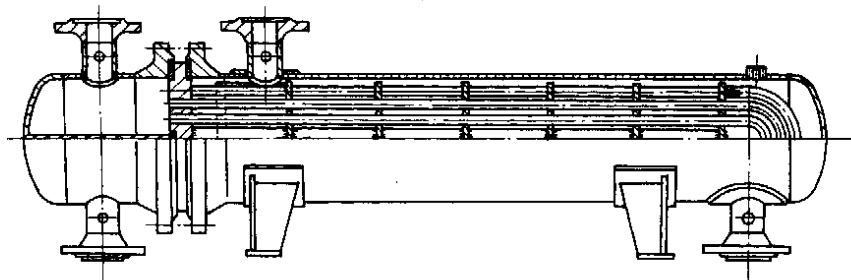


图 1-1-6 BIU U 型管式换热器

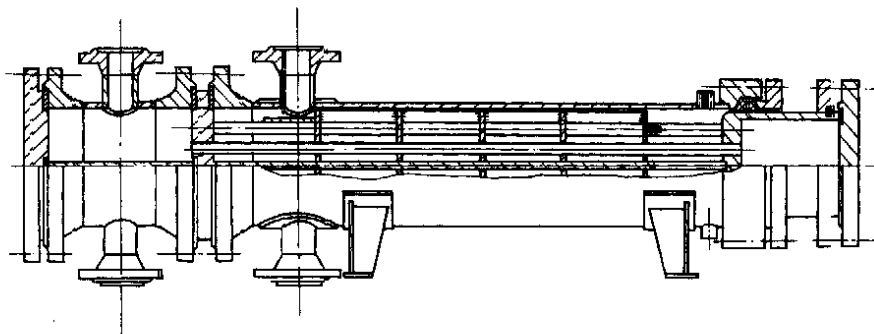


图 1-1-7 AFP 填料函双壳程换热器

构,使管束可以容易地插入或抽出(也有设计成不可拆的),这样为检修、清洗提供了方便。但结构较复杂,而且浮头端小盖在操作时无法知道泄漏情况,所以在安装时要特别注意其密封。

浮头式换热器适用于管壳壁间温差较大,或易于腐蚀和易于结垢的场合。但这类换热器结构复杂,笨重,造价约比固定管板式高20%左右,材料消耗量大。管束和壳体的间隙较大,故有害E流路较严重,在设计时要尽量避免这一短路。至于壳程的压力也受到滑动接触面的密封限制。

3.3 U型管式换热器

U型管式换热器如图1-1-6和图1-1-8所示,U型管式换热器仅有一块管板。它是将管子弯成U型,管

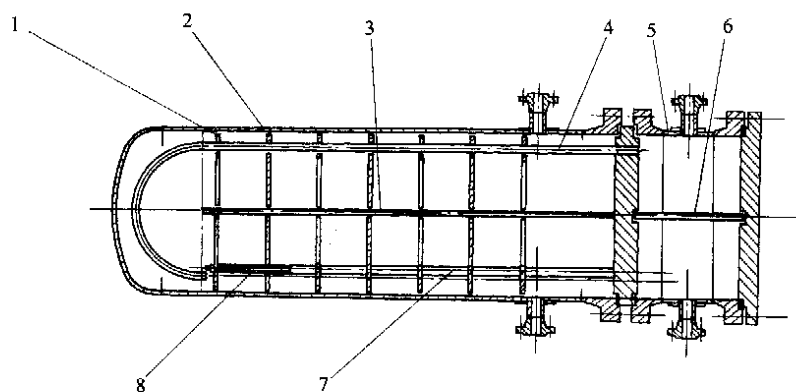


图1-1-8 双壳程U型管式换热器(AFU)

1—盘环形折流板环板;2—盘环形折流板盘板;3—纵向隔板;
4—换热管;5—管箱;6—分程隔板;7—定距管;8—拉杆

子两端固定在同一块管板上。由于壳体和管子分开,管束可以自由伸缩,不会因管壁、壳壁之间的温度差而产生热应力,热补偿性能好。管程为双管程,流程较长,流速较高,传热性能好,承压能力强。因U型管式换热器仅有一块管板,且无浮头,所以结构简单,造价比其他换热器便宜,管束可以从壳体内抽出,管外便于清洗,但管内清洗困难,所以管内的流体必须是清洁及不易结垢的物料。由于传热管的结构型式关系,管子的更换除外侧管了外,内部管子大部分不可能更换,管束中心部分存在间隙,所以流体易走短路,影响传热效果,故通常在此处设有假管或中间挡板(见图1-1-6)以减少这一流动死区。而且管板上排列的管子较少,结构不紧凑。U型管的弯管部分曲率不同,管子长度不一,因而物料分布不如固定管板式换热器均匀。管子因渗漏而堵死后,将造成传热面积的损失。

U型管式换热器,一般使用于高温高压的情况下。尤其使用在压力较高的情况下,在弯管段壁厚要加厚,以弥补弯管后管壁的减薄。

如壳程需要经常清洗的管束,则要求采用正方形排列,一般情况下都按三角形排列,管程为偶数。

壳程内可按工艺要求设置纵向隔板组成双壳程换热器,以增加壳侧介质流速(图1-1-8),提高换热设备的传热效果。纵向隔板安装在平行于传热管方向(纵向隔板按工艺要求决定)。

3.4 填料函式换热器

对于一些腐蚀严重,温差较大而经常要更换管束的冷却器,采用填料函式换热器要比浮头式或固定式换热器优越得多。它具有浮头式换热器的优点,又克服了固定式换热器的缺点,结构较浮头简单,制造方便,易于检修清洗。

填料函式换热器的管板也仅有一端与壳体固定,另一端采用填料函密封,如图1-1-7所示,它的管束也可以自由膨胀,所以也不需考虑由于管壁、壳壁温度差引起的热应力,且管程和壳程都能清洗,加工制造较浮头方便,且造价较低。但由于填料密封处易于泄漏,故壳程压力不能过高,也不易用于壳程内为易挥发、易燃、易爆和有毒介质的场合。

目前所使用的填料函式换热器都较小,使用在直径700mm以下,大直径填料函式换热器采用得很少,尤其在操作压力及温度较高的条件下就更少。

3.5 其他类型换热器

3.5.1 滑动管板式填料函换热器

滑动管板式填料函换热器如图1-1-9及图1-1-11所示之结构。管束可以从壳体中抽出,易于清洗,但在

填料内侧密封处，管程与壳程之间仍会产生串流现象，当两种介质相混而不相容时，往往会产生事故。而图 1-1-10 所示之结构型式，采用管、壳程完全隔离的填料函结构，解决了两程之间的串流现象，但为了能将管束从壳体中抽出，管箱法兰一定要做成可拆式的型式。以上几种结构，可按具体情况选用。

填料一般可采用油浸石棉。

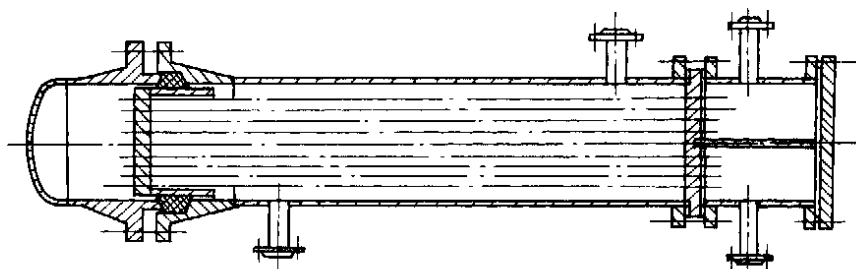


图 1-1-9 滑动管板式填料函换热器

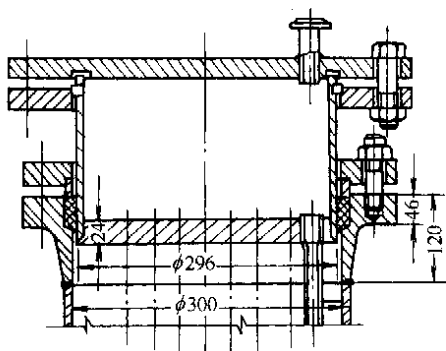


图 1-1-10 单填料函式结构 (P 型)

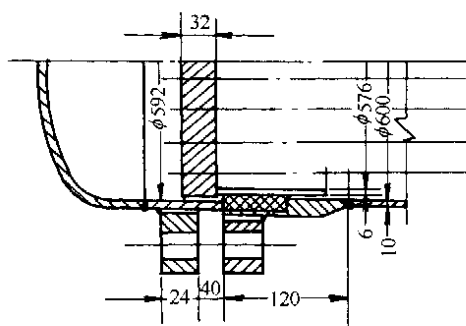


图 1-1-11 滑动管板式单填料函式结构

双填料函滑动管板式换热器如图 1-1-12 所示。它是在一般滑动管板的基础上，对填料密封结构进行了改进，它不仅具有一般滑动管板的优点，而且密封性能更为可靠，与目前常用型式的浮头换热器相比，具有一定的特点，以内圈为主要密封，防止内漏及外漏，而以外圈为辅助密封，并在两填料圈之间设计了一个泄漏引出管，与低压放空总管相连通，以防止泄漏而引起事故产生。该结构使用于有毒、易燃、易爆等物料的操作。

3.5.2 双管板换热器

双管板换热器一般有两种型式，普通型双管板和整块式双管板换热器。在实际应用中，采用普通型双管板较为普遍，由于整块式管板加工麻烦，所以很少使用。

双管板换热器主要用于当两程之间的物料相混合，将会产生严重后果，这种型式在下列情况下采用。

(1) 防腐性

管内与管间的流体不接触时不会产生腐蚀现象，但当两种流体相混后会引起严重腐蚀。

(2) 劳动保护

若一侧为剧毒的流体，如果渗入第二侧内，且将此剧毒的物质波及到大面积的场所，而该工厂在设计时未考虑防止这种情况的发生（如波及到冷却及加热的公共系统中去）。

(3) 安全方面

当两种流体相混（接触）后，会引起燃烧和爆炸。

(4) 设备的污垢

当两种流体相混后，会形成树脂状物质或聚合物。

(5) 催化剂中毒

与第二种流体接触后，会改变催化剂性能或与催化剂起化学反应。

(6) 还原反应

在两种流体接触后，使一种化学反应受到限制或不产生反应。

(7) 产品不纯

在与第二种流体接触后，可能会污染产品，使产品质量下降。

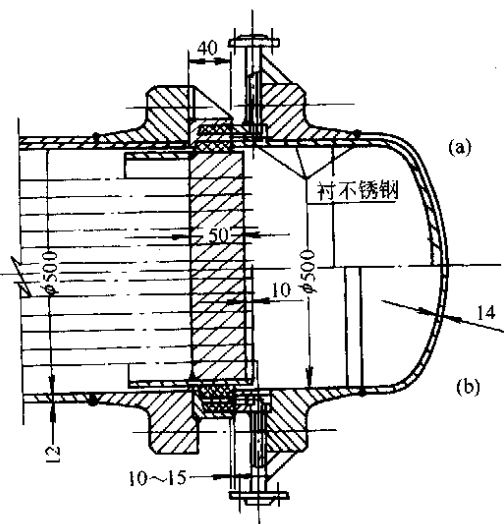


图 1-1-12 双填料函式滑动管板换热器

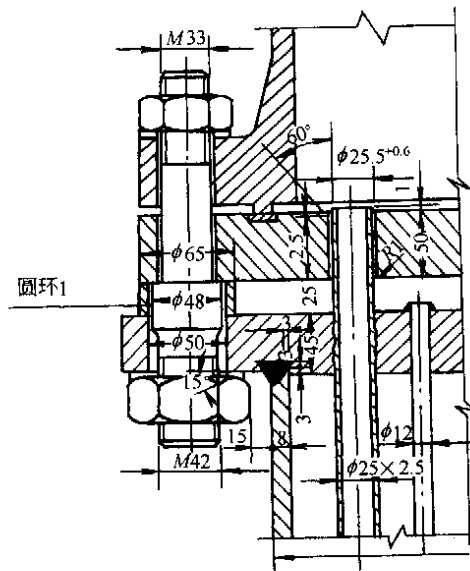


图 1-1-13 普通双管板结构

图 1-1-13 为普通双管板之结构型式，两管板的连接螺栓之间垫以圆环 1，调整两管板之间距，但必须保证两管板平行。下管板采用焊接或胀接连接。当管箱与上管板连接采用有台肩的螺栓紧固时，不会影响下管板。

整体式双管板结构型式如图 1-1-14 所示。该管板是由一块厚度大于两管板管板厚度之和的厚板制成。在制作过程中，按要求钻孔后，再用特殊的刀具在每一管板所需厚度的交接处，开一大于节距 t 的圆槽 d_1 (开槽高度由设计而定，但必须保证两管板的厚度)，如图 1-1-15 所示。圆槽之间互相沟通，形成一间隙，在管板边缘处开两个接口孔 (开孔高度应在两管板之间)，以排除及测试流体渗漏的情况。

整体式换热器，在钻孔时不会产生上下管板位移而出现错孔的现象，安装管束方便。由于两管板是一整体结构，强度高，连接处紧密性好，但加工制造麻烦。

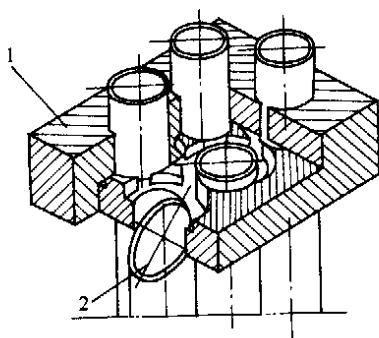


图 1-1-14 整体式双管板结构

1—管板；2—列管

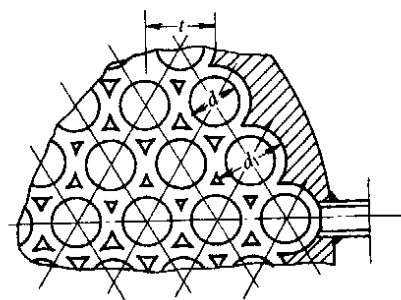


图 1-1-15 整体双管板开槽结构

3.5.3 薄管板换热器^[7,11]

薄管板换热器在目前工程项目中，已逐渐推广应用。使用中压、大直径 (在 $\phi 2000\text{mm}$ 以上) 换热设备上，都已取得了较满意的结果。

在设计时,可省去繁琐的管板计算及解决厚管板材料的供应困难,特别是对不锈钢和贵金属,如钛等厚板材料的供应困难。对管板本身来说,材料可节约70%~80%,当压力较高时可达90%,尤其对不锈钢换热器意义更大,而且加工方便。由于薄管板具有这些优点,所以它是一种很有发展前途的换热设备。

薄管板的结构,目前已有三种型式,如图1-1-16所示。

图1-1-16(a)是从德国引进装置中的薄管板结构,管板贴于法兰表面,图1-1-16(b)为前苏联ГОСТ标准的结构,管板嵌入法兰内,表面车平;图1-1-16(c)为我国上海医药设计院设计的结构,管板在法兰下面与简体焊接。

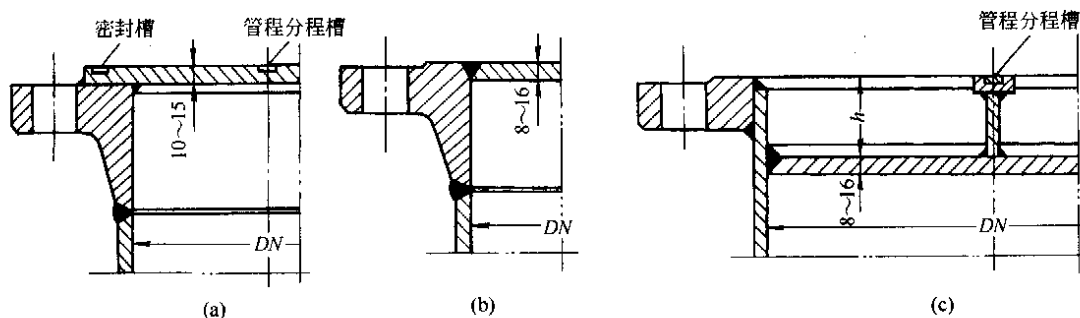


图1-1-16 几种薄管板的结构型式

从管板强度来看,上海医药设计院设计的结构较好。它具有较大的灵活性,主要是管板离开了法兰,减少了法兰力矩对管板的影响,从而降低了管板由法兰引起的应力。因法兰力矩引起的管板应力是主要的,因此减少法兰力矩引起的应力,相应地降低了管板总的应力。

从防腐蚀要求来考虑,则各有优缺点,当管间有腐蚀介质通过时,上海医药设计院设计的结构比较好,因法兰不与腐蚀介质接触,可采用普通碳钢制造;德国的结构对管内有腐蚀介质时较为有利,法兰与管内介质不接触,而不需要采用耐腐蚀材料制造;前苏联的结构型式较差,无论管内或管间,只要一側通过腐蚀介质时,都会与法兰接触,因而必须采用耐腐蚀材料制造。在设计时可根据腐蚀介质在管间或管内通过的情况,作相应有利的选择。

由于管板较薄,焊接后容易变形。因而必须制订合理的制造工艺和焊接方法,以消除焊接变形。

我国《钢制固定式薄管板列管换热器》(HG 20503—1992)^[12]的薄管板换热器采用上海医药设计院设计的结构型式[图1-1-16(c)]和德国引进装置中的结构型式[图1-1-16(a)],详细内容将在下一章介绍。

4 折流杆换热器^[14~17]

折流杆换热器是1970年美国菲利浦石油公司首创的。最初是为了改善常规的板式折流板换热器的流体诱导振动而设计的。在这种结构中,支撑管子的折流杆与管子几乎不存在间隙,管束中每根传热管的上、下、左、右都得到了可靠的支撑,而且从根本上改变了流体的流动状况,变折流板换热器的横向流动为平行于管子的轴向流动,从而消除了产生流体诱导振动的根源。采用此种结构的换热器还具有以下特点:

- (1) 由于壳侧流体以轴向流动为主,降低了壳侧压降;
- (2) 与折流板换热器相比,具有更高的壳程单位压降与总传热系数的传热特性比 $K/\Delta p$;
- (3) 在换热器内不存在严重的滞流区域,因而效益高,具有不易结垢的优点。

4.1 折流杆换热器结构简介

折流杆换热器是一种壳体內的折流元件由一系列细小的折流杆组成的管壳式换热器。这些细小的折流杆相互平行以一定的间距焊在由棒材或杆材制成的外环上形成折流圈如图1-1-17所示。每一根折流圈相隔一定距离按一定的排列分别焊接或用普通的定距管固定于拉杆上形成图1-1-18所示的折流杆网络。这些折流杆网络与换热管一起组成了折流杆换热器的主体结构(折流杆管束)。

在折流杆换热器中,其折流圈的外边缘应与壳体的内径相接近,以限制可能潜在的纵向流E旁路。折流杆的杆径等于或略小于相邻两管的间隙。杆用以支撑管子,并两端焊于折流杆的环圈上。这种支撑结构,在换热器的壳侧建立了固有的无障碍的大的横截面流体流道,在折流杆换热器中流体的流场是平行的纵向流。然而,热传递的传热强化作用,却正是由于那些许多一根根细小的支撑杆所引起的流体“卡曼旋涡”分

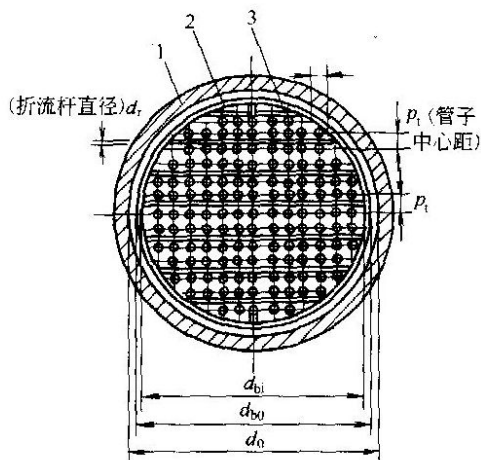


图 1-1-17 折流圈

1—壳体；2—折流杆圈（环）；3—折流杆
 d_{bi} 、 d_{b0} 、 d_0 —分别为折流杆环的内径、
 外径和管束外径

离，以及折流圈所产生的“文丘里”效应所造成的。又由于壳程流体穿过折流杆换热器时，其流体速度在整个壳程断面内是比较均匀的，因此，像在板式折流板换热器中的那种流动方式所导致的较低的局部传热和较高的污垢沉积等现象，在折流杆换热器中是不明显的。

4.2 折流杆换热器应用进展

由于折流杆换热器具有压降低，传热特性比高的优点，自第一台折流杆换热器问世以来，已在世界各地得到广泛的应用。长期以来，菲利浦石油公司对折流杆换热器的结构和机理进行了深入的研究，开发了折流杆换热器流体力学和热力学的设计程序，并在美国获得了多项专利。迄今，已为世界各国提供了1000多台折流杆换热器。他们生产的折流杆换热器有固定板式，浮头式，U型管式。壳体结构包括TEMA标准的E型，K型和X型。换热器直径在300~4000mm之间，管束长达25m之多。管型为光管，螺旋管。应用范围包括：气-气换热器，冷却器，废热锅炉，重沸器，蒸汽发生器等。广泛应用于石油、化工、动力、核能等部门。

近年来，国内一些引进设备的大型热交换器也是采用折流杆结构的换热器。如广州和安庆引进的合成氨装置中，其床层内氨转化器就是菲利浦石油公司设计的折流杆换热器。由荷兰引进的大型尿素装置中的汽提塔等也采用了折流杆换热器结构。折流杆换热器的应用已引起了国内有关方面的重视。国内一些单位也开展了这方面的研究工作。华南理工大学化机所从1980年起，对折流杆换热器的抗振性和传热性能进行了研究，初步建立了实验室模拟试验与机理研究，并与桂林化工机械厂联合试制了固定管板气-气折流杆换热器，获得了专利。目前，已生产应用于60多个工厂共数百台折流杆换热器，效果较好。随后，华南理工大学化机所又与洛阳化工工程公司和抚顺市机械厂在此基础上设计了光管、油品浮头式折流杆换热器，用于荆门炼油厂等。如今这两种折流杆换热器都有了系列化，成为化肥和炼油换热器的更新换代产品。尔后，兰州石油机械研究所等亦进行了研究；机械部、辽宁省抚顺市机械厂还引进了美国菲利浦公司生产线和技术。华南理工大学化机所又对折流杆冷凝器和折流杆重沸器的传热强化和流体力学性能进行了系统的研究，并进行了实验验证和在湖南、大庆等厂的生产试验，与折流板换热器相比，压降仅为折流板换热器的1/4，而总传热系数比折流板换热器提高了20%左右。

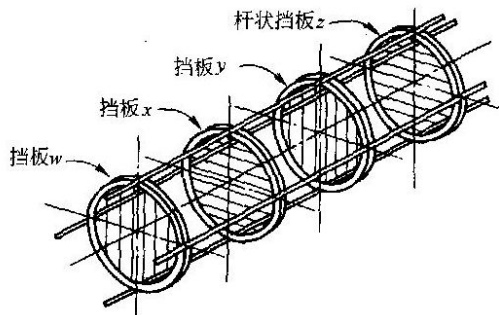


图 1-1-18 折流杆组装示意图

5 换热器型号表示方法

在我国GB 151规范中，对换热器型号的表示方法是参照美国的TEMA规范用三个英文字母来表示换热器的三个主要组成部分的结构型式，以表达换热器的整体结构型式。其表示方法如下：

在下述表示方法中，DN为换热器的公称直径，对卷制圆筒为圆筒内径，对钢管制圆筒为钢管外径。A为换热器的公称换热面积，它是以换热管外径为基础，扣除伸入管板内的换热管长度后，计算得到的管束外表面积经圆整后得到的计算换热面积。LN为公称长度，它是指换热管的长度。换热管为直管时，取直管长度，换热管为U型管时，指U型管的直管段长度。S表示换热管管材（只限于铝、铜、钛）， p_1/p_2 为管/壳程设计压力，而设计压力是指在相应的设计温度下，用以确定换热器圆筒厚度及其他受压元件厚度的压力。一般取略高于工作压力。I级管束是指采用较高级、高级冷拔换热管，适用于无相变传热和易产生振动的场合。II级管束为采用普通级冷拔换热管，适用于重沸、冷凝传热和无振动的一般场合。I，II级管束只限于碳钢和低合金钢。其表示方法如下：

$$\times\times\times DN - \frac{p_t}{p_s} - A - \frac{LN}{d} S - \frac{N_t}{N_s} \text{ I (或 II)}$$

当采用碳素钢、低合金钢冷拔钢管做换热管时，
其管束分为 I、II 级；I 级管束为采用较高级、高级
冷拔钢管，II 级管束为采用普通级冷拔钢管
管 / 壳程数，单壳程时只写 N_t

换热管材料(只限 Al、Cu、Ti)

LN — 公称长度(m), d — 换热管外径(mm)

公称换热面积(m^2)

管 / 壳程设计压力(MPa), 压力相等时只写 p_t

公称直径(mm) 对于釜式重沸器用分数表示, 分子为管箱内直径,
分母为圆筒内直径

第一个字母代表前端管箱型式 }
第二个字母代表壳体型式 } (参见图 1-1-2)
第三个字母代表后端结构型式 }

下面给出换热器表示方法的一些示例:

(1) 浮头式换热器

平盖管箱, 公称直径 500mm, 管程和壳程的设计压力均为 1.6MPa, 公称换热面积 $54m^2$, 较高级碳钢或低合金钢冷拔换热管外径 25mm, 管长 6m, 4 管程, 单壳程的浮头式换热器, 其型号为:

$$AES500 - 1.6 - 54 - \frac{6}{25} - 4I$$

(2) 固定管板式换热器

封头管箱, 公称直径 700mm, 管程设计压力 2.5MPa, 壳程设计压力 1.6MPa, 公称换热面积 $200m^2$, 较高级碳钢或低合金钢冷拔换热管外径 25mm, 管长 9m, 4 管程, 单壳程的固定管板式换热器, 其型号为:

$$BEM700 - \frac{2.5}{1.6} - 200 - \frac{9}{25} - 4I$$

(3) U 型管式换热器

封头管箱, 公称直径 500mm, 管程设计压力 4.0MPa, 壳程设计压力 1.6MPa, 公称换热面积 $75m^2$, 较高级碳钢或低合金钢冷拔换热管外径 19mm, 管长 6m, 2 管程, 单壳程的 U 型管式换热器, 其型号为:

$$BIU500 - \frac{4.0}{1.6} - 75 - \frac{6}{19} - 2I$$

(4) 釜式重沸器

平盖管箱, 管箱内径 600mm, 圆筒内直径 1200mm, 管程设计压力 2.5MPa, 壳程的设计压力 1.0MPa, 公称换热面积 $90m^2$, 普通级碳钢或低合金钢冷拔换热管外径 25mm, 管长 6m, 2 管程的釜式重沸器, 其型号为:

$$AKT \frac{600}{1200} - \frac{2.5}{1.0} - 90 - \frac{6}{25} - 2II$$

(5) 浮头式冷凝器

封头管箱, 公称直径 1200mm, 管程设计压力 2.5MPa, 壳程设计压力 1.0MPa, 公称换热面积 $610m^2$, 普通级碳钢或低合金钢冷拔换热管外径 25mm, 管长 9m, 4 管程, 单壳程的浮头式冷凝器, 其型号为:

$$BJS1200 - \frac{2.5}{1.0} - 610 - \frac{9}{25} - 4II$$

(6) 填料函式换热器

平盖管箱, 公称直径 600mm, 管程和壳程的设计压力均为 1.0MPa, 公称换热面积 $254m^2$, 较高级碳钢或低合金钢冷拔换热管外径 25mm, 管长 6m, 2 管程, 2 壳程的填料函式浮头换热器, 其型号为:

$$AFP600-1.0-254-\frac{6}{25}-\frac{2}{2}I$$

(7) 铜管固定管板换热器

封头管箱，公称直径 800mm，管程设计压力 2.0MPa，壳程设计压力 1.0MPa，公称换热面积 254m²，换热管采用铜管，换热管外径 19mm，管长 6m，4 管程，单壳程的固定管板式换热器，其型号为：

$$BEM800-\frac{2.0}{1.0}-254-\frac{6}{19}Cu-4$$

上例中，若换热器材料采用不锈钢，其他参数不变，则型号为：

$$BEM800-\frac{2.0}{1.0}-254-\frac{6}{19}-4$$

参 考 文 献

- 1 中华人民共和国国家标准. 管壳式换热器. GB 151—1999. 北京: 中国标准出版社, 2000
- 2 中华人民共和国国家标准. 钢制管壳式换热器. GB 151—1989. 北京: 中国标准出版社, 1989
- 3 钱颂文. 管壳式换热器设计原理—换热器结构动力学. 广州: 华南理工大学出版社, 1991
- 4 Tubular Exchanger Manufacturers Association Standards. 8th ed., New York, 1988
- 5 E. U. 施林德尔著. 马庆芳, 马重芳译. 换热器设计手册 (第四卷). 北京: 机械工业出版社, 1989
- 6 [美] W. M. 罗森诺著. 谢力译. 传热学应用手册. 北京: 科学出版社, 1992
- 7 国家医药管理总局上海医药设计院. 化工工艺设计手册. 北京: 化学工业出版社, 1994
- 8 毛希澜. 换热器设计. 上海: 上海科技出版社, 1988
- 9 尾花英朗著. 徐中权译. 热交换器设计手册. 北京: 轻工业出版社, 1987
- 10 兰州石油研究所. 换热器. 北京: 中国石化出版社, 1986
- 11 石油工业部, 化学工业部, 机械工业部. 钢制管壳式换热器设计规定. 北京: 化学工业出版社, 1983
- 12 中华人民共和国化学工业部标准. 钢制固定式薄管板列管换热器. HG 21503—1992. 北京: 化工部工程建设标准编辑中心, 1992
- 13 靳明聪, 程尚模, 赵永湘. 换热器. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 14 诸家瑞. 石油化工设备. 1989, No. 3, 25~29
- 15 方江敏. 螺旋槽管折流杆冷凝器冷凝过程及其强化的研究. 广州: 华南理工大学硕士学位论文, 1991
- 16 C. C. Centry, R. K. Young and W. M. Small. The 1985 National Heat Transfer Conference. Denver, Colorado, August 5~8, 1985
- 17 方江敏. 螺旋槽管折流杆冷凝器的传热强化. 化工设备设计. 1993, No. 2, 26~29

第 2 章 管壳式换热器系列

管壳式换热器作为一种标准的换热设备，在国民经济生产的各行业中得到广泛的应用。经过多年的生产实践和工程应用，已形成系列化产品，并有专业厂家生产。本章包括《固定管板式换热器型式与基本参数》(JB/T 4715—92)^[1]，《立式热虹吸式重沸器型式与基本参数》(JB/T 4716—92)^[2]，《U 型管式换热器型式与基本参数》(JB/T 4717—92)^[3]，《浮头式换热器及冷凝器型式与基本参数》(JB/T 4714—92)^[4]，《钢制固定式薄管板列管换热器》(HG 21503—92)^[5]的基本参数，结构型式，系列规格以及折流杆换热器系列。由于 JB/T 4714—92~JB/T 4717—92 和 HG 21503—92 是在 GB 150—1998、GB 151—1999 以及劳动部《压力容器安全技术检察规程》颁布之前编写的，所以在选用该标准系列时应按规程及 GB 150，GB 151 对技术特性等要求进行补充。

1 固定管板式换热器、立式热虹吸式重沸器

1.1 固定管板式换热器型式与基本参数 (JB/T 4715—92)

1.1.1 基本参数

(1) 公称直径 DN

钢管制圆筒：159，219，273，325mm。

卷制圆筒：400，450，500，600，700，800，900，1000，(1100)，1200 (1300)，1400，(1500)，1600，(1700)，1800mm。

注：括号内的公称直径不推荐选用。

(2) 公称压力 PN

0.25，0.60，1.00，1.60，2.50，4.00，6.40MPa。

(3) 换热管长度、规格及排列方式。

(3.1) 换热管长度 L

1500，2000，3000，4500，6000，9000mm。

(3.2) 换热管规格及排列型式 (见表 1-2-1)

表 1-2-1 换热管规格及排列型式

mm

换热管外径×壁厚($d \times \delta_r$)		排列型式	管间距
碳素钢、低合金钢	不锈钢		
25×2.5	25×2	正三角形	32
19×2	19×2		25

(4) 管程数 N (见表 1-2-2)

表 1-2-2 管程数

公称直径 DN , mm	159~219	273	325~500	600~1800
管程数 N	1	1,2	1,2,4	1,2,4,6

(5) 折流板 (支承板) 间距 (见表 1-2-3)

表 1-2-3 折流板（支承板）间距

mm

公称直径 DN	管 长	折 流 板 间 距					
		100	200	300	450	600	—
≤500	≤3000	100	200	300	450	600	—
	4500~6000	—					
600~800	1500~6000	150	200	300	450	600	—
900~1300	≤6000	—	200	300	450	600	—
	7500, 9000		—				750
1400~1600	6000	—	—	300	450	600	750
	7500, 9000			—			
1700~1800	6000~9000	—	—	—	450	600	750

(6) 拉杆及定距管的规格、数量（见表 1-2-4）

表 1-2-4 拉杆及定距管规格、数量

项 目 名 称	规 格, mm		数 量			
	碳 素 钢	不 锈 耐 酸 钢	DN, mm			
			159~600	700~1000	1100~1400	1500~1800
拉 杆	φ12	φ12	4	6	8	10
	φ16	φ16	4	6	8	10
定 距 管	φ19×2	φ19×2	—	—	—	—
	φ25×2.5	φ25×2	—	—	—	—

注：定距管数量由设计者根据折流板数量确定。

(7) 基本参数组合（见表 1-2-5）

表 1-2-5 基本参数组合

公称直径 DN mm	管程数	公称压力 PN MPa	换热管长度 L, mm						
			1500	2000	3000	4500	6000	9000	
159	1	1.60				—	—	—	
219		2.50				—	—	—	
273		4.00						—	
325	1	6.40						—	
400	2	0.60						—	
450			4						—
500			—					—	
600	1		1.00	—					—
700			2.50	—	—				—
800			4.00	—	—				—
900			—	—	—				—
1000			2	—	—	—			—
(1100)				—	—	—			—
1200			4	—	—	—			—
(1300)		—		—	—			—	
1400	6	0.25	—	—	—			—	
(1500)		0.60	—	—	—	—		—	
1600		1.00	—	—	—	—		—	
(1700)		1.60	—	—	—	—		—	
1800		2.50	—	—	—	—		—	

注：括号内公称直径不推荐选用。

(8) 换热管为 $\phi 19\text{mm}$ 的换热器基本参数 (见表 1-2-6)

表 1-2-6 $\phi 19\text{mm}$ 管径换热器的基本参数

公称直径 DN mm	公称压力 PN MPa	管程数 N	管子根数 n	中心排管数	管程流通 面积 m ²	计算换热面积, m ²					
						换热管长度, mm					
						1500	2000	3000	4500	6000	9000
159	1.60 2.50 4.00 6.40	1	15	5	0.0027	1.3	1.7	2.6	—	—	—
219			33	7	0.0058	2.8	3.7	5.7	—	—	—
273		1	65	9	0.0115	5.4	7.4	11.3	17.1	22.9	—
		2	56	8	0.0049	4.7	6.4	9.7	14.7	19.7	—
325		1	99	11	0.0175	8.3	11.2	17.1	26.0	34.9	—
		2	88	10	0.0078	7.4	10.0	15.2	23.1	31.0	—
	4	68	11	0.0030	5.7	7.7	11.8	17.9	23.9	—	
400	0.60 1.00 1.60 2.50 4.00	1	174	14	0.0307	14.5	19.7	30.1	45.7	61.3	—
		2	164	15	0.0145	13.7	18.6	28.4	43.1	57.8	—
		4	146	14	0.0065	12.2	16.6	25.3	38.3	51.4	—
450		1	237	17	0.0419	19.8	26.9	41.0	62.2	83.5	—
		2	220	16	0.0194	18.4	25.0	38.1	57.8	77.5	—
		4	200	16	0.0088	16.7	22.7	34.6	52.5	70.4	—
500		1	275	19	0.0486	—	31.2	47.6	72.2	96.8	—
		2	256	18	0.0226	—	29.0	44.3	67.2	90.2	—
		4	222	18	0.0098	—	25.2	38.4	58.3	78.2	—
600		1	430	22	0.0760	—	48.8	74.4	112.9	151.4	—
		2	416	23	0.0368	—	47.2	72.0	109.3	146.5	—
		4	370	22	0.0163	—	42.0	64.0	97.2	130.3	—
	6	360	20	0.0106	—	40.8	62.3	94.5	126.8	—	
700	1	607	27	0.1073	—	—	105.1	159.4	213.8	—	
	2	574	27	0.0507	—	—	99.4	150.8	202.1	—	
	4	542	27	0.0239	—	—	93.8	142.3	190.9	—	
	6	518	24	0.0153	—	—	89.7	136.0	182.4	—	
800	1	797	31	0.1408	—	—	138.0	209.3	280.7	—	
	2	776	31	0.0686	—	—	134.3	203.8	273.3	—	
	4	722	31	0.0319	—	—	125.0	189.8	254.3	—	
	6	710	30	0.0209	—	—	122.9	186.5	250.0	—	
900	1	1009	35	0.1783	—	—	174.7	265.0	355.3	536.0	
	2	988	35	0.0873	—	—	171.0	259.5	347.9	524.9	
	4	938	35	0.0414	—	—	162.4	246.4	330.3	498.3	
	6	914	34	0.0269	—	—	158.2	240.0	321.9	485.6	

续表

公称直径 DN mm	公称压力 PN MPa	管程数 N	管子根数 n	中心排管数	管程流通 面积 m ²	计算换热面积, m ²					
						换热管长度, mm					
						1500	2000	3000	4500	6000	9000
1000	0.60	1	1267	39	0.2239	—	—	219.3	332.8	446.2	673.1
		2	1234	39	0.1090	—	—	213.6	324.1	434.6	655.6
		4	1186	39	0.0524	—	—	205.3	311.5	417.7	630.1
		6	1148	38	0.0338	—	—	198.7	301.5	404.3	609.9
(1100)	1.60	1	1501	43	0.2652	—	—	—	394.2	528.6	797.4
		2	1470	43	0.1299	—	—	—	386.1	517.7	780.9
	2.50	4	1450	43	0.0641	—	—	—	380.8	510.6	770.3
		6	1380	42	0.0406	—	—	—	362.4	486.0	733.1
1200	4.00	1	1837	47	0.3246	—	—	—	482.5	646.9	975.9
		2	1816	47	0.1605	—	—	—	476.9	639.5	964.7
		4	1732	47	0.0765	—	—	—	454.9	610.0	920.1
		6	1716	46	0.0505	—	—	—	450.7	604.3	911.6
(1300)		1	2123	51	0.3752	—	—	—	557.6	747.7	1127.8
		2	2080	51	0.1838	—	—	—	546.3	732.5	1105.0
		4	2074	50	0.0916	—	—	—	544.7	730.4	1101.8
		6	2028	48	0.0597	—	—	—	532.6	714.2	1077.4
1400		1	2557	55	0.4519	—	—	—	—	900.5	1358.4
		2	2502	54	0.2211	—	—	—	—	881.1	1329.2
		4	2404	55	0.1062	—	—	—	—	846.6	1277.1
		6	2378	54	0.0700	—	—	—	—	837.5	1263.3
(1500)	0.25	1	2929	59	0.5176	—	—	—	—	1031.5	1556.0
		2	2874	58	0.2539	—	—	—	—	1012.1	1526.8
	0.60	4	2768	58	0.1223	—	—	—	—	974.8	1470.5
		6	2692	56	0.0793	—	—	—	—	948.0	1430.1
1600	1.00	1	3339	61	0.5901	—	—	—	—	1175.9	1773.8
		2	3282	62	0.3382	—	—	—	—	1155.8	1743.5
	2.50	4	3176	62	0.1403	—	—	—	—	1118.5	1687.2
		6	3140	61	0.0925	—	—	—	—	1105.8	1668.1
(1700)		1	3721	65	0.6576	—	—	—	—	1310.4	1976.7
		2	3646	66	0.3131	—	—	—	—	1284.0	1936.9
		4	3544	66	0.1566	—	—	—	—	1248.1	1882.7
		6	3512	63	0.1034	—	—	—	—	1236.8	1869.7
1800		1	4247	71	0.7505	—	—	—	—	1495.7	2256.2
		2	4186	70	0.3699	—	—	—	—	1474.2	2223.8
		4	4070	69	0.1798	—	—	—	—	1433.3	2162.2
		6	4048	67	0.1192	—	—	—	—	1425.6	2150.5

注: 管程流通面积为各程平均值。括号内公称直径不推荐使用。

(9) 换热管为 $\phi 25\text{mm}$ 的换热器基本参数 (见表 1-2-7)

表 1-2-7 $\phi 25\text{mm}$ 管径换热器的基本参数

公称直径 DN mm	公称压力 PN MPa	管程数 N	管子根数 n	中心排管数	管程流通面积 m ²		计算换热面积, m ²							
							换热管长度, mm							
					$\phi 25 \times 2$	$\phi 25 \times 2.5$	1500	2000	3000	4500	6000	9000		
159	1.60	1	11	3	0.0038	0.0035	1.2	1.6	2.5	—	—	—		
			219	5	0.0087	0.0079	2.7	3.7	5.7	—	—	—		
273	2.50	1	38	6	0.0132	0.0119	4.2	5.7	8.7	13.1	17.6	—		
			2	32	7	0.0055	0.0050	3.5	4.8	7.3	11.1	14.8	—	
325	4.00	1	57	9	0.0197	0.0179	6.3	8.5	13.0	19.7	26.4	—		
			6.40	2	56	9	0.0097	0.0088	6.2	8.4	12.7	19.3	25.9	—
				4	40	9	0.0035	0.0031	4.4	6.0	9.1	13.8	18.5	—
400	0.60	1	98	12	0.0339	0.0308	10.8	14.6	22.3	33.8	45.4	—		
			2	94	11	0.0163	0.0148	10.3	14.0	21.4	32.5	43.5	—	
			4	76	11	0.0066	0.0060	8.4	11.3	17.3	26.3	35.2	—	
450	0.60	1	135	13	0.0468	0.0424	14.8	20.1	30.7	46.6	62.5	—		
			2	126	12	0.0218	0.0198	13.9	18.8	28.7	43.5	58.4	—	
			4	106	13	0.0092	0.0083	11.7	15.8	24.1	36.6	49.1	—	
500	1.00	1	174	14	0.0603	0.0546	—	26.0	39.6	60.1	80.6	—		
			2	164	15	0.0284	0.0257	—	24.5	37.3	56.6	76.0	—	
600	1.60	4	144	15	0.0125	0.0113	—	21.4	32.8	49.7	66.7	—		
			2.50	1	245	17	0.0849	0.0769	—	36.5	55.8	84.6	113.5	—
				2	232	16	0.0402	0.0364	—	34.6	52.8	80.1	107.5	—
700	4.00	4	222	17	0.0192	0.0174	—	33.1	50.5	76.7	102.8	—		
			6	216	16	0.0125	0.0113	—	32.2	49.2	74.6	100.0	—	
			1	355	21	0.1230	0.1115	—	—	80.0	122.6	164.4	—	
				2	342	21	0.0592	0.0537	—	—	77.9	118.1	158.4	—
800	0.60	4	322	21	0.0279	0.0253	—	—	73.3	111.2	149.1	—		
			6	304	20	0.0175	0.0159	—	—	69.2	105.0	140.8	—	
			1	467	23	0.1618	0.1466	—	—	106.3	161.3	216.3	—	
				2	450	23	0.0779	0.0707	—	—	102.4	155.4	208.5	—
900	1.60	6	442	23	0.0383	0.0347	—	—	100.6	152.7	204.7	—		
			6	430	24	0.0248	0.0225	—	—	97.9	148.5	119.2	—	
			2.50	1	605	27	0.2095	0.1900	—	—	137.8	209.0	280.2	422.7
				2	588	27	0.1018	0.0923	—	—	133.9	203.1	272.3	410.8
900	4.00	4	554	27	0.0480	0.0435	—	—	126.1	191.4	256.6	387.1		
			6	538	26	0.0311	0.0282	—	—	122.5	185.8	249.2	375.9	

续表

公称直径 DN mm	公称压力 PN MPa	管程数 N	管子根数 n	中心排管数	管程流通面积 m ²		计算换热面积, m ²					
							换热管长度, mm					
					φ25×2	φ25×2.5	1500	2000	3000	4500	6000	9000
1000	0.60	1	749	30	0.2594	0.2352	—	—	170.5	258.7	346.9	523.3
		2	742	29	0.1285	0.1165	—	—	168.9	256.3	343.7	518.4
		4	710	29	0.0615	0.0557	—	—	161.6	245.2	328.8	496.0
		6	698	30	0.0403	0.0365	—	—	158.9	241.1	323.3	487.7
(1100)	1.60	1	931	33	0.3225	0.2923	—	—	—	321.6	431.2	650.4
		2	894	33	0.1548	0.1404	—	—	—	308.8	414.1	624.4
	2.50	4	848	33	0.734	0.0666	—	—	—	292.9	392.8	592.5
		6	830	32	0.0479	0.0434	—	—	—	286.7	384.4	579.9
1200	4.00	1	1115	37	0.3862	0.3501	—	—	—	385.1	516.4	779.0
		2	1102	37	0.1908	0.1730	—	—	—	380.6	510.4	769.0
		4	1052	37	0.0911	0.0826	—	—	—	363.4	487.2	735.0
		6	1026	36	0.0592	0.0537	—	—	—	354.4	475.2	716.8
(1300)		1	1301	39	0.4506	0.4085	—	—	—	449.4	602.6	908.9
		2	1274	40	0.2206	0.2000	—	—	—	440.0	590.1	890.1
		4	1214	39	0.1051	0.0953	—	—	—	419.3	562.3	848.2
		6	1192	38	0.0688	0.0624	—	—	—	411.7	552.1	832.8
1400		1	1547	43	0.5358	0.4858	—	—	—	—	716.5	1080.8
		2	1510	43	0.2615	0.2371	—	—	—	—	699.4	1055.0
		4	1454	43	0.1259	0.1141	—	—	—	—	673.4	1015.8
		6	1424	42	0.0822	0.0745	—	—	—	—	659.5	994.9
(1500)	0.25	1	1753	45	0.6072	0.5504	—	—	—	—	811.9	1224.7
		2	1700	45	0.2944	0.2669	—	—	—	—	787.4	1187.7
	0.60	4	1688	45	0.1462	0.1325	—	—	—	—	781.8	1179.3
		6	1590	44	0.0918	0.0832	—	—	—	—	736.4	1110.9
1600	1.00	1	2023	47	0.7007	0.6352	—	—	—	—	937.0	1413.4
		2	1982	48	0.3432	0.3112	—	—	—	—	918.0	1384.7
	2.50	4	1900	48	0.1645	0.1492	—	—	—	—	880.0	1327.4
		6	1884	47	0.1088	0.0986	—	—	—	—	872.6	1316.3
(1700)		1	2245	51	0.7776	0.7049	—	—	—	—	1039.7	1568.5
		2	2216	52	0.3838	0.3479	—	—	—	—	1026.3	1548.2
		4	2180	50	0.1888	0.1711	—	—	—	—	1009.7	1523.1
		6	2156	53	0.1245	0.1128	—	—	—	—	998.6	1506.3
1800		1	2559	55	0.8863	0.8035	—	—	—	—	1185.3	1787.7
		2	2512	55	0.4350	0.3944	—	—	—	—	1163.4	1755.1
		4	2424	54	0.2099	0.1903	—	—	—	—	1122.7	1693.2
		6	2404	53	0.1388	0.1258	—	—	—	—	1113.4	1679.6

注：管程流通面积为各程平均值。括号内公称直径不推荐使用。

(10) 计算换热面积

计算换热面积按下式确定：

$$A = \pi d(L - 2\delta - 0.006)n \quad (1-2-1)$$

- 式中 A ——计算换热面积, m^2 ;
 d ——换热管外径, m ;
 L ——换热管长度, m ;
 δ ——管板厚度 (假定为 0.05m), m ;
 n ——换热管根数。

1.1.2 结构型式

- (1) 结构简图见图 1-2-1。
- (2) 立式换热器见图 1-2-2, 图 1-2-3 和图 1-2-4。
- (3) 卧式换热器见图 1-2-5, 图 1-2-6, 图 1-2-7 和图 1-2-8。
- (4) 卧式重叠换热器见图 1-2-9。

温州市石油化工机械厂, 内蒙古化工机械厂, 兰州石油机械研究所, 无锡换热设备厂, 全国各省市化工机械厂可提供上述产品。

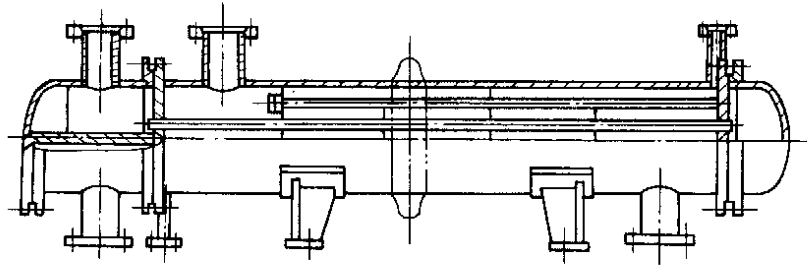


图 1-2-1 结构简图

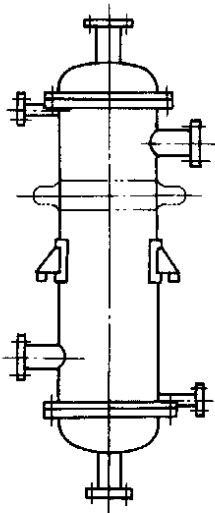


图 1-2-2 $DN\ 159\sim 1800\ \text{mm}$
单管程

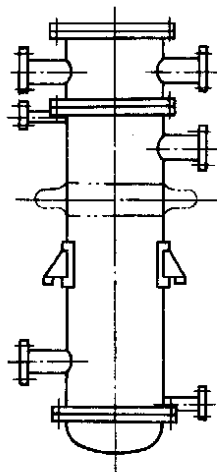


图 1-2-3 $DN\leq 450\ \text{mm}$
多管程

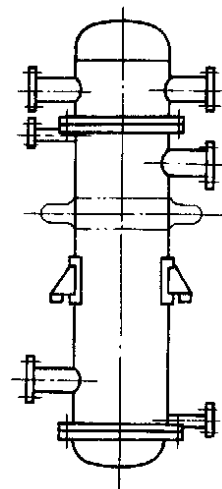


图 1-2-4 $DN\geq 500\ \text{mm}$
多管程

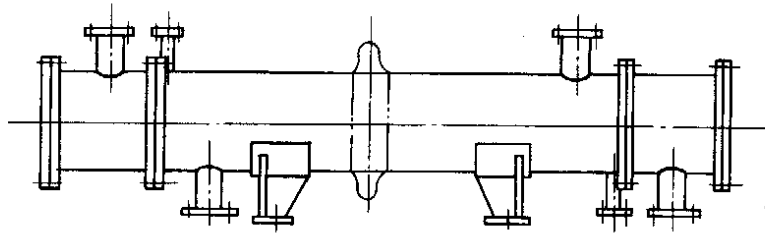


图 1-2-5 $DN \leq 450$ mm 单管程

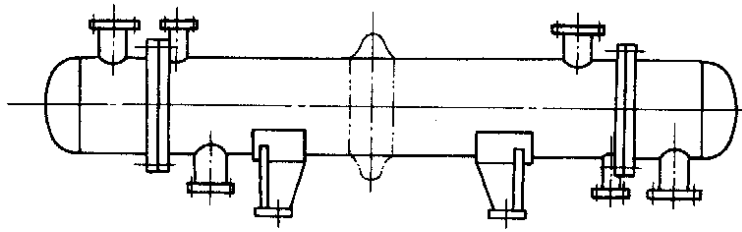


图 1-2-6 $DN \geq 500$ mm 单管程

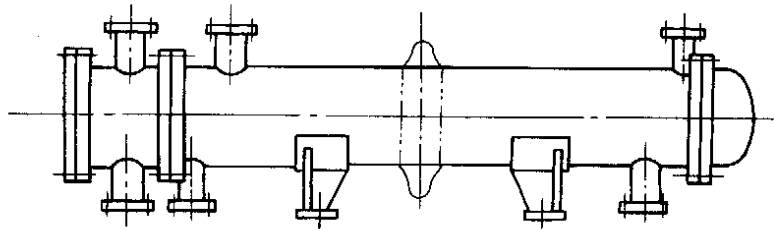


图 1-2-7 $DN \leq 450$ mm 多管程

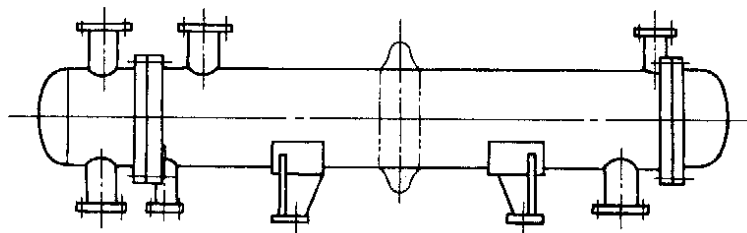


图 1-2-8 $DN \geq 500$ mm 多管程

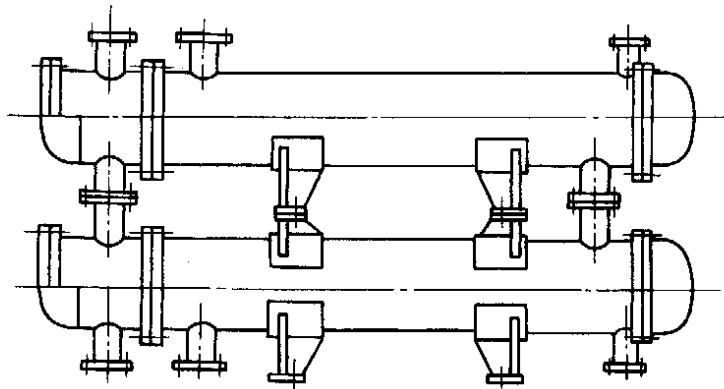


图 1-2-9 卧式重叠式结构

1.2 立式热虹吸式重沸器型式与基本参数 (JB/T 4716—92)

1.2.1 基本参数

(1) 公称直径 DN

400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, (1300), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800mm。

注：括号内的公称直径不推荐选用。

(2) 公称压力 PN

0.25, 0.60, 1.00, 1.60MPa。

(3) 换热管

(3.1) 换热管长度 L

1500, 2000, 2500, 3000mm。

(3.2) 换热管规格及排列型式 (见表 1-2-8)

表 1-2-8 换热管规格及排列型式

mm

换热管外径×壁厚 ($d \times \delta_t$)		排列型式	管间距
碳钢、低合金钢	不锈钢耐酸钢		
25×2.5	25×2	正三角形	32
38×3	38×2.5		48

(4) 管程数 N

管程数为单程。

(5) 支承板间距 (见表 1-2-9)

表 1-2-9 支承板间距

mm

公称直径 DN	支持板间距 S	
≤ 600	300	500
$700 \leq DN \leq 1800$	600	1000

(6) 基本参数组合见表 1-2-10

表 1-2-10 基本参数组合

公称直径 DN mm	管程数 N	公称压力 PN MPa	换热管长度 L, mm			
			1500	2000	2500	3000
400	1	1.00				—
500						—
600						—
700		0.25				
800						
900						
1000						
(1100)						
1200			0.60			
(1300)						
1400		1.00		—		
(1500)				—	—	
1600				—	—	
(1700)				—	—	
1800				—	—	

(7) 计算换热面积

计算换热面积按式 (1-2-1) 确定。在计算换热面积时管板厚度 δ 假定为 0.050 m。

(8) $\phi 25\text{mm}$ 管径重沸器基本参数 (见表 1-2-11)

表 1-2-11 $\phi 25\text{mm}$ 管径重沸器基本参数

公称直径 DN mm	公称压力 PN MPa	管程数 N	管子根数 n	中心排管数	管程流通面积 m ²		计算换热面积, m ²				
					$\phi 25 \times 2$	$\phi 25 \times 2.5$	换热管长度, mm				
							1500	2000	2500	3000	
400	1.00	1	98	12	0.0339	0.0308	10.8	14.6	18.4	—	
500			174	14	0.0603	0.0546	19.0	26.0	32.7	—	
600			245	17	0.0849	0.0769	26.8	36.5	46.0	—	
700	0.25	1	355	21	0.1230	0.1115	38.8	52.8	66.7	80.8	
800			467	23	0.1618	0.1466	51.1	69.4	87.8	106	
900			605	27	0.2095	0.1900	66.2	90.0	113	137	
1000			749	30	0.2594	0.2352	82.0	111	140	170	
(1100)			0.60	931	33	0.3225	0.2923	102	138	175	211
1200				1115	37	0.3862	0.3501	122	165	209	253
(1300)	1.00	1301	39	0.4506	0.4085	142	193	244	295		
1400		1547	43	0.5358	0.4858	—	230	290	351		
(1500)		1.60	1753	45	0.6072	0.5504	—	—	329	398	
1600	2023		47	0.7007	0.6352	—	—	380	460		
(1700)	2245		51	0.7776	0.7049	—	—	422	510		
1800	2559		55	0.8863	0.8035	—	—	481	581		

(9) $\phi 38\text{mm}$ 管径重沸器基本参数 (见表 1-2-12)

表 1-2-12 $\phi 38\text{mm}$ 管径重沸器基本参数

公称直径 DN mm	公称压力 PN MPa	管程数 N	管子根数 n	中心排管数	管程流通面积 m ²		计算换热面积, m ²				
					$\phi 38 \times 2.5$	$\phi 38 \times 3$	换热管长度, mm				
							1500	2000	2500	3000	
400	1.00	1	51	7	0.0436	0.0410	8.5	11.6	14.6	—	
500			69	9	0.0590	0.0555	11.5	15.6	19.8	—	
600	1.60		115	11	0.0982	0.0942	19.2	26.1	32.9	—	
700			169	13	0.136	0.128	26.6	36.0	45.5	55.0	
800	0.25		205	15	0.175	0.165	34.2	46.5	58.7	70.9	
900			259	17	0.221	0.208	43.3	58.7	74.2	89.6	
1000			355	19	0.303	0.285	59.3	80.5	102	123	
(1100)			0.60	419	21	0.358	0.337	70.0	95.0	120	145
1200				503	23	0.430	0.404	84.0	114	144	174
(1300)			1.00	587	25	0.502	0.472	90.1	133	168	203
1400	1.60	711	27	0.608	0.572	—	161	204	246		
(1500)		813	31	0.696	0.654	—	—	233	281		
1600		945	33	0.808	0.760	—	—	271	327		
(1700)		1059	35	0.905	0.851	—	—	303	366		
1800		1177	39	1.006	0.946	—	—	337	407		

(10) $\phi 38\text{mm}$ 管径立式热虹吸式重沸器规格及重量 (见表 1-2-13)

表 1-2-13 $\phi 38\text{mm}$ 管径立式热虹吸式重沸器规格、重量

DN mm	PN MPa	管程数	换热管数量	管程流通面积 m ²	换热面积, m ²				设备重量, kg			
					1.5m	2m	2.5m	3m	1.5m	2m	2.5m	3m
400	1.0	1	51	0.0410	8	11	14		533	650	766	
	1.6								565	680	800	
600	1.0	1	117	0.0940	19	26	33		1174	1240	1472	
	1.6								1184	1376	1620	
800	0.6	1	205	0.1648	34	46	58	71	1985	2354	2725	3130
	1.0								1885	2255	2625	3120
	1.6								2200	2563	2936	3342
1000	0.6	1	355	0.2854	59	80	101	122	2812	3428	4035	4700
	1.0								3250	3860	4473	5133
	1.6								3420	4055	4667	5333
1200	0.6	1	505	0.4059	84	114	144	175	3900	4737	5573	6485
	1.0								4585	5420	6257	7170
	1.6								4742	5577	6416	7325
1400	0.6	1	711	0.5715		161	204	246		7158	8290	9425
	1.0									7310	8446	9580
	1.6									7695	8864	9994
1600	0.6	1	945	0.7612			271	328			10786	12207
	1.0										11016	12525
	1.6										11097	12604
1800	0.6	1	1177	0.9493			338	408			13495	15240
	1.0										13606	15452
	1.6										13784	15632

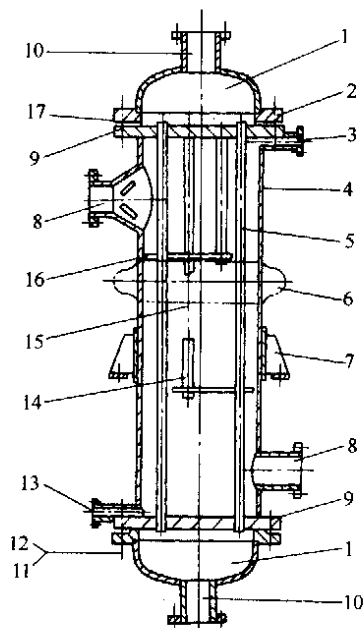


图 1-2-10 结构简图

- 1—浮头；2—设备法兰；
 3—排气口；4—壳体；
 5—换热管；6—波形膨胀节；
 7—支座；8—壳程接管；
 9—管板；10—管程接管；
 11—双头螺栓；12—螺母；
 13—排液口；14—定距管；
 15—拉杆；16—支持板；17—垫片

式中 A ——计算换热面积, m^2 ;
 d ——换热管外径, m ;
 L ——换热管长度, m ;
 n ——换热管根数;
 δ ——管板厚度, m 。

1.2.2 结构型式

结构简图见图 1-2-10。温州市石油化工机械厂, 内蒙古化工机械厂, 兰州石油机械研究所, 无锡换热设备厂, 全国各省市化工机械厂可提供上述产品。

2 U 型管式换热器型式与基本参数 (JB/T 4717—92)

2.1 基本参数

2.1.1 公称直径 DN

钢管制圆筒: 325, 426mm;

卷制圆筒: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, (1100), 1200mm。

注: 括号内的公称直径不推荐选用。

2.1.2 公称压力 PN

1.00, 1.60, 2.50, 4.00, 6.40MPa。

2.1.3 换热管

- (1) 换热管种类: 光管和螺纹管。
- (2) 换热管长度 L : 3000, 6000mm。
- (3) 换热管规格及排列型式: 见表 1-2-14。
- (4) 管程数 N : 管程数为 2, 4。
- (5) 折流板(支承板)间距 S : 见表 1-2-15。

2.2 基本参数组合 (见表 1-2-16)

2.3 换热器的主要参数

2.3.1 计算换热面积

计算换热面积按下式确定:

$$A = \pi dn(L - \delta - 0.003) \quad (1-2-2)$$

表 1-2-14 换热管规格及排列型式

mm

换热管外径×壁厚 ($d \times \delta$)		排列型式	管间距
碳素钢、低合金钢	不锈钢耐酸钢		
19×2	19×2	正三角形 正方形旋转 45°	25
25×2.5	25×2		32

表 1-2-15 折流板(支承板)间距

mm

公称直径 DN	管长 L	折流板间距 S					
≤ 600	3000	150	200	—	—	—	—
≤ 600	6000	150	200	—	300	—	—
700~900		150	200	—	300	—	450
1000~1200		—	—	250	300	350	450

表 1-2-16 基本参数组合

$L = 3m$

管程公称压力 p_t , MPa		2.5		4.0			6.4			
壳程公称压力 p_s , MPa		2.5	1.6	4.0	2.5	1.6	6.4	4.0	2.5	1.6
公称直径 DN , mm	管程数 N									
325 ^①	2	—	—							
	4	—	—							
426 ^①	2	—	—							
	4	—	—							
500	2									
	4									
600	2						—	—	—	—
	4						—	—	—	—
700	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
900	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1100	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$L = 6m$

管程公称压力 p_t , MPa		1.0	1.6	2.5		4.0			6.4			
壳程公称压力 p_s , MPa		1.0	1.6	2.5	1.6	4.0	2.5	1.6	6.4	4.0	2.5	1.6
公称直径 DN , mm	管程数 N											
325 ^①	2	—	—	—	—							
	4	—	—	—	—							
426 ^①	2	—	—	—	—							
	4	—	—	—	—							
500	2	—	—									
	4	—	—									
600	2											
	4											
700	2											
	4											
800	2											
	4											
900	2											
	4											
1000	2											
	4											
1100	2											
	4											

① 为采用钢管作筒体的公称直径，此公称直径系指钢管的外径。

2.3.2 主要参数 (见表 1-2-17)

表 1-2-17 换热器主要参数

mm

DN	N	$n^{①}$		中心排管数		管程流通面积, m^2			$A^{②}, m^2$			
		d				$d \times \delta_r$			$L = 3m$		$L = 6m$	
		19	25	19	25	19×2	25×2	25×2.5	19	25	19	25
325	2	38	13	11	6	0.0067	0.0045	0.0041	13.4	6.0	27.0	12.1
	4	30	12	5	5	0.0027	0.0021	0.0019	10.6	5.6	21.3	11.2
426	2	77	32	15	8	0.0136	0.0111	0.0100	26.9	14.7	54.5	29.8
	4	68	28	8	7	0.0060	0.0048	0.0044	23.8	12.9	48.2	26.1
500	2	128	57	19	10	0.0227	0.0197	0.0179	44.6	26.1	90.5	53.0
	4	114	56	10	9	0.0101	0.0097	0.0088	39.7	25.7	80.5	52.1
600	2	199	94	23	13	0.0352	0.0326	0.0295	69.1	42.9	140.3	87.2
	4	184	90	12	11	0.0163	0.0155	0.0141	63.9	41.1	129.7	83.5
700	2	276	129	27	15	0.0492	0.0453	0.0411	—	—	194.1	119.4
	4	258	128	12	13	0.0228	0.0221	0.0201	—	—	181.4	118.4
800	2	367	182	31	17	0.0650	0.0630	0.0571	—	—	257.7	168.0
	4	346	176	16	15	0.0306	0.0304	0.0276	—	—	242.8	162.5
900	2	480	231	35	19	0.0850	0.0800	0.0725	—	—	336.2	212.8
	4	454	226	16	17	0.0402	0.0391	0.0355	—	—	317.8	208.2
1000	2	603	298	39	21	0.1067	0.1032	0.0936	—	—	421.5	273.9
	4	576	292	20	19	0.0510	0.0505	0.0458	—	—	402.4	268.4
1100	2	738	363	43	24	0.1306	0.1257	0.1140	—	—	514.6	332.9
	4	706	356	20	21	0.0625	0.0616	0.0559	—	—	492.2	326.5
1200	2	885	436	47	26	0.1566	0.1510	0.1369	—	—	615.8	399.0
	4	852	428	24	21	0.0754	0.0741	0.0672	—	—	592.6	391.7

① 排管数按正方形旋转 45°排列计算。

② 计算换热面积按光管及公称压力 2.5MPa 的管板厚度计算。

2.4 结构型式

2.4.1 结构简图 (见图 1-2-11)

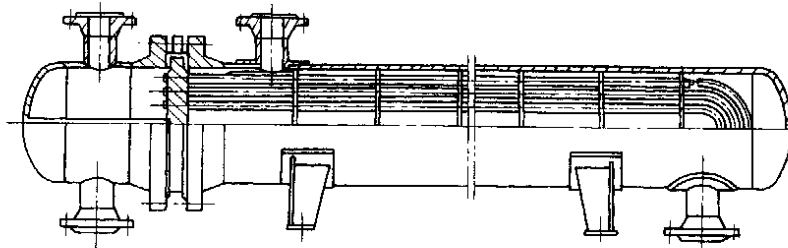


图 1-2-11 结构简图

2.4.2 重叠式换热器结构 (见图 1-2-12)

温州市石油化工机械厂, 内蒙古化工机械厂, 兰州石油机械研究所, 无锡换热设备厂, 全国各省市化工

机械厂可提供上述产品。

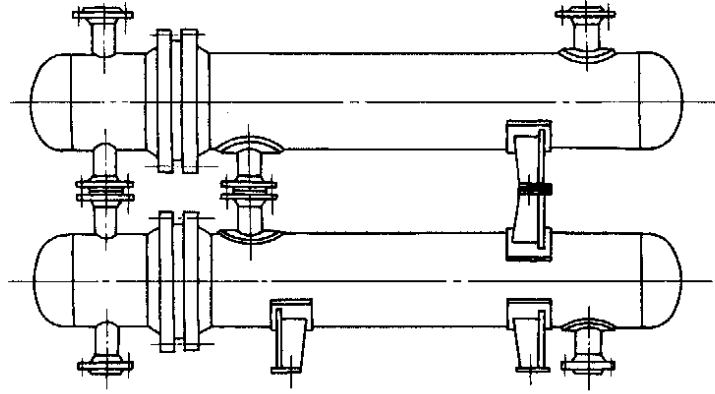


图 1-2-12 重叠式换热器结构

3 浮头式换热器和冷凝器型式与基本参数 (JB /T 4714—92)

3.1 基本参数

3.1.1 公称直径 DN

(1) 内导流筒换热器

钢管制圆筒: 325, 426mm。

卷制圆筒: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, (1100), 1200, (1300), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800mm。

(2) 外导流筒换热器

卷制圆筒: 500, 600, 700, 800, 900, 1000mm。

冷凝器钢管制圆筒: 426mm。

冷凝器卷制圆筒: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, (1100), 1200, (1300), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800mm。

注: 括号内的公称直径不推荐使用。

3.1.2 公称压力 PN

换热器: 1.0, 1.6, 2.5, 4.0, 6.4MPa。

冷凝器: 1.0, 1.6, 2.5, 4.0MPa。

3.1.3 换热管

(1) 换热管种类: 光管和螺纹管。

(2) 换热管长度 L : 3, 4.5, 6, 9 m。

(3) 换热管规格和排列型式见表 1-2-18。

表 1-2-18 换热管规格和排列型式

mm

换热管外径×壁厚 ($d \times \delta_1$)		排列型式	管间距
碳素钢、低合金钢	不锈钢耐酸钢		
19×2	19×2	正三角形 正方形	25
25×2.5	25×2	正方形旋转 45°	32

3.1.4 管程数 N (见表 1-2-19)

表 1-2-19 管程数

公称直径 DN , mm	325~500	600~1200	1300~1800
管程数 N	2, 4	2, 4, 6	4, 6

3.1.5 折流板 (支承板) 间距 S

(1) 换热器折流板 (支承板) 间距 S 见表 1-2-20。

表 1-2-20 折流板 (支承板) 间距

mm

L , m	DN	S							
3	≤ 700	100	150	200	—	—	—	—	—
	≤ 700	100	150	200	—	—	—	—	—
4.5	800~1200	—	150	200	250	300	—	450 (或 480)	—
	400~1100	—	150	200	250	300	350	450 (或 480)	—
6	1200~1800	—	—	200	250	300	350	450 (或 480)	—
	1200~1800	—	—	—	—	300	350	450	600

(2) 冷凝器折流板 (支承板) 间距: 450 (或 480), 600mm。

3.1.6 管箱

$DN \leq 400$ mm 为平盖管箱;

$500 \text{mm} \leq DN \leq 800$ mm 为平盖管箱和封头管箱, 推荐使用封头管箱;

$DN \geq 900$ mm 为封头管箱。

3.1.7 旁路挡板的数量 (见表 1-2-21)

表 1-2-21 旁路挡板数

DN , mm	325~500	600~700	800~1200	1300~1500	1600~1800
旁路挡板 (对)	1	2	3	4	5

3.2 基本参数组合

3.2.1 内导流换热器的基本参数组合 (见表 1-2-22)

表 1-2-22 内导流换热器基本参数组合

管长 L , m	PN , MPa	3				4.5				6					9		
		1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4	1.0	1.6	2.5
DN , mm	N																
325	2	—	—			—	—			—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—			—	—			—	—	—	—	—	—	—	—
426 400	2														—	—	—
	4														—	—	—
500	2														—	—	—
	4														—	—	—

续表

管长 L , m		3				4.5				6					9		
PN, MPa		1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4	1.0	1.6	2.5
DN, mm	N																
600	2														—	—	—
	4														—	—	—
	6														—	—	—
700	2														—	—	—
	4														—	—	—
	6														—	—	—
800	2	—	—	—	—										—	—	—
	4	—	—	—	—										—	—	—
	6	—	—	—	—										—	—	—
900	2	—	—	—	—										—	—	—
	4	—	—	—	—										—	—	—
	6	—	—	—	—										—	—	—
1000	2	—	—	—	—										—	—	—
	4	—	—	—	—										—	—	—
	6	—	—	—	—										—	—	—
1100	2	—	—	—	—										—	—	—
	4	—	—	—	—										—	—	—
	6	—	—	—	—										—	—	—
1200	2	—	—	—	—												
	4	—	—	—	—												
	6	—	—	—	—												
1300	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1400	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—		
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—		
1500	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1600	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—		
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—		
1700	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1800	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—		
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—		

注：当采用钢管作筒体时，公称直径系指钢管外径。

3.2.3 冷凝器的基本参数组合 (见表 1-2-24)

表 1-2-24 冷凝器基本参数组合

管长 L , m		3				4.5				6					9		
PN , MPa		1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4	1.0	1.6	2.5
DN , mm	N																
325	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
426	2					—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4					—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	2					—	—	—	—					—	—	—	—
	4					—	—	—	—					—	—	—	—
600	2					—	—	—	—					—	—	—	—
	4					—	—	—	—					—	—	—	—
	6					—	—	—	—					—	—	—	—
700	2					—	—	—	—					—	—	—	—
	4					—	—	—	—					—	—	—	—
	6					—	—	—	—					—	—	—	—
800	2	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	4	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
900	2	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	4	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1000	2	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	4	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—		—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1100	2	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1200	2	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1300	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1400	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1500	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—

续表

管长 L , m		3				4.5				6				9			
PN , MPa		1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4	1.0	1.6	2.5
DN , mm	N																
1600	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1700	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
1800	4	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—					—	—	—	—

3.3 换热器的主要参数

3.3.1 内导流换热器和冷凝器的主要参数 (见表 1-2-25)

表 1-2-25 内导流换热器和冷凝器参数

mm

DN	N	$n^{\text{①}}$		中心排管数		管程流通面积, m^2			$A^{\text{②}}$, m^2							
		d				$d \times \delta_t$			$L=3\text{ m}$		$L=4.5\text{ m}$		$L=6\text{ m}$		$L=9\text{ m}$	
		19	25	19	25	19×2	25×2	25×2.5	19	25	19	25	19	25	19	25
325	2	60	32	7	5	0.0053	0.0055	0.0050	10.5	7.4	15.8	11.1	—	—	—	—
	4	52	28	6	4	0.0023	0.0024	0.0022	9.1	6.4	13.7	9.7	—	—	—	—
426	2	120	74	8	7	0.0106	0.0126	0.0116	20.9	16.9	31.6	25.6	42.3	34.4	—	—
	4	108	68	9	6	0.0048	0.0059	0.0053	18.8	15.6	28.4	23.6	38.1	31.6	—	—
500	2	206	124	11	8	0.0182	0.0215	0.0194	35.7	28.3	54.1	42.8	72.5	57.4	—	—
	4	192	116	10	9	0.0085	0.0100	0.0091	33.2	26.4	50.4	40.1	67.6	53.7	—	—
600	2	324	198	14	11	0.0286	0.0343	0.0311	55.8	44.9	84.8	68.2	113.9	91.5	—	—
	4	308	188	14	10	0.0136	0.0163	0.0148	53.1	42.6	80.7	64.8	108.2	86.9	—	—
	6	284	158	14	10	0.0083	0.0091	0.0083	48.9	35.8	74.4	54.4	99.8	73.1	—	—
700	2	468	268	16	13	0.0414	0.0464	0.0421	80.4	60.6	122.2	92.1	164.1	123.7	—	—
	4	448	256	17	12	0.0198	0.0222	0.0201	76.9	57.8	117.0	87.9	157.1	118.1	—	—
	6	382	224	15	10	0.0112	0.0129	0.0116	65.5	50.6	99.9	76.9	133.9	103.4	—	—
800	2	610	366	19	15	0.0539	0.0643	0.0575	—	—	158.9	125.4	213.5	168.5	—	—
	4	588	352	18	14	0.0260	0.0305	0.0276	—	—	153.2	120.6	205.8	162.1	—	—
	6	518	316	16	14	0.0152	0.0182	0.0165	—	—	134.9	108.3	181.3	145.5	—	—
900	2	800	472	22	17	0.0707	0.0817	0.0741	—	—	207.6	161.2	279.2	216.8	—	—
	4	776	456	21	16	0.0343	0.0395	0.0352	—	—	201.4	155.7	270.8	209.4	—	—
	6	720	426	21	16	0.0212	0.0246	0.0223	—	—	186.9	145.5	251.3	195.6	—	—
1000	2	1006	606	24	19	0.0890	0.1050	0.0952	—	—	260.6	206.6	350.6	277.9	—	—
	4	980	588	23	18	0.0433	0.0509	0.0462	—	—	253.9	200.4	341.6	269.7	—	—
	6	892	564	21	18	0.0262	0.0326	0.0295	—	—	231.1	192.2	311.0	258.7	—	—

续表

DN	N	$n^{\text{①}}$		中心排管数		管程流通面积, m^2			$A^{\text{②}}, \text{m}^2$							
		d				$d \times \delta_i$			$L=3 \text{ m}$		$L=4.5 \text{ m}$		$L=6 \text{ m}$		$L=9 \text{ m}$	
		19	25	19	25	19×2	25×2	25×2.5	19	25	19	25	19	25	19	25
1100	2	1240	736	27	21	0.1100	0.1270	0.1160	—	—	320.3	250.2	431.3	336.8	—	—
	4	1212	716	26	20	0.0536	0.0620	0.0562	—	—	313.1	243.4	421.6	327.7	—	—
	6	1120	692	24	20	0.0329	0.0399	0.0362	—	—	289.3	235.2	389.6	316.7	—	—
1200	2	1452	880	28	22	0.1290	0.1520	0.1380	—	—	374.4	298.6	504.3	402.4	764.2	609.4
	4	1424	860	28	22	0.0629	0.0745	0.0675	—	—	367.2	291.8	494.6	393.1	749.5	595.6
	6	1328	828	27	21	0.0396	0.0478	0.0434	—	—	347.6	280.9	468.2	378.4	709.5	573.4
1300	4	1700	1024	31	24	0.0751	0.0887	0.0804	—	—	—	—	589.3	467.1	—	—
	6	1616	972	29	24	0.0476	0.0560	0.0509	—	—	—	—	560.2	443.3	—	—
1400	4	1972	1192	32	26	0.0871	0.1030	0.0936	—	—	—	—	682.6	542.9	1035.6	823.6
	6	1890	1130	30	24	0.0557	0.0652	0.0592	—	—	—	—	654.2	514.7	992.5	780.8
1500	4	2304	1400	34	29	0.1020	0.1210	0.1100	—	—	—	—	795.9	636.3	—	—
	6	2252	1332	34	28	0.0663	0.0769	0.0697	—	—	—	—	777.9	605.4	—	—
1600	4	2632	1592	37	30	0.1160	0.1380	0.1250	—	—	—	—	907.6	722.3	1378.7	1097.3
	6	2520	1518	37	29	0.0742	0.0876	0.0795	—	—	—	—	869.0	688.8	1320.0	1047.2
1700	4	3012	1856	40	32	0.1330	0.1610	0.1460	—	—	—	—	1036.1	840.1	—	—
	6	2834	1812	38	32	0.0835	0.0981	0.0949	—	—	—	—	974.9	820.2	—	—
1800	4	3384	2056	43	34	0.1490	0.1780	0.1610	—	—	—	—	1161.3	928.4	1766.9	1412.5
	6	3140	1986	37	30	0.0925	0.1150	0.1040	—	—	—	—	1077.5	896.7	1639.5	1364.4

① 排管数按正方形旋转 45° 排列计算。

② 计算换热面积按光管及公称压力 2.5MPa 的管板厚度确定。

3.3.2 外导流换热器的主要参数 (见表 1-2-26)

表 1-2-26 外导流换热器参数

mm

DN	N	$n^{\text{①}}$		中心排管数		管程流通面积, m^2			$A^{\text{②}}, \text{m}^2$	
		d				$d \times \delta_i$			$L=6 \text{ m}$	
		19	25	19	25	19×2	25×2	25×2.5	19	25
500	2	224	132	13	10	0.0198	0.0229	0.0207	78.8	61.1
	4	218	124	12	10	0.0092	0.0107	0.0161	73.2	57.4
600	2	338	206	16	12	0.0298	0.0357	0.0324	118.8	95.2
	4	320	196	15	12	0.0141	0.0170	0.0154	112.4	90.6
700	2	480	280	18	15	0.0425	0.0485	0.0440	168.3	129.2
	4	460	268	17	14	0.0203	0.0232	0.0210	161.3	123.6
800	2	636	378	21	16	0.0562	0.0655	0.0594	222.6	174.0
	4	612	364	20	16	0.0271	0.0315	0.0285	214.2	167.6

续表

DN	N	$n^{①}$		中心排管数		管程流通面积, m^2			$A^{②}, m^2$	
		d				$d \times \delta_t$			$L = 6 m$	
		19	25	19	25	19×2	25×2	25×2.5	19	25
900	2	822	490	24	19	0.0726	0.0848	0.0769	286.9	225.1
	4	796	472	23	18	0.0357	0.0409	0.0365	277.8	216.7
	6	742	452	23	16	0.0217	0.0261	0.0237	259.0	207.5
1000	2	1050	628	26	21	0.0929	0.0929	0.0987	365.9	288.0
	4	1020	608	27	20	0.0451	0.0526	0.0478	355.5	278.9
	6	938	580	25	20	0.0276	0.0335	0.0301	327.0	266.0

① 排管数按正方形旋转 45° 排列计算。

② 计算换热面积按光管及公称压力 2.5MPa 的管板厚度确定。

3.3.3 计算换热面积

计算换热面积按式 (1-2-1) 确定。在计算换热面积时管板厚度 δ 假定为 0.050 m。

3.4 结构型式

3.4.1 换热器

(1) 内导流换热器见图 1-2-13。

(2) 外导流换热器见图 1-2-14。

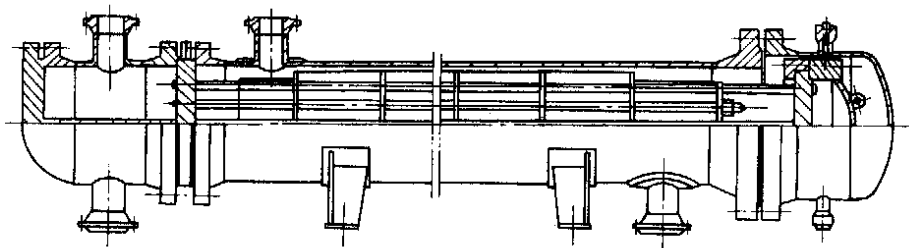


图 1-2-13 内导流换热器

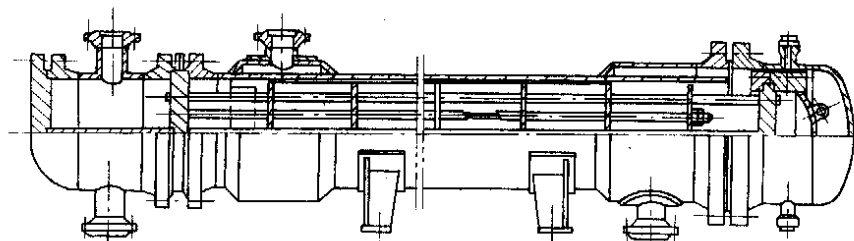


图 1-2-14 外导流换热器

3.4.2 冷凝器

(1) 3m 管长冷凝器见图 1-2-15。

(2) 6m 管长冷凝器见图 1-2-16。

3.4.3 重叠型式

(1) 3, 4, 5, 6m 管长重叠式换热器见图 1-2-17。

(2) 9m 管长重叠式换热器见图 1-2-18。

(3) 3m 管长重叠式冷凝器见图 1-2-19, 其接管公称直径 dn 见表 1-2-27。

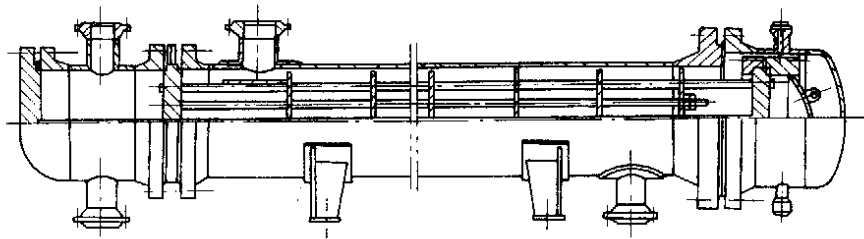


图 1-2-15 3m 管长冷凝器

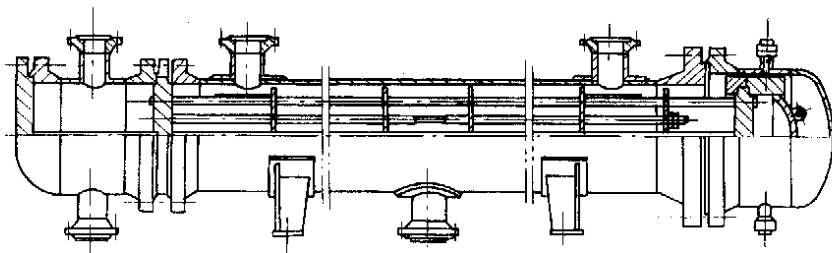


图 1-2-16 6m 管长冷凝器

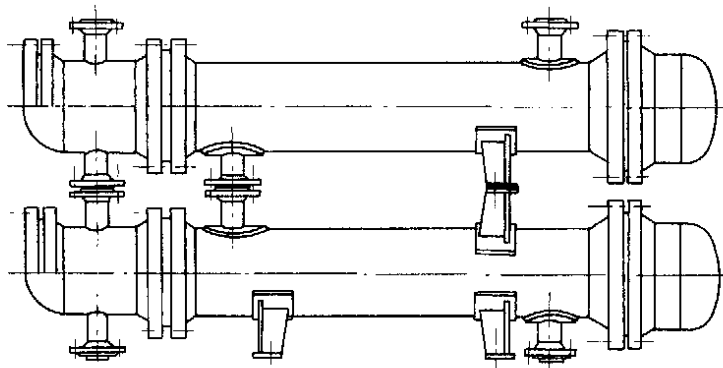


图 1-2-17 重叠式换热器

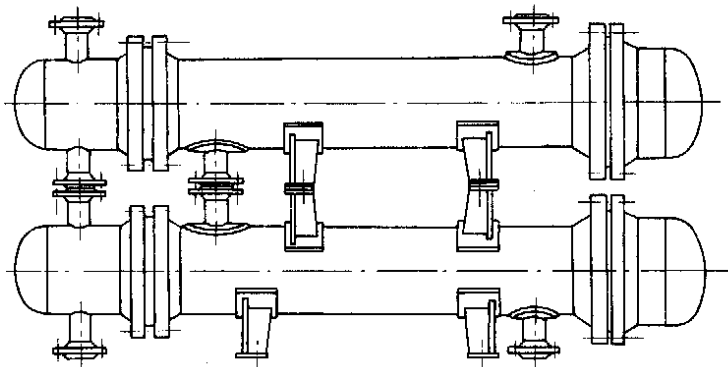


图 1-2-18 9m 管长重叠式换热器

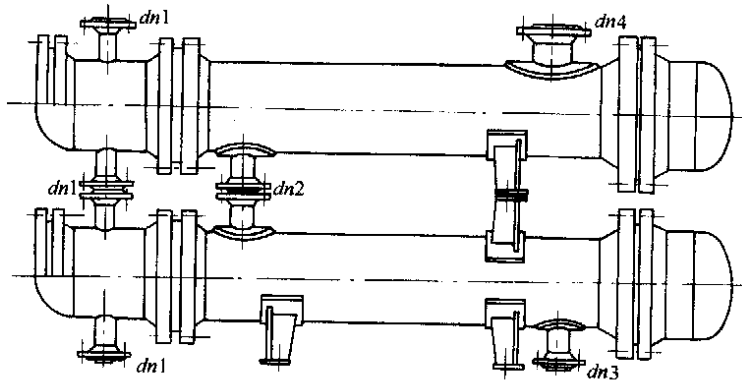


图 1-2-19 3m 管长重叠式冷凝器

表 1-2-27 3m 管长重叠式冷凝器接管

DN	dn1	dn2	dn3	dn4
(425)400	100	150	100	200
500	150	200	150	250
600		250	200	300
700		300	250	350
800	200	300	250	350
900				
1000	250	350	300	400

(4) 6m 管长重叠式冷凝器见图 1-2-20, 其接管公称直径 dn 见表 1-2-28。

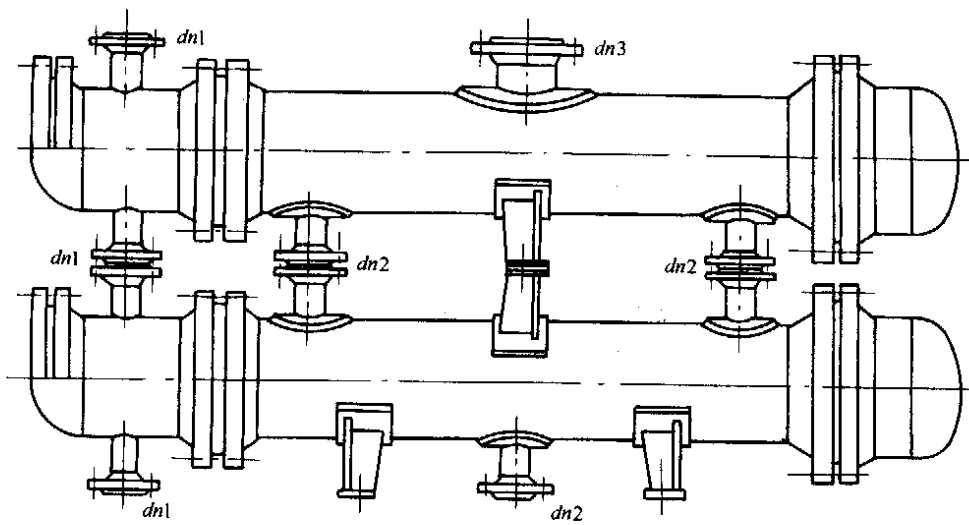


图 1-2-20 6m 管长重叠式冷凝器

表 1-2-28 6m 管长重叠式冷凝器接管

DN	dn1	dn2	dn3	DN	dn1	dn2	dn3
500	150	200	250	1200	300	350	400
600		250	300	1300		350	400
700				1400			
800	200	300	350	1500			
900				1600	400	450	500
1000	250	350	400	1700			
1100				1800	450		

4 浮头式折流杆换热器系列规格、型号和参数行业标准

本标准由中国石化洛阳化工工程公司和淮南市东风化工机械厂联合提出^[6~10]。

4.1 内容与适用范围

(1) 内容

本通用系列规定了浮头式折流杆换热器及冷凝器的规格、结构特征、技术条件、基础数据、系列表和选用说明。

(2) 适用范围

本系列适用于气-气、气-液、液-液换热及汽相冷凝过程，换热管可用光管或螺纹管。

4.2 结构特征

(1) 浮头式折流杆换热器和冷凝器是管壳式换热器的一种新型式。它采用折流圈上焊折流杆的结构代替了通用的弓形折流板结构。折流圈示意图见图 1-1-17。四个折流圈为一组，使得每根换热管在四个方向由折流杆加以固定，因此管束有很好的防振性能。折流杆管束示意图见图 1-1-18。

(2) 壳体采用外导流筒结构，从而降低壳体入口接管处的压降，且在相同壳径下，可增加排管数。

(3) 浮头式折流杆冷凝器壳体采用单进单出型式，且 DN800 以上冷凝器，壳体入口接管规格均比同规格的弓形折流板冷凝器大。

4.3 技术条件及基础数据

4.3.1 设计条件

(1) 公称压力 PN

浮头式折流杆换热器公称设计压力为 1.6, 2.5, 4.0MPa 三种压力等级；

浮头式折流杆冷凝器公称设计压力为 1.6, 2.5MPa 两种压力等级。

(2) 设计温度 T(℃)

浮头式折流杆换热器和冷凝器的设计温度为 200℃，允许升温降压使用，在各种温度下最高工作压力按表 1-2-29 规定。最高使用温度为 400℃，最低使用温度大于 -20℃。

表 1-2-29 升温降压使用表

公称压力 MPa	设计压力 MPa	水压试验压力,MPa (用 100℃ ≥ T ≥ 5℃ 的水为试验介质)	介质温度,℃				
			200	250	300	350	400
			最高工作压力,MPa				
1.6	1.57	2.12	1.57	1.42	1.30	1.18	1.09
2.5	2.45	3.06	2.45	2.23	2.03	1.88	1.74
4.0	3.92	4.90	3.92	3.57	3.25	2.98	2.78

4.3.2 基础参数

(1) 换热管规格及排列型式

$\phi 19 \times 2$; 管心距 25mm; 正方形排列。
 $\phi 25 \times 2.5$; 管心距 32mm; 正方形排列。

(2) 换热管长

浮头式折流杆换热器及冷凝器管长均为 6m。

(3) 管程数

浮头式折流杆换热器及冷凝器管程数见表 1-2-30。

表 1-2-30 管程数

公称直径 DN , mm	500		600~1300		
	2	4	2	4	6
管程数					

(4) 折流圈间距

浮头式折流杆换热器折流圈间距为 100, 150mm 两种。
 浮头式折流杆冷凝器折流圈间距为 150, 200mm 两种。

(5) 主要材料

壳体、管箱及封头等主体材质为 16MnR;
 管板材料为 16MnR ($\delta \leq 60\text{mm}$), 锻钢 16Mn ($\delta > 60\text{mm}$);
 螺柱采用 40MnB (可用 35Cr 代);
 螺母用 35 号钢;
 垫片为铁包石棉垫片 (镀锡薄钢板包石棉板)。

4.4 浮头式折流杆换热器及冷凝器规格型号系列

4.4.1 浮头式折流杆换热器及冷凝器型号表示方法

浮头式折流杆换热器及冷凝器型号表示方法见图 1-2-21。

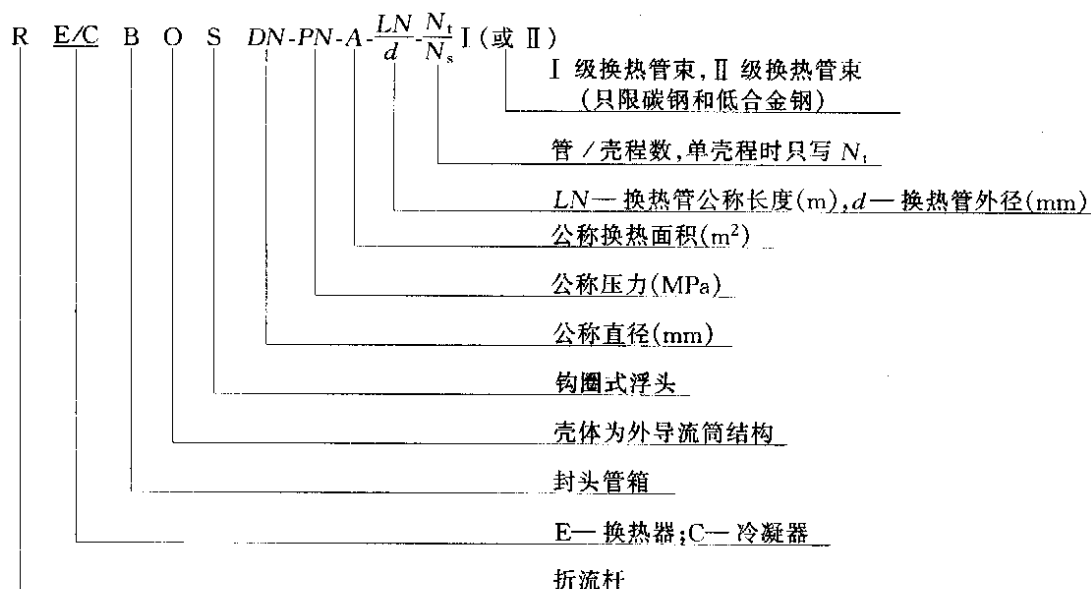


图 1-2-21 浮头式折流杆换热器及冷凝器型号表示方法

4.4.2 规格系列及简图

(1) 浮头式折流杆换热器、冷凝器简图见图 1-2-22, 浮头式折流杆换热器、冷凝器重叠安装图见图 1-2-23。

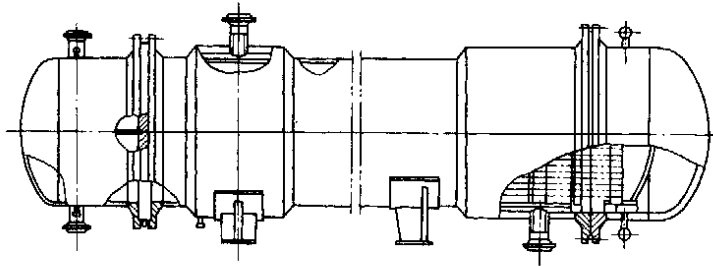


图 1-2-22 浮头式折流杆换热器、冷凝器简图

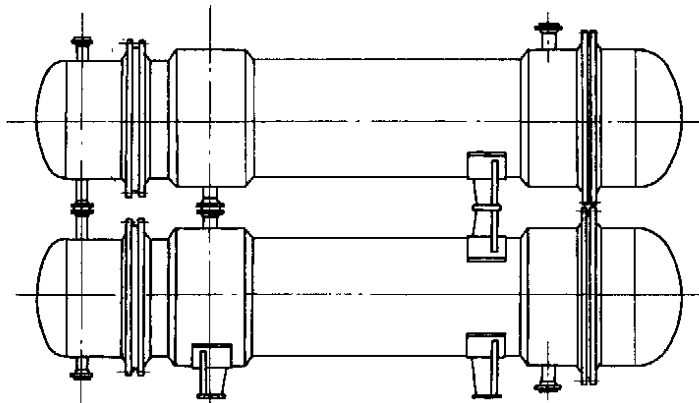


图 1-2-23 浮头式折流杆换热器、冷凝器重叠安装图

(2) 浮头式折流杆换热器规格型号见表 1-2-31, 浮头式折流杆冷凝器规格型号见表 1-2-32。

表 1-2-31 浮头式折流杆换热器规格型号

序号	规格型号	换热管数	计算换热面积, m ²	序号	规格型号	换热管数	计算换热面积, m ²
1	REBOS500-4.0-70-6/19-2 I	208	72.9	22	REBOS600-2.5-85-6/25-4 I	180	83.4
2	REBOS500-4.0-55-6/25-2 I	120	55.3	23	REBOS600-2.5-100-6/19-6 I	288	101.4
3	REBOS500-4.0-65-6/19-4 I	188	65.9	24	REBOS600-2.5-80-6/25-6 I	172	79.6
4	REBOS500-4.0-55-6/25-4 I	120	55.3	25	REBOS600-1.6-110-6/19-2 I	316	111.6
5	REBOS500-2.5-75-6/19-2 I	208	73.4	26	REBOS600-1.6-85-6/25-2 I	188	87.4
6	REBOS500-2.5-55-6/25-2 I	120	55.7	27	REBOS600-1.6-105-6/19-4 I	304	107.4
7	REBOS500-2.5-65-6/19-4 I	188	66.3	28	REBOS600-1.6-85-6/25-4 I	180	83.6
8	REBOS500-2.5-55-6/25-4 I	120	55.7	29	REBOS600-1.6-100-6/19-6 I	288	101.7
9	REBOS500-1.6-75-6/19-2 I	208	73.5	30	REBOS600-1.6-80-6/25-6 I	172	79.9
10	REBOS500-1.6-55-6/25-2 I	120	55.8	31	REBOS700-4.0-155-6/19-2 I	452	157.6
11	REBOS500-1.6-65-6/19-4 I	188	68.5	32	REBOS700-4.0-125-6/25-2 I	272	124.8
12	REBOS500-1.6-55-6/25-4 I	120	55.8	33	REBOS700-4.0-150-6/19-4 I	436	152
13	REBOS600-4.0-110-6/19-2 I	316	110.5	34	REBOS700-4.0-115-6/25-4 I	256	117.4
14	REBOS600-4.0-85-6/25-2 I	188	86.5	35	REBOS700-4.0-145-6/19-6 I	416	145
15	REBOS600-4.0-105-6/19-4 I	304	106.3	36	REBOS700-4.0-115-6/25-6 I	252	116.6
16	REBOS600-4.0-80-6/25-4 I	188	82.8	37	REBOS700-2.5-160-6/19-2 I	452	158.8
17	REBOS600-4.0-100-6/19-6 I	228	100.7	38	REBOS700-2.5-125-6/25-2 I	272	125.7
18	REBOS600-4.0-80-6/25-6 I	172	79.2	39	REBOS700-2.5-155-6/19-4 I	436	153.1
19	REBOS600-2.5-110-6/19-2 I	316	111.2	40	REBOS700-2.5-120-6/25-4 I	256	118.3
20	REBOS600-2.5-85-6/25-2 I	188	87	41	REBOS700-2.5-145-6/19-6 I	416	146.1
21	REBOS600-2.5-105-6/19-4 I	304	107	42	REBOS700-2.5-115-6/25-6 I	252	116.5

续表

序号	规格型号	换热管数	计算换热面积, m ²	序号	规格型号	换热管数	计算换热面积, m ²
43	REBOS700-1.6-160-6/19-2 I	452	159.3	82	REBOS900-1.6-215-6/25-4 I	486	216.4
44	REBOS700-1.6-125-6/25-2 I	272	126.1	83	REBOS900-1.6-260-6/19-6 I	748	262.9
45	REBOS700-1.6-155-6/19-4 I	436	153.7	84	REBOS900-1.6-210-6/25-6 I	452	209
46	REBOS700-1.6-120-6/25-4 I	256	118.7	85	REBOS1000-4.0-355-6/19-2 I	1024	354.8
47	REBOS700-1.6-145-6/19-6 I	416	146.6	86	REBOS1000-4.0-280-6/25-2 I	612	279
48	REBOS700-1.6-115-6/25-6 I	252	116.9	87	REBOS1000-4.0-350-6/19-4 I	1008	349.2
49	REBOS800-4.0-215-6/19-2 I	616	214.3	88	REBOS1000-4.0-275-6/25-4 I	608	277.2
50	REBOS800-4.0-170-6/25-2 I	376	172.1	89	REBOS1000-4.0-335-6/19-6 I	968	335.4
51	REBOS800-4.0-210-6/19-4 I	604	210.1	90	REBOS1000-4.0-265-6/25-6 I	580	264.4
52	REBOS800-4.0-170-6/25-4 I	368	168.4	91	REBOS1000-2.5-355-6/19-2 I	1024	357.4
53	REBOS800-4.0-200-6/19-6 I	572	199	92	REBOS1000-2.5-280-6/25-2 I	612	281
54	REBOS800-4.0-155-6/25-6 I	344	157.5	93	REBOS1000-2.5-350-6/19-4 I	1008	351.9
55	REBOS800-2.5-215-6/19-2 I	616	215.3	94	REBOS1000-2.5-280-6/25-4 I	608	279.3
56	REBOS800-2.5-175-6/25-2 I	176	173.4	95	REBOS1000-2.5-335-6/19-6 I	968	337.9
57	REBOS800-2.5-210-6/19-4 I	604	211.7	96	REBOS1000-2.5-265-6/25-6 I	580	266.4
58	REBOS800-2.5-170-6/25-4 I	368	169.7	97	REBOS1000-1.6-360-6/19-2 I	1024	359.4
59	REBOS800-2.5-200-6/19-6 I	572	200.5	98	REBOS1000-1.6-280-6/25-2 I	612	282.6
60	REBOS800-2.5-160-6/25-6 I	344	158.1	99	REBOS1000-1.6-355-6/19-4 I	1008	353.8
61	REBOS800-1.6-215-6/19-2 I	616	216.1	100	REBOS1000-1.6-280-6/25-4 I	608	280.8
62	REBOS800-1.6-175-6/25-2 I	376	174.1	101	REBOS1000-1.6-340-6/19-6 I	988	339.7
63	REBOS800-1.6-210-6/19-4 I	604	212.1	102	REBOS1000-1.6-265-6/25-6 I	580	267.9
64	REBOS800-1.6-170-6/25-4 I	368	170.4	103	REBOS1100-4.0-435-6/19-2 I	1264	436.5
65	REBOS800-1.6-200-6/19-6 I	572	201.3	104	REBOS1100-4.0-340-6/25-2 I	752	341.7
66	REBOS800-1.6-160-6/25-6 I	344	159.3	105	REBOS1100-4.0-425-6/19-4 I	1236	426.9
67	REBOS900-4.0-280-6/19-2 I	812	281.7	106	REBOS1100-4.0-330-6/25-4 I	732	332.6
68	REBOS900-4.0-220-6/25-2 I	488	222.8	107	REBOS1100-4.0-415-6/19-6 I	1196	413
69	REBOS900-4.0-270-6/19-4 I	784	272	108	REBOS1100-4.0-330-6/25-6 I	724	329
70	REBOS900-4.0-215-6/25-4 I	488	213.6	109	REBOS1100-2.5-440-6/19-2 I	1264	440.3
71	REBOS900-4.0-260-6/19-6 I	748	259.5	110	REBOS1100-2.5-345-6/25-2 I	752	344.7
72	REBOS900-4.0-205-6/25-6 I	452	206.3	111	REBOS1100-2.5-430-6/19-4 I	1236	430.6
73	REBOS900-2.5-285-6/19-2 I	812	283.8	112	REBOS1100-2.5-335-6/25-4 I	732	335
74	REBOS900-2.5-225-6/25-2 I	488	224.4	113	REBOS1100-2.5-415-6/19-6 I	1196	416.6
75	REBOS900-2.5-275-6/19-4 I	784	272	114	REBOS1100-2.5-330-6/25-6 I	724	331.9
76	REBOS900-2.5-215-6/19-4 I	468	215.2	115	REBOS1100-1.6-440-6/19-2 I	1264	443.3
77	REBOS900-2.5-260-6/19-6 I	748	261.5	116	REBOS1100-1.6-345-6/25-2 I	752	347
78	REBOS900-2.5-205-6/25-6 I	452	207.9	117	REBOS1100-1.6-435-6/19-4 I	1236	433.5
79	REBOS900-1.6-285-6/19-2 I	812	285.4	118	REBOS1100-1.6-335-6/25-4 I	732	337.8
80	REBOS900-1.6-225-6/25-2 I	488	225.5	119	REBOS1100-1.6-420-6/19-6 I	1196	419.5
81	REBOS900-1.6-275-6/19-4 I	784	275.5	120	REBOS1100-1.6-335-6/25-6 I	724	334.1

表 1-2-32 浮头式折流杆冷凝器规格型号

序号	规格型号	换热管数	计算换热面积,m ²	序号	规格型号	换热管数	计算换热面积,m ²
1	RCBOS500-2.5-75-6/19-2 I	208	73.4	53	RCBOS900-1.6-275-6/19-4 I	784	275.5
2	RCBOS500-2.5-55-6/25-2 I	120	55.7	54	RCBOS900-1.6-215-6/25-4 I	468	216.4
3	RCBOS500-2.5-65-6/19-4 I	188	66.3	55	RCBOS900-1.6-260-6/19-6 I	748	262.9
4	RCBOS500-2.5-55-6/25-4 I	120	55.7	56	RCBOS900-1.6-210-6/25-6 I	452	209
5	RCBOS500-1.6-75-6/19-2 I	208	73.5	57	RCBOS1000-2.5-355-6/19-2 I	1024	357.4
6	RCBOS500-1.6-55-6/25-2 I	120	55.8	58	RCBOS1000-2.5-280-6/25-2 I	612	281
7	RCBOS500-1.6-65-6/19-4 I	188	66.5	59	RCBOS1000-2.5-350-6/19-4 I	1008	351.9
8	RCBOS500-1.6-55-6/25-4 I	120	55.8	60	RCBOS1000-2.5-280-6/25-4 I	608	279.3
9	RCBOS600-2.5-110-6/19-2 I	316	111.2	61	RCBOS1000-2.5-335-6/19-6 I	968	337.9
10	RCBOS600-2.5-85-6/25-2 I	188	87	62	RCBOS1000-2.5-265-6/25-6 I	580	266.4
11	RCBOS600-2.5-105-6/19-4 I	304	107	63	RCBOS1000-1.6-360-6/19-2 I	1024	359.4
12	RCBOS600-2.5-85-6/25-4 I	180	83.4	64	RCBOS1000-1.6-280-6/25-2 I	612	282.6
13	RCBOS600-2.5-100-6/19-6 I	288	101.4	65	RCBOS1000-1.6-355-6/19-4 I	1008	353.8
14	RCBOS600-2.5-80-6/25-6 I	172	79.6	66	RCBOS1000-1.6-280-6/25-4 I	608	280.8
15	RCBOS600-1.6-110-6/19-2 I	316	111.6	67	RCBOS1000-1.6-340-6/19-6 I	968	339.7
16	RCBOS600-1.6-85-6/25-2 I	188	87.4	68	RCBOS1000-1.6-265-6/25-6 I	580	267.9
17	RCBOS600-1.6-105-6/19-4 I	304	107.4	69	RCBOS1100-2.5-440-6/19-2 I	1264	440.3
18	RCBOS600-1.6-85-6/25-4 I	180	83.6	70	RCBOS1100-2.5-345-6/25-2 I	752	344.7
19	RCBOS600-1.6-100-6/19-6 I	288	101.7	71	RCBOS1100-2.5-430-6/19-4 I	1236	430.6
20	RCBOS600-1.6-80-6/25-6 I	172	79.9	72	RCBOS1100-2.5-335-6/25-4 I	732	335.5
21	RCBOS700-2.5-160-6/19-2 I	452	158.8	73	RCBOS1100-2.5-415-6/19-6 I	1196	416.6
22	RCBOS700-2.5-125-6/25-2 I	272	125.7	74	RCBOS1100-2.5-330-6/25-6 I	724	331.9
23	RCBOS700-2.5-155-6/19-4 I	436	153.1	75	RCBOS1100-1.6-445-6/19-2 I	1264	443.3
24	RCBOS700-2.5-120-6/25-4 I	256	118.3	76	RCBOS1100-1.6-345-6/25-2 I	752	347
25	RCBOS700-2.5-145-6/19-6 I	416	146.1	77	RCBOS1100-1.6-435-6/19-4 I	1236	433.5
26	RCBOS700-2.5-115-6/25-6 I	252	116.5	78	RCBOS1100-1.6-335-6/25-4 I	732	337.8
27	RCBOS700-1.6-160-6/19-2 I	452	159.3	79	RCBOS1100-1.6-420-6/19-6 I	1196	419.5
28	RCBOS700-1.6-125-6/25-2 I	272	126.1	80	RCBOS1100-1.6-335-6/25-6 I	724	334.1
29	RCBOS700-1.6-155-6/19-4 I	436	153.7	81	RCBOS1200-2.5-530-6/19-2 I	1524	530.2
30	RCBOS700-1.6-120-6/25-4 I	258	118.7	82	RCBOS1200-2.5-420-6/25-2 I	920	421.1
31	RCBOS700-1.6-145-6/19-6 I	416	146.1	83	RCBOS1200-2.5-525-6/19-4 I	1504	523.2
32	RCBOS700-1.6-115-6/25-6 I	252	116.5	84	RCBOS1200-2.5-415-6/25-4 I	904	413.8
33	RCBOS800-2.5-215-6/19-2 I	616	215.9	85	RCBOS1200-2.5-510-6/19-6 I	1464	509.3
34	RCBOS800-2.5-175-6/25-2 I	376	173.4	86	RCBOS1200-2.5-405-6/25-6 I	888	406.5
35	RCBOS800-2.5-210-6/19-4 I	604	211.7	87	RCBOS1200-1.6-535-6/19-2 I	1524	533.8
36	RCBOS800-2.5-170-6/25-4 I	368	169.7	88	RCBOS1200-1.6-425-6/25-2 I	920	424
37	RCBOS800-2.5-200-6/19-6 I	572	200.5	89	RCBOS1200-1.6-525-6/19-4 I	1504	526.8
38	RCBOS800-2.5-160-6/25-6 I	344	158.6	90	RCBOS1200-1.6-415-6/25-4 I	904	416.6
39	RCBOS800-1.6-215-6/19-2 I	616	216.8	91	RCBOS1200-1.6-510-6/19-6 I	1464	512.8
40	RCBOS800-1.6-175-6/25-2 I	376	174.1	92	RCBOS1200-1.6-410-6/25-6 I	888	409.3
41	RCBOS800-1.6-210-6/19-4 I	604	212.6	93	RCBOS1300-2.5-625-6/19-2 I	1796	623.5
42	RCBOS800-1.6-170-6/25-4 I	368	170.4	94	RCBOS1300-2.5-500-6/25-2 I	1100	502.6
43	RCBOS800-1.6-200-6/19-6 I	572	201.3	95	RCBOS1300-2.5-620-6/19-4 I	1784	619.3
44	RCBOS800-1.6-160-6/25-6 I	344	159.3	96	RCBOS1300-2.5-485-6/25-4 I	1068	407.8
45	RCBOS900-2.5-285-6/19-2 I	812	283.8	97	RCBOS1300-2.5-600-6/19-6 I	1736	602.7
46	RCBOS900-2.5-225-6/25-2 I	488	224.4	98	RCBOS1300-2.5-480-6/25-6 I	1048	478.7
47	RCBOS900-2.5-275-6/19-4 I	784	274	99	RCBOS1300-1.6-630-6/19-2 I	1796	628.2
48	RCBOS900-2.5-215-6/25-4 I	468	215.2	100	RCBOS1300-1.6-505-6/25-2 I	1100	508.3
49	RCBOS900-2.5-260-6/19-6 I	748	261.5	101	RCBOS1300-1.6-625-6/19-4 I	1784	624
50	RCBOS900-2.5-205-6/25-6 I	452	207.9	102	RCBOS1300-1.6-490-6/25-4 I	1068	491.5
51	RCBOS900-1.6-285-6/19-2 I	812	285.4	103	RCBOS1300-1.6-605-6/19-6 I	1736	607.2
52	RCBOS900-1.6-225-6/25-2 I	488	225.7	104	RCBOS1300-1.6-480-6/25-6 I	1048	482.3

5 固定管板式折流杆换热器系列 (见表 1-2-33、表 1-2-34)

表 1-2-33 固定管板式折流杆换热器技术条件

名称	管程	壳程
设计压力, MPa	0.8	0.8
设计温度, °C	170~180→320~350	380~420→210~250
工作介质	半水煤气体	变换气体
流量(标态), m ³ /h	7240(干)	8080(干)
压力降, Pa	<6865	6865
主体材料	10~20	16MnR
雷诺数 Re	>10 ⁴	>10 ⁴
腐蚀裕量, mm		2
设计直径, mm	800/1000	
换热面积, m ²	165(代替原 400m ²)	
总传热系数, kJ/(h·m ² ·°C)	209~293	
设备总重, kg	6280	

表 1-2-34 折流杆换热器系列产品工艺参数表 (华南理工大学与桂林化机厂提出)

序号	工艺参数	公称直径 mm	管子数量	换热面积 m ²	合成氨生产能力, t/a	公称压力, MPa
1		φ800	349	165	10000~15000	0.8
2		φ900	437	206	15000~25000	0.8
3		φ1000	545	257	25000~35000	0.8
4		φ1100	677	319	35000~40000	0.8
5		φ1200	845	398	40000~45000	0.8
6		φ1300	989	466	45000~50000	0.8
7		φ1400	1177	555	50000~58000	0.8
8		φ1500	1353	638	58000~68000	0.8
9		φ1600	1557	774	68000~80000	0.8

6 钢制固定管板式薄管板列管换热器系列^[5,11] (HG 21503—92)

6.1 基本参数

6.1.1 设计参数

- (1) 公称压力 PN : 0.6~2.5MPa (真空按 1.0MPa 级);
- (2) 公称直径 DN : 150~1000mm;
- (3) 设计温度 T : -19~+350°C;
- (4) 公称换热面积 A : 1.0~365m²;
- (5) 换热管直径 d : 碳钢 φ25×2.5; φ25×2; 不锈钢 φ25×2;
- (6) 换热管长度 L : 1500~6000mm。

6.1.2 主要材质

- (1) 壳体材料 碳钢: 20; Q235-A; 20R; 16MnR; 不锈钢: 0Cr18Ni9Ti; 0Cr17Ni12Mo2。
- (2) 换热管材料 碳钢: 20; 不锈钢: 0Cr18Ni9Ti; 0Cr18Ni12Mo2Ti。如采用其他材料时, 应在订货中说明。

6.1.3 参数组合范围

钢制固定式薄管板列管换热器的参数组合见表 1-2-35, 各级温度下的允许最高压力见表 1-2-36。

表 1-2-35 薄管板换热器参数组合

公称直径 DN mm	管程数	管子数	管子长度 L, mm					流程通道面积 m ²	管程流速为 0.5m/h 的流量 m ³ /h	公称压力 PN MPa	
			1500	2000	3000	4000	6000				
			换热面积, m ² (公称值/计算值)					φ25×2.5/φ25×2			
150	1	10	1/1.15	1.5/1.55	2/2.33			0.0031/0.0035	5.65/6.23	0.6	
	200	1	22	2.5/2.54	3/3.40	5/5.13	7/6.86	0.0069/0.0076	12.44/13.74		
	2	18	2/2.08	3/2.79	4/4.20	6/5.61	0.0028/0.0031	5.09/5.61			
250	1	40	5/4.62	6/6.19	9/9.33	12/12.47	19/17.82	0.0126/0.0139	22.62/24.94		
	2	36	4/4.16	6/5.57	8/8.40	11/11.22	17/16.88	0.0057/0.0062	10.18/11.22		
300	1	64	7/7.39	10/9.90	15/14.93	20/19.96	30/30.01	0.0201/0.0222	36.19/39.90		1.0
	2	56	6/6.47	9/8.66	13/13.06	17/17.46	26/26.26	0.0088/0.0097	15.83/17.46		
400	1	103	12/11.89	16/15.94	24/24.03	32/32.12	50/48.29	0.0324/0.0357	58.25/64.22		1.6
	2	96	11/11.08	15/14.85	22/22.39	30/29.93	45/45.01	0.0151/0.0166	27.14/29.93		
500	1	179			40/41.75	55/55.81	85/83.93	0.0562/0.0620	101.22/111.60		2.5
	2	170			40/39.65	55/53.01	80/79.71	0.0267/0.0294	48.07/52.99		
600	1	254			60/59.25	80/79.20	120/119.1	0.0798/0.0880	143.63/158.36	1.6	
	2	244			55/56.92	75/76.08	115/114.4	0.0383/0.0423	68.99/76.06		
700	1	366			85/85.37	115/114.1	170/171.6	0.1150/0.1268	206.97/228.18	2.5	
	2	342			80/79.78	105/106.6	160/160.4	0.0537/0.0592	96.70/106.61		
800	1	491			115/114.5	155/153.1	230/230.2	0.1543/0.1701	277.65/306.11	2.5	
	2	472			110/110.1	145/147.2	220/221.3	0.0741/0.0817	133.45/147.13		
900	1	615			145/143.5	190/191.8	290/288.4	0.1932/0.2130	347.77/383.42	2.5	
	2	592			140/138.1	185/184.5	280/277.6	0.0930/0.1025	167.38/184.54		
1000	1	775			180/180.8	240/241.7	365/363.4	0.2435/0.2684	438.25/483.17	2.5	
	2	758			175/176.8	235/236.4	355/355.4	0.1191/0.1313	214.32/236.29		

表 1-2-36 薄管板换热器最高使用压力

工作压力 PN MPa	材料类别	设计温度, ℃				
		≤100	200	250	300	350
		允许最高工作压力, MPa				
0.6	碳钢	0.6	0.6	0.54	0.49	0.44
	奥氏体不锈钢	0.6	0.6	0.56	0.51	0.49
1.0	碳素钢	1.00	1.00	0.89	0.82	0.73
	奥氏体不锈钢	1.00	1.00	0.95	0.86	0.82
1.6	碳素钢, 低合金钢	1.60	1.60	1.43	1.31	1.19
	奥氏体不锈钢	1.60	1.60	1.50	1.37	1.31
2.5	碳素钢, 低合金钢	2.50	2.50	2.24	2.05	1.87
	奥氏体不锈钢	2.50	2.50	2.35	2.14	2.05

6.1.4 参数的确定

(1) 换热面积

本系列换热面积的计算方法是按照换热管的外表面积进行计算，计算公式为：

$$A = \pi d_o n (l - 0.03)$$

式中 A ——计算换热面积, m^2 ;
 d_o ——换热管外径, m ;
 l ——换热管长度, m ;
 n ——换热管根数;
0.03 ——为两块管板的厚度之和。

(2) 通道截面积

管程通道截面积的计算公式为：

$$F = \frac{\pi}{4} d_i^2 n_o$$

式中 F ——管程通道截面积, m^2 ;
 d_i ——换热管内径, m ;
 n_o ——每程换热管根数。

(3) 管程流速

以管内流速 0.5m/s , (20°C 的水在 $\phi 25 \times 2.5$ 的管内达到湍流状态时的临界速度)。计算管程流量为：

$$V = F \times 0.5 \times 3600 = 1800F$$

式中 V ——体积流量, m^3/h ;
 F ——管程通道截面积, m^2 。

6.2 结构型式

6.2.1 焊入式

焊入式 (管板焊于法兰下方的筒体上) 固定薄管板列管换热器见图 1-2-24。

6.2.2 贴面式

贴面式 (管板贴于法兰密封面上) 固定薄管板列管换热器见图 1-2-25。

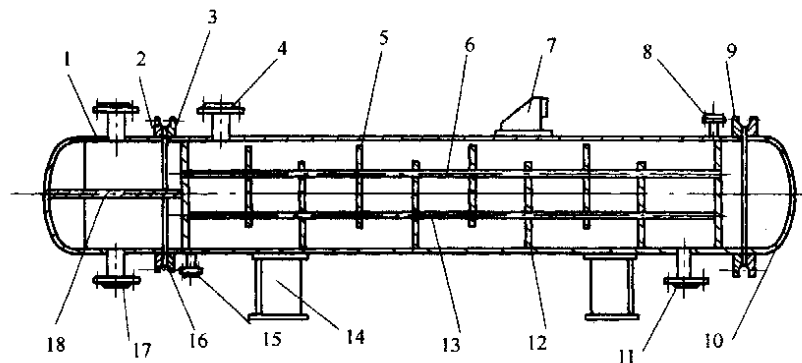


图 1-2-24 焊入式固定薄管板

1—管箱; 2—螺栓; 3—螺母; 4—管板; 5—折流板; 6—换热管; 7—耳架; 8—排气口; 9—设备法兰;
10—封头; 11—壳程接管; 12—筒体; 13—拉杆; 14—支座; 15—排液口; 16—垫片; 17—管程接管; 18—分程隔板

6.2.3 其他结构

(1) 换热管排列

换热管采用正三角形排列; 按标准规定选用。

(2) 折流板

折流板为弓形折流板, 圆缺高度为 $(\frac{1}{4} \sim \frac{1}{2}) D$; 板间距, 排列型式见表 1-2-37。如工艺需要, 亦可超出表 1-2-37 的数据, 并且一台换热器可以采用几种板间距。折流板缺口位置有上下型和左右型两种。

(3) 法兰

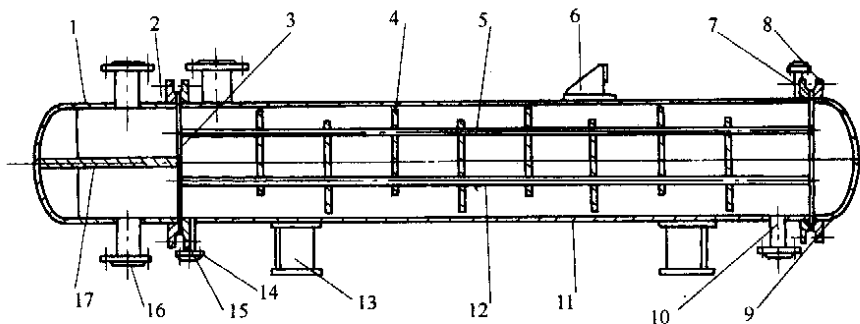


图 1-2-25 贴面式固定薄管板

1—管箱；2—螺栓螺母；3—管板；4—折流板；5—换热管；6—耳架；7—排气口；8—设备法兰；9—封头；
10—壳程接管；11—筒体；12—拉杆；13—支座；14—排液口；15—垫片；16—管程接管；17—分程隔板

(3.1) 设备法兰：本系列中设备法兰均为凹凸面法兰，密封性能好，装拆方便，适用性广。法兰材料均为碳钢或碳钢加衬环。

(3.2) 接管法兰：根据工艺计算选用管径与法兰密封面型式。接管加强方法有加强圈和加强管两种。蒸汽进口用锥管。

(4) 防冲板

壳程进口管未设防冲板装置，如需要可在订货时提出。

(5) 安装型式

分立式、卧式和上下叠加型式。

表 1-2-37 折流板的间距和排列型式

	mm			
设备公称直径 DN	159,219	273,325	400,500	≥ 600
板间距	150	150,300	150,300,450	300,450,600
排列型式 ^①	上下,左右			

① 立式换热器无上下、左右之分，卧式换热器左右排列多用于冷凝。

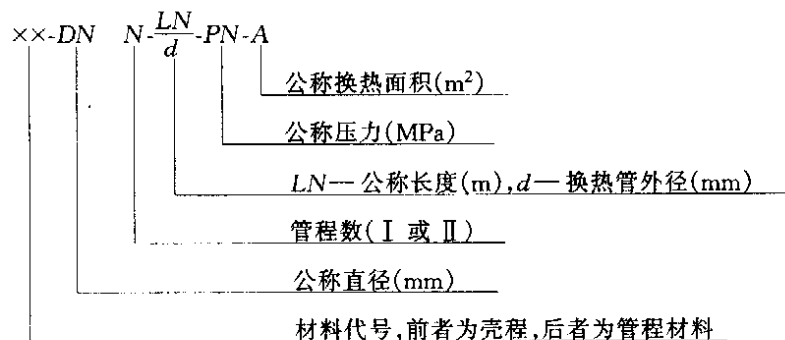
6.3 允许壁温差

本标准壁温差是指沿长度的平均壳程圆筒金属温度与沿长度的平均换热管金属温度之差 (Δt)。材料有：壳程和管程的材料均为碳钢（简称 CC），壳程和管程的材料均为奥氏体不锈钢（简称 SS）；壳程材料为碳钢，管程材料为奥氏体不锈钢（简称 CS）；管程材料为碳钢，壳程材料为奥氏体不锈钢（简称 SC）。有换热管壁温 t_t 高于壳程圆筒壁温 t_s （即 $t_t > t_s$ ）与换热管壁温 t_t 低于壳程圆筒壁温 t_s （ $t_t < t_s$ ）两种情况。

允许壁温差 Δt 见表 1-2-38~表 1-2-61，表中所列值均是以换热管壁温 200℃ 为基准的各工况组合时的允许壁温差。其中值为 100℃ 者，实际均为允许壁温差大于 100℃。表中值为 0 值，只适用于冷凝器。当换热器的壁温低于 200℃ 时，允许壁温差大于表中列值。当适用壁温差超过允许壁温差或换热器壁温高于基准温度时，可以与制造厂协商。

6.4 型号标记

换热器型号有六个部分组成



材料代号：CC—管子、管板、管箱和壳体均为碳钢、低合金钢材料；

SS—管子、管板、管箱和壳体均为奥氏体不锈钢材料；

CS—壳体为碳素钢、低合金钢；管子、管板和管箱为奥氏体不锈钢；

SC—壳体、管子和管板为奥氏体不锈钢，管箱为碳钢、低合金钢。

标记示例：某换热器，公称直径为 $DN800mm$ ，公称压力为 $PN1.6MPa$ ，双管程，公称换热面积为 $145m^2$ ，换热管外径为 $25mm$ ，公称长度为 $4m$ ，管程为碳钢，壳程为奥氏体不锈钢，则型号表示为：

$$SC-800 II - \frac{4}{25} - 1.6 - 145$$

单管程各种材料的允许壁温差见表 1-2-38~表 1-2-49，双管程各种材料的允许壁温差见表 1-2-50~表 1-2-61。

表 1-2-38 单管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 $PN=0.6MPa$	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	65	62	55	48	42	—	—	100
200	71	68	60	52	45	—	—	96
250	72	68	61	56	45	35	20	95
300	88	83	74	65	55	43	25	80
400	100	100	100	91	78	60	35	64
500	—	100	100	100	100	77	44	57
600	—	100	100	100	100	88	51	54
700	—	100	100	100	100	100	61	51
800	—	—	100	100	100	94	54	53
900	—	—	100	100	100	100	59	52
1000	—	—	100	100	100	100	66	50

表 1-2-39 单管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 $PN=1.0MPa$	$t_c > t_s$							Δt $t_c < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	67	63	56	49	43	—	—	100
200	73	69	61	54	46	—	—	97
250	74	70	62	59	47	36	22	96
300	90	85	75	66	57	44	26	81
400	100	100	100	93	80	62	37	65
500	—	100	100	100	100	80	47	58
600	—	100	100	100	100	92	54	55
700	—	100	100	100	100	100	65	52
800	—	—	100	100	100	98	58	54
900	—	—	100	100	100	100	63	52
1000	—	—	100	100	100	100	70	50

表 1-2-40 单管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 1.6MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	69	65	59	51	44	—	—	100
200	75	71	63	56	48	—	—	98
250	75	72	64	53	48	38	23	97
300	92	87	78	68	59	46	28	82
400	100	100	100	97	84	66	41	70
500	—	100	100	100	100	84	52	59
600	—	100	100	100	100	97	60	60
700	—	100	100	100	100	100	71	57
800	—	—	100	100	100	100	63	55
900	—	—	100	100	100	100	69	57
1000	—	—	100	100	100	100	77	55

表 1-2-41 单管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 2.5MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	72	68	61	54	47	—	—	100
200	78	74	66	59	51	—	—	100
250	78	74	67	54	51	41	26	99
300	95	90	81	71	62	49	31	84
400	100	100	100	100	90	71	46	72
500	—	100	100	100	100	91	58	65
600	—	100	100	100	100	83	53	68
700	—	100	100	100	100	97	62	63
800	—	—	100	100	100	92	58	65
900	—	—	100	100	100	100	64	63
1000	—	—	100	100	100	95	60	64

表 1-2-42 单管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 0.6MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	34	33	30	27	24	—	—	66
200	37	35	32	29	26	—	—	60
250	37	36	33	29	26	23	15	60
300	44	42	39	35	31	28	17	49
400	72	70	65	59	52	46	30	32
500	—	90	82	74	67	59	38	28
600	—	99	93	85	76	67	43	26
700	—	100	100	100	90	80	51	24
800	—	—	96	91	81	72	46	26
900	—	—	100	97	89	78	50	24
1000	—	—	100	100	99	87	56	23

表 1-2-43 单管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 1.0MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	35	34	31	28	25	—	—	67
200	38	36	33	30	27	—	—	61
250	38	36	34	30	27	24	15	60
300	45	43	40	36	32	29	18	50
400	74	73	67	61	55	49	32	33
500	—	92	85	77	70	62	41	29
600	—	100	96	89	80	71	47	27
700	—	100	100	100	94	84	55	25
800	—	—	100	94	85	75	50	26
900	—	—	100	100	93	82	54	25
1000	—	—	100	100	100	91	60	24

表 1-2-44 单管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 1.6MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	37	35	32	29	27	—	—	69
200	39	38	35	32	28	—	—	62
250	39	38	35	32	29	25	17	62
300	46	45	43	38	34	30	20	51
400	77	76	70	64	58	52	36	34
500	—	97	89	82	74	66	45	30
600	—	86	81	74	67	60	41	32
700	—	100	95	87	79	71	48	29
800	—	—	85	79	71	63	43	31
900	—	—	93	84	78	69	47	29
1000	—	—	86	78	71	64	43	31

表 1-2-45 单管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 2.5MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	39	37	34	31	29	—	—	72
200	41	40	37	34	31	—	—	65
250	41	40	37	34	31	27	19	64
300	49	47	44	40	36	33	22	53
400	67	66	61	56	51	46	33	41
500	—	67	62	57	52	46	32	41
600	—	73	69	64	59	53	37	38
700	—	72	68	63	57	52	36	38
800	—	—	76	71	64	58	41	32
900	—	—	72	66	61	55	38	37
1000	—	—	71	64	59	53	42	37

表 1-2-46 单管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 $PN=0.6\text{MPa}$	$t_1 > t_2$							Δt $t_1 < t_2$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN , mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	0	0	0	0	0	—	—	100
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	0	0	2	0	0	0	0	100
500	—	27	19	11	3	0	0	100
600	—	36	30	22	12	3	0	100
700	—	55	47	37	26	15	0	100
800	—	—	34	27	17	7	0	100
900	—	—	37	33	25	14	0	100
1000	—	—	49	44	28	23	0	100

表 1-2-47 单管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 $PN=1.0\text{MPa}$	$t_1 > t_2$							Δt $t_1 < t_2$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN , mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	0	0	0	0	0	—	—	100
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	0	0	4	0	0	0	0	100
500	—	29	22	14	6	0	0	100
600	—	39	33	25	16	7	0	100
700	—	59	51	41	30	19	0	100
800	—	—	37	30	20	11	0	100
900	—	—	41	37	28	18	0	100
1000	—	—	53	48	39	27	0	100

表 1-2-48 单管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 $PN=1.6\text{MPa}$	$t_1 > t_2$							Δt $t_1 < t_2$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN , mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	0	0	0	0	0	—	—	100
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	0	13	7	1	0	0	0	100
500	—	34	26	18	10	2	0	100
600	—	45	38	30	21	12	0	100
700	—	65	57	47	36	25	0	100
800	—	—	42	35	25	16	0	100
900	—	—	47	43	34	23	0	100
1000	—	—	59	55	45	33	0	100

表 1-2-49 单管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 2.5MPa	$t_i > t_s$							Δt $t_i < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
150	0	0	0	0	0	—	—	100
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	0	18	12	6	0	0	0	100
500	—	40	32	24	16	8	0	100
600	—	28	23	16	9	2	0	100
700	—	44	38	30	21	13	0	100
800	—	—	30	25	17	8	0	100
900	—	—	35	31	24	15	0	100
1000	—	—	30	27	20	11	0	100

表 1-2-50 双管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 0.6MPa	$t_i > t_s$							Δt $t_i < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	63	60	53	47	40	—	—	100
250	69	65	58	51	44	34	19	97
300	80	75	67	58	50	39	22	84
400	100	100	98	85	73	56	33	65
500	—	100	100	100	95	73	42	58
600	—	100	100	100	100	85	49	55
700	—	100	100	100	100	99	57	52
800	—	—	100	100	100	90	52	54
900	—	—	100	100	100	99	57	52
1000	—	—	100	100	100	100	65	50

表 1-2-51 双管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 1.0MPa	$t_i > t_s$							Δt $t_i < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	65	61	55	48	41	—	—	100
250	70	66	59	52	45	35	21	97
300	81	77	68	60	51	40	24	85
400	100	100	100	88	75	59	35	66
500	—	100	100	100	98	76	38	59
600	—	100	100	100	100	88	52	55
700	—	100	100	100	100	100	61	52
800	—	—	100	100	100	94	55	54
900	—	—	100	100	100	100	61	53
1000	—	—	100	100	100	100	69	51

表 1-2-52 双管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN=1.6MPa	$t_i > t_s$							Δt $t_i < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	67	63	57	50	43	—	—	100
250	72	68	61	54	46	36	22	99
300	83	79	70	62	53	42	26	86
400	100	100	100	91	79	62	39	68
500	—	100	100	100	100	80	49	60
600	—	100	100	100	100	93	58	61
700	—	100	100	100	100	100	67	58
800	—	—	100	100	100	99	61	56
900	—	—	100	100	100	100	67	58
1000	—	—	100	100	100	100	75	56

表 1-2-53 双管程 CC 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN=2.5MPa	$t_i > t_s$							Δt $t_i < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	69	66	59	53	46	—	—	100
250	74	71	63	56	49	39	25	100
300	86	82	73	65	56	45	29	90
400	100	100	98	97	84	68	44	74
500	—	100	100	100	100	87	56	66
600	—	100	100	100	100	79	51	68
700	—	100	100	100	100	92	59	65
800	—	—	100	100	100	88	56	65
900	—	—	100	100	100	97	62	63
1000	—	—	100	100	100	93	59	64

表 1-2-54 双管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN=0.6MPa	$t_i > t_s$							Δt $t_i < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	33	32	29	26	23	—	—	67
250	35	34	31	28	25	22	14	61
300	40	38	35	32	29	25	16	53
400	67	66	61	55	49	44	28	33
500	—	85	78	71	64	56	36	29
600	—	95	89	82	73	65	42	27
700	—	100	100	95	85	75	49	25
800	—	—	93	87	78	69	44	26
900	—	—	97	94	86	76	49	25
1000	—	—	100	100	96	85	55	24

表 1-2-55 双管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 1.0MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	34	33	30	27	24	—	—	68
250	36	35	32	29	26	23	15	62
300	41	40	36	33	30	26	17	54
400	69	68	63	57	52	46	30	34
500	—	88	81	74	66	59	39	30
600	—	99	93	85	77	68	45	27
700	—	100	100	99	89	79	53	26
800	—	—	96	91	81	72	48	27
900	—	—	100	97	89	79	53	26
1000	—	—	100	100	100	89	59	24

表 1-2-56 双管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 1.6MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	35	34	31	29	26	—	—	70
250	37	36	33	30	27	24	16	63
300	42	41	38	34	31	28	18	55
400	73	72	67	61	55	49	34	35
500	—	92	85	78	71	63	43	31
600	—	82	78	72	65	58	40	32
700	—	95	89	83	75	67	46	30
800	—	—	82	76	68	61	41	31
900	—	—	89	81	75	67	46	30
1000	—	—	83	76	70	62	42	31

表 1-2-57 双管程 SC 或 SS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN = 2.5MPa	$t_1 > t_s$							Δt $t_1 < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	38	36	34	31	28	—	—	73
250	39	38	35	32	29	26	18	65
300	45	43	40	37	33	30	21	57
400	63	62	58	53	49	44	31	43
500	—	64	59	54	49	46	31	42
600	—	71	67	62	56	51	36	39
700	—	68	64	60	54	49	34	39
800	—	—	73	68	62	56	39	36
900	—	—	70	63	59	53	37	38
1000	—	—	68	62	58	52	36	38

表 1-2-58 双管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN=0.6MPa	$t_t > t_s$							Δt $t_t < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	6	5	0	0	0	0	0	100
500	—	24	16	9	1	0	0	100
600	—	34	27	19	10	2	0	100
700	—	49	42	33	22	12	0	100
800	—	—	30	25	15	6	0	100
900	—	—	35	31	23	12	0	100
1000	—	—	47	43	33	21	0	100

表 1-2-59 双管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN=1.0MPa	$t_t > t_s$							Δt $t_t < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	8	7	1	0	0	0	0	100
500	—	27	19	11	4	0	0	100
600	—	37	31	33	14	5	0	100
700	—	53	46	37	26	16	0	100
800	—	—	34	28	18	9	0	100
900	—	—	39	35	26	16	0	100
1000	—	—	52	47	37	26	0	100

表 1-2-60 双管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN=1.6MPa	$t_t > t_s$							Δt $t_t < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	12	10	5	0	0	0	0	100
500	—	31	23	16	8	0	0	100
600	—	42	36	28	19	10	0	100
700	—	59	52	43	32	22	0	100
800	—	—	39	33	23	14	0	100
900	—	—	45	41	32	22	0	100
1000	—	—	58	54	44	32	0	100

表 1-2-61 双管程 CS 材料允许壁温差

℃

公称压力 PN=2.5MPa	$t_i > t_s$							Δt $t_i < t_s$
	折流板间距, mm							
公称直径 DN, mm	150	200	300	400	500	600	800	
200	0	0	0	0	0	—	—	100
250	0	0	0	0	0	0	0	100
300	0	0	0	0	0	0	0	100
400	17	16	10	4	0	0	0	100
500	—	37	30	22	14	6	0	100
600	—	26	21	15	8	1	0	100
700	—	40	34	27	18	10	0	100
800	—	—	28	23	15	7	0	100
900	—	—	33	30	23	14	0	100
1000	—	—	29	26	19	10	0	100

参 考 文 献

- 1 中华人民共和国行业标准. 固定管板式换热器型式与基本参数. JB/T 4715—92. 北京: 气象出版社, 1993. 19~27
- 2 中华人民共和国行业标准. 立式热虹吸式重沸器型式与基本参数. JB/T 4716—92. 北京: 气象出版社, 1993. 28~31
- 3 中华人民共和国行业标准. U 形管式换热器型式与基本参数. JB/T 4717—92. 北京: 气象出版社, 1993. 32~37
- 4 中华人民共和国行业标准. 浮头式换热器和冷凝器型式与基本参数. JB/T 4714—92. 北京: 气象出版社, 1993. 1~18
- 5 中华人民共和国化学工业部标准. 钢制固定式薄管板列管换热器. HG 21503—92. 北京: 化工部工程建设标准编辑中心, 1992
- 6 中国石化洛阳化工工程公司, 淮南市东风化工机械厂. 浮头式折流杆换热器系列规格、型号与参数. 内部资料
- 7 诸家瑞. 石油化工设备. 1989. No. 3, 25~29
- 8 方江敏. 螺旋槽管折流杆冷凝器冷凝过程及其强化的研究. 广州: 华南理工大学硕士学位论文, 1991
- 9 C. C. Centry, R. K. Young and W. M. Small. The 1985 National Heat Transfer Conference. Denver, Colorado, August 5~8 1985
- 10 方江敏. 螺旋槽管折流杆冷凝器的传热强化. 化工设备设计, 1993, No. 2, 26~29
- 11 国家医药管理局上海医药设计院. 化工工艺设计手册. 北京: 化学工业出版社, 1994

第3章 管壳式换热器的选用与设计

在石油、化工、医药、动力、冶金、交通、制冷、轻工等工业生产部门中，各种类型的换热器是必不可少的工艺设备之一。如何根据不同的工艺生产流程和生产规模，设计出投资省，能耗低，传热效率高，维修方便的换热器，对提高工艺设计水平具有十分重要的意义。

换热器的工艺设计计算有两种类型，即设计计算和校核计算，包括计算换热面积和选型两个方面。设计计算的目的是根据给定的工作条件及热负荷，选择一种适当的换热器类型，确定所需的换热面积，进而确定换热器的具体尺寸。校核计算的目的是对已有的换热器，校核它是否满足预定的换热要求，这是属于换热器的性能计算问题。无论是设计计算还是校核计算，所需的数据包括结构数据、工艺数据和物性数据三大类，其中结构数据的选择在换热器的设计中最为重要。对于管壳式换热器的设计包括壳体型式、管程数、管子类型、管长、管子排列、折流板型式、冷热流体流动通道等方面的选择。工艺数据包括冷热流体的流量、进出口温度、进口压力、允许压力降及污垢系数。物性数据包括冷热流体在进出口温度或定性温度下的密度、比热容、粘度、导热系数、表面张力。当涉及到两相流计算时，还需要流体的相平衡数据。

管壳式换热器的设计基本步骤为^[1,2]：

(1) 初选换热器的尺寸规格

(1.1) 初步选定换热器的流动方式，由冷热流体的进出口温度计算温差修正系数 F_T 。如果 $F_T < 0.8$ ，设计成多管程或多个换热器串联。

(1.2) 由经验初估总传热系数 $K_{估}$ ，再估算传热面积 $A_{估} = Q / (K_{估} F_T \Delta t_m)$ 。

(1.3) 根据 $A_{估}$ 值和换热器系列标准，初选换热器型号及确定换热器的主要结构参数。

(1.4) 计算所选用换热器的实际换热面积及实际所需的总传热系数。

(2) 计算管程压力降和传热膜系数计算

(2.1) 计算管程压降 Δp_i ，如 Δp_i 大于允许压力降，则调整管程数重新计算。

(2.2) 计算管内传热膜系数 α_i ，如 $\alpha_i < K_{估}$ ，则改变管程数重新计算。若改变管程数不能同时满足 $\Delta p_i < \Delta p_{允}$ ， $\alpha_i < K_{估}$ 的要求，则应重新估计 $K_{估}$ 值，另选一换热器型号进行试算。

(3) 计算壳程压降和传热膜系数

(3.1) 计算壳程压降 Δp_s ，如 Δp_s 大于允许压力降，可增大折流板间距。

(3.2) 计算壳程传热膜系数 α_o ，如 α_o 太小，在满足允许压力降的情况下，可减小折流板间距。

如不能同时满足壳程允许压力降和传热膜系数的要求，则应重新估计 $K_{估}$ 值，另选一换热器型号进行试算。

(4) 计算总传热系数，校核传热面积

根据冷热流体的性质选择适当的污垢热阻 r_i, r_o ，由 $\alpha_i, \alpha_o, r_i, r_o$ 计算总传热系数 $K_{计}$ ，再由基本传热方程计算所需传热面积 $A_{计}$ 。如 $A_{计}$ 小于初选换热器实际所具有的传热面积，原则上计算可行。考虑到所用传热计算式的准确程度及其他未可预料的因素，应使选用换热器的传热面积留有 15%~25% 的裕度。否则应重新估计一个 $K_{估}$ ，重复以上计算。

1 管壳式换热器的选用

1.1 工艺条件的选择

1.1.1 温度

冷却水的出口温度不宜高于 60℃，以免结垢严重。

高温端的温差不应小于 20℃，低温端的温差不应小于 5℃。当在两工艺流体之间进行换热时，低温端的温差不应小于 20℃。

当在采用多管程、单壳程的管壳式换热器，并用水作为冷却剂时，冷却剂的出口温度不应高于工艺物流的出口温度。

在冷却或者冷凝工艺物流时，冷却剂的入口温度应高于工艺流体中易结冻组分的冰点，一般高于 5℃。

在对反应物进行冷却时，为了控制反应，应维持反应流体和冷却剂之间的温差不低于 10℃。当冷凝带有惰性气体的工艺流体时，冷却剂的出口温度应低于工艺流体的露点，一般低 5℃。换热器的设计温度应高于最大使用温度，一般高 15℃。

表 1-3-1 允许的压力降范围

工艺物流的压力, MPa	允许压力降 Δp , MPa
真空	0.01
0.1~0.17	0.004~0.034
>0.17	≥ 0.034

1.1.2 压力降

增加工艺物流体的流速，可增加传热膜系数，从而提高总传热系数，使换热器的结构紧凑，但增加流速将增加换热器的压力降，从而使得换热器的磨蚀和振动破坏加剧等。同时，压力降增加使得换热器在运行过程的动力消耗增大，因此，最大允许的压力降范围一般限制如表 1-3-1 所示。

1.1.3 流体空间的选择

要使换热器正常而有效地操作，就必须慎重地选择流动空间。

(1) 温度 高温流体一般走管程，因为高温会降低材料的许用应力，高温流体走管程可节省保温层和减少壳体厚度，有时为了便于高温流体的散热，也可使高温流体走壳程，但为了保证操作人员的安全，需设置保温层。

(2) 压力 较高压力的流体走管程，可减少壳体厚度。

(3) 粘度。

(4) 腐蚀性 腐蚀性较强的流体应走管程，以节省耐腐蚀材料。

(5) 压力降。

(6) 清洁性 较脏和易结垢的流体应走管程，以便于清洗和控制结垢。如必须走壳程，则应采用正方形排列，并采用可拆式（浮头式、填料函式、U 型管式）换热器。

(7) 流速。

(8) 传热膜系数。

1.2 结构与结构参数的选择

1.2.1 换热管

换热管可采用光管，螺纹管，螺旋槽管等。在换热管的选择中，应考虑下列几个因素。

(1) 管径 管径愈小的换热器愈紧凑、愈便宜，且可以获得较好的传热膜系数与阻力系数的比值。但是，管径愈小的换热器的压降将愈大，在满足允许压力降的情况下，一般推荐选用 $\phi 19\text{mm}$ 的管子。对于易结垢的流体，为方便清洗，采用外径为 $\phi 25\text{mm}$ 的管子。对于有气-液两相流的工艺流体，一般选用较大的管径。例如再沸器、锅炉，换热管多采用 $\phi 32\text{mm}$ ， $\phi 51\text{mm}$ 的管径。直接受火加热的换热管多采用 $\phi 76\text{mm}$ 的管径。

(2) 管长 无相变换热时，管子较长则传热系数也增加。在相同的传热面积情况下，采用长管则流动截面积小，流速大，管程数少，从而可减少流体在换热器中的回弯次数，因而压力降也较小；而且采用长管时，每平方米传热面的比价也低。但是，管子过长给制造带来困难。因此，一般选用管长为 4~6m。对于传热面积大，或无相变的换热器可选用 8~9m 的管长。

(3) 管子的排列和管心距 管子在管板上的排列型式主要有正方形排列和三角形排列两种型式。三角形排列有利于壳程流体达到湍流且排管数也多。正方形排列有利于壳程的清洗。为了弥补各自的缺点，就产生了转过一定角度的正方形排列（即转置正方形排列）和留有清洗通道的三角形排列。不常用的还有同心圆式排列，一般用于小直径的换热器。管间距是两相邻管子中心的距离。管间距愈小则设备愈紧凑，但将引起管板增厚、清洁不便、壳程压降增大。为此，一般选用范围为 $(1.25 \sim 1.5)d_0$ (d_0 为管外径)。

1.2.2 管程数和壳程型式

管程数有 1~8 程几种，常用的为 1、2 或 4 管程。管程数增加，管内流速增大，传热膜系数也增加。但管内流速要受到管程压力降等的限制，在工业生产中常用的流速如下：水和相类似的流体流速一般取 1~2.5m/s，对大型冷凝器的冷却水流速可增加至 3m/s。气体和蒸汽的流速可在 8~30m/s 的范围内选取。

壳程大致可分为如下几种型式

单壳程换热器 [图 1-3-1 (a)]，可在壳程内放入各种型式的折流板，主要是增大流体的流速，强化传

热。这是最常用的一种换热器，在单组分冷凝的真空操作时可将接管移到壳体的中心。

放入纵向隔板的双壳程换热器 [图 1-3-1 (b)]，可以提高壳程流速，改善热的效应，比两个换热器串联要便宜。

分流式换热器 [图 1-3-1 (c)]，它适用于大流量且压降要求低的情况，当中的隔板在作为冷凝器时可采用有孔板。

双分流式换热器 [图 1-3-1 (d)]，它适用于低压降、当一种流体比另一种流体温度变化很小的情况，以及适用于温差很大或者管程传热膜系数很大的情况。

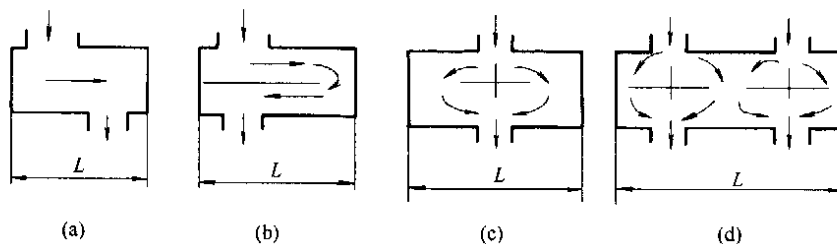


图 1-3-1 壳程的型式

1.2.3 壳程折流板

除非考虑压降、管子振动或管子支撑和强化传热问题，要求采用弓形折流板、盘环形折流板、折流杆或是弓形缺口处无管子的结构外，一般都采用圆缺形折流板（又称弓形折流板）。

折流板可以改变壳程流体的方向，使其垂直于管束流动，并提高流速，从而增加流体流动的湍流程度，获得较好的传热效果。

当壳程进行蒸发，冷凝操作时或者管程传热膜系数很低时，壳程折流板的效果就不很明显，主要起管子支撑作用，有时可以不要折流板；对于带有不凝性气体的冷凝操作时，采用不等距的折流板可改善传热效果。

(1) 折流板的型式

折流板的型式可分为圆缺形（弓形）折流板、盘环形折流板、孔式折流板和折流圈（又称折流杆）。

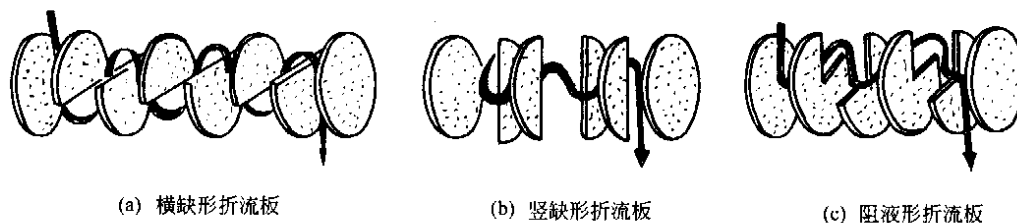


图 1-3-2 圆缺形折流板型式

圆缺形折流板：圆缺形折流板可分为横缺形、竖缺形和阻液形三种。如图 1-3-2 所示。

横缺形折流板适用于无相变的对流传热，防止壳程流体平行于管束流动，减少壳程底部液体的沉积。当壳程用于冷凝操作时，横缺形折流板的底部应开排液孔，孔的大小决定于液量的多少。但往往由于排液孔的不适当而产生液泛和气相旁流。因而在壳程进行冷凝操作时，一般采用竖缺形折流板。阻液式折流板由于下部有一个液封区，可以用于带有冷却的冷凝操作。

圆缺形折流板的缺口高度可为直径的 10%~40%，现在通用的高度为直径的 25%。实际上在相同的压力降下，圆缺高度为直径的 20% 的折流板将获得最好的传热效率。换热器流量很大时，为了得到较好的错流和避免流体诱发振动，常常取掉缺口处的管子，称为弓形区不布管。

盘环形折流板：盘环形折流板（图 1-3-3）允许通过的流量大，压降小，但传热效率不如圆缺形折流板，因此这种折流板多用于要求压降小的情况。

孔式折流板：孔式折流板（图 1-3-4）使流体穿过折流板孔和管子之间的缝隙流动，以增加传热效率。这种折流板的压力降大，仅实用于较清洁的流体。

折流圈（又称折流杆）：折流圈是一种杆式折流结构。它使流体纵向穿过折流杆与换热管之间的缝隙。



图 1-3-3 盘环形折流板

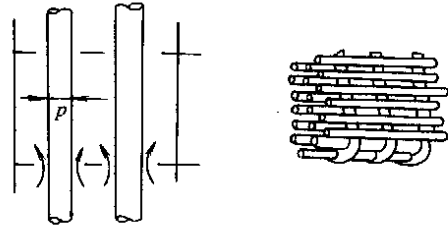


图 1-3-4 孔式折流板

这种换热器要求流量大，其压力降小，且传热效果好。可用于无相变和有相变的场合。

(2) 折流板间距

折流板的间距影响到壳程流体的流向和流速，从而影响到传热效率。最小的折流板间距为壳体直径的 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$ ，且不应小于 50mm。由于折流板有支撑管子的作用，所以，钢管无支撑板的最大折流板间距为 $171d_o^{0.74}$ (d_o 为管外径，单位为 mm)。如果必须增大折流板间距，就应另设支撑板。若管材是铜、铝或者它们的合金材料时，无支撑的最大间距应为 $150d_o^{0.74}$ 。

1.2.4 防旁路流设施

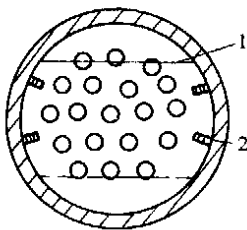


图 1-3-5 密封条位置图
1—折流板；2—密封条

(1) 密封条 密封条也称旁路挡板，它主要是为了防止流体由壳体和管束之间旁流 (C 流路)。密封条沿着壳体嵌入到已铣好凹槽的折流板内，它一般是成对设置的，换热器最多设置 2 对。一般只设置一对，如图 1-3-5 所示。

(2) 假管 假管可防止中等或大型换热器壳程中部流体的旁流。例如 U 型管束的管束中央空间等。

1.2.5 防冲板

当非腐蚀性液体在壳程入口管处的动能 $\rho u^2 > 2300 \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ ，腐蚀性液体 $\rho u^2 > 740 \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ ，且进入的流体为气体和饱和水蒸气或者气-液混合物时，这些流体将对入口处的管子进行冲击，引起振动和腐蚀。为了保护这部分管子应设置防冲板 (ρ —流体密度， kg/m^3 ； u —流速， m/s)。

2 管壳式换热器热力计算

2.1 稳态传热方程

热流体将热量通过某固定壁面传给冷流体的过程称为传热，稳态传热的基本方程式为：

$$Q = KA\Delta t_m \quad (1-3-1)$$

式中 Q ——热负荷，W；

K ——总传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{℃})$ ；

A ——换热器总传热面积， m^2 ；

Δt_m ——进行换热的两流体之间的平均温度差， ℃ 。

2.1.1 热负荷

当忽略换热器对周围环境的散热损失时，根据能量平衡，热流体所放出的热量应等于冷流体所吸收的热量。即：

$$Q = m_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = m_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1-3-2)$$

式中 m_c, m_h ——分别表示冷流体、热流体的质量流量， kg/s ；

$c_{p,c}, c_{p,h}$ ——分别为冷流体、热流体的定压比热， $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{℃})$ ；

$T_{c,i}, T_{c,o}$ ——冷流体的进、出口温度， ℃ ；

$T_{h,i}, T_{h,o}$ ——热流体的进、出口温度， ℃ 。

若考虑换热器对外界环境的散热损失 Q_c ，则热流体放出的热量 Q_1 将大于冷流体所吸收的热量 Q_2 ，即：

$$Q_1 = Q_2 + Q_c \quad (1-3-3)$$

一般情况下, Q_c 很难估计, 而且随换热器的不同而不同, 如换热器是否保温, 热流体走管内还是管外等。工程上常用热损失系数 η_c 加以估算, 即:

$$Q_2 = \eta_c Q_1 \quad (1-3-4)$$

热损失系数 η_c 的值通常取 0.97~0.98。

不管是否考虑热损失, 在管壳式换热器的设计计算中, 热负荷 Q 一般取为管内流体放出或吸收的热量。

2.1.2 总传热系数 K

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + r_o + r_i \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{\delta A_o}{\lambda_w A_m} \quad (1-3-5)$$

式中 α_o ——管外流体传热膜系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

α_i ——管内流体传热膜系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

r_o, r_i ——分别为管外、管内流体污垢热阻, $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$;

A_o, A_i ——换热管的外表、内表传热面积, m^2 ;

A_m ——换热器管内和管外的平均传热面积, m^2 ;

δ ——管壁厚度, m ;

λ_w ——管壁材料的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

2.1.3 平均温度差和温差修正系数

(1) 算术平均温度差

$$\Delta t_{m1} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} \quad (1-3-6)$$

(2) 对数平均温度差

$$\Delta t_{m2} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (1-3-7)$$

式中 Δt_2 ——较大的温度差;

Δt_1 ——较小的温度差。

当 $\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} < 2$ 时, 采用算术平均温度差, 否则采用对数平均温度差。在计算平均温度差时, 对无相变的对流传热, 逆流的平均温度差大于并流的平均温度差, 因而在工业设计中, 在满足工艺条件的情况下, 通常选用逆流。

(3) 温差修正系数 F_T

在错流和折流换热器中, 温度分布情况相当复杂, 可按式 (1-3-7) 先计算出逆流的平均温度差, 然后乘以修正系数, 即可计算有效平均温差 Δt_m :

$$\Delta t_m = F_T \Delta t_{lm} \quad (1-3-8)$$

式中 Δt_{lm} ——逆流时的对数平均温度差, $^\circ C$;

F_T ——温差修正系数 (由图 1-3-6 求取)。

2.2 对流传热膜系数

2.2.1 无相变对流传热的传热膜系数^[3-6]

(1) 管内传热膜系数

流体在管内流动, 其流动阻力和传热膜系数与流体在管内的流动状态有关, 流动状态以雷诺数大小来区分。

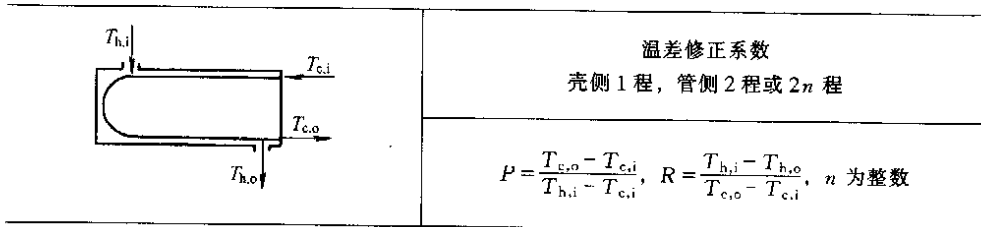
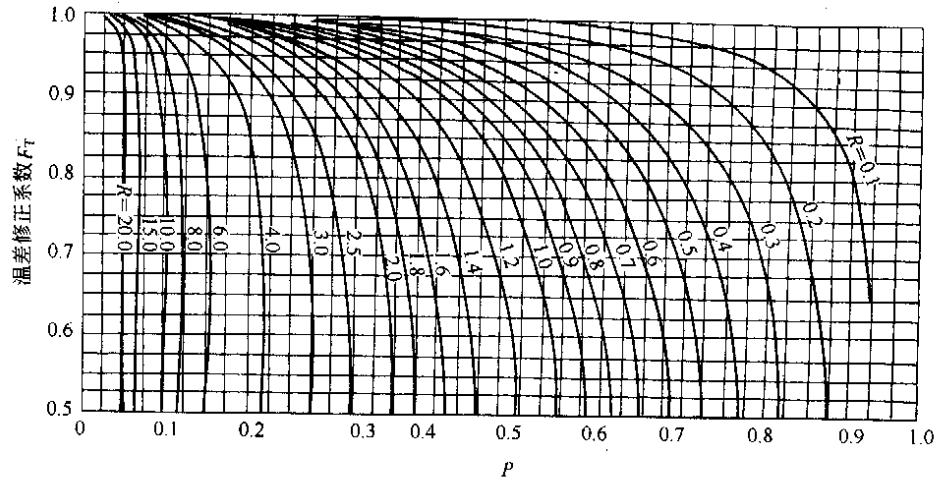
(1.1) 湍流 $Re > 10000$

对低粘度流体 ($\mu_i < 2\mu_a$, μ_a 为常温下水的粘度), 可应用 Dittus-Boelter 关联式^[7]:

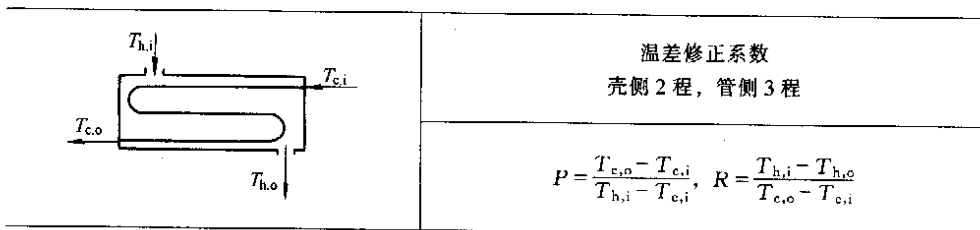
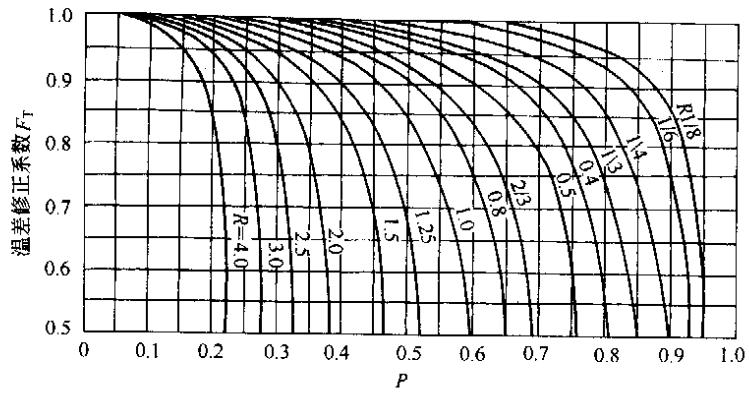
$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} Re_i^{0.8} Pr_i^n \quad (1-3-9)$$

应用范围: $Re > 10000$, $0.7 < Pr < 120$, $\frac{L}{d_i} > 60$ 。

当 $\frac{L}{d_i} < 60$ 时, 应将式 (1-3-9) 乘以 $\left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0.7} \right]$ 进行修正。

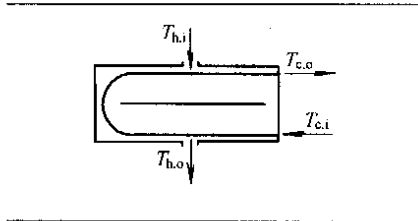
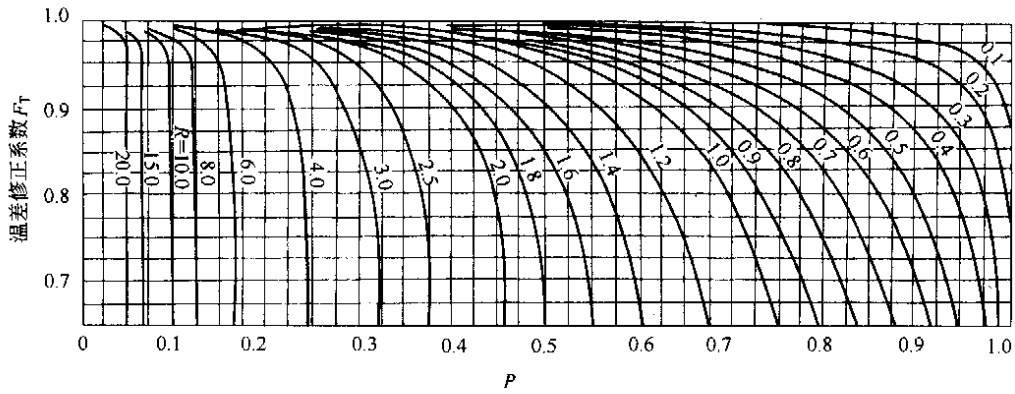


(a)



(b)

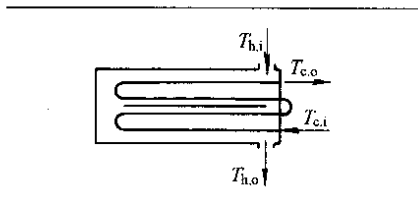
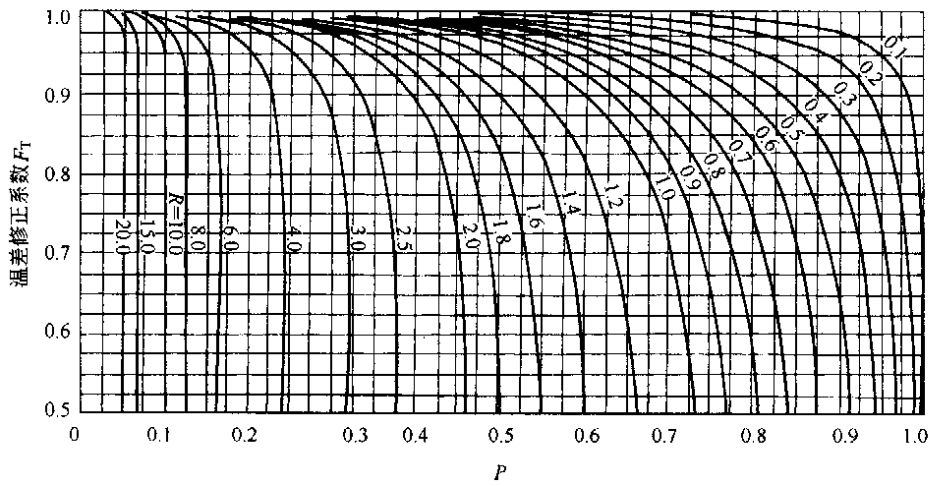
图 1-3-6



温差修正系数
壳侧 2 程，管侧大于 2 程

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}, R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

(c)

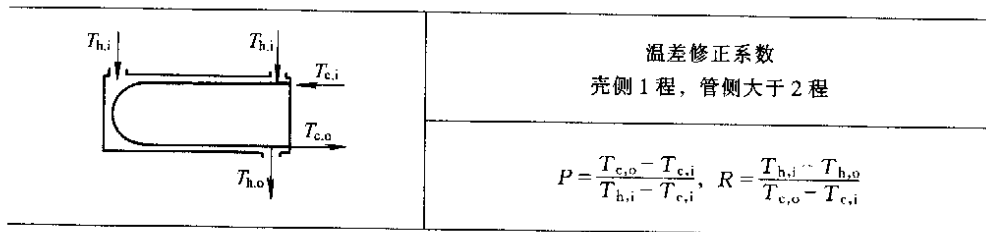
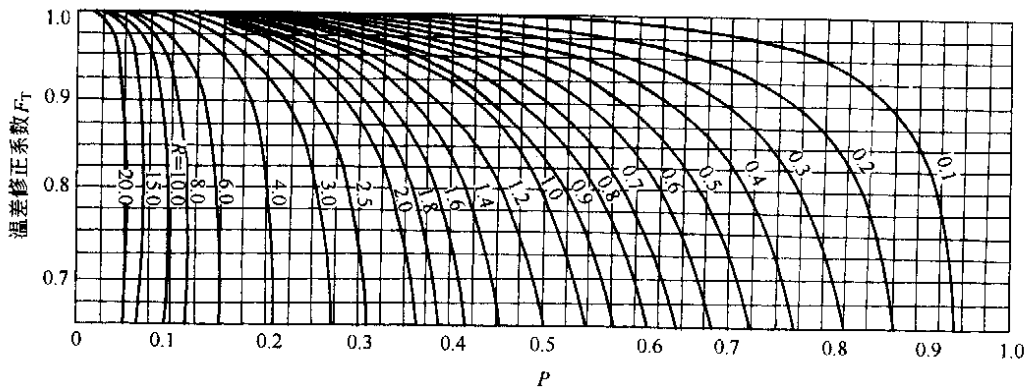


温差修正系数
壳侧 2 程，管侧 4 程或 4n 程

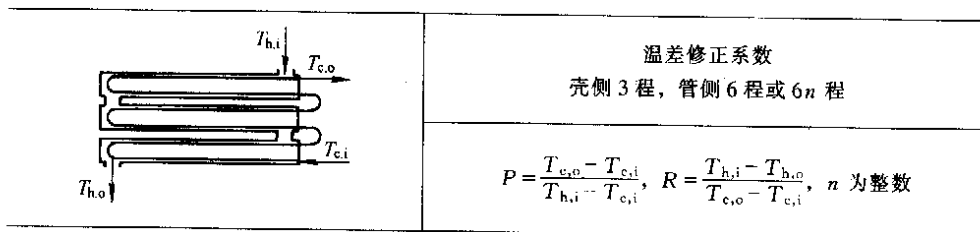
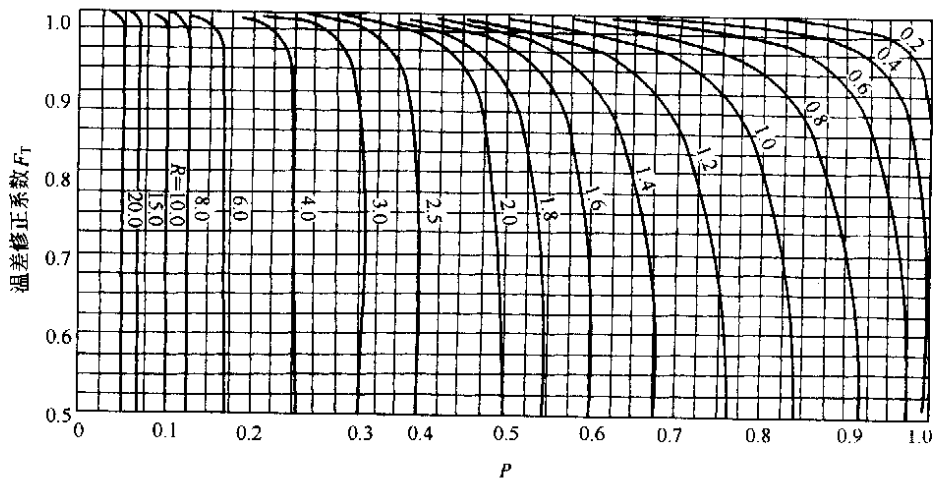
$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}, R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

(d)

图 1-3-6

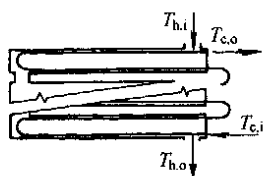
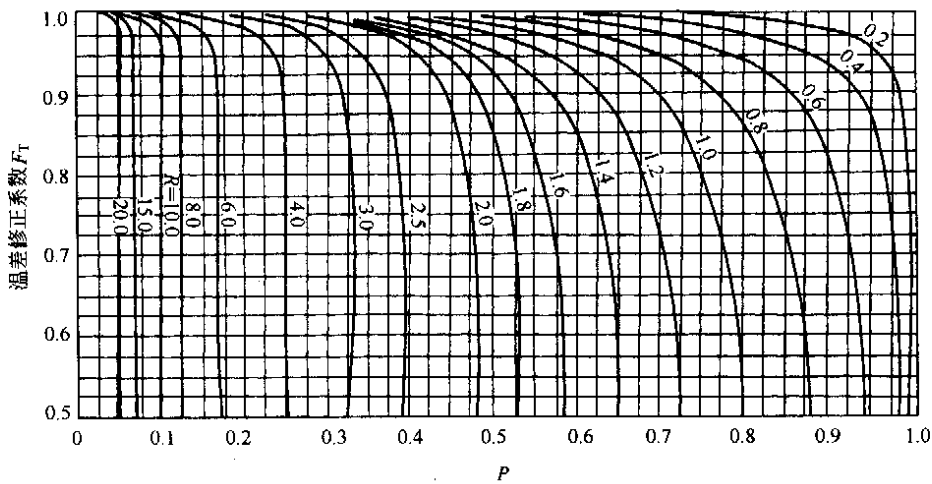


(e)



(f)

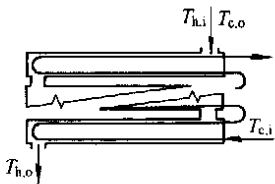
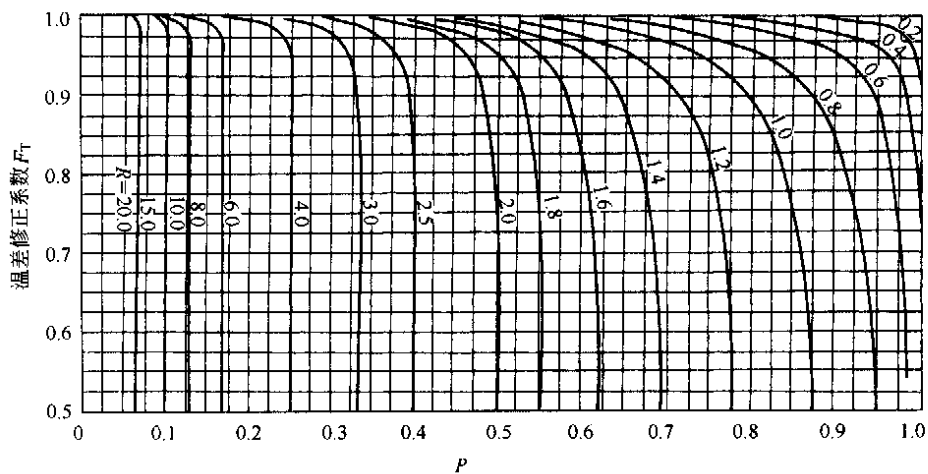
图 1-3-6



温差修正系数
壳侧 4 程，管侧 8 程或 8n 程

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}, R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}, n \text{ 为整数}$$

(g)



温差修正系数
壳侧 5 程，管侧 10 程或 10n 程

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}, R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}, n \text{ 为整数}$$

(h)

图 1-3-6

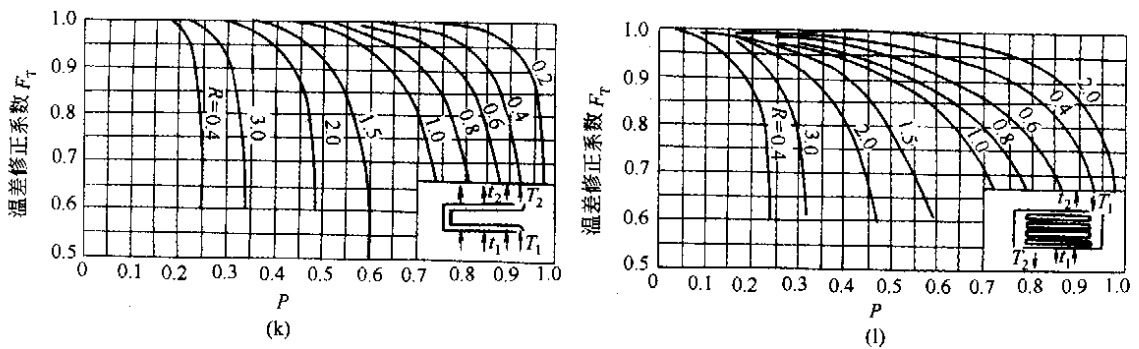
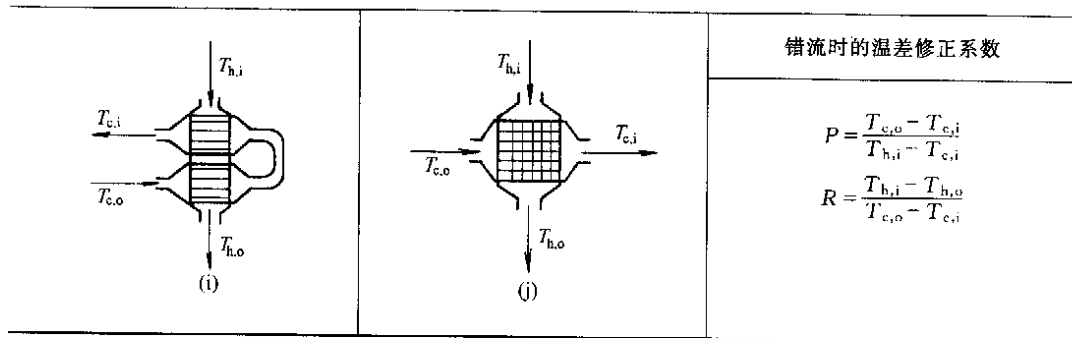
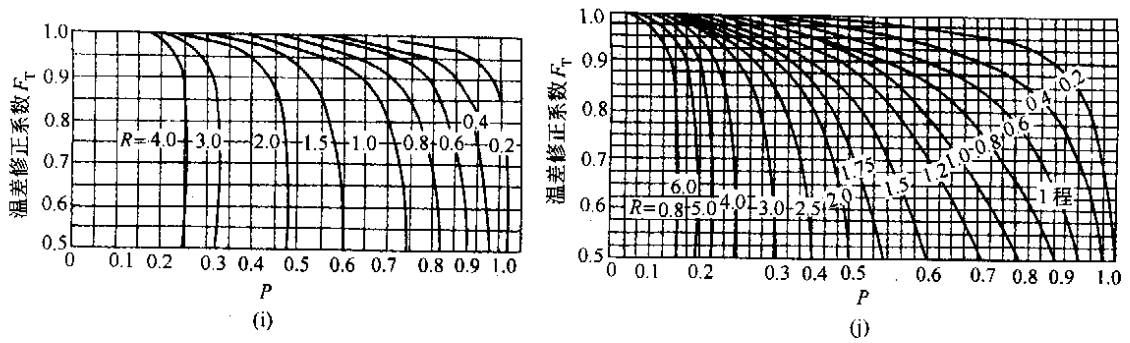


图 1-3-6 温差修正系数图

定性温度：流体进出口温度的算术平均值；

特征尺寸：管内径。

对高粘度流体，应用 Sieder-Tate 关联式^[8]：

$$\alpha = 0.027 \frac{\lambda_i}{d_i} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1-3-10)$$

应用范围： $Re > 10000$, $0.7 < Pr < 16700$, $\frac{L}{d_i} > 60$ 。

定性温度：除 μ_w 为壁温下的值外，其余为流体进出口温度的算术平均值；

特征尺寸：管内径。

(1.2) 过渡流 $Re = 2300 \sim 10000$

当流体在管内流动为过渡流时，对流传热系数可先按湍流的公式计算，然后把计算结果乘以校正系数 ϕ ，即可得到过渡流下的对流传热膜系数。

$$\phi = 1 - \frac{6 \times 10^5}{Re^{1.8}} \quad (1-3-11)$$

$$\alpha_{\text{过渡流}} = \phi \times \alpha_{\text{湍流}} \quad (1-3-12)$$

(1.3) 层流 $Re < 2300$ ，可用 Sieder-Tate 关联式^[8]：

$$Nu = 1.86Re^{1/3}Pr^{1/3}\left(\frac{d_i}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (1-3-13)$$

应用范围: $Re < 2300$, $0.6 < Pr < 6700$, $\left(RePr\frac{L}{d_i}\right) > 100$ 。

定性温度: 除 μ_w 为壁温下的值外, 其余为流体进出口温度的算术平均值。

特征尺寸: 圆形管为管内径 d_i ;

非圆形管为
$$d_e = \frac{4A}{\Pi} \quad (1-3-14)$$

式中 A —— 流体流通截面积, m^2 ;

Π —— 流体浸润周边, m 。

管内对流换热膜系数也可通过查图 1-3-7 求解^[1,4,6]。

图 1-3-7 中:

$$J_H = \left(\frac{\alpha_i}{c_{pi}G_i}\right)\left(\frac{c_{pi}\mu_i}{\lambda_i}\right)^{2/3}\left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (1-3-15)$$

$$Re = \frac{d_i u_i \rho_i}{\mu_i} \quad (1-3-16)$$

式中 α_i —— 管内流体传热膜系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

c_{pi} —— 流体比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$;

u_i —— 管内流体流速, m/s ;

G_i —— 管内流体质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;

μ_i —— 流体平均温度下的粘度, $Pa \cdot s$;

μ_w —— 管壁温度下流体的粘度, $Pa \cdot s$;

λ_i —— 流体导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

L —— 管长, m ;

d_i —— 管内径, m 。

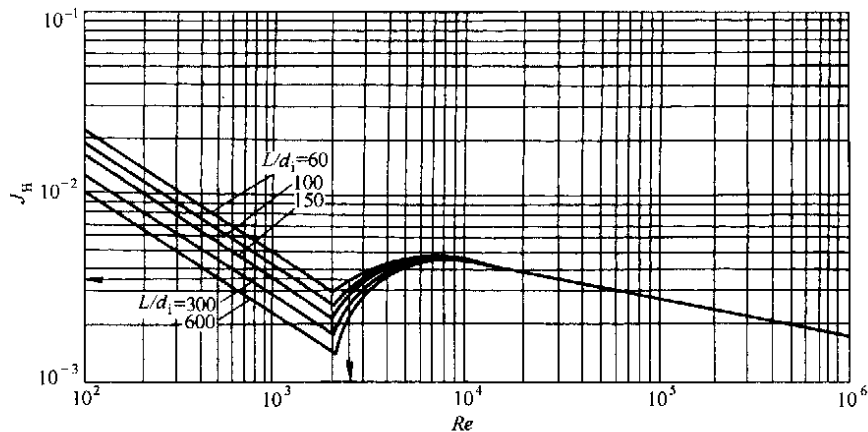


图 1-3-7 管内传热因子

(2) 管外传热膜系数^[3,5,6]

(2.1) 换热器壳程无折流板时

管壳式换热器壳程无折流板时, 管外传热膜系数的计算可按非圆形截面内流动时管内传热膜系数的计算式进行计算, 即用式 (1-3-10) ($Re > 10^4$), 式 (1-3-8) ($Re < 2300$), 式 (1-3-9) (过渡流) 进行计算, 此时以当量直径 d_{es} 作为定性尺寸代替管子内径。

当量直径按式 (1-3-14) 计算。

对管壳式换热器, 当管子呈正△排列时:

$$d_{es} = \frac{4\left(\frac{1}{2}P_t \times \frac{1}{2}\sqrt{3}P_t - 3 \times \frac{1}{4} \times \frac{\pi}{6}d_o^2\right)}{3 \times \frac{\pi}{6}d_o} = \frac{\sqrt{3}P_t^2 - \frac{1}{2}\pi d_o^2}{\frac{\pi}{2}d_o} = \frac{1.10P_t^2}{d_o} - d_o \quad (1-3-17)$$

当管子呈正方形排列时:

$$d_{es} = \frac{4\left(P_t^2 - \frac{\pi}{4}d_o^2\right)}{\pi d_o} = \frac{1.27P_t^2}{d_o} - d_o \quad (1-3-18)$$

式中 P_t —— 换热管中心距, m。

(2.2) 换热器壳程有折流板时

换热器内装圆缺形挡板 (弓形折流板), 通常缺口面积取 25% 的壳体内截面积, 壳程的对流传热膜系数关联式可采用下式:

a. Donohue 法

$$Nu = 0.23Re^{0.6}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$\alpha_o = 0.23\frac{\lambda}{d_o}\left(\frac{d_o u \rho}{\mu}\right)^{0.6}\left(\frac{c_p \mu}{\lambda}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (1-3-19)$$

应用范围: $Re = (3 \sim 2) \times 10000$;

特征尺寸: 管外径 d_o ;

定性温度: 取流体进、出口温度的算术平均值。

u 取流体通过每排管子中最狭窄通道处的速度。

b. Kern 法

$$\alpha_o = 0.36\frac{\lambda}{d_e}\left(\frac{d_e u_o \rho}{\mu}\right)^{0.55}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (1-3-20)$$

应用范围: $Re = 2 \times 10^3 \sim 1 \times 10^6$;

特征尺寸: d_e 按式 (1-3-17)、式 (1-3-18) 计算;

定性温度: 除 μ_w 取壁温外, 其余均取流体进、出口温度的算术平均值。

式 (1-3-20) 中的 u_o 根据流体流过管间最大截面积 A_s 计算。即:

$$A_s = l_b D_i \left(1 - \frac{d_o}{P_t}\right) \quad (1-3-21)$$

式中 l_b —— 折流板间距, m;

D_i —— 换热器的壳体内径, m。

c. Kern 传热因子

$$J_s = \left(\frac{\alpha_o d_{es}}{\lambda_o}\right)\left(\frac{c_{po}\mu_o}{\lambda_o}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_o}{\mu_w}\right)^{-0.14} \quad (1-3-22)$$

J_s 由 Re_{es} 查图 1-3-8 求取。 Re_{es} 按下式计算。

$$Re_{es} = \frac{d_{es} G_s}{\mu} \quad (1-3-23)$$

式中 α_o —— 管外传热膜系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

G_s —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$, $G_s = \frac{m_s P_t}{D_i C' l_b}$;

d_{es} —— 当量直径, m, $d_{es} = \frac{4 \times \text{轴向流动面积(自由面积)}}{\text{湿润周长}}$;

m_s —— 壳程质量流量, kg/s;

D_i —— 壳体内径, m;

c_{po} —— 壳程流体比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

C' —— 相邻管间隙, m;

λ_o —— 壳程流体导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

μ_o —— 壳程流体平均温度下的粘度, $kg/(m \cdot s)$;

μ_w —— 管壁温度下的粘度, $kg/(m \cdot s)$;

其余符号说明同前。

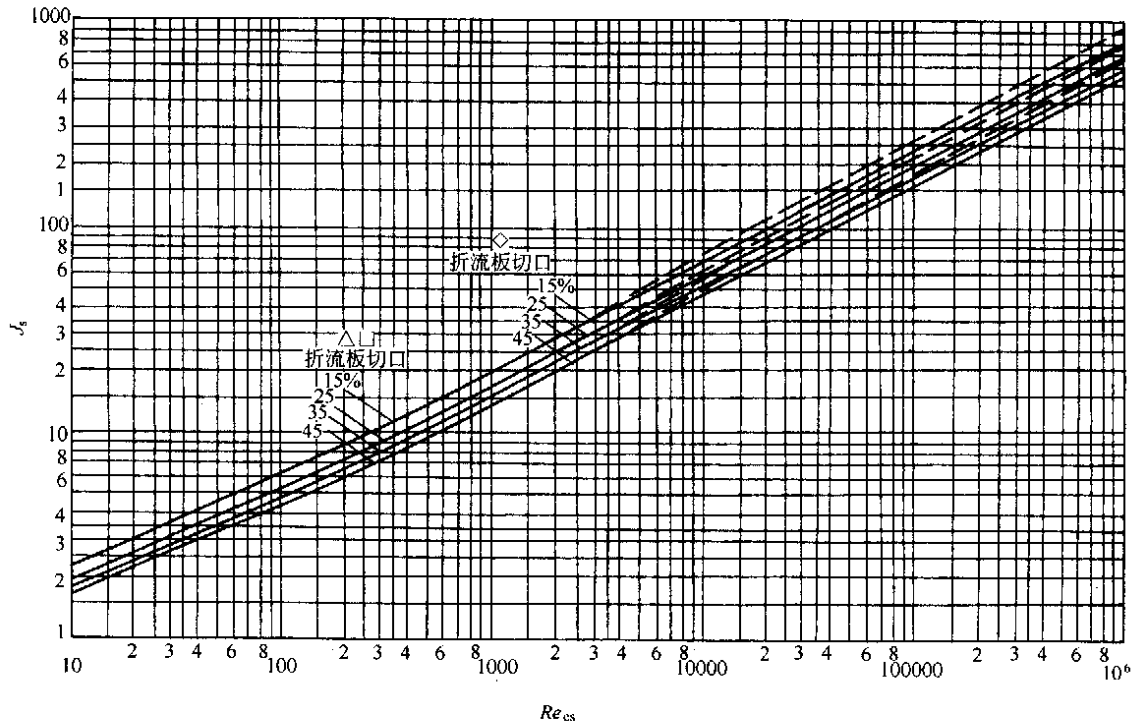


图 1-3-8 圆缺形折流板壳侧传热膜系数

图 1-3-8 中 d_{es} 的计算如下:

对于等边三角形排列的管子:
$$d_{es} = \frac{3.464P_i^2 - \pi d_o^2}{\pi d_o} \text{ m}$$

对于正方形排列的管子:
$$d_{es} = \frac{4P_i^2 - \pi d_o^2}{\pi d_o} \text{ m}$$

2.2.2 有相变传热的传热膜系数

蒸汽冷凝变成液体或液体沸腾变为蒸汽都是有相变的传热过程。这类传热过程的特点是相变流体要放出或吸收大量的潜热,但流体温度不发生变化。因此在壁面附近流体层中的温度梯度较大。因而对流传热膜系数较无相变传热时要大得多。

(1) 冷凝传热

(1.1) 垂直管上的膜状冷凝传热膜系数

1916年, W. Nusselt 首先提出了纯净蒸汽层流膜状冷凝的计算式^[9]。他假定生成的凝液沿壁面呈层流流动,热量以导热的方式通过凝液膜传到壁面而无对流传热的作用;同时他又假定蒸汽是静止的,汽液界面上无粘滞应力,蒸汽对凝液的流动无影响;并且假定凝液膜内的温度分布是线性的、壁温是恒定的、汽液界面无温差、壁面与蒸汽之间保持一定的温差。由上述假设,推导出计算垂直管上的冷凝传热膜系数的方程式为:

$$\alpha = 0.943 \times \left(\frac{\lambda_L \rho_L \gamma g}{l \mu_L \Delta t} \right)^{1/4} \quad (1-3-24)$$

式中 l ——管长, m;

λ_L 、 ρ_L 、 μ_L ——分别为膜温下凝液的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 、密度, kg/m^3 和粘度, $Pa \cdot s$;

γ ——冷凝潜热, J/kg ;

Δt ——饱和蒸汽温度 t_s 与壁面温度 t_w 的差值, $^\circ C$ 。

冷凝潜热按膜温 t_b 查取,其余物性按液膜温度 t_L 查取。

$$t_L = \frac{t_b + t_w}{2} \quad (^\circ C)$$

冷凝液膜的 Re 与冷凝负荷 G 有关, 通常可表示为: $Re = \frac{4G}{\mu_L}$

当 $Re < 2100$ (Re 为冷凝液膜的雷诺数), 式 (1-3-24) 可表示为:

$$\alpha = 1.87 \left(\frac{\lambda_L^3 \rho_L^2 g}{\mu_L^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4G}{\mu_L} \right)^{1/3} \quad (1-3-25)$$

当 $Re > 2100$, 式 (1-3-24) 可表示为:

$$\alpha = 0.0077 \left(\frac{\lambda_L^3 \rho_L^2 g}{\mu_L^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4G}{\mu_L} \right)^{0.4} \quad (1-3-26)$$

式中 α —— 冷凝传热膜系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

G —— 冷凝负荷, $kg/(m \cdot s)$;

g —— 重力加速度, $g = 9.8 m/s^2$;

其余符号说明见式 (1-3-24)。

另外, 垂直管内冷凝传热膜系数也可通过查图 1-3-9 进行计算; 水平管内冷凝传热膜系数可通过查图 1-3-10 进行计算。

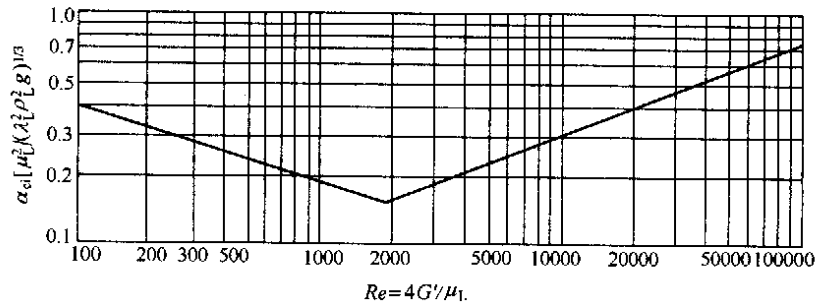


图 1-3-9 垂直管内冷凝传热膜系数图

图中 α_c —— 管内冷凝传热膜系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

G' —— 单位管长周边的冷凝负荷 ($G' = \frac{W}{\pi N_t d_i}$), $kg/(m \cdot s)$;

W —— 冷凝液量, kg/h ;

N_t —— 管子数;

d_i —— 管内径, m ;

其余符号说明见式 (1-3-26)。

(1.2) 水平管外冷凝的传热膜系数

卧式冷凝器在水平管外冷凝, 液膜沿管壁流动的路程不长, 流速不大, 属于层流范畴。可以采用 Nusselt 的理论解。当 $Re < 2100$ 时:

$$\alpha = 0.725 \times \left(\frac{\lambda_L^3 \rho_L^2 \gamma g}{d_o \mu_L \Delta t} \right)^{1/4} \quad (1-3-27)$$

式中 d_o —— 管子外径, m ;

其余符号与式 (1-3-24) 相同。

如果有 N_t 根水平管纵向排列, 则由于上部管子冷凝液流向下部管子, 使下面管子表面凝液增厚, 此时凝液的平均传热膜系数可用下式计算:

$$\alpha = 0.725 \times \left(\frac{\lambda_L^3 \rho_L^2 \gamma m g}{N_t d_o \mu_L \Delta t} \right)^{1/4} \quad (1-3-28)$$

式中 N_t —— 总的管数;

m —— 垂直列数。

对于水平管或水平管束, 当 $Re < 2100$ 时:

$$\alpha = 1.51 \times \left(\frac{\lambda_L^3 \rho_L^2 g}{\mu_L^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4G}{\mu_L} \right)^{1/3} \quad (1-3-29)$$

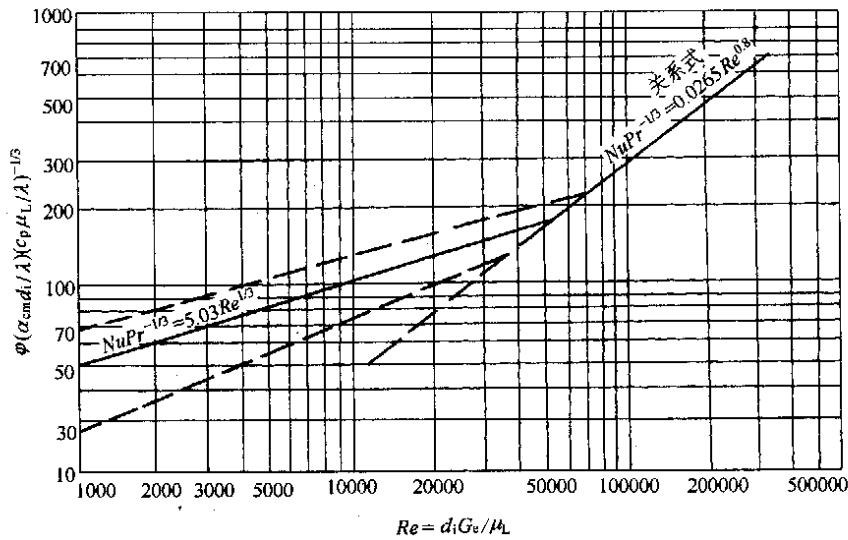


图 1-3-10 水平管内冷凝传热膜系数图

图中 G_e ——当量流体质量流速, $\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$; $G_e = G_L + G_v(\rho_L/\rho_v)^{1/2}$;
 G_L ——冷凝液自进口至出口的质量流速的算术平均值, $\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$;
 G_v ——蒸汽自进口至出口的质量流速的算术平均值, $\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$;
 α_{cm} ——平均冷凝传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$;
 λ ——冷凝液导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{C})$;
 d_i ——管内径, m ;
 μ_L ——液体粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;
 c_p ——液体比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{C})$;
 ρ_L ——液体密度, kg/m^3 ;
 ρ_v ——蒸汽密度, kg/m^3 。

当 $Re > 2100$ 时:
$$\alpha = 0.0071 \times \left(\frac{\lambda_L^3 \rho_L^2 g}{\mu_L^2} \right)^{1/3} \left(\frac{4G}{\mu_L} \right)^{-0.4} \quad (1-3-30)$$

对水平管
$$G = \frac{W}{l} \quad (1-3-31)$$

对水平管束
$$G = \frac{W}{ln_s} \quad (1-3-32)$$

式中 n_s ——冷凝液流的股数。

对正方形直列:
$$n_s = 1.288N^{0.480} \quad (1-3-33)$$

对正方形错列:
$$n_s = 1.370N^{0.518} \quad (1-3-34)$$

对三角形错列:
$$n_s = 2.08N^{0.495} \quad (1-3-35)$$

对三角形直列:
$$n_s = 1.022N^{0.513} \quad (1-3-36)$$

水平管束外冷凝传热膜系数也可查图 1-3-11 进行计算。

查图方法: 按图中注释给出的计算公式先计算出 G' 或 G'' , 在横坐标上找到 G' 或 G'' , 作横坐标的垂线与导热系数线相交得一点; 由交点作水平线与相对密度线相交, 再由交点作垂线与粘度线相交; 然后过交点作水平线与参考线相交, 过交点作垂线即得 α_{cm} 。

冷凝传热计算的详细分析可参见第 3 节。

(2) 沸腾计算

把液体加热到相应压强下的沸点, 在液体内部不断产生气泡的现象称为沸腾。因为气泡在传热壁面不断地增大、脱离和形成搅动, 使加热壁面上的液体不断地置换, 可以加快壁面的传热速率, 所以传热膜系数比没有产生沸腾时要大大地增加。沸腾分为大容器沸腾 (或称池内沸腾) 和强制对流沸腾 (流动沸腾)。

冷凝传热膜系数 $\alpha_{cm}, \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$

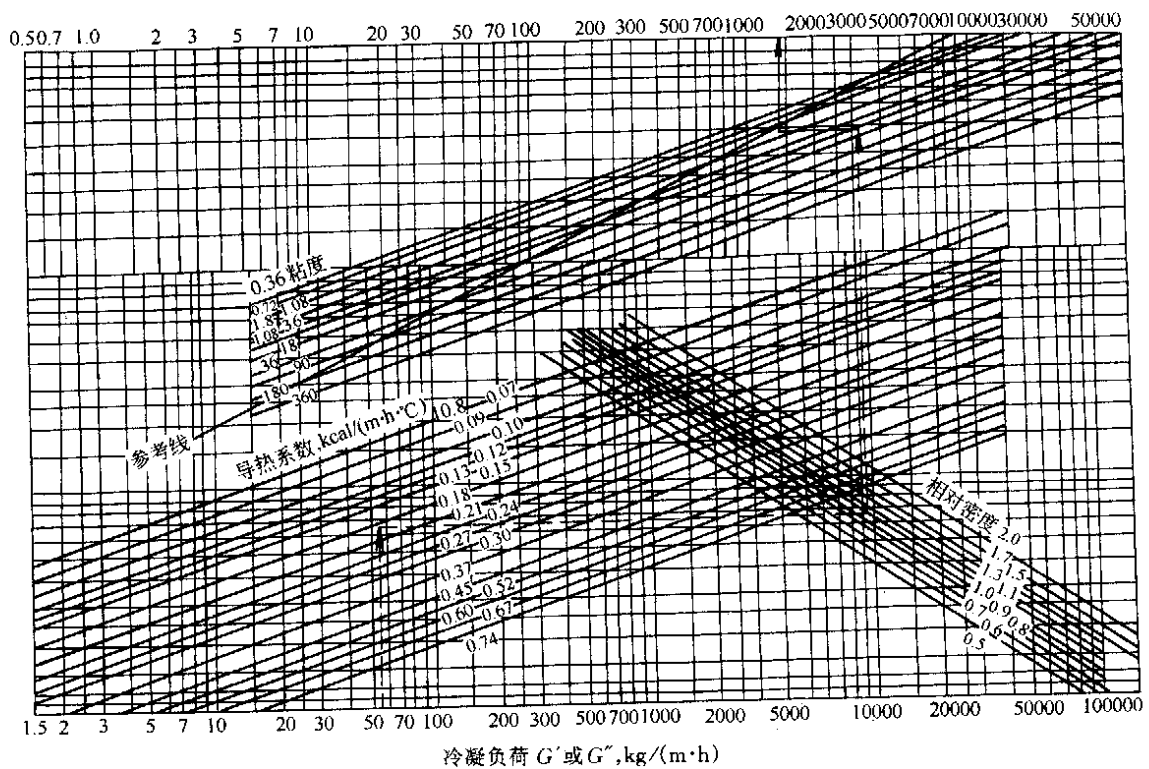


图 1-3-11 管束外冷凝传热膜系数

图中 α_{cm} ——平均冷凝传热膜系数, $\alpha_{cm} = 0.945 \times \left(\frac{\lambda^3 \rho_l g}{\mu_l G'' \text{ (或 } G_s' \text{)}} \right)^{1/3}, \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

G', G'' ——分别为垂直管、水平管冷凝负荷, 对水平管束: $G'' = \frac{W_s}{l(N_t)^{2/3}}, \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{h})$;

N_t ——管子数, 对垂直管: $G' = \frac{W_s}{\pi N_t d_o}, \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{h})$;

W_s ——冷凝液量, kg/h ;

l ——冷凝管长, m ;

d_o ——管外径, m 。

(2.1) 大容器沸腾

加热壁面沉浸在具有自由表面的液体中所发生的沸腾称为大容器沸腾, 也称池内沸腾。此时产生的气泡能自由浮升, 穿过液体自由表面进入容器空间。

液体主体温度达到饱和温度 t_s , 壁温 t_w 高于饱和温度所发生的沸腾称为饱和沸腾。在饱和沸腾时, 随着壁面过热度 $\Delta t = t_s - t_w$ 的增高, 会出现 4 个换热规律全然不同的区域。图 1-3-12 为水在 1 个大气压下的饱和沸腾曲线, 这四个区域的换热特性如下:

壁面过热度小时 (图 1-3-12 中 $\Delta t < 4^\circ\text{C}$) 沸腾尚未开始, 换热服从单向自然对流规律。

从起始沸腾点开始, 在加热面的某些特定点上 (称汽化核心) 产生气泡。开始阶段, 汽化核心产生的气泡彼此互不干扰, 称为孤立气泡区。随着 Δt 进一步的增加, 汽化核心增加, 气泡互相影响, 并会合成气块及气柱。在这两区中, 气泡的扰动剧烈, 传热膜系数和热流密度都急剧增大。由于汽化核心对换热起决定性的作用, 这两区的沸腾统称为核态沸腾 (或称泡状沸腾)。核态沸腾有温压小、换热强的特点, 所以一般工业应用都设计在这个范围。核态沸腾的终点所对应的热负荷是最大的热负荷, 称为临界热负荷。

从峰值点进一步提高 Δt , 换热规律出现异乎寻常的变化。热流密度不仅不随 Δt 的升高而提高, 反而越来越低。这是因为气泡汇集覆盖在加热面上, 而蒸汽排除过程越趋恶化, 这种情况持续到达最低热流密度 q_{\min} 为止。这段沸腾称为过渡沸腾, 是很不稳定的过程。

从 q_{\min} 起换热规律再次发生转折。这时加热面上已形成稳定的蒸汽膜层, 产生的蒸汽有规律的排离膜

层, q 随 Δt 增加而增大。此段称为稳定膜态沸腾(也称膜状沸腾)。在此区域, 由于加热面全部被蒸汽膜覆盖, 热量要靠通过气膜的传导及辐射传递, 传热速率大大降低。

泡核沸腾的传热膜系数要比膜状沸腾的传热膜系数高许多, 因此要控制好沸腾过程的有效温差不超过临界温差 Δt_c 。壁面情况对沸腾也有影响, 一般来说粗糙的表面较光滑的表面容易产生沸腾, 需要的有效温差可以小一些; 液体本身的性能也有关系, 表面张力较小, 润湿能力较大的液体, 气泡容易脱离加热面, 传热速率也快些。

(2.2) 泡核沸腾的换热计算式

影响泡核沸腾的因素主要是壁面过热度 and 汽化核心, 而汽化核心数又受到壁面材料及其表面状况、压力、物性的支配。由于因素比较复杂, 很难从理论上进行详细的分析, 因而池内沸腾的传热膜系数的计算式大多是经验公式或半经验公式。

对池内沸腾的传热系数, Menelly^[10]提出的计算式如下:

$$\alpha = 0.225c_s \left[\left(\frac{c_{pL}}{\gamma} \right)^{0.69} \left(\frac{\rho\lambda_L}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right)^{0.33} \right]^{3.22} \quad (1-3-37)$$

式中 α —— 沸腾换热表面传热膜系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

c_s —— 传热面表面状态系数;

$\begin{cases} c_s = 1.0, \text{ 钢或铁} \\ c_s = 0.7, \text{ 铬} \end{cases}$

σ —— 液体表面张力, N/m^2 ;

c_{pL} —— 饱和液体的比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$;

ρ_L, ρ_v —— 饱和液体、饱和蒸汽的密度, kg/m^3 ;

p —— 沸腾绝对压力, Pa;

γ —— 汽化潜热, J/kg ;

λ_L —— 液体导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

对于水, 米海耶夫推荐的在 $(1 \times 10^5) \sim (4 \times 10^6)$ Pa 压力下大容器饱和沸腾的计算式为^[11]:

$$\alpha = C_1 \Delta t^{2.33} p^{0.5} \quad (1-3-38)$$

$$C_1 = 0.1224 W / (m \cdot N^{0.5} \cdot ^\circ C^{3.33})$$

按 $q = \alpha \Delta t$ 的关系式, 上式可转换为:

$$\alpha = C_2 q^{0.7} p^{0.5} \quad (1-3-39)$$

$$C_2 = 0.5335 W^{0.3} / (m^{0.3} \cdot N^{0.15} \cdot ^\circ C)$$

式中 Δt —— 壁面过热度, $^\circ C$;

q —— 沸腾热流密度, W/m^2 ;

其余符号说明见式(1-3-37)。

基于核态沸腾的换热主要是气泡高度扰动的强制对流换热的设想, 文献[12、13]推荐以下适用性广的实验关联式:

$$\frac{c_{pL} \Delta t}{\gamma Pr_L} = C_{wl} \left[\frac{q}{\mu_L \gamma} \sqrt{\frac{\sigma_{L,v}}{g(\rho_L - \rho_v)}} \right]^{0.33} \quad (1-3-40)$$

式中 C_{wl} —— 取决于加热表面-液体组合情况的经验常数;

Pr_L —— 饱和液体的普朗特数, $Pr_L = \frac{c_{pL} \mu_L}{\lambda_L}$;

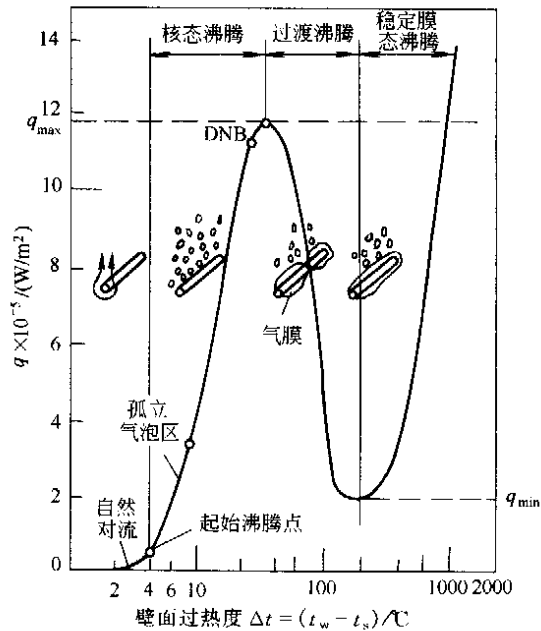


图 1-3-12 饱和水在水平加热面上沸腾的典型曲线

- Δt ——壁面过热度, $^{\circ}\text{C}$;
 μ_L ——饱和液体的动力粘度, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$;
 σ_{LV} ——液体-蒸汽界面的表面张力, N/m ;
 s ——经验指数, 对于水 $s=1$, 对于其他液体 $s=1.7$ 。

由实验确定的 C_{wL} 值列在表 1-3-2 中。

表 1-3-2 各种表面-液体组合情况的值

表面-液体组合情况	C_{wL}	表面-液体组合情况	C_{wL}	表面-液体组合情况	C_{wL}
水-铜		水-铂	0.0130	机械抛光的不锈钢	0.0130
烧焦的铜	0.0068	水-不锈钢		苯-铬	0.101
抛光的铜	0.0130	磨光并抛光的不锈钢	0.0060	乙醇-铬	0.0027
水-黄铜	0.0060	化学腐蚀的不锈钢	0.0130		

对于制冷介质而言, 以下的库珀 (Cooper) 公式目前得到较广泛的应用^[14]

$$\alpha = Cq^{0.67} M_r^{-0.5} p_r^m (-\lg p_r)^{-0.55} \quad (1-3-41)$$

$$C = 90W^{0.33} / (\text{m}^{0.66} \cdot ^{\circ}\text{C})$$

$$m = 0.12 - 0.2 \lg \{R_p\}_{\mu\text{m}}$$

- 式中 M_r ——液体的分子量, kg/kmol ;
 p_r ——对比压力 (液体压力与该流体的临界压力之比);
 R_p ——表面平均粗糙度, μm (对一般工业用管材表面, R_p 为 $0.3 \sim 0.4 \mu\text{m}$);

其余符号说明见式 (1-3-37)。

如果依靠强制循环流动, 则称为强制沸腾传热。吉尔摩 (Gilmous) 提出了适用于水平管外沸腾、垂直管内沸腾和垂直管外沸腾的公式^[15]:

$$\alpha = 535 C_s c_{pL} G_{Ls} \left(\frac{c_{pL} \mu_L}{\lambda_L} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_L \sigma g}{p^2} \right)^{-0.425} \left(\frac{d_o G_{Ls}}{\mu_L} \right)^{-0.3} \cdot F \quad (1-3-42)$$

式中 C_s ——管子材质系数;

$$\begin{cases} = 0.001, \text{钢管及铜管} \\ = 0.00059, \text{不锈钢钢管 Cr-Ni 合金} \\ = 0.0004, \text{磨光面} \end{cases}$$

F ——管子表面状态系数;

$$\begin{cases} = 1.0, \text{无任何锈斑和腐蚀的完全清洁表面} \\ = 1.7, \text{普通管表面} \\ = 2.5, \text{受腐蚀管表面} \end{cases}$$

G_{Ls} ——液体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

$$\begin{cases} = \left(\frac{W}{dl} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right), \text{水平管外沸腾} \\ = \left(\frac{W}{A_o} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right), \text{垂直管外、管内沸腾} \end{cases}$$

对于水平管外沸腾, 采用管的投影面积 (外径 \times 管长) 代替管的外表面积, 因为只是管子的上半部有使气泡脱离的作用。

W ——每根管的蒸发量, kg/s ;

d_o ——管外径, m ;

l ——蒸发管长, m ;

μ_L ——液体的粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;

A_o ——每根管的外表面积, 管外沸腾用管子外表面积, m^2 。

上述计算式也可以通过查吉尔摩泡核沸腾 J_H 因子图 1-3-13 进行计算 (图中代号名称见表 1-3-3)。

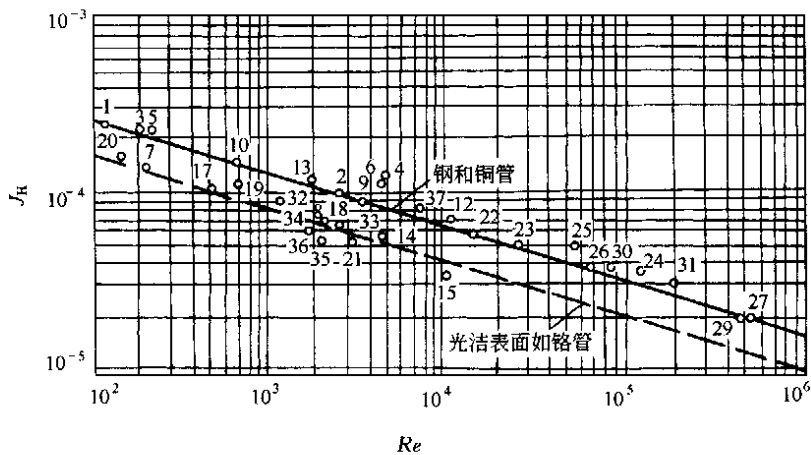


图 1-3-13 吉尔摩泡核沸腾 J_H 因子

$$\text{图中 } J_H = \left(\frac{\alpha}{c_{pl} G_{1,a}} \right) \left(\frac{c_{pl} \mu_L}{\lambda_L} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_L \sigma g}{\rho^2} \right)^{0.425} \quad (1-3-43)$$

$$Re = \frac{d_o G_{1,s}}{\mu_L}$$

其余符号说明同式 (1-3-42)。

表 1-3-3 图 1-3-13 中液体标号的名称

标号	液体	标号	液体	标号	液体	标号	液体
1	甲醇	11 ^①	正丁醇	21	水-三硝基甲苯	31	乙醇
2	甲醇	12	CCl ₄	22	苯	32	F-12
3	水	13	24% NaCl	23	甲醇	33	CH ₃ Cl
4	水	14	水	24	甲醇	34	SO ₂
5	CCl ₄	15	水	25	水	35	丁烷
6	CCl ₄	16 ^①	CCl ₄	26	水	36	丙烷
7	正丁醇	17	40%蔗糖	27	苯	37	甲醇
8	正丁醇	18	水	28 ^①	苯		
9	水	19	异丙醇	29	苯		
10	水	20	异丙醇	30	正庚烷		

① 图中未示出。

对于釜式重沸器可通过查图 1-3-14 进行计算。

(2.3) 膜状沸腾的计算关联式

在膜状沸腾中，气膜的流动和换热在许多方面类似于膜状冷凝中液膜的流动和换热，适宜用边界层作分析。文献 [16] 中，对气膜进行分析所得到的结果与膜状冷凝的分析解十分相似。对于水平管外的膜状沸腾，只需将冷凝式中的 λ 和 μ 改为蒸汽的物性，用 $\rho_v(\rho_L - \rho_v)$ 代替 ρ_L^2 ，并用实验系数 0.62 代替冷凝式中的 0.725，即：

$$\alpha = 0.62 \left[\frac{g \gamma' \rho_v (\rho_L - \rho_v) \lambda^3}{d_o \mu_L \Delta t_b} \right]^{1/4} \quad (1-3-44)$$

式中 γ' ——加热面温度同液体沸点的算数平均温度下的蒸发热 ($\gamma' = \gamma + 0.5c_v \cdot \Delta t_b$), J/kg;

c_v ——蒸汽的比热容, J/(kg·°C);

Δt_b ——加热面温度与流体温度之差, °C;

其余符号说明见式(1-3-24)、式(1-3-27)。

应该指出，由于气膜热阻较大，而壁温在膜状沸腾时很高，壁面的净换热量除了按沸腾计算外，还有辐射换热。辐射换热的作用会增加气膜的厚度，因此不能认为此时的总换热量是按对流换热与辐射换热方式各

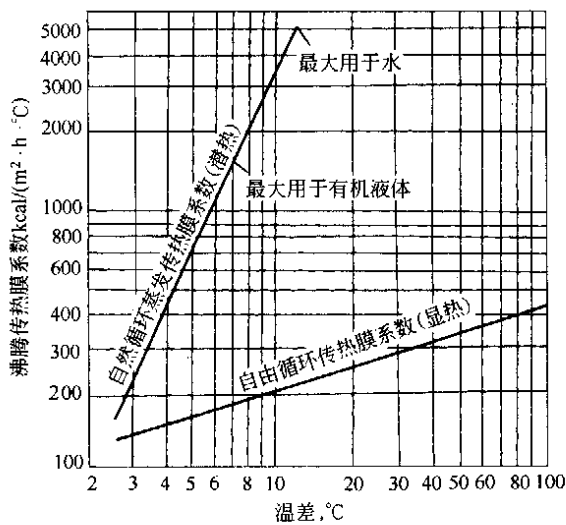


图 1-3-14 管壁与液体之间的温差与沸腾传热的关系

液流达到饱和温度时，即进入饱和的核状沸腾区。饱和核状沸腾区经历着泡状流和块状流（气泡汇合成块，也称弹状流）。含气量增长到一定程度，大气块进一步合并，在管中心形成气芯，把液体排挤到壁面，呈环状的液膜，称为环状流。此时换热进入液膜对流沸腾区。环状液膜受热蒸发，逐渐减薄，最终液膜消失，湿蒸汽直接与壁面接触。液膜消失称为蒸干。此时，由于换热恶化，会使壁温猛升，造成对安全的威胁。对湿蒸汽流的继续加热，使工质最后进入干蒸汽单相换热区，水平管外沸腾时，重力场对两相结构有影响而出现新的特点，所以管的位置是影响管内沸腾的因素之一。在管内沸腾中，最主要的影响参数是含汽量、质量流量和压力。

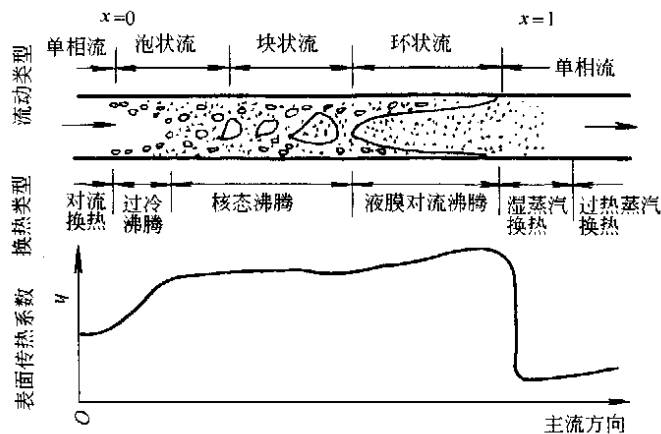


图 1-3-15 竖管内沸腾示意

(2.5) 影响沸腾换热的因素

沸腾换热是换热现象中影响因素最多、最复杂的换热过程，实验关联式与实验点之间的离散度、不同实验关联式之间的偏差也相当大。其影响因素主要有：

(2.5.1) 不凝性气体

与膜状冷凝不同，溶解于液体中的不凝性气体会使沸腾换热得到某种强化。这是因为，随着工作液体温度的升高，不凝性气体会从液体中逸出，使壁面附近的凹坑得以活化，成为气泡的胚芽，从而使 $q-\Delta t$ 沸腾曲线向着 Δt 减小的方向移动，即在相同的 Δt 下产生更高的热流密度，强化了换热。但对处于稳定运行下的沸腾换热设备来说，除非不断地向工作液体注入不凝性气体，否则它们一经逸出，也就起不到强化作用了。

自计算所得之值的简单叠加。文献 [16] 建议采用以下超越方程来计算考虑到对流换热与辐射换热相互影响内在的复合换热的表面传热系数：

$$\alpha^{4/3} = \alpha_c^{4/3} + \alpha_r^{4/3} \quad (1-3-45)$$

式中 α_c 、 α_r 分别为按对流换热及辐射换热计算所得的表面换热系数，其中 α_c 按式 (1-3-44) 计算，而 α_r 则按下式计算：

$$\alpha_r = \frac{\epsilon \sigma (T_w^4 - T_s^4)}{T_w - T_s} \quad (1-3-46)$$

式中 ϵ 为沸腾换热表面的发射率。

(2.4) 管内沸腾介绍^[17]

管内强制对流沸腾时，由于产生的蒸汽混入液流，出现多种不同型式的两相流结构，换热机理亦很复杂。图 1-3-15 所示为竖管内沸腾可能出现的流动类型及换热类型。流入管内的未饱和和液体被管壁加热，到达一定地点时壁面上开始产生气泡。此时液体主流尚未达到饱和温度，处于过冷状态，这时的沸腾为过冷沸腾。继续加热到使

(2.5.2) 过冷度

如果在池沸腾中流体主要部分的温度低于相应压力下的饱和温度，则这种沸腾称为过冷沸腾。对于池沸腾，除了在泡核沸腾起始点附近区域外，过冷度对沸腾换热的强度并无影响。在泡核沸腾的起始段，自然对流的机理还占相当大的比例，而自然对流时 $\alpha \propto \Delta t^{1/4}$ ，即 $\alpha \propto (t_w - t_l)^{1/4}$ ，因而过冷会使该区域的换热有所增强。

(2.5.3) 液位高度

在池沸腾中，当传热面上的液位足够高时，沸腾换热表面传热膜系数与液位高度无关，本节前面介绍的计算式都属于这种型式。但当液位降到一定值时，沸腾换热的表面传热膜系数会明显地随液位的降低而升高^[18,19]。这一特定的液位值称为临界液位。对于常压下的水，其值约为5mm。低液位沸腾在热管及电子器件冷却中有重要的作用。

(2.5.4) 重力加速度

随着航空航天技术的发展，超重力和微重力情况下的传热规律的研究在近几十年中得到很大的发展。关于重力场对沸腾换热的影响，现有的研究表明，在很大的变化范围内重力加速度几乎对泡核沸腾的换热规律没有影响（重力加速度从 0.10 m/s^2 一直到 $100 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ ）。但重力加速度对液体自然对流有显著的影响（自然对流随重力加速度的增加而强化）。在零重力场（或接近于零重力场）的情况下，沸腾换热的规律还研究得不够^[20]。

(2.5.5) 沸腾表面的结构

对沸腾换热，沸腾表面上的微小凹坑最容易产生汽化核心，近几十年来强化沸腾换热的研究主要是研究沸腾强化表面。现已经开发出两类增加表面凹坑的方法：a. 用烧结、钎焊、火焰喷涂、电离沉积等物理与化学的方法在换热表面上形成一层多孔结构；b. 采用机械加工方法在换热管表面上造成一层多孔结构，图1-3-16给出了几种典型的结构。这种强化表面的换热强度与光滑管相比，通常要高出一个数量级，已经在制冷、化工等部门得到广泛应用^[21,22]。

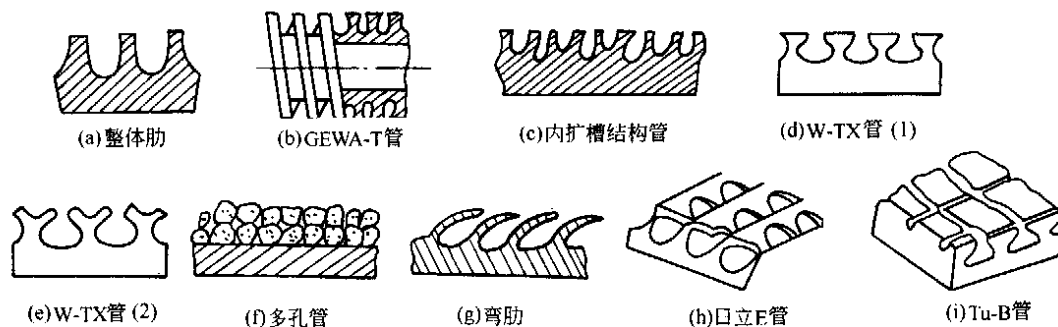


图 1-3-16 沸腾换热强化管表面结构

2.3 压力降的计算^[1,3,4,6]

在设计换热器时，一般都需要验算流体流经换热器的流动阻力，看其是否在所允许的范围内。若流动阻力过大，超过允许的压力降范围时，则需修改设计，以使所设计的换热器较为经济。管壳式换热器允许的压力降范围见表 1-3-4，最大允许的压力降范围见表 1-3-1。

表 1-3-4 管壳式换热器允许的压力降范围

换热器的操作压力, MPa	允许的压力降, MPa
$p < 0.1$ (绝对)	$\Delta p = 0.1p$
$p = 0 \sim 0.1$ (表压)	$\Delta p = 0.5p$
$p > 0.1$ (表压)	$\Delta p < 0.05$

一般来说，对液体，其压力降在 $0.01 \sim 0.1 \text{ MPa}$ 范围内；对气体，一般为 $0.001 \sim 0.01 \text{ MPa}$ 左右。流体流经换热器因流动引起的压力降，可按管程压降和壳程压降分别计算。

2.3.1 管程压力降 Δp_i

(1) 管程压力降由三部分组成, 可按下式进行计算:

$$\Delta p_i = (\Delta p_L + \Delta p_r) F_t N_p N_s + \Delta p_n N_s \quad (1-3-47)$$

式中 Δp_L —— 流体流过直管因摩擦阻力引起的压力降, Pa;

Δp_r —— 流体流经回弯管中因摩擦阻力引起的压力降, Pa;

Δp_n —— 流体流经管箱进出口的压力降, Pa;

F_t —— 结构校正因素, 无量纲, 对 $\phi 25 \times 2.5\text{mm}$ 的管子, 取为 1.4; 对 $\phi 19 \times 2\text{mm}$ 的管子, 取为 1.5;

N_p —— 管程数;

N_s —— 串联的壳程数。

$$\Delta p_L = \lambda_i \frac{l}{d_i} \left(\frac{\rho_i u_i^2}{2} \right) \quad (1-3-48)$$

$$\Delta p_r = 3 \left(\frac{\rho_i u_i^2}{2} \right) \quad (1-3-49)$$

$$\Delta p_n = 1.5 \left(\frac{\rho_i u_i^2}{2} \right) \quad (1-3-50)$$

式中 u_i —— 管内流速, m/s;

d_i —— 管内径, m;

l —— 管长, m;

λ_i —— 摩擦系数, 无量纲, 可根据雷诺数 Re 和相对粗糙度 ϵ/d_i (ϵ 为绝对粗糙度) 查图或由下列各式求取;

ρ_i —— 管内流体密度, kg/m^3 。

当 $Re < 2000$ 时,

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1-3-51)$$

当 $Re > 2000$ 时,

对光滑管: a. 柏拉修斯 (Blasius) 式, 适用范围为: $Re = 3 \times 10^3 \sim 1 \times 10^5$

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (1-3-52)$$

b. 顾毓珍等公式, 适用范围为: $Re = 3 \times 10^3 \sim 3 \times 10^6$

$$\lambda = 0.0056 + \frac{0.500}{Re^{0.32}} \quad (1-3-53)$$

对粗糙管: a. 顾毓珍等公式, 适用范围为: $Re = 3 \times 10^3 \sim 3 \times 10^6$, 此式所指的粗糙管为钢管或铸铁管。

$$\lambda = 0.01227 + \frac{0.7543}{Re^{0.38}} \quad (1-3-54)$$

b. 尼库拉则与卡门公式, 适用于 $(d_i/\epsilon)/(Re \cdot \sqrt{\lambda}) > 0.005$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{d_i}{\epsilon} + 1.14 \quad (1-3-55)$$

上述式中 $Re = \frac{d_i u_i \rho_i}{\mu_i}$ 。

当压力降较大时 (液体 $\Delta p > 2 \times 10^4 \text{Pa}$, 低压气体 $\Delta p > 2 \times 10^3 \text{Pa}$), 管箱进出口压力降 Δp_n 相对较小, 可忽略不计。

(2) 管内压力降也可以按下列关联式计算:

$$\Delta p_i = N_p [0.816 J_{fi} (l/d_i) (u_i/\mu_w)^{-m} + 0.255] \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (1-3-56)$$

式中 J_{fi} —— 管内摩擦因子, 无量纲, 由图 1-3-17 查取;

其余符号说明同前述。

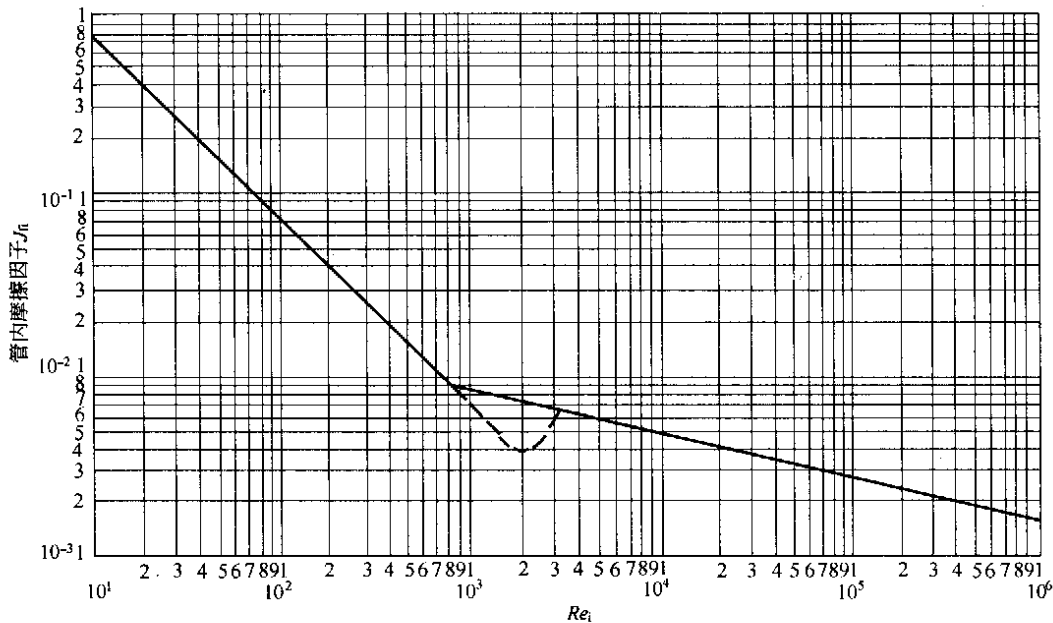


图 1-3-17 管内摩擦因子 J_f 图

2.3.2 壳程压力降

壳程有无折流板，对壳程压力降的计算差别甚大。当壳程无折流板、流体顺着管束流动时，壳程压力降可按流体流过直管部分的管内压力降公式计算，但特征尺寸中管内径应为当量直径 d_{es} 。当量直径 d_{es} 按下式计算：

$$d_{es} = \frac{D_i^2 - N_t d_o^2}{D_i - N_t d_o} \quad (1-3-57)$$

式中 D_i —— 换热器壳体内径，m；
 d_o —— 换热管外径，m；
 N_t —— 换热管管子数目。

当壳程装上折流板后，流体在管外流动为平行流和错流的耦合。尽管管束为直管，但流动却变得复杂化。由于制造安装公差不可避免地存在着间隙，因而会产生泄漏和旁流。而流体横向冲刷换热管引起的漩涡，也使流动变得更加复杂。由于流动的复杂性，要准确地分析影响这种复杂流动的各种因素，精确地计算压力降是相当困难的。下面介绍几种计算方法。

(1) 贝尔-台华 (Bell-Delaware) 法^[5,23,24]与流路

Bell-Delaware 壳程压力降算法是以美国工程师学会 (AMSE) 和 Delaware 大学换热器协作研究几年内所取得的大量数据基础上提出的。其设计方法是以 Tinker 提出的流动模型为基础，把壳程流体分为 5 股流路，如图 1-3-18 所示。

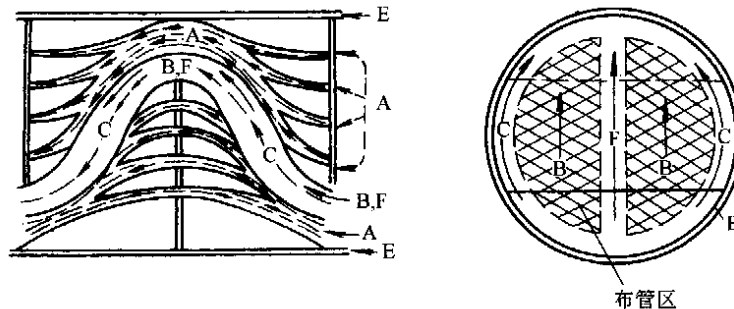


图 1-3-18 壳程流体的流动模型

图中五股流路为：

流路 A—折流板管孔与管子之间的泄漏流路；

流路 B—错流流路；

流路 C—管束外围和壳内壁之间的泄漏流路；

流路 E—折流板与壳内壁之间的泄漏流路；

流路 F—管程分程隔板处的中间穿流流路。

Bell-Delaware 法的中心内容是假定全部壳程流体都是以纯错流的方式通过一理想管束，即没有漏流、旁流等的影响，得到计算公式。然后再在几个小模型上试验，对泄漏和旁流的影响进行研究，引入一些修正因子而得的计算方法。对圆缺形折流板换热器，其壳程压力降由端部区错流管束压降、非端部区折流板间错流管束压降和缺口区管束压降三部分组成：

$$\Delta p_o = 2\Delta p_{bk}R_b \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right)R_s + [(N_b - 1)\Delta p_{bk}R_b + N_b\Delta p_{wk}]R_c \quad (1-3-58)$$

(1.1) 错流区理想管束压降 Δp_{bk}

$$\Delta p_{bk} = 4f_o N_c \frac{\rho_o u_o^2}{2} \left(\frac{\mu_o}{\mu_w}\right)^{-0.14} \quad (1-3-59)$$

(1.2) 缺口区理想管束压降 Δp_{wk}

当 $Re \geq 100$ 时：

$$\Delta p_{wk} = (2 + 0.6N_{cw}) \frac{\rho_o u_{ow}^2}{2} \quad (1-3-60)$$

当 $Re < 100$ 时：

$$\Delta p_{wk} = 26\mu_o u_{ow} \left(\frac{N_{cw}}{p_t - d_o} + \frac{l_b}{d_e^2}\right) + 2\left(\frac{\rho_o u_{ow}^2}{2}\right) \quad (1-3-61)$$

式 (1-3-58) ~ 式 (1-3-61) 中

μ_o ——管外流体定性温度下的粘度，Pa·s；

ρ_o ——管外流体定性温度下的密度，kg/m³；

μ_w ——管外流体壁温下的粘度，Pa·s；

f_o ——壳程管排的摩擦系数，无量纲，可由图 1-3-19 查取；

l_b ——折流板间距，m；

N_b ——折流板数目；

N_c ——错流区排管数，由排管图查取；

N_{cw} ——缺口区的有效排管数。

$$N_{cw} = (0.8l_c) / p_p \quad (1-3-62)$$

l_c ——折流板的切除高度（由弦到壳内壁的垂直高度），m；

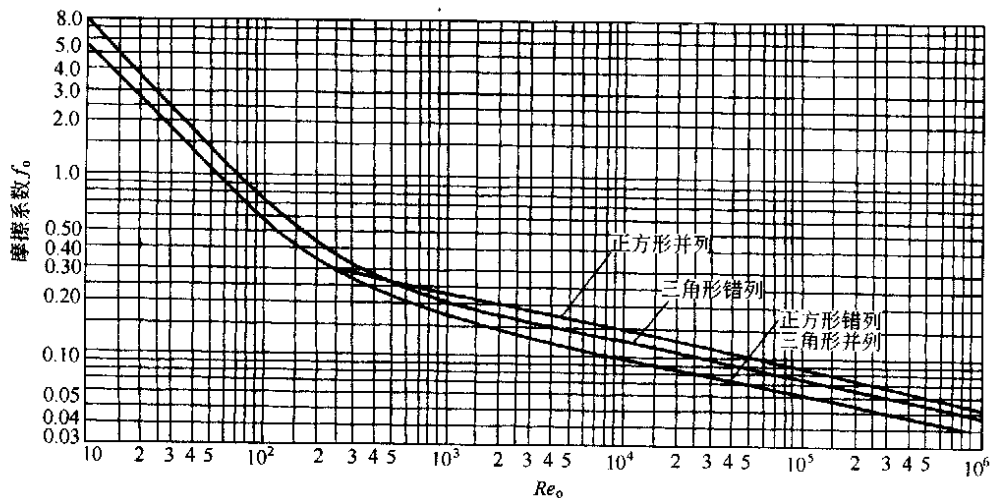


图 1-3-19 壳程管排的摩擦系数

p_p ——平行于流动方向的管间距, m, 见图 1-3-20;

u_o ——基于最小错流截面积 S_m 计算的流速, m/s;

$$\text{对转置正方形排列: } S_m = l_b \left[D_i - D_{od} + \left(\frac{D_{od} - d_o}{p_n} \right) (p_t - d_o) \right] \quad (1-3-63)$$

$$\text{对三角形排列: } S_m = l_b \left[D_i - D_{od} + \left(\frac{D_{od} - d_o}{p_t} \right) (p_t - d_o) \right] \quad (1-3-64)$$

d_o ——换热管外径, m;

D_i ——壳体内径, m;

D_{od} ——极限排管圆直径, m;

p_t ——管间距, m;

p_n ——垂直于流动方向的管间距, m;

u_{ow} ——缺口区流速, 按错流速度 u_{oc} 和平行流速 u_{ol} 的几何平均速度计算;

$$u_{ow} = \sqrt{u_{oc} u_{ol}} \quad (1-3-65)$$

R_b ——旁流对压降影响的修正因子, 由 F_{bp} 从图 1-3-21 查取;

F_{bp} ——旁流所占地面面积分数;

$$F_{bp} = \frac{[D_i - D_{od} + (N_F F_F) / 2] l_b}{S_m}$$

N_F ——管程隔板所占的通道数, 即 F 流路数;

F_F —— F 流路的宽度;

R_e ——折流板泄漏对压降影响的修正因子, 由 $(S_{sb} + S_{tb}) / S_m$ 从图 1-3-22 查取;

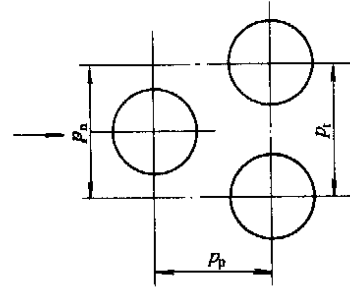


图 1-3-20 p_p 、 p_n 、 p_t 示意图

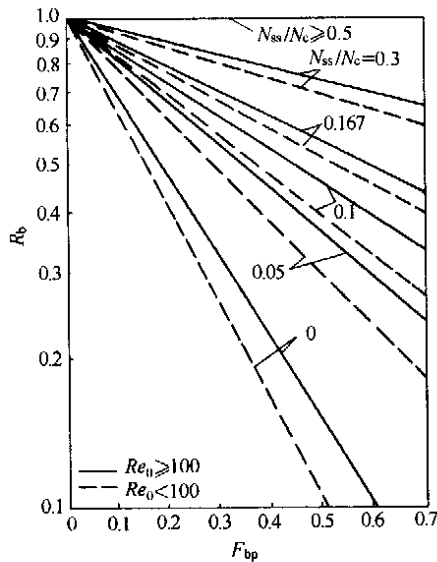


图 1-3-21 旁流对压降影响的修正因子 R_b

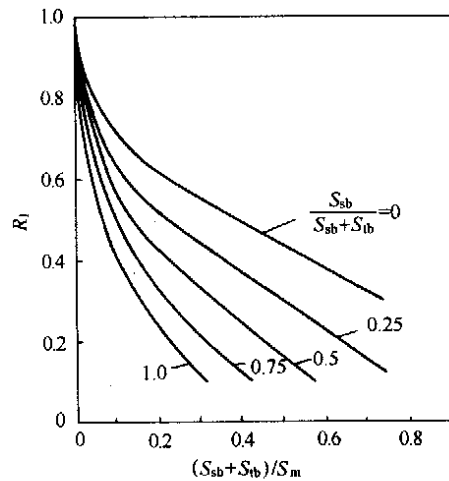


图 1-3-22 折流板泄漏对压降影响的修正因子 R_e

S_{sb} ——每块折流板外缘与壳内壁之间的泄漏流面积, m^2 ;

$$S_{sb} = \pi D_i \frac{D_i - D_b}{2} \left(1 - \frac{\theta}{2\pi} \right) \quad (1-3-66)$$

D_b ——折流板外径, m;

$$\theta \text{——折流板切口中心角, 弧度; } \theta = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2l_c}{D_i} \right) \quad (1-3-67)$$

S_{tb} ——一块折流板上管子与管孔之间泄漏面积, m^2 ;

$$S_{ib} = \pi d_e \delta_{ib} \times \left(\frac{1}{2}\right) (1 - F_c) n \quad (1-3-68)$$

δ_{ib} ——换热管与折流板管孔的径向间隙，可按文献 [25] 所给定的制造公差确定；

d_e ——缺口区管束的当量直径，m，可按式（只用于 $Re \leq 100$ ）计算：

$$d_e = \frac{S_w}{(\pi/2)n(1-F_c)d_o + D_i \theta} \quad (1-3-69)$$

S_w ——圆缺区流通截面积， m^2 ；

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (1-3-70)$$

S_{wg} ——圆缺区的总截面积， m^2 ；

$$S_{wg} = \frac{D_i^2}{4} \left\{ \frac{\theta}{2} - \left[1 - 2 \left(\frac{l_c}{D_i} \right) \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) \right] \right\} \quad (1-3-71)$$

S_{wt} ——圆缺区管子所占的面积， m^2 ；

$$S_{wt} = \frac{n}{8} (1 - F_c) \pi d_o \quad (1-3-72)$$

F_c ——错流区内管子数占总管数的百分数；

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left\{ \pi + 2 \left(\frac{D_i - 2l_c}{D_{otl}} \right) \sin \left[\cos^{-1} \left(\frac{D_i - 2l_c}{D_{otl}} \right) \right] - 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_i - 2l_c}{D_{otl}} \right) \right\} \quad (1-3-73)$$

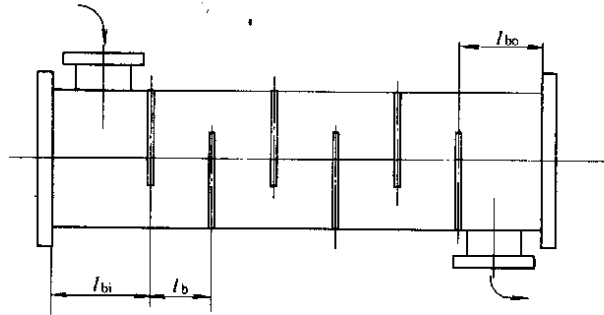


图 1-3-23 l_{bi} 、 l_{bo} 示意图

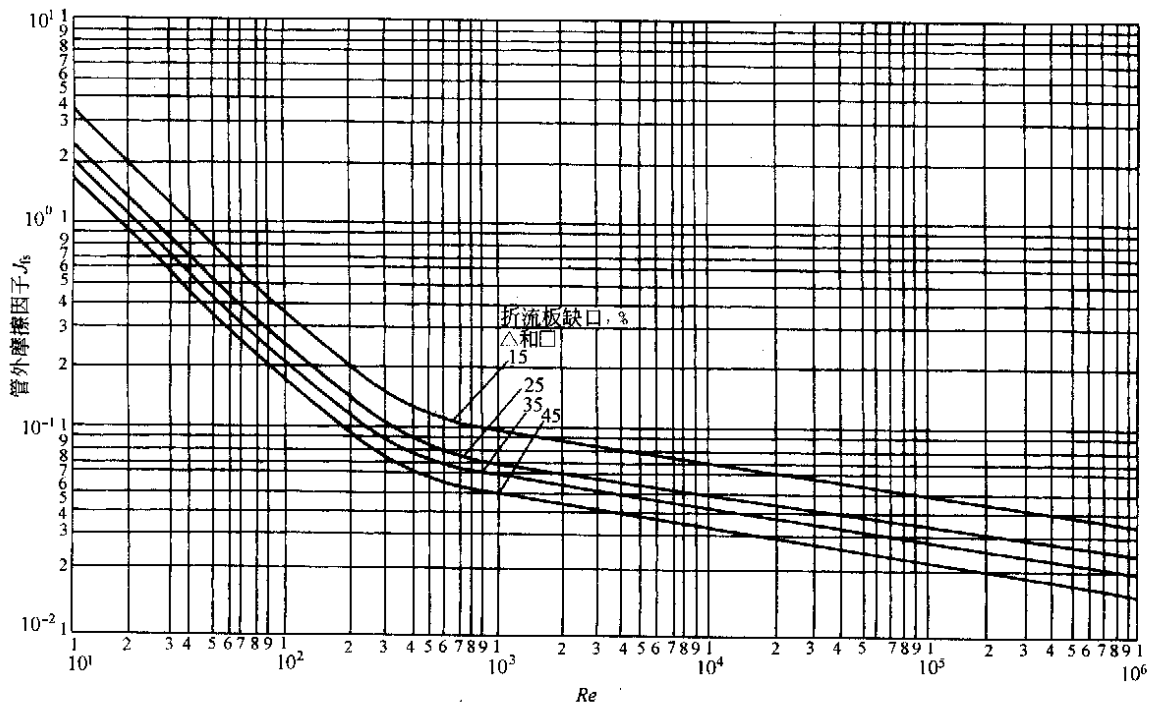


图 1-3-24 壳程压降摩擦因子 J_{fs} 图

R_s ——端部区折流板间距不同时对压降影响的修正系数，可由下式计算：

$$R_s = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{l_{bi}}{l_b} \right)^{-n'} + \left(\frac{l_{bo}}{l_b} \right)^{-n'} \right] \quad (1-3-74)$$

当 $Re \geq 100$ 时（湍流）， $n' = 1.6$ ；当 $Re < 100$ 时（层流）， $n' = 1.0$ ；

l_{bi} 、 l_{bo} ——分别为进口段、出口段的板间距，m，参见图 1-3-23。

(2) 壳程压降也可按下列关联式计算^[1]：

$$\Delta p_s = 0.816 J_{fs} (D_i/d_o) (l/l_b) \frac{\rho_o u_s^2}{2} \left(\frac{\mu_o}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (1-3-75)$$

式中 u_s ——壳体内流体流速，m/s， $u_s = \frac{G_s}{3600 \cdot \rho_o}$ ；

J_{fs} ——壳程压降摩擦因子（查图 1-3-24）；

其余符号说明同前。

(3) 埃索法^[3] 上面介绍的 Bell-Delaware 法计算过程比较复杂，采用埃索法可使壳程计算过程变得简单。埃索法计算公式如下：

$$\Delta p_o = (\Delta p_1' + \Delta p_2') F_s N_s \quad (1-3-76)$$

式中 $\Delta p_1'$ ——流体横过管束的压力降，Pa；

$\Delta p_2'$ ——流体通过折流板缺口的压力降，Pa；

F_s ——壳程压力降的结垢修正系数，无因次，对液体可取为 1.15；对气体可取为 1.0。

$$\Delta p_1' = F f_o n_c (N_b + 1) \frac{\rho_o u_o^2}{2} \quad (1-3-77)$$

$$\Delta p_2' = N_b \left(3.5 - \frac{2l_b}{D_i} \right) \frac{\rho_o u_o^2}{2} \quad (1-3-78)$$

式中 F ——管子排列方法对压力降的修正系数，对三角形 $F = 0.5$ ，对正方形排列 $F = 0.3$ ，对转置正方形排列 $F = 0.4$ ；

f_o ——壳程流体摩擦系数，当 $Re > 500$ 时， $f_o = 5.0 Re^{-0.228}$ ；

n_c ——横过管束中心线的管子数；对三角形排列 $n_c = 1.1 \sqrt{N_t}$ ；对正方形排列 $n_c = 1.19 \sqrt{N_t}$ ；

u_o ——按壳程流通截面积 A_o 计算的流速，m/s；而 $A_o = l_b (D_i - n_c d_o)$ 。

2.4 换热器热力计算的其他分析方法简介

前面介绍的换热器热力计算方法称为平均温度差法（LMTD 法）。除 LMTD 法外，换热器的热力计算分析还有三种其他不同的方法，即： ϵ -NTU； P -NTU_i 和 Ψ - P 法。LMTD 法和 ϵ -NTU 法是日前用得较多的计算方法。这两种方法都可用于设计计算和校核计算，对设计计算来说，这两种方法的计算工作量差不多，但采用 LMTD 法可以从求出的温差修正系数 F_T 值的大小，来判断所布置的换热器流动形式是否合理与逆流布置的差距程度，从而有助于流动形式的选择。对校核计算来说，两流体的出口温度是未知数，两种计算方法都必须采用逐次逼近法，即先假设两流体的出口温度，按校核计算步骤进行反复试算，直至满足所要求的精确度为止。在采用 LMTD 法进行校核计算时， Δt_m 和 K 值都随终温变化而变化， Δt_m 受终温影响较大，而 K 受到的影响较小，当假设的两流体的终温与实际值相差较大时，进行试算的次数较多。而采用 ϵ -NTU 法时，假设的终温仅用来计算值 K ，因此试算的次数较少。如果总传热系数值 K 已知，则用 ϵ -NTU 法可直接求得结果，要比用 LMTD 法简便得多。

ϵ -NTU 法的一个缺点就是必须注意哪一侧流体是 $(mc_p)_{\min}$ 流体。对管壳式换热器的各种流动方式的计算，当壳程流体为 $(mc_p)_{\min}$ 流时的 ϵ -NTU 表达式同管程流体为 $(mc_p)_{\min}$ 时的 ϵ -NTU 表达式完全不同。为了避免可能出现的错误和混乱，根据 $(mc_p)_i$ 而不是 $(mc_p)_{\min}$ 对 ϵ 、NUT 重新定义并分别称为 P 、 R 和 NUT_i ，可得到 P -NTU 法。 P 称为温度热效率或热效率， R 称为热容率比。

如前所述，LMTD 法和 ϵ -NTU 法在换热器的热力计算过程中都有一定的局限性。特别是通过 LMTD 法进行校核计算和通过 ϵ -NTU 法进行设计计算选型（多程管壳式换热器）时，都必须使用试算的方法，这给设计带来很大的不便。Mueller^[25,26] 提出了一种既综合了 LMTD 法和 ϵ -NTU 法中的全部变量又没有这两种方法进行手算时所产生的麻烦的新方法。在这种方法中，引入了一个新的无量纲参数 Ψ ，这种方法称为 Ψ - P 法， Ψ 为平均温度差与冷热流体进口温度的差值。表 1-3-5 给出了四种不同计算方法的无量纲组参数

之间的通用函数关系式、由无量纲参数定义的基本方程以及换热器的总传热量的计算式。表 1-3-6 给出了不同方法中的无量纲参数之间的关系式。由上述两个表可以看出：每种方法存在三个无量纲参数，并且每两个方法的无量纲参数之间存在一定的对应关系，只是方程的最终表达式不一样而已。因此，只要换热器设计计算或校核计算要求的精度相同，无论采用哪一种方法进行计算，最终的结论是相同的。本书未介绍的另外三种分析计算方法可参见文献[28, 29]。

表 1-3-5 LMTD、 ϵ -NTU, P -NTU_t 和 Ψ - P 方法的无量纲参数及通用函数式

LMTD 方法	ϵ -NTU 方法
$Q = KAF_T \Delta t_{lm}$ $LMTD = \Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)}$ $\Delta t_1 = T_{h,i} - T_{c,o}, \Delta t_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$ $F_T = f(P, R', \text{流动方式})$ $P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}, R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$ $F_T = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{lm}}$ Δt_{lm} ——逆流时的平均温度差	$Q = \epsilon (mc_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$ $\epsilon = f(\text{NTU}, C^*, \text{流动方式})$ $\epsilon_h = \frac{\text{实际传热量 } Q}{\text{最大可能的传热量 } Q_{\max}} = \frac{m_2 c_{p2} (T_{h,i} - T_{h,o})}{m_2 c_{p2} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$ $\epsilon_c = \frac{m_1 c_{p1} (T_{c,o} - T_{c,i})}{m_1 c_{p1} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$ $NTU = \frac{KA}{(mc_p)_{\min}} = \frac{1}{(mc_p)_{\min}} \int_A K dA$ $C^* = \frac{(mc_p)_{\min}}{(mc_p)_{\max}}$
P -NTU _t 方法 ^[28]	Ψ - P 方法 ^[28]
$Q = P (mc_p)_s T_{s,i} - T_{t,i} $ $P = f(\text{NTU}_t, R, \text{流动方式})$ $P = \frac{T_{t,o} - T_{t,i}}{T_{s,i} - T_{t,i}}$ $NTU_t = \frac{KA}{(mc_p)_s} = \frac{ T_{t,o} - T_{t,i} }{\Delta t_m}$ $R = \frac{(mc_p)_t}{(mc_p)_s} = \frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{T_{t,o} - T_{t,i}}$	$Q = KA\Psi (T_{h,i} - T_{c,i})$ $\Psi = f(P, R, \text{流动方式})$ $\Psi = \frac{\Delta t_m}{T_{h,i} - T_{c,i}}$ $P = \frac{T_{t,o} - T_{t,i}}{T_{s,i} - T_{t,i}}$ $R = \frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{T_{t,o} - T_{t,i}}$

注：下标 i 表示进口，o 表示出口；s 表示壳程，t 表示管程；h 表示热流体，c 表示冷流体。

表 1-3-6 LMTD、 ϵ -NTU, P -NTU_t 和 Ψ - P 方法的无量纲参数之间关系

$P = \frac{(mc_p)_{\min}}{(mc_p)_t} = \begin{cases} \epsilon & \text{当 } (mc_p)_t = (mc_p)_{\min} \text{ 时} \\ \epsilon \cdot C^* & \text{当 } (mc_p)_t = (mc_p)_{\max} \text{ 时} \end{cases}$	
$R = \frac{(mc_p)_t}{(mc_p)_s} = \begin{cases} C^* & \text{当 } (mc_p)_t = (mc_p)_{\min} \text{ 时} \\ 1/C^* & \text{当 } (mc_p)_t = (mc_p)_{\max} \text{ 时} \end{cases}$	
$NTU_t = NTU \frac{(mc_p)_{\min}}{(mc_p)_t} = \begin{cases} NTU & \text{当 } (mc_p)_t = (mc_p)_{\min} \text{ 时} \\ NTU \cdot C^* & \text{当 } (mc_p)_t = (mc_p)_{\max} \text{ 时} \end{cases}$	
$F_T = \frac{1}{NTU(1-C^*)} \ln \left(\frac{1-C^*\epsilon}{1-\epsilon} \right) \xrightarrow{C^*=1} \frac{\epsilon}{NTU(1-\epsilon)}$	
$F_T = \frac{1}{NTU(1-R)} \ln \left(\frac{1-RP}{1-P} \right) \xrightarrow{R=1} \frac{P}{NTU(1-P)}$	
$\Psi = \frac{\epsilon}{NTU} = \frac{P}{NTU_t} = \frac{F_T P (1-R)}{\ln[(1-RP)/(1-P)]} \xrightarrow{R=1} F_T (1-P)$	

3 贝尔-台华(Bell-Delaware)详细设计法

贝尔-台华法管壳式换热器的设计解释如下：

贝尔-台华法设计流程图示于图 1-3-25。

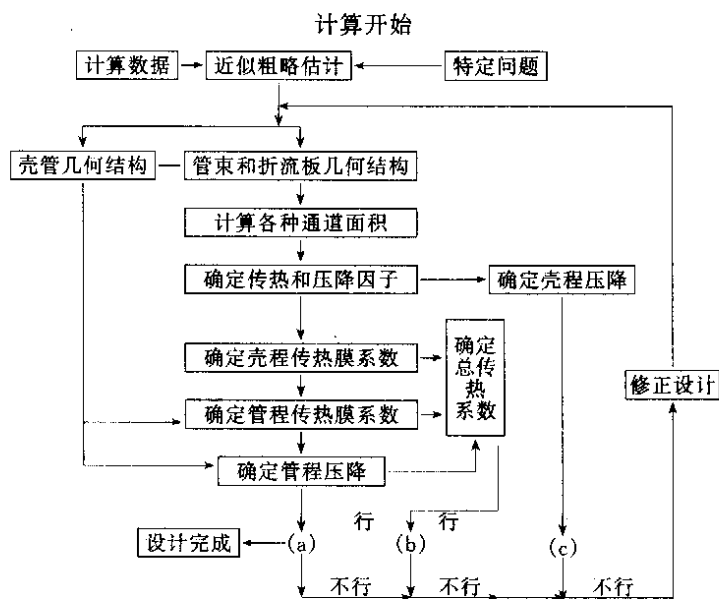


图 1-3-25 管壳式换热器(STHE)详细设计流程图

(a) $\Delta p_t \leq$ 允许压力; (b) 换热器计算面积与所需面积的比较; (c) $\Delta p_s \leq$ 允许压力

3.1 几何参数的计算

确定了壳体内径和管长以后, 下一步是计算其几何参数, 诸如:

- (1) 折流板和管束几何参数;
- (2) 壳程流动截面积;
- (3) 对不同的流动面积计算其不同的校正因子。

不同几何参数的计算在贝尔-台华法中称之为辅助计算, 这些在计算壳程传热膜系数和压降时是必要的。辅助计算包括以下几个步骤。

3.1.1 数据的输入

贝尔-台华法假定壳程流体的流率和进、出口温度 (以及气体和蒸汽压力) 都是指定的, 因而壳程流体密度、粘度、导热率和比热等均可知。该方法同时假定壳程下列几何结构参数所必须的和至少的数据组也是已知的或是指定的。

- (1) 管外径 d ;
- (2) 管束布置图 θ_{ip} ;
- (3) 壳体内径 D ;
- (4) 壳程管束外径限 D_{out} ;
- (5) 换热器有效管长 (两管板间) L_{ii} ;
- (6) 折流板切口 B_c , 为壳内径 D_c 的百分数;
- (7) 中间各折流板间跨长 L_{bc} (如进、出口折流板间 L_{bi} 和 L_{bo} , 不同于 L_{bc} 时, 则也要计算);
- (8) 每侧旁路 (密封) 挡板数 N_{ss} (即 c 流路旁路挡板对数)。

据上述一些几何参数, 对其他的壳程一些几何参数, 就可以由本节以下的方法给出或计算出 (假定 TEMA 标准中都包括了这些壳程结构的有关细节时)。

3.1.2 壳程参数

- (1) 管束与管体间间隙 L_{bb} ——合适的管束选择是根据使用者的需求, 其计算根据下列方程:
对固定管束式换热器

$$L_{bb} = 12.0 + 0.005D_s \text{ mm} \quad (D_s \text{ —— 壳体内径})$$

- 对 U 型管式换热器

$$L_{bb} = 12.0 + 0.053D_s \text{ mm}$$

(2) 管束直径 (D_{out}) 由下列方程计算

$$D_{out} = D_s - L_{bb} = D_{out} + d$$

(3) 壳长 按总的额定管长 L_{to} , 由下列确定

$$L_{to} = L_{ta} + 2L_{ts}$$

式中 L_{ts} ——管板厚度 (计算时最初可假定为 25.4mm);

L_{ta} ——两管板间换热管长度 (图 1-3-26);

d ——传热管外径。

(4) 中间区段折流板跨距 L_{bc}

(5) 在计算总的横流流道和折流板缺口绕转区流道时需要先知道折流板数量 N_b , 由

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1$$

式中 L_{ti} , L_{bc} 分别为换热管总长和中间区段折流板跨距, L_{ti} 定义如图 1-3-26。

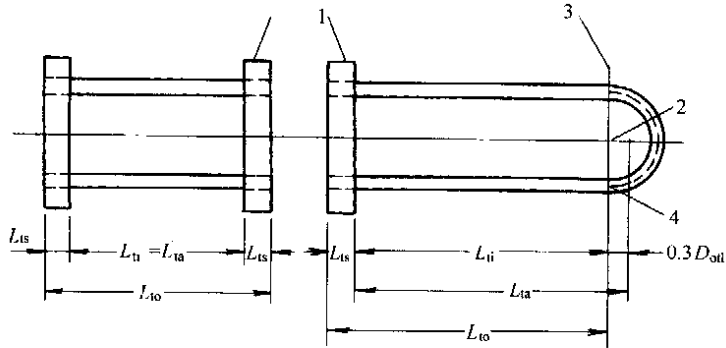


图 1-3-26 管长定义图

1—管板; 2—U 弯头弯曲半径; 3—折流板; 4—U 弯头直臂段

最初, 假定折流板跨距 L_{bc} 是均匀的, 它等于壳径 D_s 。为确定 L_{ti} , 必须知道管板厚度。如果没有可利用的换热器图时, 则管板厚度 L_{ts} 可粗略的确定为 $L_{ts} = 0.1D_s$, 并限定为 25mm 内, 不然的话, 可按 TEMA 标准假定的最小管板厚度。除了 U 型管外, 所有各类管束, $L_{ti} = L_{to} - 2L_{ts}$, 而对 U 型管束, L_{to} 为额定管长 ($= L_{ti} + L_{ts}$)。将折流板数圆整为最小的整数值, 那么准确的中心区段折流板跨长就可以计算出:

$$L_{bc} = \frac{L_{ti}}{N_b + 1}$$

3.1.3 辅助计算逐步计算步骤

第 1 步: 折流板缺口计算

参见图 1-3-27, 该图揭示了弓形折流板几何结构与管阵管束布置的关系。计算折流板缺口中心角 θ_{ds} 和折流板切口上部中心角 θ_{ct} 。 θ_{ds} 是折流板切口与壳内壁相交的所对应的中心张角, 如图 1-3-27 所示, 可由下式计算:

$$\theta_{ds} = 2\cos^{-1} \left(1 - 2B_c/100 \right)$$

θ_{ct} 是折流板切口与管束直径相交的相对应的中心张角, 如图 1-3-27 所示, 可由下式计算:

$$\theta_{ct} = 2\cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ct}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right]$$

第 2 步: 壳程横流面积 S_m

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ct}}{L_{tpeff}} (L_{tp} - d) \right]$$

其中

$$L_{bb} = D_s - D_{out}$$

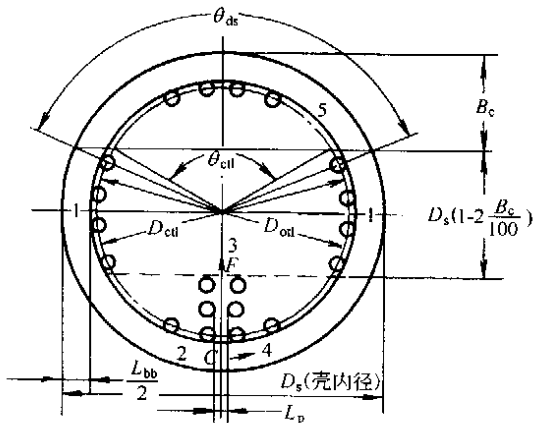


图 1-3-27 弓形折流板几何结构参数图

1—旁路挡板位置; 2—宽度为 L_p 的 F 流路旁路流道;

3—F 流路; 4—C 流路; 5—弓形折流板切口

$$D_{\text{ctl}} = D_{\text{out}} - d$$

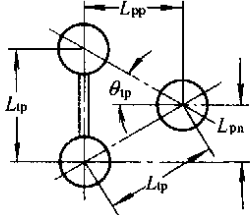
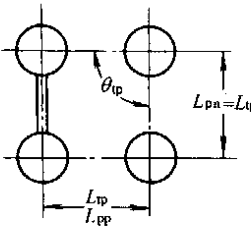
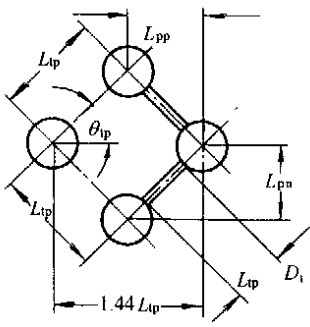
$$L_{\text{tp eff}} = L_{\text{tp}} \quad (30^\circ \text{和 } 90^\circ \text{角布置})$$

$$= 0.707L_{\text{tp}} \quad (45^\circ \text{错排布置})$$

$$L_{\text{tp}} = \text{管节距}$$

管束布置的基本参数如表 1-3-7。

表 1-3-7 管束布置的基本参数

流 向	θ_{tp}	L_{pn}	L_{pp}
	30°	$0.5L_{\text{tp}}$	$0.866L_{\text{tp}}$
	90°	L_{tp}	L_{tp}
	45°	$0.707L_{\text{tp}}$	$0.707L_{\text{tp}}$

第 3 步：折流板缺口区流通截面

在折流板缺口区没有管子时的缺口区总流通截面为 S_{wg}

$$S_{\text{wg}} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(\frac{\theta_{\text{ds}}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{\text{ds}}}{2\pi} \right)$$

由中心角和折流板总缺口面积计算折流板缺口管子所占截面分率 F_w ，以及纯横流面积 F_c ，也即如图相邻两折流板切口顶端之间距离即为 $D_s [1 - 2(B_c/100)]$ 的面积，即：

$$F_c = 1 - 2F_w$$

式中 F_w ——折流板缺口区管子所占截面的分率。

$$F_w = \frac{\theta_{\text{ctl}}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{\text{ctl}}}{2\pi}$$

为管子所占的弓形折流板缺口面积 S_{wt} 由下式表示：

$$S_w = N_{tw} \frac{\pi}{4} d^2$$

$$= N_t F_w \frac{\pi}{4} d^2$$

折流板缺口区管数 N_{tw} 为:

$$N_{tw} = N_t F$$

通过一块折流板缺口区的净横流截面 S_w 是由总横流截面 S_{wg} 减去管子所占的截面积 S_{wt} 所得。

$$S_w = S_{wg} - S_{wt}$$

第4步: 计算折流板缺口区当量水力直径 D_w

这在 $Re < 100$ 计算层流压降时是必须知道的。由经典的水力直径定义计算, 即4倍缺口横截面积 S_w 除以流动湿润周长, 也即

$$D_w = \frac{4S_w}{\pi d N_{tw} + \pi D_s \theta_{ds} / 2\pi}$$

第5步: 有效横流管排数 N_{tc} 和折流板缺口区管排数 N_{tcw}

在一横流截面中横流的有效管排数, 也即在相邻2块折流板顶端间的管排数 N_{tc} 为:

$$N_{tc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right)$$

式中 L_{pp} ——流动方向的有效管排距离, 在表 1-3-7 中给出。

跨越折流板缺口区的有效管排数 N_{tcw} 为:

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[\frac{D_s D_c}{100} - \frac{D_s - D_{ct}}{2} \right]$$

第6步: 管束与壳体间的C流路和F流路旁路面积参数 S_b 和 F_{sbp}

一个折流板内的管束与壳体间的旁路面积 S_b 为:

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{od} + L_{pl})$$

式中 L_{pl} ——因管程分程隔板(分程隔板宽, 也即分程隔板二边二排管壁之间间距 L_p 而导致壳程流体旁路的F流路)流道宽, 对于指标设计单管程, $L_{pl} = 0$; 对于多管程的计算, L_{pl} 为 P_1 的一半, 为估计起见, 可假定 $L_p = d$ (d —管子外径)。

为计算壳程传热旁路校正因子 J_b 和旁路阻力校正因子 R_b , 要用到的旁路面积分率, 即 S_b 对总横流面积 S_m 之比, 表示为 S_{sbp} , 由下式计算:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m}$$

第7步: 每一块折流板壳体与折流板间的(E流路)泄漏面积 S_{sb}

这是用以计算泄漏效应参数传热因子 J_l 和阻力因子 R_l 的参数, 在壳体内直径 D_s 与折流板直径 D_b 间的直径间隙 L_{sb} 为:

$$L_{sb} = 3.1 + 0.004 D_s$$

在为折流板所占有的圆弧形弓形区内, 壳体与折流板间的泄漏面积计算为:

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left(\frac{2\pi - \theta_{ds}}{2\pi} \right)$$

第8步: 每一块折流板上的管子与折流板管孔间的A流路泄漏面积 S_{tb}

这也是计算传热泄漏校正因子 J_l 和泄漏阻力校正因子 R_l 所必须知道的, 该总的泄漏面积为:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - d^2] N_t (1 - F_w)$$

式中 L_{tb} ——管外径与折流板孔间的直径间隙, TEMA 标准规定推荐为管径和折流板跨距的函数, 其值为 0.8 或 0.4。

第9步: 计算壳程横流速度 U_s

可由壳程质量流率 M_s 计算得:

$$U_s = \frac{M_s}{\rho_s S_m}$$

式中 ρ_s ——壳程流体质量密度。

上式是贝尔法计算壳程的横流速度，由于 TEMA 标准中给出的流动诱发振动系基于 Tinker 的横流速度，故将 Tinker 的横流速度算法亦列于附录中。

3.2 壳程传热与压降修正因子

(1) 传热校正因子

在贝尔-台华中，每一个流路的流率由其相应的流路流动截面和流阻来计算。可对理想的壳程横流管束传热膜系数通过其每一流路的校正因子来加以修正，故壳程传热膜系数 h_s 为：

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_s J_r$$

式中 h_i ——理想管束纯横流下壳程传热膜系数；

J_c ——折流板切口和跨距校正因子，用以表达因壳程折流板切口效应时理想横流传热膜系数 h_i 的修正；

J_l ——壳流泄漏效应校正因子，包括壳体对折流板（E 流路）和管子对折流板的泄漏（A 流路）；

J_b ——管束 C 流路和 F 流路旁路校正因子；

J_s ——管束进口区和出口区跨距与中间区不同的校正因子；

J_r ——层流时逆向传热温差校正因子。

所有这些校正因子的综合效应对一个合理的好的管壳式换热器设计，典型的是在 0.6 数量级，也即换热器平均壳程传热膜系数为相应理想横流管束计算值的 60%，该值即为在 1933 年 Mcadams 所建议值，已作为首屈一指的规律。

(2) 压降校正因子

压降校正因子包括以下几项

a. 管束旁路效应校正因子 R_b ；

b. 折流板泄漏效应校正因子 R_l ；

c. 进口段和出口段跨距与中间段跨不可同的不等跨长校正因子 R_s 。

(3) 确定传热和压降校正因子的逐步法计算步骤（续 3.1.3 的第 9 步）。

第 10 步：弓形折流板切口校正因子 J_c 。

对于折流板切口范围在 15%~45% 时， J_c 为：

$$J_c = 0.55 + 0.72F$$

对于弓形缺口区不布管（NTIW）的设计， $J_c = 1.0$ ，对于小的折流板缺口， $J_c = 1.25$ ，而对于非常大的折流板缺口， $J_c \approx 0.52$ 。对于液体的壳程换热器，良好的设计可达到 $J_c \approx 1.0$ 。

第 11 步：折流板泄漏效应传热校正因子 J_l 和压降校正因子 R_l

对于二折流板间太靠近的不良设计，会导致与横流相比有过多的泄漏流路流率，由数据曲线拟合得：

$$J_c = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}}$$

$$R_l = \exp[-1.33(1 + r_s)]r_{lm}$$

$$x = [-0.15(1 + r_s) + 0.8]$$

式中 r_s ， r_{lm} ——关联因子。

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}$$

式中 S_{sb} 、 S_{tb} 和 S_m 分别为壳体与折流板间泄漏截面积、管子与折流板间泄漏截面积和管束中心线处横流截面积。

一个好的换热器设计， J_l 应不小于 0.6，合理地应在 0.7~0.9 之间，设计计算如 J_l 太低，必须修改加大折流板跨距、增加管节距，将管束布置改为 90° 或 45° 布置。更佳的是改为双弓形或三弓形折流板，采用 TEMA 标准 J 壳型，或两者结合。典型的流阻校正因子 R_l 在 0.4~0.5 范围，折流板太靠近的短跨距，其值较低。

第 12 步：管束旁路传热校正因子 J_b 和压降旁路校正因子 R_b

必须首先知道下列参数:

- 每块折流板的旁路(密封)挡板对数 N_{ss} ;
- 每两相邻折流板顶端之间的横流管排数 N_{tcc} 。

J_b 关联式为:

$$J_b = \exp\{-C_{bh} F_{sbp} [1 - (2r_{ss})^{1/3}]\}$$

其中 $C_{bh} = 1.25$, 层流, $Re_s \leq 100$, 在 $r_{ss} \geq 0.5$ 时, 极限值为 $J_b = 1$, $C_{bh} = 1.35$, 湍流和过渡流, $Re_s > 100$ 。

R_b 的表达式为:

$$R_b = e^{\{-C_{bh} F_{sbp} [1 - (2r_{ss})^{1/3}]\}}$$

其中

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}}$$

其极限值为: $R_s = 1$ ($r_{ss} > 0.5$ 时)

$$C_{bp} = 4.5 \text{ (层流, } Re_s \leq 100)$$

$$C_{bp} = 3.7 \text{ (湍流和过渡流, } Re_s > 100)$$

对于壳体与管束间间隙相对小时, J_b 约为 0.9; 对于可抽式浮头的结构, 其间隙要大得多, J_b 约为 0.7, 采用旁路(密封)挡板可以改善 J_b 值。

典型的 R_b 值, 在 0.5~0.8 范围, 取决于换热器的结构类型和旁路(密封)挡板条对数, 可抽式浮头, 只有 1~2 对旁路挡板, R_b 值较低, 对于固定管板式换热器, R_b 较高。

第 13 步: 层流下逆向传热温差校正因子 J_r 。

- J_r 只是在壳程雷诺数 < 100 时才考虑, 只有在深度层流 $Re_s < 20$ 时 J_r 要由下式求出:

$$J_r = \frac{1.51}{N_c^{0.18}}$$

式中 N_c ——壳体内总的横向管排数。

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1)$$

- Re_s 在 20~100 时, 由线性规律可得:

$$J_r = \frac{1.51}{N_c^{0.18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80}\right) \left(\frac{1.51}{N_c^{0.18}} - 1\right)$$

- 其极限为: $J_r = 0.400$, $Re_s \leq 100$

$$J_r = 1, \quad Re_s > 100$$

第 14 步: 非等跨(进口, 出口区段)传热校正因子 J_s 。

图 1-3-28 表示了换热器进、出口跨长 L_{bi} 和 L_{bo} 示图, 并与式中间跨距 L_{bc} 比较。

$$J_b = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)}$$

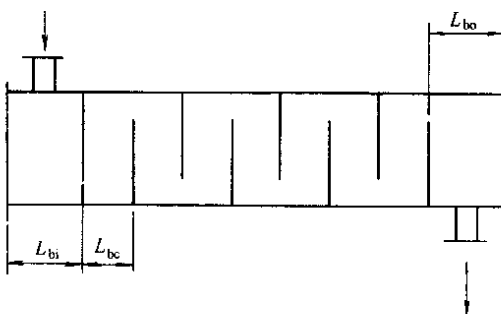


图 1-3-28 典型的折流板间距布置示图

其中 $L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}}$, $L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}}$

J_s 一般都在 0.85~1.0 间, 如 $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ 或 $L_i^* = L_o^* = 1.0$, 则 $J_s = 1.0$ 。对于湍流 $n = 0.6$ 和对于 $L^* > 2$ 的设计视为差的设计, 特别是加上当折流板数又很少, 即低的 N_b 值时; 这时可采用环形流体进口分布器或采用其他的措施。Tinker 提出了进、出口端区的增加效率的典型布置结构。对于层流, 校正因子 J_s 为湍流条件下计算值和 1 之间的 1/2 值。

第 15 步: 进出口区段与中间段不等跨压降校正因子 R_s 。

$$R_s = \left(\frac{1}{L_i^*}\right)^{2-n} + \left(\frac{1}{L_o^*}\right)^{2-n}$$

层流时 $Re_s < 100$, $n = 1$; 湍流时 $n = 2$ 。

a. $L_{bc} = L_{bo} = L_{bi}$ 时, $R_s = 2$

b. 对于合理的极限情况下, $L_{bi} = L_{bc} = 2L_{bc}$, $R_s = 1.0$ (层流); $R_s = 0.573$ (湍流)

c. 对于典型的 U 型管, $L_{bc} = L_{bc}$, 且 $L_{bo} = 2L_{bc}$, $R_s = 1.5$ (层流); $R_s = 3.0$ (湍流)

3.3 壳程传热膜系数和压降

3.3.1 壳程传热膜系数

(1) 计算壳程质量流速 G_s 、雷诺数 Re_s 和普兰特数 Pr_s

$$G_s = \frac{M_s}{S_m} \quad \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$Re_s = \frac{dG_s}{\mu_s}, \quad Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{R_s}$$

式中 μ_s 、 C_{ps} 、 R_s 和 M_s 分别为壳程流体动力粘度、定压比热容、导热系数和质量流率。

(2) 计算壳程理想传热膜系数 h_s

$$h_s = J_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n / Pr_s^{2/3}$$

J_i 是壳程理想 Coulburn 传热因子 (也称 J 因子) 可由贝尔-台华管束布置和节距典型曲线近似求得。例如, 管径 $d = 19.05\text{mm}$ 。节距为 25.4mm 以及排列布置角 $\theta_{tp} = 30^\circ$ 时, 贝尔 J_i 拟合曲线为:

$$J_i = 1.73 Re_s^{-0.694}, \quad 1 \leq Re_s < 100$$

$$J_i = 0.717 Re_s^{-0.574}, \quad 100 \leq Re_s < 1000$$

$$J_i = 0.236 Re_s^{0.346}, \quad 1000 \leq Re_s$$

$(\phi_s)^n$ 项为粘度校正因子, 是考虑流体主体平均温度下粘度对管壁温下粘度的校正值, 即:

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

如壳程流体被加热, 则 $\phi_s > 1$, 壳程流体被冷却时, $\phi_s < 1$ 。为了确定 μ_w , 必须先确定壁温 T_w , 可由下列管内传热膜系数 h_i 和壳程传热膜系数 h_s 近似值来估计:

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + h_i/h_s}$$

式中 $T_{s,av}$ 和 $T_{t,av}$ 分别为壳体金属温度和管子金属温度平均值, 两者均是分别为壳程和管程进口、出口流体算术平均温度; TEMA 标准中给出了计算平均金属温度的精确计算值。对于气体, 粘度是温度的弱函数, 校正因子 ϕ_s 为:

气体被冷却: $(\phi_s)^n = 1.0$

气体被加热: $(\phi_s)^n = \left[\frac{(T_{s,av} + 273.15)}{(T_w + 273.15)} \right]^{0.25}$

对于气体被加热, 壁温 T_w 常常是高过 $T_{s,av}$ 值, 故校正因子 < 1.0 。于是壳程传热膜系数为

$$h_s = h_i J_c J_i J_j J_s J_t J_r$$

3.3.2 壳程压降

贝尔-台华法壳程压降包括了流体进、出口段压降和中间区段压降, 采用不同的校正因子。总壳程压降校正因子 Δp_s 包括管束横流压降 Δp_c , 弓形折流板缺口区压降 Δp_w 以及进口、出口段压降 Δp_e 。

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e$$

壳程压降的各个区段均在图 1-3-29 中示意表示出, 横流压降和进、出口区压降的理想值由下式来求出:

$$\Delta p_{b,i} = 2 f_s N_{tcc} \frac{G_s^2}{g_c \rho_s} (\phi_s)^{-n}$$

式中摩擦因子 f_s 可由贝尔-台华法的与管束布置和节距相关的曲线近似求得, 例如, 对管径 $d = 19.05\text{mm}$, 节距 25.4mm 以及排列布置角 ϕ_{tp} 时, 贝尔曲线给出:

$$f_s = \frac{52}{Re_s} + 0.17, \quad 1 \leq Re_s < 500$$

$$f_s = 0.56 Re_s^{-0.14}, \quad 500 \leq Re_s$$

下面来计算各项壳程压降 (图 1-3-29), 而后计算壳程总传热系数。

(1) 中间横流段压降受到壳程旁流和泄漏流的影响, 为此, 其所有中间各段内部横流压降总和为:

$$\Delta p_c = (N_b - 1)(\Delta p_{bi} R_b R_e)$$

(2) 进、出口区压降受到旁流影响, 但不受泄漏流影响, 其跨距与中间区段不同。

$$\Delta p_e = 2(\Delta p_{b,i}) \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b$$

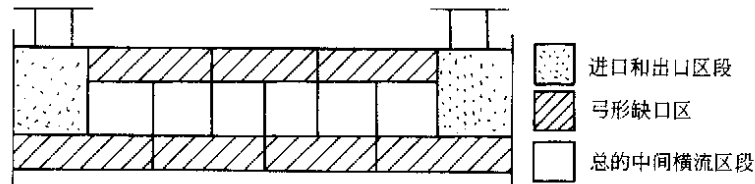


图 1-3-29 TEMA 标准 E 壳型壳程压降区段示意图

(3) 弓形缺口区压降受泄漏流影响, 但不受旁路影响, 因此, 所有的缺口区总压降为: $\Delta p_w N_b R_e$

$Re_s \geq 100$ 时,

$$\Delta p_w = \frac{(2 + 0.6 N_{tcw}) G_w^2}{2 g_c \rho_s}$$

$Re_s < 100$ 时,

$$\Delta p_w = \frac{26 G_w h_s}{g_c \rho_s} \left(\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - d} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right) + 2 \frac{G_w^2}{g_c \rho_s}$$

式中 G_w —— 弓形缺口质量流速。

$$G_w = \frac{M_s}{\sqrt{S_m S_w}}$$

以上各项压降总和, 包括从进口接管到出口接管壳程压降为:

$$\Delta p_s = [(N_b - 1)(\Delta p_{bi} R_b) + N_b(\Delta p_w)] \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_s R_b$$

典型的换热器壳程实际总压降是没有折流板和管束旁路效应时相应计算所得的 20% ~ 30% 的数量级。

3.4 管内传热膜系数和压降

3.4.1 管内传热膜系数

(1) 计算中心管程质量流速 G_i 、雷诺数 Re_i 和普兰特数 Pr_i :

$$G_i = \frac{M_i}{A_i} \quad (\text{单管程})$$

$$G_i = \frac{M_i}{A_i / N_p} \quad (N_p \text{ 管程})$$

式中 A_i —— 管程流通截面, $A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_i$;

d_i —— 管内径;

N_p —— 管程数;

N_i —— 管数。

$$Re_i = \frac{G_i d_i}{\mu_i}, \quad Pr_i = \frac{\mu_i G_{pr}}{R_i}$$

(2) 计算管内传热膜系数 h_i : 当管内雷诺数 $Re_i \leq 2100$ 时, 管内传热膜系数可由 Sieder-tate (1936) 粘性液体加热或冷却时经验方程计算:

$$\frac{h_i d_i}{k_i} = 1.68 \left[Re_i Pr_i \frac{d_i}{L} \right]^{0.5} Pr_i^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

当 Grashof 准数 $Na_t > 25000$ 时, 由方程式计算值必须对由于自然对流效应而增加了的传热加以校正, 而乘

以下列值:

$$0.8 (1 + 0.015 Na_t^{1/3})$$

$$Na_t = \beta \Delta t d_i^2 \rho_i^2 g_c / \mu_t^2$$

式中 β —— 体积热膨胀系数;

Δt —— 温差;

ρ_i —— 管内流体密度;

g_c —— 重力加速度;

μ_t —— 流体主体温度下的动力粘度。

当 Re_t 超过 10000 湍流下, 则由下式确定管内传热膜系数。

MCAAdams 对 Sieder-Tate 方程修正为:

$$\frac{h_t d_i}{R_t} = 0.027 Re_t^{0.8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

在 $Re_t = 2100 \sim 10000$ 的中间区, 传热膜系数关系不是直线关系, 图 1-3-30 可用 Sieder-Tate 关系找管内传热膜系数。

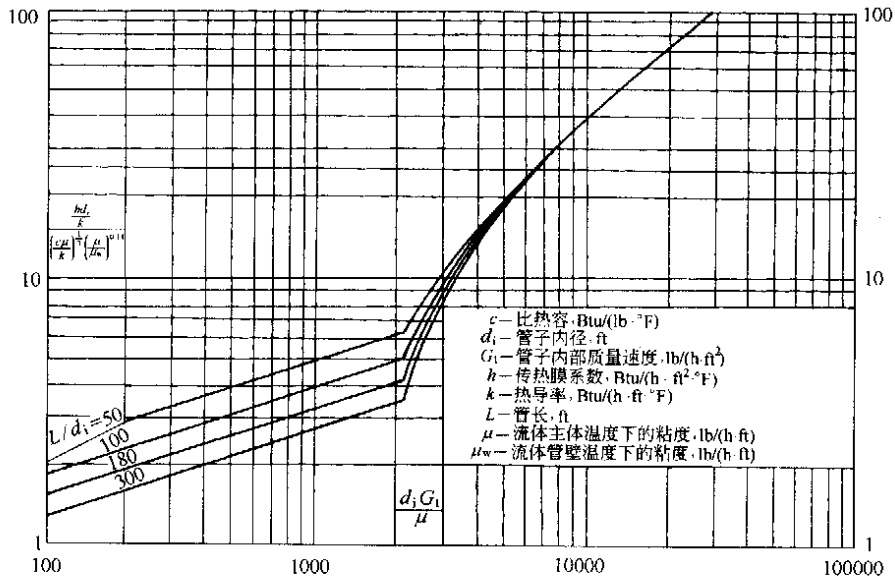


图 1-3-30 管内传热膜系数图

Cokbrn 方程

$$\frac{h_t d_i}{k_t} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^{0.4} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Dittus-Boelter 方程

$$\frac{h_t d_i}{R_t} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^n$$

式中 $n = 0.4$ (加热), $n = 0.3$ (冷却)。

在 Re 为 2100~10000 中间区时, 传热膜系数不是直线关系, 在该区段 Kern 推荐采用下式:

$$\frac{h_t d_i}{k_t} = 0.116 [Re_t^{2/3} - 125] \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

3.4.2 管内压降和管程压降

管内压降通常采用 Weisbach-Darcy 方程计算

$$\Delta p_t = f_t \left(\frac{L}{d_i} \right) \frac{G_t^2}{2g_c \rho_t} (\phi_t)^r$$

式中 $(\phi_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14}$, $Re_t > 2100$;

$$(\phi_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.25}, Re \leq 2100;$$

L ——管长;

d_i ——管内径;

ρ_t ——管内流体质量密度;

G_t ——管内流体质量速度;

f_t ——管内壁摩擦因子。

管程总压降为每根管压降乘以管数，多管程压降还要乘以管程数。

(1) 管程压降

(1.1) 接管压降 Δp_n ，为进口接管压降 $\Delta p_{n,i}$ 和出口接管压降 $\Delta p_{n,e}$ 之和

$$\Delta p_n = \frac{1.5 G_n^2}{2 g_c \rho_t}$$

(1.2) 接管进出口处突然收缩和扩大时压降 $\Delta p_{c,e}$

$$\Delta p_{c,e} = \frac{G_t^2}{2 g_c \rho_t} (K_c + K_e) N_p$$

式中 K_c 和 K_e ——管进、出口突然收缩和膨胀压降系数。

(1.3) 通过管束的压降 Δp_t

$$\Delta p_t = \frac{f_t L_{tp} G_t^2 N_p}{2 g_c \rho_t d_i} \frac{1}{(\phi_t)^r}$$

(1.4) 多管程流体在程间转弯时压降 Δp_r

$$\Delta p_r = \frac{4 N_p G_t^2}{2 g_c \rho_t}$$

(1.5) 总管程压降 Δp_t :

$$\Delta p_t = \frac{G_t^2}{2 g_c \rho_t} \left[\frac{1.5}{N_p} + \frac{f_t L_{tp}}{d_i} \frac{1}{(\phi_t)^r} + k_c + k_e + 4 \right] N_p$$

(2) 确定管程范宁 (Fanning) 摩擦因子 f_t

范宁摩擦因子 f_t 只与管内 Re_t 有关，光管层流下的 f_t 值可由熟知的 Hagen-Poiseuille 方程得出。

层流时，

$$f_t = \frac{64}{Re_t}$$

湍流时，由 Rlasiar 经验方程得出：

$$f_t = \frac{0.3164}{Re_t^{0.25}}$$

该式直至 Re_t 高达 10000000 时都正确的。另一个确定 f_t 的方程式，在 $Re_t = 10000 \sim 120000$ 时为：

$$f_t = \frac{0.184}{Re_t^{0.2}}$$

计算总传热系数 U ，计算传热面积 A_0 。将计算结果与规定值比较，将管内管外计算的传热膜系数和压降与规定值比较，若能匹配，则设计完成。若不然，则需用新的设计参数作重新计算。有时，即使经多次的调整和计算，下列的一些参数仍有可能达不到规定的要求限内：

- a. 传热系数；
- b. 压降；
- c. 传热温度推动力；
- d. 污垢因子。

Tabolek 提出了不同措施以克服上述参数的限制。对于受传热限制的情况，可利用允许压降效率；这时传热膜系数可以藉增加流速来提高，这可改变折流板跨距，改变管程数等等。注意到增加传热膜系数也会同时增加压降，对于固有的低传热膜系数，例如层流或低压气体，对于这些设计应特别注意。对于受压降限制的情况，可以试用其他的设计方案：

- a. 双弓形或多弓形折流板；
- b. 用 TEMA J 或 X 型壳型；

- c. 减小管长;
- d. 加大管间距;
- e. 改变管束排列布置方式;

f. 对于受传热温差推动力限制时, 采用不同壳型和程数以改善对数平均温差校正因子。对于污垢限制的情况, 这就牵涉到在设计时要保证污垢增长的抑制因数(或)考虑周期性的清洗。

贝尔-台华法虽然在公开文献中通常认为是最好的设计方法, 但不是很精确。Palen 等比较了贝尔-台华法、流路分析法和 Tinker 法几种方法的流体动力性能预测误差。

附录 Tinker 法参考横流速度的计算

Tinker 法参考横流速度由下式计算:

$$U_s = \frac{F_h M_s}{M A_x \rho_s}$$

- 式中 A_x ——管束极限内的横流面积;
 F_h ——通过设备横流截面 A_t 时的流率;
 M —— A_x 的乘积因子;
 M_s ——壳程流体质量流率;
 ρ_s ——壳程流体质量密度。

$$A_x = a_x L_{bc} D_3$$

$$F_h = \frac{1}{1 + N_h \sqrt{s}}$$

$$M = \frac{1}{1 + \frac{0.7 L_{ab}}{D_t} \left[\frac{1}{M_w^{ab}} - 1 \right]}$$

上列式中, 需要计算 N_h 和 M_w 值,

$$a_1 = \frac{D_1}{D_3}$$

对于具有旁路挡板的设备,

$$a_1 = 1 + \left[\frac{D_1 - 1}{D_3 - 1} \right] + 1.5 \left[\frac{D_1 - D_2}{D_t} \right]$$

$$a_2 = \frac{d_B - d}{d}$$

$$a_3 = \frac{D_1 - D_2}{D_1}$$

$$b_1 = \frac{(a_1 - 1)^{1.5}}{a_1}$$

$$b_2 = \frac{a_2}{a_1^{1.5}}$$

$$b_3 = a_3 \sqrt{a_1}$$

a_x 、 a_4 、 a_5 、 a_6 和 M_w 项都取决于管束排列布置, 在下表中给出:

附表 计算流体速度的参数

管子排列角	30°	90°	45°	60°
a_x	$0.97(p-d)/p$	$0.97(p-d)/p$	$1.372(p-d)/p$	$0.97(p-d)/p$
a_4	1.26	1.26	0.90	1.09
a_5	0.82	0.66	0.56	0.61
a_6	1.48	1.38	1.17	1.28
M_w	0.85	0.93	0.80	0.87

注: 60°角取自 TEMA 标准 [3]。

符 号 说 明

- A —壳程总传热面积；
 A_1 —盘-环形折流板换热器盘板与壳体间纵向管束（轴向）流道环弧形空间传热面积；
 A_2 —盘-环形折流板换热器环板中心开口处纵向流道传热面积；
 A_3 —盘-环形折流板换热器横流流道传热面积；
 D_1 —盘-环形折流板的盘径；
 D_2 —盘-环形折流板的环板中间开口（孔口）直径；
 D_m —盘-环形折流板换热器横流面积计算的平均直径， $D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$ ；
 D_s —壳内径；
 d —传热管外径；
 g_c —重力加速度；
 h_1 —相应于 Nu_1 的纵向流传热膜系数；
 h_2 —相应于 Nu_2 的纵向流传热膜系数；
 h_3 —相应于 Nu_3 的横向流传热膜系数；
 K —传热校正系数；
 L —传热管长；
 M —方程式中的乘积因子；
 M_s —壳程质量流率；
 N_t —换热器总数；
 N_{t1} —盘-环形折流板换热器盘形板与壳体间弧环形流道处换热管数；
 N_{t2} —盘-环形折流板换热器环板中央开口处流道的换热管数；
 N_{t3} —盘-环形折流板换热器横流流道处换热管数；
 Nu_1 —计算传热膜系数 h_1 的努歇尔数；
 Nu_2 —计算传热膜系数 h_2 的努歇尔数；
 Nu_3 —计算传热膜系数 h_3 的努歇尔数；
 Pr —普兰特数；
 Re_1 —纵向流流道截面 S_1 处雷诺数；
 Re_2 —纵向流流道截面 S_2 处雷诺数；
 Re_3 —纵向流流道截面 S_3 处雷诺数；
 S_1 —穿过盘形折流板与壳体间弧环形流道纵向流横截面积；
 S_2 —穿过环形折流板中央开口处纵向流流道横截面积；
 S_{k1} —盘形折流板与壳体间弧环形截面积；
 S_{k2} —环形折流板以内的截面积；
 S_q —穿过管束的横流流道截面积；
 S_s —纵向流流道平均截面积， $S_s = \frac{S_1 + S_2}{2}$ ；
 T_b —壳程流体主体流体平均温度；
 T_w —管壁温度；
 U_1 —穿过横截面 S_1 的壳程流速；
 U_2 —穿过横截面 S_2 的壳程流速；
 U_3 —穿过横截面 S_3 的壳程流速；
 μ_s —壳程流体主体平均温度下动力粘度（ $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ ）；
 μ_w —壳程流体壁温下动力粘度（ $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ ）。

4 贝尔-台华法在 E 型以外其他类型管壳式换热器中的应用

台华法最初的建立和发表的公开文献中，多多少少明确地限于用在设计光滑管 E 型管壳结构的，在文献中介绍将扩展到应用其他结构类型中，下面就来介绍这一问题。

(1) 台华法低翅片管中的应用 采用 Brigs 和 Young 与 Briggs, Katy, 以及 Young 的结果，将台华法直接用于这种低翅片管壳式换热器中。正如 Briggs 所指出的 J 因子对低翅片管在 Re 范围约为 2~1000 时略低于光滑管；而在低 Re 范围内则差别较大。低翅片管 J 因子 J_f 同样可由光滑管的 J 因子 J_s 来表示。其中校正因子 K_f 采用文献中值，各 Re 下的近似值为：

Re :	20	70	100	200	400	600	800~1000
K_f :	0.575	0.65	0.675	0.75	0.885	0.975	1.0

低翅片管的摩擦因子，贝尔建议了一个保守值，即是取相应光滑管束的 1.5 倍，而 Taborek 则建议取光滑管束的 1.4 倍。翅片管的修正贝尔-台华法在参考文献中亦做了解释。

(2) 贝尔-台华法在弓形折流板缺口无布管的结构类型中的应用 在计算中，取 $N_{cw}=0$ 和折流板结构校正因子 $J_c=0$ 。要不然的话，该类型的计算对于壳体内全布管的 E 管束来说应是在本质上的不相同。但可建议选取小切口的弓形折流板，以至使这时通过弓型缺口处的自由流动面积就可相应合理地接近于通过该管束本身的自由横流面积。

(3) 贝尔-台华法在 F 壳型中的应用 由于壳程流体在管束中实质上使在纵向折流板上下分隔成为两股流体，这就可以将其所有流动面积比单壳程 E 流道减半。并假定流体经纵向折流板的流动泄漏和热传导为极小（指流体经第一壳程时通过纵向折流板与壳体间间隙不断泄漏到第二壳程，称为流体泄漏；以及第一壳程流体通过纵向折流板的导热将部分热量传递到第二壳程中本身的流体，称为热泄漏。）

(4) 贝尔-台华法在 J 分流型中的应用 贝尔-台华法可以直接在 J 壳型中应用，只要取换热器的一半长度作为一个“单元”的 E 型，并同时取流率的一半。

(5) 贝尔-台华法在双弓形折流板和盘-环形折流板换热器中的应用 按照 Taborek 的意见，贝尔-台华法不能很容易地应用到这些折流板类型，因为在这些换热中的旁路流和泄漏流驱动力要比单弓形折流板的小得多。

5 盘-环形折流板换热器设计计算

在盘-环形折流板管壳式换热器中（图 1-3-31），壳程流体对换热器管束呈交替地做纵向和横向（或错流）流动，这一类型的换热器在一些欧洲国家中获得应用。偶然在热电站的冷油器中亦采用它。有报道，在相同的壳程流体下，其壳程传热膜系数要比单弓形折流板的大 15%。换热器可以卧式或立式安装。

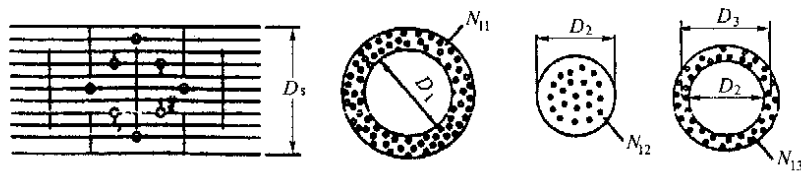


图 1-3-31 盘-环形折流板换热器管束不同区段的流动截面积
 $D_m = 0.5 (D_1 + D_2)$ ，此处 D_1 为环形折流板内径， D_2 为盘形折流板直径

5.1 设计方法

对弓形折流板与壳体间的间隙对传热的效应人们已进行过许多合理和很好的研究，但对盘-环形折流板换热器在文献中却很难找到相应的可资应用的资料，对盘-环形折流板换热器的热力设计方法在公开文献中极小有公开的可用方法报道，值得注意的是 Donohue, Seipcevic, 和 Goyal 等的报道，最近，Ratnasamy 介绍 Donohue 的热力设计方法。本节将介绍 Slipcevic 这一算法。

5.2 Slipcevic 法

设计考虑：以下列出壳程设计指则：

- (1) 盘和环之间的间距通常为壳内径的 20%~45%，不允许 < 15%。

(2) 由于流体流动平行于传热管时的那部分壳程传热膜系数要低于流体垂直于管流动（即横向流动时）的那部分传热膜系数，为此，折流板的间距应是使折流板开口处的速度要高于垂直于管子时的流速。

(3) 应使盘板折流板与壳体间的环形截面积 S_{k1} 等于环形折流板以内的截面积 S_{k2} ，即

$$S_{k1} = \frac{\pi}{4}(D_s^2 - D_f^2)$$

$$S_{k2} = \frac{\pi}{4}D_f^2$$

$$S_{k1} = S_{k2} - D_s^2 = D_f^2 + D_f^2$$

5.2.1 热传递计算

第1步：计算纵向流动面积：

a. 盘形折流板与壳体间环形区流动面积 S_1 ：

$$S_1 = \frac{\pi}{4}(D_s^2 - D_f^2 - N_1 d^2)$$

b. 环形折流板开口处流动面积 S_2 ：

$$S_2 = \frac{\pi}{4}(D_f^2 - N_2 d^2)$$

第2步：计算有效横流面积 S_q ：

$$S_q = L_s \sum X$$

式中 $\sum X$ ——靠近平均直径 $D_m = 0.5(D_1 + D_2)$ 处相邻管之间的净距离之总和，可由作图法（如图 1-3-32 所示）或计算方法来确定。在 S_1 、 S_2 流动面积处管数以及横截面积 S_2 （见以下定义）处管数分别为 N_{t1} 、 N_{t2} ，和 N_{t3} ，见图 1-3-31；

L_s ——换热器管束壳体长度。

第3步：计算盘形折流板与换热器壳体间环形截面处纵向流水力直径 D_{h1} 和环形折流板开口截面处的水力直径 D_{h2} ：

$$D_{h1} = \frac{4S_1}{\pi(N_{t1}d + D_s + D_1)}$$

$$D_{h2} = \frac{4S_2}{\pi(N_{t2}d + D_2)}$$

第4步：Hausen 方程计算流过 S_1 和 S_2 横截面处纵向流传热膜系数：

$$Nu_1 = 0.024 Re_1^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$Nu_2 = 0.024 Re_2^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

其中

$$Nu_1 = \frac{h_1 D_{h1}}{k}$$

$$Nu_2 = \frac{h_2 D_{h2}}{k}$$

$$Re_1 = \frac{U_1 D_{h1}}{\mu_s}$$

$$Re_2 = \frac{U_2 D_{h2}}{\mu_s}$$

式中 U_1 和 U_2 分别为基于截面 S_1 和 S_2 处的流速。

第5步：按 McAdams 湍流范围内流体横流过管束时的传热膜系数 h_3 ：

$$Nu_3 = k Re_3^{0.6} Pr^{0.33} \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.14}$$

式中 $k = 0.33$ （错排管束）和 $k = 0.26$ （直排管束）

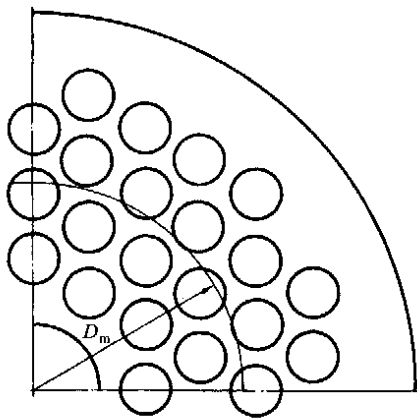


图 1-3-32 计算盘-环形换热器有效横流面积的平均直径 D_m

用横流截面积 S_q 计算流速 U_3 ，而后求 Re_3 ：

$$Re_3 = \frac{U_3 d}{\mu_s}$$

另外，Slipcevic 则建议以相应的横流截面积计算单独管排传热膜系数，再由这些传热膜系数计算平均传热膜系数加权术值。

第 6 步：计算纵向流截面处传热面积 A_1 ， A_2 和横流截面处传热面积 A_3 以及总传热面积 A ：

$$A_1 = \pi d L N_{t1}$$

$$A_2 = \pi d L N_{t2}$$

$$A_3 = \pi d L N_{t3}$$

其中

$$N_{t3} = N_{t2} - (N_{t1} + N_{t2})$$

$$A = A_1 + A_2 + A_3 = \pi d N_t L$$

第 7 步：计算相应于整个传热面积 A 的壳程传热膜系数：

$$h = \frac{h_1 A_1 + h_2 A_2 + h_3 A_3}{A}$$

5.2.2 壳程压降

壳程压降按 Slipcevic 压降计算。盘-环形折流板换热器的缺点，该换热器其不足之处包括以下几点：(1) 所有固定折流板的拉杆都包含在管束之内；(2) 管束中心区的管子都是由盘形折流板所支承，而盘形折流板本身则只是由大过环形折流板孔（开口）的较大直径的盘形折流板搭接部分处的管子所支承。

符 号 说 明

- A —壳程总传热面积；
- A_1 —盘形折流板与换热器壳体间的环形截面处纵向流传热面积；
- A_2 —流过环形折流板开口处纵向流传热面积；
- A_3 —横流部分传热面积；
- D_1 —盘形折流板盘径；
- D_3 —环形折流板环的开口直径（即环内径）；
- D_m —计算横流面积的平均直径， $D_m = 0.5(D_1 + D_2)$ ；
- D_s —换热器壳体内径；
- d —换热管外径；
- g_c —重力加速度；
- h_1 —相应于 Nu_1 的纵向流传热膜系数；
- h_2 —相应于 Nu_2 的纵向流传热膜系数；
- h_3 —相应于 Nu_3 的纵向流传热膜系数；
- K —传热校正系数；
- L —管长；
- M —方程式中的乘子（multiklication factor）；
- M_s —壳程质量流率；
- N_t —换热器传热管总数；
- N_{t1} —盘形折流板与换热器壳体间环形区的管数；
- N_{t2} —环形折流板开口区的换热管数；
- N_{t3} —横流区换热管数；
- Nu_1 —计算传热膜系数 h_1 的努歇尔数；
- Nu_2 —计算传热膜系数 h_2 的努歇尔数；
- Nu_3 —计算传热膜系数 h_3 的努歇尔数；
- Pr —普兰特数；

Re_1 —纵向流截面 S_1 处的雷诺数；
 Re_2 —纵向流截面 S_2 处的雷诺数；
 Re_3 —纵向流截面 S_3 处的雷诺数；
 S_1 —流过盘形折流板与换热器壳体间的环形截面纵向流横向截面积；
 S_2 —流过环形折流板开口处纵向流横向截面积；
 S_{k1} —盘形折流板与换热器壳体间的环形截面积；
 S_{k2} —环形折流板以内的截面积；
 S_q —穿过管束的横流面积；
 S_s —平均纵向流面积， $S_s = 0.5(S_1 + S_2)$ ；
 T_w —管壁温度；
 U_1 —流过横截面积 S_1 的壳程流速；
 U_2 —流过横截面积 S_2 的壳程流速；
 U_3 —流过横截面积 S_3 的壳程流速；
 μ_s —壳程流体在主体流体平均温度下的动力粘度 ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)；
 μ_w —壳程流体在换热管管壁温度下的动力粘度 ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)。

6 冷凝器与再（重）沸器的计算步骤

6.1 冷凝器的设计步骤^[30]

常用的冷凝器按下列步骤进行设计：

- (1) 确定蒸气冷凝温度，或由生产过程其他部分的条件（如蒸馏塔、真空喷射泵等）来确定，或由冷凝温度接近冷却水温的程度来确定。要注意，愈接近冷却水温则所需冷却面积愈大。选择冷却水温度不仅要保证冷凝器在夏季的操作性能；同时也要考虑冬季的条件。
- (2) 确定冷凝的膜温。
- (3) 确定流体的物性。应注意壳侧与管侧的温度不同。
- (4) 由潜热计算冷凝热负荷（混合物的热负荷可以是加权值）。
- (5) 规定冷却水的温升。
- (6) 计算水的流量：

$$W = Q / c_p \Delta t$$

式中 Q = 热负荷；
 Δt = 水的温升；
 c_p = 比热。

- (7) 估算保持最低水流速时的每管程管数。
 设管内最低流速 v ，水流截面积 a ，选定管径并计算其有效流动面积。
- (8) 设定换热器
 - a. 根据经验估算总传热系数。
 - b. 粗略计算对数平均温差 ΔT 。
 - c. 估算传热面积 A 。
 - d. 需要的管长， $F_l = A /$ （每根管长的表面积）。
 - e. 假定每管长度 l ，并计算程数：

$$\text{程数 } P_n = \frac{F_l}{(n)(l)}$$

如算得的程数不合理，则重新假定管长和（或）管径。由于程数多，设备制造费用就高，除特殊情况外应力求程数保持在 8 以下。

- f. 选用换热器壳体直径，要能按需要的程数紧凑地装入所需的管数。
- g. 由选定的实际总管数确定每程的实际管数。各程的管数可能比最初计算的要多几根或少几根。
 每程计算的流动面积 = (每程管数)(每管的流动面积)

- h. 计算管内流速。
- i. 计算管侧膜系数。
- j. 计算壳侧膜系数。
- k. 根据经验选定管侧和壳侧污垢热阻。
- l. 计算总传热系数。
- m. 计算对数平均温差。
- n. 计算所需传热面积: $A = Q/K(\Delta t)$ (净值)。
- o. 所设定换热器的实际面积: $A = (\text{每根管长的表面积})(\text{总管数})(\text{净管长})$
- p. 将上述两个面积进行比较, 若实际面积大于或等于所需面积, 则所设换热器可满足操作要求。若所需面积大于实际面积, 则另选管数稍多的、管子稍长的或管径稍大的或三者某些结合的换热器, 从步骤(8)开始重新计算。若水的最低流速不合适, 则应从步骤(7)起重新计算。
- q. 校对冬季操作条件对以下几点的影响: 能否保持恒定的年平均冷凝液出口温度; 是否会由于进口水温较低, 使冷却面积过剩从而产生冷凝液过冷; 能否保持管内的最低水流速。

6.2 再沸器的设计计算步骤

目前再沸器的传热设计计算都是用计算机计算程序来完成的, 任何一个计算程序, 都应该在其所采用的方法以及所掌握的大量数据, 经过仔细检查之后, 方可用于最终的设计中。这一点对沸腾情况, 包括再沸器是尤为重要的。因为即使在以计算机为基础的再沸器设计方法中, 仍然需要许多经验关系式。

采用简化的手工计算方法, 用来初步估算再沸器的尺寸大小或是检验计算机算得的沸腾传热膜系数和总传热系数, 还是很有帮助的。下面介绍初步简化估算各种再沸器所需的传热面积方法和步骤^[30]。在再沸器中, 泡核沸腾和对流沸腾机理都影响到其沸腾过程已知条件:

传热量 Q , 操作压力 P , 加热蒸汽饱和温度和压力沸腾流体的各种性能参数, 包括: 泡点 T_b , 露点 T_d , 临界压力 p_c , 潜热 Δh 液体动力粘度 μ_l , 蒸汽动力粘度 μ_v , 液体比热容 c_{p_l} , 液体密度 ρ_l 以及蒸汽密度 ρ_v 等。

6.2.1 K 式再沸器

(1) 估算管束几何尺寸

换热管外径 D_0 , 管子排列方式和管间距 p_t , 管束长度 L , 管束直径 D_b 以及传热面积 A 等。

(2) 汽化百分比

底部排出的液体, 约为供给再沸器的液体的 30%。确定流出蒸汽的露点温度。

(3) 计算要求的传热面积

第 1 步: 根据以下方程式计算混合溶液混合效应沸腾修正因子 F_c :

$$F_c = \exp[-0.027BR]$$

式中 BR —— 沸腾管间温度, 即露点与泡点之差, K。

第 2 步: 计算管束对流因子 F_b 和沸腾传热膜系数 α_b 。

两相流在管束中的有效流速都会大于单管, 因而管束中管外的有效液膜厚度都会低于单根管的相应值, 故管束的管外沸腾传热膜系数都会明显地大于单根管的沸腾状态下的沸腾传热膜系数。但管束中自然循环的流量以及蒸汽有效速度是很难确定的, 特别是对于釜式再沸器。

在考虑管束对流效应的情况下, 确定管束沸腾传热膜系数的计算式为:

$$\alpha_b = \alpha_{nb_1} F_b F_c + \alpha_{nc}$$

式中 F_b —— 管束对流因子, 它是管束几何形状和结构参数的函数; 对于大型管束, 可高达在 2~3 的范围内变化; 在缺少具体数据的情况下, 一般可取为 $F_b = 1.5$, 这是较为合理而又安全的;

α_{nc} —— 管束内液相自然对流传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$; 对碳氢化合物约为 $250W/(m^2 \cdot K)$, 对水约为 $1000W/(m^2 \cdot K)$, 除非沸腾传热温差很低 ($\Delta T_b < 4^\circ K$) 时, 否则它不会是很重要的;

α_{nb_1} —— 单管管外泡核沸腾传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

$$\alpha_{nb_1} = 0.00417 p_c^{0.60} q^{0.7} F_p$$

p_c —— 临界压力, kPa;

q —— 热流密度, W/m^2 ;
 F_p —— 压力函数相关因子, 可应用下式, 既简单又可靠而安全。

$$F_p = 1.8(p/p_c)^{0.17}$$

此式作成图线如图 1-3-33 所示。文献 [31] 还介绍了一些其他的方法, 可供参考和选择。在沸腾传热温差 $\Delta T_b > 4.5$ 时, Kern 提出对碳氢化合物混合物的沸腾传热膜系数 $\alpha_b \approx 1700 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

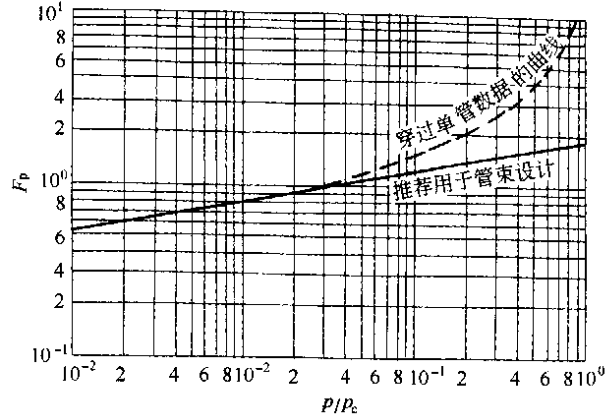


图 1-3-33 再沸器泡核沸腾压力修正因子 F_p

- 第 3 步: 计算总传热系数 K 。
- 第 4 步: 根据出口蒸汽的露点和加热蒸汽的温度计算有效传热温差 ΔT_{eff} 。
- 第 5 步: 计算所需传热面积 Λ 。
- 第 6 步: 检验单管最大热流密度 q_{lmax} (W/m^2), 如图 1-3-34 所示。

$$q_{\text{lmax}} = 367 p_c (p/p_c)^{0.35} \left(1 - \frac{p}{p_c}\right)^{0.9}$$

式中 p —— 操作压力, kPa 。

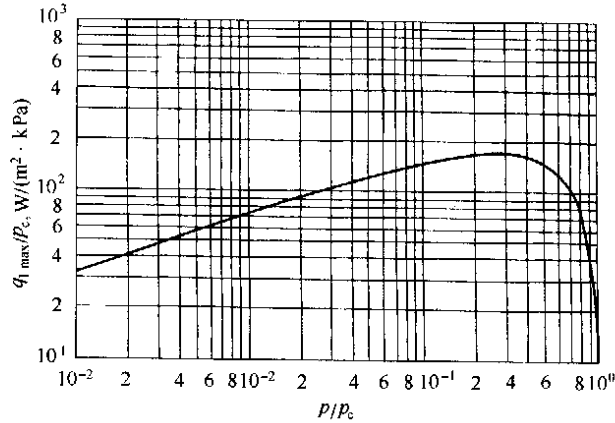


图 1-3-34 单根管外侧沸腾的最大热流密度 q_{lmax}

- 第 7 步: 检验管束临界热流密度 q_{bmax} (W/m^2)

$$q_{\text{bmax}} = q_{\text{lmax}} \phi_b$$

式中 ϕ_b —— 管束修正因子, 它可以表示成与无量纲的管束几何参数 ψ_b 的函数 (图 1-3-35)。

$$\psi_b = \frac{\pi D_b L}{\Lambda}$$

它等于管束的周界除以管束的传热面积, 故对单管 $\psi_b = 1$

$$\phi_b = 2.2 \psi_b$$

ϕ_b 的取值范围应为 $\phi_b \leq 1.0$ 。

当管子排列愈紧凑或者随着管束直径的增大,造成管束为沸腾蒸汽所覆盖和液体供应的不足, ϕ_b 值就会下降, 结果导致管束最大热流率 q_{bmax} 较低, 因此, 对于 $\phi_b < 1.0$ 的情况, 可考虑设计有沸腾蒸汽的排放孔道, 以促进沸腾二次蒸汽畅通地排出管束。

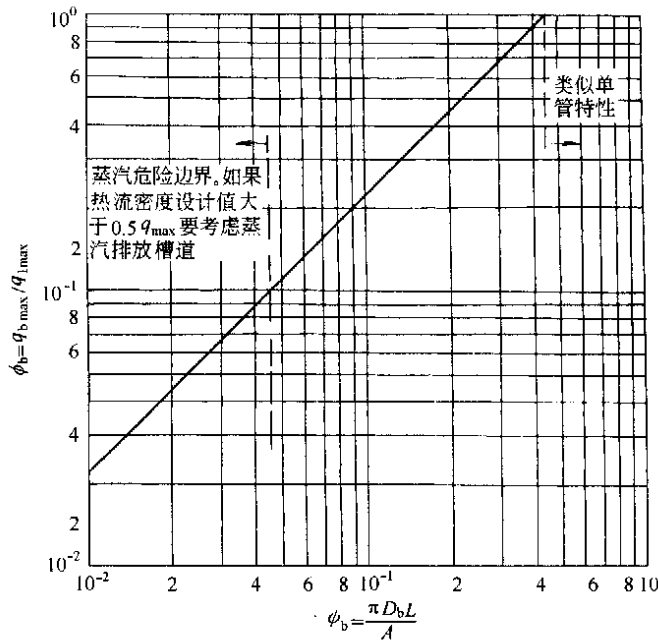


图 1-3-35 单管最大热流密度的管束修正因子 ϕ_b

6.2.2 卧式热虹吸式(管外壳程沸腾)再沸器

- (1) 估算管束几何尺寸
与釜式再沸器方法相同。
- (2) 汽化百分比
设法提供动压头, 使出口沸腾二次蒸汽比例为 0.25。
- (3) 已知再沸器总蒸发率 W_v (kg/s), 总进料率 W_l (kg/s)。
- (4) 计算所需传热面积

按釜式再沸器计算方法, 所得计算结果对卧式热虹吸式再沸器那是足够的, 但为了确定卧式热虹吸管束因其管束环流的影响而需要提供多少附加传热量时, 则必须计算对流两相传热膜系数。

第 1 步: 计算管束流动压降和管路系统压降, 把计算所得压降与可用的静压头进行比较。如果静压不足, 可增加管间距和出口管路系统的直径, 直至满意的压降为止。

管束二相流压降为静压头 $\Delta p_{tp,z}$, 动量压头 $\Delta p_{tp,m}$ 和摩擦压降 $\Delta p_{tp,f}$ 三部分之和, 即

$$\Delta p_{tp} = \Delta p_{tp,z} + \Delta p_{tp,m} + \Delta p_{tp,f}$$

通常, 将传热管子分解成许多小段, 假设每一小段范围内的蒸汽百分比为常数, 来计算出它们的以上三种压降和总压降。摩擦压降近似可采用 Martinelli 的分离(分程)流公式; 静压损失对立式热虹吸式再沸器是重要的, 但对卧式热虹吸式就比之立式热虹吸式没那么突出了。沸腾汽化过程会引起动量的变化, 从而增加了压降。

第 2 步: 计算只有液相流动时的对流传热膜系数 α_l 。

第 3 步: 计算两相对流传热膜系数 α_{cb}

$$\alpha_{cb} = (\Delta p_{tp,f} / \Delta p_l)^m \alpha_l$$

式中 m —— 指数, $m = 0.4 \sim 0.5$, 近似计算可取平均值 $m = 0.45$;

$\Delta p_{tp,f}$ —— 两相流摩擦压降, kPa;

Δp_l —— 单独液体流动时的相应的液体摩擦压降, kPa。

第 4 步: 计算有效传热温差 ΔT_{eff} (K)

热虹吸式再沸器的管束流动循环比釜式为好，故其 ΔT_{eff} 要比釜式为高。

第5步：计算总传热系数 K 和所需传热面积 A 。

6.2.3 立式管内热虹吸式再沸器计算

(1) 立式管内热虹吸式再沸器计算步骤

(1.1) 估算管束参数

管数 n ，传热管外径 D_o (m)，内径 D_i (m)，管子排列方式和管间距 p_t (m)，传热管长 L (m)，管束直径 D_b (m) 以及传热面积 A (m^2)。

(1.2) 汽化百分数

与卧式热虹吸式再沸器相似，要求设计出口蒸汽百分比为 0.25。

(1.3) 再沸器总蒸发率 W_v (kg/s)

再沸器总进料率 W_t (kg/s)

(1.4) 计算所需传热面积 A

第1步：计算保证实现所要求的流动循环所需的静压头 ΔH ，首先计算两相流压降 Δp_{tp} ，对于立式热虹吸再沸器，静压头损失很重要，特别是当气泡流动状态中，热流值设计得很低，其两相流静压头可以控制的时候尤为重要。两相流摩擦压降 $\Delta p_{\text{tp},f}$ 为：

$$\Delta p_{\text{tp},f} = \rho_{\text{tp}} g \cdot \Delta H \cdot \sin \theta$$

此处，立式热虹吸 $\sin \theta = 1.0$

式中 ρ_{tp} ——两相流密度， kg/m^3 。

$$\Delta H = \Delta p_{\text{tp}} / \rho_{\text{tp}}$$

若 ΔH 小于管长 L ，则上述有关出口蒸汽百分比的假设将给出保守的结果，因而计算结果可用。若 ΔH 大于管长，则需加大管径或减小管长，然后重新计算 Δp_{tp} 。

在真空运转情况下，必须采用较低的静压头，以防止过度过冷。此外，明显的液体区会使可得到的静压头较小。所以在真空情况下， ΔH 的计算值不应大于管长的 0.5 倍。对于真空运行状态，也可能需要把出口蒸汽百分数的设计值提高到 0.5，以便取得令人满意的压力平衡，但不可超过 0.5。

第2步：计算泡核沸腾传热膜系数 α_{nb}

第3步：计算对流沸腾传热膜系数 α_{cb}

以平均蒸汽百分比为基础，计算液体对流传热膜系数 α_{t} 。

利用文献中 Chen 所介绍的方法计算 $\alpha_{\text{cb}}/\alpha_{\text{t}}$ 比值：

$$\alpha_{\text{cb}}/\alpha_{\text{t}} = f(X_{\text{tt}}) = 2.35 \left(\frac{1}{x_{\text{tt}}} + 0.213 \right)^{0.736}$$

式中 X_{tt} ——Martinelli 数。

第4步：计算平均沸腾传热膜系数 α_{b}

$$\alpha_{\text{b}} = s \alpha_{\text{nb}} + \alpha_{\text{cb}}$$

式中 s ——泡核沸腾抑制因子，无因次。

$$s = \frac{1}{1 + (2.53 \times 10^{-6}) Re_{\text{tp}}^{1.17}}$$

第5步：计算总传热系数 K [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] 和有效传热温差 ΔT_{eff} ，以及所需面积 A (m^2)

由于管内热虹吸式高速流动，有效传热温差 ΔT_{eff} 和平均沸腾传热膜系数 α_{b} 都比釜式及卧式热虹吸管外沸腾为高。

第6步：校核临界热流密度

$$q_{\text{max}} = 23660 (D_i^2/L)^{0.35} p_c^{0.61} (p/p_c)^{0.25} (1 - p/p_c)$$

(2) Korn 计算步骤

此法应用于真空操作时应加以注意，并应与其他方法进行比较。

- 确定显热和潜热的热负荷。
- 假定设备大小、管数、管径和面积。
- 按照前面提出的管内传热计算方法，计算管内传递的显热，并确定所需面积。
- 求出等温沸腾的对数平均温差 LMTD 值。

e. 第一次试算：估算最大热流率时的面积 A 。

经验表明，有机物的 Q/A 值以 6000~8000 为起始计算值较好。

$$A = Q / (Q/A)$$

f. 如步骤 2 重新假定设备大小，使该设备的面积与步骤 5 所计算的值相符合。

g. 计算操作总传热系数：

$$K_D = \frac{Q}{A \Delta t}$$

$$\Delta t = \text{LMTD}$$

h. 假定循环比为 4:1。

i. 计算再沸器的物料平衡。

循环液体的总重量 = 4 (要求的蒸汽流量 V)

蒸汽流量 = V

液体流量 = $4V$

总流量 $W = 5V$

j. 计算通过再沸器的压力。

k. 流动的总阻力 = (再沸器循环管的静压头) + (通过再沸器管子的压力降) + (进口管线的摩擦阻力) + (出口管线的摩擦阻力) + (膨胀损失)

注意：初步计算时，管线中摩擦阻力可忽略不计，但在最后的计算中，特别是循环比较高时，则应当计算在内。

l. 计算推动力

m. 如果步骤 l 的推动力不等于或者稍大于步骤 k 的总阻力，则这台设备应当重新进行平衡计算；就是说可用较短的管子，或用较低的循环比，或用较多的管数来减小压力降。液体可以升高至管板以上，但是最好不要高出太多。

n. 在压力降计算，达到要求之后，则按下述步骤计算传热膜系数：

壳侧：按照冷凝蒸汽或其他加热介质的通常步骤计算壳程传热膜系数 h 。

管侧：确定传热膜系数 h_{io} ，采用的雷诺数是由计算压力降时求得的。

o. 由下式计算总传热系数：

$$K_c = \frac{h_o h_{io}}{h_{io} + h_o}$$

K_D 由步骤 g 按假设的再沸器计算而得 (根据最后的压力计算加以校正)。

计算再沸器操作所需要的污垢热阻和金属管壁的热阻：

$$r = \frac{K_c - K_D}{K_c K_D}$$

对操作来说，如果认为这一热阻太低，则应重新计算以求得较高的包括污垢在内的总传热系数 K_D 。

附录 1 污垢系数值

1. 冷却水的污垢系数

$\text{m}^2 \cdot \text{C} / \text{W}$

热物料温度	115℃ 以下		115℃ ~ 205℃	
	52℃ 以下		52℃ 以上	
水 温				
流 速	<1m/s	>1m/s	<1m/s	>1m/s
海水	0.000086	0.000086	0.000172	0.00174
苦咸水	0.000244	0.000172	0.000516	0.000344
凉水塔，人工喷水池				
未处理过的补给水	0.000516	0.000516	0.00086	0.000688
处理过的补给水	0.000172	0.000172	0.000344	0.000344

续表

热物料温度	115℃以下		115℃~205℃	
水温	52℃以下		52℃以上	
流速	<1m/s	>1m/s	<1m/s	>1m/s
自来水、井水 软化水	0.000172	0.000172	0.000344	0.000344
河水(平均)	0.000516	0.000344	0.000688	0.000516
(最小)	0.000344	0.000172	0.000516	0.000378
硬水	0.000516	0.000516	0.00086	0.00086
淤泥水	0.000516	0.000344	0.000688	0.000516
蒸馏水	0.000086	0.000086	0.000086	0.000086
处理的锅炉供水	0.000172	0.000086	0.000174	0.000174

2. 工艺物料的污垢系数

 $m^2 \cdot ^\circ C / W$

1. 工业液体		4. 炼油装置	
有机物	0.000174	汽油	0.000174
冷冻剂		石脑油	0.000174
有机热载体	0.000174	煤油	0.000174
冷冻盐水	0.000174	轻质柴油	0.000344
传热用熔融盐	0.000086	重质柴油	0.000516
单乙醇胺溶液	0.000344	重质燃料油	0.00086
烧碱溶液	0.000344	沥青和残渣油	0.00174
盐类	0.000086	裂化和焦化装置物料	
2. 工业气体		塔顶蒸汽	0.000344
焦炉气、造气	0.00174	轻质循环油	0.000344
水蒸气	0.000086	重质循环油	0.000516
空气	0.000344	轻质焦化瓦斯油	0.000516
溶剂蒸汽	0.000174	重质焦化瓦斯油	0.000688
天然气	0.000174	底部油浆(最小)	0.000516
有机化合物	0.000086	轻质液态产品	0.000344
柴油机排气	0.00174	催化重整和加氢脱硫物料	
往复泵废蒸汽	0.000174	重整炉进料	0.000344
酸性气体	0.000174	重整炉流出物	0.000174
3. 工业油类		加氢脱硫进料和出料	0.000344
燃料油	0.00086	塔顶蒸汽	0.000174
净循环油	0.000174	50°A.P.I 以上的液态产品	0.000174
机械和变压器油	0.000174	30°~50°A.P.I 的液态产品	0.000344
淬冷油	0.000688	轻馏分加工物料	
汽油	0.000174	塔顶蒸汽和气体	0.000174
挥发油	0.000174	液态产品	0.000174
煤油	0.000174	吸收油	0.000344
重油	0.00086	微酸烷基化物料	0.000344
植物油	0.000516	再沸器物料	0.000516
润滑油加工物料进料	0.000344	提余液	0.000174
混合溶剂进料	0.000344	沥青	0.00086
溶剂	0.000174	蜡膏	0.000516
萃取物	0.000516	精制润滑油	0.000174

3. 油类污垢系数

$\times 10^{-4} (m^2 \cdot K/W)$

物料	0~92℃			92~148℃			148~260℃			260℃以上		
	速度, m/s			速度, m/s			速度, m/s			速度, m/s		
	<0.6	0.6~1.2	>1.2	<0.6	0.6~1.2	>1.2	<0.6	0.6~1.2	>1.2	<0.6	0.6~1.2	>1.2
无水原油	5.16	3.44	3.44	5.16	3.44	3.44	6.88	5.16	3.44	8.6	6.88	5.16
含盐原油	5.16	3.44	3.44	8.6	6.88	6.88	10.3	8.6	6.88	12.0	12.0	8.6

附录 2 总传热系数推荐值

1. 用作冷却器

高温流体	低温流体	总传热系数 W/(m ² ·℃)	备注	
水	水	1396~2838	污垢系数 0.000516	
甲醇、氨	水	1396~2838		
有机物粘度 0.5cP 以下 ^①	水	430~850		
有机物粘度 0.5cP 以下 ^①	冷冻盐水	220~570		
有机物粘度 0.5~1.0cP ^②	水	279~709		
有机物粘度 1.0cP 以上 ^③	水	28~430		
气体	水	16~279		
水	冷冻盐水	570~1163		
水	冷冻盐水	233~582		传热面为塑料衬里
硫酸	水	872		传热面为不透性石墨, 两侧传热膜系数均为 2442.3 W/(m ² ·℃)
四氯化碳	氯化钙溶液	76.2		管内流速 0.0052~0.01m/s
氯化氢气(冷却除水)	盐水	35~175		传热面为不透性石墨
氯气(冷却除水)	水	35~175		传热面为不透性石墨
焙烧 SO ₂ 气体	水	233~466	传热面为不透性石墨	
氮	水	66.3	计算值	
水	水	407~1163	传热面为塑料衬里	
20%~40% 硫酸	水 t = 60~30℃	466~1047	冷却洗涤用硫酸的冷却	
20% 盐酸	水 t = 110~25℃	582~1163		
氮	水	66.3	计算值	
水	水	407~1163	传热面为塑料衬里	
20%~40% 硫酸	水 t = 60~30℃	466~1047	冷却洗涤用硫酸的冷却	
20% 盐酸	水 t = 110~25℃	582~1163		
有机溶剂	盐水	175~512		
水蒸气	水	1163~3954	污垢系数为 0.000174(m ² ·℃)/W	
水蒸气	甲醇	1163~3954	污垢系数为 0.000174(m ² ·℃)/W	
水蒸气	水溶液粘度 2cP 以下	1163~3954		
水蒸气	水溶液粘度 2cP 以上	570~2792	污垢系数为 0.000174(m ² ·℃)/W	
水蒸气	有机物粘度 0.5cP 以下 ^①	570~1163		
水蒸气	有机物粘度	279~570		
水蒸气	有机物粘度	33.7~337.3		
水蒸气	气体	28~279		
水蒸气	水	2268~4535.7	水流速 1.2~1.5m/s	
水蒸气	盐酸或硫酸	349~582	传热面为塑料衬里	
水蒸气	饱和盐水	698~1512	传热面为不透性石墨	
水蒸气	硫酸铜溶液	930~1512	传热面为不透性石墨	
水蒸气	空气	51.2	空气流速为 3m/s	

续表

高温流体	低温流体	总传热系数 W/(m ² ·℃)	备注
水蒸气(热水)	不凝性气体	23.3~29	传热面为不透性石墨,不凝性气体流速为4.5~7.5m/s 传热面材料同上,不凝性气体流速为9.0~12.0m/s
水蒸气	不凝性气体	35~46.5	
水	水	407~1163	管外为水 传热面材料为石墨
热水	碳氢化合物	232~500	
温水	稀硫酸溶液	581~1163	
熔融盐	油	290.7~453.6	
导热油蒸汽	重油	46.5~349	
导热油蒸汽	气体	22.6~226	

2. 用作换热器

高温流体	低温流体	总传热系数 W/(m ² ·℃)	备注
水	水	1396~2838	传热面为不透性石墨,35%盐酸入口温度20℃,出口温度60℃ 管内原油流速3.05m/s 管外瓦斯油流速1.83m/s
水蒸气	水蒸气	1396~2838	
有机物粘度0.5cP以下 ^①	有机物粘度0.5cP以下 ^①	221~430	
有机物粘度0.5~1.0cP ^②	有机物粘度0.5~1.0cP ^②	116~337	
有机物粘度1.0cP以上 ^③	有机物粘度1.0cP以上	58~220	
有机物粘度1.0cP以下 ^③	有机物粘度1.0cP以下	174~337	
有机物粘度0.5cP以下 ^①	有机物粘度1.0cP以上 ^②	58~220	
20%盐酸	35%盐酸	582~930	
有机溶剂	有机溶剂	116~349	
有机溶剂	轻油	116~395	
原油	瓦斯油	454~510	
重油	重油	47~279	
SO ₂ 气体	SO ₂ 气体	6~8	

3. 用作蒸发器

高温流体	低温流体	总传热系数 W/(m ² ·℃)	备注
水蒸气	液体	1744~4652	强制循环,管内流速1.5~3.5m/s
水蒸气	液体	1163	水平管式
水蒸气	液体	1163	
水蒸气	液体	1396	垂直管式
水蒸气	液体	2908	垂直长管式(上升式),粘度10cP以下
水蒸气	液体	1163	垂直长管式(下降式),粘度10cP以下
水蒸气	液体	4652	强制循环速度2~5 m/s
水蒸气	液体	2908	强制循环速度0.8~1.2 m/s
水蒸气	液体	407~814	立式中央循环管式
水蒸气	浓缩结晶液(食盐、重铬酸钠)	1163~3489	标准式蒸发析晶器
水蒸气	浓缩结晶液(苛性钠中的食盐,芒硝等)	1163~3489	外部加热型蒸发析晶器
水蒸气	浓缩结晶液(硫酸铵,石膏等)	1163~3489	生长型蒸发析晶器

续表

高温流体	低温流体	总传热系数 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	备注
水蒸气	水	2268~4652	垂直管式
水蒸气	水	1977~4256	
水蒸气	水	1163~2908	传热面材料为不透性石墨
水蒸气	液碱	698~756	带有水平伸出加热室(传热面积为 30~50m ²)
水蒸气	20%盐酸	1744~3489	传热面材料为不透性石墨,20%盐酸温 度为110~130℃
水蒸气	21%盐酸	1744~2908	传热面材料为不透性石墨,自然循环
水蒸气	金属氯化物	930~1744	传热面材料同上,金属氯化物温度为 901~30℃
水蒸气	硫酸铜溶液	814~1395	传热面材料同上
水	冷冻剂	430~849	
有机溶剂	冷冻剂	174~570	
水蒸气	轻油	454~1023	
水蒸气	重油	139~430	

4. 用作冷凝器

高温流体	低温流体	总传热系数 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	备注
有机质蒸气	水	232~930	传热面为塑料衬里
有机质蒸气	水	290~1163	传热面为不透性石墨
饱和有机质蒸气(大气压下)	盐水	570~1140	
饱和有机质蒸气(减压下含有少量的不凝性气体)	盐水	279~570	
低沸点碳氢化合物(大气压下)	水	453~1140	
高沸点碳氢化合物(减压下)	水	58~174	
21%盐酸蒸气	水	116~1744	传热面为不透性石墨
氨蒸气	水	872~2326	水流速1~1.5 m/s
有机溶剂蒸气和水蒸气混合物	水	349~1163	传热面为塑料衬里
有机质蒸气(减压下且含有大量的不凝性气体)	水	58~279	
有机质蒸气(大气压下且含有大量的不凝性气体)	盐水	116~453	
氟里昂液蒸气	水	872~989	水流速1.2 m/s
汽油蒸气	水	523	水流速1.5 m/s
汽油蒸气	原油	116~174	原油流速0.6m/s
煤油蒸气	水	296	水流速1m/s
水蒸气(加压下)	水	1989~4256	
水蒸气(减压下)	水	1698~3407	
氯乙醛(管外)	水	165	直立、传热面为搪玻璃
甲醇(管内)	水	639	直立式
四氯化碳	水	363	直立式
缩醛(管内)	水	462	直立式
糠醛(管外)(有不凝性气体)	水	221	直立式
糠醛(管外)(有不凝性气体)	水	190	直立式
糠醛(管外)(有不凝性气体)	水	124	直立式
水蒸气(管外)	水	610	卧式

① 为苯、甲苯、丙酮、乙醇、汽油、轻煤油、石老油等；

② 为煤油、热柴油、热吸收油、原油馏分等；

③ 为冷煤油、燃料油、原油、焦油、沥青等。

参 考 文 献

- 1 国家医药管理总局上海医药设计院. 化工工艺设计手册. 北京: 化学工业出版社, 1994
- 2 Ludwig E.E. 著. 化工装置的工艺设计. 化工部化工设计院译. 北京: 化学工业出版社, 1979
- 3 姚玉英, 黄凤廉, 陈常贵等. 化工原理. 天津: 天津科学技术出版社, 1992
- 4 尾花英朗著. 徐中权译. 热交换器设计手册. 北京: 轻工业出版社, 1987
- 5 兰州石油研究所. 换热器. 北京: 中国石化出版社, 1986
- 6 毛希澜. 换热器设计. 上海: 上海科技出版社, 1988
- 7 Dittus F.W., Boelter L. M. K. Univ. Calif. (Berkeley) Publishing. 1930, Eng. 2: 443
- 8 Sieder E.N., Tate C. E. Ind. Eng. Chem. 1936, 28: 1429
- 9 Nusselt W. Die Oberflächencondensation des Wasserdampfes. VDI, 1916, 93: 97~100
- 10 Menelly M.J.J. Imp. Coll. Chem. Eng. Soc. 1953.7
- 11 伊萨琴科. 传热学. 王丰, 冀守礼, 周筠清等译. 北京: 高等教育出版社, 1987
- 12 Rohsenow W.M. Boiling. In: Rohsenow W.M, Hartnett J. P, Ganic E. N.eds. Handbook of Heat Transfer, fundamentals. 2nd ed. 1985.12.2~12.18
- 13 Incropera F. P, DeWitt D. P. Introduction to heat transfer .3rd ed. New York: John-Wiley and Sons, 1996. 506~508
- 14 Cooper M. G. Saturation nucleate pool boiling-a simple correlation. Int. Chem. Eng. Symp. Ser. 1984, 86: 785~792
- 15 Gilmour C. H. Chem. Eng. Prog, 1958, 54: 77
- 16 Bromley L. A. Heat transfer in stable film boiling. Chem. Eng. Prog. 1950, 46: 221
- 17 杨世铭, 陶文铨著. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1998
- 18 Kopchikow I. A, Voronin G. I. Liquid boiling in a thin film. Int. J Heat Mass transfer. 1969, 12 (4): 791~796
- 19 辛明道, 董明伟. 液膜沸腾的临界液位和传热. 重庆大学学报. 1984, 6 (2): 49~59
- 20 施明恒, 甘水平, 马重芳. 沸腾和凝结. 北京: 高等教育出版社, 1995
- 21 Webb R. L. Principles of enhanced heat transfer. New York: John Wiley and Sons, Inc, 1994, 373~426, 482~501
- 22 Pais C, Webb R. L. Literature survey of pool boiling on enhanced surfaces. ASHRAE Trans. 1991, 97 (Part 1): 79~89
- 23 Bell K. J. Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchanger, U. Del. Eng. Exp. Sta. Bull, No. 5, 1963
- 24 Bell K. J. Delaware Method for Shell Side Design, Heat Exchangers-Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, ed. Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, D.C., 1981.581~618
- 25 中华人民共和国国家标准. 管壳式换热器. GB 151—1999. 北京: 中国标准出版社, 2000
- 26 Mueller A. C. New Charts for True Mean Temperature Difference in Heat Exchangers. ALCH E Paper. No.10, 9th Nat. Heat Transfer Conf., Seattle 1973
- 27 Mueller A. C. Heat Exchangers, in Handbook of Heat Transfer, ed. Rohsenow W. M. and Hartnett J. P. 1st ed., Chap. 18, McGraw-Hill, New York, 1973
- 28 Shah R K. Classification of Heat Exchangers. in Heat Exchangers: Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, ed. Kakac S, Bergles A. E and Mayinger F. pp. 9~46, Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, D. C., 1981
- 29 W. M. 罗森诺主编. 传热学应用手册 (上册). 北京: 科学出版社, 1992
- 30 施林德尔主编. 换热器设计手册 (第二卷). 北京: 机械工业出版社, 1988
- 31 Southern Railway Madras. India, T.Kuppan. Heat exchanger design handbook. marcel dekker, Inc. New York. Basel, 2000

第4章 冷凝传热及各种冷凝器的精确计算法

目前各种教科书和设计手册中,以及本书第3章第2.2.2节冷凝计算方法中,在进行冷凝器设计时,凝结侧的传热膜系数都按不分流型的平均传热膜系数来计算。然而在实际冷凝过程中,随着凝结的不断进行,凝液的流动情况不同,处于不同的流型,而且壁温沿程也有较大的变化,这两方面的影响都使局部传热膜系数发生很大的变化。因此,只按一个平均的传热膜系数来设计冷凝器必然造成较大的误差。鉴于此,最好采用分段计算的方法来计算凝结换热过程。对于纯质,由于在冷凝过程中冷凝温度不变,因此对从饱和蒸气到饱和液体的冷凝过程,可以采用均分干度的办法和各局部凝结传热膜系数来计算凝结过程。在不同干度区域,凝液可能处于不同流型,局部凝结传热膜系数的计算方法及计算公式也可能不相同。

根据冷凝器中蒸气的流向、传热管放置的方向、传热管的类型、蒸气及冷凝器的流体动力状况、蒸气组分是单—的还是混合的以及冷凝形态的不同,冷凝换热可以分为许多种不同的类别。它们的冷凝传热膜系数的计算方法是不相同的。

(1) 按蒸气的流向及传热管的放置方向分

(1.1) 蒸气在管内冷凝

- a. 水平管内冷凝
- b. 垂直管内冷凝
- c. 倾斜管内冷凝

(1.2) 蒸气在管外冷凝

- a. 垂直管束外冷凝
- b. 单根水平管外冷凝
- c. 水平管束外冷凝

(2) 按蒸气的流体动力状况分

- (2.1) 低蒸气速度下的冷凝,此时凝液的流动由重力控制
- (2.2) 高蒸气速度下的冷凝,此时凝液的流动由剪力控制
- (2.3) 凝液的流动处于重力与剪力共同控制作用下的过渡状态

(3) 按蒸气的组分数目分

- (3.1) 单组分蒸气冷凝
- (3.2) 多组分蒸气冷凝

(4) 按冷凝形态分

- (4.1) 珠状冷凝
- (4.2) 膜状冷凝

工业装置中,蒸气在传热壁面上的冷凝形态主要是膜状冷凝。本节对纯质蒸气和混合蒸气在各种不同情况下膜状凝结传热膜系数的计算进行讨论。

1 纯质冷凝换热的计算方法

1.1 纯质竖管内冷凝

立式冷凝器中,蒸气一般在竖管束间冷凝。因为竖管束间冷凝换热的计算与竖管内相同,所以可用竖管内冷凝换热的计算式。

蒸气在垂直管内冷凝时,通常蒸气从传热管顶部进入,蒸气与凝液一起向下呈并流流动,当管内蒸气速度较高时,蒸气剪力对凝液的流动起控制作用,凝液的重力作用可以忽略不计。凝液由于受到蒸气剪力的作用,使液膜减薄,故冷凝传热膜系数较大;随着冷凝过程的不断进行,蒸气量逐渐减少,蒸气速度逐渐降低,液膜厚度增加,凝液流动同时受到剪力与重力作用;沿壁面向下,凝液流量不断积累,使凝液主要受重力的控制,蒸气剪力的作用可以忽略不计。对于凝液的不同流动情况,局部传热膜系数应采用不同的计算方法及计算公式。

对于纯质制冷剂蒸气的冷凝，由于冷凝过程中冷凝温度保持不变，蒸气量逐渐减少，故对冷凝过程可按干度平均分段的方法来计算，每一局部换热段的蒸气温度均为冷凝温度。

在分段计算局部传热膜系数时，与壁温相关，然而局部的壁温事先未知，因此需要进行迭代计算。

1.1.1 重力控制状态

对重力控制状态，文献 [1] 推荐根据雷诺数的不同，可分为层流、波状流、湍流三种情况，对于三种情况下局部冷凝传热膜系数的计算式略有不同，分别表述如下。

当 $Re < 30$ 时，凝液的流动处于层流状态，局部传热膜系数的计算式为：

$$\frac{\alpha}{\lambda_L} \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 1.1 Re^{-1/3} \quad (Re < 30) \quad (1-4-1)$$

$$Re = \frac{4\dot{\gamma}}{\mu_L}$$

其中

$$\dot{\gamma} = \frac{\dot{M}_L}{S}$$

$$\dot{M}_L = (1-y)\dot{M}_s$$

式中 α ——局部传热膜系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

g ——重力加速度， m/s^2 ；

μ_L ——液相动力粘度， $Pa \cdot s$ ；

λ_L ——液相导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

ρ_L, ρ_v ——分别为液相及气相密度， kg/m^3 ；

$\dot{\gamma}$ ——单位宽度冷凝表面的冷凝液量局部值， kg/m ；

\dot{M}_L ——局部凝液流量， kg/m ；

\dot{M}_s ——气液总流量， kg/m ；

S ——换热面宽度， m ；对竖管束， $S = \pi dN$ (d, N 分别为管子直径和根数)；对竖直平壁， S 为水平方向的宽度。

凝液向下流动，雷诺数增大到使蒸气和冷凝液的交界面呈现不稳定状态，因而液膜产生波动，在层流波动区，局部传热膜系数的计算式应对上式加以修正，为：

$$\frac{\alpha}{\lambda_L} \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 0.756 Re^{-0.22} \quad (30 \leq Re \leq 1600) \quad (1-4-2)$$

由于在重力作用下，液膜不断向下流动，凝液流动进入湍流状态，文献中推荐 $Re = 1600$ 为发生湍流的临界雷诺数，此时湍流对冷凝传热膜系数产生明显的影响，给出的局部传热膜系数为：

$$\frac{\alpha}{\lambda_L} \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 0.023 Re^{0.25} Pr^{0.5} \quad (Re \geq 1600) \quad (1-4-3)$$

竖管内重力控制状态下的局部冷凝传热膜系数的计算公式，各文献推荐的都比较一致，并且都用不同工质的实验数据校核过，因此用此式来计算重力控制状态下的局部传热膜系数，具有一定的可靠度。

1.1.2 剪力控制状态

对纯剂蒸气在管内的冷凝，当蒸气速度较高时，蒸气剪力对凝液流动起主要作用，凝液的重力作用可以忽略不计。因此，可以认为在剪力控制区，换热管的放置方向对局部传热膜系数的计算关联式不产生影响，也就是说，与蒸气的流动方向无关。所以，在剪力控制区，认为可以引用水平管内局部传热膜系数的计算方法来计算竖管内冷凝局部传热膜系数。详细的内容可以参见水平管内剪力控制区的计算公式。

通过对氨在竖管束间冷凝的立式冷凝器，在重力控制状态下的冷凝过程进行分段计算表明，局部冷凝传热膜系数沿程变化很大，变化约为 52.6%，而且不是单调的。在层流区随着凝液量的增加， α 减小，在紊流区则先增大，后又有减小的趋势。这种变化不仅是由于凝液量及凝液流态变化引起的，壁温变化的影响也不容忽视。例如，在紊流区壁温从 37.1℃ 变到 39.5℃。冷凝温差 ($T_s - T_w$) 由 2.9℃ 变到 0.5℃，变化了 82.7%，由于紊流区传热膜系数与温差的 1/3 次方成正比 (由 $\alpha \propto Re_c^{1/4}$, $Re_c = \frac{4\dot{\gamma}}{\mu_1}$, $\dot{\gamma} \propto \alpha(T_s - T_w)$ 导出)，所以壁温引起的传热膜系数的变化为 27.6%。由此可见，传统的视壁温和凝结传热膜系数为常数的计算方法是不够合理的，分段计算更为合理。

1.2 纯质水平管内冷凝

蒸气在水平管内冷凝时, 蒸气与凝液在管内形成两相流。根据蒸气速度及凝液量的不同, 水平管内两相流可分为不同的流型。文献中普遍推荐水平管内的换热模型主要有两种, 即分层流模型和环状流模型。实际上就是把各种流型归纳为两大类: 分层流模型认为凝液主要受重力作用控制, 环状流模型认为蒸气剪力起主要控制作用。在剪力控制与重力控制之间存在一个过渡区。由于在不同的流型区, 传热速率及液膜换热机理不同, 故局部冷凝传热膜系数应有所不同, 其计算方法及计算公式, 各个文献推荐的也不尽一致, 具体情况见下文。

1.2.1 水平管内凝结换热的研究现状

Carpenter 和 Colburn^[2]早在 1951 年就结合实验研究分析了圆管内纯蒸气环状流凝结换热的机理, 他们假设 (1) 由于气体剪切力的作用, 管内四周的凝结液膜在速度较低的状态下已经处于紊流流动; (2) 流动过程中传热的阻力主要存在于凝结液膜的层流底层, 并且层流底层中液膜的速度分布与单相流体紊流流动时层流底层的速度分布相同, 可以取为线形分布。结合实验数据他们提出了局部凝结传热膜系数的表达式。在此之后的一些研究表明, 此式充分考虑了蒸气速度、动量变化和壁温摩擦等因素对凝结换热的影响^[3], 能较好地预测蒸气在管内强迫流动的凝结传热膜系数。尽管如此, 其表达式中常系数的值是通过数据拟合得出的, 而且不同的研究者建议了不同的值, 因此在使用时要谨慎选取。

Aker 等^[4]在 1959 年提出了适用于纯蒸气水平管内冷凝的半经验性公式, 曾被 ASHRAE 手册推荐用于冷凝器的设计^[5]。Tandon 等人的实验研究表明, 他们的实验结果与 Aker 公式的计算值相比, 偏差在 $\pm 25\%$ 的范围内, 且其中不足之处是需要知道传过凝结液膜的温度降, 这一些情况下难以确定。

1972 年, Bae^[6]从理论上对环状流时纯蒸气在水平管内强迫流动凝结换热进行了成功的探讨, 其主要进展在于对处于紊流流动的液膜运用了动量传递与传热的比拟。在此基础上, Traviss^[7]等人于 1973 年通过理论分析得出了局部凝结换热的表达式 (称为 Traviss 公式)。此式在蒸气干度为 0.1~0.99, 质量流速为 161~677kg/(m²·s), 饱和温度从 25~58℃ 范围内, 预测值与 R12、R22 的实验结果相比有较好的一致性。而在 Pr_1 小于 3, 质量流速大于 677kg/(m²·s), 冷凝速率较高以及对比压力低于 0.1 时, 由于公式推导中一些假设不成立, 因而不能推广应用。

1979 年, Shah^[8]在整理了许多研究者的实验数据之后提出了可适用于水平管、垂直管以及倾斜管的纯蒸气冷凝换热公式。此公式选用了许多研究者的实验数据, 可用于水、R11、R12、R22、R113、甲醇、乙醇、苯、甲苯、三氯乙烷等物质, 冷凝管的直径可为 7~140mm, 蒸气的对比压力可为 0.002 到 0.44, 饱和温度可从 21℃ 到 310℃, 蒸气流速可为 3~300m/s, 干度可在 0~1.0 范围内, 质量流速为 10.833~210.56kg/(m²·s), Re_1 可从 1×10^2 到 6.3×10^4 , Pr_1 可在 1~13 范围内。此公式分析了 474 个实验数据, 平均最大偏差为 15.4%, 所不足的是此公式可适用的质量流速范围上限偏低, 目前许多工程实际应用中质量流速一般在 100~600kg/(m²·s) 左右^[9,10], 在质量流速较高的情况下还需做进一步的实验研究来验证其适用性。

西安交通大学^[11] (1993 年) 对 R134a 及 R12 在水平管内冷凝换热的平均及局部特性进行了实验研究和数值分析, 分析了在冷凝传热过程中温度、含气率、传热膜系数等的变化特征, 比较了 R134a 与 R12 冷凝换热的差异。

Bivens 和 Yokozeki^[12] (1994 年) 修正了计算纯质管内凝结传热膜系数的 Shah 公式, 增添了一个包含质量流速的修正因子 F, 并指出与实验值的吻合程度稍有改善。

西安交通大学^[13] (1997 年) 对 R134a 与 R32/R134a 在水平光管内的流动凝结和流动沸腾换热特性进行了实验研究和理论计算。利用自己的实验数据以及从其他文献中收集到的实验数据, 与其他文献中各关系式的计算结果进行了对比。结论是: 文献 [8, 12] 中的公式吻合程度比较满意, 计算值与实验值的平均偏差分别为 24.1% 和 22.7%。在对实验结果进行了分析的基础上, 文献 [13] 又提出以单相对流传热膜系数乘以两相流强化因子的方法, 关联出新的计算纯质水平管内凝结传热膜系数的计算式, 其形式简单, 且对 R134a 的预测结果比其他公式精度有所提高, 平均偏差为 18.9%。虽然文献 [13] 已对到目前为止的许多重要公式的精度用大量的实验数据进行了考察验证, 且筛选出了精度最高的公式, 但其工作只是针对 R134a 进行的, 对其他工质的适用性还有待于验证。

除了上述发表在有关的重要刊物上的研究成果 (主要是近期的) 外, 在一些有影响的设计手册和教科书 (或参考书) 上还推荐另外的计算公式。例如, 在国际传热传质中心倡议和赞助下, 由著名传热学专家编写

的《换热器设计手册》^[1]，主要反映了20世纪70年代末及以前的研究成果。该手册推荐的用于冷凝器设计的冷凝传热膜系数计算公式是按不同流型分别给出的，且给出了区分流型的判据。而在作为我国暖通专业统编教材的《空气调节用制冷技术》^[14]上则推荐了另外的计算公式，不仅公式形式与其他文献不同，且定性的结论也不一致。其他文献普遍认为水平管内的流型主要为环状流，而该教科书上则认为主要为重力控制的分层流。各公式的具体形式将在后面详细介绍。

公式的形式如此的多种多样，有些意见又如此的不一致，从一个侧面反映出管内流动凝结换热的研究仍不很成熟。要从这众多的公式中筛选出适用范围较宽、准确性又较好的公式，以满足冷凝器设计的要求并非一件简单的工作。

由于区分流型的计算方法更符合传热机理，受到越来越多的重视，因此本文先介绍文献[1]推荐的区分流型的计算方法，然后介绍不区分流型的通用型公式。后者虽然理论根据差一些，但使用起来方便，而且因前者的研究更不充分，其计算的精度往往还比不上后者^[13,15]。由于这些原因，后者仍是目前最普遍采用的计算方法。

1.2.2 重力控制状态

在重力控制状态下，文献[1]中推荐采用下式计算水平管内的局部冷凝传热膜系数：

$$\alpha = \Omega \left[\frac{\lambda_L^3 (\rho_L - \rho_v) g \gamma}{v_L d (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (1-4-4)$$

$$\Omega = 0.728 \epsilon_g^{3/4} \quad (1-4-5)$$

$$\epsilon_g = \frac{1}{\left[\left(1 + \frac{1-y}{y} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]} \quad (1-4-6)$$

式中 y —— 干度；

T_w —— 壁温，K。

凝液定性温度为 $(T_s + T_w)/2$ ，蒸气物性按饱和温度 T_s 取值。

1.2.3 剪力控制状态

文献[1]中，对水平管内剪力控制状态下局部冷凝传热膜系数的计算推荐采用下列式：

$$\alpha^+ = \frac{\alpha}{\lambda_L} \cdot \left(\frac{v_L^2}{g} \right)^{1/3} \quad Re_c = 50 \quad (1-4-7)$$

$$\alpha^+ = 1.41 Re^{-1/2} (\tau_1^+)^{1/2} \quad (Re < Re_c) \quad (1-4-8)$$

$$\frac{\alpha^+}{(\tau_1^+)^{1/2}} = \left[\left(\frac{1.41}{Re^{1/2}} \right)^m + \left(\frac{0.071 Pr^{1/2}}{Re^{1/4}} \right)^m \right]^{1/m} \quad (Re > Re_c) \quad (1-4-9)$$

$$m = \frac{1}{2} (Pr + 3) \quad (1-4-10)$$

$$\tau_1^+ = \frac{\rho_L \tau_1}{(\rho_L^2 \mu_L g)^{2/3}} \quad (1-4-11)$$

$$\tau_1 = f_1 \cdot \frac{1}{2} \rho_v j_g^2 \quad (1-4-12)$$

$$\frac{f_1}{f_g} = 1 + 850F \quad (1-4-13)$$

$$F = \frac{\gamma}{Re_g^{0.9}} \cdot \frac{\mu_L}{\mu_v} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \quad (1-4-14)$$

$$Re_g = \frac{\rho_v j_g D}{\mu_v} \quad (1-4-15)$$

$$\gamma = [(0.707 Re^{0.5})^{2.5} + (0.0379 Re^{0.9})^{2.5}]^{0.4} \quad (1-4-16)$$

$$f_g = 0.046 Re_g^{-0.2} \quad (1-4-17)$$

$$Re = \frac{4\dot{\gamma}}{\mu_L} \quad (1-4-18)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{M_L}{\pi D} \quad (1-4-19)$$

式中 α^+ ——无量纲传热系数;
 α ——局部传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
 τ_l ——界面切应力;
 τ_l^+ ——无量纲化界面切应力;
 f_l ——界面阻力系数;
 f_g ——单气体流动阻力系数;
 j_g ——气相表观速度;
 D ——当量直径, m;
 M_L ——每根管内的凝液质量流量, kg/s;
 ν_L ——液相运动粘度, m^2/s ;
 Re_c ——湍流出现时的临界雷诺数;
 Re_g, Re ——分别为蒸气、凝液的雷诺数。

文献 [1] 和 [16] 中还推荐了另外一种计算环状流下局部冷凝传热膜系数的形式极为简单的计算, 见式 (1-4-20):

$$\alpha = \alpha_L \sqrt{\rho_L / \rho_m} \quad (1-4-20)$$

$$\alpha_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \lambda_L / d \quad (1-4-21)$$

$$Re_L = Gd / \mu_L \quad (1-4-22)$$

$$\rho_m = \rho_v \rho_l / [\rho_v + y(\rho_l - \rho_v)] \quad (1-4-23)$$

式中 α_L ——单相对流传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
 Re_L ——流体全部为凝液时的雷诺数;
 G ——制冷剂质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;
 ρ_m ——混合密度, kg/m^3 。

1.2.4 剪力与重力控制状态

剪力与重力控制状态流型的分界, 文献 [1] 中推荐采用无量纲气相表观速度 j_g^+ 作为判据。 j_g^+ 用下式定义:

$$j_g^+ = \frac{Gy}{[gd\rho_v\rho_L]^{1/2}} \quad (1-4-24)$$

$j_g^+ \leq 0.5$ 时, 是凝液重力占优势的流动; $j_g^+ \geq 1.5$ 时, 是蒸气剪力占优势的流动; $0.5 \leq j_g^+ \leq 1.5$ 时, 是剪力与重力共同作用的流动, 为过渡状态, 局部传热膜系数按下式处理:

$$\alpha = \alpha_{an} + (j_g^+ - 1.5)(\alpha_{an} - \alpha_{str}) \quad (1-4-25)$$

式中 α_{an} ——环状流下的局部传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
 α_{str} ——分层流下的局部传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

1.2.5 不区分流型的通用型公式

除了上述区分流型的计算方法外, 还有目前使用更为广泛的不区分流型的所谓通用型公式。文献 [13] 针对 R134a 从中筛选出下列三种公式:

其一是 Shah^[8] 提出的通用于水平管、竖管以及倾斜管的管内凝结传热膜系数经验计算式。该公式综合了若干研究者的 474 个实验数据, 平均偏差为 15.4%, 而且与后来的一些实验数据的吻合程度也令人满意^[11]。其具体形式为式 (1-4-26):

$$\alpha = \alpha_L \left[(1-y)^{0.8} + \frac{3.8y^{0.76}(1-y)^{0.04}}{P_R^{0.38}} \right] \quad (1-4-26)$$

$$\alpha_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \lambda_L / d \quad (1-4-27)$$

$$Re_L = Gd / \mu_L$$

式中 P_R ——对比压力, 即饱和压力与临界压力的比值;
 Pr_L ——普朗特数。

公式的适用范围：对比压力：0.002~0.44；
 饱和温度：294~583K；
 质量流速：10.8~210.6kg/(m²·s)；
 热流密度：0.158~1890kW/m²；
 干度：0~1。

其二是 Bivens 和 Yokozeki^[12]提出的修正 Shah 公式，具体形式为式 (1-4-28)：

$$\alpha = F\alpha_{\text{Shah}} \quad (1-4-28)$$

$$F = 0.78738 + 6187.89G^{-2} \quad (1-4-29)$$

式中 α_{Shah} 为按上式 (1-4-26) 计算出的凝结传热膜系数，W/(m²·K)。

其三是文献 [13] 作者自己利用从不同文献中收集到的以及自己实验的共 693 个 R134a 水平管内凝结传热膜系数的实验值，拟合出的一个新的关联式，其具体形式如式 (1-4-30)：

$$\alpha = F\alpha_L \quad (1-4-30)$$

$$F = 1 + 1.75/X_{tt}^{0.3} \quad (1-4-31)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-y}{y}\right)^{0.9} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \quad (1-4-32)$$

$$\alpha_L = 0.023Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \lambda_L / d \quad (1-4-33)$$

式中 X_{tt} 为 Martinelli 参数。

以上所列文献普遍认为，水平管内流动凝结形态主要是环状流，公式的形式相应的也都是在单相流传热膜系数的基础上乘以两相强化因子。然而在文献 [14] 中却提出完全不同的看法，认为在制冷装置中制冷剂在水平管内冷凝的冷凝器的运行一般是气液分层流动，并因此推荐适用于重力控制状态的以努谢尔特模型为基础的计算公式。具体对于氟利昂，相对于整个管内表面面积的传热膜系数按下式 (1-4-34) 计算：

$$\alpha = 0.555 \left[\frac{\beta}{(T_s - T_w)d} \right]^{0.25} = 0.455 \left(\frac{\beta}{\phi d} \right)^{1/3} \quad (1-4-34)$$

$$\beta = \frac{\lambda^3 \rho^2 g \gamma}{\mu} \quad (1-4-35)$$

其中， ϕ 为热流密度，W/m²；物性参数是按管的进口蒸气状态计算的。

西安建筑科技大学 (1999)^[15]用文献 [1] 给出的流型判据考察了大多数制冷剂在水平管内冷凝的流型，发现以环状流为主，结论与前述大多数文献一致。文献 [15] 对以上所列诸公式针对 R12、R22、R134a 和 R32 等工质进行了计算比较，发现修正 Shah 公式与实验数据的综合吻合程度最好。但对其中某一工质而言，吻合程度不一定是理想的。例如文献 [13] 的公式是由 R134a 的实验数据拟合得出的，它对 R134a 而言吻合程度更好。因此，对于水平管内局部凝结传热膜系数的计算，如果对某种工质已有根据其实验数据拟合出的经验关联式时，则应选用其经验关联式；若没有准确适合的公式时，推荐采用修正 Shah 公式来预测局部凝结传热膜系数，此式为不分流型的通用型公式。

1.3 纯质水平单管外及管束间的冷凝

1.3.1 纯质水平单管外的冷凝

人们对水平单管外凝结换热的研究最早从光管开始，Nusselt 公式是一个较权威的基础公式，后来的公式都与之比较。Nusselt 公式用来计算静止蒸气在水平单管外沿圆周方向的平均传热膜系数的公式为^[1]：

$$\alpha = 0.725 \left[\frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_v) g \gamma}{\nu_L (T_s - T_w) d} \right]^{1/4} \quad (1-4-36)$$

在蒸气速度增大时，制冷剂在管外的凝结传热膜系数有所增大，比用 Nusselt 模型推算的值要大。因为在蒸气剪力作用下，传热面上的凝液层减薄且可能出现较强的湍流。在蒸气速度增大时，对蒸气剪力影响的考虑，下面的文献中给出几种不同的算法，具体形式如下所述。

文献 [1] 中推荐如下计算式，由该式计算得到的结果，可以和不同实验中得到的相当宽广范围内的数据很好地吻合。公式可以写成：

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = 1.4 \left[\frac{u_v^2 (T_s - T_w) \lambda_L}{g d \gamma \mu_L} \right]^{0.05} \quad (1-4-37)$$

式中 α_0 ——根据式 (1-4-36) 计算出的传热膜系数，W/(m²·K)；

u_v ——蒸气来流速度, m/s。

该式只适用于 $\alpha/\alpha_0 > 1$ 的情况, 否则应该使用 Nusselt 计算式。

文献中还指出, 理论上证明水平方向蒸气流动和蒸气向下流动二者的局部传热膜系数不同, 但沿周向的平均传热膜系数却是相同的。因此, 只要流体是垂直管子运动和管子是水平放置的, 那么不管竖直方向的蒸气来流还是水平方向的蒸气来流, 上式都是适用的。

文献 [17] 中推荐, 运动蒸气在水平圆管上凝结时的换热, 对于凝结液层流流动的情况可按式 (1-4-38) 计算:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(1 + 3.62\kappa^4 \frac{Fr}{Pr \cdot k}\right)^{1/4} \quad (1-4-38)$$

$$Fr = u_v^2 / gd \quad (1-4-39)$$

$$\kappa = 0.9[1 + (Pr \cdot k / R)^{1/3}] \quad (1-4-40)$$

$$k = \gamma / (C_{pl} \cdot \Delta T) \quad (1-4-41)$$

$$\Delta T = T_s - T_w \quad (1-4-42)$$

$$R = [\rho_L \mu_L / (\rho_v \cdot \mu_v)]^{1/2} \quad (1-4-43)$$

式中 Fr 为弗鲁特数。

当 $u_v = 0$ 时, 上式变为适用于静止蒸气的 Nusselt 公式。

文献 [14] 中认为, 如果冷凝的蒸气相对于冷却表面运动, 与蒸气不流动相比, 其传热膜系数要变化, 对于氨和氟里昂可按式 (1-4-44) 考虑这种影响:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \epsilon_v \quad (1-4-44)$$

$$\epsilon_v = 0.43 Re_v Pr_v \quad (1-4-45)$$

$$Re_v = \frac{u_v d}{\nu_v} \quad (1-4-46)$$

$$Pr_v = \frac{\nu_v}{a_v} \quad (1-4-47)$$

其中, 物性参数 ν_v , a_v 均为饱和蒸气的物性值。

水平单管外静止蒸气凝结传热膜系数的计算式, 各文献中都一致认为前面提到的 Nusselt 计算式, 其理论值与实验值的吻合程度对不同工况都比较满意。若蒸气流量加大, 蒸气流动速度较高时, 前面三个文献中对流速影响的考虑, 其定性的结论是一致的, 都认为应有所提高。但定量的计算, 结果差别很大。然而, 在冷凝器的设计中, 一般都按静止蒸气来处理, 不考虑流速的影响, 这样做偏保守一些, 但比较安全。

1.3.2 纯质水平管束间的冷凝和逐排计算法

大多数蒸气冷凝过程, 是在壳管式换热器壳侧进行的。蒸气在壳侧管束间冷凝时, 由于管束的不规则几何形状, 情况很复杂, 难于准确推算凝结传热膜系数。对于管束, 应考虑冷凝液在管排之间滴落和蒸气贯穿管束速度的影响。至今, 对它们还没有进行充分的研究。华南理工大学对纯质氨制冷剂冷凝卧式折流杆螺旋槽管束进行了实验研究和生产应用, 并与光管管束作了对比, 得到了理论和实用计算公式, 获得良好的效果^[18]。多数文献中都认为, 对蒸气在管束间的冷凝换热, 由于下落的冷凝液可使下部管束外的液膜增厚, 使传热膜系数有所降低。因此, 水平管束间的平均传热膜系数应乘以小于 1 的管束修正系数 ϵ_z , 只是修正系数的具体算法不同。下面给出几种修正系数的不同算法。

文献 [19] 中推荐, 管排对传热膜系数的影响由下式考虑:

$$\bar{\alpha} = \alpha_0 \epsilon_z \quad (1-4-48)$$

$$\epsilon_z = N_v^{-1/6} \quad (1-4-49)$$

式中 α_0 ——按 Nusselt 式计算的最顶排管外的传热膜系数, $W/(m^2 \cdot s)$;

N_v ——垂直通道上的管数。

文献 [20] 中推荐, 管束修正系数的计算如下:

$$\bar{\alpha} = \alpha_0 \epsilon_z = \alpha_0 z^{-1/6} \quad (1-4-50)$$

$$z = \left[N / \sum_i^n n_i^{3/4} \right]^4 \quad (1-4-51)$$

文献 [14] 中推荐, 管束修正系数的计算式为:

$$\bar{\alpha} = \alpha_0 \cdot \epsilon_z = \alpha_0 \cdot z^{-1/6} \quad (1-4-52)$$

其中，管子顺排时， $z = \sum_i^m n_i / m$ ，管子三角形错排时，近似取为 $0.6N^{0.5}$ 。式 (1-4-51) 和式 (1-4-52) 中， n_i 为每列的排数， m 为列数， N 为总管数。

以上关于管束间冷凝传热膜系数的算法，总是在层流传热膜系数的基础上加以修正的，并没有考虑紊流的情况。本文作者在文献 [15] 中用逐排计算的方法，分别计算每排管子的凝结传热膜系数，利用液膜流动的雷诺数来判别液膜的流动是层流还是紊流。下面给出其逐排计算法。

对于第 j 排管子的凝结传热膜系数按下式计算：

$$\frac{\alpha_j}{\lambda_L} \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_v)g} \right]^{1/3} = \begin{cases} 1.2Re^{-1/3} & (Re < 1600) \\ 0.023Re^{0.25}Pr^{0.5} & (Re \geq 1600) \end{cases} \quad (1-4-53)$$

$$Re = \frac{2\dot{\gamma}_j}{\mu_L} \quad (1-4-54)$$

其中， $\dot{\gamma}_j$ 为第 j 排单位管长总凝液量， kg/m ；是本排管上凝液量与其上各排管上落下的凝液量之和。

对 α_j 需要进行迭代计算，其中利用了管壁温度相同的假定。具体的迭代计算框图见图 1-4-1。

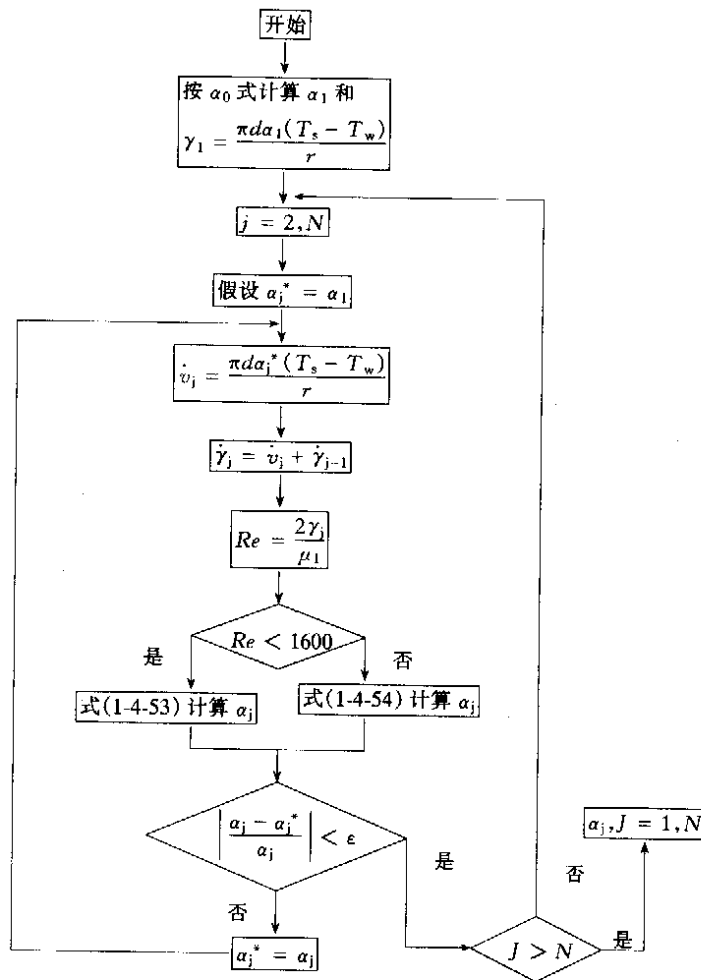


图 1-4-1 逐排计算流程图

求出每一根管子的凝结传热膜系数后，然后再取管束各根管子传热膜系数的算术平均值作为整个管束的平均凝结传热膜系数，进而求得管束修正系数 ϵ_z 值。

本文作者在文献 [15] 中对其他文献中几种算法的 ϵ_z 值进行了比较，发现结果相差不多，其中文献 [14] 中给出的 ϵ_z 值更合理些。因此推荐式 (1-4-52) 为管束平均冷凝传热膜系数的公式。

2 混合蒸气冷凝换热的分析与计算

2.1 混合蒸气的冷凝换热机理

在核能、化工、热能、动力等部门的设备中（如大型动力电站凝结器、制冷设备冷凝器、空气分离装置中的分凝器等），混合蒸气凝结现象极为普遍。混合蒸气的凝结换热过程与纯蒸汽相比主要有以下两点不同：

- (1) 混合蒸气凝结时，冷凝面上产生的冷凝温度是变化的；
- (2) 在整个冷凝过程中，除有传热外，同时进行着传质，而且传热与传质之间又相互影响。

当混合蒸气开始冷凝时，因组成蒸气的各组分具有不同的挥发性和扩散传递性，挥发性小的组分首先开始冷凝，挥发性大的组分被吹带到相界面处，使相界面处挥发性大的组分气相浓度增加，分压增大。在总压一定的情况下，相界面处挥发性小的组分分压相应减小，与之对应的露点温度降低，这样相界面上的温度 T_i 低于主流气体温度 T_s ，温差的出现，使液膜内侧的传热温差由原来的 $(T_s - T_w)$ (T_w 为冷凝壁面温度) 减小到 $(T_i - T_w)$ ，相当于引进了附加热阻，减小了局部冷凝传热膜系数。附加热阻最终是由附加传质阻力引起的。易挥发组分在相界面的积聚，阻碍另一组分（难挥发组分）向界面的传递，使难挥发组分分压降低，饱和温度下降，限制其进一步冷凝。

2.2 混合蒸气冷凝换热的预测方法

混合蒸气流动凝结换热的预测方法主要有理论半理论法和纯经验拟合法两类。纯经验拟合法由于缺乏充分的理论依据，因而适用范围有限。

理论半理论法有传热传质分析法和传热传质类比法以及简易法^[21]三种。前两种方法都没有气液相温度均处于热力学平衡温度下和浓度场处于相平衡浓度下的假设，而是考虑到混合工质凝结过程中温度场和浓度场的不均匀，因此物理模型比较可靠。但由于在计算过程中利用了传质系数，而计算传质系数需要知道扩散系数 D ，扩散系数 D 的数据往往很缺乏，不容易查到，而且往往要进行数值求解，计算过程很复杂，因而限制了在工程中的广泛应用。简易法又称 Bell and Ghaly 法或气相热阻法，此法相对比较简便，计算中不需要知道传质系数。此法在化工领域的混合蒸气冷凝换热计算中最先得到应用并获得了一定成功，但在制冷剂冷凝换热计算中还未广泛采用。本文作者在文献 [15] 中着重对比了 Bell-Ghaly 法与纯经验拟合法对常用混合蒸气冷凝换热的预测情况。

2.3 Bell-Ghaly 法的数学模型

Bell-Ghaly 法的模型是以膜理论为基础建立起来的，其传热速率方程式，可依据不同的推动力写成不同的表达式，见式 (1-4-56) ~ 式 (1-4-58)。

通过液膜的传热通量：

$$q_L = \alpha_L (T_i - T_w) \quad (1-4-56)$$

通过气相的传热通量（只有显热传递）：

$$q_{sv} = \alpha_{sv} (T_s - T_i) \quad (1-4-57)$$

以总推动力为依据传热通量：

$$q_t = \alpha (T_s - T_w) \quad (1-4-58)$$

将式 (1-4-56)、式 (1-4-57)、式 (1-4-58) 联立，得

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_L} + \frac{q_{sv}/q_t}{\alpha_{sv}} \quad (1-4-59)$$

（总热阻）（液膜热阻）（气膜热阻）

Bell-Ghaly 将 q_{sv}/q_t 用 Z 表示，即：

$$Z = q_{sv}/q_t \quad (1-4-60)$$

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{Z}{\alpha_{sv}} \quad (1-4-61)$$

式中 α_{sv} ——气相显热传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； $\alpha_{sv} = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4} \left(\frac{\mu_v}{\mu_w} \right)^{0.14} \frac{\lambda_v}{d}$ ；

α_L ——液膜传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

α ——总传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

q_{sv} ——气相显热通量， W/m^2 ；

q_t ——总热通量, W/m^2 ; $q_t = q_{sv} + q_L$;

q_L ——潜热通量, W/m^2 。

Bell-Ghaly 法提出采用“冷凝曲线”法来求 Z , 而混合蒸气的冷凝曲线可用平衡温度和热量的关系来表示。在分段计算局部冷凝传热膜系数时, 可以用局部的显热换热量与局部的总换热量之比来求得局部的 Z 值。

采用 Bell-Ghaly 法计算混合蒸气的流动凝结传热膜系数时, 没有理论法那么复杂, 而且也没有用到扩散系数 D , 因此比较适合在工程中应用。由于 Bell-Ghaly 法基于平衡冷凝曲线, 即认为在气相主体温度下气液相组成达到平衡。然而实际中并不可能达到平衡, 因此采用平衡冷凝曲线会带来一定的误差。另一方面, Bell-Ghaly 法中假设气相显热以对流方式从气相主体传递到相界面上, 故用单相对流传热膜系数计算式来计算气相的显热传热膜系数, 然而实际的气相显热传递由于受到气膜两侧传质的影响, 而且冷凝液面的波动状况也会对它有影响, 因此与单相对流换热并不是完全符合, 鉴于此采用一个界面增强因子 G_f 来修正因液面波动对换热的影响, 但这种修正不可能把所有的影响因素全面考虑, 因此也可能带来一定的误差。再者, 在液膜热阻的计算中, 计算混合物物性采用的状态方程、气液相焓的计算以及迁移性质的计算等也会带来一定的误差。

2.4 混合工质管内冷凝的研究现状

非共沸混合工质的凝结换热与纯工质相比, 由于存在气液相组分浓度上的差异, 在凝结过程中存在着质扩散阻力的影响, 因而较单一工质更为复杂。从现有的文献来看, 所做过的研究也比纯工质要少得多。

Bokhancovskiy^[22]对 R12/R22 混合工质在套管式换热器中的流动凝结换热进行了实验测量, 他的实验结果显示当热流密度小于 $18kW/m^2$ 时, 混合工质的平均传热膜系数明显地受组分浓度的影响, 并且几乎均低于 R12 和 R22 纯组分的传热膜系数, 而当换热热流密度大于 $20kW/m^2$ 时, 混合工质的平均传热膜系数与纯工质非常接近, 而且不再表现出受组分浓度的影响。

Tandon 等人^[23]对 R12/R22 混合工质在水平光滑管中的凝结传热膜系数进行了实验测量, 混合工质中 R22 的质量浓度分别为 25%、50% 和 75%。实验结果显示三种浓度配比下的混合工质的传热膜系数均低于 R22 而高于 R12, 但传热膜系数与组分浓度间并不存在简单的比例关系。

Atouber 和 Kornota^[24]对 R12/R114 混合工质在水平光滑管内的凝结传热膜系数进行了实验测量, 发现随着 R12 中 R114 组分浓度的增加, 混合工质的传热膜系数在大多数局部换热段均有下降, 而且传热膜系数下降最严重的区域始终位于总长 18m 的换热段的中段部分, 文献的作者认为可能是因为两相滑移造成的额外浓度不平衡以及原有的温度梯度共同作用的结果。避免的方法之一是增加管内流体的紊流度。

Shizuya 等人^[25]对 50%R22 质量浓度的 R22/R114, R22/R123 混合工质以及 54%R22 质量浓度的 R22/R142b 混合工质在水平光滑管内的流动凝结传热膜系数进行了实验测量。通过三种混合工质之间以及它们与其纯组元之间的对比, 他们认为当组成非共沸混合工质的两种纯组元的沸点相差较大时, 混合工质的传热膜系数与纯组元的传热膜系数按浓度平均得到的值相比有明显的降低, 但当两种组元的沸点温度相差较小时则混合工质的传热膜系数与纯组元的传热膜系数按浓度平均得到的值相比无明显下降。

Toriboshi 和 Ebisu^[26]对 R32 质量浓度为 30% 的 R32/R134a 混合工质及其纯组元 R32、R134a 在水平光滑管内的流动凝结换热进行了实验研究。实验结果表明, 在相同的质量流速下相比较, R32 和 R134a 的凝结传热膜系数分别比 R22 高 65% 和 10% 左右, 而 R32/R134a 混合物的凝结传热膜系数则低于 R22。

Ro 等人^[27]也对 R32 质量浓度为 30% 的 R32/R134a 混合工质在水平光滑管内的凝结传热膜系数进行了实验研究。实验结果只在相同的供热能力下进行了比较, 显示出 R32/R134a 混合工质的传热膜系数大约比 R22 低 20% 左右。

Doerr 等人^[28]对 R32 质量浓度为 40% 的 R125/R32 混合工质和质量浓度分别为 10% 和 25% 的 R32/R134a 混合工质在水平光滑管内的凝结传热膜系数进行了实验测量。在相同的质量流速下比较时, 只有 R32/R125 混合工质的传热膜系数高于 R22, 其余的均低于 R22。其中 R32/R134a 混合工质当 R32 质量浓度为 25% 时的传热膜系数高于 10% 时的传热膜系数。在相同的供热能力下比较时, 所有混合工质的传热膜系数均小于 R22, 而当 R32 质量浓度为 10% 时 R32/R134a 混合工质的传热膜系数高于其质量浓度为 25% 时的传热膜系数。此外, 所有混合工质的传热膜系数均随着冷凝温度的升高而降低。

Biverns 和 Yokozeki^[12]提出了一个计算混合工质管内凝结传热膜系数的计算式 (实验关联式), 他们修正了计算纯质管内凝结传热膜系数的 Shah 公式^[13], 增添了一个包含质量流速项的修正因子 F , 然后按此式

计算出纯工质的传热膜系数，再按混合法则计算混合工质的传热膜系数。

西安交通大学^[13]对 R32 质量浓度为 10%~60.1% 范围的 R32/R134a 混合物在水平管内流动凝结换热做了实验研究与理论分析。实验研究结果表明，当 R32 质量浓度在 20% 左右时，混合物的局部传热膜系数低于相同条件下其他浓度配比下的传热膜系数。在纯质管内流动凝结传热膜系数实验关联式的基础上，考虑混合效应对传热膜系数的影响，提出了适用于计算混合工质凝结传热膜系数的实验关联式，与其自己的 R32/R134a 的实验数据吻合良好。采用膜层法的思想对 R32/R134a 管内流动凝结换热进行了理论计算。根据其理论模型对实验工况进行模拟计算得到的结果与实验结果相比，有令人满意的吻合程度。

作者在文献 [15] 中利用收集到的不同工况下不同混合蒸气的实验结果，对计算混合蒸气管内凝结传热膜系数的实验关联式与 Bell-Ghaly 法的计算结果进行了比较，对比结果表明，Bell-Ghaly 法的综合吻合程度较好。

2.5 混合蒸气冷凝传热膜系数的计算公式

混合蒸气冷凝换热的经验公式在文献上报道的很少，这些公式的基本形式可以用下面两个公式作为代表。

文献 [12] 中提出了一个计算混合工质管内凝结传热膜系数的计算式，先按修正 Shah 公式分别计算出各纯质组元的传热膜系数，然后按下面的混合法则计算混合工质的传热膜系数 α_{mix} ：

$$\alpha_{\text{mix}} = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{y_i}{\alpha_i} \right)^c \right]^{-\frac{1}{c}} \quad (1-4-62)$$

$$c = \begin{cases} 0.85 - 0.0145545(T_d - T_b) & (G \geq 160) \\ [0.10676 + 0.12483 \ln G][1.25 - 0.04545](T_d - T_b) & (G < 160) \end{cases}$$

式中 n ——混合工质所含组元的数目；

α_i ——每种组元的凝结传热膜系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

T_d, T_b ——分别为露点温度和泡点温度， K ；

G ——质量流速， $kg/(m^2 \cdot s)$ ；

y_i ——每种组元的份数。

西安交通大学^[13]利用自己实验获得的 R32/R134a 混合工质管内凝结传热膜系数的实验数据拟合出一个新的关系式：

$$\alpha_{\text{mix}} = C_m F \alpha_1 \quad (1-4-63)$$

$$\alpha_1 = 0.023(Gd/\mu_1)^{0.8} Pr^{1/3} \lambda_1/d \quad (1-4-64)$$

$$F = 1 + 1.75/X_t^{0.3} \quad (1-4-65)$$

$$C_m = 1 - 0.75|Y - X|^{1.6} \quad (1-4-66)$$

其中， Y 和 X 分别为混合工质在相应组分浓度和饱和压力下的易挥发组分的气液相摩尔浓度，其他物性值均为相应浓度下的混合工质的物性值。

本文作者在文献 [15] 中采用 Bell-Ghaly 法，液膜热阻用修正 Shah 公式计算。其计算值与不同浓度配比的 R32/R134a、R32/R125、R22/R12 的实验值进行了比较，发现偏差比较小，但正偏差偏多，其计算值与实验值之间的绝对平均偏差为 10.16%，在上述三种算法中，综合偏差是最小的。若混合物物性计算的误差减少，以及计算纯质传热膜系数公式的准确性增加，其精度可能还会提高。

由此可以得出，采用混合工质的物性按纯质传热膜系数的计算式计算液膜热阻，再加气膜热阻的方法，更为科学，精度也较高。所以，对混合工质凝结传热膜系数的计算，若有根据实验数据拟合出的相应混合物的更准确的经验计算式时，则采用之。若没有，例如对新混合物的凝结传热膜系数进行预测时，推荐采用气相热阻法。

2.6 混合工质管外凝结换热的研究现状

文献 [29] (Sprrow 等) 采用气液双边界层二元模型求得竖直平板外二元混合工质自然对流凝结换热的相似解，Lucas 在 1976 年则对一倾斜平板上二元混合蒸气采用差分法求解^[30]在这些理论模型中，均假设凝结液膜遵从 Nusselt 理论解，通过与气膜边界层耦合求解来确定气液界面处温度。

考虑到液体混合物的物理特性随组分变化很大，且混合工质的凝结换热特性与气液相平衡曲线有很大关系，文献 [31] 选择了甲醇-水、丙醇-水、丙酮-水及丙醇-四氯化碳为实验介质，研究强制对流凝结时液膜

的物理特性及相平衡特点对竖直平板外凝结换热性能的影响,并通过理论计算认为对于非共沸混合工质的换热量随易挥发组分的增加而减小,且有一最小值,之后换热量又增加,换热量与液膜的物性有关。

文献 [32] 对非共沸混合工质 R22/R142b 进行了水平光管外膜状凝结换热理论及实验研究,提出了水平圆管外非共沸混合工质凝结换热的非相似解解析模型,其结果与实验值吻合较好。

现有的理论解研究方法虽然多种多样,但尚未形成一套成熟的理论体系,都处于一种尝试阶段。

文献 [33] 对 R22/R152a 非共沸混合工质进行了水平单管外的凝结换热的实验研究。

西安交通大学^[34]等在系统温度 30℃ 时,对纯工质 R12、R152a 及五种 R22 组分浓度配比下的 R22/R152a 非共沸混合工质,在水平单管外的凝结换热特性进行了实验研究。实验结果表明,在五种 R22 组分浓度配比下,R22/R152a 混合工质的管外凝结传热膜系数均低于纯质 R152a,但高于纯质 R12;对于光管,R22/R152a 管外凝结传热膜系数是纯质 R12 的 1.34~1.43 倍。

近年来,有关非共沸混合工质在单管外的凝结换热及强化方面的研究较多,但对管束间凝结换热的研究则较少。

天津大学^[35]等针对折流杆冷凝器的结构特点,提出了折流杆冷凝器壳侧混合蒸气冷凝换热的计算方法,以气相热阻法作为理论基础,并通过实验加以验证。实验以乙醇-水、溶剂汽油和溶剂汽油-氮气为工作介质,在重力控制区和过渡区,实验所得传热系数值与理论计算值的偏差均小于 32%。

文献 [36] 等对非共沸混合工质在水平管束上的冷凝传热及强化进行了研究,得出非共沸混合工质在光管管束上冷凝时,错列管束比直列管束的冷凝传热性能好。

文献 [37] 等研究了花瓣形翅片管强化非共沸混合工质在水平管束上轴向流动冷凝换热的性能,并建立了管束冷凝传热膜系数的模型。该模型以气相热阻法为基础,并用附加温差法确定气相热阻。结果表明,该模型的计算值与实验结果吻合良好。

从现有的研究管束上混合蒸气凝结的文献来看,仍然采用在单管传热膜系数的基础上加以管束修正的方法来计算,而且管束修正的方法与纯质时相同。

3 冷凝器的计算机模拟^[13]

3.1 冷凝器的类型

本文在对冷凝器冷凝过程的模拟计算中,均认为蒸气为完全冷凝,即从饱和蒸气冷凝到饱和液体,而饱和液体的过冷认为是在其他热交换设备中进行的。

根据冷却剂的种类不同,冷凝器可归纳为四类,即水冷、空冷、水-空冷却(即蒸发式和淋水式)以及靠其他工艺介质进行冷却的冷凝器。本文着重对水冷及空冷冷凝器进行模拟分析。

水冷式冷凝器是用水作冷却介质。冷却水可分为井水、河水等当地易于大量取得者。常用的水冷式冷凝器有立式壳管式冷凝器、卧式壳管式冷凝器和套管式冷凝器。

空冷式冷凝器完全不需要冷却水,而是利用空气作为冷却介质。蒸气在空冷式冷凝器中的传热过程与水冷式冷凝器相似。根据空气流动发生的原因不同,空冷式冷凝器有自然对流式和强迫对流式之分。本文主要考虑强迫对流式空冷冷凝器。在强迫对流式空冷冷凝器中,蒸气在肋管内冷凝,通过风机使空气以 2~3m/s 的迎面风速横扫肋片管束,吸收管内工质放出的热量。采用肋管的目的在于强化空气侧的换热。根据蒸气在肋管内的流动方向也可分为水平肋片管式空冷冷凝器和竖直肋片管式空冷冷凝器。

3.2 冷凝器的传热过程

冷凝器中的传热过程包括:蒸气的冷凝换热;通过金属壁、垢层的导热过程;冷却剂(水或空气)的吸热过程(对流换热)。

(1) 蒸气的冷凝

对于蒸气的冷凝换热过程,由于立式壳管式水冷冷凝器、卧式壳管式水冷冷凝器、套管式水冷冷凝器、水平肋片管式空冷冷凝器以及竖直肋片管式空冷冷凝器中蒸气的换热方式不同,分别属于竖管壁上、水平管束间、水平管内的冷凝换热,对上述各种情况下冷凝传热膜系数的求法已在前面详细介绍过,请参阅有关章节。

(2) 冷却剂侧的换热

冷却剂的流动与换热情况对于不同型式的冷凝器各不相同,对于水冷冷凝器,冷却剂(水)在管内或环形流道内流动。对于强迫对流式空冷冷凝器,空气是横向掠过错排或顺排的肋管管束。

(2.1) 冷却水在管内（或流道内）的强制对流换热

水在管内流动一般多呈充分发展的湍流 ($Re > 10^4$)。此时，水在直管内强制对流的传热膜系数可按下列式 (1-4-67) 计算：

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (1-4-67)$$

$$\alpha_w = \frac{Nu\lambda}{d_i}$$

$$Re = \frac{d_i v}{\nu}$$

$$v = \frac{\dot{V}_w}{\frac{\pi}{4}d_i^2}$$

- 式中 v ——管内冷却水的流速，m/s；
 \dot{V}_w ——冷却水的体积流量，m³/s；
 d_i ——管子内径或流道当量直径，m；
 λ ——冷却水的导热系数，W/(m·K)；
 ν ——冷却水的运动粘性系数，m²/s。

(2.2) 空气横向掠过肋管管束时的换热

对于空冷冷凝器，由于管子内外侧的传热膜系数相差悬殊，管外空气侧的对流传热膜系数较小，故在管外装设肋片，以强化传热。空冷冷凝器多采用肋管管束，管束的排列有错排和顺排两种。错排的空气传热膜系数高于顺排，但空气流动阻力却大于顺排。错排布置多呈三角形排列，以充分发挥肋片效率。

现今国内外空冷冷凝器中，连续整体式肋管管束，已经得到了广泛应用。整体式肋片管束，可以设想为若干组单管上的六角形肋片（错排肋管束）或矩形肋片（顺排肋管束）的组合，这些假想肋片的轮廓线是绝热线。对于整体式肋管管束外表面空气侧的传热膜系数可按下列公式计算^[12]：

$$\alpha_2 = \alpha_a \eta_{f-b} \quad (1-4-68)$$

$$\alpha_a = C_1 C_2 \left(\frac{\lambda}{d_e}\right) \left(\frac{L}{d_e}\right)^n Re^m$$

$$\eta_{f-b} = \frac{\eta_f A_f + A_p}{A}$$

- 式中 Re ——雷诺数， $Re = \frac{v d_e}{\nu}$ ；
 v ——净通道截面（最窄流通截面）的空气流速，m/s；
 ν ——空气的平均运动粘度，m²/s；
 λ ——空气的平均导热系数，W/(m·K)；
 d_e ——空气流通截面的当量直径，m；参见图 1-4-2；

$$d_e = \frac{2(s_1 - d_o) \cdot (e - \delta)}{(s_1 - d_o) + (e - \delta)}$$

- s_1 ——管间距，m；
 e ——肋片间距，m；
 δ ——肋片厚度，m；
 L ——沿气流方向肋片的长度，m；
 n ——指数， $n = -0.28 + 0.08 \frac{Re}{1000}$ ；
 m ——指数， $m = 0.45 + 0.0066 \frac{L}{d_e}$ ；

C_1 ——与气流运动状况有关的系数， $C_1 = 1.36 - 0.24 \frac{Re}{1000}$ ；

C_2 ——与结构尺寸有关的系数， $C_2 = 0.518 - 2.315 \times 10^{-2} \left(\frac{L}{d_e}\right) + 4.25 \times 10^{-4} \left(\frac{L}{d_e}\right)^2 - 3 \times 10^{-6} \left(\frac{L}{d_e}\right)^3$ ；

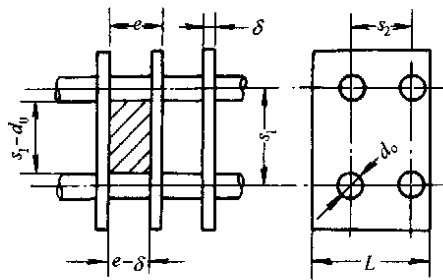


图 1-4-2 整体肋片尺寸示意图

η_{f-b} ——肋片管效率;

η_f ——肋片效率, $\eta_f = \frac{\text{th}(ml)}{ml}$, ml 为无因次肋高;

A_f ——肋片面积, m^2 ;

A_p ——肋片基管外表面积, m^2 ;

A ——肋片管外表面积, m^2 ; $A = A_f + A_p$ 。

由于公式(1-4-68)只适用于顺排管束,当管束呈错排布置时,按上式求出的 α_a 值应再乘以 1.1~1.5 的系数。

(3) 通过管壁与垢层的附加热阻

管壁热阻为 $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)$, δ 、 λ 分别为管壁厚度和导热系数,对于铜管,由于其导热系数很高,该项热阻可以不计,但对于钢管等则应予以考虑。污垢热阻可参阅表 1-4-1。

表 1-4-1 污垢热阻的参考值

$\text{m}^2 \cdot \text{C} / \text{W}$

1. 水的污垢热阻				
热流体温度, $^{\circ}\text{C}$	<115		115~205	
水温, $^{\circ}\text{C}$	<50		>50	
水速, m/s	<1	>1	<1	>1
海水	0.0001	0.0001	0.0002	0.0002
硬度不高的自来水和井水	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
河水	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006
硬水 ($>257\text{g}/\text{m}^3$)	0.0006	0.0006	0.001	0.001
锅炉给水	0.0002	0.0001	0.0002	0.0002
蒸馏水	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
冷水塔或喷水池				
水经过处理	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
未经过处理	0.0006	0.0006	0.001	0.0008
多泥沙的水	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006

2. 几种流体的污垢热阻

油		蒸气和气体		液体	
燃料油	0.001	有机蒸气	0.0002	有机物	0.0002
润滑油、变压器油	0.0002	水蒸气(不含油)	0.0001	制冷剂液	0.0002
		废水蒸气(含油)	0.0002	盐水	0.0004
		制冷剂蒸气(含油)	0.0004		
		压缩空气	0.0004		
		燃气、焦炉气	0.002		
		天然气	0.002		

3.3 冷凝器计算机模拟的具体计算步骤

如前所述,冷凝器可分为不同的类型,对于不同型式的冷凝器其设计计算过程也略有不同。下面只对卧式壳管式冷凝器模拟计算的具体步骤作一概要介绍。对于其他型式冷凝器的模拟计算步骤,只给出与卧式壳管式冷凝器的不同之处。

3.3.1 纯质壳侧冷凝时分段法卧式管壳式冷凝器模拟计算具体步骤

(1) 给定已知参数, 冷凝压力 (P_k) 或冷凝温度 (T_k)、冷凝热负荷 Q_k 或冷凝物质量流量 (M_s)、管外径 D_o 、管间距 L_{tp} 、管程数 N_{tp} 、管子排列方式 (三角形、正方形)、冷却水进口温度 T_{2in} 、冷却水流量 M_w 或冷却水流速 V_w 、管壁导热系数 λ 、管壁厚度 δ 、壳径 D_s (先给一个较小的初始值, D_s 的逐次增加值 DD_s 取为 50mm 或 100mm);

(2) 根据 D_s 的值, 进行结构布置, 调用结构计算子程序, 确定管子根数 NUM 、管长 L 、实际换热面积 A_{act} ;

(3) 对干度进行分段, $DY = \frac{1-0}{N}$, 分为 N 段;

(4) 调用蒸气物性子程序和凝液物性子程序;

(5) 计算局部微元段的换热量, $DQ = DYM_s r$ (r 为汽化潜热);

(6) 计算局部微元段的冷却水温升, $DT_w = \frac{DQ}{c_{pw}M_w}$ (c_{pw} 为水的平均比热容), 得出局部微段冷却水出口温度, $T_{2out} = T_{2in} + DT_w$, 以及局部微元段的平均水温, $T_2 = (T_{2in} + T_{2out})/2$;

(7) 假设局部壁温, $T_w^* = \frac{T_k + T_2}{2}$;

(8) 调用工质侧传热膜系数 α_1 的计算子程序;

(9) 调用冷却剂侧传热膜系数 α_2 的计算子程序;

(10) 计算局部总传热系数 K (以管外表面积为基准), $K = \left[\left(\frac{1}{\alpha_1} + R_{fo} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_{fi} \right) \frac{D_o}{D_i} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{D_o}{D_m} \right]^{-1}$,

R_{fo} 为管外侧污垢热阻, R_{fi} 为管内侧污垢热阻, $D_m = \frac{D_o + D_i}{2}$;

(11) 计算局部微元段的热流密度, $q = K \Delta T$, $\Delta T = \frac{T_{2out} - T_{2in}}{\ln \frac{T_k - T_{2in}}{T_k - T_{2out}}}$;

(12) 计算局部微元段的管外壁温 T_w , $T_w = T_k - \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_{fo} \right) q$;

(13) 判断 $\frac{|T_w - T_w^*|}{T_w} < \text{允许值 } \epsilon$ 与否; 若是, 则继续第 (14) 步; 否则, 令 $T_w^* = T_w$, 返回第 (8) 步, 直到满足为止;

(14) 计算局部微元段的换热面积, $DA = \frac{DQ}{q}$;

(15) 计算所需的总面积, $A = \sum_i^N DA_i$;

(16) 判断 $N_s = \frac{A_{act}}{A}$ 是否大于裕度 N_{min} (取 1.2); 若大于或等于, 则继续; 否则, $D_s = D_s + DD_s$, 返回第 (2) 步, 直到满足为止;

(17) 打印结果, 结构参数、传热膜系数等。

对于立式壳管式冷凝器, 与卧式管壳式冷凝器基本相同, 只是第 (8) 步中调用的工质侧传热膜系数 α_1 的计算子程序不相同。因为冷凝换热方式不一样, 对于卧式壳管式冷凝器制冷剂的冷凝属于在水平管束间冷凝, 而立式壳管式冷凝器中壳侧的冷凝属于竖管束间冷凝, 亦即竖壁上的冷凝。

套管式冷凝器与卧式壳管式冷凝器结构不同, 套管式冷凝器中蒸气的冷凝属于水平管内冷凝。因此套管式冷凝器设计计算的具体步骤与卧式壳管式冷凝器有些地方不同, 现简单介绍如下:

(1) 已知参数的输入, 结构参数需给出内管内径 D_{ii} , 内管外径 D_{oi} , 外套管内径 D_{io} , 每排有效管长 L_m , 其他参数与卧式壳管式冷凝器中的相同;

对于套管式冷凝器不需第 (2) 步;

(3)~(15) 与卧式壳管式冷凝器基本相同, 不同之处只是在第 (8) 步中调用的工质侧传热膜系数 α_1 的子程序不同, 第 (10) 步中局部传热系数以管内表面积为基准计算, 第 (12) 步中计算管内壁温;

(16) 根据总面积求出总管长, $L_{total} = \frac{4A}{\pi D_{ii}^2}$;

(17) 根据总管长和每排管长 L_m 布置管排数, $n = L_{total}/L_m$;

(18) 输出相应的结果。

对于空冷冷凝器，由于冷却剂为空气，而且为肋管，因此结构参数的输入有所不同，冷却剂侧空气传热膜系数 α_2 的计算子程序也不相同。具体步骤如下：

(1) 已知参数的输入，结构参数中需给出基管外径 d_0 ，壁厚 δ_p ，肋片厚度 δ_f ，肋片节距 e ，排列方式，管中心距 s_1, s_2 ，管子排深数 z ，每排管子根数 n ，每根管子长度 l ；物性参数中需给出空气的导热系数 λ ，空气的进口温度 t_1 ，冷却空气量 M_a 或空气出口温度 t_2 ；

(2) 根据结构参数计算出实际换热面积， $A_p = \frac{1000}{e} \pi d_0 (e - \delta_f)$ ， $A_f = \left(s_1 s_2 - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) \times 2 \times \frac{1000}{e}$ ， $A = A_p + A_f$ ，单位长管内表面积； $A_i = \pi d_i$ ， $A_{act} = n z l A$ ， A_p 、 A_f 分别为每米管长基管外表面积和肋片表面积；

(3)~(15) 与卧式壳管式冷凝器基本相同，不同之处只是制冷剂侧传热膜系数 α_1 的计算子程序和冷却剂侧传热膜系数 α_2 的计算子程序不同，并且总传热系数 K 的计算也不同， $K = \left[\frac{1}{\alpha_2} + R_f + \frac{\tau}{\alpha_1} \right]^{-1}$ ， R_f 为污垢热阻和肋片与基管的接触热阻等， $\tau = \frac{A}{A_i}$ (τ 为肋化系数)；

(16) 比较计算出的面积 A 与实际面积 A_{act} ，使 $\frac{A_{act}}{A} \geq 1.2$ ，否则调整结构参数中排深数 z ，每排管子根数 n ，每根管子长度 l 的大小，使之满足要求，最好只调整每根管子长度 l 的大小；

(17) 打印相应的输出结果。

竖直肋片管式与水平肋片管式空冷冷凝器设计计算步骤的不同之处只是工质侧传热膜系数 α_1 的计算子程序不同，其他步骤均相同。

3.3.2 混合工质冷凝器模拟计算具体步骤

前面介绍的冷凝器蒸气为纯工质，对于混合工质的情况，由于混合工质的冷凝过程与纯质不完全相同，其冷凝过程中温度不是定值，因此冷凝器的设计计算程序与纯质有所区别。下面介绍混合工质卧式壳管式冷凝器模拟计算的具体步骤：

- (1) 输入冷凝压力 P ，混合物的浓度配比 ξ ；
- (2) 调用相平衡计算子程序，求得露点温度 T_d 、泡点温度 T_b ；
- (3) 输入已知参数（与纯质时相同）；
- (4) 调用结构计算子程序，进行结构布置，确定实际换热面积 A_{act} ；
- (5) 对冷凝过程进行分段；
- (6) 在某一局部微元段的平衡温度 T_g 下，调用相平衡及热力学参数计算子程序，计算局部微元段各组分的气、液相摩尔浓度 x_i 、 y_i ，气、液相比焓 h_v 、 h_L 以及总比焓 h_m ；
- (7) 调用物性计算子程序，计算气、液的物性参数，如 ρ 、 μ 、 λ 等；
- (8) 计算局部微元段的 ΔQ_v 、 ΔQ 、 Z ；
$$\Delta Q_v = y M_s c_{pv} \Delta T_g, \Delta Q = M_s \Delta h_m, Z = \Delta Q_v / \Delta Q;$$
- (9) 计算局部微元段冷却水的温升 DT_w 以及冷却水的平均温度；
- (10) 调用冷却剂侧传热膜系数 α_2 的计算子程序；
- (11) 假设 T_w^* ；
- (12) 调用液相传热膜系数计算子程序，计算液膜热阻 $1/\alpha_L$ ；
- (13) 调用气相显热传热膜系数计算子程序，计算气膜热阻 Z/α_v ；
- (14) 计算工质侧传热膜系数 $\alpha_1 = (1/\alpha_L + Z/\alpha_v)^{-1}$ ；
- (15) 计算局部总传热系数 K ；
- (16) 计算局部热流密度 q ；
- (17) 计算局部壁温 T_w ；
- (18) 判断 $\frac{|T_w - T_w^*|}{T_w} < \epsilon$ 与否，若否，则令 $T_w^* = T_w$ 返回第(12)步，直到满足为止；若是，则继续；
- (19) 计算局部传热温差 ΔT ；
- (20) 计算局部换热面积 DA ；
- (21) 计算总的所需换热面积 A ；

(22) 计算 $N_s = \frac{A_{sct}}{A}$, 若 $N_s \geq 1.2$, 则继续; 否则调整壳径 D_s , 返回第(4)步, 直到满足为止;

(23) 打印输出结果。

对混合工质的其他类型冷凝器的模拟计算步骤与卧式壳管式冷凝器基本相同, 不同之处已在前面详细分析过, 在这里不再赘述。

参 考 文 献

- 1 施林德尔主编. 换热器设计手册(第二卷). 北京: 机械工业出版社, 1988
- 2 Carpenter F. G. and Colbum A. P. The effect of vapor velocity on condensation inside tube. The Institute of Mechanical Engineers and the ASME. July, 1951. 20~26
- 3 Soliman M, Schuster J. R. and Berenson P. J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation. ASME Journal of Heat Transfer. 1968, 90: 267~276
- 4 Aker W. W, Beans H. A. and Crosser O. K. Condensation heat transfer within horizontal tubes. Chem. Eng. Progress. Symp. Ser. 1959, 55 (29): 171~176
- 5 ASHRAE Handbook Fundamentals, 1907
- 6 Bae S, Maulbetsch J. S. and Rohsenow W. M. Refrigerant forced convection condensation inside horizontal tubes. ASHRAE Trans.. 1972, 78 (part 1): 104~116
- 7 Traviss D. P, Rohsenow W. M. and Baron A. B. Forced convection condensation inside tubes, a heat transfer equation for condenser design. ASHRAE Trans.. 1973, 79 (part 1): 157~162
- 8 Shah M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, Int. J. Heat Mass Transfer. 1979, Vol. 22: 547~556
- 9 Tichy J. A, Macken N. A. and Duval W. M. B. An experimental investigation of heat transfer in forced convection condensation of oil-refrigerant mixtures, ASHRAE Trans.. 1985, 91 (part 1A): 297~307
- 10 Singal L. C. Shanna C. P. Experimental heat transfer coefficient for binary refrigerant mixtures of R13 and R12. ASHRAE Trans.. 1983, 83 (part 1A): 175~188
- 11 李沛文. 低沸点工质在水平管内的强迫流动凝结换热, 西安交通大学博士论文, 1995
- 12 Bivens D. B. and Yokozeki A. Heat transfer coefficient and transfer properties for alternative refrigerants. Proc. of the 1994, Int. Refrig. Conf. at Purdue. Purdue University. 1994. 299~304
- 13 陈民. R134a 及 R32/R134a 水平管内流动凝结与沸腾换热的研究. 西安交通大学博士论文, 1997
- 14 彦启森. 空气调节用制冷技术. 北京: 建筑工业出版社, 1980
- 15 冯健美. 纯质及混合工质凝结换热计算及冷凝器的计算机模拟. 西安建筑科技大学硕士论文, 1999
- 16 林宗虎. 强化传热及应用. 西安: 西安交通大学出版社, 1987
- 17 [苏] B. JI. 伊萨琴科等著. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1987
- 18 方江敏. 螺旋槽管折流杆冷凝器冷凝过程及其强化传热的研究. 华南理工大学硕士论文, 1991
- 19 施林德尔著. 换热器设计手册(第三卷). 北京: 机械工业出版社, 1988
- 20 陈长青等著. 低温换热器. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 21 思勤等. 多组分蒸气在水平管内冷凝传热的计算方法及验证. 化学工程. 1988, 16 (6): 16~21
- 22 Bokhanovskiy Y. G. Heat transfer from freon-12, freon-22 and their mixtures in a coiled-tube condenser. Heat transfer-Soviet research. 1980, 12 (4): 43~45
- 23 Tandon T. N. etc.. Forced convection condensation of R12 and R22 mixtures, Proc. of XVITH. Int. Congr. Refrig, Paris, 1983, Vol. 2: 343~347
- 24 Stoecker W. F. and Kornota E. Condensing coefficients when using refrigerant mixtures, ASHRAE Technical Data Bulletin, 1985. 65~80
- 25 Shiznya M. etc.. Condensation of non-azeotropic binary refrigerant mixtures including R22 as a more volatile component inside a horizontal tube, Proc. of the second Int. Symposium on condense and condensation. university of Bath, U. K. 1990. 27~38
- 26 Toriboshi K and Ebisu T. Heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R32 and a mixture of R32/R134a inside a horizontal tube. ASHARE Trans.. 1993, 99 (part 2): 90~96
- 27 Ro S. T. etc.. Condensation heat transfer of a heat pump system using the refrigerant mixture R32/R134a. ASHRAE Trans.. 1994, 100 (part 2): 715~720

- 28 Doerr T. M. etc. . In-tube condensation heat transfer of refrigerant mixtures. ASHRAE Trans. . 1994, 100 (part 2): 547~557
- 29 Sparrow E. M. Binary Gravity—Flow film condensation. J. Heat Transfer. 1969, Vol. 91: 205~211
- 30 Lucas K. Combined body force and forced convection in laminar film condensation of mixed vapors-integral and finite difference treatment. Int. J. Heat Mass Transfer. 1976, Vol. 19: 1273~1280
- 31 Denny V. E. and Jusionis V. J. Effects of forced flow and variable properties on binary film condensation. Int. J. Heat Mass Trans. . 1972, Vol. 15: 2143~2153
- 32 陈民. 非共沸混合工质 R22/R142b 水平管外自然对流膜状凝结放热的理论和实验研究. 天津大学硕士论文, 1991
- 33 王维成等. R22/R152a 混合工质在水平管外凝结换热的实验研究. 中国工程热物理学会第八届年会论文集, 北京: No. 923124, IV43-471992.
- 34 李妮等. 非共沸混合工质 R22/R152a 水平单管外凝结换热的实验研究. 西安交通大学学报, 1995, 29 (11): 403~410
- 35 思勤等. 折流杆冷凝器壳侧混合蒸气冷凝传热研究. 化工学报. 1990, No. 4: 403~410
- 36 张正国等. 非共沸混合工质在水平管束上的冷凝传热及强化. 化工学报. 1996, 47 (5): 642~644
- 37 张正国等. 非共沸混合工质在水平管束上轴向流动冷凝传热强化的研究. 化工机械, 1998, 25 (1): 7~11

第5章 应用计算机设计计算的方法^[1-4]

应用计算机的设计和计算换热器的软件较多,国际上公认的计算软件 HTFS (Heat Transfer and Fluid Flow Service 的缩写),包括一系列换热器的计算程序,如管壳式换热器的优化设计、核算或模拟计算程序 TASC3;立式热虹吸再沸器的设计与核算程序 TREB4; KETTLE 式再沸器的性能模拟计算程序 MKETL;空冷器的性能模拟程序 ACOL4 等。除 HTFS 的计算软件外,美国传热技术研究公司 HTRI (Heat Transfer Research Inc. 的缩写)也开发了一系列的换热器设计计算软件,国内对 HTFS 的软件进行了多次开发工作,尤其是 TASC3 和 ASPEN 间物性接口的开发,大大提高了 TASC3 的使用效率,对提高工程设计水平起了很大的作用。下面对一些计算程序作一简要介绍。

1 管壳式换热器设计及性能计算程序 TASC3

TASC3 程序是英国传热及流体流动学会 (HTFS) 于 1988 年推出的两相流管壳式换热器的最新程序,是在不断改造和完善 TASC2 的基础上推出的,并作为 HTFS 今后软件标准化的一个基本程序,被称为 HTFS 开发史上的一个里程碑。同 TASC2 程序的基本功能一样,它可用于管壳式换热器的设计和性能计算,两侧流体可以为单相流、沸腾流动或冷凝流动;热流体可以走壳程也可以走管程。

1.1 程序功能

(1) 用途 TASC3 程序可用于管壳式换热器的设计、物性核算或模拟计算。热流体可以为单相流也可以为冷凝流,冷流体可以为单相流也可以为沸腾流,两流体可以流经露点和/或泡点。

(2) 计算选择 程序有三种供选择的计算方式:

设计—按费用最佳或面积最小设计。

核算—核算已知的换热器是否达到所规定的热负荷,计算结果为实际面积与所需面积之比。

模拟计算—按用户规定的两侧物流入口条件,计算出口条件,计算结果为实际热负荷与所需热负荷之比。

核算和模拟计算的主要区别在于前者出入口条件为已知,而后者出口条件是计算出来的。有时将这两种方式都叫做性能计算方式。

(3) 几何参数 几何参数包括:

(3.1) 壳体型式:TEMA-E、F、G、I、J 和 X 型。

(3.2) 管程程数:1~18 程。

(3.3) 管子类型:光管或低片翅管。

(3.4) 内部通道连接:U 型管、多程固定管板式或浮头式。

(3.5) 管长:用户给定直管部分的长度。

(3.6) 管子排列:正三角形,正方形,转置正方形。

(3.7) U 型管数:管孔总数。

(3.8) 折流板型式:单弓形,双弓形、折流杆和无折流板。

(4) 工艺条件

(4.1) 热负荷/比焓曲线。热负荷/比焓曲线定义为在给定的压力不变的情况下物流达到平衡温度时,物流的平衡温度与单位时间/单位质量物流累计传热量之间的关系曲线。该曲线可以包含液相区、两相区和气相区。用户可在给出每侧物流在曲线上各点的性质同时还给出焓曲线。如果热负荷/比焓曲线不给出时则由程序进行计算。程序不能处理不互溶的液相组分和不发生相变的气/液两相系统。

(4.2) 内部物性数据

TASC3 内部存有低压下饱和水-水蒸气 and 气态空气的物性数据,其适用范围为:

使用范围	饱和水-水蒸气	空气
压力范围, MPa	0.006~2.2	0.0~2.0
温度范围, °C	0~374	-70~700

1.2 输入数据

输入数据文件包括三大类数据；即结构数据、工艺数据和物性数据。其中结构数据包括壳体型式、管程程数、管子类型、内部通道连接、管长、管子排列、折流板型式等。工艺数据包括热负荷、管壳两侧的物流量、进出口温度、进口压力、允许压降等。物性数据包括物流密度、比热容、粘度、导热系数、温焓数据等。输入数据说明详见操作手册。

1.3 输出数据

程序正常运行结束后，会产生几种输出报告，用户按不同要求打印结果。TASC3 的输出报告有三种：

(1) 行式打印机输出。它按 120 个字符的宽度，给出全部详细结果。内容有输入数据、计算出的物流性质、最终结果及中间设计结果等。

(2) 电传输出。按 80 个字符宽度给出主要结果，它以简明的形式输出主要结果。如主要的几何参数（壳体直径；换热管长度；折流板等）、工艺结果（壳程及管程的压力降；进出口温度等）和传热数据（总传热系数；面积裕度；平均温度差等）。

(3) 摘要输出。按 30 个字符宽度 25 行输出简明的数据摘要。

2 无相变管壳式换热器设计及性能计算程序 STEP5

STEP5 (Shell-and-Tube Heat Exchanger Design and Performance with Single Phase Flow) 为英国传热与流体流动服务公司的基本程序之一。该程序可用于无相变管壳式换热器的最佳设计和性能计算。程序采用 ANSI 标准 Fortran 写成。有子程序 72 个，供 12500 Fortran 行。

2.1 程序功能

程序有“设计”和“核算”两种功能。

设计：可获得一个费用合理的换热器设计。

核算：对用户给定的换热设备，检验或核算该换热器是否满足热负荷要求。

2.2 软件使用限制

(1) 处理的流体仅限于单相流体（液体、气体，纯组分或混合物），不能处理两相流体。

(2) 若输入形式为组分性质时，本程序限制该混合物的组分数最多不超过 5 个。

(3) 由程序自动计算低压饱和水-水蒸气，低压空气的物性时，其有效使用范围如下：

使用范围	饱和水-水蒸气	空气
压力范围, MPa	0.001~2.0	0.0~2.0
温度范围, °C	7~212	-70~700

3 釜式再沸器模拟计算程序 MKETL 和立式热虹吸再（重）沸器的设计与校核程序 TREB4

釜式 (Kettle) 再沸器是一个具有可抽管束和管束上方有蒸发空间的管壳式换热器。一般用于壳侧流体的蒸发。

釜式再沸器是大容积沸腾（池内沸腾）传热的一个典型例子。沸腾状态有核沸腾和膜状沸腾两种，关键在于沸腾温差。在核沸腾状态操作时虽然传热较好，但由于温差比较小，需要较大的传热面积。随着温差的增加，沸腾加强，趋向于膜状沸腾。两者之间没有明确的界限，存在一个过渡状态区。通常不宜在过渡区操作，因为在此区间呈现传热不稳定现象。实际上再沸器往往在膜状沸腾区内操作。

釜式再沸器内，壳侧发生相变化（汽化），程序要求输入蒸发曲线。曲线范围包括饱和液体，两相汽化和气相过热。用户最多可提供两条蒸发曲线和沿曲线温度点所对应的混合物物性。也可由曲线计算汽化曲线。而当管侧有相变流体加热时，要求输入冷凝曲线。冷凝曲线的情况与蒸发曲线相类似。

3.1 程序功能

MKETL 程序仅是釜式再沸器的模拟计算程序，即已知换热器的详细几何参数及两侧流体的入口条件，由程序计算两侧流体的出口条件和性能数据。

如果要设计一台新的釜式再沸器，首先要使用 MTASC 程序，选择设计计算模式，能获得一台比较接近的换热设备。在已知几何参数的情况下，再用 MKETL 程序进行详细的模拟计算，看是否符合要求。为了计算方便，在 MTASC 程序中，已经设计了针对 MKETL 程序输入文件的输出格式，避免了用户再次输入数据的麻烦。

3.2 软件使用限制

- (1) 程序不能处理不互溶液体和气/液两相均无相变的系统。
- (2) 若输入形式为组分性质时，程序最多允许 12 个组分。
- (3) 程序中内存的低压饱和水蒸气及饱和水的物性，其有效使用范围如下：

使用范围	饱和水-水蒸气
压力范围, MPa	0.0006~2.2
温度范围, ℃	0~374

3.3 输入数据

程序输入数据中有两种类型，即说明数据和控制数据。

说明数据：说明数据是对换热器及工艺条件的定义。包括结构数据、工艺数据、混合物物性、组分物性和更改数据卡片。

控制数据：控制数据是执行说明数据。包括启动卡、执行卡、更改卡和终止卡。

3.4 立式热虹吸重沸器的设计与校核程序 TREB4 简介

TREB4 是立式热虹吸重沸器设计与校核的计算机程序。在 TREB4 中，过程流体可以是纯物质或是混合物（组分数最多不能超过 5 个）。程序可以估算两侧流体的传热膜系数，也可由用户输入壳侧传热膜系数。该程序有两种供选择的计算方式，即设计型和核算型。

设计型：在给定的热负荷下，选定重沸器的几何尺寸。

核算型：在规定进口条件和给定换热器的几何尺寸下，计算其特性。

立式热虹吸重沸器大多数是蒸馏塔的辅助设备。它们通常是自然循环的单元操作（利用塔下降管液柱提供压差）。有时这样的单元设备可以在强制流动中操作，在后一种情况下经过单元设备的总流率是已知的。因此，在设计和核算中允许程序计算总流量由用户输入。在蒸馏塔上所用的重沸器为重复循环单元设备，因为没蒸发的液体与塔底板流出的液体一起返回到进口，作为一个外加选择，程序也可处理一次通过式单元设备，在这种情况下必须规定总压降。

设计型可以规定汽化量或规定热负荷进行计算。对所有的计算，用户可以规定温度或蒸馏塔下降管气、液界面上的压力。

4 空冷器的校核计算程序 ACE

4.1 程序功能及特点

(1) 工艺过程类型：ACE 程序可以计算空冷器，也可以计算节能器。当计算空冷器时管内为热流体；当作为节能器时管外为热回收介质。

对于空冷器，管内可以为单组分、多组分冷凝；或含有不凝气的多组分冷凝。进口物流可以是过热蒸汽、饱和蒸汽、或两相混合物。出口物流可以是两相混合物、饱和液体或过冷液体。

对于节能器，管内可为单组分、多组分或含有非沸腾相的沸腾液体。进口物流可以是过冷液体、饱和液体或部分汽化液体。出口物流可以是两相混合物、饱和蒸汽或过热蒸汽。当作为空气预热器使用时，管内为热流体，管外为空气或其他气体。但程序规定管外侧流体必须为无相变的单相显热气体。无论是空冷器还是节能器，管内均可以为单相气体或单相液体。

(2) 空冷器的型式和几何参数组合

(2.1) 通风型式：通风型式有强制通风、诱导通风和自然通风三种。

(2.2) 管子布置方式：管子布置方式为水平、垂直和倾斜。

(2.3) 基管及翅片情况：基管仅有圆管一种；翅片有圆形、矩形和钉头等类型翅片；有缠绕及双金属整

体轧制等几种翅片固定方式。

(2.4) 基本几何参数组合：基本几何参数组合可以有 1~20 管排，每排管有 1~6 管程。在最大管排数下的最大极限管程为 120，每个管束最多为 9 种管子类型，每个管排的管子可以变化，可以修改管子类型或几何尺寸。

(2.5) 增量组合：依赖于输入的几何尺寸，可以有 10~1200 个增量。沿管长 10 点、沿管排宽 1~6 点、沿管排垂直方向 1~20 点。

(3) 数据信息流

必输入的信息流有：情况描述、基本控制信息、热流信息、空气流信息以及构架、风机、管束、管子信息和输出监控等。

任选的信息流：管子信息、空气侧几何参数、计算方法选择等。

4.2 程序适用范围

ACE 计算程序包含了大量数据输入及计算选项，其中比较重要的选项说明如下。

(1) 计算选项：ACE 计算程序是一个校核程序，换热器的几何参数必须给定。在换热器校核计算时的计算选项包括已知或未知负荷代码。

已知负荷时程序在给定的几何参数的基础上校核工艺侧，计算结果为面积安全系数。

未知负荷时程序在给定的几何参数的基础上模拟实际的工况，迭代并收敛于：

(1.1) 两侧的出口温度；

(1.2) 冷流体流率及出口温度；

(1.3) 无风机时的冷流体流率、出口温度及热流体出口工况。

(2) 几何选择

ACE 计算程序可以处理多种几何参数组合。

(2.1) 管束：管束排列方向可以是水平、垂直或倾斜。

(2.2) 风机：对于空冷换热器风机安排可以是鼓风或引风式；也可以计算在给定几何参数时的自然通风或关掉风机工况。

(2.3) 管子类型：ACE 计算程序提供的管子类型选项有以下几种：高翅、低翅、钉翅和光管。在同一台换热器中可以使用多至 9 种不同的管子类型。对于几种常用的管子类型，程序提供一个管子类型数据库。

(2.4) 管子排列：在大多数错排情况下，程序将计算传热及压降。经 HTRI 研究工具测试过的一些排列的自动排列代码也在程序中给出。程序还提供了输入用户定义的 f -因子及 j -因子或管子排列的选项。

(2.5) 管程数：管程安排弹性比较大，允许在多至 20 个管排中安排 120 个管程。

(3) 工艺选项

空冷器空气侧流率可以是体积流率、质量流率或迎面风速。在进行空气性质计算时可以输入进口空气湿度。

管侧流体可以是单相气体、单相液体、沸腾液体或冷凝气体。

管侧最多有 5 种组分。节能器管外也是如此。除提供列表文件外，程序将用理想混合规律计算混合物性质。

5 HTRI 管壳式换热器计算程序 CST-2

CST-2 是美国传热技术研究公司开发的、适用于有相变（冷凝和/或沸腾）的管壳式换热器的模拟计算程序。

该程序以“局部温差”、“局部传热系数”、“局部阻力降关联式”等微分计算方法为基础，开发编制了适用于有相变（冷凝和/或沸腾）的管壳式换热器的设计和核算的专用程序，包括换热器的传热性能和流体阻力的计算。

5.1 程序功能

(1) 应用范围

该程序主要适用于有相变的管壳式换热器的传热性能和流体阻力的计算，适宜于如下工艺过程：

(1.1) 部分或全部冷凝、部分或全部沸腾。

(1.2) 冷凝过程：可以是单组分、多组分冷凝；或含有不凝气（惰性气体）的多组分冷凝。进口物流可以是过热蒸汽、饱和蒸汽或两相混合物。出口物流可以是两相混合物、饱和液体或过冷液体。

(1.3) 沸腾过程：可以是单组分、多组分沸腾；或含有非沸腾（惰性气体）的多组分沸腾。进口物流可以是过冷液体、饱和液体或部分汽化液体。出口物流可以是两相混合物、饱和蒸汽或过热蒸汽。

(1.4) 换热器一侧为单相流体。

(1.5) 该程序对如下工艺条件的换热器不能进行计算：

- a. 具有向上流动的壳侧流体的沸腾换热情况；
- b. 具有向上流动的流体的冷凝换热情况；
- c. 热虹吸管管路的压降；
- d. 不稳定情况下的换热器。

(2) 计算模式

CST-2 程序的计算模式有三种：

(2.1) 设计计算 (DESIGN) 模式：在给定工艺条件下，程序将设计计算在壳体直径为最小的前提下，满足工艺条件和用户确定的一系列约束条件，所需要的并联和/或串联的换热器台数。目前 CST-2 设计计算模式中限制串联台数为 1。

使用设计计算模式时，用户需定义如下基本几何结构参数：

- a. 壳体和封头类型，折流板的型式和切口方位；
- b. 管子类型（光管或翅片管）、管子长度、管束布置角度、直径、管间距、管壁厚度、管子结构材料类型。此外，大多数壳体结构数据既可以输入，也可以省略。如果不进行输入的话，程序将自动使用 TEMA 标准数值作为缺省，除了规定需要的热负荷等基本的工艺参数外，下列的工艺约束条件可以部分或全部输入：

冷流体和/或热流体的最大允许压降；

壳侧流体的最大流速；

管侧流体的最大和/或最小流速；

管侧和/或壳侧接管的允许压降；

壳侧流体/管侧流体的总压降；

最大总传热系数。

(2.2) 校核计算 (RATING) 模式：已知热负荷的换热器校核计算模式。在给定工艺条件下，程序将根据用户规定的基本几何参数，计算总传热系数、热负荷预期值、压降预期值。使用校核计算模式，必须输入的数据，除了包括设计计算模式的基本几何结构参数外，还包括壳体直径、折流板间距、管程数等其他的基本几何结构参数，既可以由用户输入数据，也可以省略由程序进行计算。

校核计算的最终结果是用“富裕度” (OVERDESIGN) 和“微量热阻”来表征的。这两个结果数据是基于已知基本几何结构的换热器热负荷值与满足工艺条件所需的热负荷之差异。

(2.3) 模拟计算 (SIMULATION) 模式：即未知热负荷的换热器校核计算模式。给定换热器几何结构参数，程序将计算两个未知的工艺参数，以便准确计算换热器的负荷。下列工艺参数之组合均作为未知值予以计算：

壳侧流体的流量、管侧流体的流量；

壳侧流体的出口温度、管侧流体的出口温度；

壳侧流体的入口温度、管侧流体的入口温度；

热流体的出口温度、冷流体的出口温度；

热流体的入口温度、冷流体的入口温度；

热流体的流量、冷流体的出口温度；

热流体的出口温度、冷流体的流量。

(3) 几何结构

(3.1) 壳体类型：程序允许使用的壳体包括 TEMA 标准中的 E、I12、I21、L、X 型。

(3.2) 壳体封头类型：程序允许使用的前封头包括 TEMA 标准中的 A、B、C、D 型，程序允许使用的后封头包括 TEMA 标准中的 L、M、N、P、S、T、U、W 型。

(3.3) 壳体方向：对于 TEMA 标准中的 E、L、J 型壳体，可以为水平方向或垂直方向；对于单管程管侧冷凝，可以为任意方向；对于 TEMA 标准中的 F、X 型壳体，只可以为水平方向。

(3.4) 管子类型：光管、低翅片管。

(3.5) 管子排列方式：正三角形、正方形、转置正方形。

(3.6) 管程布置：管侧热流体之管程数限制为 1 或 2 程；管侧冷流体之管程数可以为多程。

(3.7) 折流板类型：单弓形、双弓形及窗口不布管形。

(4) 物性数据和气液平衡

在计算传热系数和流体阻力降时，需要输入流体的物性数据。在 CST-2 程序中，为用户提供了几种不同的物性数据包计算方法以供选择。

(4.1) 离散组分物性：该计算方法中，每一流体中最多可规定 5 个组分，使用理想混合规则。

(4.2) 流体物性：该计算方法中，热流体或冷流体无论是纯组分还是混合物，均被视为纯组分流体来处理。每个流体最多可以输入 10 个参考温度；3 个参考压力下的物性数据曲线。

(4.3) 气液平衡闪蒸计算方法：该计算方法包含冷凝和沸腾流体；最多 10 个参考温度；3 个参考压力下的物性数据曲线；物性数据可以是等温的；严格闪蒸计算既可以是积分模式，也可以是微分模式；对于呈线形变化的物性数据，则可省略。

5.2 输入数据文件的基本格式

在 CST-2 程序中，输入数据文件可以有两种不同的格式，即交互格式和自由格式。前者可以用 CST 程序的交互格式予以输入；而后者可以用编辑工具软件予以输入。

5.3 输入数据文件的基本内容

输入数据文件以数据块的形式输入，其基本内容包括：工艺过程和工况研究描述的数据块；必要控制参数的数据块；热流体工艺过程的数据块；冷流体工艺过程的数据块；壳体几何结构参数的数据块；管子结构参数的数据块；折流板结构参数的数据块；热流体组分性质的数据块；热流体的数据块；热流体热焓曲线的数据块；冷流体组分性质的数据块；冷流体热焓曲线的数据块；热流体物性输入的数据块；冷流体物性输入的数据块。

6 釜式重沸器传热与流体力学计算程序 RKH

RKH 软件是 HTRI 釜式重沸器项目的主要成果，这个项目历时三年，包括收集数据和对工业化重沸器的性能分析。程序中的关联式是根据 1000 多个数据回归而得。这些数据是在不同工况下由蒸汽和热水加热不同结构的釜式重沸器所得，其工艺介质的范围很广。

6.1 程序功能

RKH 程序是特别为确定釜式重沸器、塔内立式重沸器管束和卧式热虹吸式重沸器的热力学性能和流体力学性能而设计的一个工程工具。RKH 允许设计者方便快捷地处理复杂冗长的计算。尽管一旦机械结构影响热力学性能和流体力学性能时，程序可以作简化的机械设计，但 RKH 不是一个机械设计程序，也不是一个用于买卖、运行或维修费用的经济性优化程序。程序考虑设计人员输入的输入数据和约束条件，给出计算结果，但该结果必须由设计人员根据工程经验判断。RKH 运行的各种方案的最好设计是设计人员考虑了所有因素的设计结果，包括热力学和流体力学计算结果。

RKH 程序中有两种方法计算釜式重沸器的壳侧沸腾。缺省的是最基本的，即整体沸腾模型。该模型适用于所有的结构。另一个是渐长式沸腾循环模型，这种模型特别适用于大型重沸器管束和低温差下工作的重沸器。

6.2 设计计算方案

(1) 沸腾计算方案：RKH 包括两种计算釜式重沸器壳侧沸腾的计算方法。

(1.1) 缺省的是基本的一次通过式模型。该模型基于对 HTRI 扩展数据库的分析，这个数据块包括工业化设备的 1000 多个数据点。

(1.2) 基于对文献的详细研究，HTRI 确信在管束池沸腾中存在对流传热机理，从而发展了循环式沸腾模型，并对所有现存数据进行了测试。对于卧式热虹吸式重沸器，程序中采用的计算方法是由对大量不同管子结构的卧式热虹吸式重沸器的研究得到的。程序可以计算循环率。

(2) 沸腾设计：有关沸腾设计，程序包括了如下内容：

(2.1) 给定温差 ΔT ：如果给定加热介质温度，程序将计算所需设备的规格尺寸。但这样设计的设备可能并不是理想的设备，温差 ΔT 稍有变化常常会引起设备规格的巨大变化。如果给定的 ΔT 比实际得到的小，就会产生热通量；相反，如果给定的 ΔT 太高，设备将在低效率的膜状沸腾状态下工作。因此，一旦使用了冷凝加热介质，就应该要求绘制热通量曲线，以使用户能够看到 ΔT 对所产生的热通量的影响。

(2.2) 给定在泡核沸腾区的最大热通量分率：如果已知加热介质温度的操作弹性，这种方法就是设计重沸器的最有效的方法，采用该方案时，应在 Data Record HPRO 上给定最大可能的加热介质温度。如果加热介质是敏感流体，当程序需要调整温度时，出入口的温度应等量调整。

(3) 计算类型：该程序可处理如下三种基本方案：

(3.1) 设计型：设计或模拟重沸器管束。RKH 程序可以根据已知工艺条件设计一个最小尺寸的管束，保证该管束能够在给定的 ΔT 驱动力下产生给定的热负荷。设计型可以限制在给定的泡核沸腾区最大热通量分率，当 ΔT 驱动力足够高时也可以在膜状沸腾区。采用该设计型，用户必须规定以下几何参数：管子类型（光管或低翅片管）、管长、管子布置方式、管子直径、管子节径比、管子壁厚及材料。壳程的详细结构可以输入，也可以省略。除非输入规定值，否则程序采用 TEMA 标准。如果未规定所需的热负荷，应给出部分或全部下列工艺条件：被加热介质的最大压降（冷流体）、最大允许热通量、管侧流体的最大流速、卧式热虹吸式重沸器的液体驱动压头。

(3.2) 已知热负荷核算型：即已知热负荷，核算重沸器管束。在已知加热介质工艺条件和给定热负荷情况下，RKH 程序可以计算给定结构的设备的总传热系数和希望的压降。这种型式最终可以算出设计值和给定换热器提供的热负荷与满足工艺要求所需的热负荷的差值之间的比率。

(3.3) 未知热负荷核算型：即未知热负荷，核算重沸器管束。根据给定的设备规格，RKH 程序可以计算沸腾循环率（卧式热虹吸式重沸器，还可以计算汽化率）和加热流体（管侧流体）的流率，从而使重沸器的性能满足所需热负荷的要求。

(4) 工艺方案：加热介质传热和压降是按单增量计算的。对局部冷凝、含惰性气体组分的冷凝、过热冷凝和过冷冷凝的加热介质传热和压降的计算，可以用 CST 核算。程序中的方法可用于单组分加热介质（如蒸汽）。使用 RKH 程序时，可以做如下工艺方案：

(4.1) 冷凝的加热介质

- a. 入口流体条件：过热、饱和或部分冷凝；
- b. 出口流体条件：全冷凝或部分冷凝。不允许过冷；
- c. 流体：纯组分、含有或不含有不凝组分的混合物。

(4.2) 沸腾流体

- a. 入口流体条件：过冷（无不凝组分存在）、饱和或部分沸腾（釜式重沸器只用于沸腾循环式）；
- b. 出口流体条件：全沸腾或部分沸腾（只用于釜式重沸器）；
- c. 流体：纯组分、混合物。

(4.3) 单相流体的加热：流体条件为气相或液相用整体渐进式。

(5) 物性选择方案：预测压降和传热系数需要知道流体物性。RKH 中有几种不同的物性方案。在第一组物性中，流体蒸汽可以规定多到 5 个组分。程序采用理想混合物规则。在第二组物性中，不管是单相或是混合物的热或冷流体，均被当作单组分处理，每一种流体的物性可按照分布趋势输入多达 10 个参考温度点和 3 个参考压力点的物性。

(6) 几何结构：RKH 中的一些结构数据如下：

(6.1) 壳侧：TEMA 标准的 K 型和塔内置型再沸器。卧式热虹吸式重沸器有 TEMA 的 X（纯交叉流）、G、E、J 和 H 型壳体。对 TEMA 的 E 和 J 型壳程的计算需要折流板间距和弓形缺口高度。而对 TEMA 的 H 和 G 型壳程的计算，可以输入折流板间距但计算中并不用该数据。

折流板类型：只能用弓形折流板。

管子布置方式：正三角形、正方形和转置正方形。

管子类型：光管或低翅片管，直或 U 型管束。如果提供表面结构因子，也可用强化沸腾表面。

(6.2) 管程：单管程或多管程。

壳程管箱类型：固定管板或几种浮头类型（TEMA 前管箱类型 A、B、C 和 D 型，后管箱类型 L、M、

N、P、S、T、U、和W型)。

壳程方位：只适用于卧式壳体。

7 无相变管壳式换热器工艺计算与核算程序 (FRHEX2C)

7.1 程序功能

该程序适用于无相变管壳式换热器、冷却器的选型计算和核算，采用GB151《管壳式换热器》新系列，压力等级为PN1.0、1.6、2.5、4.0、6.4；介质为油气、水、油及其他。当介质不为石油馏分及水时，必须给出定性温度下的有关数据。

7.2 计算方法原理

程序采用Kern法计算管、壳程传热膜系数及压降，要注意的是管、壳程的传热因子 J_H ，摩擦因子 f 均采用Kern传热因子和Kern摩擦因子。

7.3 计算过程的逻辑设计

采用该程序设计前设计人员必须确定换热器是FA型($\phi 19\text{mm}$)还是FB型($\phi 25\text{mm}$)；管程、壳程的最大允许压降；允许的最大、最小流速；最大总传热系数等。

设备选型的壳体直径从 $\phi 325\text{mm}$ ~ $\phi 1800\text{mm}$ 逐渐增加，当壳体直径超过 $\phi 1800\text{mm}$ ，程序自动进行并联计算。管子的长度由3~9米依次增加；管程数由大至小(6、4、2管程)依次减小；折流板间距由100~600mm依次增加，自动从标准换热器系列表中查取管子总根数。然后根据换热器的结构尺寸，算出管内外的传热膜系数、总传热系数，换热面积、管/壳程压降、管子壁温等一系列参数。

该程序必须满足对数平均温差校正系数大于0.8的要求，若小于此值则进行换热器串联计算。

对石油液体，该程序考虑了粘度对传热膜系数的影响，并计算粘度校正系数。

7.4 输入数据说明

输入数据包括热负荷、热流体工艺条件、冷流体工艺条件、热流体物性、冷流体物性、约束条件及设备结构参数等。

7.5 输出数据说明

输出数据包括物性参数，中间计算结果及最终计算结果。

8 折流杆换热器及冷凝器计算程序

折流杆换热器及冷凝器是70年代美国菲利普公司开发的新型传热设备。折流杆换热器(冷凝器)中流体流动状态与常规的弓型板换热器有很大区别，壳程流动为平行于管束的轴向流动，消除了由于横向流动引起的流体诱导振动，同时流动阻力较小。

该程序综合了换热器与冷凝器的各种工况计算，壳程单相流传热及阻力关联式是采用菲利普公司的实验关联式；两相流冷凝的传热及阻力计算关联式则是采用洛阳石油化工工程公司与天津大学合作开发的计算关联式。

8.1 程序功能

该程序为管壳式折流杆换热器与冷凝器的核算程序，当用户给定冷、热物流操作条件及物性数据后，可精确计算管内、管外传热膜系数；总传热系数、有效平均温差、传热面积及管程/壳程压力降等。

8.2 适用范围

(1) 程序适用于单相流体(气-气、气-液、液-液)无相变传热过程及两相流体(包括含不凝气介质)的完全或部分冷凝过程。冷凝过程可进行分段计算或整体过程的计算。冷凝介质只限于走壳程。

(2) 程序中已存入油品与水的四种物性(密度、比热、导热系数及粘度)的计算方法。也可由用户给定管壳程介质的上述四种物性数据。

(3) 程序中已存入折流杆换热器和冷凝器的部分结构尺寸。存入的几何尺寸如下：

壳体直径： $\phi 500\text{mm}$ ~ $\phi 1100\text{mm}$ (每级100mm)；管长：6m；管程数：2、4、6；管外径： $\phi 19\text{mm}$ 和 $\phi 25\text{mm}$ ；杆径： $\phi 19\text{mm}$ 的管子采用 $\phi 6\text{mm}$ 的圆钢、 $\phi 25\text{mm}$ 的管子采用 $\phi 7\text{mm}$ 的圆钢。管子型式：光管与外低翅片管。

(4) 利用该程序可进行设备优化选型。该程序用于冷凝过程计算时，只适用于光管管型。

参 考 文 献

- 1 陈绍元译 .HTRI 管壳式换热器计算程序, CST-2 简明用户手册. 兰州: 中国石油化工总公司兰州石油化工设计院, 1990
- 2 蒋德军译. 管壳式换热器设计及性能计算程序, TASC3 用户手册. 兰州: 中国石油化工总公司兰州石油化工设计院, 1995
- 3 折流杆换热器及冷凝器程序使用说明书. 洛阳化工工程公司技术开发部
- 4 无相变管壳式换热器工艺计算与核算程序. 中石化北京设计院

第 6 章 管壳式换热器结构设计

在换热器的设计中,当完成了换热器的热力计算后,就可以进行换热器的结构设计。有时在热力设计计算中也已部分确定了结构尺寸,此时结构计算除应进一步确定那些尚未确定的尺寸外,还应对那些已确定的尺寸作某种校核。

管壳式换热器的结构设计,必须考虑许多因素,如材料、压力、温度、壁温差、结垢情况、流体的性质以及检修与清理等等来选择一些适合的结构型式。

对同一种型式的换热器,由于各种条件不同,往往采用的结构亦不相同。在工程设计中,除尽量选用定型系列产品外,也常按其特定的条件进行设计,以满足工艺上的需要。

1 壳体、管箱壳体和封头的设计^[1~6]

1.1 壁厚的确定

壳体、管箱壳体和封头共同组成了管壳式换热器的外壳。管壳式换热器的壳体通常由管材或板材卷制而成。当直径 $<400\text{mm}$ 时,通常采用管材作壳体和管箱壳体。当直径 $\geq 400\text{mm}$ 时,采用板材卷制壳体和管箱壳体。其直径系列应与封头、连接法兰的系列相匹配,以便于法兰、封头的选型。一般情况下,当直径 $<1000\text{mm}$ 时,直径相差 100mm 为一个系列(如 500 、 600 、 700)当直径 $>1000\text{mm}$ 时,直径相差 200mm 为一个系列(如 1000 、 1200 、 1400),若采用旋压封头,其直径系列的间隔可取为 100mm 。

壳体厚度可按 GB 150—1998《钢制压力容器》中的强度计算公式进行计算。但在实际设计中,为了保证壳体具有足够的刚度,其最小厚度不得低于表 1-6-1 和表 1-6-2 所示数据。这些数据已包括了壁厚附加量。对 $DN \leq 400\text{mm}$ 的换热器,若采用钢管作为外壳,其壁厚按所采用的管法兰标准规定的钢管规格选取。

表 1-6-1 碳素钢或低合金钢圆筒的最小厚度^[1]

公称直径	mm				
	400~ \leq 700	>800 ~ \leq 1000	>1100 ~ \leq 1500	>1600 ~ \leq 2000	>2000 ~ \leq 2600
浮头式、U 型管式	8	10	12	14	16
固定管板式	6	8	10	12	14

注:表中数据包括厚度附加量 C_2 (按 1mm 考虑)

表 1-6-2 高合金钢圆筒的最小厚度^[1]

公称直径,mm	400~ \leq 500	>500 ~ \leq 700	>700 ~ \leq 1000	>1000 ~ \leq 1500	>1500 ~ \leq 2000	>2000 ~ \leq 2600
最小厚度,mm	3.5	4.5	6	8	10	12

根据 GB 150—1998《钢制压力容器》中的强度计算公式,取设计温度为 200°C ,管、壳程设计温差一般为 $\pm 50^\circ\text{C}$,对壳体、管箱壳体和封头进行强度计算,并考虑壳体、管箱壳体的最小壁厚,得出常用的不同材料在管程或壳程不同公称压力下的壳体、管箱壳体厚度表 1-6-3,封头厚度表 1-6-4。在使用表 1-6-3,表 1-6-4 时,若壳程设计压力比管程低,又采用将壳程试验压力提高到管程试验压力对壳程进行强度试压时,壳体厚度按表中比管程压力低一级的厚度选取,遇有带括号的数据时,应按括号内的数据选取。

表 1-6-3 壳体、管箱壳体厚度

DN,mm	材 料	壳程或管程公称压力 PN,MPa					
		0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
		厚 度,mm					
159	20	—	—	4.5	4.5	6	6
219	20	—	—	6	6	6	9

续表

DN, mm	材 料	壳程或管程公称压力 PN, MPa					
		0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
		厚 度, mm					
273	20	—	—	8	8	8	11
325	20	—	—	8	8	8	13
400	Q235-A/B/C	8	8	8	8	—	—
	16MnR	8	8	8	8	10	12
	1Cr18Ni9Ti	4	4	4	6	10	14
450	Q235-A/B/C	8	8	8	8	—	—
	16MnR	8	8	8	8	10(12)	14
	1Cr18Ni9Ti	4	4(5)	5	6	12	16
500	Q235-A/B/C	8	8	8	10	—	—
	16MnR	8	8	8	8(10)	10(12)	16
	1Cr18Ni9Ti	4	4(5)	5	8	12	16
600	Q235-A/B/C	8	8	8	10	—	—
	16MnR	8	8	8	8	12	16
	1Cr18Ni9Ti	5	5	6	8	12	18
700	Q235-A/B/C	8	8	10	12	—	—
	16MnR	8	8	8	10	14(16)	20
	1Cr18Ni9Ti	5	5	6	10	14	22
800	Q235-A/B/C	10	10	10	12	—	—
	16MnR	10	10	10	10	14(16)	22
	1Cr18Ni9Ti	6	6	7(8)	10(12)	16	24
900	Q235-A/B/C	10	10	10(12)	16	—	—
	16MnR	10	10	10	10(12)	14	—
	1Cr18Ni9Ti	6	6	8	12	18	—
1000	Q235-A/B/C	10	10	12	16	—	—
	16MnR	10	10	10	12	16	—
	1Cr18Ni9Ti	6	6(7)	8(9)	14	20	—
1100	Q235-A/B/C	12	12	12	18	—	—
	16MnR	12	12	12	12(14)	20	—
	1Cr18Ni9Ti	8	8	9	14	22	—
1200	Q235-A/B/C	12	12	14	20	—	—
	16MnR	12	12	12	14	20	—
	1Cr18Ni9Ti	8	8	10	16	24	—
1300	Q235-A/B/C	12	12	14	20	—	—
	16MnR	12	12	12	14(16)	22	—
	1Cr18Ni9Ti	8	8	12	18	26	—
1400	Q235-A/B/C	12	12	16	22	—	—
	16MnR	12	12	12	16	24	—
	1Cr18Ni9Ti	8	10	12(14)	18	—	—
1500	Q235-A/B/C	12	12	16	24	—	—
	16MnR	12	12	12	16	26	—
	1Cr18Ni9Ti	8	10	14	20	—	—

续表

DN, mm	材 料	壳程或管程公称压力 PN, MPa					
		0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
		厚 度, mm					
1600	Q235-A/B/C	14	14	16	24	—	—
	16MnR	14	14	14	18	26(28)	—
	1Cr18Ni9Ti	10	10	14	22	—	—
1700	Q235-A/B/C	14	14	18	26	—	—
	16MnR	14	14	14	18	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	10	16	22	—	—
1800	Q235-A/B/C	14	14	18	—	—	—
	16MnR	14	14	14	20	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	12	16	24	—	—
1900	Q235-A/B/C	14	14	20	—	—	—
	16MnR	14	14	14(16)	22	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	12	18	26	—	—
2000	Q235-A/B/C	14	14	20	—	—	—
	16MnR	14	14	16	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	12	18	—	—	—
2200	Q235-A/B/C	16	16	22	—	—	—
	16MnR	16	16	18	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	12	12	18	—	—	—
2400	Q235-A/B/C	16	16	24	—	—	—
	16MnR	16	16	18	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	12	14	20	—	—	—
2600	Q235-A/B/C	16	18	—	—	—	—
	16MnR	16	16	20	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	12	14	22	—	—	—

表 1-6-4 封头厚度

DN, mm	材 料	壳程或管程公称压力 PN, MPa					
		0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
		厚 度, mm					
159	Q235-B/C	—	—	5	5	—	—
219	Q235-B/C	—	—	6	6	—	—
273	Q235-B/C	—	—	8	8	—	—
325	Q235-B/C	—	—	8	8	—	—
400	Q235-A/B/C	8	8	8	8	—	—
	16MnR	8	8	8	8	10	14
	1Cr18Ni9Ti	4	4	4	6	10	14
450	Q235-A/B/C	8	8	8	8	—	—
	16MnR	8	8	8	8	10	14
	1Cr18Ni9Ti	4	4	4	6	10	14
500	Q235-A/B/C	8	8	8	10	—	—
	16MnR	8	8	8	8	12	14
	1Cr18Ni9Ti	4	4	5	8	12	16

续表

DN,mm	材 料	壳程或管程公称压力 PN,MPa					
		0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
		厚 度,mm					
600	Q235-A/B/C	8	8	8	10	—	—
	16MnR	8	8	8	8	10	16
	1Cr18Ni9Ti	5	5	6	8	12	18
700	Q235-A/B/C	8	8	8	12	—	—
	16MnR	8	8	8	10	12	18
	1Cr18Ni9Ti	5	5	6	10	14	20
800	Q235-A/B/C	10	10	10	12	—	—
	16MnR	10	10	10	10	14	20
	1Cr18Ni9Ti	6	6	8	10	14	22
900	Q235-A/B/C	10	10	10	14	—	—
	16MnR	10	10	10	10	14	—
	1Cr18Ni9Ti	6	6	8	12	16	—
1000	Q235-A/B/C	10	10	12	14	—	—
	16MnR	10	10	10	12	16	—
	1Cr18Ni9Ti	6	6	8	12	18	—
1100	Q235-A/B/C	12	12	12	16	—	—
	16MnR	12	12	12	12	18	—
	1Cr18Ni9Ti	8	8	10	14	20	—
1200	Q235-A/B/C	12	12	14	16	—	—
	16MnR	12	12	12	14	20	—
	1Cr18Ni9Ti	8	8	10	14	22	—
1300	Q235-A/B/C	12	12	14	18	—	—
	16MnR	12	12	12	16	22	—
	1Cr18Ni9Ti	8	8	12	16	24	—
1400	Q235-A/B/C	12	12	16	22	—	—
	16MnR	12	12	12	16	24	—
	1Cr18Ni9Ti	8	8	12	18	—	—
1500	Q235-A/B/C	12	12	16	22	—	—
	16MnR	12	12	12	18	26	—
	1Cr18Ni9Ti	8	10	12	20	—	—
1600	Q235-A/B/C	14	14	18	26	—	—
	16MnR	14	14	14	18	28	—
	1Cr18Ni9Ti	10	10	14	22	—	—
1700	Q235-A/B/C	14	14	20	—	—	—
	16MnR	14	14	14	18	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	10	16	24	—	—
1800	Q235-A/B/C	14	14	20	—	—	—
	16MnR	14	14	14	20	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	10	16	24	—	—
1900	Q235-A/B/C	14	14	20	—	—	—
	16MnR	14	14	14	22	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	12	16	—	—	—

续表

DN, mm	材 料	壳程或管程公称压力 PN, MPa					
		0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
		厚 度, mm					
2000	Q235-A/B/C	14	14	22*	—	—	—
	16MnR	14	14	16	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	10	12	18	—	—	—
2200	Q235-A/B/C	16	16	24*	—	—	—
	16MnR	16	16	18	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	12	12	18	—	—	—
2400	Q235-A/B/C	16	16	26*	—	—	—
	16MnR	16	16	18	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	12	14	20	—	—	—
2600	Q235-A/B/C	16	18	—	—	—	—
	16MnR	16	16	20	—	—	—
	1Cr18Ni9Ti	12	14	22	—	—	—

注: 1. 表 1-6-3 和表 1-6-4 计算过程中, 焊缝系数为 0.85。

2. 腐蚀裕度 $C_2 = 1\text{mm}$, 封头壁厚已考虑热冲压减薄量, 若采用旋压封头, 可适当减小厚度。

3. 带 * 号材料选用 Q235-C。

1.2 壳体、管箱壳体和封头的尺寸及质量

壳体、管箱壳体和封头的尺寸由设计者根据设计参数确定。筒体的质量计算可参照表 1-6-5 进行计算。表 1-6-5 列出了 1m 高筒体的容积和质量。封头的尺寸和质量按 JB/T 4737—95^[7] 选取。

表 1-6-5 1m 高筒体的容积、质量

DN mm	容积 m^3	壁 厚, mm									
		4.5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
		质 量, kg									
159		17.2	22.6	26.2	29.8	33.3	36.8	40.2	43.5	46.8	50.1
219			31.5	36.6	41.6	46.6	51.5	56.4	61.3	66.0	70.8
273				45.9	52.3	58.6	64.9	71.1	77.2	83.4	89.4
325				62.5	70.1	77.7	85.2	92.6	100.0	107.4	
DN mm	容积 m^3	壁 厚, mm									
		4	5	6	7	8	9	10	12	14	
		质 量, kg									
400	0.126	40	50	60	70	79	91	99	119	143	
450	0.159	45	56	67	79	90	102	113	137	160	
500	0.196	50	62	75	87	100	113	125	150	175	
600	0.283		75	90	105	120	135	150	181	212	
700	0.385		87	105	122	140	157	176	213	250	
800	0.503			119	139	159	179	200	240	280	
900	0.636			134	156	179	202	224	270	315	
1000	0.785			149	174	199	224	249	296	348	
1100	0.95			164	191	218	246	274	329	385	
1200	1.131			178	208	238	268	298	358	418	
1300	1.327			193	226	258	291	328	388	454	
1400	1.539			208	243	278	313	348	418	488	
1500	1.767			223	260	297	335	372	446	523	

续表

DN mm	容积 m ³	壁 厚,mm									
		4	5	6	7	8	9	10	12	14	
		质 量,kg									
1600	2.017			238	277	317	357	397	476	556	
1700	2.27			254	295	337	379	422	506	591	
1800	2.545			267	312	356	401	446	536	627	
1900	2.835			282	329	376	424	471	566	661	
2000	3.142			296	346	397	446	495	596	695	
2200	3.799									760	
2400	4.522									827	
2600	5.307									898	

DN mm	容积 m ³	壁 厚,mm									
		16	18	20	22	24	26	28	30	32	
		质 量,kg									
400	0.126	164									
450	0.159	184	208								
500	0.196	204	230	256							
600	0.283	243	274	305	337	369					
700	0.385	283	319	355	392	428	465	503			
800	0.503	322	363	404	446	488	530	572			
900	0.636	363	408	454	500	547	594	640			
1000	0.785	399	450	503	554	606	658	710			
1100	0.95	440	496	552	609	665	722	779			
1200	1.131	479	540	602	662	724	786	848			
1300	1.327	519	585	651	717	784	850	917			
1400	1.539	567	630	700	770	843	914	986	1058		
1500	1.767	598	674	750	826	902	978	1055	1132	1209	
1600	2.017	636	720	800	880	961	1042	1124	1206	1288	
1700	2.27	677	763	848	934	1020	1107	1193	1280	1367	
1800	2.545	716	806	897	987	1079	1171	1263	1354	1446	
1900	2.835	756	851	947	1043	1139	1235	1331	1428	1525	
2000	3.142	795	895	995	1095	1198	1299	1400	1502	1604	
2200	3.799	868	977	1085	1193	1301	1410	1518	1627	1735	
2400	4.522	947	1065	1184	1301	1420	1538	1656	1775	1893	
2600	5.307	1026	1154	1282	1410	1538	1666	1794	1923	2051	

1.3 进出口的设计^[8~14]

在换热器的壳体和管箱上一般均装有接管或接口以及进出口管。在壳体和大多数管箱的底部装有排液管，上部设有排气管，壳侧也常设有安全阀接口以及其他诸如温度计、压力表、液位计和取样管接口。对于立式管壳式换热器，必要时还需设置溢流口。由于在壳体、管箱壳体上开孔，必然会对壳体局部位置的强度造成削弱。因此，壳体、管箱壳体上的接管设置，除考虑其对传热和压降的影响外，还应考虑壳体的强度以及安装、外观等因素。

1.3.1 接管外伸长度

接管外伸长度也叫接管伸出长度。是指接管法兰面到壳体（管箱壳体）外壁的长度。可按下式计算：

$$l \geq h + h_1 + \delta + 15 \quad (1-6-1)$$

式中 l ——接管外伸长度，mm；

h ——接管法兰厚度，mm；

h_1 ——接管法兰的螺母厚度，mm；

δ ——保温层厚度，mm。

除按上式计算外,接管外伸长度也可按表 1-6-6 和表 1-6-7 的数据选取。

1.3.2 接管与筒体、管箱壳体的连接

(1) 结构型式

接管与壳体、管箱壳体(包括封头)连接的结构型式,采用插入式焊接结构。一般接管不得凸出于壳体的内表面。

(2) 不另行补强的接管最大直径和壳体允许开孔直径范围

不另行补强的接管最大直径和壳体允许开孔直径范围,分别按 GB 150—1998《钢制压力容器》中有关章节的规定。

(3) 开孔补强的计算

开孔补强的计算按 GB 150—1998《钢制压力容器》中有关章节的规定进行,补强圈的结构、尺寸按 JB/T 4736—95^[13]选取。

表 1-6-6 $PN \leq 4.0\text{MPa}$ 的接管伸出长度

mm

DN	δ							DN	δ						
	0~50	51~75	76~100	101~125	126~150	151~175	176~200		0~50	51~75	76~100	101~125	126~150	151~175	176~200
20	150	150	150	200	200	250	250	150	200	200	200	200	250	250	300
25	150	150	150	200	200	250	250	200	200	200	200	200	250	250	300
32	150	150	150	200	200	250	250	250	200	200	200	250	250	300	300
40	150	150	150	200	200	250	250	300	250	250	250	250	250	300	300
50	150	150	150	200	200	250	250	350	250	250	250	250	250	300	300
70	150	150	150	200	200	250	250	400	250	250	250	250	300	300	350
80	150	150	200	200	250	250	300	450	250	250	250	250	300	300	350
100	150	150	200	200	250	250	300	500	250	250	250	250	300	300	350
125	200	200	200	200	250	250	300								

表 1-6-7 $PN \leq 6.4\text{MPa}$ 的接管伸出长度

mm

DN	δ	0~50	51~75	76~100	101~125	126~150	151~175	176~200
20		150	150	150	200	200	250	250
25		150	150	150	200	200	250	250
32		150	150	200	200	250	250	300
40		150	150	200	200	250	250	300
50		150	150	200	200	250	250	300
70		150	150	200	200	250	250	300
80		150	150	200	200	250	250	300
100		200	200	200	200	250	250	300
125		200	200	200	200	250	250	300
150		200	200	200	250	250	300	300
200		200	200	200	250	250	300	300

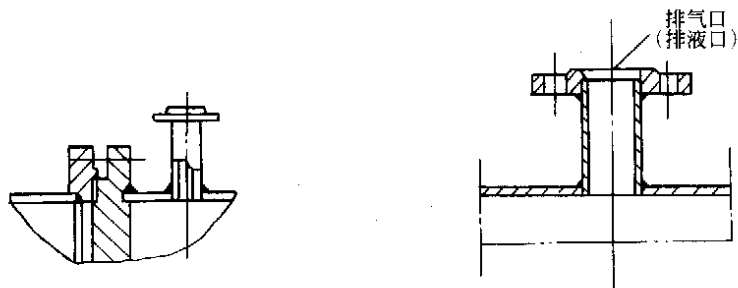
1.3.3 排气、排液管^[1,3,8~10]

为提高传热效率,排除或回收工作残液(气)及凝液,凡不能借助其他接管排气或排液的换热器,应在

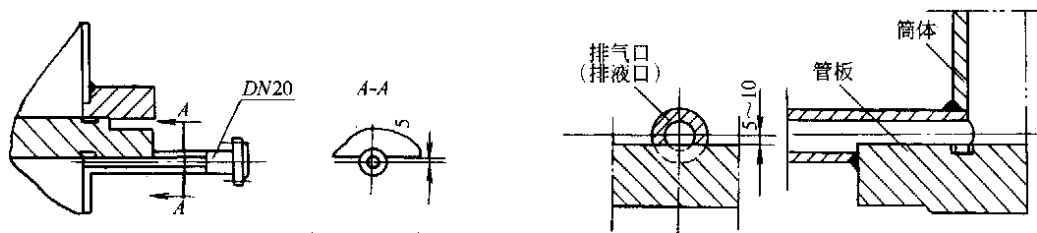
其壳程和管程的最高、最低点，分别设置排气、排液接管。排气、排液接管的端部必须与壳体或管箱壳体内壁平齐，其结构和尺寸如图 1-6-1 所示。排气口和排液口的尺寸一般不小于 $\phi 15\text{mm}$ 。

卧式换热器的排气、排液口多采用图 1-6-1 (a) 的结构，设置的位置分别在壳体、管箱壳体的上部和底部。在立式换热设备中，当管程压力 $PN < 2.5\text{MPa}$ 时，多采用图 1-6-1 (b) 的结构，而当管程压力 $PN > 2.5\text{MPa}$ 时，则选用图 1-6-1 (c)、(d) 的结构。即壳程排气、排液口采用在管板上开设不小于 $\phi 16\text{mm}$ 的小孔，管端采用螺塞或焊上接管法兰。图 1-6-1 (c) 结构，通道易堵塞，螺塞易锈死，对于不清洁、有腐蚀的物料，不宜采用这种结构。

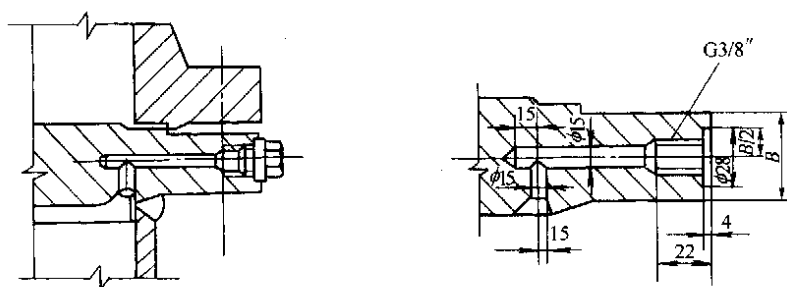
换热器管间为蒸气时，排气、排液孔可采用图 1-6-1 (e) 的结构。



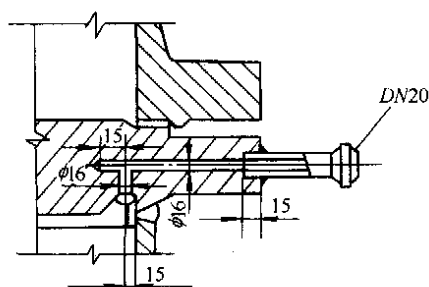
(a) 用于卧式换热器之排气 (液) 管



(b) 用于立式换热器之排气 (液) 管 $PN < 2.5\text{MPa}$

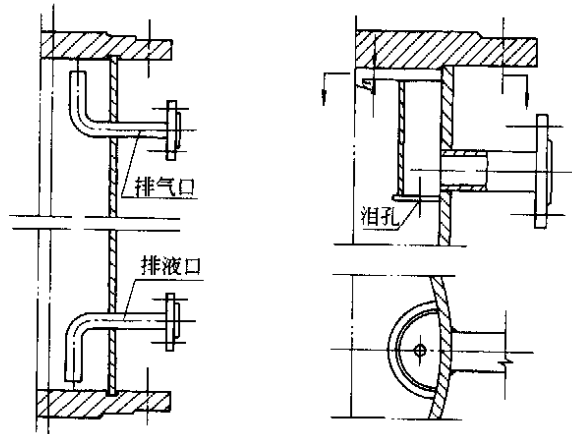


(c) 用于立式换热器之排气 (液) 管 $PN > 2.5\text{MPa}$



(d) 用于立式换热器之排气 (液) 管 $PN > 2.5\text{MPa}$

图 1-6-1



(e) 排气(液)管

图 1-6-1 换热器排气、排液接管结构

1.4 接管最小位置

在换热器设计中,为了使传热面积得以充分利用,壳程流体进、出口接管应尽量靠近两端管板,而管箱进、出口接管尽量靠近管箱法兰,可缩短管箱壳体长度,减轻设备重量。然而,为了保证设备的制造、安装,管口距地的距离也不能靠得太近,它受到最小位置的限制。

1.4.1 壳程接管位置的最小尺寸

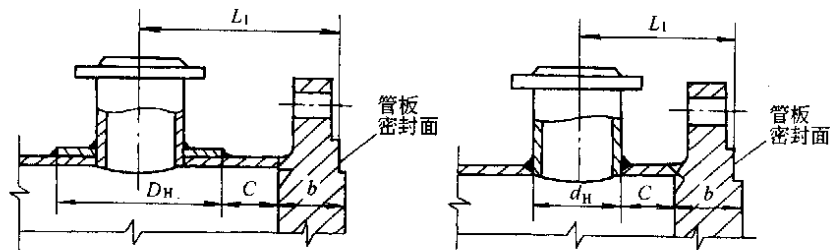


图 1-6-2 壳程接管位置

壳程接管位置的最小尺寸,见图 1-6-2,可按下列公式计算:

(1) 带补强圈接管

$$L_1 \geq \frac{D_H}{2} + (b-4) + C \quad \text{mm} \quad (1-6-2)$$

(2) 无补强圈接管

$$L_1 \geq \frac{d_H}{2} + (b-4) + C \quad \text{mm} \quad (1-6-3)$$

在式(1-6-2)和式(1-6-3)中,取 $C \geq 4S$ (S 为壳体厚度,mm)且 $\geq 30\text{mm}$ 。

1.4.2 管箱接管位置的最小尺寸

管箱接管位置的最小尺寸,见图 1-6-3,可按下列公式计算:

(1) 带补强圈接管

$$L_2 \geq \frac{D_H}{2} + h_f + C \quad \text{mm} \quad (1-6-4)$$

(2) 无补强圈接管

$$L_2 \geq \frac{d_H}{2} + h_f + C \quad \text{mm} \quad (1-6-5)$$

式(1-6-4)和式(1-6-5)中,取 $C \geq 4S$ (S 为管箱壳体厚度,mm)且 $\geq 30\text{mm}$ 。

式(1-6-2)~式(1-6-5)中:

b ——管板厚度,mm;

L_1/L_2 ——壳程/管箱接管位置最小尺寸, mm;

C ——补强圈外边缘(无补强圈时,为管外壁)至管板(或法兰)与壳体连接焊缝之间的距离, mm;

D_H ——补强圈外圆直径, mm;

d_H ——接管外径, mm。

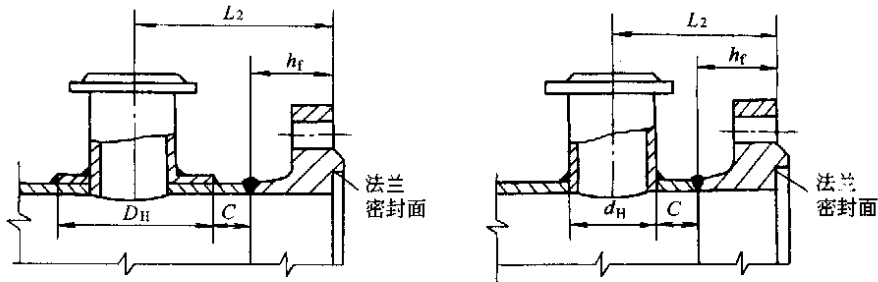


图 1-6-3 管箱接管位置

2 管板与换热管^[1,2,8,10,12~14]

2.1 管板

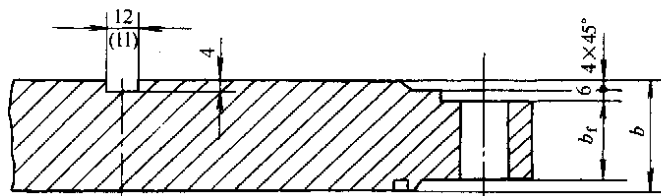
管板是管壳式换热器的一个重要元件,它除了与管子和壳体等连接外,还是换热器中的一个主要受压元件。对管板的设计,除满足强度要求外,同时应合理的考虑其结构设计。

2.1.1 管板结构

管板结构,如图 1-6-4 和图 1-6-5 所示为固定式管板换热器兼作法兰的管板。管板与法兰连接的密封面为凸面。分程隔板槽拐角处,倒角 $10 \times 45^\circ$ 。

图 1-6-4 为碳钢、低合金钢和不锈钢制整体管板。碳钢、低合金钢管板的隔板槽宽度为 12mm,不锈钢管板为 11mm,槽深一般不小于 4mm。

图 1-6-5 为堆焊不锈钢管板。堆焊管板应先堆焊,然后钻管孔。堆焊不锈钢,推荐采用带极堆焊。



注:括号内的尺寸仅用于不锈钢管板

图 1-6-4 整体管板结构

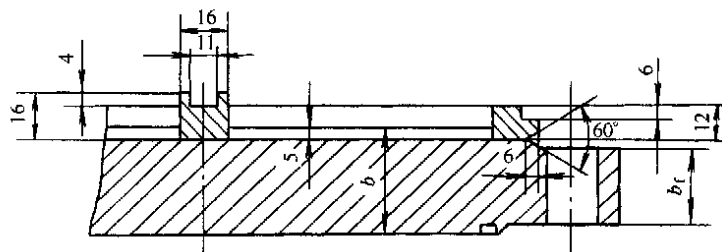


图 1-6-5 堆焊管板结构

2.1.2 管板最小厚度

管板的最小厚度除满足强度计算要求外,当管板和换热管采用焊接时,应满足结构设计和制造的要求,且不小于 12mm。若管板采用复合管板,其复层的厚度应不小于 3mm。对有腐蚀要求的复层,还应保证距复层表面深度不小于 2mm 的复层化学成分和金相组织符合复层材料的要求。

当管板和换热管采用胀接时,管板的最小厚度(不包括腐蚀裕度)应满足表 1-6-8。若管板采用复合管

板, 其复层最小厚度应不小于 10mm。并应保证距复层表面深度不小于 8mm 的复层化学成分和金相组织符合复层材料的要求。

表 1-6-8 胀接时管板最小厚度^[1]

换热管外径 d_o , mm		≤ 25	$> 25 \sim < 50$	≥ 50
最小厚度 δ_{\min}	用于易燃、易爆及有毒介质等场合	$\geq d_o$		
	用于无害介质的一般场合	$\geq 0.75d_o$	$\geq 0.70d_o$	$\geq 0.65d_o$

2.1.3 管板尺寸

管板尺寸如图 1-6-6、图 1-6-7 和图 1-6-8 所示。根据 GB 151—1999《管壳式换热器》的规定, 本手册对碳钢、低合金钢固定式管板换热器的管板 (16Mn 锻件) 在 $PN \leq 6.4\text{MPa}$ 、 $DN = 159 \sim 2000\text{mm}$ 范围内, 用壳程和管程压力等级的各种组合分别进行了计算, 其结果如表 1-6-9~表 1-6-11; 对不锈钢固定式管板换热器的管板, 只对 $PN \leq 1.6\text{MPa}$ 、 $DN = 400 \sim 1200\text{mm}$, 壳、管程均为不锈钢的换热器, 用壳程和管程压力等级的各种组合分别进行了计算, 其结果如表 1-6-12~表 1-6-14。

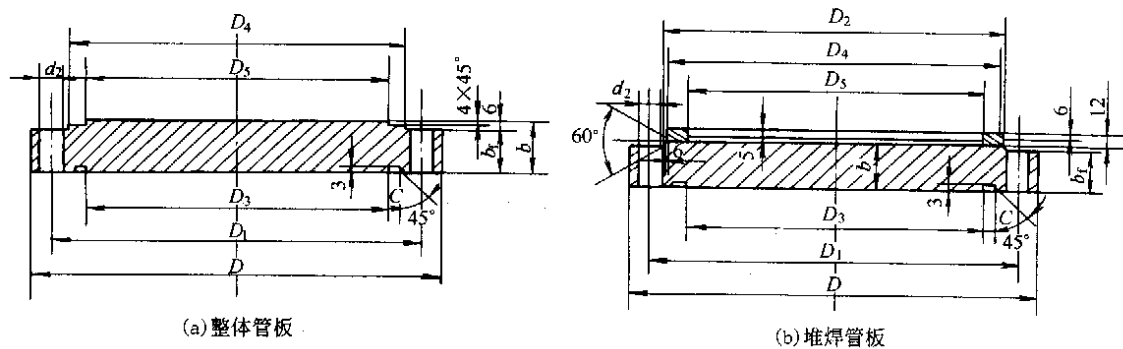


图 1-6-6 管板尺寸 (用于壳程 $PN < 1.0\text{MPa}$)

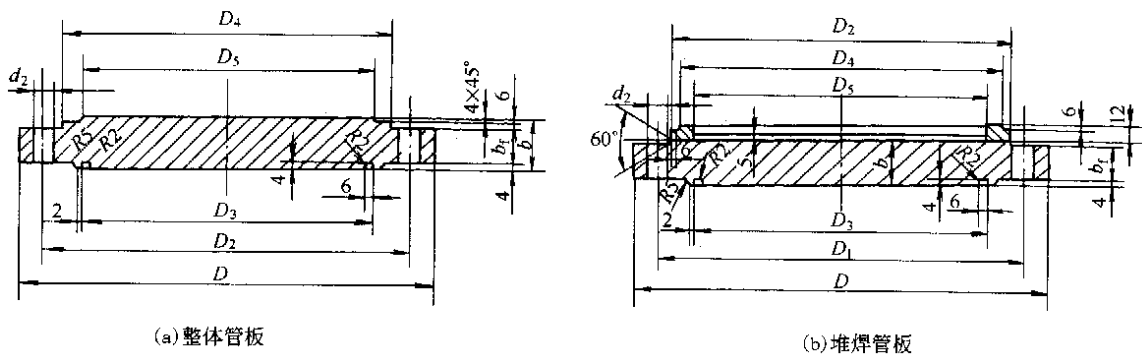


图 1-6-7 管板尺寸 (用于壳程 $PN = 1.6 \sim 4.0\text{MPa}$)

表 1-6-9 ($p_s = p_t$) 用于壳程设计压力等于管程设计压力的碳钢、低合金钢换热器管板尺寸。

表 1-6-10 ($p_s > p_t$) 用于壳程设计压力大于管程设计压力的碳钢、低合金钢换热器管板尺寸。

表 1-6-11(A), (B) ($p_s < p_t$) 用于壳程设计压力小于管程设计压力的碳钢、低合金钢换热器管板尺寸。当采用将壳程试验压力提高到管程试验压力对壳程进行强度试压时, 按表 1-6-11 (B) 选取尺寸; 当采用其他方法对壳程进行强度试压时, 按表 1-6-11 (A) 选取尺寸。

表 1-6-12 ($p_s = p_t$) 用于壳程设计压力等于管程设计压力的不锈钢换热器管板尺寸。

表 1-6-13 ($p_s > p_t$) 用于壳程设计压力大于管程设计压力的不锈钢换热器管板尺寸。

表 1-6-14 (A), (B) ($p_s < p_t$), 用于壳程设计压力小于管程设计压力的不锈钢换热器管板尺寸。当采用将壳程试验压力提高到管程试验压力对壳程进行强度试压时, 按表 1-6-14 (B) 选取尺寸; 当采用其他方法

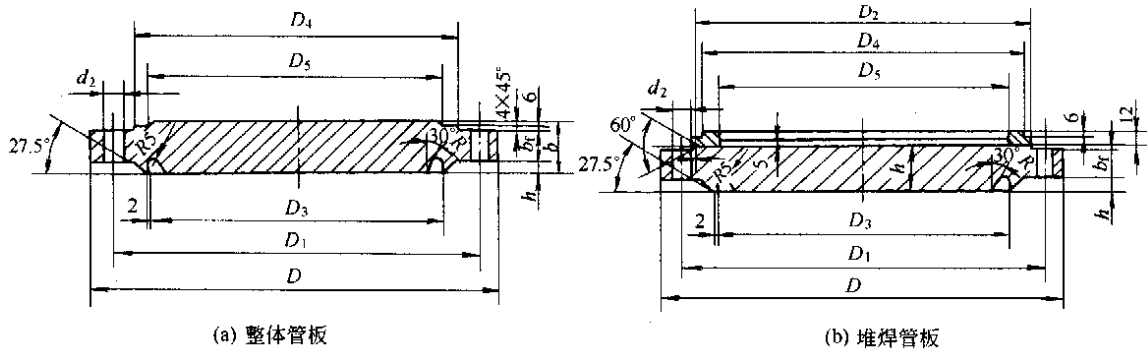


图 1-6-8 管板尺寸 (用于壳程 PN=6.4MPa)

对壳程进行强度试压时, 按表 1-6-14 (A) 选取尺寸。

表 1-6-9~表 1-6-14 中的管板厚度, 已包括了腐蚀裕度。选用上述管板尺寸时, 若管板密封面尺寸和螺栓中心孔尺寸与相应法兰标准不符时, 以法兰标准为准^[15]。

2.1.4 管板重量计算

管板重量可按式计算:

$$Q = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d_2^2 \times n_2) \times b_1 + D_1^2 \times 6 + D_2^2 \times 4 + D_3^2 \times h - d_1^2 \times b \times n_1] \times \gamma \quad (1-6-6)$$

式中 对图 1-6-6, 取 $h=0$; 对图 1-6-7, 取 $h=4\text{mm}$ 。

表 1-6-9 管板尺寸表 ($p_s = p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_1	b	备注
													规格	数量			
0.6	0.6	400	515	480	450	397	437	400			12.5	18	M16	20	28	38▲	
		450	565	530	500	447	487	450			12.5	18	M16	20	28	38	
		500	615	580	550	497	537	500			12.5	18	M16	20	30	40	
		600	715	680	650	597	637	600			12.5	18	M16	24	30	40	
		700	830	790	755	697	742	700			12.5	23	M20	24	30	40	
		800	930	890	855	797	842	800			14.5	23	M20	24	38	48	
		900	1030	990	955	897	942	900			14.5	23	M20	32	32	42	
		1000	1130	1090	1055	997	1042	1000			14.5	23	M20	36	42	52	
		1100	1230	1190	1155	1097	1138	1100			16.5	23	M20	44	40	50	
		1200	1330	1290	1255	1197	1238	1200			16.5	23	M20	48	42	52	
		1300	1460	1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	36	54	64	
		1400	1560	1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	40	54	64	
		1500	1660	1615	1576	1497	1553	1500			16.5	27	M24	40	54	64	
		1600	1760	1715	1676	1597	1653	1600			18.5	27	M24	44	52	62	
1700	1860	1815	1776	1697	1753	1700			18.5	27	M24	48	64	74			
1800	1960	1915	1876	1797	1853	1800			18.5	27	M24	52	64	74			
1900	2060	2015	1976	1897	1953	1900			18.5	27	M24	56	64	74			
2000	2160	2115	2076	1997	2053	2000			18.5	27	M24	60	66	76			
1.0	1.0	400	515	480	450	397	437	400			12.5	18	M16	20	30	40▲	
		450	565	530	500	447	487	450			12.5	18	M16	24	30	40	
		500	630	590	555	497	542	500			12.5	23	M20	20	30	40	
		600	730	690	655	597	642	600			12.5	23	M20	24	32	42▲	
		700	830	790	755	697	742	700			12.5	23	M20	32	32	42	
		800	930	890	855	797	842	800			14.5	23	M20	40	40	50	
		900	1030	990	955	897	942	900			14.5	23	M20	48	46	56	

续表

p_s MPa	p_i MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_f	b	备注
													规格	数量			
1.0	1.0	1000	1140	1100	1065	997	1052	1000			14.5	23	M20	40	44	54	
		1100	1260	1215	1176	1097	1153	1100			16.5	27	M24	32	56	66	
		1200	1360	1315	1276	1197	1253	1200			16.5	27	M24	36	56	66	
		1300	1460	1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	40	58	68	
		1400	1560	1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	44	58	68	
		1500	1660	1615	1576	1497	1553	1500			16.5	27	M24	48	58	68	
		1600	1760	1715	1676	1597	1653	1600			18.5	27	M24	52	68	78	
		1700	1860	1815	1776	1697	1753	1700			18.5	27	M24	56	68	78	
		1800	1960	1915	1876	1797	1853	1800			18.5	27	M24	60	70	80	
		1900	2095	2040	1998	1897	1975	1900			18.5	30	M27	56	66	76	
2000	2195	2140	2098	1997	2075	2000			18.5	30	M27	60	66	76			
1.6	1.6	159	280	240		150	203	150				23	M20	8	16	30▲	
		219	335	295		207	259	207				23	M20	12	18	32▲	
		273	405	355		257	312	257				25	M22	12	20	34▲	
		325	460	410		309	363	309				25	M22	12	24	38▲	
		400	540	500	465	400	452	400				23	M20	20	28	42	
		450	590	550	515	450	502	450				23	M20	20	30	44	
		500	640	600	565	500	552	500				23	M20	24	30	44	
		600	740	700	665	600	652	600				23	M20	28	32	46	
		700	860	815	776	700	763	700				27	M24	24	38	52	
		800	960	915	876	800	863	800				27	M24	24	40	54	
		900	1060	1015	976	900	963	900				27	M24	28	44	58	
		1000	1160	1115	1076	1000	1063	1000				27	M24	32	46	60	
		1100	1260	1215	1176	1100	1153	1100				27	M24	36	60	74	
		1200	1360	1315	1276	1200	1253	1200				27	M24	40	60	74	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	44	70	84	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	52	70	84	
		1500	1695	1640	1598	1500	1575	1500				30	M27	48	66	80	
		1600	1795	1740	1698	1600	1675	1600				30	M27	52	68	82	
1700	1895	1840	1798	1700	1775	1700				30	M27	56	68	82			
1800	1995	1940	1898	1800	1875	1800				30	M27	64	70	84			
1900	2115	2055	2010	1900	1987	1900				33	M30	56	68	82			
2000	2215	2155	2110	2000	2087	2000				33	M30	64	68	82			
2.5	2.5	159	300	250		150	203	150				25	M22	8	18	32▲	
		219	360	310		207	259	207				25	M22	12	20	34▲	
		273	425	370		257	312	257				30	M27	12	24	38▲	
		325	485	430		309	363	309				30	M27	16	28	42▲	
		400	540	500	465	400	452	400				23	M20	20	32	46	
		450	590	550	515	450	502	450				23	M20	20	34	48	
		500	660	615	576	500	563	500				27	M24	20	34	48	
		600	760	715	676	600	663	600				27	M24	24	42	56	
		700	860	815	776	700	763	700				27	M24	28	44	58	
		800	960	915	876	800	863	800				27	M24	32	44	58	
		900	1095	1040	998	900	985	900				30	M27	32	56	70	
		1000	1195	1140	1098	1000	1085	1000				30	M27	36	56	70	
		1100	1295	1240	1198	1100	1175	1100				30	M27	40	62	76	
		1200	1395	1340	1298	1200	1275	1200				30	M27	48	72	86	
		1300	1495	1440	1398	1300	1375	1300				30	M27	56	74	88	
		1400	1595	1540	1498	1400	1475	1400				30	M27	60	82	96	
		1500	1715	1655	1610	1500	1587	1500				33	M30	60	82	96	
		1600	1815	1755	1710	1600	1687	1600				33	M30	64	90	104	
1700	1950	1880	1829	1700	1806	1700				39	M36	52	88	102			
1800	2050	1980	1929	1800	1906	1800				39	M36	56	98	112			

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_f	b	备注
													规格	数量			
4.0	4.0	159	300	250		147	203	147				25	M22	8	22	36▲	
		219	375	320		207	259	207				30	M27	12	26	40▲	
		273	445	385		257	312	257				34	M30	12	30	44▲	
		325	510	450		307	363	307				34	M30	16	36	50	
		400	560	515	476	400	463	400				27	M24	20	42	56	
		450	610	565	526	450	513	450				27	M24	20	46	60	
		500	660	615	576	500	563	500				27	M24	24	50	64	
		600	760	715	676	600	663	600				27	M24	32	60	74	
		700	895	840	798	700	785	700				30	M27	32	66	80	
		800	995	940	898	800	885	800				30	M27	40	66	80	
		900	1115	1055	1010	900	997	900				33	M30	40	80	94	
		1000	1215	1155	1110	1000	1097	1000				33	M30	48	88	102	
		1100	1350	1280	1229	1100	1206	1100				39	M36	40	100	114	
		1200	1450	1380	1329	1200	1306	1200				39	M36	44	104	118	
		1300	1550	1480	1429	1300	1406	1300				39	M36	52	112	126	
		1400	1650	1580	1529	1400	1506	1400				39	M36	60	122	136	
		1500	1750	1680	1629	1500	1606	1500				39	M36	64	126	140	
1600	1850	1780	1729	1600	1706	1600				39	M36	68	134	148			
6.4	6.4	159	340	280		147	203	147	6	9.1		34	M30	8	34.9	54	
		219	405	345		201	259	201	9	13.7		34	M30	12	36.4	60	
		273	470	400		251	312	251	11	16.7		41	M36	12	39.3	66	
		325	530	460		299	363	299	13	19.8		41	M36	16	44.2	74	
		400	560	515	476	400	463	400	14	21.3		27	M24	24	52.7	84	
		450	645	590	548	450	535	450	16	24.3		30	M27	24	57.7	92	
		500	695	640	598	500	585	500	16	24.3		30	M27	28	61.7	96	
		600	815	755	710	600	697	600	20	30.3		33	M30	32	73.6	114	
		700	950	880	829	700	816	700	24	36.5		39	M36	32	83.5	130	
		800	1050	980	929	800	916	800	22	33.5		39	M36	36	88.5	132	

注: 1. 表中 b , b_f 是 16Mn 的整体结构管板的数据。对于堆焊结构管板, 若采用表中的 b , b_f 则应根据使用条件进行验算。

2. 表中 p_s 或 $p_t \leq 4.0$ MPa 的管板厚度 b , 凡带有 ▲ 符号的数据, 管板与换热管的连接, 必须采用焊接。

表 1-6-10 管板尺寸表 ($p_s > p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_f	b	备注
													规格	数量			
1.0	0.6	400	515	480	450	397	437	400			12.5	18	M16	20	28	38▲	
		450	565	530	500	447	487	450			12.5	18	M16	20	28	38	
		500	615	580	550	497	537	500			12.5	18	M16	20	30	40	
		600	715	680	650	597	637	600			12.5	18	M16	24	30	40	
		700	830	790	755	697	742	700			12.5	23	M20	24	30	40	
		800	930	890	855	797	842	800			14.5	23	M20	24	38	48	
		900	1030	990	955	897	942	900			14.5	23	M20	32	42	52	
		1000	1130	1090	1055	997	1042	1000			14.5	23	M20	36	42	52	
		1100	1230	1190	1155	1097	1138	1100			16.5	23	M20	44	56	66	
		1200	1330	1290	1255	1197	1238	1200			16.5	23	M20	48	56	66	
		1300	1460	1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	36	54	64	
		1400	1560	1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	40	54	64	
		1500	1660	1615	1576	1497	1553	1500			16.5	27	M24	40	54	64	
		1600	1760	1715	1676	1597	1653	1600			18.5	27	M24	44	64	74	
		1700	1860	1815	1776	1697	1753	1700			18.5	27	M24	48	64	74	
		1800	1960	1915	1876	1797	1853	1800			18.5	27	M24	52	64	74	
		1900	2060	2015	1976	1897	1953	1900			18.5	27	M24	56	66	76	
		2000	2160	2115	2076	1997	2053	2000			18.5	27	M24	60	66	76	

续表

p_s MPa	p_r MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_f	b	备注
													规格	数量			
1.6	0.6	400	515	480	450	400	437	400				18	M16	20	26	40	
		450	565	530	500	450	487	450				18	M16	20	28	42	
		500	615	580	550	500	537	500				18	M16	20	28	42	
		600	715	680	650	600	637	600				18	M16	24	36	44	
		700	830	790	755	700	742	700				23	M20	24	36	50	
		800	930	890	855	800	842	800				23	M20	24	36	50	
		900	1030	990	955	900	942	900				23	M20	32	42	56	
		1000	1130	1090	1055	1000	1042	1000				23	M20	36	42	56	
		1100	1230	1190	1155	1100	1138	1100				23	M20	44	56	70	
		1200	1330	1290	1255	1200	1238	1200				23	M20	48	56	70	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	36	60	74	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	40	62	76	
		1500	1660	1615	1576	1500	1553	1500				27	M24	40	62	76	
		1600	1760	1715	1676	1600	1653	1600				27	M24	44	62	76	
		1700	1860	1815	1776	1700	1753	1700				27	M24	48	62	76	
		1800	1960	1915	1876	1800	1853	1800				27	M24	52	64	78	
		1900	2060	2015	1976	1900	1953	1900				27	M24	56	64	78	
2000	2160	2115	2076	2000	2053	2000				27	M24	60	64	78			
1.6	1.0	400	515	480	450	400	437	400				18	M16	20	28	42	
		450	565	530	500	450	487	450				18	M16	24	30	44	
		500	630	590	555	500	542	500				23	M20	20	30	44	
		600	730	690	655	600	642	600				23	M20	24	30	44	
		700	830	790	755	700	742	700				23	M20	32	38	52	
		800	930	890	855	800	842	800				23	M20	40	38	52	
		900	1030	990	955	900	942	900				23	M20	48	44	58	
		1000	1140	1100	1065	1000	1052	1000				23	M20	40	44	58	
		1100	1260	1215	1176	1100	1153	1100				27	M24	32	54	68	
		1200	1360	1315	1276	1200	1253	1200				27	M24	36	56	70	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	40	64	78	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	44	66	80	
		1500	1660	1615	1576	1500	1553	1500				27	M24	48	66	80	
		1600	1760	1715	1676	1600	1653	1600				27	M24	52	66	80	
		1700	1860	1815	1776	1700	1753	1700				27	M24	56	68	82	
		1800	1960	1915	1876	1800	1853	1800				27	M24	60	68	82	
		1900	2095	2040	1998	1900	1975	1900				30	M27	56	64	78	
2000	2195	2140	2098	2000	2075	2000				30	M27	60	64	78			
2.5	0.6	400	515	480	450	400	437	400				18	M16	20	26	40	
		450	565	530	500	450	487	450				18	M16	20	28	42	
		500	615	580	550	500	537	500				18	M16	20	28	42	
		600	715	685	650	600	637	600				18	M16	24	36	50	
		700	830	790	755	700	742	700				23	M20	24	36	50	
		800	930	890	855	800	842	800				23	M20	24	36	50	
		900	1030	990	955	900	942	900				23	M20	32	50	64	
		1000	1140	1090	1055	1000	1042	1000				23	M20	36	50	64	
		1100	1260	1190	1155	1100	1138	1100				23	M20	44	56	70	
		1200	1360	1290	1255	1200	1238	1200				23	M20	48	64	78	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	36	60	74	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	40	70	84	
		1500	1660	1615	1576	1500	1553	1500				27	M24	40	70	84	
		1600	1760	1715	1676	1600	1653	1600				27	M24	44	80	94	
		1700	1860	1815	1776	1700	1753	1700				27	M24	48	80	94	
		1800	1960	1915	1876	1800	1853	1800				27	M24	54	90	104	

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_1	b	备注
													规格	数量			
2.5	1.0	400	515	480	450	400	437	400				18	M16	20	28	42	
		450	565	530	500	450	487	450				18	M16	24	30	44	
		500	630	590	555	500	542	500				23	M20	20	30	44	
		600	730	690	655	600	642	600				23	M20	24	36	50	
		700	830	790	755	700	742	700				23	M20	32	38	52	
		800	930	890	855	800	842	800				23	M20	40	38	52	
		900	1030	990	955	900	942	900				23	M20	48	52	66	
		1000	1140	1100	1065	1000	1052	1000				23	M20	40	52	66	
		1100	1260	1215	1176	1100	1153	1100				27	M24	32	54	68	
		1200	1360	1315	1276	1200	1253	1200				27	M24	36	64	78	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	40	64	78	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	44	74	88	
		1500	1660	1615	1576	1500	1553	1500				27	M24	48	74	88	
		1600	1760	1715	1676	1600	1653	1600				27	M24	52	84	98	
1700	1860	1815	1776	1700	1753	1700				27	M24	56	86	100			
1800	1960	1915	1876	1800	1853	1800				27	M24	60	94	108			
2.5	1.6	159	280	240		150	203	150				23	M20	8	16	30▲	
		219	335	295		207	259	207				23	M20	12	18	32▲	
		273	405	355		257	312	257				25	M22	12	20	34▲	
		325	460	410		309	363	309				25	M22	12	24	38▲	
		400	540	500	465	400	452	400				23	M20	20	28	42	
		450	590	550	515	450	502	450				23	M20	20	30	44	
		500	640	600	565	500	552	500				23	M20	24	32	46	
		600	740	700	665	600	652	600				23	M20	28	38	52	
		700	860	815	776	700	763	700				27	M24	24	38	52	
		800	960	915	876	800	863	800				27	M24	24	40	54	
		900	1060	1015	976	900	963	900				27	M24	28	52	66	
		1000	1160	1115	1076	1000	1063	1000				27	M24	32	54	68	
		1100	1260	1215	1176	1100	1153	1100				27	M24	36	60	74	
		1200	1360	1315	1276	1200	1253	1200				27	M24	40	70	84	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	44	70	84	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	52	80	98	
1500	1695	1640	1598	1500	1553	1500				30	M27	48	76	90			
1600	1795	1740	1698	1600	1653	1600				30	M27	52	84	98			
1700	1895	1840	1798	1700	1775	1700				30	M27	56	86	100			
1800	1995	1940	1898	1800	1875	1800				30	M27	64	96	110			
4.0	0.6	400	515	480	450	400	437	400				18	M16	20	28	42	
		450	565	530	500	450	487	450				18	M16	20	32	46	
		500	615	580	550	500	537	500				18	M16	20	40	54	
		600	715	680	650	600	637	600				18	M16	24	50	64	
		700	830	790	755	700	742	700				23	M20	24	58	72	
		800	930	890	855	800	842	800				23	M20	24	54	68	
		900	1030	990	955	900	942	900				23	M20	32	70	84	
		1000	1130	1090	1055	1000	1042	1000				23	M20	36	80	94	
		1100	1230	1190	1155	1100	1138	1100				23	M20	44	98	112	

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	R	h	C	d ₂	螺柱(栓)		b _f	b	备注
													规格	数量			
4.0	0.6	1200	1330	1290	1255	1200	1238	1200				23	M20	48	100	114	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	36	96	110	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	40	108	122	
		1500	1660	1615	1576	1500	1553	1500				27	M24	40	112	126	
		1600	1760	1715	1676	1600	1653	1600				27	M24	44	124	138	
4.0	1.0	400	515	480	450	400	437	400				18	M16	20	32	46	
		450	565	530	500	450	487	450				18	M16	24	34	48	
		500	630	590	555	500	542	500				23	M20	20	40	54	
		600	730	690	655	600	642	600				23	M20	24	48	62	
		700	830	790	755	700	742	700				23	M20	32	56	70	
		800	930	890	855	800	842	800				23	M20	40	64	78	
		900	1030	990	955	900	942	900				23	M20	48	72	86	
		1000	1140	1100	1065	1000	1052	1000				23	M20	40	80	94	
		1100	1260	1215	1176	1100	1153	1100				27	M24	32	86	100	
		1200	1360	1315	1276	1200	1253	1200				27	M24	36	88	102	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	40	98	112	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	44	110	124	
		1500	1660	1615	1576	1500	1553	1500				27	M24	48	112	126	
		1600	1760	1715	1676	1600	1653	1600				27	M24	52	122	136	
4.0	1.6	159	280	240		147	203	150				23	M20	8	16	30▲	
		219	335	295		207	259	207				23	M20	12	18	32▲	
		273	405	355		257	312	257				25	M22	12	20	34▲	
		325	460	410		307	363	309				25	M22	12	26	40▲	
		400	540	500	465	400	452	400				23	M20	20	34	48	
		450	590	550	515	450	502	450				23	M20	20	36	50	
		500	640	600	565	500	552	500				23	M20	24	42	56	
		600	740	700	665	600	652	600				23	M20	28	50	64	
		700	860	815	776	700	763	700				27	M24	24	56	70	
		800	960	915	876	800	863	800				27	M24	24	52	66	
		900	1060	1015	976	900	963	900				27	M24	28	68	82	
		1000	1160	1115	1076	1000	1063	1000				27	M24	32	76	90	
		1100	1260	1215	1176	1100	1153	1100				27	M24	36	92	106	
		1200	1360	1315	1276	1200	1253	1200				27	M24	40	94	108	
		1300	1460	1415	1376	1300	1353	1300				27	M24	40	104	118	
		1400	1560	1515	1476	1400	1453	1400				27	M24	52	116	130	
1500	1695	1640	1598	1500	1575	1500				30	M27	58	108	122			
1600	1795	1740	1698	1600	1675	1600				30	M27	52	118	132			
4.0	2.5	159	300	250		147	203	150				25	M22	8	18	32▲	
		219	360	310		207	259	207				25	M22	12	20	34▲	
		273	425	370		257	312	257				30	M27	12	24	38▲	
		325	485	430		307	363	309				30	M27	16	28	42▲	
		400	540	500	465	400	452	400				23	M20	20	36	50	
		450	590	550	515	450	502	450				23	M20	20	38	52	
		500	660	615	576	500	563	500				27	M24	20	44	58	
		600	760	715	676	600	663	600				27	M24	24	52	66	
		700	860	815	776	700	763	700				27	M24	28	62	76	
		800	960	915	876	800	863	800				27	M24	32	58	72	
		900	1095	1040	998	900	985	900				30	M27	32	68	82	
		1000	1195	1140	1098	1000	1085	1000				30	M27	36	78	92	
		1100	1295	1240	1198	1100	1175	1100				30	M27	40	92	106	
		1200	1395	1340	1298	1200	1275	1200				30	M27	48	96	110	

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_1	b	备注
													规格	数量			
4.0	2.5	1300	1495	1440	1398	1300	1375	1300				30	M27	56	106	120	
		1400	1595	1540	1498	1400	1475	1400				30	M27	60	116	130	
		1500	1715	1655	1610	1500	1587	1500				33	M30	60	114	128	
		1600	1815	1755	1710	1600	1687	1600				33	M30	64	124	138	
6.4	0.6	400	515	480	450	400	437	400	14	21.3		18	M16	20	38.7	70	
		450	565	530	500	450	487	450	16	24.3		18	M16	20	43.7	78	
		500	615	580	550	500	537	500	16	24.3		18	M16	20	47.7	82	
		600	715	680	650	600	637	600	20	30.4		18	M16	24	61.6	102	
		700	830	790	755	700	742	700	24	36.5		23	M20	24	73.5	120	
		800	930	890	855	800	842	800	22	33.5		23	M20	24	76.5	120	
6.4	1.0	400	515	480	450	400	437	400	14	21.3		18	M16	20	38.7	70	
		450	565	530	500	450	487	450	16	24.3		18	M16	24	43.7	78	
		500	630	590	555	500	542	500	16	24.3		23	M20	20	45.7	80	
		600	730	690	655	600	642	600	20	30.4		23	M20	24	59.6	100	
		700	830	790	755	700	742	700	24	36.5		23	M20	32	73.5	120	
		800	930	890	855	800	842	800	22	33.5		23	M20	40	76.5	120	
6.4	1.6	159	280	240		147	203	150	6	9.1		23	M20	8	16.9	36	
		219	335	295		201	259	207	9	13.7		23	M20	12	18.3	42	
		273	405	355		251	312	257	11	16.7		25	M22	12	23.3	50	
		325	460	410		299	363	309	13	19.8		25	M22	12	28.2	58	
		400	540	500	465	400	452	400	14	21.3		23	M20	20	36.7	68	
		450	590	550	515	450	502	450	16	24.3		23	M20	20	41.7	76	
		500	640	600	565	500	552	500	16	24.3		23	M20	24	45.7	80	
		600	740	700	665	600	652	600	20	30.4		23	M20	28	55.6	96	
		700	860	815	776	700	763	700	24	36.5		27	M24	24	65.5	112	
		800	960	915	876	800	863	800	22	33.5		27	M24	24	66.5	110	
6.4	2.5	159	300	250		147	203	150	6	9.1		25	M22	8	18.9	38	
		219	360	310		201	259	207	9	13.7		25	M22	12	20.3	44	
		273	425	370		251	312	257	11	16.7		30	M27	12	23.3	50	
		325	485	430		299	363	309	13	19.8		30	M27	16	30.2	60	
		400	540	500	465	400	452	400	14	21.3		23	M20	20	38.7	70	
		450	590	550	515	450	502	450	16	24.3		23	M20	20	43.7	78	
		500	660	615	576	500	563	500	16	24.3		27	M24	20	45.7	80	
		600	760	715	676	600	663	600	20	30.4		27	M24	24	57.6	98	
		700	860	815	776	700	763	700	24	36.5		27	M24	28	69.5	116	
		800	960	915	876	800	863	800	22	33.5		27	M24	32	72.5	116	
6.4	4.0	159	300	250		147	203	147	6	9.1		25	M22	8	22.9	42	
		219	375	320		201	259	207	9	13.7		30	M27	12	26.3	50	
		273	445	385		251	312	257	11	16.7		34	M30	12	31.3	58	
		325	510	450		299	363	307	13	19.8		34	M30	16	36.2	66	
		400	560	515	476	400	463	400	14	21.3		27	M24	20	42.7	74	
		450	610	565	526	450	513	450	16	24.3		27	M24	20	47.7	82	
		500	660	615	576	500	563	500	16	24.3		27	M24	24	51.7	86	
		600	760	715	676	600	663	600	20	30.4		27	M24	32	61.6	102	
		700	895	840	798	700	785	700	24	36.5		30	M27	32	71.5	118	
		800	995	940	898	800	885	800	22	33.5		30	M27	40	74.5	118	

注: 1. 表中 b 、 b_1 是 16Mn 的整体结构管板的数据。对于堆焊结构管板, 若采用表中的 b 、 b_1 则应根据使用条件进行验算。

2. 表中 p_s 或 $p_t \leq 4.0$ MPa 的管板厚度 b , 凡带有 ▲ 符号的数据, 管板与换热管的连接, 必须采用焊接。

3. 对 $p_s = 1.6 \sim 6.4$ MPa、 $p_t = 0.6 \sim 1.0$ MPa、 $DN = 159 \sim 325$ mm 的管板尺寸, 可按表中 $p_s = 1.6 \sim 6.4$ MPa、 $p_t = 1.6$ MPa 的 $DN = 159 \sim 325$ mm 的数据。

表 1-6-11(A) 管板尺寸表($p_s < p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_i	b	备注
													规格	数量			
0.6	1.0	400	515	480	450	397	437	400			12.5	18	M16	20	30	40▲	
		450	565	530	500	447	487	450			12.5	18	M16	24	30	40	
		500	630	590	555	497	542	500			12.5	23	M20	20	30	40	
		600	730	690	655	597	642	600			12.5	23	M20	24	32	42▲	
		700	830	790	755	697	742	700			12.5	23	M20	32	32	42	
		800	930	890	855	797	842	800			14.5	23	M20	40	40	50	
		900	1030	990	955	897	942	900			14.5	23	M20	48	46	56	
		1000	1140	1100	1065	997	1052	1000			14.5	23	M20	40	44	54	
		1100	1260	1215	1176	1097	1153	1100			16.5	27	M24	32	56	66	
		1200	1360	1315	1276	1197	1253	1200			16.5	27	M24	36	56	66	
		1300	1460	1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	40	58	68	
		1400	1560	1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	44	58	68	
		1500	1660	1615	1576	1497	1553	1500			18.5	27	M24	48	58	68	
		1600	1760	1715	1676	1597	1653	1600			18.5	27	M24	52	68	78	
		1700	1860	1815	1776	1697	1753	1700			18.5	27	M24	56	68	78	
		1800	1960	1915	1876	1797	1853	1800			18.5	27	M24	60	70	80	
		1900	2095	2040	1998	1897	1975	1900			18.5	30	M27	56	66	76	
2000	2195	2140	2098	1997	2075	2000			18.5	30	M27	60	66	76			
0.6	1.6	400	540	500	465	397	452	400			12.5	23	M20	20	30	40▲	
		450	590	550	515	447	502	450			12.5	23	M20	20	32	42	
		500	640	600	565	497	552	500			12.5	23	M20	24	32	42	
		600	740	700	665	597	652	600			12.5	23	M20	28	34	44	
		700	860	815	776	697	763	700			12.5	27	M24	24	34	44▲	
		800	960	915	876	797	863	800			14.5	27	M24	24	42	52	
		900	1060	1015	976	897	963	900			14.5	27	M24	28	46	56	
		1000	1160	1115	1076	997	1063	1000			14.5	27	M24	32	48	58	
		1100	1260	1215	1176	1097	1153	1100			16.5	27	M24	36	60	70	
		1200	1360	1315	1276	1197	1253	1200			16.5	27	M24	40	62	72	
		1300	1460	1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	44	62	72	
		1400	1560	1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	52	64	74	
		1500	1695	1640	1598	1497	1575	1500			16.5	30	M27	48	60	70	
		1600	1795	1740	1698	1597	1675	1600			18.5	30	M27	52	70	80	
		1700	1895	1840	1798	1697	1775	1700			18.5	30	M27	56	70	80	
		1800	1995	1940	1898	1797	1875	1800			18.5	30	M27	64	72	82	
		1900	2115	2055	2010	1897	1987	1900			18.5	33	M30	56	70	80	
2000	2215	2155	2110	1997	2087	2000			18.5	33	M30	64	70	80			
0.6	2.5	400	540	500	465	397	452	400			12.5	23	M20	20	34	44	
		450	590	550	515	447	502	450			12.5	23	M20	20	34	44	
		500	660	615	576	497	563	500			12.5	27	M24	20	36	46	
		600	760	715	676	597	663	600			12.5	27	M24	24	38	48	
		700	860	815	776	697	763	700			12.5	27	M24	28	40	50	
		800	960	915	876	797	863	800			14.5	27	M24	32	46	56	
		900	1095	1040	998	897	985	900			14.5	30	M27	32	52	62	
		1000	1195	1140	1098	997	1085	1000			14.5	30	M27	36	54	64	
		1100	1295	1240	1198	1097	1175	1100			16.5	30	M27	40	64	74	
		1200	1395	1340	1298	1197	1275	1200			16.5	30	M27	48	66	76	
		1300	1495	1440	1398	1297	1375	1300			16.5	30	M27	56	68	78	
		1400	1595	1540	1498	1397	1475	1400			16.5	30	M27	60	70	80	
		1500	1715	1655	1610	1497	1587	1500			16.5	33	M30	60	70	80	
		1600	1815	1755	1710	1597	1687	1600			18.5	33	M30	64	78	88	
		1700	1950	1880	1829	1697	1806	1700			18.5	39	M36	52	80	90	
		1800	2050	1980	1929	1797	1906	1800			18.5	39	M36	56	82	92	

续表

p_s MPa	p_r MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_1	b	备注		
													规格	数量					
0.6	4.0	400	560	515	476	397	463	400			12.5	27	M24	20	42	52			
		450	610	565	526	447	513	450			12.5	27	M24	20	44	54			
		500	660	615	576	497	563	500			12.5	27	M24	24	46	56			
		600	760	715	676	597	663	600			12.5	27	M24	32	50	60			
		700	895	840	798	697	785	700			12.5	30	M27	32	54	64			
		800	995	940	898	797	885	800			14.5	30	M27	40	60	70▲			
		900	1115	1055	1010	897	997	900			14.5	33	M30	40	68	78			
		1000	1215	1155	1110	997	1097	1000			14.5	33	M30	48	70	80			
		1100	1350	1280	1229	1097	1206	1100			16.5	39	M36	40	84	94			
		1200	1450	1380	1329	1197	1306	1200			16.5	39	M36	44	86	96			
		1300	1550	1480	1429	1297	1406	1300			16.5	39	M36	52	88	98			
		1400	1650	1580	1529	1397	1506	1400			16.5	39	M36	60	90	100			
		1500	1750	1680	1629	1497	1606	1500			16.5	39	M36	64	92	102▲			
		1600	1850	1780	1729	1597	1706	1600			18.5	39	M36	68	100	110▲			
		0.6	6.4	400	560	515	476	397	463	400			12.5	27	M24	24	60	70	
				450	645	590	548	447	535	450			12.5	30	M27	24	68	78	
500	695			640	598	497	585	500			12.5	30	M27	28	72	82			
600	815			755	710	597	697	600			12.5	33	M30	32	82	92			
700	950			880	829	697	816	700			12.5	39	M36	32	88	98			
800	1050			980	929	797	916	800			14.5	39	M36	36	90	100			
1.0	1.6	400	540	500	465	397	452	400			12.5	23	M20	20	30	40▲			
		450	590	550	515	447	502	450			12.5	23	M20	20	32	42			
		500	640	600	565	497	552	500			12.5	23	M20	24	32	42			
		600	740	700	665	597	652	600			12.5	23	M20	28	34	44			
		700	860	815	776	697	763	700			12.5	27	M24	24	34	44▲			
		800	960	915	876	797	863	800			14.5	27	M24	24	42	52			
		900	1060	1015	976	897	963	900			14.5	27	M24	28	46	56			
		1000	1160	1115	1076	997	1063	1000			14.5	27	M24	32	48	58			
		1100	1260	1215	1176	1097	1153	1100			16.5	27	M24	36	60	70			
		1200	1360	1315	1276	1197	1253	1200			16.5	27	M24	40	62	72			
		1300	1460	1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	44	62	72			
		1400	1560	1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	52	64	74			
		1500	1695	1640	1598	1497	1575	1500			16.5	30	M27	48	60	70			
		1600	1795	1740	1698	1597	1675	1600			18.5	30	M27	52	70	80			
		1700	1895	1840	1798	1697	1775	1700			18.5	30	M27	56	70	80			
		1800	1995	1940	1898	1797	1875	1800			18.5	30	M27	64	72	82			
1900	2115	2055	2010	1897	1987	1900			18.5	33	M30	56	70	80					
2000	2215	2155	2110	1997	2087	2000			18.5	33	M30	64	70	80					
1.0	2.5	400	540	500	465	397	452	400			12.5	23	M20	20	34	44			
		450	590	550	515	447	502	450			12.5	23	M20	20	34	44			
		500	660	615	576	497	563	500			12.5	27	M24	20	36	46			
		600	760	715	676	597	663	600			12.5	27	M24	24	38	48			
		700	860	815	776	697	763	700			12.5	27	M24	28	40	50			
		800	960	915	876	797	863	800			14.5	27	M24	32	46	56			
		900	1095	1040	998	897	985	900			14.5	30	M27	32	52	62			
		1000	1195	1140	1098	997	1085	1000			14.5	30	M27	36	54	64			
		1100	1295	1240	1198	1097	1175	1100			16.5	30	M27	40	64	74			
		1200	1395	1340	1298	1197	1275	1200			16.5	30	M27	48	66	76			
		1300	1495	1440	1398	1297	1375	1300			16.5	30	M27	56	68	78			
		1400	1595	1540	1498	1397	1475	1400			16.5	30	M27	60	70	80			
		1500	1715	1655	1610	1497	1587	1500			16.5	33	M30	60	70	80			
		1600	1815	1755	1710	1597	1687	1600			18.5	33	M30	64	78	88			
		1700	1950	1880	1829	1697	1806	1700			18.5	39	M36	52	80	90			
		1800	2050	1980	1929	1797	1906	1800			18.5	39	M36	56	82	92			

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_f	b	备注
													规格	数量			
1.0	4.0	400	560	515	476	397	463	400			12.5	27	M24	20	42	52	
		450	610	565	526	447	513	450			12.5	27	M24	20	44	54	
		500	660	615	576	497	563	500			12.5	27	M24	24	46	56	
		600	760	715	676	597	663	600			12.5	27	M24	32	50	60	
		700	895	840	798	697	785	700			12.5	30	M27	32	54	64	
		800	995	940	898	797	885	800			14.5	30	M27	40	60	70▲	
		900	1115	1055	1010	897	997	900			14.5	33	M30	40	68	78	
		1000	1215	1155	1110	997	1097	1000			14.5	33	M30	48	70	80	
		1100	1350	1280	1229	1097	1206	1100			16.5	39	M36	40	84	94	
		1200	1450	1380	1329	1197	1306	1200			16.5	39	M36	44	86	96	
		1300	1550	1480	1429	1297	1406	1300			16.5	39	M36	52	88	98	
		1400	1650	1580	1529	1397	1506	1400			16.5	39	M36	60	90	100	
		1500	1750	1680	1629	1497	1606	1500			16.5	39	M36	64	88	102▲	
		1600	1850	1780	1729	1597	1706	1600			18.5	39	M36	68	90	110▲	
1.0	6.4	400	560	515	476	397	463	400			12.5	27	M24	24	60	70	
		450	645	590	548	447	535	450			12.5	30	M27	24	68	78	
		500	695	640	598	497	585	500			12.5	30	M27	28	72	82	
		600	815	755	710	597	697	600			12.5	33	M30	32	82	92	
		700	950	880	829	697	816	700			12.5	39	M36	32	88	98	
		800	1050	980	929	797	916	800			14.5	39	M36	36	90	100	
		159	300	250		150	203	150					25	M22	8	18	32▲
219	360	310		207	259	207					25	M22	12	20	34▲		
273	425	370		257	312	257					30	M27	12	24	38▲		
325	485	430		309	363	309					30	M27	16	28	42▲		
400	540	500	465	400	452	400					23	M20	20	32	46		
450	590	550	515	450	502	450					23	M20	20	34	48		
500	660	615	576	500	563	500					27	M24	20	34	48		
600	760	715	676	600	663	600					27	M24	24	36	50		
700	860	815	776	700	763	700					27	M24	28	44	58		
800	960	915	876	800	863	800					27	M24	32	44	58		
900	1095	1040	998	900	985	900					30	M27	32	50	64		
1000	1195	1140	1098	1000	1085	1000					30	M27	36	52	66		
1100	1295	1240	1198	1100	1175	1100					30	M27	40	62	76		
1200	1395	1340	1298	1200	1275	1200					30	M27	48	64	78		
1300	1495	1440	1398	1300	1375	1300					30	M27	56	74	88		
1400	1595	1540	1498	1400	1475	1400					30	M27	60	74	88		
1500	1715	1655	1610	1500	1587	1500					33	M30	60	76	90		
1600	1815	1755	1710	1600	1687	1600					33	M30	64	76	90		
1700	1950	1880	1829	1700	1806	1700					39	M36	52	78	92		
1800	2050	1980	1929	1800	1906	1800					39	M36	56	78	92		
1.6	4.0	159	300	250		150	203	147				25	M22	8	24	38▲	
		219	375	320		207	259	207				30	M27	12	26	40▲	
		273	445	385		257	312	257				34	M30	12	30	44▲	
		325	510	450		309	363	307				34	M30	16	36	50	
		400	560	515	476	400	463	400				27	M24	20	40	54	
		450	610	565	526	450	513	450				27	M24	20	42	56	
		500	660	615	576	500	563	500				27	M24	24	44	58	
		600	760	715	676	600	663	600				27	M24	32	48	62	
		700	895	840	789	700	785	700				30	M27	32	54	68	
		800	995	940	898	800	885	800				30	M27	40	58	72▲	
		900	1115	1055	1010	900	997	900				33	M30	40	66	80	
		1000	1215	1155	1110	1000	1097	1000				33	M30	48	68	82	
		1100	1350	1280	1229	1100	1206	1100				39	M36	40	82	96	
		1200	1450	1380	1329	1200	1306	1200				39	M36	44	84	98	
1300	1550	1480	1429	1300	1406	1300				39	M36	52	92	106			

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱(栓)		b_1	b	备注	
													规格	数量				
1.6	4.0	1400	1650	1580	1529	1400	1506	1400					39	M36	60	94	108	
		1500	1750	1680	1629	1500	1606	1500					39	M36	64	96	110▲	
		1600	1850	1780	1729	1600	1706	1600					39	M36	68	98	112▲	
1.6	6.4	159	340	280		150	203	147					34	M30	8	34	48	
		219	405	345		207	259	201					34	M30	12	40	54	
		273	470	400		257	312	251					41	M36	12	44	58	
		325	530	460		309	363	299					41	M36	16	52	66	
		400	560	515	476	400	463	400					27	M24	24	58	72	
		450	645	590	548	450	535	450					30	M27	24	66	80	
		500	695	640	598	500	583	500					30	M27	28	70	84	
		600	815	755	710	600	697	600					33	M30	32	80	94	
		700	950	880	829	700	816	700					39	M36	32	84	98	
		800	1050	980	929	800	916	800					39	M36	36	88	102	
2.5	4.0	159	300	250		150	203	147					25	M22	8	24	38▲	
		219	375	320		207	259	207					30	M27	12	26	40▲	
		273	445	385		257	312	257					34	M30	12	30	44▲	
		325	510	450		309	363	307					34	M30	16	36	50	
		400	560	515	476	400	463	400					27	M24	20	40	54	
		450	610	565	526	450	513	450					27	M24	20	42	56	
		500	660	615	576	500	563	500					27	M24	24	44	58	
		600	760	715	676	600	663	600					27	M24	32	52	66	
		700	895	840	798	700	785	700					30	M27	32	54	68	
		800	995	940	898	800	885	800					30	M27	40	58	72▲	
		900	1115	1055	1010	900	997	900					33	M30	40	70	84	
		1000	1215	1155	1110	1000	1097	1000					33	M30	48	74	88	
		1100	1350	1280	1229	1100	1206	1100					39	M36	40	82	96	
		1200	1450	1380	1329	1200	1306	1200					39	M36	44	90	104	
		1300	1550	1480	1429	1300	1406	1300					39	M36	52	92	106	
1400	1650	1580	1529	1400	1506	1400					39	M36	60	100	114			
1500	1750	1680	1629	1500	1606	1500					39	M36	64	102	116			
1600	1850	1780	1729	1600	1706	1600					39	M36	68	112	126			
2.5	6.4	159	340	280		150	203	147					34	M30	8	34	48	
		219	405	345		207	259	201					34	M30	12	40	54	
		273	470	400		257	312	251					41	M36	12	44	58	
		325	530	460		309	363	299					41	M36	16	52	66	
		400	560	515	476	400	463	400					27	M24	24	58	72	
		450	645	590	548	450	535	450					30	M27	24	66	80	
		500	695	640	598	500	583	500					30	M27	28	70	84	
		600	815	755	710	600	697	600					33	M30	32	76	90	
		700	950	880	829	700	816	700					39	M36	32	84	98	
		800	1050	980	929	800	916	800					39	M36	36	88	102	
4.0	6.4	159	340	280		147	203	147					34	M30	8	34	48	
		219	405	345		207	259	201					34	M30	12	40	54	
		273	470	400		257	312	251					41	M36	12	44	58	
		325	530	460		307	363	299					41	M36	16	52	66	
		400	560	515	476	400	463	400					27	M24	24	56	70	
		450	645	590	548	450	535	450					30	M27	24	64	78	
		500	695	640	598	500	583	500					30	M27	28	64	78	
		600	815	755	710	600	697	600					33	M30	32	74	88	
		700	950	880	829	700	816	700					39	M36	32	84	98	
		800	1050	980	929	800	916	800					39	M36	36	86	100	

注: 1. 表中 b 、 b_1 是 16Mn 的整体结构管板的数据。对于堆焊结构管板, 若采用表中的 b 、 b_1 则应根据使用条件进行验算。

2. 表中 p_s 或 $p_t \leq 4.0$ MPa 的管板厚度 b , 凡带有▲符号的数据, 管板与换热管的连接, 必须采用焊接。

3. 对 $p_s = 0.6 \sim 1.0$ MPa、 $p_t = 2.5 \sim 6.4$ MPa、 $DN = 159 \sim 325$ mm 的管板尺寸, 可按表中 $p_s = 1.6$ MPa、 $p_t = 2.5 \sim 6.4$ MPa 的 $DN = 159 \sim 325$ mm 的数据。

4. 对 $p_s = 0.6 \sim 1.0$ MPa、 $p_t = 1.6$ MPa、 $DN = 159 \sim 325$ mm 的管板尺寸, 可按表 1-6-9 中 $p_s = p_t = 1.6$ MPa 的 $DN = 159 \sim 325$ mm 的数据。

表 1-6-11 (B) 管板尺寸表 ($p_s < p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱 (栓)		b_f	b	备注	
													规格	数量				
0.6	1.0	400	515	480	450	397	437	400			12.5	18	M16	20	30	40▲		
		450	565	530	500	447	487	450			12.5	18	M16	24	30	40		
		500	630	590	555	497	542	500			12.5	23	M20	20	30	40		
		600	730	690	655	597	642	600			12.5	23	M20	24	32	42▲		
		700	830	790	755	697	742	700			12.5	23	M20	32	32	42		
		800	930	890	855	797	842	800			14.5	23	M20	40	40	50		
		900	1030	990	955	897	942	900			14.5	23	M20	48	46	56		
		1000	1140	1100	1065	997	1052	1000			14.5	23	M20	40	44	54		
		1100	1260	1215	1176	1097	1153	1100			16.5	27	M24	32	56	66		
		1200	1360	1315	1276	1197	1253	1200			16.5	27	M24	36	56	66		
		1300	1460	1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	40	58	68		
		1400	1560	1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	44	58	68		
		1500	1660	1615	1576	1497	1553	1500			16.5	27	M24	48	58	68		
		1600	1760	1715	1676	1597	1653	1600			18.5	27	M24	52	68	78		
		1700	1860	1815	1776	1697	1753	1700			18.5	27	M24	56	68	78		
		1800	1960	1915	1876	1797	1853	1800			18.5	27	M24	60	70	80		
		1900	2095	2040	1998	1897	1975	1900			18.5	30	M27	56	66	76		
		2000	2195	2140	2098	1997	2075	2000			18.5	30	M27	60	66	76		
		≤1.0	1.6	400	540	500	465	397	452	400			12.5	23	M20	20	30	40▲
450	590			550	515	447	502	450			12.5	23	M20	20	32	42		
500	640			600	565	497	552	500			12.5	23	M20	24	32	42		
600	740			700	665	597	652	600			12.5	23	M20	28	34	44		
700	860			815	776	697	763	700			12.5	27	M24	24	34	44▲		
800	960			915	876	797	863	800			14.5	27	M24	24	42	52		
900	1060			1015	976	897	963	900			14.5	27	M24	28	46	56		
1000	1160			1115	1076	997	1063	1000			14.5	27	M24	32	48	58		
1100	1260			1215	1176	1097	1153	1100			16.5	27	M24	36	60	70		
1200	1360			1315	1276	1197	1253	1200			16.5	27	M24	40	62	72		
1300	1460			1415	1376	1297	1353	1300			16.5	27	M24	44	62	72		
1400	1560			1515	1476	1397	1453	1400			16.5	27	M24	52	64	74		
1500	1695			1640	1598	1497	1575	1500			16.5	30	M27	48	60	70		
1600	1795			1740	1698	1597	1675	1600			18.5	30	M27	52	70	80		
1700	1895			1840	1798	1697	1775	1700			18.5	30	M27	56	70	80		
1800	1995			1940	1898	1797	1875	1800			18.5	30	M27	64	72	82		
1900	2115			2055	2010	1897	1987	1900			18.5	33	M30	56	70	80		
2000	2215			2155	2110	1997	2087	2000			18.5	33	M30	64	70	80		
≤1.6	2.5			159	300	250		150	203	150					25	M22	8	18
		219	360	310		207	259	207					25	M22	12	20	34▲	
		273	425	370		257	312	257					30	M27	12	24	38▲	
		325	485	430		309	363	309					30	M27	16	28	42▲	
		400	540	500	465	400	452	400					23	M20	20	32	46	
		450	590	550	515	450	502	450					23	M20	20	34	48	
		500	660	615	576	500	563	500					27	M24	20	34	48	
		600	760	715	676	600	663	600					27	M24	24	42	56	
		700	860	815	776	700	763	700					27	M24	28	44	58	
		800	960	915	876	800	863	800					27	M24	32	44	58	
		900	1095	1040	998	900	985	900					30	M27	32	56	70	
		1000	1195	1140	1098	1000	1085	1000					30	M27	36	56	70	
		1100	1295	1240	1198	1100	1175	1100					30	M27	40	62	76	
		1200	1395	1340	1298	1200	1275	1200					30	M27	48	72	86	
		1300	1495	1440	1398	1300	1375	1300					30	M27	56	74	88	
1400	1595	1540	1498	1400	1475	1400					30	M27	60	82	96			

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱 (栓)		b_f	b	备注	
													规格	数量				
≤1.6	2.5	1500	1715	1655	1610	1500	1587	1500					33	M30	60	82	96	
		1600	1815	1755	1710	1600	1687	1600					33	M30	64	76	90	
		1700	1950	1880	1829	1700	1806	1700					39	M36	52	78	92	
		1800	2050	1980	1929	1800	1906	1800					39	M36	56	78	92	
≤2.5	4.0	159	300	250		150	203	147					25	M22	8	24	38	
		219	375	320		207	259	207					30	M27	12	26	40	
		273	445	385		257	312	257					34	M30	12	30	44	
		325	510	450		309	363	307					34	M30	16	36	50	
		400	560	515	476	400	463	400					27	M24	20	40	54	
		450	610	565	526	450	513	450					27	M24	20	42	56	
		500	660	615	576	500	563	500					27	M24	24	48	62	
		600	760	715	676	600	663	600					27	M24	32	52	66	
		700	895	840	798	700	785	700					30	M27	32	60	74	
		800	995	940	898	800	885	800					30	M27	40	58	72	
		900	1115	1055	1010	900	997	900					33	M30	40	70	84	
		1000	1215	1155	1110	1000	1097	1000					33	M30	48	74	88	
		1100	1350	1280	1229	1100	1206	1100					39	M36	40	86	100	
		1200	1450	1380	1329	1200	1306	1200					39	M36	44	90	104	
		1300	1550	1480	1429	1300	1406	1300					39	M36	52	98	112	
		1400	1650	1580	1529	1400	1506	1400					39	M36	60	100	114	
1500	1750	1680	1629	1500	1606	1500					39	M36	64	108	122			
1600	1850	1780	1729	1600	1706	1600					39	M36	68	118	132			
4.0	6.4	159	340	280		147	203	147					34	M30	8	34	48	
		219	405	345		207	259	201					34	M30	12	42	56	
		273	470	400		257	312	251					41	M36	12	44	58	
		325	530	460		307	363	299					41	M36	16	52	66	
		400	560	515	476	400	463	400					27	M24	24	56	70	
		450	645	590	548	450	535	450					30	M27	24	60	74	
		500	695	640	598	500	583	500					30	M27	28	64	78	
		600	815	755	710	600	697	600					33	M30	32	74	88	
		700	950	880	829	700	816	700					39	M36	32	86	100	
		800	1050	980	929	800	916	800					39	M36	36	92	106	

注: 1. 表中 b 、 b_f 是 16Mn 的整体结构管板的数据。对于堆焊结构管板, 若采用表中的 b 、 b_f 则应根据使用条件进行验算。

2. 表中 p_s 或 $p_t \leq 4.0$ MPa 的管板厚度 b , 凡带有 ▲ 符号的数据, 管板与换热管的连接, 必须采用焊接。

3. 对 $p_s \leq 1.0$ MPa、 $p_t = 1.6$ MPa、 $DN = 159 \sim 325$ mm 的管板尺寸, 可按表 1-6-9 中 $p_s = p_t = 1.6$ MPa 的 $DN = 159 \sim 325$ mm 的数据。

表 1-6-12 管板尺寸表 (1Cr18Ni9Ti, $p_s = p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱 (栓)		b_f	b	备注	
													规格	数量				
0.6	0.6	400	515	480		397	437	400				8.5	18	M16	20	21	31	
		450	565	530		447	487	450				8.5	18	M16	20	21	31	
		500	615	580		497	537	500				8.5	18	M16	20	21	31	
		600	715	680		597	637	600				9.5	18	M16	24	27	37	
		700	830	790		697	742	700				9.5	23	M20	24	26	36	
		800	930	890		797	842	800				10.5	23	M20	24	31	41	
		900	1030	990		897	942	900				10.5	23	M20	32	36	46	
		1000	1130	1090		997	1042	1000				10.5	23	M20	36	36	46	
		1100	1230	1190		1097	1138	1100				11.5	23	M20	44	39	49	
		1200	1330	1290		1197	1238	1200				11.5	23	M20	48	39	49	

续表

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱 (栓)		b_1	b	备注
													规格	数量			
1.0	1.0	400	515	480		397	437	400			8.5	18	M16	20	23	33	
		450	565	530		447	487	450			8.5	18	M16	24	23	33	
		500	630	590		497	542	500			8.5	23	M20	20	24	34	
		600	730	690		597	642	600			9.5	23	M20	24	28	38	
		700	830	790		697	742	700			9.5	23	M20	32	29	39	
		800	930	890		797	842	800			10.5	23	M20	40	34	44	
		900	1030	990		897	942	900			10.5	23	M20	48	39	49	
		1000	1140	1100		997	1052	1000			10.5	23	M20	40	38	48	
		1100	1260	1215		1097	1153	1100			11.5	27	M24	32	45	55	
1200	1360	1315		1197	1253	1200			11.5	27	M24	36	49	59			
1.6	1.6	400	540	500		400	452	400				23	M20	20	37	51	
		450	590	550		450	502	450				23	M20	20	37	51	
		500	640	600		500	552	500				23	M20	24	33	47	
		600	740	700		600	652	600				23	M20	28	35	49	
		700	860	815		700	763	700				27	M24	24	40	54	
		800	960	915		800	863	800				27	M24	24	40	54	
		900	1060	1015		900	963	900				27	M24	28	52	66	
		1000	1160	1115		1000	1063	1000				27	M24	32	52	66	
		1100	1260	1215		1100	1153	1100				27	M24	36	65	79	
1200	1360	1315		1200	1253	1200				27	M24	40	72	86			

表 1-6-13 管板尺寸表 (1Cr18Ni9Ti, $p_s > p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱 (栓)		b_1	b	备注
													规格	数量			
1.0	0.6	400	515	480		397	437	400			8.5	18	M16	20	21	31	
		450	565	530		447	487	450			8.5	18	M16	20	21	31	
		500	615	580		497	537	500			8.5	18	M16	20	21	31	
		600	715	680		597	637	600			9.5	18	M16	24	27	37	
		700	830	790		697	742	700			9.5	23	M20	24	26	36	
		800	930	890		797	842	800			10.5	23	M20	24	31	41	
		900	1030	990		897	942	900			10.5	23	M20	32	36	46	
		1000	1120	1090		997	1042	1000			10.5	23	M20	36	36	46	
		1100	1230	1190		1097	1138	1100			10.5	23	M20	44	39	49	
1200	1330	1290		1197	1238	1200			11.5	23	M20	48	46	56			
1.6	0.6	400	515	480		400	437	400				18	M16	20	24	38	
		450	565	530		450	487	450				18	M16	20	25	39	
		500	615	580		500	537	500				18	M16	20	30	44	
		600	715	680		600	637	600				18	M16	24	31	45	
		700	830	790		700	742	700				23	M20	24	35	49	
		800	930	890		800	842	800				23	M20	24	35	49	
		900	1030	990		900	942	900				23	M20	32	47	61	
		1000	1120	1090		1000	1042	1000				23	M20	36	47	61	
		1100	1230	1190		1100	1138	1100				23	M20	44	59	73	
1200	1330	1290		1200	1238	1200				23	M20	48	66	80			
1.6	1.0	400	515	480		400	437	400				18	M16	20	26	40	
		450	565	530		450	487	450				18	M16	24	26	40	
		500	630	590		500	542	500				23	M20	20	31	45	
		600	730	690		600	642	600				23	M20	24	32	46	
		700	830	790		700	742	700				23	M20	32	38	52	
		800	930	890		800	842	800				23	M20	40	38	52	
		900	1030	990		900	942	900				23	M20	48	50	64	
		1000	1140	1100		1000	1052	1000				23	M20	40	49	63	
		1100	1260	1215		1100	1153	1100				27	M24	32	59	73	
1200	1360	1315		1200	1253	1200				27	M24	36	65	79			

表 1-6-14 (A) 管板尺寸表 (1Cr18Ni9Ti, $p_s < p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱 (栓)		b_f	b	备注
													规格	数量			
0.6	1.0	400	515	480		397	437	400			8.5	18	M16	20	23	33	
		450	565	530		447	487	450			8.5	18	M16	24	23	33	
		500	630	590		497	542	500			8.5	23	M20	20	24	34	
		600	730	690		597	642	600			9.5	23	M20	24	28	38	
		700	830	790		697	742	700			9.5	23	M20	32	29	39	
		800	930	890		797	842	800			10.5	23	M20	40	34	44	
		900	1030	990		897	942	900			10.5	23	M20	48	39	49	
		1000	1140	1100		997	1052	1000			10.5	23	M20	40	38	48	
		1100	1260	1215		1097	1153	1100			11.5	27	M24	32	45	55	
		1200	1360	1315		1197	1253	1200			11.5	27	M24	36	49	59	
0.6	1.6	400	540	500		397	452	400			8.5	23	M20	20	36	46	
		450	590	550		447	502	450			8.5	23	M20	20	31	41	
		500	640	600		497	552	500			8.5	23	M20	24	29	39	
		600	740	700		597	652	600			9.5	23	M20	28	32	42	
		700	860	815		697	763	700			9.5	27	M24	24	37	47	
		800	960	915		797	863	800			10.5	27	M24	24	40	50	
		900	1060	1015		897	963	900			10.5	27	M24	28	46	56	
		1000	1160	1115		997	1063	1000			10.5	27	M24	32	49	59	
		1100	1260	1215		1097	1153	1100			11.5	27	M24	36	54	64	
		1200	1360	1315		1197	1253	1200			11.5	27	M24	40	57	67	
1.0	1.6	400	540	500		397	452	400			8.5	23	M20	20	36	46	
		450	590	550		447	502	450			8.5	23	M20	20	31	41	
		500	640	600		497	552	500			8.5	23	M20	24	29	39	
		600	740	700		597	652	600			9.5	23	M20	28	32	42	
		700	860	815		697	763	700			9.5	27	M24	24	37	47	
		800	960	915		797	863	800			10.5	27	M24	24	40	50	
		900	1060	1015		897	963	900			10.5	27	M24	28	46	56	
		1000	1160	1115		997	1063	1000			10.5	27	M24	32	49	59	
		1100	1260	1215		1097	1153	1100			11.5	27	M24	36	54	64	
		1200	1360	1315		1197	1253	1200			11.5	27	M24	40	58	68	

表 1-6-14 (B) 管板尺寸表 (1Cr18Ni9Ti, $p_s < p_t$)

mm

p_s MPa	p_t MPa	DN	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	R	h	C	d_2	螺柱 (栓)		b_f	b	备注
													规格	数量			
0.6	1.0	400	515	480		397	437	400			8.5	18	M16	20	23	33	
		450	565	530		447	487	450			8.5	18	M16	24	23	33	
		500	630	590		497	542	500			8.5	23	M20	20	24	34	
		600	730	690		597	642	600			9.5	23	M20	24	28	38	
		700	830	790		697	742	700			9.5	23	M20	32	29	39	
		800	930	890		797	842	800			10.5	23	M20	40	34	44	
		900	1030	990		897	942	900			10.5	23	M20	48	39	49	
		1000	1140	1100		997	1052	1000			10.5	23	M20	40	38	48	
		1100	1260	1215		1097	1153	1100			10.5	27	M24	32	45	55	
		1200	1360	1315		1197	1253	1200			10.5	27	M24	36	49	59	
≤1.0	1.6	400	540	500		397	452	400			8.5	23	M20	20	36	46	
		450	590	550		447	502	450			8.5	23	M20	20	39	49	
		500	640	600		497	552	500			8.5	23	M20	24	31	41	
		600	740	700		597	652	600			9.5	23	M20	28	37	47	
		700	860	815		697	763	700			9.5	27	M24	24	38	48	
		800	960	915		797	863	800			10.5	27	M24	24	40	50	
		900	1060	1015		897	963	900			10.5	27	M24	28	48	58	
		1000	1160	1115		997	1063	1000			10.5	27	M24	32	49	59	
		1100	1260	1215		1097	1153	1100			12.5	27	M24	36	60	70	
		1200	1360	1315		1197	1253	1200			13.5	27	M24	40	67	77	

2.2 换热管^[8~10,16,17]

2.2.1 换热管的规格和尺寸偏差

换热管的尺寸公差，按 GB/T 8163—1987^[18]《输送流体用无缝钢管》、GB/T 3625—1995^[19]《换热器及冷凝器用钛及钛合金管》、GB/T 8890—1998^[20]《热交换器用铜合金管》和 GB 13296—1991^[21]《锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管》等的规定，其值如表 1-6-15。

表 1-6-15 常用换热管的规格和尺寸偏差

材 料	换热管标准	管子规格, mm		高精度、较高精度		普通精度	
		外径, mm	厚度, mm	外径偏差, mm	壁厚偏差, mm	外径偏差, mm	壁厚偏差, mm
碳钢 低合金钢	GB/T 8163	≥14~30	2~2.5	±0.20	+12%	±0.40	+15%
		>30~50	2.5~3.0	±0.30	-10%	±0.45	-10%
	GB 9948 ^[22]	57	3.5	±0.8%	10%	±1.0%	+12% -10%
不锈钢	GB 13296	≥14~30	>1.0~2.0	±0.20	+12% -10%	—	—
	GB 9948	>30~50	>2.0~3.0	±0.30			
	GB/T 14976 ^[23]	57		±0.8%			
铝 铝合金	GB/T 6893 ^[24]	≤34	2.0~3.5	±0.20	δ≤2.0±0.20	—	—
		36~50		±0.30	δ=2.0±0.25		
		>50~55		±0.35	δ=3.0±0.30 δ=3.5±0.35		
铜	GB/T 1527 ^[25]	10	1.0~3.0	-0.12	δ≤1.0±0.10	—	—
		11~18		-0.16	δ=2.0±0.20		
		19~30		-0.24	δ=2.0±0.25 δ=3.0±0.25		
铜合金	GB/T 8890 ^[26]	10~12	1.0~3.0	-0.14	±10%	—	—
		>12~18		-0.20			
		>18~25		-0.24			
		>25~35		-0.30			
钛 钛合金	GB/T 3625 ^[27]	10~30	0.5~2.5	±0.13	δ=0.5±0.06	—	—
		>30~40		±0.15	δ=1.0±0.12		
		>40~50		±0.18	δ>1.0±10%		

2.2.2 换热管的排列型式

(1) 管子的排列型式

管子的排列型式主要有以下四种（图 1-6-9）。

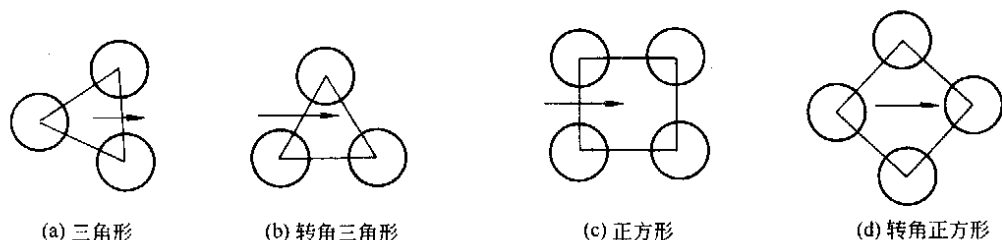


图 1-6-9 管子的基本排列型式

等边三角形排列用得最普遍，因为管子间距都相等，所以在同一管板面积上可排列最多的管子数，而且便于管板的划线与钻孔。但管间不易清洗，TEMA 标准规定，壳程需用机械清洗时，不得采用三角形排列型式。

在壳程需要进行机械清洗时，一般采用正方形排列，管间通道沿整个管束应该是连续的，且要保证6mm的清洗通道。

图1-6-9中(a)和(d)两种排列方式，在折流板间距相同的情况下，其流通截面要比(b)、(c)两种的小，有利于提高流速，故更合理些。

(2) 换热管中心距

换热管中心距，最小应为管子外径的1.25倍；多管程的分程隔板处的换热管中心距，最小应为换热管中心距加隔板槽密封面的宽度，以保证管间小桥在胀接时有足够的强度。在采用焊接方法连接管板和管子时，管间距可以小些，但要保证壳程清洗时，有6mm的清洗通道。当壳程用于蒸发过程时，为使气相更好地逸出，管间距可以加大到1.4倍管外径。按GB 151—1999规定，常用的换热管中心距见表1-6-16。

表 1-6-16 换热管中心距

mm

换热管外径 d	10	12	14	16	19	20	25	30	32	35	38	45	50	55	57
换热管中心距 S	13~14	16	19	22	25	26	32	38	40	44	48	57	64	70	72
分程隔板槽两侧相邻管中心距 S_n (见图1-6-10)	28	30	32	35	38	40	44	50	52	56	60	68	76	78	80

注：1. 换热器管间需要机械清洗时，相邻两管间的净空距离 ($S-d$) 不宜小于6mm，对于外径为10mm、12mm和14mm的换热管的中心距分别不得小于17mm、19mm和21mm。

2. 外径为25mm的换热管，当用错置正方形排列时，其换热管分程隔板槽两侧相邻的管中心距应为 $32\text{mm} \times 32\text{mm}$ 正方形的对角线长，即 $S_n = 45.255\text{mm}$ 。

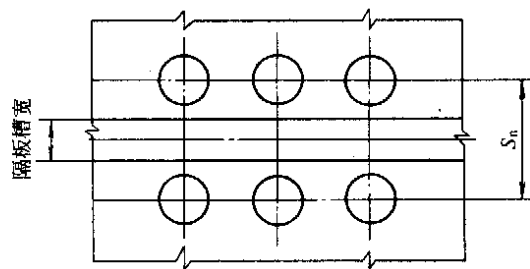


图 1-6-10 分程隔板槽两侧相邻管中心距 S_n

(3) 布管限定圆 D_L

布管限定圆为管束最外层换热管中心圆直径，布管限定圆按表1-6-17确定。

表 1-6-17 布管限定圆^[1]

mm

换热器型式	固定管板式、U型管式	浮头式
布管限定圆 D_L	$D_i - 2b_3$	$D_i - (b_1 + b_2 + b)$

表中： b ——见图1-6-11，其值按表1-6-18选取，mm；

b_1 ——见图1-6-11，其值按表1-6-19选取，mm；

b_2 ——见图1-6-11， $b_2 = b_n + 1.5$ ，mm；

b_3 ——固定管板换热器或U型管换热器管束最外层换热管外表面至壳体内壁的最短距离，见图1-6-12， $b_3 = 0.25d$ 且不小于8mm；

b_n ——垫片宽度，其值按表1-6-19选取，mm；

d ——换热管外径，mm；

D_i ——换热器筒体内直径，mm；

D_L ——布管限定圆直径，mm。

除了考虑布管限定圆直径外，换热管与防冲板间的距离也需考虑。通常，换热管外表面与邻近防冲板表面间的距离，最小为6mm。换热管中心线与防冲板板厚中心线或上表面之间的距离，最大为换热管中心距的 $\frac{\sqrt{3}}{2}$ 。

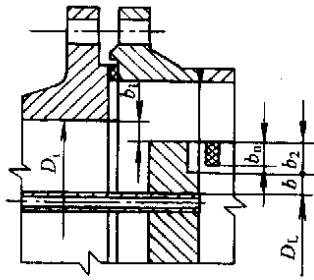


图 1-6-11 布管示意图 (1)

表 1-6-18 不同 D_i 的 b 值 mm

D_i	b
<1000	>3
1000~2600	>4

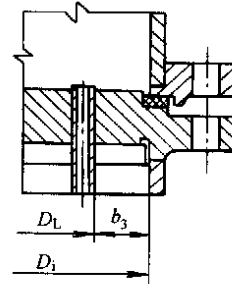


图 1-6-12 布管示意图 (2)

表 1-6-19 不同 D_i 的 b_n 、 b_1 值 mm

D_i	b_n	b_1
≤ 700	≥ 10	3
>700	≥ 13	5

(4) 换热管排列原则

换热管排列原则如下：

- (4.1) 换热管的排列应使整个管束完全对称。
- (4.2) 在满足布管限定圆直径和换热管与防冲板间的距离规定的范围内，应全部布满换热管。
- (4.3) 拉杆应尽量均匀布置在管束的外边缘。在靠近折流板缺边位置处应布置拉杆，其间距小于或等于 700mm。拉杆中心至折流板缺边的距离应尽量控制在换热管中心距的 $(0.5 \sim 1.5) \sqrt{3}$ 范围内。
- (4.4) 多管程的各程管数应尽量相等，其相对误差应控制在 10% 以内，最大不得超过 20%。

相对误差按下式计算：

$$\Delta N = \frac{|N_{cp} - N_{\min(\max)}|}{N_{cp}} \times 100\% \quad (1-6-7)$$

式中 N_{cp} ——各程平均管数， $N_{cp} = \frac{\text{总管数}}{\text{管程数}}$ ；
 $N_{\min(\max)}$ ——各程中最小（或最大）管数。

2.3 管程分程

换热器的换热面积较大而管子又不很长时，就得排列较多的管子。为了提高流体在管内的流速，增大管内传热膜系数，就须将管束分程，分程可采用不同的组合方法，但每程中的管数应该大致相同，分程隔板应尽量简单，密封长度应短。管程数一般有 1、2、4、6、8、10、12 等七种。偶数管程的换热器无论对制造、检修或是操作都比较方便，所以用得最多。除单程外，奇数管程一般少用，程数不能分得太多，不然隔板要占去相当大的布管面积。

3 壳体与管板、管板与法兰及换热管的连接^[1,8~10]

管板与壳体的连接型式，分为两类：一是不可拆式，如固定式换热器，管板与壳体是用焊接连接。一是可拆式，如 U 型管式、浮头及填料函式和滑动管板式的换热器。

对不可拆式的换热器，其壳体与管板采用焊接型式的连接。由于设备直径的大小，壳体壁的厚薄，以及管板的型式（如管板兼作法兰），所以必须考虑采用不同的焊接方式及焊接接点。

目前，换热器管板与壳体的焊接型式较多，对结构的优劣，施焊的难易，因各制造厂的生产工艺和装配不同，所以对各种焊接接点的看法亦不一样。

可拆式换热器，如浮头、U 型、填料函式等换热器，管板本身不直接与壳体焊接，而通过壳体上法兰或夹持在两法兰之间固定。

3.1 壳体与管板的连接结构

由于温度、压力及物料性质各异，所以管板与壳体的结构型式要求也不尽相同，对不可拆式的固定式管板换热器，从结构上看有两种型式，一种是管板兼作法兰，如图 1-6-13；另一种是夹持式固定管板。

当材料为碳钢，一般都采用管板兼作法兰的型式，在直径较大，材料为不锈钢及有色金属作管板时，亦

可考虑采用夹持式固定管板，这样有利于节省材料。

图 1-6-13、图 1-6-14 管板背面不开槽，结构简单，直径较大时，在壳体内可以进行焊接的情况下，可采用图 1-6-14 型式。图 1-6-13 和图 1-6-14 的结构适用于操作压力达 4MPa。

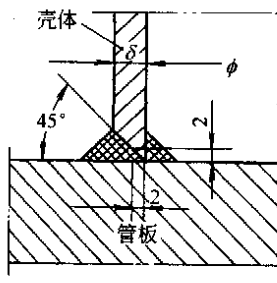


图 1-6-13 管板与壳体焊接 ($DN > 600$)

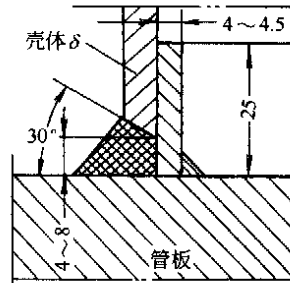


图 1-6-14 管板与壳体焊接 ($DN < 600$)

管板两端采用相同的结构，对大直径设备，人可以进入壳体内焊接时，则可将壳体长度分为两段，当与管板焊接好后，再将两半壳体焊接起来，这比做两个短节方便，尤其当壳体较长时，这样做可减少焊接工作量，如图 1-6-15 所示。

对于小直径的换热器，无法在壳体内进行焊接时，则可采用两个短节与管板焊接后，再进行与壳体的焊接，这种结构的优点是焊接强度高。

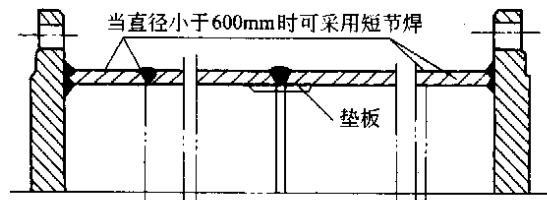


图 1-6-15 双壳体对接焊

图 1-6-16 是两种焊接型式的混合结构，可用于大直径的换热器，对于小直径的换热器可采用图 1-6-17 所示的型式。



图 1-6-16 $DN > 600\text{mm}$ 时管板与壳体的焊接型式

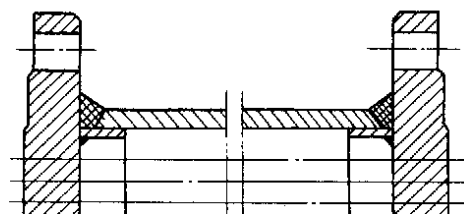


图 1-6-17 $DN < 600\text{mm}$ 时管板与壳体的焊接型式

图 1-6-18 所示，当壳体直径大于 600mm 时，可采用图示 (a)、(b) 两种焊接结构的组合，当壳体直径小于 600mm 时，壳体两端与管板的焊接型式均可采用图 1-6-19 所示结构，该结构焊接质量易保证，一般允许使用于操作压力 4MPa。

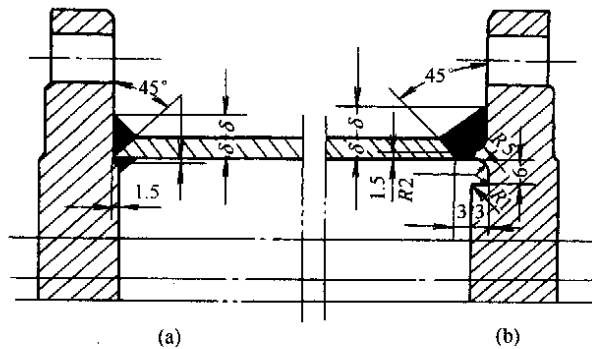


图 1-6-18 壳体与管板连接的组合型式

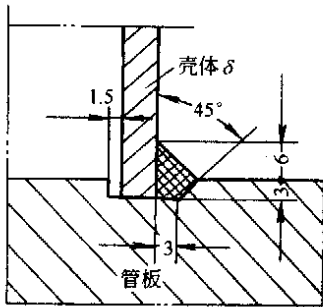


图 1-6-19 管板与壳体焊接型式

图 1-6-20 中的 (a)、(b)、(c)、(d)、(e) 是 GB151 推荐的管板兼作法兰时在设计中常用的几种结构型式。如图 1-6-20 (a) 管板背后开槽，壳体嵌入槽内后再进行焊接，壳体容易对中，施焊方便，焊接质量好，可用于操作压力 $\leq 1\text{MPa}$ 和壳壁厚度 $\leq 12\text{mm}$ 。

对耐压要求较高的换热器，可采用如图 1-6-20 (b)、(c) 所示之型式，管板开槽对接焊接，焊缝强度高，适用于壳程设计压力为 (1~4MPa) 的换热器。当小直径的换热器在采用此结构时，必须采用两个短节先与两端管板焊妥后再与壳体对接焊接。图 1-6-20 (b)、(c) 所示的结构，特点是容易对中，能保证焊透，而且焊后不变形，图 1-6-20 (b) 用于壳程有间隙腐蚀的场合，焊缝最好采用单面焊双面成形 (大直径采用双面焊视工艺而定)。图 1-6-20 (c) 用于壳程无间隙腐蚀要求的场合。

图 1-6-20 中 (d)、(e) 之结构，也是采用管板背面开槽对接焊接，用于壳程设计压力大于 4MPa 的换热器。图 1-6-20 (d) 用于壳程有间隙腐蚀的情况下，焊缝最好采用单面焊双面成形。图 1-6-20 (e) 用于壳程无间隙腐蚀要求的场合。

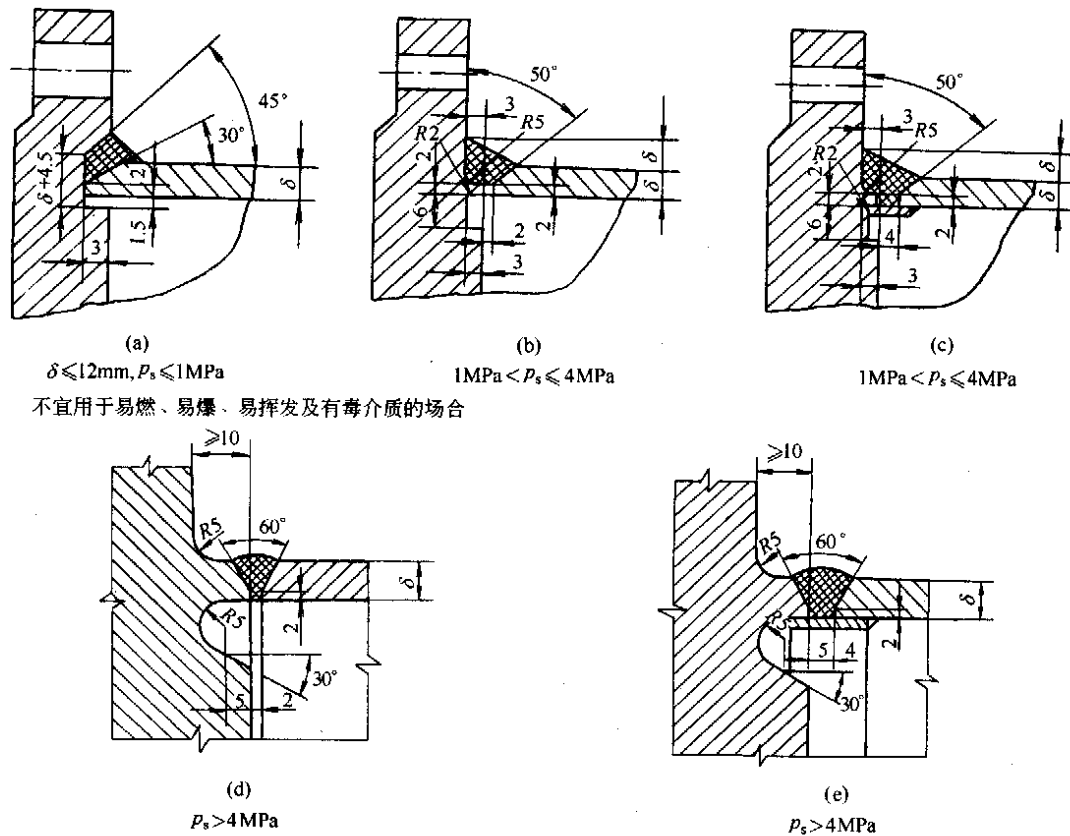


图 1-6-20 兼作法兰的管板与圆筒的连接结构

当管板不兼作法兰时，GB 151 同样推荐了常用的不带法兰的管板与壳体的连接结构型式，如图 1-6-21 (a)、(b)、(c)、(d)、(e)、(f) 所示。

图 1-6-21 (a)、(b) 适用于管板较厚，不兼作法兰的情况。此结构在管板与壳体的连接处外缘削薄 $\frac{1}{4}\delta_1$ 的厚度，形成凸肩如图 1-6-21 (a) 或管板内开槽如图 1-6-21 (b)，然后将管板与壳体对接焊，可使用于操作压力 $p \leq 4\text{MPa}$ 的场合。

对于操作压力较高， $p_s \geq 6.4\text{MPa}$ 的场合，可选用图 1-6-21 (c)、(d) 结构。这种结构是将管板端部两边各延长一段与壳体、管箱壳体等厚度的圆筒段，然后开 U 型坡口与壳体、管箱壳体对接焊。这种结构能保证焊接强度。图 1-6-21 (d) 适用于管箱壳体、壳体不等径场合。

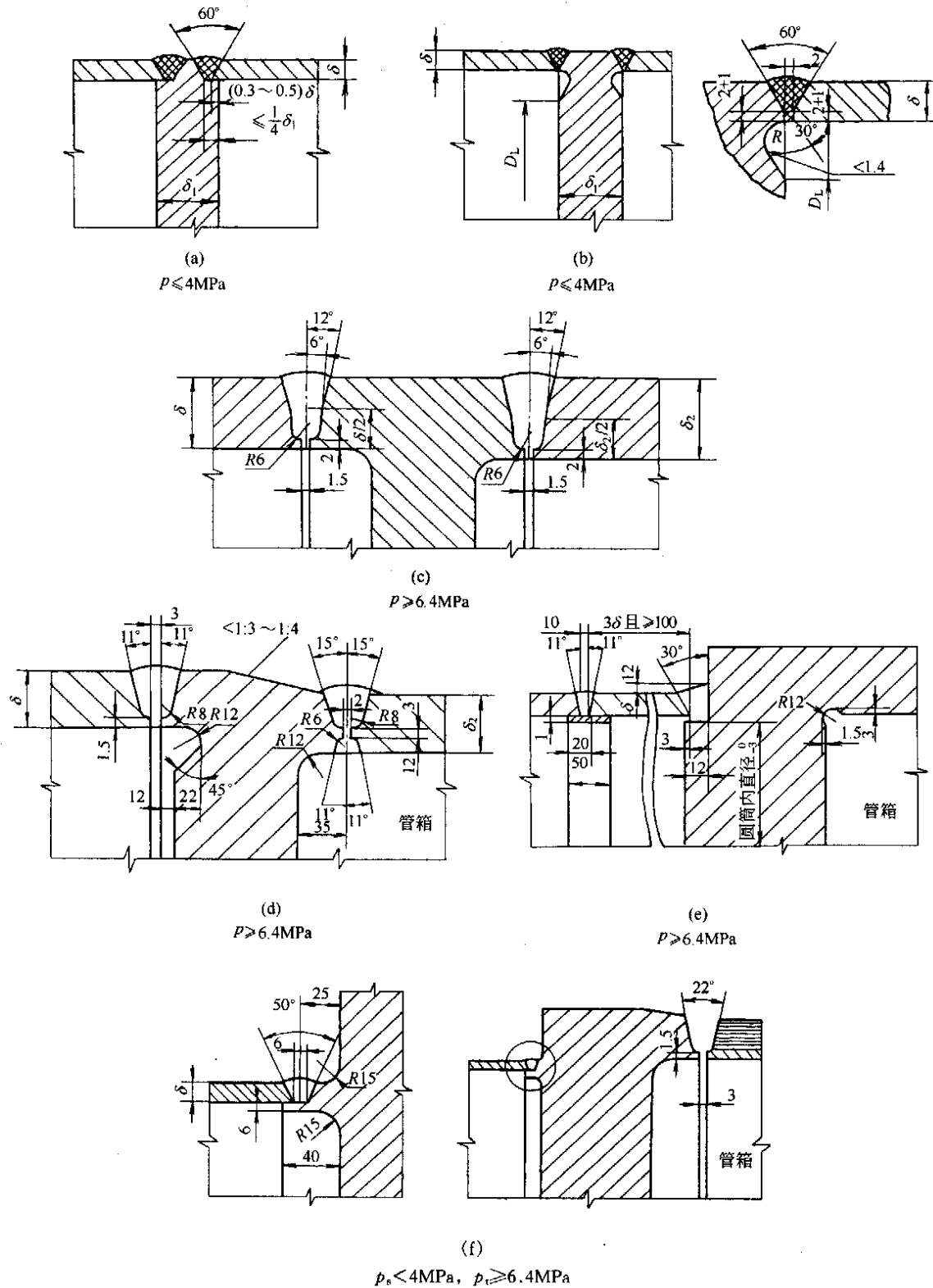


图 1-6-21 不带法兰的管板与圆筒的连接方式

当管板与壳体不能采用对接焊接时，可采用短节过渡，如图 1-6-21 (e) 所示，这种结构可用于 $p_s \geq 6.4\text{MPa}$ 的场合。

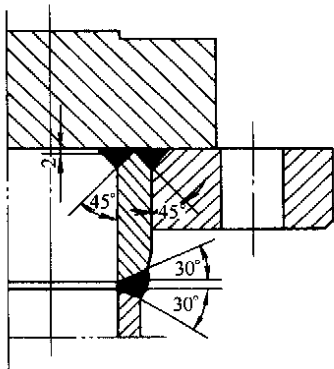


图 1-6-22 管板与壳体的连接

对管程压力比壳程压力大得多的情况，可采用图 1-6-21 (f) 结构，这种结构是在与壳程连接处管板加工出相当于垫板的短节，然后管板与壳体对接焊。这种结构对中性好，能保证焊接质量，适用于 $p_s < 4\text{MPa}$, $p_t \geq 6.4\text{MPa}$ 。

当管板与壳体的厚度相差太大时，可采用短节作过渡段，该短节采用双面焊，如图 1-6-22 所示，以保证焊接质量。

3.2 管板与法兰的连接^[1,8~10]

管板与法兰的连接，当管板兼作法兰时，管箱与法兰的连接一般都为固定式管板换热器。

管板被两法兰所夹持而固定的如 U 型、浮头、填料函式及滑动管板式等种类的换热器，由于需要经常洗涤或定期更换管束，所以必须将管板做成可拆式。

管板与法兰的连接结构型式较多，随着压力的大小、温度的高低以及物料性质，耐腐蚀情况不同，连接处的密封要求，法兰型式也不同，所以在设计中应合理选择连接型式，对设备的制造和节约各种材料都有十分重要的意义。

3.2.1 固定式管板

固定管板式换热器的管板可兼作法兰，与管箱法兰的连接型式比较简单，除了满足工艺上的要求，选择一定的密封面型式外，按压力、温度来选用法兰的结构型式。如图 1-6-23 (a) 所示之结构型式使用在管程与壳程的操作压力为 1MPa ，而对气密性要求不高的情况下；当气密性要求较高，可选用图 1-6-23 (b) 之型式，虽然榫槽密封面具有良好的密封性能，但由于其制造要求较高、加工困难、垫片窄、安装不便等缺点，所以一般情况下，尽可能采用凹凸面的型式来代替，如图 1-6-23 (c)，图 1-6-24 所示。

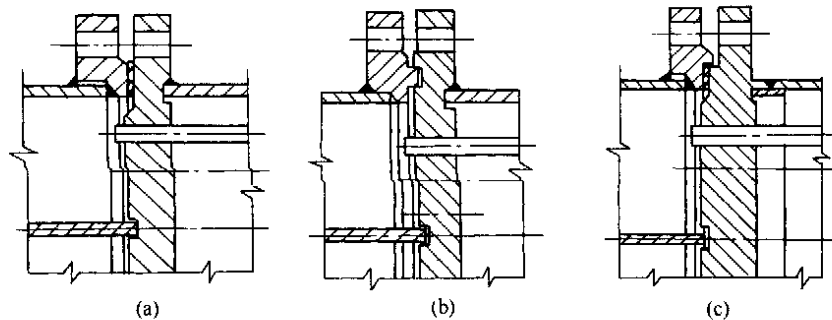


图 1-6-23 固定管板式换热器管板的连接型式

图 1-6-24 所示的结构，是在管板密封面内侧作一高出 h 尺寸的凸台，而管箱法兰设有 h 尺寸的凹槽，安装时，高出 h 尺寸的凹槽组成槽面，垫片受槽侧面阻挡不致从两旁挤出，密封性能比凹凸面好，更换垫片亦较方便。

为了节约不锈钢和各种有色金属，在设计中应尽量考虑用碳钢、低合金钢来代替，在目前设计和使用中，已广泛采用混合结构的型式，如图 1-6-25、图 1-6-26 所示。密封面结构见图 1-6-27。

3.2.2 可拆式管板

可拆式换热器的管板，因管束经常抽出清洗、维修，所以管板与壳体不采用焊接连接，而做成可拆式，固定在壳体法兰与管箱法兰之间，其夹持型式如图 1-6-28、图 1-6-29 所示。

图 1-6-28 适用于材料为不锈钢或有色金属制的管板，这种结构省材，质量轻。图 1-6-29 为带法兰管板，它适用于管箱与壳体两侧的拆卸可分别进行，尤其适用于卧式换热器。

当管程需要清洗的场合，壳程可不必拆卸时，螺栓的紧固形式如图 1-6-30。当管程需要经常清洗与检修时，螺栓的紧固型式可见图 1-6-31 所示。

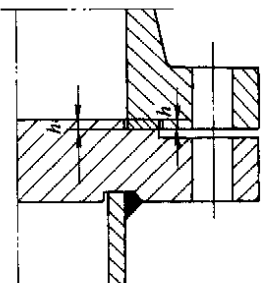


图 1-6-24 凹凸面密封结构

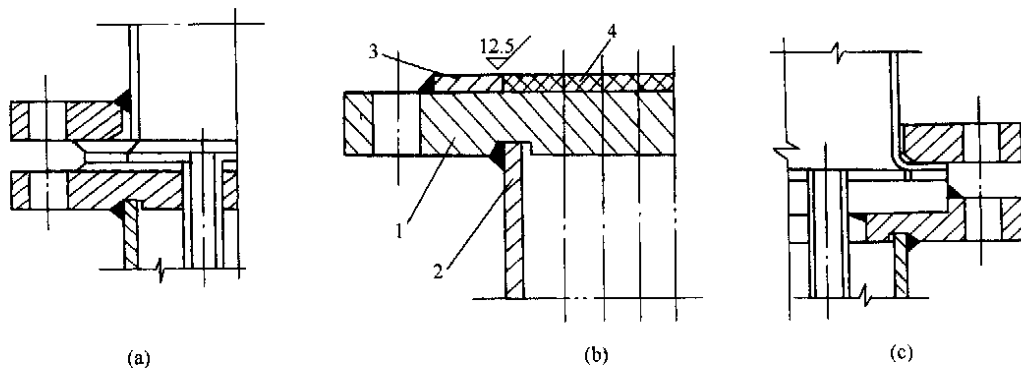


图 1-6-25 混合结构

1—管板；2—筒体；3—密封面（必须在焊后加工）；4—堆焊

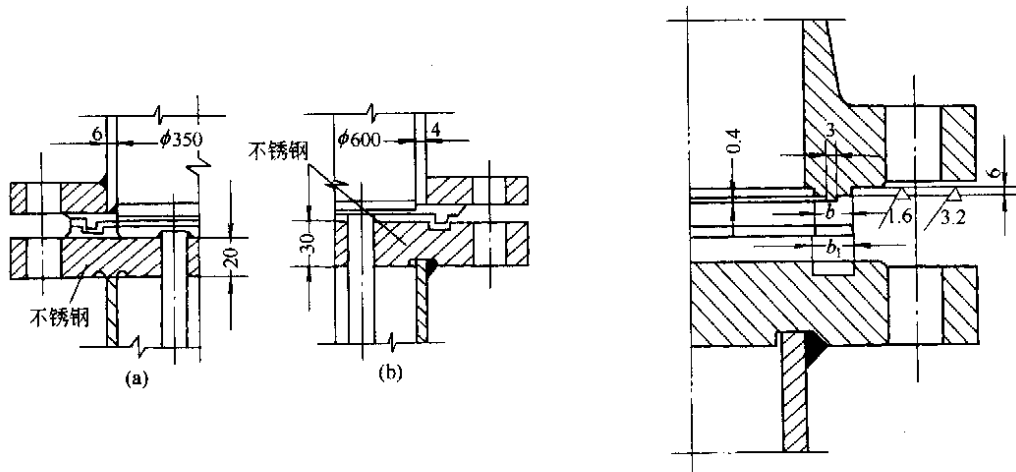


图 1-6-26 管板上密封面型式

图 1-6-27 密封面结构

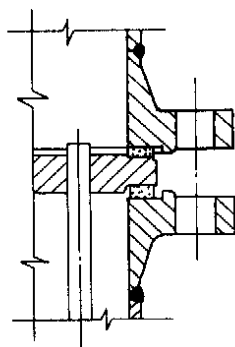


图 1-6-28 可拆式管板夹持型式

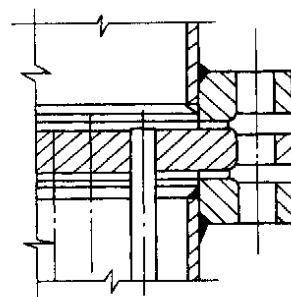


图 1-6-29 可拆式管板夹持型式

上述两种螺栓的紧固型式，在旋紧螺母时，螺栓会跟着螺母一起旋转而不易拧紧，同时考虑到抬肩部分安装的位置尺寸，所以在螺栓的抬肩处切除一块，作成圆缺形，将缺部紧靠管板法兰端面，这样可避免上述之弊病，见图 1-6-32 所示。

当管程与壳程之间的压差太大时（管程压力高），则密封面的要求、法兰的型式与连接方式亦不同，若采取相同压力来选取密封型式及法兰，可做成如图 1-6-33 所示之型式。

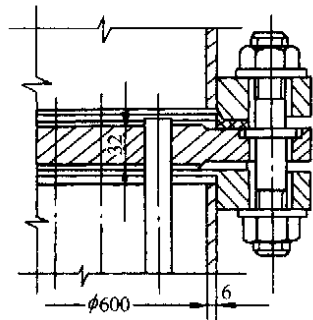


图 1-6-30 螺栓紧固型式

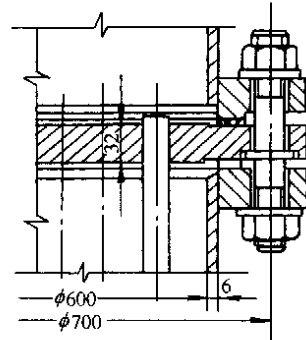


图 1-6-31 螺栓紧固型式

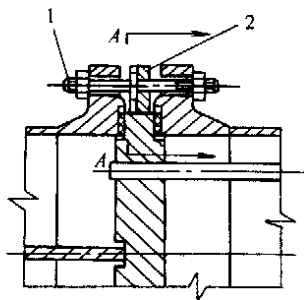


图 1-6-32 圆缺螺栓紧固型式

1—带肩双头螺柱；2—防松支耳

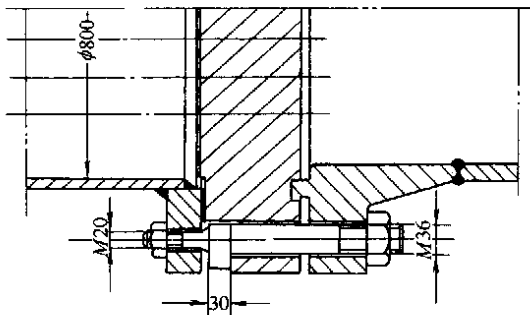
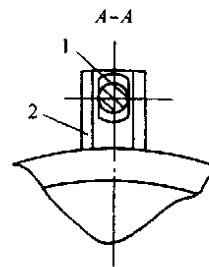


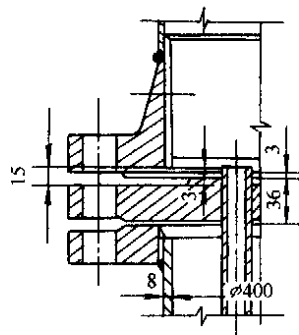
图 1-6-33 压力较大时的密封型式

顶丝如图 1-6-36 所示之型式。

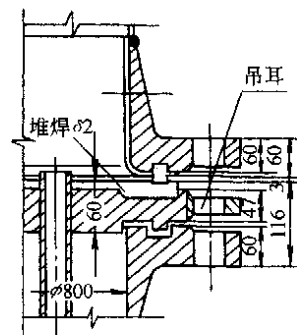
图 1-6-34 之结构为浮头、U 型及填料函式换热器固定管板端的型式，图 1-6-34 (a) 为管板衬不锈钢，图 1-6-34 (b) 为堆焊管板，密封面在堆焊后再进行加工成型，管板外圈焊有两吊耳（对称布置）以便于拆装时使用及定位对中。

图 1-6-35 为堆焊不锈钢管板与法兰连接的结构型式，密封面用不锈钢材分别与法兰及管板焊后加工，管板部分采用堆焊。

为在检修拆卸时的方便，对于较大直径的法兰，沿螺栓中心线上均匀的设置直径为 M20mm 的顶丝 2~4 个，小直径的法兰应设置两个对称的 M12mm 的



(a)



(b)

图 1-6-34 衬、堆焊管板型式

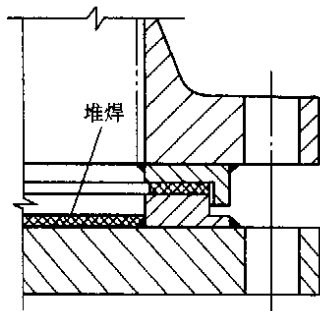


图 1-6-35 堆焊不锈钢管板与法兰连接

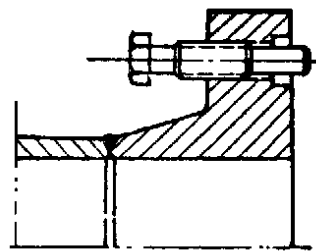


图 1-6-36 顶丝结构

3.3 管子与管板连接^[1,3,8~10]

管子与管板的连接，在管壳式换热器的设计中，是一个比较重要的结构部分。它不仅加工工作量大，而且必须使每一个连接处在设备的运行中，保证介质无泄漏且具有承受介质压力能力。

对于管子与管板的连接结构型式，主要有以下几种：(1) 胀接；(2) 焊接；(3) 胀焊结合。这几种型式除本身结构固有的特点外，在加工中，与生产条件，操作技术都有一定的关系。但无论采用何种连接型式，都必须保证连接处能满足设计所需的密封性和具有足够的抗拉脱强度。

3.3.1 胀接

胀接分强度胀接和贴胀。贴胀主要为消除换热管与管孔之间缝隙的轻度胀接；而强度胀接是指管板与换热管连接处的密封性和抗拉脱强度均由胀接来保证的连接。它适用于管壳之间介质渗透不会引起不良后果的情况下，胀接结构简单，管子修补容易。由于胀接管端处在胀接时产生塑性变形、存在着残余应力，随着温度的上升，残余应力逐渐消失，这样使管端处密封性和结合力的作用降低。所以这种胀接结构，受到压力和温度的一定限制。一般设计压力应小于 2.5MPa，最高不超过 4MPa。管端处残余应力消失的极限温度，随材料的不同而异，对碳钢、低合金钢当操作压力不高时，其设计温度可用到 $\leq 300^{\circ}\text{C}$ ，且操作中应无剧烈的振动、无过大的温度变化和无严重的应力腐蚀。为了提高胀管质量，要求管板材料的硬度应高于管子端的硬度，这样才能保证胀接强度和紧密性。当存在应力腐蚀时，不应采用管端局部退火的方式来降低换热管的硬度。

对于结合面的粗糙度，管孔与管子间的空隙太小，对胀管质量也有一定的影响，如结合面粗糙，可以产生较大的摩擦力，胀接后不易拉脱，若太光滑则易拉脱，但不易产生泄漏。为了保证结合面不产生泄漏现象，在结合面上不允许存在纵向的槽痕。

对管板和换热管材质分别是碳钢或低合金钢、不锈钢的换热管，其管板与换热管的连接若采用胀接，则必须满足下列要求：

管板与换热管的线膨胀系数相差 10%~30%，其操作温度与室温 (21°C) 之差不得超过 155°C ；线膨胀系数相差 30%~50%，其操作温度与室温之差不得超过 128°C ；线膨胀系数相差 50%，其操作温度与室温之差不得超过 72°C ；

胀接的结构及尺寸，按 GB 151—1999 规定，见图 1-6-37 (a)、(b)、(c)、(d) 和表 1-6-19。

图 1-6-37 (a) 的结构，用于管板厚度 $\leq 25\text{mm}$ 的换热器。图 1-6-37 (b) 的结构，用于管板厚度 $\geq 25\text{mm}$ 的换热器。图 1-6-37 (c) 的结构，用于厚管板及避免间隙腐蚀的场合。图 1-6-37 (d) 的结构为用于复层开槽的结构。

强度胀接的最小胀接长度应取下列两者中的最小值。即：a. 管板的名义厚度减去 3mm；b. 50mm；当用要求时，管板的名义厚度减去 3mm 与 50mm 之间的差值可采用贴胀；或管板名义厚度减去 3mm 全长胀接；复合管板与换热管也可采用强度胀接，当复层厚度大于等于 8mm 时，应在复层管孔上开槽，开槽要求可按图 1-6-37 (d) 和表 1-6-20 确定。

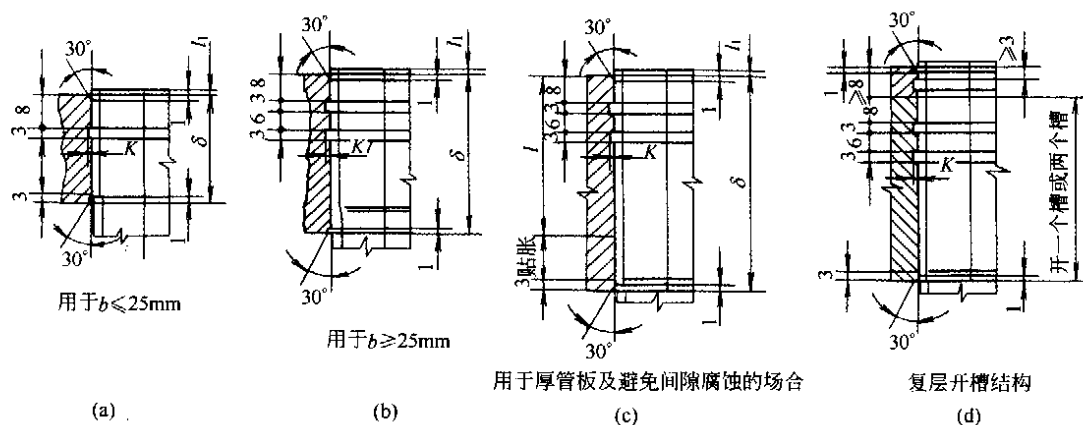


图 1-6-37 胀接管孔图

表 1-6-20 换热管外伸长度

换热管外径 d	≤ 14	16~25	30~38	45~57
伸出长度 l_1	3^{+2}		4^{+1}	5^{+2}
槽深 K	不开槽	0.5	0.6	0.8

胀接时，将管端胀成圆锥形，由于翻边的作用，可使管子与管板结合得更为牢固，抗拉脱力的能力更高。当管束承受压应力时，则可不采用翻边的结构型式。

管孔开槽的目的，与管子翻边相似，主要是提高抗拉脱力及增强密封性。其结构型式是在管孔中开一环形小槽，槽深一般为 0.5~0.8mm，其厚度与管板厚度有关。当胀管时，管子材料被挤入槽内，所以介质不易外泄。在管孔中开槽数根据管板厚度而定，当管板小于 25mm 时，开一个槽如图 1-6-37 (a)，管板厚度 ≥ 25 mm 时，开二个槽如图 1-6-37 (b)。

管孔中开槽的位置高度，GB 151—1999 采用 8、3、6、3，考虑到当槽较接近管板表面时，管子嵌入槽内的情况较好，采用 6、3、6、3 的尺寸较为有利。

管板为复合钢板时，开槽位置如图 1-6-37 (d)。复合管板与换热管也可以采用强度胀接，当复层厚度大于等于 8mm 时，应在复层管孔上开槽，开槽要求可按图 1-6-37 (d) 和表 1-6-19 确定。

胀管的管板厚度，包括管板的附加量在内，当管子直径 $d = 25$ mm 时不少于 20mm， $d = 19$ mm 时不少于 15mm。管板的最小厚度可按表 1-6-21 选取。

表 1-6-21 管板的最小厚度^[1]

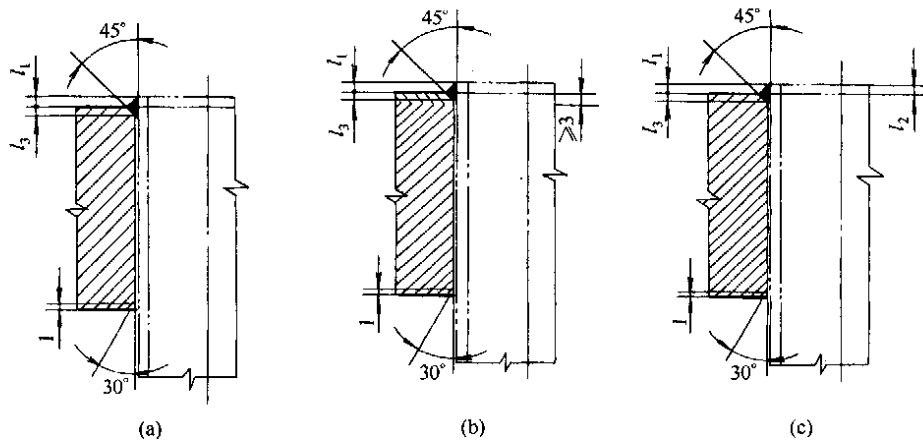
换热管外径 d	≤ 25	32	38	57
管板的最小厚度 δ	$3/4d$	22	25	32

3.3.2 焊接

焊接分为强度焊接和密封焊接两种。密封焊是为了保证换热管与管板连接密封性能的焊接。而强度焊接则是为了保证换热管与管板密封性及抗拉脱强度的焊接。

管子与管板的焊接，目前应用较为广泛，由于管孔不需开槽，而且管孔的粗糙度要求不高，管子端部不需退火和磨光，应此制造加工简便。焊接结构强度高，抗拉脱力强，当焊接部分渗漏时，可以补焊，如须调换管子，可采用专用刀具拆卸焊接破漏管，反而比拆卸胀管方便。

管子与管板的强度焊接，它适用于管板和换热管的材质为碳钢、低合金钢、不锈钢和在碳钢或低合金钢管板上堆焊不锈钢的各种压力、各种温度下使用的换热器。这种连接，由于在换热管与管孔之间有间隙，所以对壳程物料有间隙腐蚀和在操作过程中振动较大的换热器，不宜使用。强度焊接的结构和尺寸，按 GB 151—1999 规定，如图 1-6-38 (a)、(b)、(c) 和表 1-6-22。



用于复合管板

图 1-6-38 强度焊结构型式及尺寸

表 1-6-22 换热管外伸长度

mm

换热管规格 外径×壁厚		10×1.5	12×1.0	14×1.5	16×1.5	19×2	25×2	32×2.5	38×3	45×3	57×3.5
换热管最小伸出 长度	l_1	0.5		1.0		1.5		2.0	2.5		3.0
	l_2	1.5		2.0		2.5		3.0	3.5		4.0
最小坡口深度 l_3		1.0			2			2.5			

在选用表 1-6-22 和图 1-6-38 时, 应注意以下几个问题: (1) 当工艺要求管端伸出长度小于表 1-6-22 所列数值 (如立式换热器要求平齐或稍低) 时, 可适当加大管板坡口深度或改变结构型式; (2) 换热管直径与壁厚与表 1-6-22 所列数值不相同, l_1 、 l_2 、 l_3 值可适当调整; (3) 图 1-6-38 (c) 用于压力较高的工况。

图 1-6-38 (a) 的结构, 用于碳钢、低合金钢和整体不锈钢管板的换热器。图 1-6-38 (b) 的结构, 用于堆焊不锈钢管板的换热器。

不锈钢管与管板的连接, 不管其压力大小, 温度高低, 一般均采用焊接结构。如图 1-6-38 (a) 所示为常用的焊接结构型式, 适用于材料为碳钢、不锈钢。为了在停车后, 避免管板上有流体停滞, 并补偿管子入口处压力损失的特殊情况, 减少管口处阻力, 可参照图 1-6-39 (b) 所示之型式, 但这种结构焊接技术要求较高, 一般须用自动氩弧焊机进行焊接, 质量才能得到保证, 在焊接过程中管口容易堵死, 尤其对于小直径的管子, 在焊接时应引起注意。图 1-6-39 (a) 的结构, 能减少焊接应力, 适用于管板经焊接后 (氩弧焊) 不允许产生变形, 该结构一般都用于不锈钢管和管板的焊接。在管孔周围开沟槽, 加工麻烦, 工作量大, 在目前施工中已将沟槽革除, 都改用图 1-6-38 (a) 之型式代替。图 1-6-39 (c) 用于小直径管子在不能采用胀接时之焊接型式。

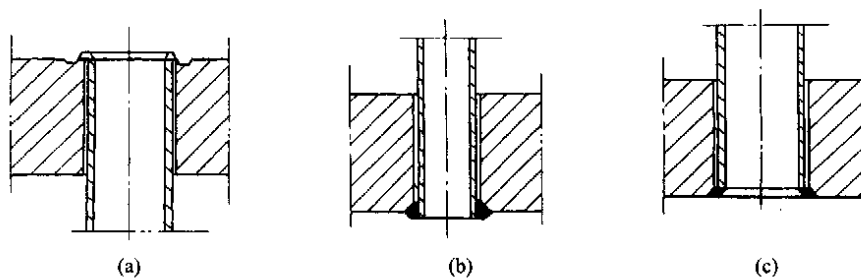


图 1-6-39 管子与管板的焊接型式

3.3.3 胀焊并用

胀焊并用主要适用于压力较高、渗透性强，或在一侧有腐蚀性介质，为保证不致泄漏后污染另一侧物料而对密封面要求较高的场合；或为了避免在装运及操作过程中的振动对焊缝的影响，承受振动或疲劳载荷的场合；或有间隙腐蚀的场合以及采用复合钢板的场合。

胀焊并用的结构型式可分为强度胀加密封焊和强度焊加贴胀。强度胀加密封焊的结构型式如图 1-6-40，强度焊加贴胀的结构型式如图 1-6-41。若从加工工艺过程来看，有先胀后焊，先焊后胀，焊后胀接和贴胀等几种型式。

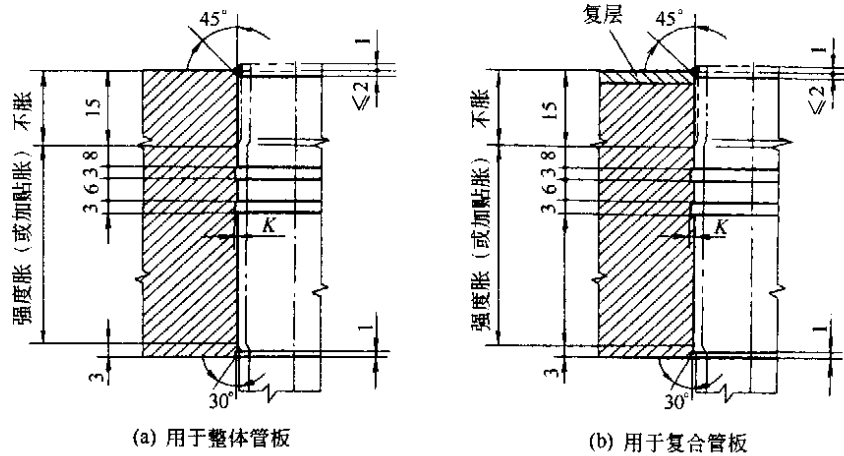


图 1-6-40 强度胀加密封焊

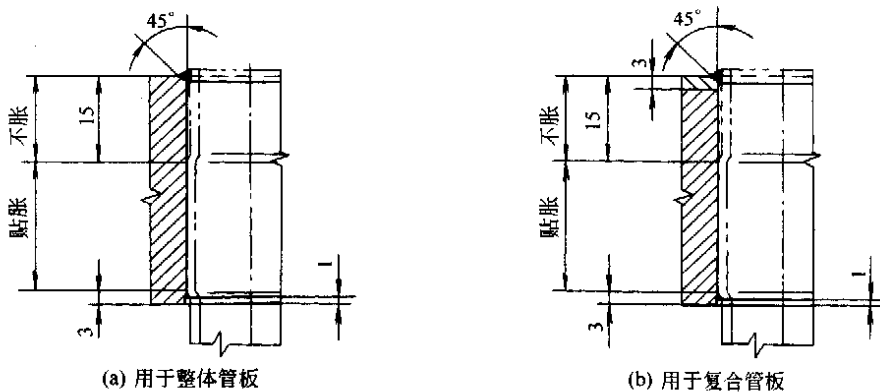


图 1-6-41 强度焊加贴胀

先胀后焊：在施焊前先胀管，可以提高焊缝的抗疲劳性能，因胀管后使管壁紧贴于管板孔壁上，可以防止在焊接时产生裂纹。但是在胀管时由于使用润滑油而进入接头的缝隙中，这些残留的油污的存在及间隙中空气受热膨胀而气化，在焊接过程中由于高温的作用而生成的气体，从焊面逸出，致使焊缝产生气孔，严重影响焊缝质量，所以在焊接前必须将这些残留的油污清洗掉。

先焊后胀：采用先焊后胀可消除上述现象，但采用先焊后胀后可能在胀接时使焊缝开裂。为防止这一现象的产生，除在胀接时仔细进行操作控制得当外，在管端，即第一条槽离管板表面的距离要考虑得大一些，约 23mm，在离管板表面 15mm 的范围内不进行胀接，见图 1-6-40，光孔见图 1-6-41，以避免胀管时损坏焊缝。先焊后胀的优点在于不需清理胀管后残留的油污，但对焊后胀管时的胀管位置要求较高，必须保证 15mm 的范围内不进行胀接，否则容易损坏焊缝。

先胀后焊或先焊后胀，对于焊接部分，有密封焊与强度焊两种焊接型式的区别；对胀接部分，有强度胀接与贴胀的区别。如胀接与密封焊结合的结构，是以胀接受作用力，而密封焊则保证密封性。密封焊的高度一般为 1~2mm，这样不会影响胀接强度，但在焊接时一定要清理接头处的油污。强度焊与胀接（贴胀）结合的结构，是以焊接承受作用力，而贴胀的目的只是消除管子与管板之间的间隙，如图 1-6-41 所示，以

防止缝隙受有腐蚀性介质的侵蚀。

焊后胀接及贴胀：焊后胀接及贴胀如图 1-6-40 所示。一般使用于压力较高的换热设备上，该焊接部分为加强密封焊，焊接腰高采用 2.8mm，胀接部分承受作用力，当胀接失效时，加强密封焊可起承受作用力的作用，贴胀部分为消除缝隙腐蚀。

胀接结合的结构在什么条件下，采用先焊后胀或先胀后焊，目前尚无统一规定，但一般都趋向于先焊后胀为宜。目前，因各制造厂的加工工艺，设备条件的不同，都习惯于本厂的制作方法。

3.3.4 爆炸胀接

管子与管板连接采用爆炸胀接的方法，在国外已开始采用，这是近年来发展起来的一项新工艺，由于采用爆炸胀接加密封焊或强度焊接的方法，不但连接强度高，而且胀接效率有很大的提高。爆炸胀接时不需要用润滑油，管端无油污存在，对胀后焊接有很大的好处。爆炸胀接是利用炸药在极短的时间内，管内高压气体冲击波的作用下，发生塑性变形，使管壁牢固的紧贴管板上。爆炸胀接适用于薄壁管、厚壁小直径管及大厚度管板的胀接。爆炸胀接的优点是抗拉脱力大，管子轴向延伸率和变形小，当管子的管端泄漏后，在不能用机械胀管修复时，采用爆炸胀接进行修理效果较好。

4 其他各部件结构

4.1 膨胀节^[8,10,28~31,40]

固定式管板换热器换热过程中，管束与壳体有一定的温差存在，而管板、管束与壳体之间是刚性地连在一起的，当温差达到某一个温度值时，由于过大的温差应力往往会引起壳体的破坏或造成管束弯曲。当温差很大时，可以选用浮头、U 型及填料函式换热器。但上述换热器的造价较高，若管间不需清洗时，亦可采用固定管板式换热器，但需要设置温差补偿装置，如膨胀节。

膨胀节是装在固定管板式换热器壳体上的挠性构件，依靠这种易变形的挠性构件，对管束与壳体间的变形差进行补偿，以此来消除壳体与管束间因温差而引起的温差应力。

膨胀节的型式较多，通常有波形膨胀节、平板膨胀节、Ω 形膨胀节等。其结构见图 1-6-42、图 1-6-43、图 1-6-44。而在生产实践中，应用的最多也最普遍的是波形膨胀节。

波形膨胀节一般有单层和多层两种型式。在波形膨胀节中，每一个波形的补偿能力与使用压力、波高、波长及材料等因素有关，如波高越低，耐压性能越好而补偿能力越差；波高越高，波距越大，则补偿量越大，但耐压性能越差。

采用多层波形膨胀节的结构比单层膨胀节具有很多的优点，因多层膨胀节的壁薄且多层，故弹性大，灵敏度高，补偿能力强，承载能力及疲劳强度高，使用寿命长，而且结构紧凑。

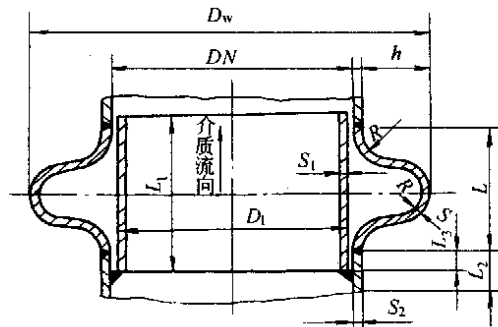


图 1-6-42 波形膨胀节

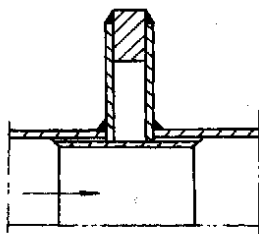


图 1-6-43 平板膨胀节

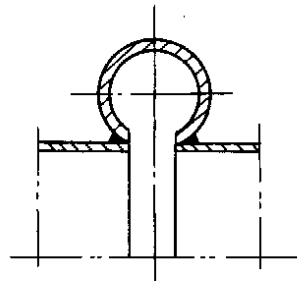


图 1-6-44 Ω形膨胀节

对于通常采用的波形膨胀节也具有多种型式，全国压力容器标准化委员会在参照美国膨胀节制造商协会标准 (Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, INC)，结合国内近几年来膨胀节设计、

制造、检验及质量管理等方面的实际情况，对 GB 150—89《钢制压力容器》中附录“U型膨胀节”和 JB 1121—83《波形膨胀节》进行了修正，将上述两个标准的设计、制造、检验等内容合并，经修改和补充，于 1997 年提出了波形膨胀节设计、制造、检验以及选用标准 GB 16749—1997^[29]《压力容器波形膨胀节》。

在 GB 16749—1997《压力容器波形膨胀节》中，给出了波形膨胀节的结构型式、规格系列、膨胀节的标记方法以及基本参数与尺寸。其结构型式见图 1-6-45~图 1-6-48、规格系列见表 1-6-23、标记方法见图 1-6-49，由于篇幅原因，基本参数与尺寸不再列出，可参阅 [29]。

表 1-6-23 波形膨胀节规格系列表^[29]

膨胀节类型		公称压力 PN, MPa									
		0.25	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4			
		公称直径 DN, mm									
ZX 型膨胀节	单层、多层	150~2000		150~1200		150~800		150~350			
ZD 型膨胀节	单层	150~200						150~1200		150~350	
HF 型膨胀节											
HZ 型膨胀节											

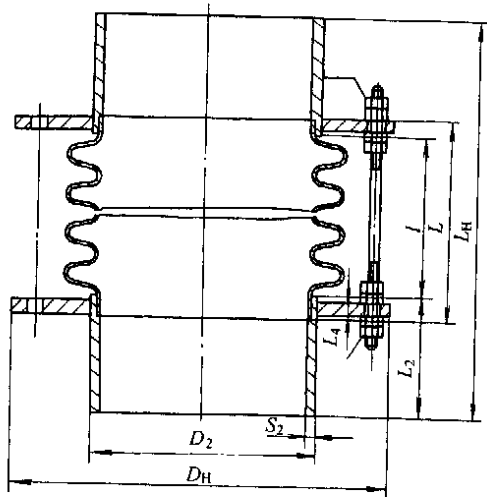


图 1-6-45 ZXL 型 (立式) 波形膨胀节

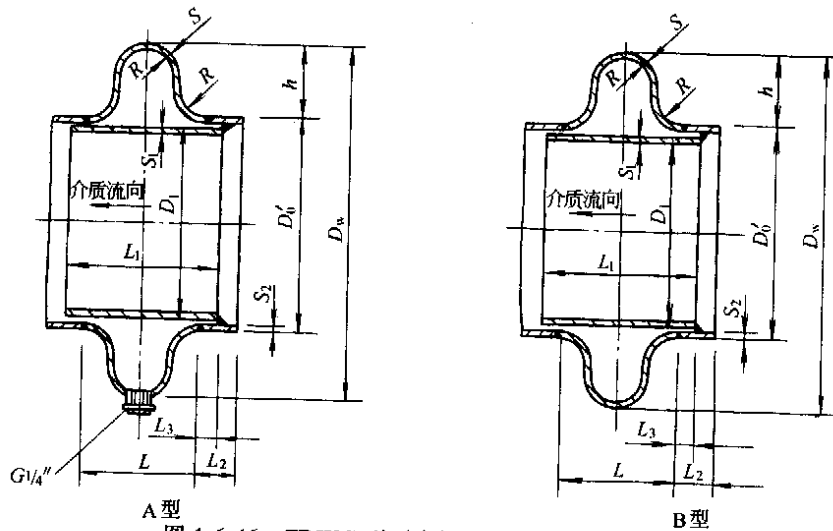


图 1-6-46 ZDWC 型 (内衬套卧式) 波形膨胀节

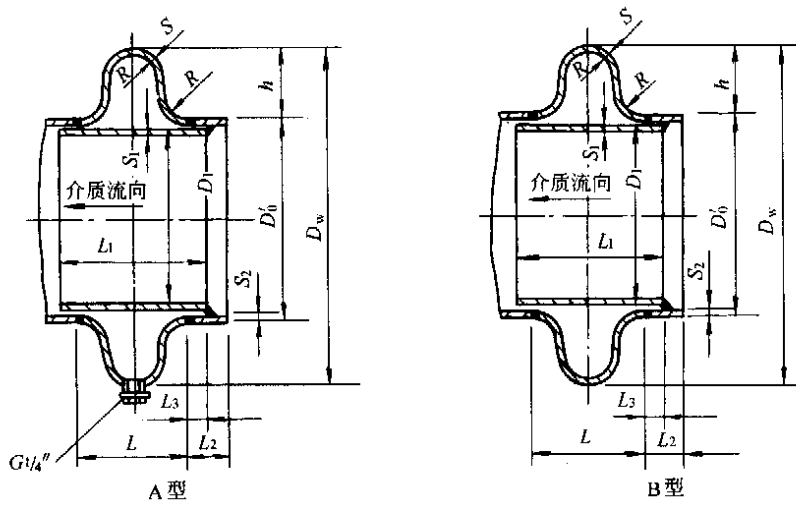


图 1-6-47 HFWC 型 (内衬套卧式) 波形膨胀节

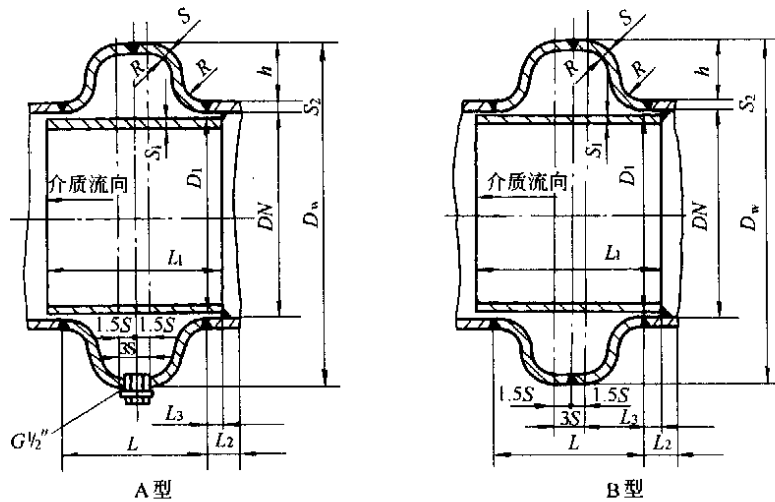


图 1-6-48 HZWC 型 (内衬套卧式) 波形膨胀节

表 1-6-24 波形膨胀节型式代号

型式代号		说 明	
结构代号	ZX	表示整体成型小波高膨胀节	
	ZD	表示整体成型大波高膨胀节	
	HF	表示膨胀节由两半波零件焊接而成	
	HZ	表示膨胀节由带直边两半波零件焊接而成	
使用代号	L	表示用在立式设备上	
	LC	表示带内衬套用在立式设备上	
	W (A) (B)	表示用在卧式容器上	A 型—表示带丝堵, 适用于单层无疲劳设计要求的膨胀节 B 型—表示无丝堵, 适用于单层与多层有疲劳设计要求的膨胀节
	WC (A) (B)	表示带内衬套用在卧式容器上	

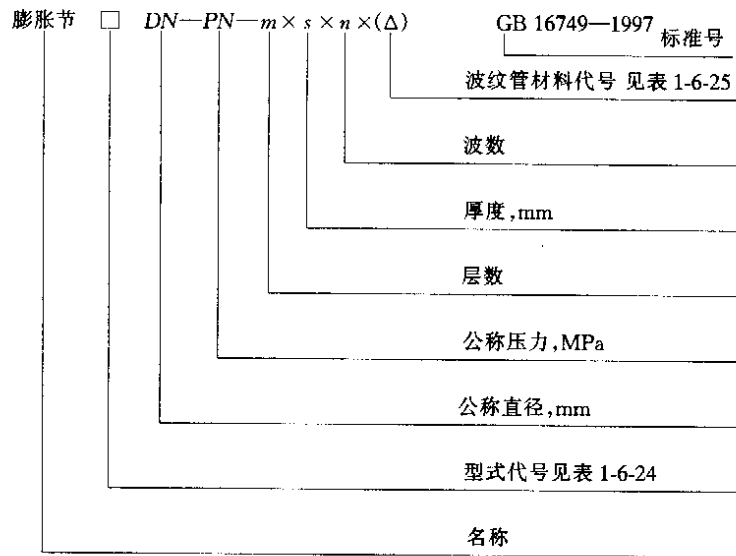


图 1-6-49 波形膨胀节标记方法

表 1-6-25 波纹管材料代号

名称	材料		设计压力, MPa	设计温度范围, °C	标准号
	牌 号	代 号			
波纹管	Q235-A	iA3 j	≤1.0	0~350	GB 700 ^[32] GB 912 ^[33] GB 3427 ^[34]
		iAy3 j			
	Q235-B	Bo	≤1.6		
	Q235-C	Co	≤2.5		
	20R	R	≤6.4	> -20~375	GB 6654 ^[35] GB 713 ^[36] GB 6653 ^[37]
	16MnR	Mn			
	20g	G			
	20HP	P			
	0Cr19Ni9	T	≤6.4	≤500	GB 3280 ^[38] GB 4237 ^[39]
	0Cr18Ni11Ti	N			
	0Cr17Ni12Mo2	M			
	00Cr19Ni11	To			
	00Cr17Ni14Mo2	Mo			
内衬管	同设备壳体材料				
端管					

标记示例

例 1: 0Cr18Ni11Ti 卧式单层 (壁厚 2.5mm) 四波整体成型无丝堵膨胀节 (采用小波高), 其公称压力为 0.6MPa, 公称直径为 1000 mm, 则其标记为:

膨胀节 ZXW (B) 1000-0.6-1×2.5×4 (N) GB 16749-1997

例 2: 20R 立式单层 (壁厚 4mm) 2 波整体成型无丝堵膨胀节 (采用大波高), 其公称压力为 0.6MPa, 公称直径为 1000 mm, 则其标记为:

膨胀节 ZDL (B) 1000-0.6-1×4×2 (R) GB 16749-1997

例 3: 16MnR 卧式单层 (壁厚 6mm) 单波冲压成型无丝堵膨胀节, 其公称压力为 0.6MPa, 公称直径为 1200 mm, 则其标记为

膨胀节 HFW (B) 1200-0.6-1×6×1 (Mn) GB 16749—1997

例 4: 0Cr19Ni9 立式单层 (壁厚 4mm) 单波带直边冲压成型带丝堵膨胀节, 其公称压力为 0.6MPa, 公称直径为 1000 mm, 则其标记为:

膨胀节 HZL (A) 1000-0.6-1×4×1 (To) GB 16749—1997

有关膨胀节的设计计算, 可详见文献[40]。

4.2 折流板或支持板^[1,8~10,14]

折流板或支持板 (以下简称折流板) 的结构设计, 主要根据工艺过程及要求来确定, 设置折流板的主要目的是为了增加壳程流体的流速, 提高壳程的传热膜系数, 从而达到提高总传热系数的目的。同时, 设置折流板对于卧式换热器的换热管具有一定的支撑作用, 当换热管过长, 而管子承受的压应力过大时, 在满足换热器壳程允许压降的情况下, 增加折流板的数量, 减小折流板的间距, 对缓解换热管的受力状况和防止流体流动诱发振动有一定的作用。而且, 设置折流板也有利于换热管的安装。

4.2.1 折流板的型式

折流板的型式有弓形折流板、圆盘-圆环形 (也称盘-环形) 折流板和矩形折流板。最常用的折流板是弓形折流板和圆盘-圆环形折流板。

弓形折流板, 弓形折流板有单弓形、双弓形和三弓形, 大部分换热器都采用单弓形折流板。其流体流动方式及结构型式见图 1-6-50。

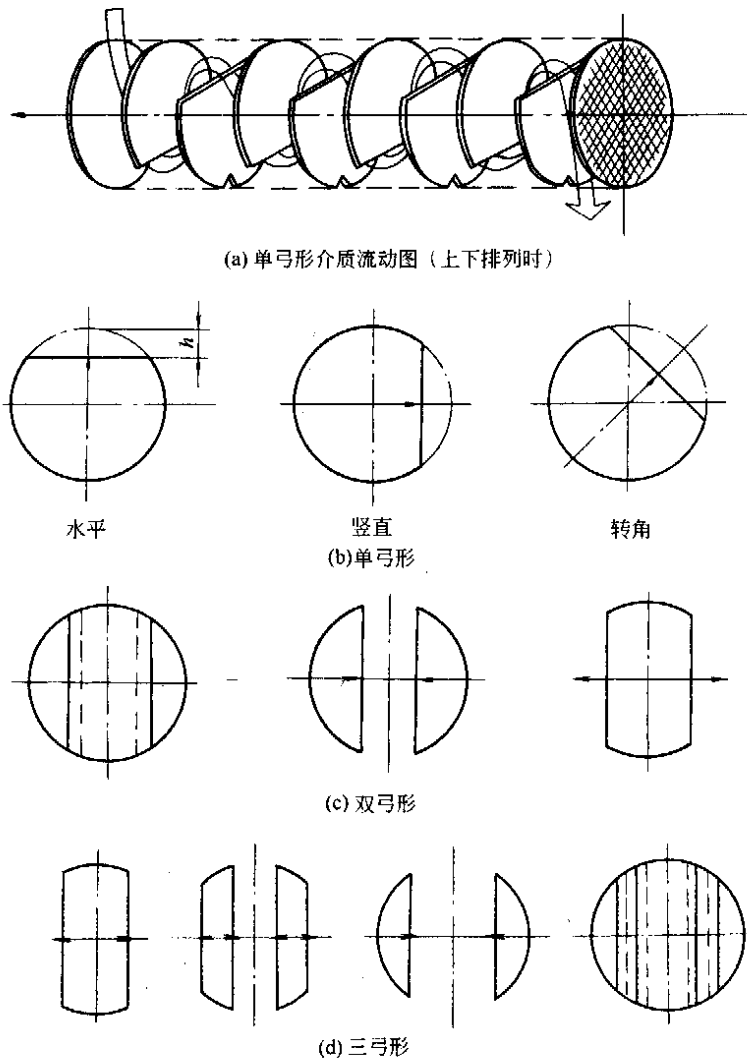


图 1-6-50 弓形折流板介质流动方式及结构型式图

圆盘-圆环形折流板是由大直径的开孔圆板即圆环板（也称环板）和小直径的盘板交错排列组成，图 1-6-51 是圆盘-圆环形折流板介质流动方式及结构型式图。介质流动的特征是与轴心对称，流动多为与管束相向的平行流，因此，流动阻力较单弓形折流板小，由与管子垂直的横流引起的振动较小，但壳程传热膜系数增加比单弓形的小。

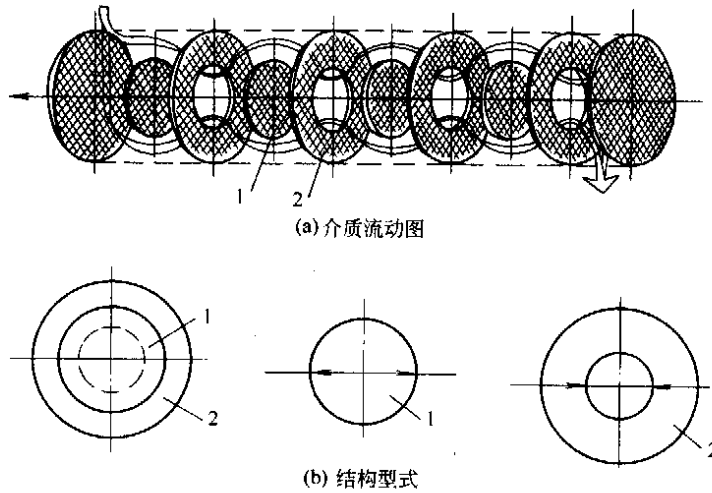


图 1-6-51 圆盘-圆环形折流板介质流动方式及结构型式图

1—盘板；2—环板

矩形折流板是由开有矩形孔的大圆板和矩形挡板交错排列组成。矩形折流板有竖放和横放两种型式，竖放（见图 1-6-52）用于壳程介质是液相或有冷凝液的情况；横放（见图 1-6-53）用于壳程是气相的情况。图 1-6-54 是使用有纵向隔板时的矩形折流板。

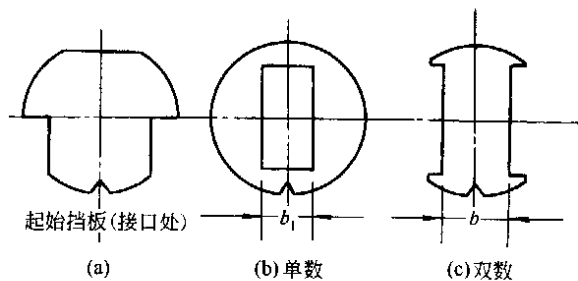


图 1-6-52 竖放矩形折流板

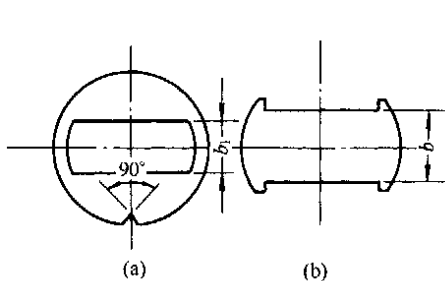


图 1-6-53 横放矩形折流板

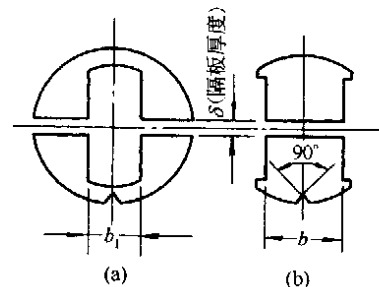


图 1-6-54 有纵向隔板的矩形折流板

4.2.2 折流板尺寸

(1) 弓形折流板的缺口高度

弓形折流板的缺口高度应使流体通过缺口时与横过管束时的流速接近。缺口大小用切去的弓形弦高占圆筒直径的百分比来确定。单弓形折流板缺口见图 1-6-55，缺口弦高亦取 0.20~0.45 倍的圆筒内直径。弓形折流板的缺口可按图 1-6-55 切在管排中心线以下，或切于两排管孔的小桥之间。

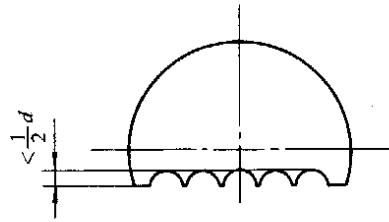


图 1-6-55 单弓形折流板缺口图

(2) 折流板或支持板最小厚度
折流板最小厚度按表 1-6-26 选取。

表 1-6-26^[1] 折流板最小厚度 mm

公称直径 DN	换热管无支撑跨距 l					
	≤ 300	$>300 \sim 600$	$>600 \sim 900$	$>900 \sim 1200$	$>1200 \sim 1500$	>1500
	折流板或支持板最小厚度					
<400	3	4	5	8	10	10
$400 \sim \leq 700$	4	5	6	10	10	12
$>700 \sim \leq 900$	5	6	8	10	12	16
$>900 \sim \leq 1500$	6	8	10	12	18	16
$>1500 \sim \leq 2000$	—	10	12	16	20	20
$>2000 \sim \leq 2600$	—	12	14	18	20	22

4.2.3 折流板或支持板管孔

(1) 钢换热管

a. I 级管束（适用于碳素钢、低合金钢和不锈钢换热管）折流板或支持板管孔直径及允许偏差应符合表 1-6-27 的规定。

b. II 级管束（适用于碳素钢、低合金钢）折流板或支持板管孔直径及允许偏差应符合表 1-6-28 的规定。

表 1-6-27 I 级管束管孔直径及允许偏差 mm

换热管外径或无支撑跨距	$d > 32$ 或 $l \leq 900$	$l > 900$ 且 $d \leq 32$
管孔直径	$d + 0.7$	$d + 0.4$
允许偏差	+0.40 0	

表 1-6-28 II 级管束管孔直径及允许偏差 mm

换热管外径	14	16	19	25	32	38	45	57
管孔直径	14.6	16.6	19.6	25.8	32.8	38.8	45.8	58.0
允许偏差	+0.40 0			+0.45 0			+0.50 0	

(2) 铝和铝合金换热管

a. 铝合金换热管的折流板或支持板管孔直径及允许偏差应符合表 1-6-29 的规定。

表 1-6-29 铝合金换热管管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	14	16	18	22	25	30	32	38	45	55
管孔直径	14.40	16.40	18.40	22.45	25.45	30.50	32.55	38.55	45.65	55.7
允许偏差	+0.20 0						+0.25 0		+0.30 0	

b. 铝换热管的折流板或支持板管孔直径及允许偏差应符合表 1-6-30 的规定。

表 1-6-30 铝换热管管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	14	16	18	22	25	30	32	38	45	55
管孔直径	14.40	16.40	18.40	22.45	25.45	30.50	32.55	38.55	45.65	55.7
允许偏差	+0.10 0						+0.15 0		+0.20 0	

(3) 铜和铜合金换热管的折流板或支持板管孔直径及允许偏差应符合表 1-6-31 的规定。

表 1-6-31 铜和铜合金换热管管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32	35
管孔直径	10.25	12.25	14.30	16.35	19.35	22.35	25.40	30.30	32.40	35.45
允许偏差	+0.20 0						+0.25 0			

(4) 钛和钛合金换热管的折流板或支持板管孔直径及允许偏差应符合表 1-6-32 的规定。

表 1-6-32 钛和钛合金换热管管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	20	25	35	45	50
管孔直径	10.32	12.32	14.42	16.45	20.50	25.55	35.65	45.70	50.75
允许偏差	+0.20 0						+0.28 0		

注：当不会产生流体诱导振动并对传热影响不大时，可适当加大铝、铜、钛管的折流板管孔尺寸，但不得超过钢管与折流板管孔Ⅱ级配合的相应间隙。

4.2.4 折流板或支持板外直径及允许偏差

应符合表 1-6-33 的规定。

表 1-6-33 板外直径及允许偏差

mm

公称直径 DN	<400	400~ <500	500~ <900	900~ <1300	1300~ <1700	1700~ <2000	2000~ <2300	2300~ ≤2600
折流板名义外直径	DN-2.5	DN-3.5	DN-4.5	DN-6	DN-8	DN-10	DN-12	DN-14
折流板外直径	0	0	0	0	0	0	0	0
允许偏差	-0.5	-0.8	-0.8	-1.2	-1.2	-1.4	-1.4	-1.6

注：1. 用 DN≤426mm 无缝钢管做圆筒时，折流板名义外直径为无缝钢管实际内径减 2mm。

2. 对传热影响不大时，折流板外直径偏差可比表中值大一倍。

3. 换热器采用内导流结构时，支持板与圆筒的间隙应比表中值小。

4.2.5 折流板的布置

(1) 折流板的布置, 一般应使管束两端的折流板尽可能靠近壳程进、出口接管, 其余折流板按等距离布置, 靠近管板的折流板与管板间的距离如图 1-6-56, 其尺寸可按下式计算:

$$l = \left(L_1 + \frac{B_2}{2} \right) - (b - 4) \quad (1-6-8)$$

式中 L_1 按式 (1-6-2) 或式 (1-6-3) 计算; B_2 为防冲板长度, 当无防冲板时, 可取 $B_2 = d_i$ 。

卧式换热器的壳程为单相清洁流体时, 折流板缺口应水平上下布置, 若气体中含有少量液体时, 则应在缺口朝上的折流板的最低处开通液口, 如图 1-6-57 (a); 若液体中含有少量气体时, 则应在朝下的折流板最高处开通气口, 如图 1-6-57 (b)。

卧式换热器、冷凝器和重沸器的壳程介质为气、液相共存或液体中含有固体物料时, 折流板缺口应垂直左右布置, 并在折流板最低处开通液口, 如图 1-6-57 (c)。

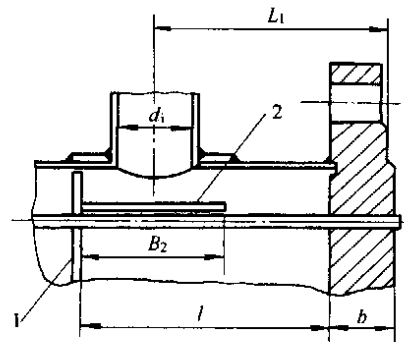


图 1-6-56 折流板与管板间距
1—折流板; 2—防冲板

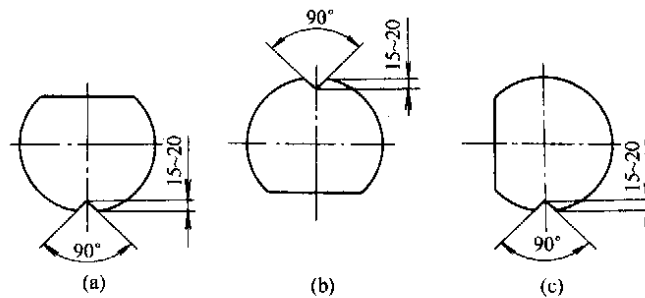


图 1-6-57 折流板通液口的开口方式

(2) 折流板间距

折流板最小间距一般不小于圆筒内直径的五分之一, 且不小于 50 mm; 特殊情况下也可取较小的间距。

折流板最大间距应保换热管的无支撑长度 (包括相邻两块缺边方位相同的折流板间距和其他无支撑的换热管长度) 不得超过表 1-6-34 的规定, 用作折流时, 其值尚应不大于壳体直径。

表 1-6-34 最大无支撑跨距

		mm									
换热管外径		10	12	14	16	19	25	32	38	45	57
最大无支撑跨距	钢管	—	—	1100	1300	1500	1850	2200	2500	2750	3200
	有色金属管	750	850	950	1100	1300	1600	1900	2200	2400	2800

注: 1. 不同的换热管外径的最大无支撑跨距值, 可用内插法查得。

2. 环向翅片管可用翅片根径作为换热管外径, 在表中查取最大无支撑跨距, 然后再乘以假定去掉翅片的管子与有翅片的管子单位长度重量比的四次方根 (即成正比例的缩小)。

3. 本表列出的最大无支撑跨距不考虑流体诱导振动, 否则应参照 GB 151—1999 附录 E 的准则。

(3) U 型管的尾部支撑

在 U 型管换热器中, 靠近弯管段起支撑作用的折流板, 如图 1-6-58 所示, 结构尺寸 $A + B + C$ 之和应不大于表 1-6-33 中最大无支撑跨距, 超过表中数值时, 应在弯管部分加特殊支撑。

4.2.6 支持板

当换热器不需设置折流板, 而换热管无支撑跨距超过表 1-6-34 规定时, 则应设置支持板, 用来支撑换热管, 以防止换热管产生过大的挠度。一般支持板都做成圆缺形较多, 形状与弓形折流板相同。支持板的最小厚度应满足表 1-6-26 的要求。

浮头式换热器浮头端宜设置加厚环板的支持板。

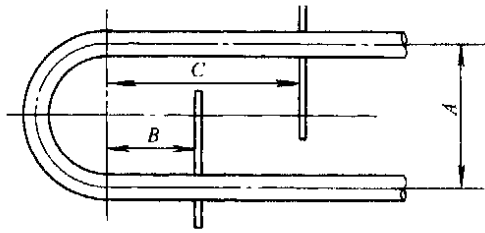


图 1-6-58 U 型管的尾部支撑

4.2.7 折流板质量计算

折流板质量按下式计算:

$$Q = \left[\left(\frac{\pi}{4} \cdot D_a^2 - A_f \right) - \left(\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot n_1 + \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \cdot n_2 \right) \right] \times \delta \quad (1-6-9)$$

式中 Q ——折流板质量, kg;

D_a ——折流板外圆直径, mm;

A_f ——折流板或支持板切去部分的弓形面积, $A_f = D_a^2 \times C$, mm²;

C ——系数, 由 h_a/D_a 查表 1-6-35 求取;

h_a ——折流板或支持板切去部分的弓形高度, mm;

d_1 ——管孔直径, mm;

d_2 ——拉杆孔直径, mm;

n_1 ——管孔数量;

n_2 ——拉杆孔数量;

δ ——折流板或支持板厚度, mm。

表 1-6-35 系数 C 值表^[9]

h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C
0.001	0.00004	0.032	0.00756	0.063	0.02068	0.094	0.03732	0.125	0.05666
0.002	0.00012	0.033	0.00791	0.064	0.02117	0.095	0.03791	0.126	0.05733
0.003	0.00022	0.034	0.00827	0.065	0.02166	0.096	0.03850	0.127	0.05799
0.004	0.00034	0.035	0.00864	0.066	0.02215	0.097	0.03909	0.128	0.05866
0.005	0.00047	0.036	0.00901	0.067	0.02265	0.098	0.03968	0.129	0.05933
0.006	0.00062	0.037	0.00938	0.068	0.02315	0.099	0.04028	0.130	0.06000
0.007	0.00078	0.038	0.00976	0.069	0.02366	0.100	0.04087	0.131	0.06067
0.008	0.00095	0.039	0.01015	0.070	0.02417	0.101	0.04148	0.132	0.06135
0.009	0.00113	0.040	0.01054	0.071	0.02468	0.102	0.04208	0.133	0.06203
0.010	0.00133	0.041	0.01093	0.072	0.02520	0.103	0.04269	0.134	0.06271
0.011	0.00153	0.042	0.01133	0.073	0.02571	0.104	0.04330	0.135	0.06339
0.012	0.00175	0.043	0.01173	0.074	0.02624	0.105	0.04391	0.136	0.06407
0.013	0.00197	0.044	0.01214	0.075	0.02676	0.106	0.04452	0.137	0.06476
0.014	0.00220	0.045	0.01255	0.076	0.02729	0.107	0.04514	0.138	0.06545
0.015	0.00244	0.046	0.01297	0.077	0.02782	0.108	0.04576	0.139	0.06614
0.016	0.00268	0.047	0.01339	0.078	0.02836	0.109	0.04638	0.140	0.06683
0.017	0.00294	0.048	0.01382	0.079	0.02889	0.110	0.04701	0.141	0.06753
0.018	0.00320	0.049	0.01425	0.080	0.02943	0.111	0.04763	0.142	0.06822
0.019	0.00347	0.050	0.01468	0.081	0.02998	0.112	0.04826	0.143	0.06892
0.020	0.00375	0.051	0.01512	0.082	0.03053	0.113	0.04889	0.144	0.06963
0.021	0.00403	0.052	0.01556	0.083	0.03108	0.114	0.04953	0.145	0.07033
0.022	0.00432	0.053	0.01601	0.084	0.03163	0.115	0.05016	0.146	0.07103
0.023	0.00462	0.054	0.01646	0.085	0.03219	0.116	0.05080	0.147	0.07174
0.024	0.00492	0.055	0.01691	0.086	0.3275	0.117	0.05145	0.148	0.07245
0.025	0.00523	0.056	0.01737	0.087	0.03331	0.118	0.05209	0.148	0.07316
0.026	0.00555	0.057	0.01783	0.088	0.03387	0.119	0.05274	0.150	0.07387
0.027	0.00587	0.058	0.01830	0.089	0.03444	0.120	0.05338	0.151	0.07459
0.028	0.00619	0.059	0.01877	0.090	0.03501	0.121	0.05404	0.152	0.07531
0.029	0.00653	0.060	0.01924	0.091	0.03559	0.122	0.05469	0.153	0.07603
0.030	0.00687	0.061	0.01972	0.092	0.03616	0.123	0.05535	0.154	0.07675
0.031	0.00721	0.062	0.02020	0.093	0.03674	0.124	0.05600	0.155	0.07747

续表

h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C
0.156	0.07819	0.206	0.11665	0.256	0.15876	0.306	0.20368	0.356	0.25071
0.157	0.07892	0.207	0.11746	0.257	0.15964	0.307	0.20460	0.357	0.25167
0.158	0.07965	0.208	0.11867	0.258	0.16051	0.308	0.20553	0.358	0.25263
0.159	0.08038	0.209	0.11909	0.259	0.16139	0.309	0.20645	0.359	0.25359
0.160	0.08111	0.210	0.11990	0.260	0.16226	0.310	0.20738	0.360	0.25455
0.161	0.08185	0.211	0.12071	0.261	0.16314	0.311	0.20830	0.361	0.25551
0.162	0.08258	0.212	0.12153	0.262	0.16402	0.312	0.20923	0.362	0.25647
0.163	0.08332	0.213	0.12235	0.263	0.16490	0.313	0.21015	0.363	0.25743
0.164	0.08406	0.214	0.12317	0.264	0.16578	0.314	0.21108	0.364	0.25839
0.165	0.08480	0.215	0.12399	0.265	0.16666	0.315	0.21201	0.365	0.25936
0.166	0.08554	0.216	0.12481	0.266	0.16755	0.316	0.21294	0.366	0.26032
0.167	0.08629	0.217	0.12563	0.267	0.16843	0.317	0.21387	0.367	0.26138
0.168	0.08704	0.218	0.12646	0.268	0.16932	0.318	0.21480	0.368	0.26225
0.169	0.08779	0.219	0.12729	0.269	0.17020	0.319	0.21573	0.369	0.26321
0.170	0.08854	0.220	0.12811	0.270	0.17109	0.320	0.21667	0.370	0.26418
0.171	0.08929	0.221	0.12894	0.271	0.17198	0.321	0.21760	0.371	0.26514
0.172	0.09004	0.222	0.12977	0.272	0.17287	0.322	0.21853	0.372	0.26611
0.173	0.09080	0.223	0.13060	0.273	0.17376	0.323	0.21947	0.373	0.26708
0.174	0.09155	0.224	0.13144	0.274	0.17465	0.324	0.22040	0.374	0.26805
0.175	0.09231	0.225	0.13227	0.275	0.17554	0.325	0.22134	0.375	0.26901
0.176	0.09308	0.226	0.13311	0.276	0.17644	0.326	0.22228	0.376	0.26998
0.177	0.09384	0.227	0.13395	0.277	0.17733	0.327	0.22322	0.377	0.27095
0.178	0.09460	0.228	0.13478	0.278	0.17823	0.328	0.22415	0.378	0.27192
0.179	0.09537	0.229	0.13562	0.279	0.17912	0.329	0.22509	0.379	0.27289
0.180	0.09613	0.230	0.13646	0.280	0.18002	0.330	0.22603	0.380	0.27386
0.181	0.09690	0.231	0.13731	0.281	0.18092	0.331	0.22697	0.381	0.27483
0.182	0.09767	0.232	0.13815	0.282	0.18182	0.332	0.22792	0.382	0.27580
0.183	0.09845	0.233	0.13900	0.283	0.18272	0.333	0.22886	0.383	0.27678
0.184	0.09922	0.234	0.13984	0.284	0.18362	0.334	0.22980	0.384	0.27775
0.185	0.10000	0.235	0.14069	0.285	0.18452	0.335	0.23074	0.385	0.27872
0.186	0.10077	0.236	0.14154	0.286	0.18542	0.336	0.23169	0.386	0.27969
0.187	0.10155	0.237	0.14239	0.287	0.18633	0.337	0.23263	0.387	0.28067
0.188	0.10223	0.238	0.14324	0.288	0.18723	0.338	0.23358	0.388	0.28164
0.189	0.10312	0.239	0.14409	0.289	0.18814	0.339	0.23453	0.389	0.28262
0.190	0.10390	0.240	0.14494	0.290	0.18905	0.340	0.23547	0.390	0.28359
0.191	0.10469	0.241	0.14580	0.291	0.18996	0.341	0.23642	0.391	0.28457
0.192	0.10547	0.242	0.14666	0.292	0.19086	0.342	0.23737	0.392	0.28554
0.193	0.10626	0.243	0.14751	0.293	0.19177	0.343	0.23832	0.393	0.28652
0.194	0.10705	0.244	0.14837	0.294	0.19268	0.344	0.23927	0.394	0.28750
0.195	0.10784	0.245	0.14923	0.295	0.19360	0.345	0.24022	0.395	0.28848
0.196	0.10864	0.246	0.15009	0.296	0.19451	0.346	0.24117	0.396	0.28945
0.197	0.10943	0.247	0.15095	0.297	0.19542	0.347	0.24212	0.397	0.29043
0.198	0.11023	0.248	0.15182	0.298	0.19634	0.348	0.24307	0.398	0.29141
0.199	0.11102	0.249	0.15268	0.299	0.19725	0.349	0.24403	0.399	0.29239
0.200	0.11182	0.250	0.15355	0.300	0.19817	0.350	0.24498	0.400	0.29337
0.201	0.11262	0.251	0.15441	0.301	0.19908	0.351	0.24593	0.401	0.29435
0.202	0.11343	0.252	0.15528	0.302	0.20000	0.352	0.24689	0.402	0.29533
0.203	0.11423	0.253	0.15615	0.303	0.20092	0.353	0.24784	0.403	0.29631
0.204	0.11504	0.254	0.15702	0.304	0.20184	0.354	0.24880	0.404	0.29729
0.205	0.11584	0.255	0.15789	0.305	0.20276	0.355	0.24976	0.405	0.29827

续表

h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C	h_a/D_a	C
0.406	0.29926	0.425	0.31798	0.444	0.33682	0.463	0.35573	0.482	0.37470
0.407	0.30024	0.426	0.31897	0.445	0.33781	0.464	0.35673	0.483	0.37570
0.408	0.30122	0.427	0.31996	0.446	0.33880	0.465	0.35773	0.484	0.37670
0.409	0.30220	0.428	0.32095	0.447	0.33980	0.466	0.35873	0.485	0.37770
0.410	0.30319	0.429	0.32194	0.448	0.34079	0.467	0.35972	0.486	0.37870
0.411	0.30417	0.430	0.31293	0.449	0.34179	0.468	0.36072	0.487	0.37970
0.412	0.30516	0.431	0.32392	0.450	0.34278	0.469	0.36172	0.488	0.38070
0.413	0.30614	0.432	0.32491	0.451	0.34378	0.470	0.36272	0.489	0.38170
0.414	0.30712	0.433	0.32590	0.452	0.34477	0.471	0.36372	0.490	0.38270
0.415	0.30811	0.434	0.32689	0.453	0.34577	0.472	0.36471	0.491	0.38370
0.416	0.30910	0.435	0.32788	0.454	0.34676	0.473	0.36571	0.492	0.38470
0.417	0.30880	0.436	0.32887	0.455	0.34776	0.474	0.36671	0.493	0.38570
0.418	0.31107	0.437	0.32987	0.456	0.34876	0.475	0.36771	0.494	0.38670
0.419	0.31205	0.438	0.33086	0.457	0.34975	0.476	0.36871	0.495	0.38770
0.420	0.31304	0.439	0.33185	0.458	0.35075	0.477	0.36971	0.496	0.38870
0.421	0.31403	0.440	0.33284	0.459	0.35175	0.478	0.37071	0.497	0.38970
0.422	0.31502	0.441	0.33384	0.460	0.35274	0.479	0.37171	0.498	0.39070
0.423	0.3160	0.442	0.33483	0.461	0.35374	0.480	0.37270	0.499	0.39170
0.424	0.31699	0.443	0.33582	0.462	0.35474	0.481	0.37370	0.500	0.39270

4.3 防冲与导流^[1,7,8,32]

为了防止壳程物料进口处，流体对换热管表面的直接冲刷，应在壳程进口管处设置防冲板。而在立式换热器中，为了使气、液介质更均匀的流入管间，防止流体对进口处的冲刷，并减少远离接管处的死区，提高传热效果，可考虑在壳程进口处设置导流筒。设置防冲板和导流筒的条件为：

对有腐蚀或有磨蚀的气体、蒸气及气液混合物，应设置防冲板。

对液体物料，当壳程进口处流体的 ρu^2 (ρ 为流体密度， kg/m^3 ； u 为流体流速， m/s) 为下列数值时，应在壳程进口处设置防冲板或导流筒。

(1) 非腐蚀、非磨蚀性的单相流体， $\rho u^2 > 2300 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^2)$ 者；

(2) 其他液体，包括沸点下的液体， $\rho u^2 > 740 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^2)$ 者。

对壳程进出口接管距管板较远，流体停滞区过大时，应设置导流筒，以减少流体停滞区，增加换热管的有效换热长度。

4.3.1 防冲板的型式

图 1-6-59 为推荐使用的几种防冲板型式。

图 1-6-59 (a) 是在喇叭形管内焊两块导流挡板以降低气流冲刷换热管的流速。导流挡板在喇叭口内的焊接角度可按设计要求，在 $60^\circ \sim 90^\circ$ 范围内选择。通常喇叭管用于 $DN < 273\text{mm}$ 的换热器。图中 $a_1 = 15\text{mm}$ ， $a_2 \approx d_i$ ， $d_4 \approx 2d_i$ ， $\delta = 6\text{mm}$ 。

图 1-6-59 (b) 接管为直管，防冲板焊在壳体上，用于 $DN > 325\text{mm}$ 左、右缺边折流板和 $DN \leq 600\text{mm}$ 上、下缺边折流板的换热器。

图 1-6-59 (c)，防冲板焊在定距管上，用于 $DN \geq 700\text{mm}$ 上、下缺边折流板的换热器。

图 1-6-59 (d)，防冲板焊在定距管上，用于 $DN \leq 1200\text{mm}$ 上、下缺边折流板的换热器。

4.3.2 防冲板的位置和尺寸

防冲板在壳体内的位置，应使防冲板周边与壳体内壁所形成的流通面积为壳程进口接管截面积的 1~

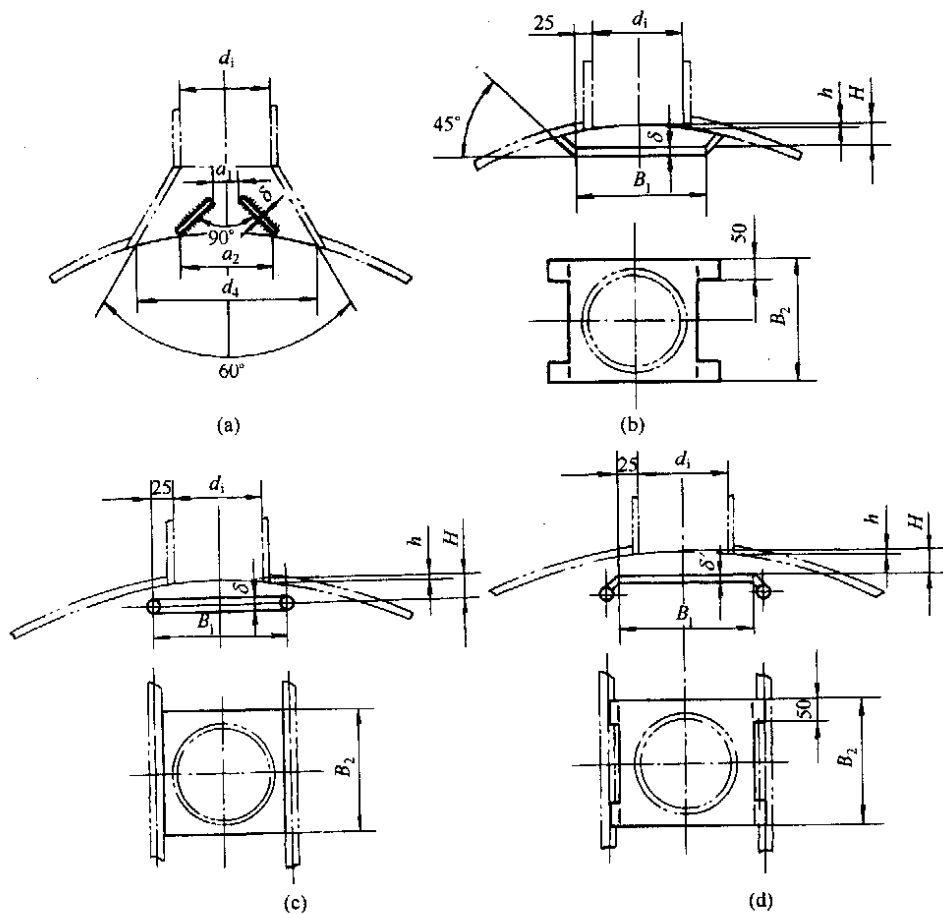


图 1-6-59 防冲板结构和尺寸

1.25 倍。

防冲板外表面到圆筒内壁的距离，可按式 (1-6-10) 计算，且不小于接管外径的 1/4。

$$H = \frac{h}{2} + \frac{d_i}{4} \quad (1-6-10)$$

式中 H —— 防冲板在壳体内的位置尺寸，mm；

h —— 壳程进口接管内径与壳体内径相交的弓形高度，mm；

d_i —— 接管内径，mm。

防冲板的最小厚度，碳钢、低合金钢为 4.5mm，不锈钢为 3mm。

4.3.3 导流筒^[1,40]

导流筒一般有内导流筒和外导流筒两种型式，见图 1-6-60。

内导流筒：内导流筒是设置在壳体内部的一个圆筒形结构，如图 1-6-60 (c)、(d) 所示，在靠近管板的一端敞开，而另一端近似密封。在设计内导流筒时，导流筒外表面到壳体圆筒内壁的距离宜不小于接管外径的 1/3。导流筒端部到管板的距离，应使该处的流通面积不小于导流筒的外侧流通面积。

外导流筒：外导流筒结构见图 1-6-60 (a)、(b)。图中采用斜口导流筒结构，可以克服等长圆筒形导流筒存在的介质进入管间时阻力不同，大部分介质往往在接口附近进入管间。在设计外导流筒时，内衬筒内表面到外导流筒的内表面间距为：

- (1) 接管外径 $d \leq 200\text{mm}$ 时，间距不小于 50mm；
- (2) 接管外径 $d > 200\text{mm}$ 时，间距不小于 75mm；
- (3) 立式外导流换热器，应在内衬筒下端开泄孔。

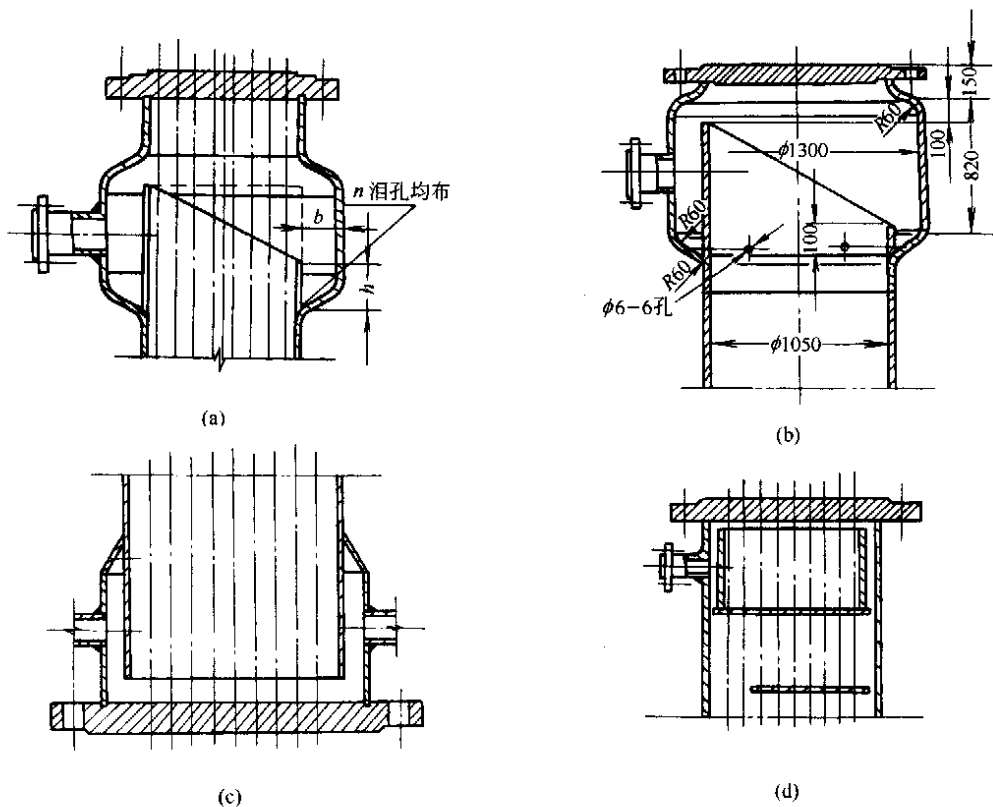


图 1-6-60 导流筒结构型式

4.4 拉杆与定距管^[1,8,9]

4.4.1 拉杆的结构和尺寸

(1) 拉杆的结构型式

拉杆常用的结构型式有：a. 拉杆定距管结构，见图 1-6-61 (a)。此结构适用于换热管外径 $d \geq 19\text{mm}$ 的管束，且 $l_2 > L_a$ (L_a 按表 1-6-34 规定)；b. 拉杆与折流板点焊结构，见图 1-6-61 (b)，此结构适用于换热管外径 $d \leq 14\text{mm}$ 的管束，且 $l_1 \geq d$ ；c. 当管板较薄时，也可采用其他的连接结构。

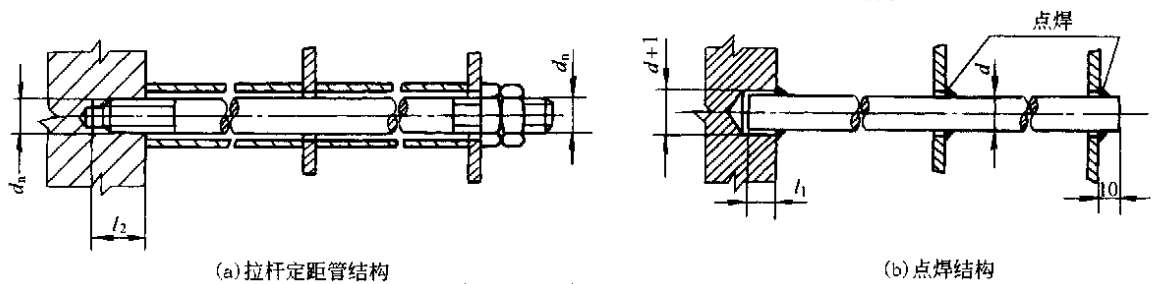


图 1-6-61 拉杆结构型式

(2) 拉杆的尺寸

拉杆的长度 L 按实际需要确定，拉杆的连接尺寸按图 1-6-62 和表 1-6-36 确定。

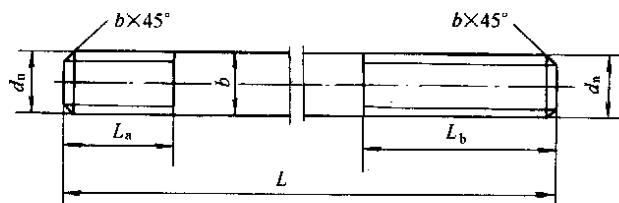


图 1-6-62 拉杆连接尺寸

表 1-6-36 拉杆的尺寸

mm

拉杆直径 d	拉杆螺纹公称直径 d_n	L_a	L_b	b
10	10	13	≥ 40	1.5
12	12	15	≥ 50	2.0
16	16	20	≥ 60	2.0

(3) 拉杆的直径与数量

拉杆的直径和数量可以按表 1-6-37 和表 1-6-38 选取。

表 1-6-37 拉杆直径选用表

mm

换热管外径 d	$10 \leq d \leq 14$	$14 < d < 25$	$25 \leq d \leq 57$
拉杆直径 d_n	10	12	16

表 1-6-38 拉杆数量选用表

公称直径 DN mm 拉杆直径 d_n , mm	公称直径 DN mm								
	< 400	$\geq 400 \sim < 700$	$\geq 700 \sim < 900$	$\geq 900 \sim < 1300$	$\geq 1300 \sim < 1500$	$\geq 1500 \sim < 1800$	$\geq 1800 \sim < 2000$	$\geq 2000 \sim < 2300$	$\geq 2300 \sim < 2600$
10	4	6	10	12	16	18	24	28	32
12	4	4	8	10	12	14	18	20	24
16	4	4	6	6	8	10	12	14	16

4.4.2 拉杆的布置

拉杆应尽量均匀布置在管束的外边缘,对于大直径的换热器,在布管区内或靠近折流板缺口处应布置适当数量的拉杆,任何折流板应不少于 3 个支承点。

4.4.3 定距管尺寸

定距管的尺寸,一般与所在换热器的换热管规格相同。对管程是不锈钢,壳程是碳钢或低合金钢的换热器,可选用与不锈钢换热管外径相同的碳钢管作定距管。定距管的长度,按实际需要确定。

4.5 防短路结构

在换热器壳程,由于管束边缘和分程部位都不能排满换热管,所以在这些部位形成旁路。为防止壳程物料从这些旁路大量短路,降低换热效率,可在管束边缘的适当位置安装旁路挡板和在分程部位的适当地方安装假管或带定距管的拉杆来增大旁路的阻力,以迫使壳侧介质通过管束与换热管内流体进行换热。

旁路挡板或假管是否需要、需要数量以及安装部位等,应根据使用条件和工艺计算来确定。一般应考虑以下因素:

(1) 卧式、左右缺边折流板换热器,壳程物料从旁路短路的可能性较大,应根据需要考虑安装旁路挡板或假管。

(2) 当壳程的传热膜系数大大小于管程的传热膜系数时,壳程传热膜系数起控制作用,此时安装旁路挡板或假管能显著提高总的传热系数。

(3) 旁路面积与壳程流通面积之比愈大,旁路的泄露就愈大,安装旁路挡板或假管的效果也愈显著;在较小的壳体直径 ($DN \leq 400$) 中安装旁路挡板或假管比在较大的壳体直径中更加有效。

(4) 旁路挡板或假管超过一定数量后,对提高传热系数的作用下降,而对压力降的影响较大。

以上因素应综合考虑,通过计算和比较后,再确定旁路挡板或假管的安装问题。

4.5.1 旁路挡板结构尺寸

安装在换热器中的旁路挡板应与折流板焊接牢固,如图 1-6-63。

旁路挡板的厚度可取与折流板相同的厚度。旁路挡板的厚度推荐如下:

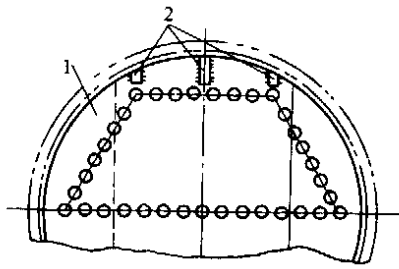


图 1-6-63 旁路挡板安装图
1—折流板；2—旁路挡板

公称直径 $DN \leq 500\text{mm}$ 时，一对挡板； $500\text{mm} < DN < 1000\text{mm}$ 时，两对挡板； $DN \geq 1000\text{mm}$ 时，不少于三对挡板。

4.5.2 假管

假管（也称挡管）为两端堵死的换热管，设置在分程隔板槽背面的两管板之间而不穿越管板，假管与换热管的规格相同，可与折流板点焊固定，也可用拉杆（带定距管或不带定距管）代替。一般应每隔 3~4 排换热管设置一根，但不应设置在折流板缺口处。如图 1-6-64 所示。假管伸出第一块及最后一块折流板或支持板的长度应不大于 50mm。在 U 型管的最中间两排管的通道内也可设置假管。假管的设置都是为了减少流动死区。

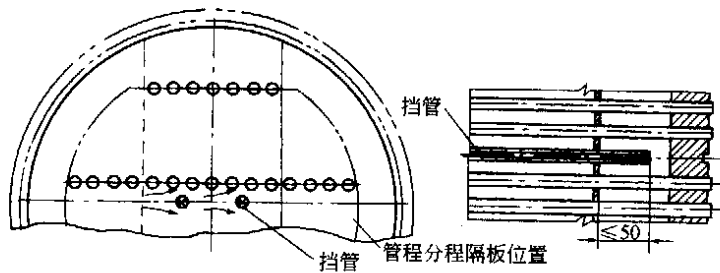


图 1-6-64 假管布置图

4.5.3 中间挡板

在 U 型管换热器中，由于受 U 型管最小弯管半径的限制，U 型管最中间两排管的管间距过大，从而形成无阻力的流体通道。为了减少这种短路，使壳程介质能有效地换热，可在 U 型管束的中间通道设置中间挡板。中间挡板可以与折流板点焊固定，如图 1-6-65 (a) 所示；也可按图 1-6-65 (b) 把最里面一排的 U 型管倾斜布置使中间通道变窄，同时加假管以防止流体短路。

中间挡板的数量推荐如下：

公称直径 $DN \leq 500\text{mm}$ 时，一块挡板； $500\text{mm} < DN < 1000\text{mm}$ 时，两块挡板； $DN \geq 1000\text{mm}$ 时，不少于三块挡板。

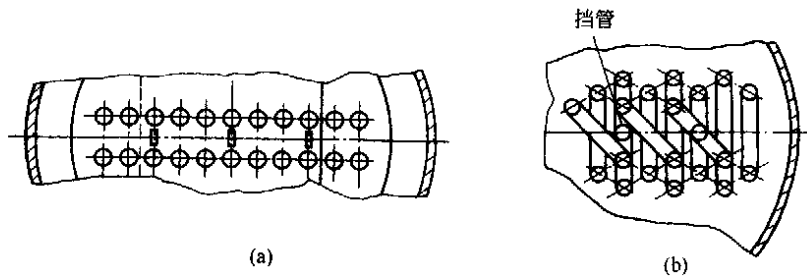


图 1-6-65 中间挡板布置

参 考 文 献

- 1 中华人民共和国国家标准. 管壳式换热器. GB 151—1999. 北京：中国标准出版社，2000
- 2 中华人民共和国国家标准. 钢制管壳式换热器. GB 151—89. 北京：中国标准出版社，1989
- 3 中华人民共和国国家标准. 钢制压力容器. GB 150—1998. 北京：中国标准出版社，1998
- 4 全国压力容器标准化委员会. 钢制压力容器. GB 150—89. 北京：学苑出版社，1989
- 5 Tubular Exchanger Manufacturers Association Standards, 8th ed., New York, 1988
- 6 化学工业部设备设计技术中心站. 化工设备结构图册. 上海：上海科学技术出版社，1988
- 7 中华人民共和国行业标准. 椭圆形封头. JB/T 4737—95. 北京：机械工业出版社，1996
- 8 毛希澜. 换热器设计. 上海：上海科技出版社，1988

- 9 燕山石油化学总公司设计院, 兰州化学工业公司化工设计院. 钢制列管式固定管板换热器结构设计手册. 上海: 化学工业部设备设计技术中心站, 1984 ✓
- 10 兰州石油研究所. 换热器. 北京: 中国石化出版社, 1986
- 11 中华人民共和国化学工业部工程建设标准. 钢制管法兰、垫片、紧固件. HGJ 44~76—91. 北京: 化工部工程建设标准编辑中心, 1991
- 12 中华人民共和国行业标准. 碳素钢、低合金钢制人孔和手孔. HG 21514~21535—95. 北京: 化工部工程建设标准编辑中心, 1996
- 13 中华人民共和国行业标准. 补强圈. JB/T 4736—95. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 14 [美] W. M. 罗森诺著. 谢力译. 传热学应用手册. 北京: 科学出版社, 1992
- 15 中华人民共和国行业标准. 压力容器法兰. JB/T 4700~4702—92. 北京: 气象出版社, 1992
- 16 尾花英朗著. 徐中权译. 热交换器设计手册. 北京: 烃加工出版社, 1987
- 17 余国琮. 化工容器及设备. 北京: 化学工业出版社, 1991
- 18 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (下册). GB/T 8163—87《输送流体无缝钢管》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 853~868
- 19 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB/T 3625—1995《输送流体无缝钢管》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 513~519
- 20 中华人民共和国国家标准. 热交换器用铜合金管. GB/T 8890—1998. 北京: 中国标准出版社, 1998
- 21 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (下册). GB 13296—91《锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 1172~1180
- 22 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (下册). GB 9948—88《石油裂化用无缝钢管》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 923~929
- 23 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (下册). GB/T 14976—1994《输送流体用不锈钢无缝钢管》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 1213~1223
- 24 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (下册). GB/T 6893—1986《工业用铝及铝合金拉(扎)制管》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 801~808
- 25 中华人民共和国国家标准. 铜及铜合金拉制管. GB/T 1527—1997. 北京: 中国标准出版社, 1997
- 26 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB/T 3625—1995《换热器及冷凝器用钛及钛合金管》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 513~519
- 27 王志文. 化工容器设计. 北京: 化学工业出版社, 1990
- 28 史国平译. 压力容器和换热器膨胀节 (ASME—Ⅷ—1附录BB). 石油化工设备技术, 1990. No. 5
- 29 中华人民共和国国家标准. 压力容器波形膨胀节. GB 16749—1997. 北京: 中国标准出版社, 1997
- 30 EJMA. 美国膨胀节制造商协会标准. 1993
- 31 李世玉, 桑如菴. 压力容器工程师设计手册. 北京: 化学工业出版社, 1994
- 32 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB 700—88《碳素结构钢》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 143~148
- 33 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB 912—89《碳素结构钢和低合金结构钢热轧薄钢板及钢带》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 177~179
- 34 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB 3427—88《碳素结构钢和低合金结构钢热轧厚钢板及钢带》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 420~422
- 35 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (下册). GB 6654—1996《压力容器用钢板》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 776~786
- 36 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB 713—86《国录用碳素钢和低合金钢钢板》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 165~171
- 37 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (下册). GB 6653—94《焊接气瓶用钢板》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 772~775
- 38 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB 3280—92《不锈钢冷轧钢板》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 423~442
- 39 全国压力容器标准化技术委员会. 压力容器相关标准汇编 (上册). GB 4237—92《不锈钢热轧钢板》. 北京: 中国标准出版社, 1997. 542~556
- 40 余国琮主编. 化工机械工程手册. 第14篇. 换热设备. 北京: 化学工业出版社, 2002

第7章 管壳式换热器流体流动诱发振动

1 流动诱发振动基本原理

管壳式换热器 (STHE) 流动诱发振动 (FIV) 很久以前就知道了。在管束中横向流流速下的影响, 换热器管子会有出现振动的趋向。如果振动振幅达到足够大, 则可能会为某一种或更多几种激振机理所破坏: (1) 由于折流支承板间跨中反复的震荡而管壁减薄; (2) 在管子界面和折流板处碰撞而磨损; (3) 由于高的磨损率而造成疲劳或腐蚀疲劳。管子疲劳导致工厂停工, 修理耗费。这在核工业加热换热器中是非常严重的, 因而保证现代管壳式换热器避免在一切操作条件下出现流动诱发振动是十分重要的。

以往, 换热器设计是很保守的, 如今用计算机程序可成功地设计一有效而紧凑的换热器, 较高的热力学性能和低的污垢度通常需要高的流速 (尽管少的折流板可减小压降)。高的流速和减少结构支承可导致严重的流动诱发振动问题。除此之外, 一些换热器的新型材料以及没有充分考虑结构动力效应的设计过程, 也会导致更多的流动诱发振动问题。许多这些问题就导致了管子的疲劳破坏。为此, 在完成换热器热力设计后, 详细地进行流动诱发振动分析以避免换热器的破坏是十分重要的。

流动诱发振动现象和振动机理响应早在 25~30 年以前就已经有很多的研究了, 结果是发表了大量的文献, 以力图建立防止流动诱发振动的指则。由于在换热器的应用中流体振动的明显存在, 这一主题已陆续引起人们的注意。因为在一些过程工业中, 有 60% 那么多的换热器都是管壳式的。本章介绍了引起流动诱发振动 (FIV) 的机理和其计算。许用准则和防止振动的设计准则, TEMA 标准和 ASME 规范第四篇中也包括了这些设计准则。

1.1 流动诱发振动三种基本情况

要激发起换热管振动, 必须对管子供给以激振能, 壳程流体流动就是诱发和维持管子振动的激振能源。换热管是换热器中的细长弹性元件, 壳程流体流动破坏了他们的平衡位置, 并遭受振动运动。管子振动表明了管子离开其平衡位置作周期性运动。增加壳程横流速度, 管子运动可以有以下三种情况:

- (1) 在低横流速度下, 管子以低振幅随机运动。
- (2) 当横流速度增加, 管子会在挡板孔内发生咔哒咔哒地摩擦声响。
- (3) 当横流速度超过某一值, 管子就发生高振幅运动 (振动)。

当管子固有频率与激振频率相接近时, 发生振动响应。管子与刚性结构间例如折流支承板的相对运动有可能引起管子的撞击磨损。

1.2 管子破坏最可能的区段

尽量管子在换热器中任何地方都可产生破坏, 但最容易引起流动诱发振动的区域是流动高速区, 诸如:

- (1) 管束中两块折流支承板间最大的未支承的中间跨;
- (2) 管束周边区的在弓形折流板缺口区的那些管子;
- (3) U 型管束 U 型弯头区;
- (4) 位于进口接管之下的管子;
- (5) 位于管束旁流面积和管程分程隔板流道内的管子;
- (6) 在管子与换热器结构部件有相对运动的区段界面, 诸如包括管子与折流板界面和管子与管板界面。

1.3 破坏机理

引起管子破坏的主要破坏机理是:

- (1) 碰撞磨损 (管子与管子, 管子与折流支承板);
- (2) 管子与折流支承板界面, 由于管子在支承板管孔间碰撞和/或滑动而磨损破坏;
- (3) 撞击与磨损的联合作用下的破坏。

1.4 流动诱发振动机理

流动诱发振动响应的激振机理通常为:

- (1) 旋涡分离或流动的周期性;
- (2) 湍流振动;
- (3) 流体弹性的稳定性 FEI (Fluid Elasticity Instability);
- (4) 声振动响应。

旋涡分离、湍流抖振和声激振动是振动响应现象，当激振频率与管子频率同步就产生振动响应。流体弹性不稳定的发生，是管子在壳程流体横流达到临界流速或速度阈，而导致管子振动响应振幅足够的大，造成与相邻的管子的碰撞而破坏。在流体横流速低于流体弹性不稳定临界速度之下时，不会发生流体弹性不稳定振动现象；当流体输入到管子质量阻尼系统的能量超过阻尼系统消耗的能量时，就达到了不稳定性振动状态，这实际是流速达到或超过了临界速度。

1.5 换热管振动响应曲线

图 1-7-1 表示了管子由于在管束中流动诱发振动三个激振机理的振动响应，即旋涡分离、湍流抖振和流体弹性不稳定。其中的每一种激振，表明它们自己只是在流动参数一定的既定范围内，然而湍流抖振则还是在操作的流动参数的整个范围内的。

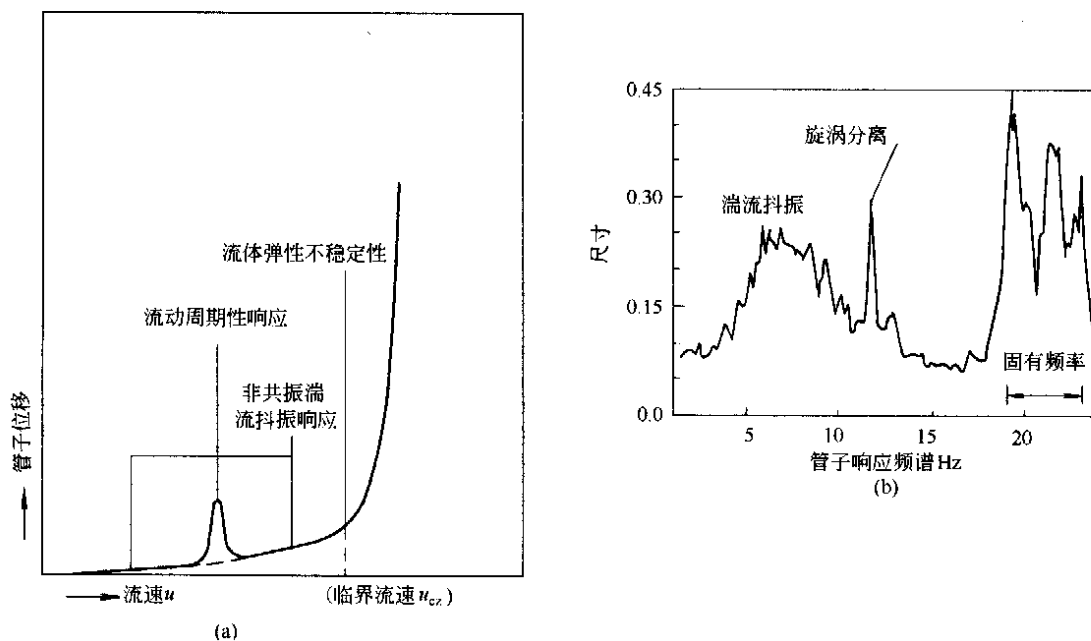


图 1-7-1 流动诱发振动管子振动响应

(a) 理想横流速度 u 与位移关系图;

(b) 铝管在水横流下，管子节距比 1.5 转置正方排列管束的振动响应频谱

1.6 横流下管束动力行为

流体在弹性管束中流动，会导致流体动力效应或流体振动（声振动）和流动结构偶联。这些效应引起流体动力作用和流体结构偶联作用力。一圆柱束在增长的横流速度（ u ）下的动力行为有三种不同现象；如下所示：

- (1) 低流速下圆管或（圆柱体）对湍流抖振的基本响应；随着流速的增加，管子（圆柱体）振动振幅的增加，均为流速 u 的平方关系（ u^2 ）。
- (2) 在较高的流速下，会引起不同类型的振动响应条件，诸如旋涡分离、湍流抖振和气柱声振动。
- (3) 当管子在管束内由于流体的作用在其平衡位置作弹性位移时引起的与运动有关的流体力。

1.7 流体动力作用力

引起流动诱发振动（FIV）的流体动力作用力主要有以下三类：

- (1) 由于压力场的湍流波动产生的力；

- (2) 管子后面形成冯·卡曼 (Von Karman) 涡街的周期性旋涡分离作用力;
- (3) 当管子在管内由于流体的作用在其平衡位置作弹性位移时引起的与运动有关的流体力。

2 流体介质与流动诱发振动机理，旋涡分离

对于流动诱发的各种不同激振机理，只有流体弹性不稳定性才是主要涉及到所有各种流体介质，而其他的激振机理在某些流体介质中则是不重要的。例如，湍流抖振因为气体的密度低，不会导致非常高的流体动力作用力，故其在气体介质流动中不会是主要的了。

因此，流动振动设计主要是要限制声共振和流体弹性不稳定性 (FEI) 这两个方面。表 1-7-1 表示了换热器管束每一种流体介质对流动诱发振动的重要性界限。

表 1-7-1 横流流动激振机理与流体介质关系

流动情况	旋涡分离	湍流抖振	流体弹性不稳定性	声共振
液流中	可能发生	可能发生	重要	—
气流中	不能发生	可能发生	重要	重要
两相流中	不可能发生	不重要	重要	不大可能

2.1 管束斯脱拉哈数计算

管束斯脱拉哈数 Su (Stuohal Number) 可由陈氏斯托拉哈数 (图 1-7-2)，也可由 Fitz-Hugh 图来确定，这些图都是描绘成 Su 与管节距的关系。另外，也可以从 Zukauskas 或 Zukauskas 与 Katinas 以及 Weaver 等关系式来计算确定。下面将列出 Weaver 等人的关系式，Blevins 公布了 Fitz-Hugh 图，而 TEMA 则公布了陈氏图。

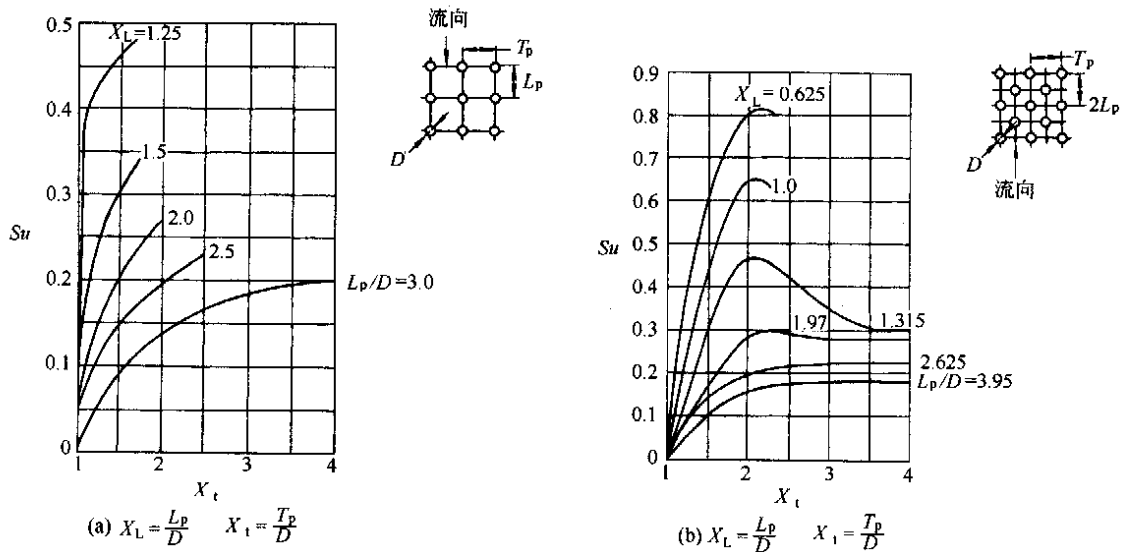


图 1-7-2 Y.N. 陈氏斯脱拉哈数图

(a) 直排管束; (b) 错排管束 (取自管式换热交换器制造协会 TEMA, 1988)

Weaver et.al 关系式，不同管束排列布置的 Su 数表达式，Weaver et.al 给出如下：

$$Su = \frac{1}{1.73x_p}, \quad 30^\circ \text{布置}$$

$$Su = \frac{1}{1.16x_p}, \quad 60^\circ \text{布置}$$

$$Su = \frac{1}{2x_p}, \text{ 90}^\circ \text{ 和 } 45^\circ \text{ 布置}$$

式中 x_p ——换热管节径比, P/D ;
 P ——管节距;
 D ——管外径。

角度布置系对如图 1-7-3 那样上游来流速度方向而言。

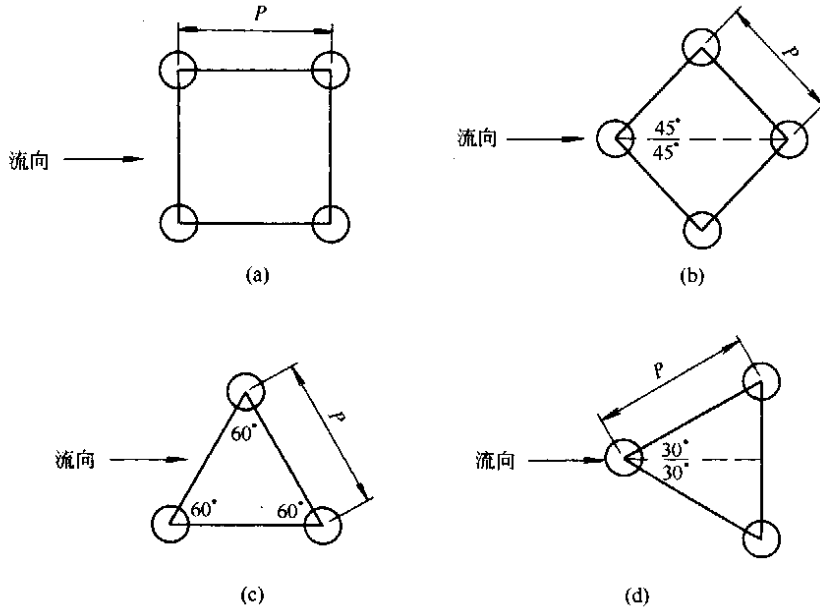


图 1-7-3 管子排列示图

(a) 90° 正方形排列; (b) 45° 转置正方形排列;
(c) 平行 (转置) 三角形 (60°) 排列; (d) 正三角形 (30°) 排列

2.2 避免产生旋涡分离共振准则

避免产生旋涡分离共振的准则 Pettigrew 和 Gorman 准则。他们采用对比频率 $f_n D/u$, 这一参数, 当对比频率 $\frac{f_n D}{u} > 2Su$ 时不会发生旋涡分离共振。

Au-Yang 准则: 该准则规定必须是对比频率 $\frac{f_n D}{u} < 0.2Su$ 时才不会发生旋涡分离共振。

Au-Yang 等准则避免壳程管束中第 1、2、3 排管不产生旋涡分离锁定 (lock-in) 的准则必须是:

(1) 对于基本振型 (振型数 $n=1$), 如对比速度满足以下条件:

$$u/f_D < 1, n=1$$

则升力方向和阻力方向的旋涡与分离“锁定”均可避免。

(2) 对任一既定振型, 如果对比阻尼 C_n 足够大, $C_n > 64$ 则该振型的锁定被抑止。

(3) 对任一既定振型对比速度 $u/f_D < 3.3$ 以及对比阻尼 $C_n > 1.2$, 则升力方向锁定可以避免, 且阻力方向锁定被抑止。

对比阻尼 C_n 的计算:

$$C_n = \frac{4\pi\zeta_n M_n}{\rho_s D^2 \int_0^{L_e} \phi_n^2(x) dx}$$

式中 M_n ——振动模态 (model) 质量, $M_n = \int_0^{L_e} m(x) \phi_n^2(x) dx$;

L_e ——存在旋涡分离的换热管管长;

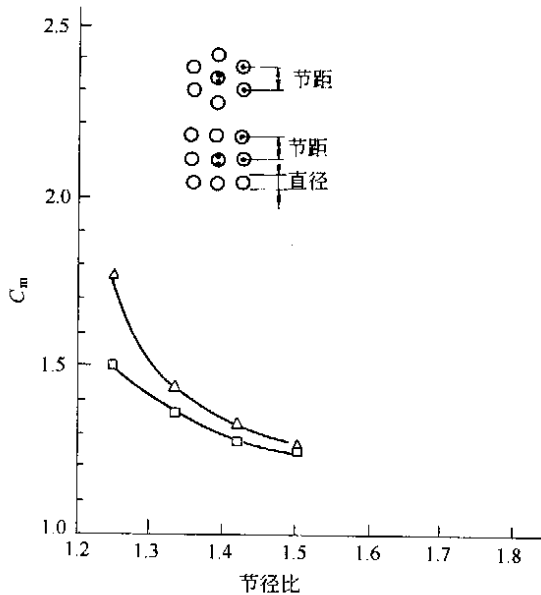


图 1-7-4 附加质量系数 C_m

△—三角形节距试验值；□—正方形节距试验值

$\phi_n(x)$ ——振型形状系数 (model shape);

$m(x)$ ——沿管轴在距离 x 处换热管单位长度质量。

当 $M_n = m(x) = m$ 时

故得：
$$C_n = \frac{4\pi\zeta_n m}{\rho_s D}$$

以上计算准则已包含在 ASME 规范第四篇中。

上述方程中包括换热管固有频率 f_n , 单位管长有效质量 m , 以及临界阻尼比 ζ_n 。而换热管有效质量则是结构质量(管子本身质量) m_i , 由于为振动的管子所弥散的壳程流体随管子一起振动的附加质量 m_e , 以及单位管长管内流体质量 m_i 这三者质量之总和。即

$$m = m_a + m_i + m_t$$

$$m = \frac{\pi D^2 C_m \rho_s}{4} + \frac{\pi D_i^2 \rho_i}{4} + \frac{\pi(D^2 - D_i^2) \rho_t}{4}$$

式中 ρ_i 、 ρ_s 和 ρ_t 分别为管内流体、壳程流体和换热管管材的密度； C_m 为附加质量系数 (图 1-7-4)。

f_n 、 C_m 以及临界阻尼比 ζ_n 将在本节最后讨论。

2.3 单相流下附加质量系数 C_m 的确定

附加质量系数 C_m 可由 Blevins 分析法或 Moretti et al. 的试验数据基础来确定。

(1) Blevins 关联式

Blevins 给出了分析模型用以确定单相流下周围为刚性管的某一根单柔性管的附加质量系数 C_m , 如图 1-7-5 所示。这对于全部是柔性管的更为复杂的情况下只是近似的。附加质量系数 C_m 的表达式为:

$$C_m = \frac{(D_e/D)^2 + 1}{(D_e/D)^2 - 1}$$

式中 $D_e/D = (1 + 0.5p/D)p/D$;

D_e ——管束当量直径, 系表示了周围管的限制。

(2) Moretti et al. 试验数据

Moretti et al. 试验数据对如图 1-7-5 那样, 周围为刚性固定管子的正方排列管束或六角形错排管束下的一单根柔性管 (节径比为 1.25~1.5, 如图 1-7-4 所示) 试验结果。其 C_m 值试验结果的节径比列于表 1-7-2 所示。图 1-7-4 包括进了 TEMA 标准中, 用于确定附加质量系数。

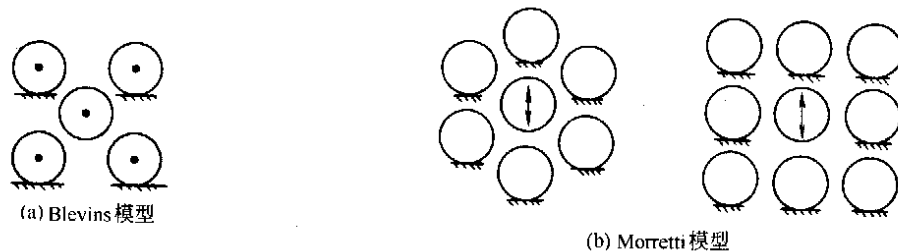


图 1-7-5 用以确定附加质量系数的管束布置

2.4 旋涡分离振动响应预测的动力分析

如果发生旋涡分离共振, 其最大管子响应可由力的响应分析来获得, Sandifer 描述了这一问题。对任何振型 j 管子相应管子, 相应 $y(x)$ 的一般方程式在文献中给出:

$$y(x) = \frac{C_L \rho_s D}{16\pi^2 \zeta_n f_n^2 M_j} \phi_j(x) \int_0^{L_i} u^2(x) \phi_j(x) dx$$

其中

$$\int_0^{L_i} u^2(x) \phi_j(x) dx = 1$$

积分得：

$$\phi(x) = \sqrt{\frac{2}{L}} \sin(\pi x / L_i) = \sqrt{\frac{2}{L_i}} \quad (\text{最大值})$$

式中 L_i ——管跨长。

换热管最大响应振幅 y_{\max} 为：当 $m = n$ 时

$$y_{\max} = \frac{C_L \rho_s D U^2}{4\pi^3 \zeta_n f_n M}$$

对不同管束布置的峰值升力，系数 C_L 列于表 1-7-2；对于保守的设计可得 C_L （峰值）= 0.0091。按此，只要换热管响应峰值振幅为管径 D 的 2%，管子运动将足以得到控制，以及振动会与沿换热管的旋涡分离相联系。

$$y_{\max} < 0.02D$$

这一方法已包括在 ASME 规范第三篇中。

表 1-7-2 升力系数 C_L （峰值）

管束布置	升力系数 C_L			
	P/D	C_L (均方根值 rms)	C_L (峰值)	C_L (保守峰值)
三角排列(30°)	1.33	0.046	0.065	0.091
	1.36	0.064	0.091	
	1.54	0.018	0.025	
	1.57	0.028	0.040	
转置三角形(60°)	1.23	0.064	0.091	0.091
	1.36	0.012	0.017	
	1.54	0.033	0.047	
	1.57	0.057	0.081	
正方排列(90°)	1.47	0.048	0.068	0.091
转置正方(45°)	1.3	0.007	0.010	0.091
	1.5	0.035	0.049	

3 湍流诱发激振机理

3.1 湍流

通常，管束中较高的流率在流体中会促进和保持高的湍流流动，达到强化传热，但高的湍流流动会使换热管束形成结构激振。热交换器管子以随机方式对流场湍流引起振动响应。另外，流动湍流也会促进和加强其他激振机理的形成，例如，旋涡分离激振。

3.2 湍流抖振

换热器壳程管箱中的湍流抖振有时亦称结构振动，它是指由于不稳定流体作用力在流场中，高的湍流力对换热管的作用，而在流体达到临界速度之前和远离旋涡锁定速度范围的换热管低振幅响应。

湍流流动具有随机速度扰动，加上湍流旋涡环绕一中心主频分布在宽度的频率范围内。当流场中的中心主频与管束中管子最低固有频率相一致时，就会产生很大的能量，导致换热管共振和高的振动振幅。即使未发生共振，湍流抖振也会引起管子磨损和疲劳破坏。对于核电站蒸汽发生器和换热器设计寿命为 40 年，即

使小的磨损也是不允许的。因此，湍流激振在换热器可靠设计中就成为一个重要的设计考虑。

3.3 欧文 (Owen) 湍流抖振频率表达式

基于气体垂直于管束流动的试验研究，欧文关联了一个湍流抖振中心主频 f_{tb} 的关联式：

$$f_{tb} = \frac{u}{Dx_1x_2} \left[3.05 \left(1 - \frac{1}{x_1} \right)^2 + 0.28 \right]$$

式中 x_1 ——管束纵向节距比， $x_1 = L_p/D$ ；

L_p ——管束纵向节距；

x_2 ——管束横向节距比， $x_2 = T_p/D$ ；

T_p ——管束横向节距。

Weaver 和 Grover 对不同研究的综合分析并观察了欧文的方法，认为在欧文公式中采用管束最小间隙速度的预测湍流峰值频率是最为可靠的。该公式应用于管束横向节距比 > 1.25 时。由于该关联式并未在液体中试验，故只能限于在气体激振中。TEMA 规范包括了这一准则式。

3.4 湍流随机激振

假定管子振动为代表稳态随机过程，Au-Yang 以及 Pettigrew 和 Gorman 建立了管子响应均方根 (rms) 振幅的表达式。Sandifer 从主要角度描述了这管子响应方程。低阻尼结构的平均平方共振响应为：

$$\overline{y^2}(x) = \frac{\rho_s^2 D^2 L_i}{256\pi^3} \sum_j \frac{[C_R(f_j) u^2 \varphi_j(x)]}{\zeta_{ij} f_{nj}^3 M_j^2}$$

经对跨长上的振动模态形状整理后，对第一振型，最大平均平方响应值为：

$$\overline{y_{\max}^2} = \frac{L_i [C_R(f) \rho_s u^2 \sqrt{2/L_i}]^2}{256\pi^3 \zeta_n f_n^3 M^2}$$

式中 $M = m$

$$\overline{y_{\max}^2} = \frac{[C_R(f) \rho_s u^2 D]^2}{128\pi^3 \zeta_n f_n^3 M^2}$$

式中 $M = m$

$$y_{\max} = \sqrt{\overline{y_{\max}^2}}$$

推荐的可接受准则为：

$$y_{\max} \leq 0.254 \text{mm}$$

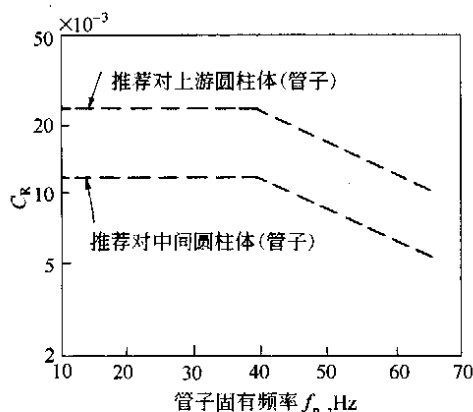


图 1-7-6 随机激振力系数 C_R

参数 $C_R(f)$ 可由图 1-7-6 确定。以上指则包括在 ASME 规范第四篇中。

4 流体弹性不稳定模型

直至 1980 年以前，认为流体弹性不稳定 (FEI) 振动的机理是管子位移造成流场不稳定性而诱发流动振动，而这引起不稳定的主要作用力是流体弹性刚度力。但 Tanaka 和 Takkhara 认为，不稳定流体动力作用力不仅仅是位移机理所引起的，而且还有一个附加的叫做速度机理不稳定模型所引起，而这一速度不稳定模型机理主要是由陈氏等 (S.S.Chen) 分析和试验所提出。总之，流体弹性不稳定模型认为，流体弹性不稳定性是由下列二种机理所引起的：

(1) 流体弹性不稳定性与换热管位移关系，这发生相当高的流速下。该不稳定性称为位移机理。

(2) 流体阻尼型不稳定性，发生在低流速下，该不稳定性称为速度机理。在大多数情况下，速度机理或位移机理或是二种机理的联合作用都是重要的。

位移机理和速度机理在参考文献中有详细介绍，今简单解释如下：

4.1 位移机理

按照这一机理，不稳定性由于流体弹性力，该力比例于管子位移。这一机理主要是在相应于气体流中高的对比流速下发生，其不稳定准则为：

$$\frac{u_{cr}}{f_n D} = \alpha_d \left(\frac{m \delta}{\rho_s D} \right)^a$$

式中 α_d ——为流体弹性刚度函数的系数；

- a ——指数, $a=0.5$;
 δ ——阻尼对数衰减率。

4.2 速度机理

按照这一机理, 主流体力是与流动速度相关的阻尼力, 它比例于管束中的流速。在低的对比速度下, 流速阻尼力可起到振动能量的消耗, 那儿, 高的对比速度才是激振机理, 在速度激振机理中, 振动构件系统的阻尼减少了; 一旦振型的模态阻尼变为负值时, 管子就失去了稳定性。这种型式的不稳定性称为流体阻尼控制不稳定性; 这主要是在低的对比速度值即相应的低的液流速度下发生的; 该不稳定性准则为:

$$\frac{u_{cr}}{f_n D} = \alpha_v \left(\frac{m\delta}{\rho_s D} \right)^{0.5}$$

式中 α_v ——为流体阻尼函数的系数。

不稳定模型 基于位移和速度机理, 管束的流体动力简化方程为:

$$[M_s + M_f] \{\ddot{q}\} + [C_s + C_f + C_v] \{\dot{q}\} + [K_s + K_f] \{q\} = \{F\}$$

- 式中 $[M_s]$ ——管束结构质量矩阵;
 $[M_f]$ ——流体附加质量阻尼矩阵;
 $[C_s]$ ——系统的结构阻尼矩阵;
 $[C_f]$ ——静止流体的粘性阻尼矩阵;
 $[C_v]$ ——与流体速度相关的阻尼(称流动阻尼)矩阵;
 $[K_s]$ ——结构刚度矩阵;
 $[K_f]$ ——流体弹性刚度矩阵;
 $\{F\}$ ——与换热管运动有关的流体作用力矩阵;
 $\{q\}$ ——结构位移矩阵;
 $\{\dot{q}\}$ ——结构速度矩阵;
 $\{\ddot{q}\}$ ——结构加速度矩阵。

上式方括号内为矩阵, 大括号内为向量。流体动力作用包括下列几个部分:

- a. $[M_f] \{\ddot{q}\}$, 流体惯性力;
- b. $[C_f + C_v]$, 流体阻尼力;
- c. $[K_f] \{q\}$ 流体弹性力。

该不稳定模型的不稳定性机理分析的主要困难是, 对每一种管子布置以及对感兴趣的对比速度整个范围内, 与流体速度相关的流动阻尼矩阵 $[C_v]$ 和流体刚度矩阵 $[K_f]$ 要进行分析与试验, Tanaka 和 Takahara 对此作了试验测定。

5 阻尼

阻尼对于管束的稳定性是很重要的, 阻尼限制了换热管为任何一种激振机理激发的振动响应, 较高的阻尼则管子的振动响应就愈低。阻尼决定流体弹性不稳定 (PEI) 性的临界流速, 临界流速随阻尼的增加而增加, 振动系统内的阻尼是由于某些可能的能量消耗机理, 按照 Pettigr 等认为, 各种能量消耗机理为:

- ① 内部或材料阻尼;
- ② 粘性阻尼;
- ③ 折流板孔间隙内的装配挤压阻尼;
- ④ 流动阻尼;
- ⑤ 摩擦阻尼;
- ⑥ 换热管与管板界面 (接头) 的连接阻尼;
- ⑦ 管子在支承板上碰撞和横向波的能量消耗。

用试验方法来确定阻尼是十分困难的, 对气体和液体的阻尼计算经验关联式如下所述。

气体: 经对气体多台换热器可用的阻尼数据的综合和分析, Pettigrew、Goder、Quio、Axia 等推荐了计算阻尼比的经验关联式, 阻尼比 ζ_n 定义为: 实际阻尼对临界阻尼的比值。阻尼对数衰减率 δ 为:

$$\delta = 2\pi\zeta_n$$

按这些学者认为,对气体流动,摩擦阻尼和撞击阻尼是主要能量消耗的机理,而折流板厚度是主要参数,该折流板与换热管之间的直径间隙是很小的。

流体:按 Petligrew、Rogers 以及 Axia 认为,液体流中最主要的阻尼是管子对流体的粘性阻尼、折流支撑管孔装配挤压阻尼以及摩擦阻尼。他们将试验数据拟合考虑了粘性和折流支撑板孔装配挤压阻尼的经验模型,提出如下经验关联方程。这一半经验表达式可用来计算单相流体为气体和液体的设计阻尼。

(1) 壳程流体为气体

$$\zeta_n = \frac{0.7 \cdot N - 1}{100} \cdot \frac{t_b}{N} \cdot \frac{1}{12.7}, t_b < 12.7$$

即

$$\delta = 3.463 \times 10^{-3} \frac{N-1}{N} t_b$$

$$\zeta_n = \frac{5}{100} \cdot \frac{N-1}{N} \left(\frac{t_b}{L_i} \right)^{0.5}, t_b < 12.7$$

即

$$\delta = 0.314 \frac{N-1}{N} \left(\frac{t_b}{L_i} \right)^{0.5}$$

式中 t_b ——管支撑板厚度;

L_i ——管跨特性长度;

N ——分析考虑支撑跨的跨数。

以上各式对管外径 $D = 12 \sim 15\text{mm}$, $t_b = 6 \sim 25\text{mm}$, 频率 $f = 20 \sim 600\text{Hz}$, 以及折流板孔间隙为 $0.4 \sim 0.8\text{mm}$ 时是可靠的。

(2) 壳程流体为液体

确定阻尼包括确定以下表达式中的动力(绝对)粘度 μ (Pa.s) (已在 TEMA 标准中作了建议) 和 Petligrew 等式中的运动粘度 ν (m^2/s)。 μ 和 ν 的关系是

$$\text{运动粘度 } \nu = \text{绝对粘度 } \mu / \text{比重}$$

$$\mu = \nu \times \text{比重}$$

注:TEMA 标准中用了符号 ν 代替 μ , 请注意。

Petligrew、Rogers 以及 Axia 给出下列方程:

$$\zeta_n = \frac{\pi}{\sqrt{8}} \frac{1 + (D/D_c)^3}{[1 - (D/D_c)^2]^2} \left(\frac{\rho_s D^2}{m} \right) \left(\frac{2\nu}{\pi f_n D^2} \right)^{0.5} + \left(\frac{N-1}{N} \right) \left(\frac{22}{f_n} \right) \left(\frac{\rho_s D^2}{m} \right) \left(\frac{t_b}{t_i} \right)^{0.6}$$

式中 $D_c/D = 1.7p/D$ (三角形排列)

$= 1.9p/D$ (正方排列)

如果 $\zeta_n < 0.006$, 则假定 $\zeta_n = 0.006$ 以考虑摩擦阻尼。

TEMA 标准包括了以下液体流动的表达式,但没有给出参考文献源。

$$\delta_1 = \frac{3.41D}{mf_n}$$

$$\delta_2 = \frac{0.012D}{m} \left(\frac{\rho_s \mu}{f_n} \right)^{0.5}$$

$$\delta = \max\{\delta_1, \delta_2\}$$

Welding Research Bulletin No.389 中详细介绍了确定两相流阻尼值的方法。

(1) 陈氏准则 (S.S.Chen)

从许多研究者的数据中,陈氏推荐了一个临界速度低限的准则,尔后,陈氏将其进行修正如表 1-7-3 所示,其中质量阻尼参数 $x = \frac{m\delta}{\rho_s D^2}$ (已包括在 TEMA 规范中)。陈氏准则值得注意的是方程式中没有管子节径比 p/D 这一项。

(2) Au-Yang et.al 准则

在流体不稳定性数据基础上,建立了下列准则:

a. 对位移机理,质量阻尼参数 $\frac{m\delta}{\rho_s D^2} > 0.7$ 时,稳定性方程与常用的康诺斯 (Connors) 方程中指数 $a = 0.5$ 相同,流体弹性不稳定常数列于表 1-7-4。

表 1-7-3 流体弹性不稳定性 (FEI) TEMA 规范准则质量阻尼参数 x

管子排列布置方式	质量阻尼参数 x	对比速度 $u_{cr}/f_n D$	管子排列布置方式	质量阻尼参数 x	对比速度 $u_{cr}/f_n D$
30°	$0.1 \leq x \leq 1.0$	$8.86(p/D - 0.9)x^{0.34}$	90°	$0.03 < x \leq 7$	$2.10x^{0.15}$
	$0.01 < x \leq 300$	$8.86(p/D - 0.9)x^{0.5}$		$7 < x \leq 300$	$2.35x^{0.5}$
60°	$0.01 \leq x \leq 1.0$	$2.80x^{0.17}$	45°	$0.1 \leq x \leq 300$	$4.13(p/D - 0.5)x^{0.5}$
	$1.0 < x \leq 300$	$2.80x^{0.5}$			

表 1-7-4 Au-Yang et.al 流体弹性不稳定性 (FEI) 准则不稳定常数 K

管子节距角	30°	60°	45°	90°	其他所有布置角
平均不稳定常数 K_{mean}	4.5	4.0	5.8	3.4	4.0

b. 对速度机理, 质量阻尼参数 $\frac{m\delta}{\rho_s D^2} < 0.7$ 时, 可采用位移机理准则, 但这是个保守的值。上述这些准则已包括在 ASME 规范第三篇中。

(3) 保守的设计准则

如横流速度小于用不稳定常数 $k = 2.1$ 和指数 $a = 0.5$, 阻尼参数 $\zeta_n = 0.5\%$ (气体流) 和 $\zeta_n = 1.5\%$ (液体流) 计算所得的临界速度, 则此时流体弹性不稳定性振动几乎确定不会成问题的。

(4) Pettigrew 和 Taylor 设计准则

他们研究分析了近 300 个承受单相横流柔性管束的流体弹性不稳定性数据点, 建立了其 Pettigrew 和 Taylor 准则:

$$\frac{u_{cr}}{f_n D} = 3.0 \left(\frac{m\delta}{\rho_s D^2} \right)^{0.5}$$

以上这些不同的可接受的准则之间差异的原因在文献中作了讨论。

(5) 建议设计准则

为避免出现流体弹性不稳定性激振, 取设计准则为:

- a. 标准的准则 $u_{cr} > u$
- b. 保守的准则 $u/u_{cr} \leq 0.5$

6 声共鸣

声共鸣是由横向流动的空气、气体、或水蒸气所激发的, 这是由于环绕管子(换热管)的声学驻波振动。驻波的存在可描述如下: 气体横流过管束管箱时, 在其流向除了平均流速外, 还有一个对平均流速方向呈横向的波动速度, 该波动速度与驻波相结合(气柱)。驻波(图 1-7-7)发生在既垂直于换热管又垂直于流向。驻波环绕换热管的共鸣振动通常称为声共鸣或声振动, 它是以其声强度、低频率和单调 (Pure-Tone) 的噪声来鉴别的。当换热器中某种激振频率与该驻波频率相接近时, 或是相互一致时, 就有可能发生共振。另外, 如果驻波频率与换热器结构部件如壳体换热管等固有频率相一致时, 也会发生共振。这就可能会使构件损坏和由于声共振而使压降增加, 影响到换热器的性能特性。声共鸣可发生在直线排列和错排管束、单排管和螺旋盘管换热器、空气加热器省煤器、过热器, 矩形管道(壳体)、圆柱(圆)形壳体以及其他等结构中。

6.1 驻波原理

如果构件二边壁间距 L_a 为声驻波的半波长 $\lambda/2$ 或 $\lambda/2$ 半波长的倍数也即 $L = n\lambda/2, n = 1, 2, 3, \dots$ 时, 声驻波就会进一步发展。驻波频率为

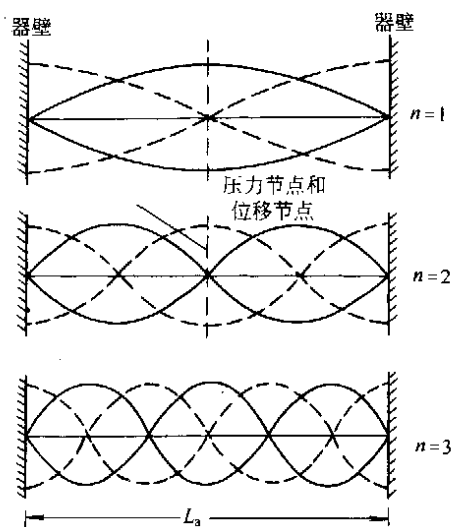


图 1-7-7 与一阶、二阶和三阶波、半波驻波相联系的波动横向速度和压力 (实线为速度, 虚线为压力)

$$f_a = \left(\frac{nC}{2L_a} \right), \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

式中 C ——壳程介质声速；

L_a ——特性尺寸（通常为垂直于流道的封闭壁面间的距离）；

n ——驻波阶数。

壳程介质声速为：

$$C = \sqrt{gZrR_c T / M_g}$$

式中 g ——重力加速度（9.81m/s）；

Z ——气体压缩因子；

R_c ——万有气体常数，847.6kgf·m/(kgmole·K)；

T ——气体绝对温度，°R/K， $T = ^\circ\text{C} + 273.16$ ；

M_g ——气体分子量，kgmole；

r ——定压比热容与定容比热容之比。

空气或纯气体的气体分子量 M_g 为 28.97·kgmole，而水蒸气为 18.02 kgmole；空气和纯气体为 $\gamma = 1.4$ ，水蒸气为 $\gamma = 1.328$ 。典型的基频、二阶频和三阶频的驻波如图 1-7-7 所示。通常，驻波在 45°或 90°排列角的管束几何结构的通道中形成，因为在这些管束布置图型中所需的激振能为最小。按 Barrington 认为，声振动在转置正方（45°）管束布置中比之其他管束布置发生得最频繁。尽管转置正方排列几何结构呈现出对流体弹性不稳定阻力为最大，但常伴有强的声驻波。因而这种管束布置不适宜于壳程气体介质情况应用。管束的充实度（Tube Solidity）对声速的效应：

对于管壳式换热器，Parker 和 Burton 指出，在壳程流体中的实际声速 C ，由于管子的存在而会减小，声速的减小率主要取决于管子布置的充实度比 σ ，以及是附加质量系数 C_m 的弱函数。按此，通过管束的有效声速 C_{eff} 式为：

$$C_{\text{eff}} = \frac{C}{\sqrt{1 + \sigma}} \quad \text{Pakker}$$

$$C_{\text{eff}} = \frac{C}{\sqrt{1 + C_m \sigma}} \quad \text{Pakker}$$

对于宽管间管束， $C_m \approx 1$ 。

管子充实度比 σ 定义为壳程自由流通截面对管束布置的前沿截面积之比。为此，Blevins 给出了不同管束布置的 σ 表达式（图 1-7-8）

$\sigma = 0.9069 (D/P)^2$ ，对 30°或 60°布置时；

$\sigma = 0.7853 (D/P)^2$ ，对 90°布置时；

$\sigma = 1.5707 (D/P)^2$ ，对 45°布置时。

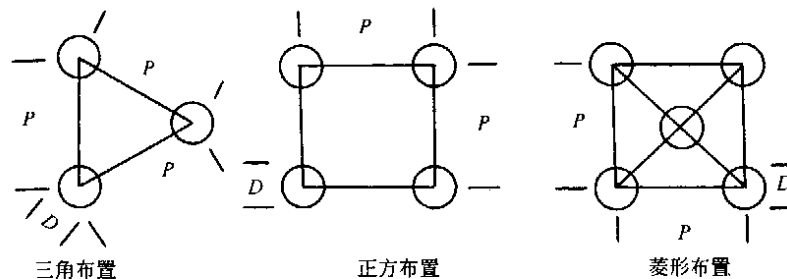


图 1-7-8 充实度因子

在额定尺寸的热交换器中，基频声共振多半是最容易发生的，然而在壳径为 20~30m 数量级的大换热器壳径中，声振动有可能被激发起呈五阶或六阶振型振动。声振的原理，计算和预测方法，Grotz 和 Arnall 都作了介绍，对声共鸣最熟悉的要算是 Dr. Blevins 了。本节讨论了其激振机理和许用准则。

6.2 声共鸣频率表达式

有两种不同的声共鸣表达式，一种是用壳程压力和壳程流动速度来表示的 TEMA 标准表达式，另一种则是用通过壳程介质的声速和壳径来表示。

(1) TEMA 式

$$f_a = \frac{483.2}{L} (\rho_s / \rho_s)^{0.3} \quad (\text{采用 TEMA 单位})$$

(2) Blevins 式

a. 圆柱(圆)形壳体：其半径为 R ，文献给出的驻波频率为：

$$f_a = \frac{C_{\text{eff}} \lambda_i}{2\pi R}$$

式中 λ_i 为频率常数，一阶频率常数 $\lambda_1 = 1.84$ ，二阶频率常数 $\lambda_2 = 3.054$ 。

b. 矩形壳体：今考虑一尺寸为 L_x 、 L_y 和 L_z 的密闭矩形容积，如图 1-7-9 所示， i 、 j 、 k 分别为流向 x 横向 y 和轴向 z 的声波阶数，为横流所激发的典型声振动则是振型为 $j = 1, 2, 3 \dots$ 的 y 方向方向横向振型，它既垂直于流向，又垂直于管轴，而在流向 x 的纵向振型 i 和管轴方向 z 的横向振型 k 则是很少为横流所激发的。假定管子和壳体都是刚性结构，以及其驻波尺寸和波长对壳宽是可以比拟的，且大大高于管径，这时该壳体声频表达式为：

$$f_a = C_{\text{eff}} / 2 \left[\left(\frac{i}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{j}{L_y} \right)^2 + \left(\frac{k}{L_z} \right)^2 \right]^{0.5}$$

若 x 和 z 方向无任何驻波 ($i = k = 0$)，则方程式可简化为：

$$f_a = j C_{\text{eff}} / 2 L_y$$

式中 L_y —— y 方向壳腔尺寸，它等于壳体宽度。

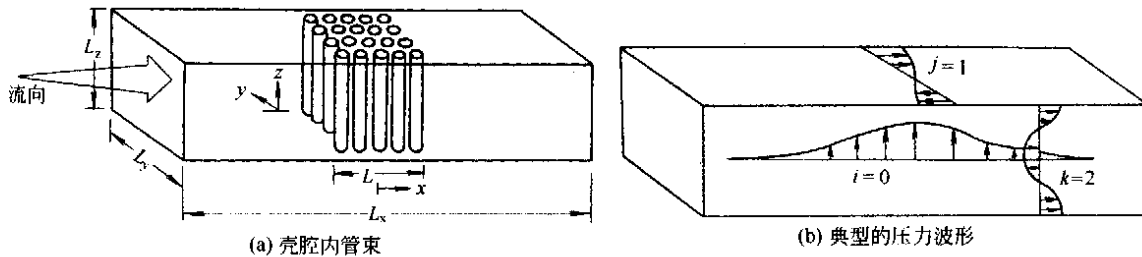


图 1-7-9 在具有管子的矩形密闭壳体內的声波型

6.3 声共振激振机理

在管壳式换热器发生声共鸣是由旋涡分离机理或紊流抖振机理所引起的。

(1) 旋涡分离机理

按照旋涡分离理论，如果旋涡分离频率 f_v 与声驻波频率 f_a 一致时，强烈的气柱声共鸣就有可能发生，称之为声共鸣。这时，声共鸣的准则为：

$$f_a = f_v$$

旋涡分离的机理表示如图 1-7-10，图中表示了直线排列的换热器管束管箱和振型； f_{a1} 和 f_{a2} 分别代表其第一和第二声振型。通常考虑到发生旋涡分离锁定 (Lock-in) 现象时，声共鸣应是在旋涡分离频率的 $\pm 20\%$ 以内。

(2) 湍流抖振机理

按照湍流机理理论，如果湍流旋涡主波频率 f_{tb} 与气柱驻波频率 f_a 相一致时，声共鸣就会发生。这时声共鸣准则为：

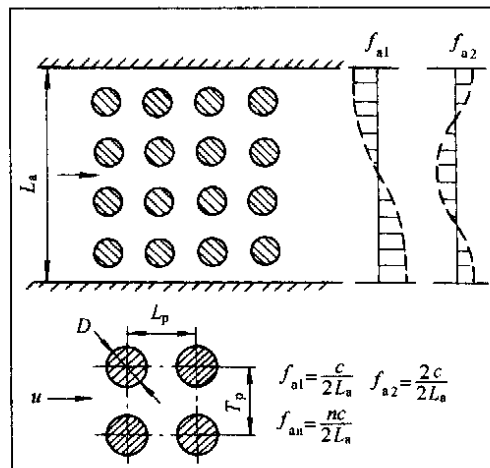


图 1-7-10 由旋涡引起的声共鸣

$$f_a = f_{tb}$$

基频振动的湍流抖振频率由欧文 Owen 或 Fitzrateik 准则来决定。TEMA 标准则包括了这一 Owen 抖振频率准则。

6.4 声共鸣许用准则

6.4.1 旋涡分离引起的声共鸣

(1) Eisinger 准则

Eisinger 用陈氏数 φ 对直排管束提出了一个表达式准则[图 1-7-11(a)], 陈氏数 φ 是雷诺数 Re 和斯托拉哈数 Su 以及管束纵向 x_1 , 横向 x_t 节距比函数。

$$\varphi = \frac{Re}{Su} \frac{(2x_1 - 1)^2}{4x_t^2 x_1}$$

此处 Re 为:

$$Re = UD/\nu$$

发生声共鸣的准则如下:

$\varphi < 200$, 不能发生声共鸣;

$\varphi = 2000 \sim 4000$, 似有低程度的声共鸣发生;

$\varphi > 4000$, 似有强的声共鸣发生。

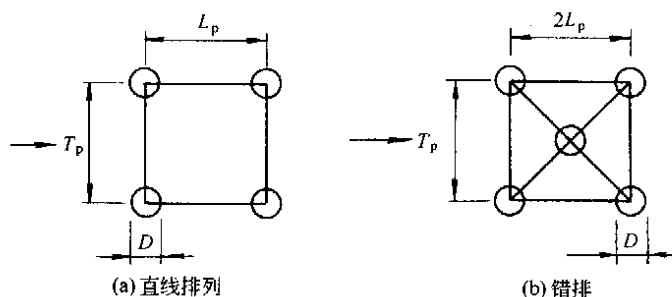


图 1-7-11 计算声压水准的管束参数

TEMA 标准的条件是: 如果 $\varphi > 2000$, 则有可能发生声共鸣。

对于如图 1-7-11 (b) 所示的错排排列管束, 则用 $2L_p$ 代替 L_p 。

(2) Blevins 准则

如果

$$\frac{(1 - \alpha)SuU}{D} < f_a < \frac{(1 + \beta)SuU}{D}$$

则有可能发生声共鸣。

式中 α 和 β 为参数, 取值如下。

a. 额定准则: 额定设计准则取 $\alpha = \beta = 0.2$, 于是 Blevins 准则就变为:

$$0.8SuU/D < f_a < 1.2SuU/D$$

b. 保守的准则: 保守的准则取 $\alpha_{\max} = 0.4$, $\beta_{\max} = 0.48$, 于是 Blevins 的准则最终表达式为:

$$0.6SuU/D < f_a < 1.48SuU/D$$

c. TEMA 规定: 在条件方程 (Conditionality equation) 中 $\alpha = \beta = 0.2$

由于旋涡分离的声共鸣斯托拉哈数 Su , 可由陈氏 (Y.N.Chen) 图线或 Fitz-Hugh 图或 Wever et al. 关联式确定。TEMA 规定中包括了该陈氏图线。

Blevins 声共鸣声压水准 (SPL) 如果预测到声共鸣, 则声压水准 SPL 可由下式计算:

$$SPL = 20 \lg (\rho_{rms}/0.00002)$$

或由图 1-7-12 的 Blevins 声压水准图确定, 图中 T_p 为横向的管节距; L_p 为纵向的管节距。这些图对于 Re 直至高达 95.1×10^3 时是可靠的。

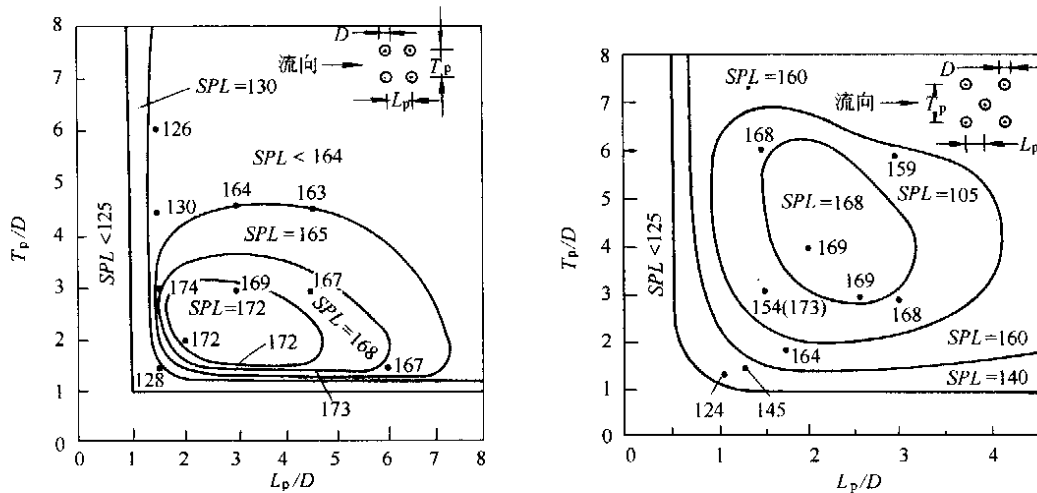


图 1-7-12 Blevins62 和 Blevins8 声压水准 (Sound pressure level) 图

校核：如 $SPL < 140\text{dB}$ (分贝)，则对结构部件或环境影响都无危害。

典型的锁定现象，旋涡分离频率 f_v 和声压水准 SPL 是横流速度的函数，如图 1-7-13 所示。

6.4.2 湍流抖振引起的声共鸣

(1) 欧文声共鸣准则：

$$0.8f_{th} < f_a < 1.2f_{th}$$

(2) Rai 和 Murray 准则：不发生声共鸣条件为：

$$U/f_a D < 2(X_1 - 0.5)$$

该准则已包括在 TEMA 规范中。

(3) Gratz 和 Arnold 准则(直线排列管束)：由下式计算 Arnold 壳体宽细度比 (Slenderness Ratio) τ

$$\tau = L_a/Dn(X_1 - 1)$$

式中 L_a ——壳体宽度；

n ——振型数。

当 $\tau = 62 \sim 80$ 时将发生声共鸣。但该 τ 值应用于错排中则是成问题的。

Fetzhatiok et al 和 Zaid et al 还提出了用以预测声共鸣的其他方法。

6.5 声驻波振动的抑制

声驻波振动可以通过以下方法和设计来抑制。

- (1) 防振挡板 (antivibration baffle) ADV，可采用实心挡板或多孔挡板；
- (2) 共鸣器；
- (3) 翅条带；
- (4) 螺旋形的管间距插入件；
- (5) 谐调或改变管束结构；
- (6) 拆去一些换热管；
- (7) 改变管子表面结构状态；
- (8) 设计成不规则的横向管间距；
- (9) 改变质量流率。

6.5.1 防振挡板

(1) 实心挡板：在横流换热器中声共鸣的发生是与声驻波的发展有关，如果驻波被抑制，则声共鸣就不会发生；在换热器内平行于流向且垂直于驻波方向设置实心的或多孔的挡板就可以使驻波得到抑制，该挡板

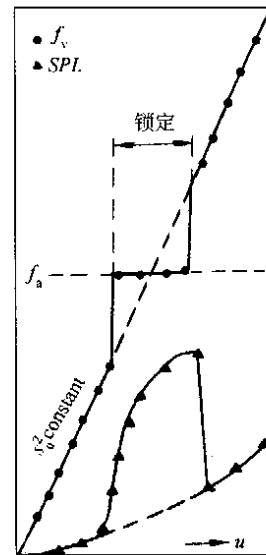


图 1-7-13 声压水准和锁定现象 (Ziada et al.)

称为谐振板。实心谐振板的布置如图 1-7-14 所示。

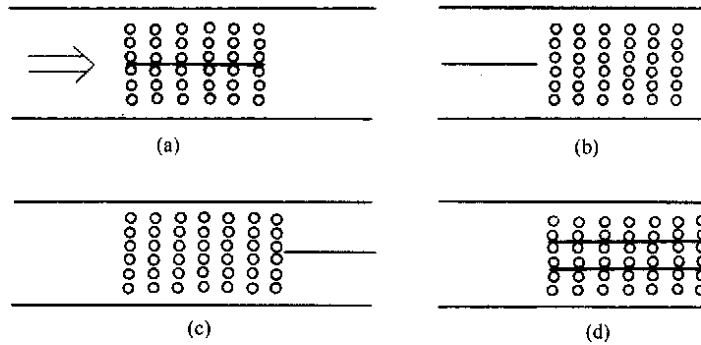


图 1-7-14 实心谐振板的布置

(a) 在管束中央的挡板；(b) 在管束上游的挡板；(c) 在管束下游的挡板；
(d) 在管束横向，管束 1/3 和 2/3 位置处设置二块横向挡板

实心挡板的数量：依据理论，在壳壁间可能会发生的最大半波数为 N_w ，则在管壳式换热器内必须设置

N_w 块实心挡板以防止声振动的发生。实心挡板的主要缺点是：对于一个像用于燃油装置的特大尺寸 20~30m 的热交换器，例如再热器，省煤器等，所需的板数是要非常多的。然而，陈氏方法可以使挡板数量减至最少，他的方法是，将实心挡板置于如图 1-7-15 所示的恰当的位置，其挡板间距为 b_1 、 b_2 、 b_3 、 b_4 、 b_5 和 b_6 ，互不相同，且 b_2/b_1 、 b_4/b_3 、 b_6/b_5 比值必须比预期会发生声共振的振型数偏离很多；而且实心挡板的长度比之换热器内预期的驻波波长要大。Eisinger 论述了实心挡板的缺点为：

- a. 耗费更大；
- b. 妨碍周期性检查与操作维护；
- c. 在腐蚀性流体中寿命短；
- d. 仍有振动倾向和对操作中热力破坏的敏感。

(2) 多孔挡板：在管子间平行于流向插入单个的流动阻力件。Byrne 指出，通常，如果壳壁间最大半波数为 N_w ，则单个的多孔挡板必须布置在距某一个壁面的“二个壁距 L 除以 $2N_w$ ”处，即 $L/2N_w$ ，多孔挡板比实心挡板的优点是：一单个的多孔挡板可用以抑制驻波数的发展，而实心挡板数则是需要等于壳壁间可能发生的最大半波数。

6.5.2 Helmholtz 空腔共鸣室

在换热器壳程设置像声调 Helmholtz 空腔共鸣室那样的声阻抗器，就可抑制声共鸣。简单的 Helmholtz 共鸣室，如图 1-7-16 所示。如果共鸣室与某声振型相谐振，这时其阻抗为最大。当发生谐振时，就有一股较大的振荡质量流通过共鸣室的颈口，气柱在此颈口通过时和（或是）通过该颈口处设置的网时，便使振动能量消耗掉。共鸣室固有频率的近似公式为：

$$f = \frac{C}{2\pi} \left(\frac{A}{V_h l_h} \right)^{0.5}$$

式中 A ——共鸣室开口的横截面积；
 V_h ——共鸣室空腔的容积；
 l_h ——共鸣室开口（颈）长（高）。

6.5.3 翅条片的构思

为克服实心挡板的缺点，Eisinger 提出了一种解决驻波振动的新方法。它

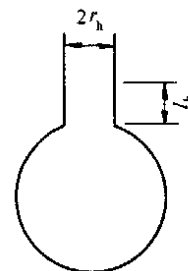
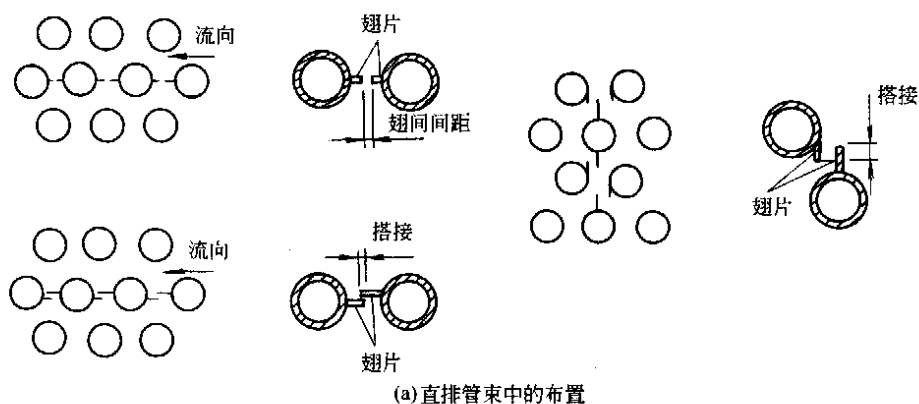
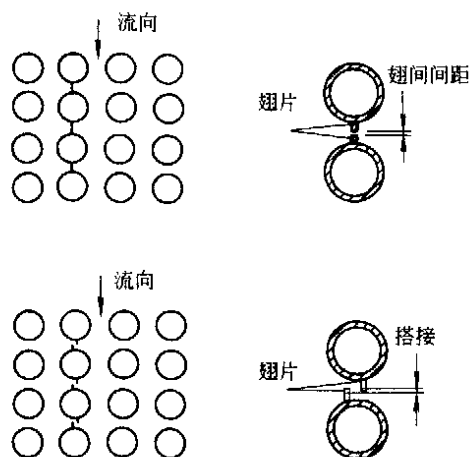


图 1-7-16 Helmholtz 共鸣室

是将翅条带焊于换热管上，以形成一平行于流向而垂直于驻波传播方向的薄壁。不同型式的翅条带示于图 1-7-17。



(a) 直排管束中的布置



(b) 错排管束中的布置

图 1-7-17 翅条带抑制驻波的二种布置型式

6.5.4 螺旋形的“管间”插入件的构思

在窄间距管束中克服流动诱发振动（FIV）的一种崭新的思想是在壳程管箱内插入螺旋形的“管间内插件”。该方法很适于最初设计阶段或用于现场的改进。该法可用于正方排列和错排管束中。管间内插件见图 1-7-18。

6.5.5 谐调

可参见前面所介绍的。

6.5.6 拆除一些管子

在驻波位移反节点（antinodes）处有选择地拆除一些管子，将可限制旋涡分离以及避免旋涡分离与声共鸣间的偶联。这也可在压力节点处破坏旋涡分离的规则度。Walker 和 Reising 以及 Barrington 观察了拆除在靠近壳程管箱中心处 3%~10% 的管子，声共鸣得到了减轻或消除。

6.5.7 管子结构表面的改变

灰尘和炭黑等换热器管污垢可以降低声水准，因此，污垢的沉积可增加声学阻尼。

6.5.8 不规则的管间距

不规则的管间距可破坏涡街的状态，从而使旋涡分离频率增加。

6.5.9 改变壳程质量流率

改变壳程质量流率可以调整旋涡分离频率，但从换热器热力性能来看，该法并无多大的吸引力。

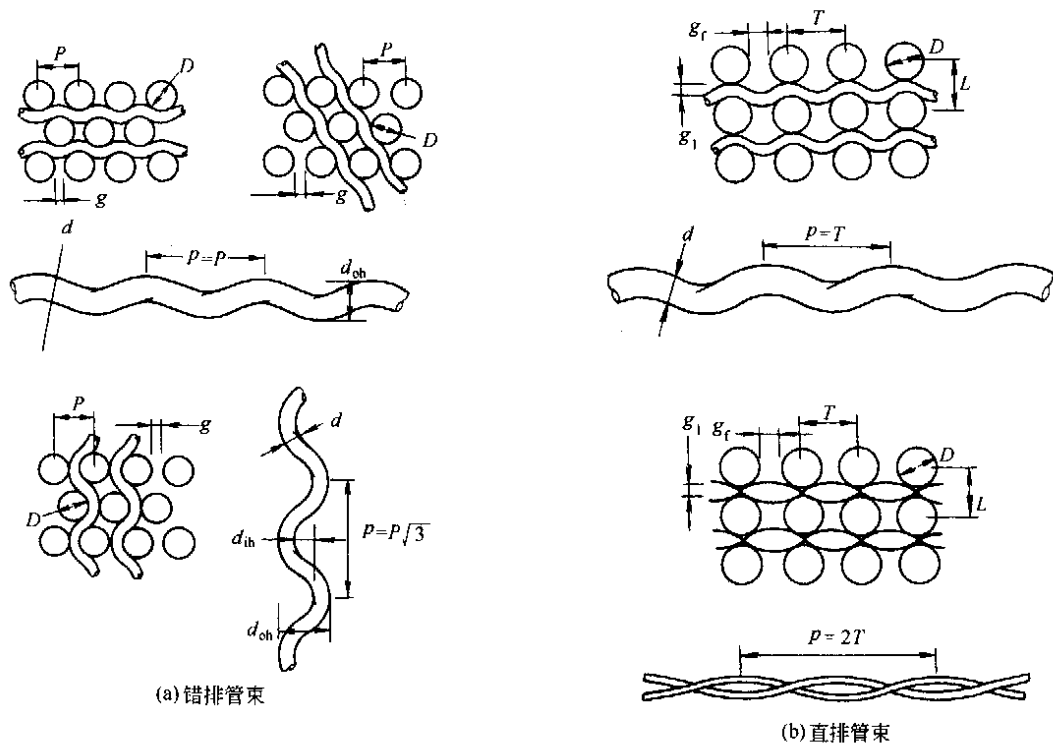


图 1-7-18 螺旋形的管间插件

7 振动计算程序

基本的振动计算步骤包括对各种不同的流动诱发激振机理的一些参数的估计，将估计的参数与其有关的限值作比较，以校核这些激振机理会不会引起对换热器管和壳体的破坏。应各别地考察感兴趣的不同区段，即是壳程接管进口区、U 弯头区和折流板缺口区，因为在这些区段多半是高的湍流流动和高的横流速度，并且这些区段的折流板间支承跨长，比之中间折流板区段为大。

7.1 振动计算步骤

- (1) 计算单位管长有效质量。
- (2) 鉴别感兴趣的区段，以便计算这些区段的换热管固有频率（进口，折流板缺口、中央折流板区和 U 弯头区等）。
- (3) 计算这些感兴趣不同区段跨的管子固有频率。
- (4) 计算阻尼参数。
- (5) 计算 TEMA 规范规定的壳程横流速度。
- (6) 对于流体为液体时：
 - 旋涡分离：
 - a. 计算旋涡分离频率，校核其许用准则。
 - b. 如果发生振动响应，计算管子响应值，校核有无超过限定值。
 - 湍流抖振：如果预测到有振动响应，则计算由于随机激振管子响应，并校核其许用准则。流体弹性不稳定性：计算临界速度并与横流速度比较，要保持最大横流速度低于临界速度。对于流体为气体时：
 - 除了对上述液流的准则外，还应校核驻波声共振。
 - a. 计算声共振频率。
 - b. 计算旋涡分离频率。校核各种不同的旋涡分离声共振准则。
 - c. 计算湍流抖振频率，校核各种不同的湍流抖振声共振准则。

7.2 振动计算中应用试验推算值时应注意的问题

振动预测法大多是基于线性模型,需要输入反映一特定流图和结构图形数据。其指则系从简单的试验条件下推断来的,因而不能概括实际的换热器。像阻尼参数、斯脱拉哈数、流体弹性不稳定常数等多半是在理想试验条件下获得的,而对于换热器实际真实环境下,由于各种激振机理的相互作用可能有所不同。如果把试验推断的设计准则结果应用到特定的换热器上,会导致保守的或危险边缘的设计。

精确地预测临界速度,需要对一单管模拟(mockup)试验,其端部条件和支承都尽可能接近于实际换热器装置,或是作部分尺寸的模型,或是经济上有可能作全尺寸模型试验。因此,可得出这样的结论,设计者应作判断,换热器制造者应以预防,以及研究进行试验的模型均应是采用试验的平均值以提供合理的保证,以使设计不会导致流动振动破坏发生。

符 号 说 明

- A —Helmholtz 空腔共鸣室开口的横截面面积;
 A_t —管横截面积, m^2 ;
 C —壳程介质声速, $C = \sqrt{g_c Z R_c T / M_g}$;
 C_{eff} —壳程流体有效声速, $C_{\text{eff}} = \frac{C}{\sqrt{1+\sigma}}$, Porker; $C_{\text{eff}} = \frac{C}{\sqrt{1+C_m\sigma}}$, Burton 保守值;
 C_L —旋涡分离升力系数;
 C_m —附加质量系数;
 C_n —第 n 型对比阻尼, $C_n = \frac{4\pi\zeta_n m}{\rho_s D^2}$ (Au-Yang 等准则);
 $C_R(f)$ —湍流系数;
 C_u —确定 U 型管固有频率的常数;
 D —传热管外径;
 D_B —折流板或管支承板直径;
 D_e —用于计算 C_m 值的管束当量界限直径 (Confinement diameter), $D_e = (1+0.5P/D)P$;
 $D_e/D = 1.7p/D$ (三角形排列时,用以计算 ζ_n 值)
 $= 1.9p/D$ (正方形排列时,用以计算 ζ_n 值);
 D_i —管内径;
 E —换热管材质弹性模量;
 F_a —作用于换热管的轴向载荷;
 F_{cr} —所分析的管跨的临界弯曲载荷;
 f —Helmholtz 空腔共鸣室共振频率, s^{-1} ;
 f_Q —声共振 (共鸣) 频率, s^{-1} ; $f_a = \frac{C_{\text{eff}}\lambda_i}{2\pi R}$, $\lambda_1 = 1.84$, $\lambda_2 = 3.054$;
 f_n —换热管固有频率, s^{-1} ;
 $f_{n,u}$ —U 型管弯头区频率, s^{-1} ;
 f_s —旋涡分离频率, s^{-1} ;
 f_{tb} —换热管束中湍流流动抖振频率, s^{-1} ;
 g_c —比例 (单位换算) 常数, $g_c = 9.81m/s^2 = 1.0$ 国际单位 (SI) 和无因次;
 I —换热管横截面惯性矩;
 j, n —振型数; $j = n = 1$ 为基本振型;
 i, j, k —声调 (acoustic modal) 指数;
 K —流体弹性不稳定常数;
 L_a —声驻波特性尺寸;
 L —流动诱发振动来支承跨长;
 L_i —流动诱发振动来支承跨长或某特定管跨管长, m ;

- L_{Bc} —换热器中间折流板跨距;
 L_{Bi} —换热器壳程进口区折流板跨距;
 K_{Bo} —换热器壳程出口区折流板跨距;
 L_c —特性管长;
 L_p —换热管纵向节距, mm (in);
 L_t —换热管总长;
 L_x, L_y, L_z —矩形管箱声腔尺寸;
 L_h —Helmholtz 空腔共鸣室颈;
 M, M_n —model 质量;
 M_g —壳程气体或蒸汽分子量;
 m —单位换热管长质量, $m = m_a + m_c + m_s$;
 $m(x)$ —沿管轴在距离 x 处单位管长质量;
 m_a —单位换热管长流体附加质量;
 m_i —单位换热管长管内流体质量;
 m_t —单位换热管长管子本身的质量 (结构质量);
 N —所分析的管跨数;
 N —折流板数;
 p_s —换热器壳程压降, Pa;
 P —换热管节距, m;
 P_{rms} —换热管壳程压力均方根值 (rms), Pa;
 Q_g —两相流中气相容积流率;
 Q_l —两相流中液体容积流率;
 R —U 型换热管 U 型弯头半径, 换热器壳体半径, m;
 R_c —万有气体常数 (universal gas constant);
 Re —基于管外径的雷诺准数, 无因次, UD/s ;
 r, s —U 型换热管 U 型弯头尺寸;
 r_n —Helmholtz 空腔共鸣器颈口半径, m;
 SPL —声压水准 (Sound Pressure Level), 分贝 (dB);
 Su —斯脱拉哈数 (Strouhal number), 无因次
 换热管呈 30° 布置 $Su = \frac{1}{1.73x_t}$
 换热管呈 60° 布置 $Su = \frac{1}{1.16x_t}$
 换热管呈 90° 或 45° 布置 $Su = \frac{1}{2x_t}$
 (Weaver 和 Fitzpatrick 关系式);
 T —换热器壳程气体绝对温度, ($^\circ R/K$);
 T_p —换热管横向节距;
 t —时间;
 t_b —折流支承板厚度;
 $U, U_{Bell}, U_{Tinker}, U_{Other}$ —各有关参考横流速度;
 U_{cr} —流体弹性激振流体临界横流速度;
 $U(x)$ —横流速度分布;
 U_∞ —上游流速 (来流速度);
 V_h —Helmholtz 空腔共鸣器容积;
 ν —流体运动粘度, m^2/s ;

- X_t —换热管纵向节径比, L_p/d ;
 x_p —换热管节径比, p/D ;
 x_t —换热管横向节径比, T_p/D ;
 x —轴向距离;
 $y(x)$ —振动振幅;
 $\sqrt{\bar{y}_{\max}^2}$ —换热管振动均方根振幅;
 \bar{y}_{\max}^2 —振动平均平方振幅;
 y_{\max} —换热管旋涡分离共振最大管子响应振幅, $y_{\max} = \frac{C_L \rho_s D U^2}{4 \zeta_n \pi^3 f_n^2 m^2}$;
 z —换热管壳程气体或蒸汽压缩因子;
 λ_n, λ_i —频率常数;
 σ —换热管壳程内管束充实率, 无因次, $\sigma = 0.9069(D/p)^2, \theta = 30^\circ$ 或 60° ; $\sigma = 0.7853(D/p)^2, \theta = 90^\circ$; $\sigma = 1.5707(D/p)^2, \theta = 45^\circ$;
 δ —阻尼对数衰减率;
 φ —陈氏数;
 χ —对比速度参数, 即质量阻尼参数, 无因次, $\chi = \frac{m\delta}{\rho_s D^2}$;
 χ_B —考虑管子固有频率轴向载荷因子, $\chi_B = F_a/F_{cr}$;
 $\varphi_n(x)$ —换热管固有频率振型常数, 无因次;
 ξ_n —临界阻尼比;
 ρ —换热管材料密度;
 ρ_i —换热管管内流体密度;
 ρ_s —换热器壳程气体密度;
 σ_T —换热器壳体经向应力 + 有关张力应力 - 有关压缩应力;
 τ —Arnold 细长度比 (Arnold's slenderness ratio);
 r —气体定压比热与定容比热之比;
 μ —绝对粘度 (动力粘度), $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

第 8 章 管壳式换热器管板设计

1 概述

管板是管壳式换热器的主要零部件之一。管板的合理设计对换热器的正确选用和节约金属材料、减少加工制造困难、降低制造成本、确保安全运行是至关重要的。

1977 年以前我国还没有自己的管板设计公式, 1967 年化工部颁发的《钢制化工容器设计规定》(试行本) 中固定式管壳式换热器的管板厚度计算, 直接引用英国 B.S 1500—1958 中的计算公式。而当时世界上各主要工业国家都已有自己的管板设计计算公式或规定, 除英国以外有美国的 TEMA; 日本工业标准 (JIS); 捷克压力容器计算准则管板计算公式、捷克 TEMA 修正计算公式; 前苏联的锅炉监察手册 Нийхиммаш、Кичигин、Рамм、Вихман 以及联邦德国的 AD 规范都有各自推荐的管板计算公式^[1]。

在管壳式换热器中, 由于其管板与管子、壳体、管箱、法兰等连接在一起构成一个复杂的弹性体系, 从而为精确的强度计算带来一定的困难。近二十年来, 各国都十分重视寻求先进合理的管板设计方法^[2]。

美国 ASME PVP 的一个工作组从 1975 年起开始工作, 其目标是在 ASME 规范 VIII-1 篇中给出一个适用于各种结构型式的管板计算规范^[3], 该分篇中的非规定性附录 AA 即是这个小组的工作成果。在 1983 年版中给出了 U 型管式换热器的简支和整体结构的管板计算方法^[4]; 在 1992 年版中又加入了固定式换热器管板计算方法^[5]。在同一时期, 以 F. Oswiller^[6,7] 为首的法国管板规范工作小组也进行了卓有成效的工作, 其成果纳入法国压力容器规范 CODAP1986 年出版的非规定附录中^[8], 包括 U 型管式、浮头式、固定式换热器的管板计算方法。此外英国^[9]、澳大利亚^[10] 等国都开展了类似的工作。

我国从 1973 年开始, 在当时的一机部、石油部、化工部共同支持下, 以清华大学黄克智院士为首的工作小组对此进行了大量的研究工作并取得了突破, 在 1977 年的三部规范中^[11] 作为附录首先列入了中国的管板计算方法。这个设计计算方法经过产业部门的大量使用后不断完善, 并先后作为法规性的三部标准^[12] 和国家标准 GB 151^[13,14]。

以上各国管板的计算方法本质上都是以弹性板壳理论为基础的分析设计方法, 而不同于曾在压力容器行业中广泛应用的、在力学模型上做了过分简化的美国 TEMA 方法^[15]。1990 年在美国举行的压力容器与管道技术年会上, 来自世界各国的管板规范工作的同行对管板设计方法进行了研讨, 美、中、英、澳等国代表介绍了各自的工作, 一致认为应该用更好的管板设计方法取代 TEMA 的方法。

一般来说, 管壳式换热器结构复杂, 影响管板强度的因素很多, 各国的设计规范和计算方法都不同程度地考虑了以下因素^[2]:

(1) 把实际的管板简化为受到规则排列的管孔削弱, 同时又被管子加强的等效弹性基础上的均质等效圆平板。这种简化假定由 K. A. Gardner^[16] 和 K. A. G. Miler^[17] 提出, 已为现今大多数国家的管板规范所采用。

(2) 管板周边部分较窄的不布管区按其面积简化为圆环形实心板。

(3) 管板边缘可以有各种不同型式的连接结构, 如图 1-8-10 所示, 各种型式可能包含有壳程圆筒, 管箱圆筒、法兰、螺栓、垫片等多种元件, 按各种元件对管板边缘的实际弹性约束条件进行计算。

(4) 考虑法兰力矩对管板的作用。

(5) 考虑管子与壳程圆筒的热膨胀差所引起的温度应力。

(6) 仔细地计算由带管子的多孔板折算为等效实心板的各种等效弹性常数与强度参数。

由于管壳式换热器的型式多样, 管板结构又相当复杂, 要想用一个合理的、比较简单的公式、曲线、图表来进行管板的设计计算而又充分考虑上述各种因素是比较困难的, 甚至是不可能的。

我国的管板厚度计算, 1989 年正式归入国家标准 GB 151《钢制管壳式换热器》中, 1999 年对该标准进行了修改。在 GB 151 中, 给出了 U 型管式换热器、浮头式换热器、填料函式换热器以及固定式换热器的常用结构型式的管板设计计算方法。不同结构型式的换热器管板, 由于载荷情况、支承条件、边界约束条件的不同, 其强度计算方法也各不相同。

U型管换热器仅有一块管板,且管子对管板已不起支承作用。在GB 151—89中仅考虑最常用的型式即以螺栓、垫片将管板夹紧在壳程法兰和管箱法兰之间,其计算模型是把管板作为承受均布载荷、周边为简支且受管孔均匀削弱的普通圆平板。没有考虑管板周边不布管区的存在,也不能计算法兰力矩对管板的作用。为了完善U型管式换热器管板的设计方法,扩大其适用范围,并与标准中固定式换热器管板的设计方法相协调,在GB 151—1999中对U型管壳式换热器管板的设计方法作了较大的改进。其计算方法将在下一节详细介绍。

对于浮头式换热器和填料函式换热器,其固定端的一块管板大多是以螺栓、垫片夹持在壳程法兰和管箱法兰之间。其计算模型是把管板的布管区视为弹性基础上、受管孔均匀削弱的圆平板,管板外周不布管部分视为环板,整个管板周边为简支,承受均匀载荷。对延长部分兼作法兰的管板,与壳程圆筒或管箱圆筒连成一体的管板,其强度计算方法正在开发中。

固定式换热器中的两块管板与壳程圆筒固定地连在一起,这种固定管板的周边可以延伸作为壳程法兰,形成“延长部分兼作法兰的管板”;也可以直接与壳程圆筒或管箱圆筒连成一体,形成“不带法兰的管板”。根据管壳热膨胀差的条件要求,固定管板换热器可能设置膨胀节,形成“带膨胀节的固定式管板换热器。”对固定管板换热器,不管是什么样的具体结构,换热器中几乎所有结构元件的尺寸和材料性能都直接或间接地影响着管板的强度,因此管板的强度分析和计算过程非常复杂。

2 管壳式换热器管板的设计计算方法分析

2.1 设计计算公式的基本考虑^[2,18-20]

(1) 设计计算公式是把管板视为均匀削弱的、放置在弹性基础上的当量圆平板。这个基本简化假定是由于在绝大多数实际的管壳式换热器结构中,管子直径相对管板直径足够小,而管子的数量又足够多,假定在管板上管子是均匀分布的,因而离散的各个管子对管板的支承作用可以认为是均匀连续的,管板承受的载荷也认为是均匀分布的。

(2) 管束对管板在外载荷作用下的挠度和转角都有约束作用,管束的约束作用可以减少管板的挠度和降低管板中的应力。经过对一系列实际换热器管板参数的计算分析,表明这种约束作用对管板强度的影响是很小的,在工程设计中可以忽略不计。在GB 151^[13,14]的计算中只考虑管束对管板挠度的约束作用,对于固定板式换热器的管板,以管子加强系数表示。

(3) 管孔对管板的削弱作用。管板上密布着离散的管孔,管孔对管板的削弱作用主要表现在两个方面:第一,由于管板整体刚度削弱作用,采用刚度削弱系数,而对整体管板造成的强度削弱,采用强度削弱系数。第二,在管孔边缘产生的局部应力集中不予考虑,这样就可以近似地把管板当作一块均匀连续削弱的当量圆平板来考虑。

(4) 管板周边部分,通常存在一个较窄的不布管区,该区域的存在使管板边缘的应力下降。计算中不布管区可简化为一环板,其面积应与无管区面积相等来考虑。

(5) 除考虑管板的弯曲作用外,还考虑了管板和法兰沿中心面内的拉伸作用。在管板兼作法兰时,拉伸作用可不考虑。

(6) 法兰变形时,其整个横截面的形状不变,而只有绕环截面重心的转动与径向位移;由于这种转动与径向位移造成法兰与管板中心面连接点处的径向位移量,应与管板本身沿其中心面内的径向位移协调一致。

(7) 由温度膨胀与壳程压力和管程压力引起的壳壁的轴向位移和管板管束系统的轴向位移应在管板周边协调一致。

(8) 管板边缘的转角应受壳体、法兰、封头、螺栓、垫片系统的约束,其转角在连续部位处应协调一致。当管板兼作法兰时,考虑了法兰力矩的作用对管板应力的影响。法兰必须有足够的刚度,保证密封要求。

(9) 对于不同类型的应力采用不同的许用值;由壳程压力、管程压力及法兰力矩引起的管板引力为一次弯曲应力,由壳体与管子的温度差在管板中引起的应力为二次应力。计算规定:将一次应力(包括一次弯曲应力)即在不温差时限制在不超过1.5倍许用应力,而将一次加二次应力的总和即在有温差时限制在不超过3倍许用应力。

2.2 管板强度分析的基本方法

在换热器管板的强度分析中,按照上述的基本考虑,将换热器假想地分解成封头、封头法兰、壳体法

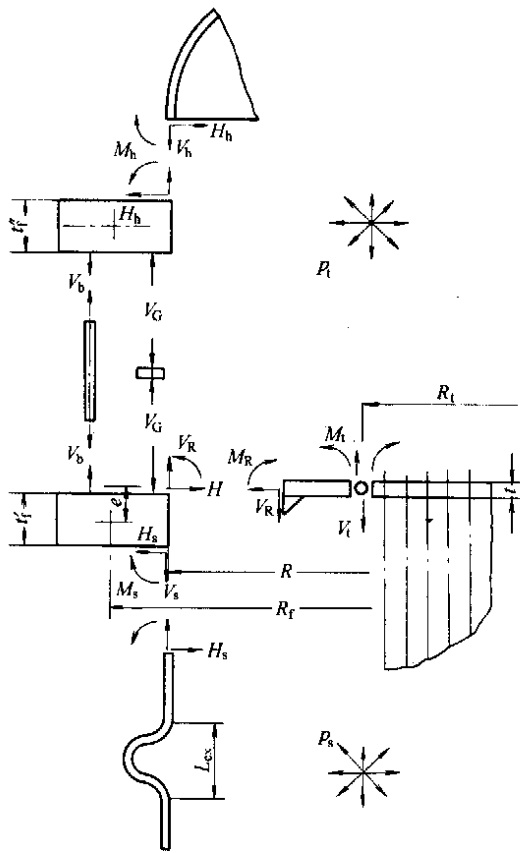


图 1-8-1 管板内力分析图

兰、壳体、管板开孔区、管板周边不开孔区、螺栓、垫片等若干个单独部件，然后考虑各部件之间的相互作用。GB 151 中管板计算方法的力学模型见图 1-8-1。

2.2.1 固定管板式换热器的管板应力分析^[20]

如图 1-8-1 所示，引起管板应力的载荷有管程压力、壳程压力、管束与壳体热膨胀差和法兰力矩。

(1) 管程压力 p_t 作用情况

有固定管板式换热器如图 1-8-2 中细线所示（为便于分析，以不带法兰、直接与圆筒相连接的管板为例），其载荷为 p_t 。

假设将管板沿周边与圆筒分离，即解除管板与圆筒的相互约束，认为两者可各自自由变形。

p_t 对圆筒（包括封头等，可称为壳体系统）的作用分为两方面：

p_t 沿圆筒轴向作用于封头上，轴向载荷为 $\pi D_i^2 p_t / 4$ ， D_i 是圆筒内直径。此载荷使圆筒产生轴向应力，当 p_t 为正压时，使圆筒轴向伸长，其上与管板上表面的连接点 a 将向上发生轴向位移。

同时，在 p_t 的径向作用下，圆筒产生环向应力，发生径向膨胀，由于轴向应力作用的泊松效应，虽使圆筒径向发生收缩，但最终圆筒还是发生径向膨胀。即 a 点在轴向位移的同时还有径向位移，设其最终位移至 a' （见图 1-8-2 中虚线）。

p_t 对管板表面（不包括管孔部分）产生轴向载荷，此载荷由管束来承受，使管束受到轴向压缩而缩短。同时， p_t 径向作用使管子产生环向应力，发生径向膨胀。

由于泊松效应，使管束在轴向进一步缩短，从而带动管板向下移动。设管板边缘的 a, b 点位移至 a'', b'' （见图 1-8-2 中虚线）。

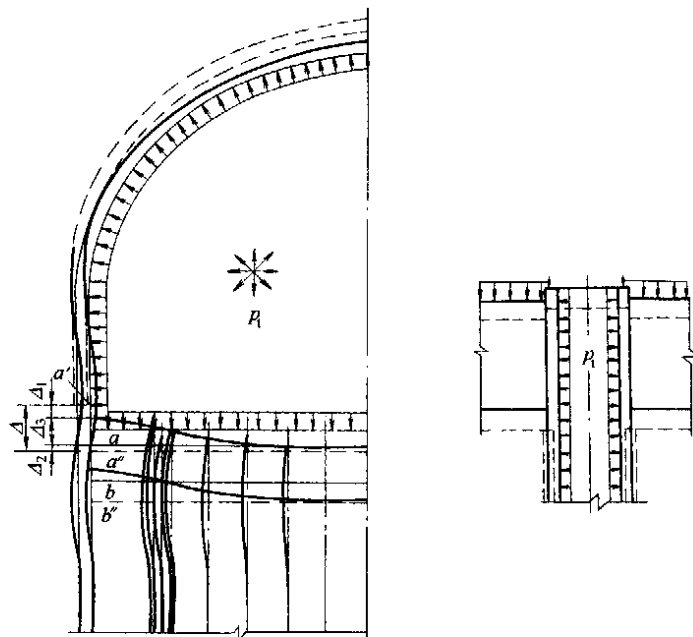


图 1-8-2 p_t 作用下管板变形分析

可见,在解除管板周边与圆筒的相互约束时,在 p_t 作用下,它们的“自由变形”是相反的,圆筒上的 a 点和管板周边的 a 点将产生不同的位移,由此有位移差 Δ (见图1-8-2中虚线)。

由于 a' 和 a'' 实际上是同一点,即实际变形后的 a' 与 a'' 应在同一位置。为此,圆筒的变形与管板变形必须协调。圆筒与管板间要产生边界力,即所谓的边缘力系,最终由圆筒、管束与管板三者的进一步变形使结构趋于连续。于是,圆筒必然要通过管板周边产生的边缘横剪力 V_t (见图1-8-3)拉伸管束。反过来,管束(包括管板,可称管板系统),必然以向下压缩圆筒。其相互作用的结果,使圆筒上的 a' 向下产生轴向位移 Δ_1 ,管板管束系统在自由压缩变形的基础上,在管板周边横剪力 V_t 作用下被拉伸,产生 Δ_2 的变形。而管板则在周边横剪力 V_t 作用下,产生挠曲变形 Δ_3 (见图1-8-2)。三者变形之和 $\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$ 满足总的自由变形差 Δ 的要求。 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ 的值与圆筒、管束的轴向刚度及管板的弯曲刚度有关。刚度大者,相应的变形较小,反之则大。圆筒、管束和管板三者变形协调后形状如图1-8-2中粗实线所示。

由于管板在发生挠度时,边缘发生的偏转角又须有圆筒的转角相协调,因此在管板周边与圆筒间尚作用有边界力矩 M_t ,最终管板的受力情况如图1-8-3所示。

于是,管板可视为放置在管束弹性基础上,周边作用有均匀的横剪力 V_t 和弯矩 M_t 的圆平板。

根据弹性基础圆板理论,管板在周边剪力 V_t 和弯矩 M_t 的作用下,将发生整体弯曲变形(见图1-8-3)在管板中产生整体性的弯曲应力,其应力大小与横剪力 V_t 及弯矩 M_t 成正比。

管板在发生整体弯曲变形的同时,由于 p_t 在管板的孔带上的作用,使管板产生局部的弯曲变形(如图1-8-3中的虚线)。实际管板的变形即为上述两种变形的组合,但必须强调指出的是以上两种变形中(同时对两种弯曲变形),前者的弯曲变形极其应力是主要的,而局部的变形与应力相对是很小的,这已为众多的理论分析和实验应力分析所证实。

(2) 壳程压力 p_s 作用情况

固定式管板换热器如图1-8-4中细实线所示,其载荷为 p_s 。

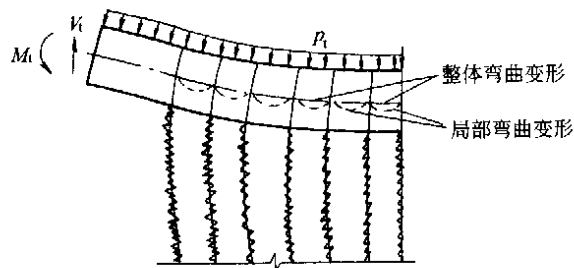


图1-8-3 p_t 作用下管板弯曲变形分析

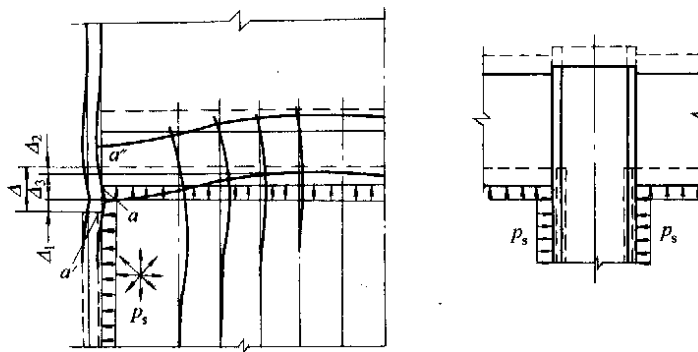


图1-8-4 p_s 作用下管板变形分析

类似 p_t 作用情况的分析思路,解除管板与圆筒间相互约束。

p_s 的径向作用使圆筒产生环向应力并径向膨胀。同时,由于泊松效应,使圆筒轴向收缩。为此圆筒上的点将自由变形(见图1-8-4中虚线)。

p_s 对管板下表面轴向的作用,使管束伸长。同时管子在管外的作用下,产生环向压缩力,径向收缩。因泊松效应,使管子进一步轴向伸长。由此带动管板向上平移,其周边的 a 点位移移至 a'' 点(图1-8-4中虚线)。

因此,在解除管板周边与圆筒互相约束时,它们的自由变形也是相反的。就 a 点,存在变形差 Δ 。

在实际结构中 a' 和 a'' 是同一点,即实际变形时, a' 和 a'' 应在同一位置。为此,圆筒的变形须与管板的变形保持协调。圆筒通过对管板周边产生横剪力 V_t (见图1-8-5)压缩管束。反过来,管束(包括管板,即

管板管束系统)必然以相反方向的 V_s 拉伸圆筒。其相互作用的结果,使圆筒上的 a' 在“自由压缩”的基础上被轴向拉伸伸长 Δ_1 。管板管束系统在“自由伸长”的基础上,在管板周边上的横剪力 V_s 作用下使管束受到压缩,产生 Δ_2 的变形。而管板则在周边 V_s 作用下产生 Δ_3 的挠曲变形。它们最终的协调变形如图 1-8-4 中的粗实线所示。三者的协调变形之和 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ 即满足 Δ 的要求。

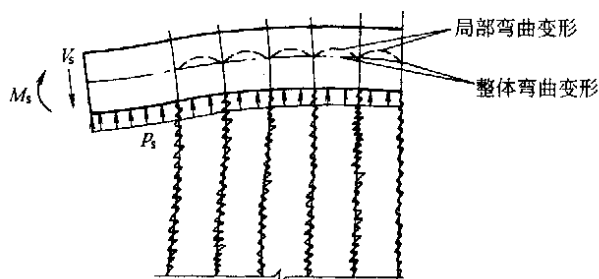


图 1-8-5 p_s 作用下管板弯曲变形分析

由上述分析可知,固定管板换热器,无论在 p_s 或 p_t 作用下,其圆筒与管板管束系统的轴向自由变形方向总是相反的,即管板的周边上总是要产生横剪力 V_s 或 V_t 的,为此管板必然产生整体挠曲变形,而且这种挠曲引起的管板应力与管板直径 D (圆筒直径)成正比的。而管板上由管孔间的局部挠曲(由 p 作用产生),引起的应力,则是与孔间距 S 成正比的。

上述 $\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = \Delta$ (1-8-1)

其 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ 的大小与圆筒、管束的轴向刚度及管板的弯曲刚度有关,刚度大者,相对变形就小,反之则大。类似 p_t 作用情况,在管板周边与圆筒间还将产生边界弯矩 M_s 。

于是,管板可简化为置于管束弹性基础上周边作用有均布横剪力 V_s 和边缘弯矩 M_s 的圆平板。如图 1-8-5 所示。

p_s 作用与 p_t 作用时相比,因周边剪力等方向相反,故管板变形形状也相反。

管板在周边剪力 V_s 及弯矩 M_s 作用下发生整体弯曲变形,产生整体弯曲应力。

由于 p_s 在管板孔间带上作用,使管板产生局部的变形和弯曲应力,如图 1-8-5 中虚线所示。管板实际变形是这两种变形的组合。与 p_t 作用时一样,管板中的整体弯曲应力对管板设计起控制作用,计算必须以此为依据。

(3) 管壳热膨胀差作用情况

有固定式换热器如图 1-8-6 中细实线所示,管子平均温度为 t_t ,壳体材料平均温度为 t_s ,设 $t_t > t_s$ 。令管壳材料线膨胀系数相同,即管壳间将产生热膨胀差 Δ 。

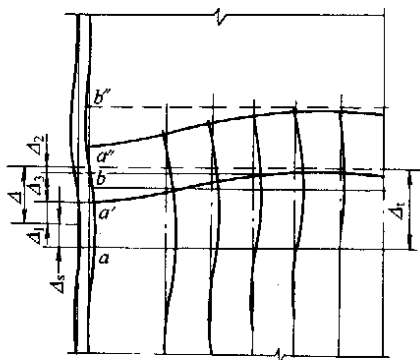


图 1-8-6 管壳热膨胀差作用下变形分析

假设解除圆筒与管板周边的约束。管束由于热膨胀将自由变形伸长 Δ_t ,管板上的 a, b 两点将位移至 a'', b'' 。圆筒由于热膨胀产生轴向伸长 Δ_s ,其上 a 点将自由变形位移至 a' 。由于 $t_t > t_s$,则 $\Delta_t > \Delta_s$ 。由此管壳产生热膨胀差 Δ 。实际换热器因必须保持结构连续,即 a' 与 a'' 为同一点,因此管壳的自由变形必须进行协调。即自由伸长较大的管束系统通过管板周边对圆筒产生向上的轴向力 V_Δ 。反过来,自由伸长较小的圆筒对管板周边产生反作用力 V_Δ ,对管束向下进行压缩,其相互作用的结果,使圆筒在自由伸长的基础上进一步轴向伸长,就其 a' 点,变形量为 Δ_1 。受到轴向压缩后,变形量为 Δ_2 ,管板由于周边横剪力等的作用,产生挠度 Δ_3 。

且: $\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = \Delta$ 。它们的最终协调变形如图 1-8-6 中的实线所示。

其 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ 的大小与管、壳的轴向刚度及管板的弯曲刚度有关,刚度大者,变形就小,反之则大。于是,作为弹性基础圆平板的管板,其周边上均匀作用有横剪力 V_Δ ,并通常尚有均匀的弯矩 M_Δ ,最

管板受力情况如图 1-8-7 所示。

管板在管壳热膨胀差作用下，管板中仅产生由边缘 V_{Δ} 和 M_{Δ} 产生的整体弯曲变形及其应力。

(4) 法兰力矩作用情况

设有延长部分兼作法兰的管板如图 1-8-9 中的细实线所示。管板将直接受到法兰力矩的作用。在法兰力矩的作用下，管箱法兰和管板法兰将直接产生偏转(如图 1-8-8 中粗实线所示)。管板周边受到弯矩的作用，即在周边上产生边缘弯矩 M_M 引起挠曲。同时由于管板的挠曲受到管束的轴向约束，由此在管板周边上尚产生横剪力 V_M ，于是管板就成为作用有均布的 V_M 和 M_M 的弹性基础上的圆平板，如图 1-8-9 所示。

管板在法兰力矩的作用下，板中只产生整体弯曲变形及相应的应力。

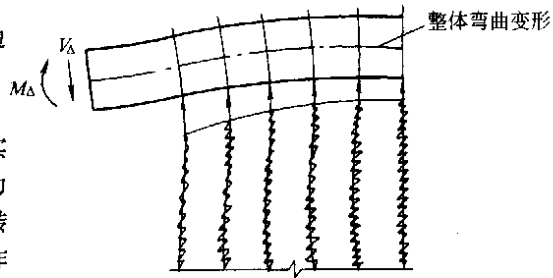


图 1-8-7 管壳热膨胀差作用下管板弯曲变形分析

(5) 组合载荷作用下的管板应力

管板在 p_t 、 p_s 、管壳热膨胀差同时作用时的变形与应力，可按其分别作用的情况进行叠加。

在上述 (1) ~ (4) 的分析中，根据各种载荷单独作用时，作用于管板周边的横剪力 V 和弯矩 M 及管板的变形形状，可定性分析各种载荷组合后管板应力的变化趋势，为便于理解，以下以两种载荷同时作用为例，加以分析。

对 p_t 与 p_s 同时作用的情况(假设压力均为正值)，见图 1-8-3 和图 1-8-5。由于其管板的变形方向是相反的，即作用于管板周边的横剪力 V_t 和 V_s 及弯矩 M_t 和 M_s 是趋于抵消的，管板应力反而减小，对管板强度来说，不会成为危险工况，因此标准中对压力载荷，规定按 p_t 和 p_s 单独作用分别进行计算，但当 p_t 与 p_s 中有一为负压时，则必须考虑它们的危险组合。

对 p_t 与管壳热膨胀差 Δ 同时作用的情况：当 p_t 为正压，管束热膨胀差大于壳体热膨胀时(见图 1-8-3 和图 1-8-7)，其管板变形方向相反，作用于周边的剪力 V 和弯矩 M 将部分抵消。而当管束热膨胀差小于壳体热膨胀时，则两种载荷对管板产生的应力将发生叠加，因此可能构成管板应力的危险工况。

对于 p_t 与法兰力矩同时作用的情况(设 p_t 为正压)，见图 1-8-3、图 1-8-9，则它们对管板产生的变形趋于一致，使管板应力增大，可能构成管板强度的危险工况。

对 p_s 与管壳热膨胀差同时作用的情况(见图 1-8-5 和图 1-8-7)，当 p_s 为正压值且管束热膨胀差大于壳体热膨胀时，其管板周边的受力 (V 、 M) 与管板变形趋于一致，故管板应力增大，可能成为管板强度的危险工况。

对于 p_s 与法兰力矩同时作用的情况(设 p_s 为正压)，见图 1-8-5、图 1-8-9，因管板变形相反，其组合后的应力得到缓解。

以上是对压力载荷 (p_t 、 p_s) 为正值的情况进行分析，当为负值时，管板应力的变化趋势也依法推断。

对于两种以上载荷同时作用时，管板应力的变化趋势亦可类推进行分析。

掌握以上各种载荷作用下管板应力的变化规律，将有助于我们对管板应力计算结果的正确性做出简易的判断。

当然，由于管板是弹性基础上圆平板，对于相对较强的弹性基础，如较薄的大直径管板，其挠曲变形形状比较复杂，可能出现一些特殊的情况，但属例外。

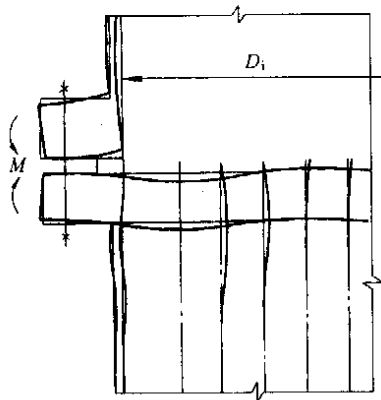


图 1-8-8 法兰力矩作用下变形分析

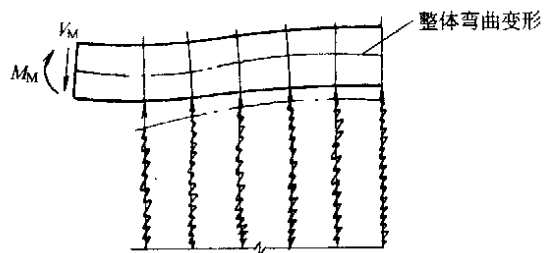


图 1-8-9 法兰力矩作用下管板弯曲变形分析

2.2.2 U型管式换热器管板应力计算分析^[2,21]

(1) 力学模型

(1.1) 不同结构型式的管板边缘支撑条件的描述

管板与壳体、管箱的连接方式如图 1-8-10 所示。

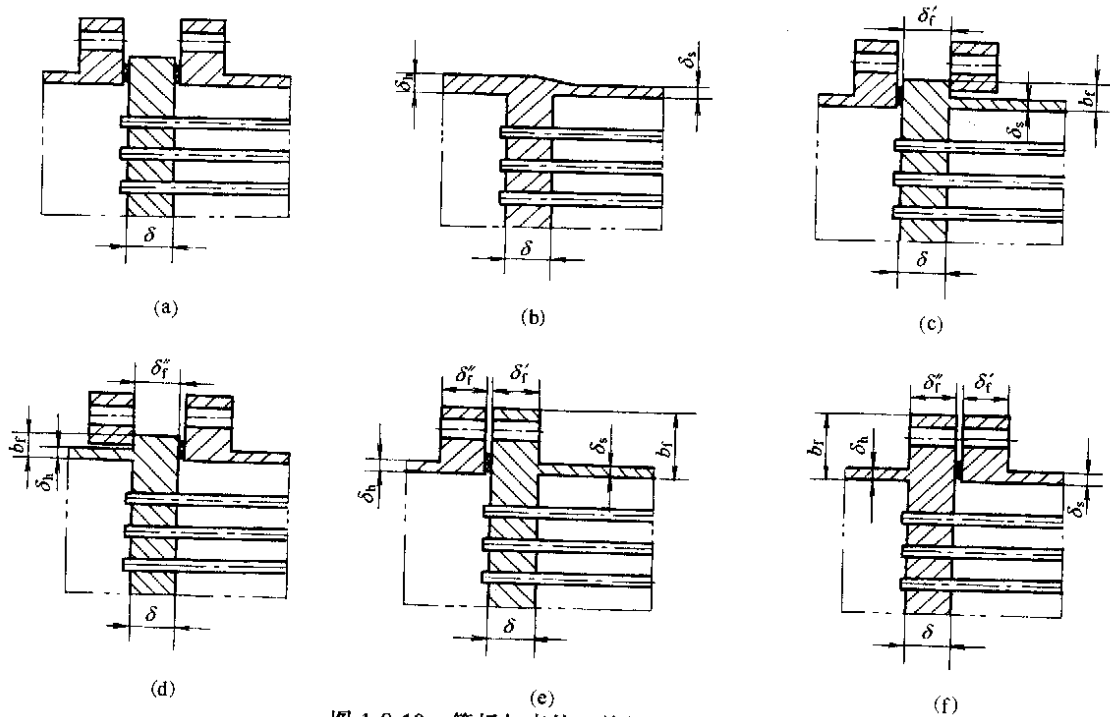


图 1-8-10 管板与壳体、管箱的连接方式

在管板与壳体的连接处，如图 1-8-10 (b)、(e)、(c)，或管板与管箱连接处，如图 1-8-10 (b)、(d)、(f)，用一个假想的圆柱形截面将管板与边缘结构分开，管板半径为 R ；对于图 1-8-10 (b) 型结构，若壳程圆筒与管箱内径不同时， R 取二者中较大半径；对于图 1-8-10 (a) 型结构， R 即是垫片压紧力作用中心圆半径，管板边缘为简支。于是对于图 1-8-10 中六种结构型式的管板边缘的约束条件可以统一地表示为：

$$K_i R^2 \varphi_R = M_R \quad (1-8-2)$$

式中 φ_R ——管板边缘转角；

R ——管板半径，mm；

M_R ——管板与边缘结构相互作用的弯矩，N·mm；

K_i ——管板边缘旋转刚度参数，MPa。

根据不同的边缘结构，具有不同的表达式，其原理同固定换热器管板。当 $K_i \rightarrow \infty$ 时，相当于管板为简支。图 1-8-10 所示 (a)~(f) 六种类型管板在压力作用下的力学模型分别见图 1-8-11 (a)~(f)。

(1.2) 管板可以进一步分解为两个元件：转角部分为受到开孔削弱的规则排列的多孔板，折算成一块半径为 R ，厚度为 δ ，但刚度、强度都受到削弱的均质圆板。在计算该圆板的刚度削弱系数 η 和强度削弱系数 μ 时，应考虑焊接或胀接于管板的管子对开孔板能起到一定的加强作用，但与固定式、浮头式管板不同的是，U型管对管板没有弹性基础支撑作用。在管板的边缘部分是一圈非布管区，简化为内半径为 R_i ，外半径为 R 的圆环形板。当量圆板与环形板之间相互作用有剪力 V_i 和弯矩 M_i ，其正方向如图 1-8-12 所示。

(1.3) 对于延长部分兼作法兰的管板 [图 1-8-10 (e)、(f)]，由管板与法兰共同承受力矩。假定法兰预紧力矩为 M_{i0} ，以半径为 R 的单位圆周长度上作用的力矩表示，其值按 GB 150 的法兰设计规定，根据密封面处有无介质的不同工况分别予以计算。

设在 M_{i0} 作用下管板与法兰间相互作用的弯矩为 M_{R0} ，其正方向见图 1-8-13。此时在管板内部的当量圆板（多孔板）与环形板之间相互作用有横剪力 V_{i0} 和弯矩 M_{R0} ，其正方向与图 1-8-12 所示的剪力 V_i 和弯矩 M_i 方向相同。

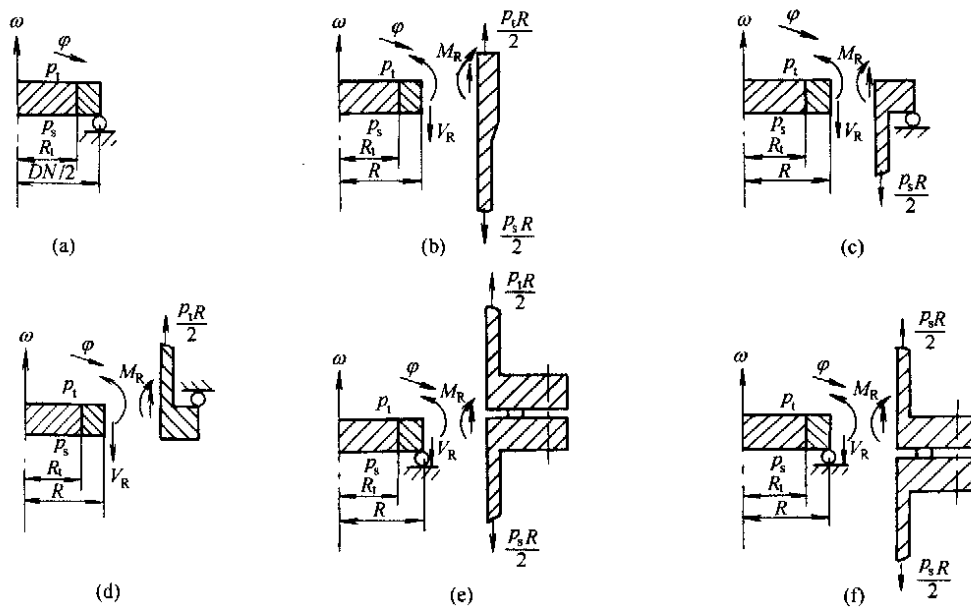


图 1-8-11 U 型管式换热器六种管板结构的力学计算模型

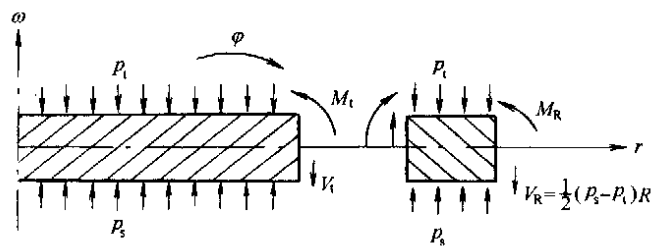


图 1-8-12 管板受力图

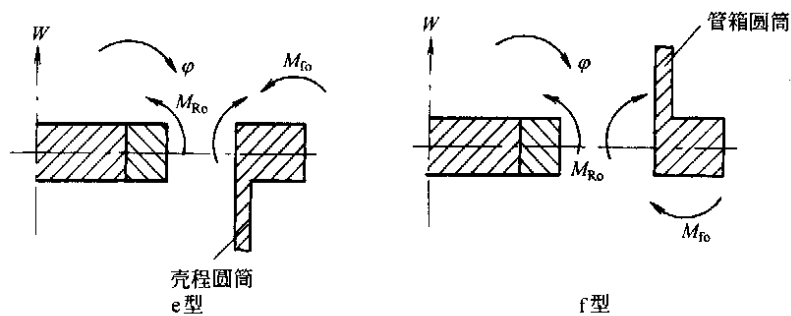


图 1-8-13 e、f 型管板的法兰预紧力矩作用

(2) 壳程压力 p_s 与管程压力 p_t 作用下的管板应力分析

对上述物理量进行无量纲化；令：

$$\rho_t = \frac{R_t}{R} \quad (1-8-3)$$

$$K_t' = \frac{R}{D} K_t R^2 \quad (1-8-4)$$

$$\tilde{M} = \frac{M}{(p_s - p_t) R_t^2} \quad (1-8-5)$$

$$\tilde{\varphi} = \frac{\varphi D}{(p_s - p_t) R_t^3} \quad (1-8-6)$$

对于板中不同位置处的转角, 弯矩以 R 、 t 等不同下标予以分别表示。 D 为管板的抗弯刚度

$$D = \frac{E_p \delta^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (1-8-7)$$

式中 D ——管板的抗弯刚度, $N \cdot mm$;

E_p ——管板材料的弹性模量, MPa ;

ν ——管板材料的泊松比。

由轴向力平衡条件可知:

$$V_t = \frac{1}{2}(p_s - p_t)R_t \quad V_R = \frac{1}{2}(p_s - p_t)R \quad (1-8-8)$$

根据弹性薄板理论, 环板外缘与内缘的无量纲转角分别满足:

$$\tilde{\varphi}_R = -\frac{\tilde{M}_R}{\rho_t K_{RR}} + \frac{\tilde{M}_t}{K_{Rt}} + \frac{1}{2\rho_t K_{RV}} + \frac{1}{\rho_t^3 K_{Rp}} \quad (1-8-9)$$

$$\tilde{\varphi}_t = -\frac{\tilde{M}_R}{\rho_t K_{Rt}} + \frac{\tilde{M}_t}{K_{tt}} + \frac{1}{2\rho_t K_{tV}} + \frac{1}{\rho_t^3 K_{tp}} \quad (1-8-10)$$

式(1-8-9)和式(1-8-10)中: K_{RR} 、 K_{Rt} 、 K_{RV} 、 K_{Rp} 、 K_{tt} 、 K_{tV} 、 K_{tp} 的表达式见文献[22]。它们仅仅 ρ_t 是与 ν 的函数, 当量圆板边缘无量纲转角为:

$$\tilde{\varphi}_t = -\frac{\tilde{M}_t}{(1 + \nu)\eta\rho_t} + \frac{1}{\delta(1 + \nu)\eta} \quad (1-8-11)$$

将式(1-8-2)无量纲化, 有:

$$\tilde{K}_t \tilde{\varphi}_R = \tilde{M}_R \quad (1-8-12)$$

式(1-8-9)~式(1-8-12)中, 只有四个未知量 \tilde{M}_R 、 \tilde{M}_t 、 $\tilde{\varphi}_R$ 、 $\tilde{\varphi}_t$, 当 ν 、 η 为定值时方程的系数只与 ρ_t 、 \tilde{K}_t 有关, 联立解线性方程组式(1-8-9)~式(1-8-12), 可以求得 \tilde{M}_R 、 \tilde{M}_t 与 ρ_t 、 \tilde{K}_t 的关联式。

由压力引起的管板应力, 在管板中心处 $r=0$, 与环形板交界的当量圆板 $r=R_t$ 处以及环形板边缘 $r=R$ 三处可能得到最大值, 该三处管板管侧表面的径向弯曲应力为:

$$\begin{aligned} \sigma_r|_{r=0} &= \left[\frac{3(3+\nu)}{8} - 6\tilde{M}_t \right] \frac{(p_s - p_t)}{\mu} \left(\frac{R_t}{\delta} \right)^2 \\ &= \frac{\rho_t^2}{4} \left[\frac{3(3+\nu)}{8} - 6\tilde{M}_t \right] \frac{(p_s - p_t)}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \end{aligned} \quad (1-8-13)$$

$$\sigma_r|_{r=R_t} = -6\tilde{M}_t \frac{(p_s - p_t)}{\mu} \left(\frac{R}{\delta} \right)^2 = -\frac{3}{2} \rho_t^2 \tilde{M}_t \frac{(p_s - p_t)}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad (1-8-14)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = -6\tilde{M}_R (p_s - p_t) \left(\frac{R}{\delta} \right)^2 = -\frac{3}{2} C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad (1-8-15)$$

管板壳程侧表面的应力则取上述三式的相反值。

将式(1-8-13)、式(1-8-14)写成通常的管板设计公式形式:

$$\sigma_r|_{r=0, R_t} = C \frac{(p_s - p_t)}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad (1-8-16)$$

对于管板中心 $r=0$ 处

$$C|_{r=0} = C_c(\rho_t, \tilde{K}_t) = \frac{\rho_t^2}{4} \left[\frac{3(3+\nu)}{8} - 6\tilde{M}_t \right] \quad (1-8-17)$$

对于管板布管区与环形板连接点 $r=R_t$ 处

$$C|_{r=R_t} = C_c(\rho_t, \tilde{K}_t) = -\frac{3}{2} \rho_t^2 \tilde{M}_t \quad (1-8-18)$$

由式(1-8-17)、式(1-8-18)可求出 $C_c(\rho_t, \tilde{K}_t)$ 和 $C_c(\rho_t, \tilde{K}_t)$ 曲线, 由式(1-8-15)知 $C_M(\rho_t, K_t) = \tilde{M}_R$ 。至此, 用式(1-8-15)、式(1-8-16)即可求得压力作用下三个校核点处的应力。

(3) 法兰预紧力矩引起的管板应力

(3.1) 四种工况下 M_{t0} 的计算方法

按照 GB 150 中法兰设计规定, 法兰力矩计算应区别预紧情况和操作情况, 既密封面处有无介质作用两种情况按不同方法分别计算。当密封面处没有介质作用时, 即图 1-8-10 (e) 结构受到壳程压力 p_s 作用, 或

图 1-8-10 (f) 结构只受到管程压力 p_t 作用时, 法兰预紧力矩 M_{t0} 应按法兰基本力矩 M_m 计算; 当密封面处有介质作用时, 即图 1-8-10 (e) 结构受到管程压力 p_t 作用时, 或图 1-8-10 (f) 结构只受到壳程压力 p_s 作用时, 法兰预紧力矩 M_{t0} 叠加上由于介质压力引起的法兰力矩 M_t 变化值之后, 应满足保证密封所需力矩的要求。图 1-8-14~图 1-8-17 分别给出了四种不同的力学模型, 表示在 p_s 作用或 p_t 作用下 e 型或 f 型结构的法兰预紧力矩 M_{t0} , 并进一步叠加压力作用与法兰力矩作用两种工况下的内力。

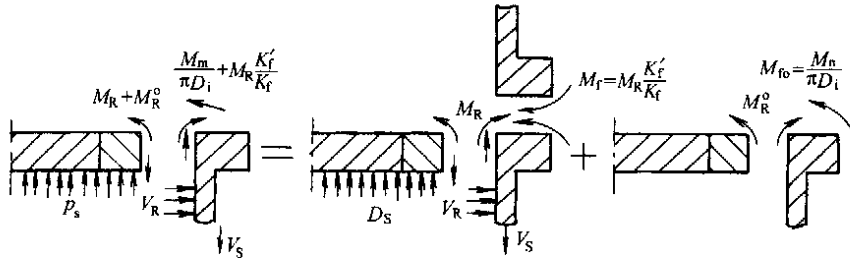


图 1-8-14 壳程压力与法兰力矩作用下的 e 型管板受力分析

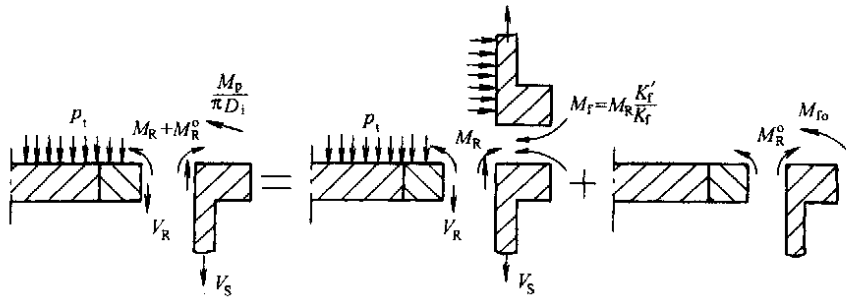


图 1-8-15 管程压力与法兰力矩作用下的 e 型管板受力分析

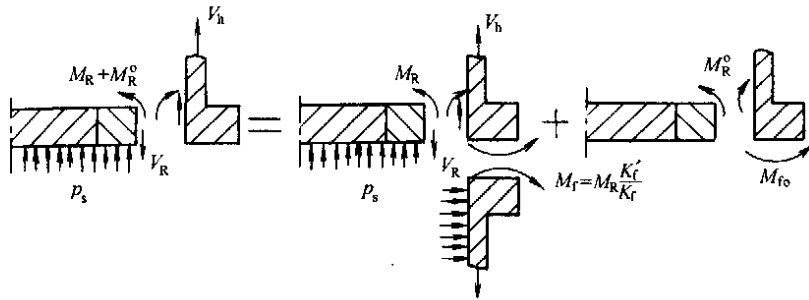


图 1-8-16 壳程压力与法兰力矩作用下 f 型管板受力分析

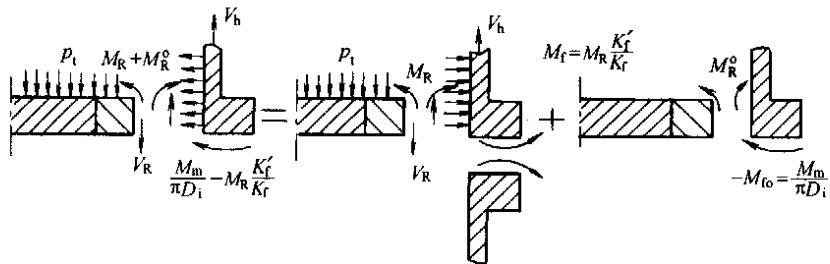


图 1-8-17 管程压力与法兰力矩作用下的 f 型管板受力分析

为计算方便, 无论是 e 型或是 f 型管板, 对 M_{t0} 的规定以 e 型管板所受法兰预紧力矩的方向为正方向,

由以上分析可知:

对于 e 型管板

$$p_s \text{ 作用时: } M_{t0} = \frac{M_m}{\pi D_i} \quad (1-8-19)$$

p_t 作用时, 应先计算法兰密封面上法兰力矩 M_f 的变化值, 此时, 由管板传递给壳体法兰的力矩 M_R 由壳体法兰与管箱法兰共同承受, 在它们之间按照其旋转刚度进行分配, 因此, 此时法兰预紧力矩 M_{t0} 应满足:

$$\frac{M_p}{\pi D_i} = M_{t0} + M_f = M_{t0} + M_R \frac{K_f''}{K_f'} \quad (1-8-20)$$

式中 K_f' ——壳程圆筒与法兰的旋转刚度参数, MPa;

K_f'' ——管箱圆筒与法兰的旋转刚度参数, MPa。

上式中的 M_R 可以利用上节中线性方程组(1-8-9)~(1-8-12)求解得到 \tilde{M}_R , 然后利用式(1-8-5)求得, 引入无量纲系数

$$C_M = \frac{M_R}{(p_s - p_t)R^2} = \tilde{M}_R \cdot \rho_t^2 \quad (1-8-21)$$

由式(1-8-21)可以给出 $C_M(\rho_t, \tilde{K}_t)$ 曲线, 在利用式(1-8-20)得到 p_t 作用下的管板的 M_{t0} :

$$M_{t0} = \frac{M_p}{\pi D_i} - M_R \frac{K_f''}{K_f'} = \frac{M_p}{\pi D_i} + C_M p_t R^2 \frac{K_f''}{K_f'} \quad (1-8-22)$$

对于 f 型管板

p_t 作用时, M_{t0} 仍用式(1-8-19)计算。

p_s 作用时, 由图 1-8-16 可知:

$$\frac{M_p}{\pi D_i} = -M_{t0} - M_R \frac{K_f'}{K_f} \quad (1-8-23)$$

由式(1-8-23)和式(1-8-21)可以求得 p_s 作用下 f 型管板的 M_{t0} :

$$M_{t0} = \frac{M_p}{\pi D_i} - M_R \frac{K_f'}{K_f} = \frac{M_p}{\pi D_i} - C_M p_s R^2 \frac{K_f'}{K_f} \quad (1-8-24)$$

用式(1-8-19)、式(1-8-23)、式(1-8-24)以及曲线 $C_M(\rho_t, \tilde{K}_t)$ 可以计算四种情况下的 M_{t0} 。

(3.2) 预紧情况下 (M_{t0} 作用) 管板的应力计算

以上标“o”表示预紧情况下的各物理量, 经无量纲化:

$$\tilde{M}^o = \frac{M^o}{M_{t0}} \quad (1-8-25)$$

$$\tilde{\varphi}^o = \frac{\varphi^o D}{M_{t0} R^2} \quad (1-8-26)$$

$$\tilde{K}^o = \frac{R}{D} K^o R^2 \quad (1-8-27)$$

式中 K^o , 在按图 1-8-14 计算 e 型管板时: $K^o = K_f'$ (1-8-28)

在按图 1-8-16 计算 f 型管板时: $K^o = K_f''$ (1-8-29)

与内压作用相类似, 在预紧法兰力矩 M_{t0} 作用下, 此时管板所压力与横剪力均为零, 管板中的 \tilde{M}_R , \tilde{M}_t^o , $\tilde{\varphi}_R$, $\tilde{\varphi}_t^o$ 可以求解下列线性方程组得到:

$$\begin{cases} \tilde{\varphi}_R = -\frac{\tilde{M}_R}{\rho_t K_{RR}} + \frac{\tilde{M}_t^o}{K_{Rt}} \\ \tilde{\varphi}_t^o = -\frac{\tilde{M}_R}{\rho_t K_{tR}} + \frac{\tilde{M}_t^o}{K_{tt}} \\ \tilde{\varphi}_t^o = \frac{\tilde{M}_t^o}{(1 + V_p) \eta \rho_t} \\ \tilde{K}^o \rho_t = \tilde{M}_R - 1 \end{cases} \quad (1-8-30)$$

解得 \tilde{M}_{R_0} , \tilde{M}_{t_0} 后, 由下式可以求出管板应力:

$$\sigma_r^0|_{r=0} = \sigma_r^0|_{r=R_t} = \mp \frac{6M_t^0 M_{t_0}}{\mu \delta^2} = \mp \xi_t \frac{6M_{t_0}}{\mu \delta^2} \quad (1-8-31)$$

$$\sigma_r^0|_{r=R} = \mp \frac{6M_R^0 M_{t_0}}{\delta^2} = \mp \xi_R \frac{6M_{t_0}}{\delta^2} \quad (1-8-32)$$

式中

$$\xi_t = \tilde{M}_t^0(\rho_t, \tilde{K}_t) = \frac{M_t}{M_{t_0}} \quad (1-8-33)$$

$$\xi_R = \tilde{M}_R^0(\tilde{K}_t) = \frac{M_R}{M_{t_0}} \quad (1-8-34)$$

制成曲线图表, 且有 $\rho_t = 1$ 时:

$$\xi_R = \xi|_{\rho_t=1} \quad (1-8-35)$$

由式(1-8-15)、式(1-8-16)得到的压力引起的应力与式(1-8-31)、式(1-8-32)得到的法兰力矩引起的应力逐点相加, 可以求得 e 型或 f 型管板在 p_s 或 p_t 作用下三个校核点处的应力。

(4) 管板的延伸法兰所承受法兰力矩的折减

对 e、f 型管板的法兰进行设计时, 规范中已考虑到了管板可以分担一部分法兰力矩, 其分析力学模型如图 1-8-14~图 1-8-17, 假定法兰设计力矩为 M_{ws} :

对 e 型换热器:
$$M_{ws} = (M_{t_0} - M_R) - M_R \frac{K_f'}{K_t} \quad (1-8-36)$$

将式(1-8-21)、式(1-8-34)代入上式, 得到:

$$M_{ws} = (1 - \xi_R)M_{t_0} - \frac{K_f'}{K_t} C_M (p_s - p_t) R^2 \quad (1-8-37)$$

对 f 型换热器:

$$M_{ws} = - \left[(M_{t_0} - M_R) - M_R \frac{K_f'}{K_t} \right] \quad (1-8-38)$$

将式(1-8-21)、式(1-8-34)代入上式, 得到:

$$M_{ws} = - (1 - \xi_R)M_{t_0} - \frac{K_f'}{K_t} C_M (p_s - p_t) R^2 \quad (1-8-39)$$

2.2.3 管板应力的性质^[20]

管板应力的性质可按压力容器应力分类准则确定。

(1) 对于有压力载荷作用引起的管板应力, 由于是机械载荷产生的, 当其应力使材料进入屈服以后, 管板的变化将是非自限的、因此属于一次应力。但鉴于该应力为弯曲应力, 沿管板厚度呈线形分布, 从塑性承载极限的角度出发, 可放宽其最大应力至 $1.5 [\sigma]'$ 。 $[\sigma]'$ 是管板材料在设计温度下的许用应力。

(2) 对于有管壳热膨胀差引起的管板应力, 是为满足热膨胀差要求产生的, 只要满足了管壳变形协调要求, 管板的变形就会停止, 即变形是自限性的。因此属于二次应力。

二次应力不会在初次加载情况下立即发生破坏, 但它可在载荷反复作用下, 引起大应变塑性疲劳破坏, 即会失去安定而失效。为此须以结构安定的要求加以控制, 即应将管板应力限制在 $3[\sigma]'$ 以内。

(3) 由法兰力矩作用引起的管板应力分两种情况:

在法兰预紧力矩作用下的管板应力属于为满足安装要求的有自限性质的应力, 理应属于二次应力。对在操作力矩作用下的管板应力属于为平衡压力载荷引起的法兰力矩的非自限性质的应力, 应属于一次应力。

在 GB 151 规范中, 将以上两种情况的管板应力均视作一次应力, 是偏于安全的作法。

2.2.4 管板应力的调整

由以上分析可知, 无论在压力 (p_t , p_s)、管壳热膨胀差或法兰力矩作用下, 管板设计中的应力都是由其周边的横剪力 V_t 和弯矩 M_t 引起的。在管板中, 管板应力超过许用应力后, 为使其满足强度要求, 可采取两种方法进行调整。

(1) 增加管板厚度

增加管板厚度, 可以大大提高管板的抗弯截面模量, 能有效地降低管板应力。因此一般在压力载荷作用下的管板应力超过极限值时, 通常采取增加管板厚度的方法。一般以 $\delta \sqrt{\frac{\sigma_t}{1.5 [\sigma]'}}$ 作为调整后的管板厚度。其中 δ 为原管板计算厚度; σ_t 为管板厚度为 δ 时的计算应力; $[\sigma]'$ 为管板材料在设计温度下的许用应力。

另一方面, 增加管板厚度, 使管板的抗弯刚度增大, 管板的挠曲变形将相对减小。为满足一定量的总变形协调量 Δ , 壳体和管束相应的变形量增加, 从而使作用于管板周边的横剪力 V_t 和弯矩 M_t 增大, 引起管板应力升高。因此实际调整的管板厚度, 应在上述计算值的基础上稍加增大。

相反, 在管板应力比相应许用应力低的情况下, 为合理设计, 管板厚度应予减薄, 调整后的管板厚度可比上述计算所得厚度稍为减薄。

(2) 降低筒体轴向刚度

管板中的应力取决于为满足变形协调要求产生的管板本身的变形量 Δ_3 。管板变形量 Δ_3 与总的变形协调量 Δ 成正比, 其值与壳体、管束、管板三者的相应刚度有关, 在管壳热膨胀差很大的情况下, 由于 Δ 可能很大, 因此 Δ_3 也会很大, 由此将引起管板产生很大的挠曲, 使应力极高。这时, 若仍以增加管板厚度的方法来调整管板应力, 则管板厚度可能需要很大, 对管板用材及制造造成困难, 显然是不合理的。因此, 为有效地降低管板应力, 且又避免采用较大的管板厚度, 则可采取降低壳体轴向刚度的方法。

在壳体上设置膨胀节后, 壳体的轴向刚度大大降低, 为此为满足总的变形协调量的要求 (此时总的协调量 Δ 可比设置膨胀节前的 Δ 为大), 壳体系统可做出“重大贡献”, 即用较大的 Δ_1 去有效地降低 Δ_2 和 Δ_3 , 从而大大地降低管板周边的横剪力和弯矩, 达到极大地缓和管板应力的目的。即可使较小的管板厚度满足设计要求。此法对减低管板与管子间的拉脱力也极为有效。因此在管壳热膨胀差大的情况下, 设置膨胀节是十分经济的。

3 管板计算^[13,14]

管壳式换热器的管板的计算方法适用于 U 型管式, 浮头式、填料函式和固定管板式换热器的强度校核和设计计算。管板与壳程管箱、管箱圆筒之间可以有不同的连接方式, 如图 1-8-10 所示。

图 1-8-10 中 a 型为管板通过垫片与壳体法兰和管箱法兰连接; b 型为管板直接与壳程圆筒和管箱圆筒形成整体结构; c 型为管板与壳程圆筒连为整体, 其延长部分形成凸缘被夹持在活套环与管箱法兰之间; d 型为管板与管箱圆筒连为整体, 其延长部分形成凸缘被夹持在活套环与壳体法兰之间; e 型为管板与壳程圆筒连为整体, 其延长部分兼作法兰, 与管箱用螺柱、垫片连接; f 型为管板与管箱圆筒连为整体, 其延长部分兼作法兰, 与壳体法兰用螺柱、垫片连接。

本计算方法不适用于结构特殊 (如与法兰搭焊连接的固定管板及圆环形管板等) 以及布管或载荷情况异常的管板 (如具有非同一管径换热管或非轴对称布管及部分布管的管板)。

管板厚度应不小于下列三者之和:

- (1) 管板的计算厚度或有关标准规定的最小厚度, 取大者;
- (2) 壳程腐蚀裕量或结构开槽深度, 取大者;
- (3) 管程腐蚀裕量或分程隔板槽深度, 取大者。

3.1 符号说明

A — 壳程圆筒内直径横截面积, mm^2 ;

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (1-8-40)$$

A_d — 在布管区范围内, 因设置隔板槽和拉杆结构的需要, 而未能被换热管支承的面积, mm^2 ; 例如多管程管板, 对于三角形排列, 如图 1-8-18 所示:

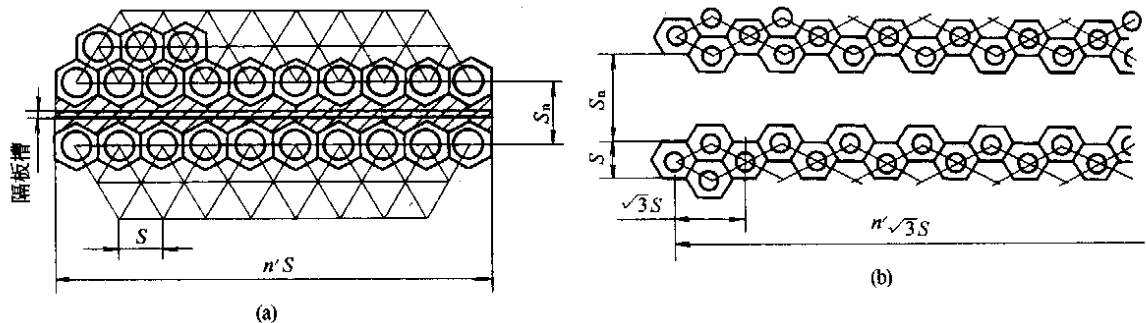


图 1-8-18 三角形排列

对图 1-8-18 (a) $A_d = n'S(S_n - 0.866S)$ (1-8-41)

对图 1-8-18 (b) $A_d = 0.866n'S(2S_n - S)$ (1-8-42)

对于正方形排列, 如图 1-8-19 所示: $A_d = n'S(S_n - S)$ (1-8-43)

S—换热管中心距, mm;

S_n —隔板槽两侧相邻管中心距, mm;

n' —沿隔板槽一侧的排管根数;

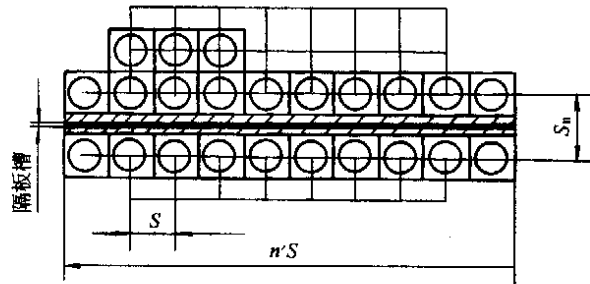


图 1-8-19 正方形排列

A_1 —管板开孔后的面积, mm^2 ;

对 U 型管、浮头式、填料函式换热器 $A_1 = A_t - 0.785nd^2$ (1-8-44)

对固定管板换热器 $A_1 = A - 0.785nd^2$ (1-8-45)

A_t —管板布管区面积, mm^2 ;

对于 U 型管式换热器管板: 三角形排列 $A_t = 1.732nS^2 + A_d$ (1-8-46)

正方形排列 $A_t = 2nS^2 + A_d$ (1-8-47)

对于浮头式、填料函式和固定式管板换热器管板

单管程换热器: 三角形排列 $A_t = 0.866nS^2$ (1-8-48)

正方形排列 $A_t = nS^2$ (1-8-49)

多管程换热器: A_1 应取上式计算值与 A_d 之和;

A_s —圆筒壳壁金属横截面积, mm^2 ;

$$A_s = \pi\delta_s(D_i + \delta_s) \quad (1-8-50)$$

a —一根换热管管壁金属的横截面积, mm^2 ;

b_f —对于 U 型管式换热器为管板延长部分形成的凸缘 (c 型、d 型) 或法兰 (e 型、f 型) 的宽度, mm; 对固定式管板换热器为壳体法兰或管箱法兰的宽度或延长部分形成的凸缘宽度 (c 型连接方式) mm;

$$b_f = \frac{1}{2}(D_f - D_i) \quad (1-8-51)$$

C—系数, 按 $\tilde{K}_f^{1/3}$ 、 $\bar{P}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$ 查图 1-8-24 (a)、(b);

C_c —系数, 按 \tilde{K}_f 和 $1/\rho_t$ 查图 1-8-20;

C_e —系数, 按 \tilde{K}_f 和 $1/\rho_t$ 查图 1-8-21;

C_M —系数, 按 \tilde{K}_f 和 $1/\rho_t$ 查图 1-8-22;

C' —系数, 按 δ_s/D_i 和 δ'_f/D_i 查图 1-8-26;

C'' —系数, 按 δ_h/D_i 和 δ''_f/D_i 查图 1-8-26;

D—管板开孔前的抗弯刚度, $\text{N}\cdot\text{mm}$; $D = \frac{E_p\delta^3}{12(1-\nu^2)}$

D_f —壳体法兰或管箱法兰外直径, 对于 c 型连接方式则为管板延长部分形成的凸缘外直径, mm;

D_G —垫片 (对浮头式、填料函式为固定端管板) 压紧力作用中心圆直径, 按 GB 150 确定, mm;

D_i —壳程圆筒或管箱圆筒内直径, mm;

D_t —管板布管区当量直径, mm; $D_t = \sqrt{4A_t/\pi}$ (1-8-52)

d —换热管外径, mm;

E'_f —下述元件材料的弹性模量, MPa;

对于U型管式换热器管板的c型、e型连接方式,指管板材料;对于U型管式换热器管板的f型和固定式换热器管板,指壳体法兰材料;

E_f' —下述元件材料的弹性模量,MPa;

对于U型管式换热器管板的d型、f型连接方式,指管板材料;对于U型管式换热器管板的e型和固定式换热器管板,指管箱法兰材料;

E_h —下述元件材料的弹性模量,MPa;

对于U型管式换热器管板的b型、d型、f型连接方式,指管箱圆筒材料;对于U型管式换热器管板的e型和固定式换热器管:当管箱法兰采用长颈对焊法兰时,指该法兰材料;当采用乙型平焊法兰时,指法兰短节材料;否则,即指管箱圆筒材料;

E_p —管板材料的弹性模量,MPa;

E_s —下述元件材料的弹性模量,MPa;

对于U型管式换热器管板的b型、c型、e型和固定式换热器管板,指壳程圆筒材料;对于U型管式换热器管板的f型连接方式:当壳体法兰采用长颈对焊法兰时,指该法兰材料;当采用乙型平焊法兰时,指法兰短节材料;否则,即指壳程圆筒材料;

E_t —换热管材料的弹性模量,MPa;

G_l —系数,当 $m > 0$ 时,取 G_{le} 与 G_{li} 两者中的较大者;当 $m < 0$ 时,取 G_{li} 值;

G_{le} —系数,仅用于 $m > 0$ 时, $G_{le} = 3\mu m / K$;

G_{li} —系数,当 $m > 0$ 时,按 K 和 m 查图1-8-32(a)实线;当 $m < 0$ 时,按 K 和 m 查图1-8-32(b);

G_{we} —系数,按 $\tilde{K}_1^{1/3} / \tilde{P}_0^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$ 查图1-8-25;

G_2 —系数,按 δ_s / D_i 和 δ_f' / D_i 查图1-8-30;

G_3 —系数,按 δ_h / D_i 和 δ_f'' / D_i 查图1-8-31;

$$K \text{—固定式换热器管板换热管加强系数, } K = \left[1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} \quad (1-8-53)$$

K_{ex} —波形膨胀节刚度,按GB 16749 6.6中的 K 或 K_n , N/mm;

K_f —管板边缘旋转刚度参数,MPa;

$$\text{对于U型管换热器: } K_f = K_f' + K_f'' \text{ (a型连接方式, } K_f = 0) \quad (1-8-54)$$

$$\text{对于固定式换热器管板: 不带法兰的管板 } K_f = K_f' + K_f'' \quad (1-8-55)$$

$$\text{延长部分兼作法兰的管板 } K_f = K_f' \quad (1-8-56)$$

$$K_f' \text{—壳程圆筒与法兰(或凸缘)的旋转刚度参数,MPa, } K_f' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_t' b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f'}{D_i} \right)^3 + \tilde{\omega}' E_s \right] \quad (1-8-57)$$

$$K_f'' \text{—管箱圆筒与法兰(或凸缘)的旋转刚度参数,MPa, } K_f'' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_t'' b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f''}{D_i} \right)^3 + \tilde{\omega}'' E_h \right] \quad (1-8-58)$$

$$\tilde{K}_f \text{—旋转刚度无量纲参数,对于U型管式换热器管板 } \tilde{K}_f = \frac{D_i^2 D_t}{8D} K_f \quad (1-8-59)$$

$$\text{对于固定式换热器管板 } \tilde{K}_f = \frac{\pi K_f}{4K_t} \quad (1-8-60)$$

$$\tilde{K}_f' \text{—U型管换热器无量纲参数,e型连接方式 } \tilde{K}_f' = \tilde{K}_f K_f' / K_f \quad (1-8-61)$$

$$\text{f型连接方式 } \tilde{K}_f' = \tilde{K}_f K_f'' / K_f \quad (1-8-62)$$

$$K_t \text{—管束模数,MPa;对浮头式、填料函式换热器管板 } K_t = \frac{E_t n a}{L D_t} \quad (1-8-63)$$

$$\text{对固定式换热器管板 } K_t = \frac{E_t n a}{L D_i} \quad (1-8-64)$$

$$\tilde{K}_t \text{—浮头式、填料函式换热器管束无量纲刚度, } \tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p} \quad (1-8-65)$$

$$k \text{—固定式换热器管板周边不布管区无量纲宽度, } k = K(1 - \rho_t) \quad (1-8-66)$$

L —换热管有效长度(两管板内侧间距),mm;

l_{cr} —换热管受压失稳当量长度,按图1-8-33确定,mm;

l —换热管与管板胀接长度或焊角高度,按第6章3.3.1或3.3.2规定,mm;

\tilde{M} —管板边缘力矩系数；对于不带法兰的管板， $\tilde{M} = \tilde{M}_1$ (1-8-67)

对于其延长部分兼作法兰的管板， \tilde{M} 即是法兰力矩系数，壳程压力作用工况：

$$\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1 \quad (1-8-68)$$

管程压力作用工况： $\tilde{M} = \tilde{M}_p$ (1-8-69)

\tilde{M}_b —边界效应压力组合系数， $\tilde{M}_b = \frac{p_b}{\lambda p_a}$ (1-8-70)

M_{f0} —法兰预紧力矩，N·mm/mm；

M_1 —系数， $M_1 = \frac{m_1}{2K(Q + G_2)}$ (1-8-71)

M_m —固定式换热器管板基本法兰力矩，N·mm； $M_m = A_m L_G [\sigma]_b$ ，式中 $A_m L_G [\sigma]_b$ 按 GB 150—1998 第 9 章中规定；

\tilde{M}_m —基本法兰力矩系数， $\tilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda \pi D_1^3 p_a}$ (1-8-72)

M_p —操作工况法兰力矩，N·mm；

按 GB 150—1998 第 9 章中确定。 M_m 、 M_p 的计算，对于 U 型管式换热器管板 e 型和固定式换热器管板，取计算压力为 p_t ，对于 U 型管式换热器管板 f 型连接方式，取计算压力为 p_s ；

\tilde{M}_p —固定式换热器管板管程压力操作工况下法兰力矩系数， $\tilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda \pi D_1^3 p_a}$ (1-8-73)

$\Delta\tilde{M}$ —管板边缘力矩变化系数， $\Delta\tilde{M} = \frac{1}{\xi + \frac{K'_f}{K_f}}$ (1-8-74)

$\Delta\tilde{M}_f$ —法兰力矩变化系数， $\Delta\tilde{M}_f = \frac{K'_f}{K_f} \Delta\tilde{M}$ (1-8-75)

M_{ws} —法兰设计力矩，N·mm/mm；

\tilde{M}_{ws} —壳体法兰力矩系数；

壳程压力作用工况： $\tilde{M}_{ws} = \xi \cdot \tilde{M}_m - (\Delta\tilde{M}_f)M_1$ (1-8-76)

管程压力作用工况： $\tilde{M}_{ws} = \xi \cdot \tilde{M}_p - M_1$ (1-8-77)

m —管板总弯矩系数， $m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$ (1-8-78)

m_1 —管板第一弯矩系数，按 K 和 \tilde{K}_f 查图 1-8-28；

m_2 —管板第二弯矩系数，按 K 和 Q 查图 1-8-29(a)或(b)；

n —换热管根数，对于 U 型管式换热器为 U 型管根数，管板开孔数为 $2n$ ；

P_a —有效压力组合，MPa， $P_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta \gamma E_t$ (1-8-79)

\tilde{P}_a —无量纲压力， $\tilde{P}_a = \frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_t}$ (1-8-80)

P_b —边界效应压力组合，MPa；

对于不带法兰的管板： $P_b = C'(p_s - 0.15p_t) - 0.85C''p_t$ (1-8-81)

对于其延长部分兼作法兰的管板： $P_b = 0$

P_c —当量压力组合，MPa， $P_c = p_s - p_t(1 - \beta)$ (1-8-82)

p_d —管板设计压力，MPa；

p_s —壳程设计压力，MPa；

p_t —管程设计压力，MPa；

Q —壳体不带波形膨胀节时，换热管束与圆筒刚度比， $Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s}$ (1-8-83)

Q_{ex} —壳体带有波形膨胀节时，换热管束与圆筒刚度比， $Q_{ex} = E_t n a \frac{E_s A_s + K_{ex} L}{E_s A_s K_{ex} L}$ (1-8-84)

q —换热管与管板连接的拉脱力，MPa；

$[q]$ —许用拉脱力，按表 1-8-5 规定，MPa；

R —半径，mm，对于 a 型连接方式， $R = D_C/2$ ；对于其他连接方式， $R = D_1/2$ ；

S—换热管中心距, mm;

t_o —制造环境温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_s —沿长度平均的壳程圆筒金属温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_t —沿长度平均的换热管金属温度, $^{\circ}\text{C}$;

ν —管板边缘剪力系数, $\nu = \Phi \tilde{M}$

Y—系数, 见 GB 150—1998 第 9 章, 按 $K = (D_i + 2b_f)/D_i$ 查取;

α_s —壳程圆筒材料线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

α_t —换热管材料线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

$$\beta\text{—系数, } \beta = \frac{\eta a}{A_1} \quad (1-8-85)$$

$$\gamma\text{—换热管与壳程圆筒的热膨胀变形差, } \gamma = \alpha_t(t_t - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o) \quad (1-8-86)$$

δ —管板计算厚度, mm;

δ_f —管板延长部分的法兰(或凸缘)厚度, mm;

δ'_f —壳体法兰(或凸缘)厚度, 对固定式换热器管板 c 型连接方式, 则为管板延长部分形成的凸缘厚度, mm;

δ''_f —管箱法兰(或凸缘)厚度, mm;

δ_h —管箱圆筒厚度, mm, 对于 U 型管换热器管板的 e 型和固定式换热器管板, 当管箱法兰采用长颈对焊法兰时, 取颈部大小端厚度平均值, 当管箱法兰采用乙型平焊法兰时, 取法兰短节厚度;

δ_s —壳体圆筒厚度, mm, 对于 U 型管换热器管板的 f 型连接方式, 当壳体法兰采用长颈对焊法兰时, 取颈部大小端厚度平均值, 当壳体法兰采用乙型平焊法兰时, 取法兰短节厚度;

δ_t —换热管壁厚, mm;

η —管板刚度削弱系数, 一般可取 μ 值;

$$\lambda\text{—系数, } \lambda = A_1/A \quad (1-8-87)$$

μ —管板强度削弱系数, 一般可取 $\mu = 0.4$;

ν —管板材料的泊松比, 取 $\nu = 0.3$;

$$\xi\text{—法兰力矩折减系数, } \xi = \frac{\tilde{K}_t}{\tilde{K}_t + G_3} \quad (1-8-88)$$

ξ_R —管板边缘法兰力矩折减系数, 按 \tilde{K}_f 和 $1/\rho_t = 1$ 查图 1-8-23;

ξ_T —布管区法兰力矩折减系数, 按 \tilde{K}_f 和 $1/\rho_t$ 查图 1-8-23;

ρ_t —系数, 对 U 型管式换热器: $\rho_t = D_t/2R$; 对浮头式、填料函式换热器: $\rho_t = D_t/D_G$; 对固定管板换热器: $\rho_t = D_t/D_i$;

$$\Sigma_s\text{—系数, } \Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda}(1+Q) \quad (1-8-89)$$

$$\Sigma_t\text{—系数, } \Sigma_t = 0.4(1+\beta) + \frac{1}{\lambda}(0.6+Q) \quad (1-8-90)$$

σ_c —壳程圆筒轴向应力, MPa;

σ_f —管板延长部分(法兰或凸缘)应力, MPa;

σ'_f —壳体法兰应力, MPa;

σ_r —管板径向应力, MPa;

$\sigma_r|_{r=0, R_t, R}$ —压力作用下, 分别为管板中心处, 布管区周边处, 边缘处的径向应力, MPa;

$\sigma_r^f|_{r=0, R_t, R}$ —法兰力矩作用下, 分别为管板中心处, 布管区周边处, 边缘处的径向应力, MPa;

σ'_r —管板布管区周边处的径向应力, MPa;

$$\tilde{\sigma}_r\text{—管板径向应力系数, } \tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}; \quad (1-8-91)$$

$$\tilde{\sigma}'_r\text{—管板布管区周边处径向应力系数, } \tilde{\sigma}'_r = \frac{3m(1+\nu)}{4K(Q+G_2)} \quad (1-8-92)$$

σ_t —换热管轴向应力, MPa;

σ'_s —设计温度时, 换热管的屈服点, MPa;

$[\sigma]_t^t$ —在设计温度时,壳程圆筒材料的许用应力,MPa;

$[\sigma]_{cr}$ —换热管稳定许用压应力,按本节 3.5 确定,MPa;

$[\sigma]_f$ —对 U 型管换热器管板为设计温度下,管板的延伸法兰材料许用应力,对固定式换热器管板为壳体法兰许用应力,MPa;

$[\sigma]_t^t$ —设计温度下,管板材料的许用应力,MPa;

$[\sigma]_t^t$ —设计温度下,换热管材料的许用应力,MPa;

$$\phi \text{—系数, } \phi = \frac{m_1}{K\bar{K}_f} \quad (1-8-93)$$

τ_p —管板布管区周边剪切应力,MPa;

$$\bar{\tau}_p \text{—管板布管区周边剪切应力系数, } \bar{\tau}_p = \frac{1+\nu}{4(Q+G_2)} \quad (1-8-94)$$

ϕ —壳程圆筒的装配环向焊缝系数;

ω' —系数,按 δ_s/D_i 和 δ'_i/D_i 查图 1-8-27;

ω'' —系数,按 δ_h/D_i 和 δ''_i/D_i 查图 1-8-27。

3.2 U 型管式换热器管板

本计算方法适用于图 1-8-10 中所示各种连接方式的 U 型管式换热器管板的计算。

3.2.1 a 型连接方式管板的计算

(1) 根据布管尺寸计算 A_d , A_t , D_t ; 根据法兰连接密封面型式和垫片尺寸计算 D_G 。

(2) 计算 ρ_t 以 $1/\rho_t$ 查表 1-8-1 得 C_c , 或以 $1/\rho_t$ 查图 1-8-20 由纵坐标上查得 C_c 。

表 1-8-1 $1/\rho_t$ 与 C_c 对照表

$1/\rho_t$	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50
C_c	0.3094	0.3001	0.2920	0.2847	0.2783	0.2726	0.2675	0.2630	0.2588	0.2551	0.2517
$1/\rho_t$	1.56	1.60	1.65	1.70	1.75	1.80	1.85	1.90	1.95	2.00	
C_c	0.2487	0.2459	0.2434	0.2411	0.2390	0.2370	0.2352	0.2335	0.2320	0.2306	

(3) 确保管板设计压力

若能保证 p_s 与 p_t 在任何情况下都同时作用或 p_s 与 p_t 之一为负压时,则

$$p_d = |p_s - p_t| \quad (1-8-95)$$

否则取下列两者中的较大者: $p_d = |p_s|$ 或 $p_d = |p_t|$ 。

(4) 管板计算厚度
$$\delta = 0.82D_G \sqrt{\frac{C_c p_d}{\mu[\sigma]_t^t}} \quad (1-8-96)$$

(5) 换热管轴向应力
$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad (1-8-97)$$

一般情况下,应按下列三种工况分别计算换热管的轴向应力: a. 只有壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 $p_t=0$; b. 只有管程设计压力 p_t , 壳程设计压力 $p_s=0$; c. 壳程设计压力 p_s 和管程设计压力 p_t 同时作用。计算结果应满足 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t^t$ 。

(6) 换热管与管板连接拉脱力 $q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right|$; 计算结果应满足 $q \leq [q]$

3.2.2 b、c、d 型连接方式管板的计算

(1) 确定壳程圆筒、管箱圆筒、换热管等元件结构尺寸及管板布管方式。

(2) 根据布管尺寸计算 A_d , A_t , D_t 和 ρ_t 。

(3) 假设管板计算厚度 δ 。对于 c、d 型连接方式,按结构要求确定其延长部分被夹持的凸缘宽度 b_f 和厚度 δ'_f 或 δ''_f 。

(4) 计算管板抗弯刚度 D 和各项旋转刚度参数 K'_f , K''_f , K_f , \bar{K}_f

对于 b 型连接方式: $\delta'_f=0$, $\delta''_f=0$, $b_f=0$; 以 δ_s , δ_h 计算 K'_f 和 K''_f ;

对于 c 型连接方式: $K''_f=0$, 以 δ'_f , b_f , δ_s 计算 K'_f ;

对于 d 型连接方式: $K'_i=0$, 以 δ''_i , b_i , δ_h 计算 K''_i 。

(5) 由图 1-8-20、图 1-8-21 和图 1-8-22 按 \tilde{K}_i 和 $1/\rho_i$ 分别查取 C_c , C_e , C_M 。

(6) 确定管板设计压力

若能保证 p_s 与 p_t 在任何情况下都同时作用或 p_s 与 p_t 之一为负压时, 则 $p_d = |p_s - p_t|$, 否则取下列两值中较大者: $p_d = |p_s|$ 或 $p_d = |p_t|$ 。

(7) 计算管板中心处 ($r=0$), 布管区周边处 ($r=R_i$), 边缘处 ($r=R$) 的径向应力:

$$\sigma_r|_{r=0} = \frac{C_c}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad (1-8-98)$$

$$\sigma_r|_{r=R_i} = \frac{C_e}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad (1-8-99)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = \frac{3}{2} C_M p_b \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad (1-8-100)$$

计算结果应满足 $|\sigma_r| \leq 1.5[\sigma]_i$ 。

(8) 换热管轴向应力及换热管与管板拉脱力的计算同 (a) 型连接方式管板的计算。

3.2.3 e、f 型连接方式管板的计算

(1) 确定壳程圆筒、管箱圆筒、管箱法兰 (对于 e 型连接方式)、壳体法兰 (对于 f 型连接方式) 换热管等元件结构尺寸及管板布管方式。

(2) 根据布管尺寸计算 A_d , A_i , D_i 和 ρ_i 。

(3) 假设管板计算厚度 δ , 按结构要求确定其延长部分作为法兰的结构尺寸: 宽度 b_i , 厚度 δ'_i 或 δ''_i 。

(4) 计算管板抗弯刚度 D 和各项旋转刚度参数 K'_i , K''_i , K_f , \tilde{K}_i , \tilde{K}_f 。

(5) 由图 1-8-20、图 1-8-21 和图 1-8-22 按 \tilde{K}_i 和 $1/\rho_i$ 分别查取 C_c , C_e , C_M 。

(6) 如果不能保证壳程压力 p_s 和管程压力 p_t 在任何情况下都能同时作用时, 则不允许以壳程压力和管程压力的压力差进行管板设计。

分别以壳程设计压力 p_s (令 $p_t=0$) 和管程设计压力 p_t (令 $p_s=0$) 作用, 计算管板中心处 ($r=0$), 布管区周边处 ($r=R_i$), 边缘处 ($r=R$) 的径向应力, 如果 p_s 和 p_t 之一为负压时, 则应考虑压差的危险组合:

$$\sigma_r|_{r=0} = \pm \frac{C_c}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad (1-8-101)$$

$$\sigma_r|_{r=R_i} = \mp \frac{C_e}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad (1-8-102)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = \mp \frac{3}{2} C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad (1-8-103)$$

式中 \pm 号 (或 \mp 号) 分别代表管板管程表面和壳程表面的应力。

(7) 由图 1-8-23 按 \tilde{K}_f 和 $1/\rho_i$ 分别查取 ξ_R (\tilde{K}_f , $1/\rho_i$) 和 ξ_T (\tilde{K}_f , $1/\rho_i$)。

(8) 计算基本法兰力矩 M_m , 操作工况法兰力矩 M_p 。

(9) 按表 1-8-2 计算法兰预紧力矩 M_{f0} 。

表 1-8-2 各力作用下的 M_{f0} 值

压力组合	预紧力矩 M_{f0} , N·mm/mm	
	e 型	f 型
p_s 作用	$\frac{M_m}{\pi D_i}$	$-\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K'_f}{K_f} C_M R^2 p_s$
p_t 作用	$\frac{M_p}{\pi D_i} + \frac{K'_f}{K_f} C_M R^2 p_t$	$-\frac{M_m}{\pi D_i}$
$(p_s - p_t)$ 作用	$\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K'_f}{K_f} C_M R^2 (p_s - p_t)$	$-\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K'_f}{K_f} C_M R^2 (p_s - p_t)$

(10) 分别以不同工况 [同 (6) 条所述工况] 计算由法兰预紧力矩 M_{f0} 所引起的在管板中心处 ($r=0$), 布管区周边处 ($r=R_i$), 边缘处 ($r=R$) 的径向应力:

$$\sigma_r^o|_{r=0} = \sigma_r^o|_{r=R_i} = C/\xi_T \frac{6M_{fo}}{\mu\delta^2} \quad (1-8-104)$$

$$\sigma_r^o|_{r=R} = C/\xi_R \frac{6M_{fo}}{\delta^2} \quad (1-8-105)$$

(11) 分别以不同工况 (同前) 计算法兰设计力矩 M_{ws} 和管板延长部分的法兰应力:

$$\sigma_f = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2} \quad (1-8-106)$$

式中 δ_f 和 M_{ws} 见表 1-8-3。

表 1-8-3 e 型和 f 型的 M_{ws} 及 δ_f 值

型 式	设计力矩 $M_{ws}, N \cdot mm/mm$	δ_f, mm
e 型	$(1 - \xi_R) M_{fo} - \frac{K_f'}{K_f} C_M R^2 (\rho_s - \rho_t)$	δ_f'
f 型	$(1 + \xi_R) M_{fo} + \frac{K_f''}{K_f} C_M R^2 (\rho_s - \rho_t)$	δ_f''

(12) 应力校核, 前述计算结果应满足表 1-8-4 中所列校核条件, 否则应调整厚度, 重新计算。

表 1-8-4 应力及其校核条件

应 力	应力计算	校核条件
管板应力	$\sigma_r _{r=0} + \sigma_r^o _{r=0}$	$\leq 1.5[\sigma]$
	$\sigma_r _{r=R_i} + \sigma_r^o _{r=R_i}$	
	$\sigma_r _{r=R} + \sigma_r^o _{r=R}$	
法兰应力	σ_f	$\leq 1.5[\sigma]$

(13) 换热管轴向应力及换热管与管板拉脱力的计算同 (a) 型连接方式管板的计算。

3.2.4 U 型管式换热器管板计算结果 (见表 1-8-5)

表 1-8-5 U 型管式换热器管板计算表

初 始 数 据		b、c、d、e、f 型连接方式		
壳程	内径 D_i	mm	宽度 b_f	mm
	厚度 δ_s	mm	确定管箱法兰(凸缘)厚度 δ_f'	mm
管箱	圆筒厚度 δ_h	mm	$\left. \begin{matrix} \delta_f' = \\ D_i = \\ \delta_f'' = \\ D_i = \end{matrix} \right\}$ 查图 1-8-27, $\omega'' =$	
	U 型管	外径 d mm 壁厚 δ_t mm 根数 n 管心距 S mm 一根管壁横截面积 a mm ² A_d —见符号说明 mm ²	旋转刚度 MPa $K_f'' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_f'' b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f''}{D_i} \right)^3 + \omega'' E_h \right]$ 确定壳体法兰(凸缘)厚度 δ_f'	
布管区	布管区面积 A_t	mm ²	$\left. \begin{matrix} \delta_s = \\ D_i = \\ \delta_f' = \\ D_i = \end{matrix} \right\}$ 查图 1-8-27, $\omega' =$	
	Δ 排列: $A_t = 1.732nS^2 + A_d$	mm ²	旋转刚度	MPa
	\square 排列: $A_t = 2nS^2 + A_d$	mm ²	$K_f' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_f' b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f'}{D_i} \right)^3 + \omega' E_s \right]$	
	布管区当量直径 $D_t = 1.128 \sqrt{A_t}$	mm	$K_t = K_f' + K_f''$	MPa
	$\rho_t = D_t/D_i$		旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K}_f = \frac{D_f^2 D_t K_f}{8D}$	
管板	假使计算厚度 δ	mm	按 $\tilde{K}_f, 1/\rho_t$ 查图 1-8-20, $C_c =$	
	开孔前抗弯刚度 $D = \frac{E_p \delta^3}{12(1-\nu^2)}$	N·mm	查图 1-8-21, $C_c =$ 查图 1-8-22, $C_M =$	

本框计算仅适用于 e, f 型连接方式

对于 e 型连接方式, 以管程设计压力 p_t 进行计算; 无量纲参数 $\tilde{K}\gamma = \tilde{K}_t K_t' / K_t =$
 对于 f 型连接方式, 以壳程设计压力 p_s 进行计算; 无量纲参数 $\tilde{K}\gamma = \tilde{K}_t K_t' / K_t =$
 基本法兰力矩 $M_m =$ N·mm 按 $\tilde{K}\gamma, 1/\rho_t$ 查图 1-8-23; $\xi_T =$
 操作法兰力矩 $M_y =$ N·mm 按 $\tilde{K}\gamma, 1/\rho_t$ 查图 1-8-23; $\xi_R =$
 按 $K = (D_t + 2b_t)/D_t$ 查 GB 150—1998 图 9.8 或表 9.5
 法兰应力参数 $Y =$

以下应力计算中, 实线框内虚线右侧的计算内容仅用于 e, f 型连接方式

设计工况		壳程压力作用工况 $p_s=0$			壳程压力作用工况 $p_s=0$		
		压力作用	法兰力矩作用	校核	压力作用	法兰力矩作用	校核
设计压力 p_d	MPa	$p_d = p_s =$		管板应力 $\leq 1.5[\sigma]_t$	$p_d = -p_t =$		管板应力 $\leq 1.5[\sigma]_t$
法兰预紧力矩 M_{f0}	N·mm/mm	—	见表 1-8-2		—	见表 1-8-2	
法兰设计力矩 M_{ws}	N·mm/mm	—	见表 1-8-3		—	见表 1-8-3	
中间计算参数	MPa	$A = p_d \left(\frac{D_t}{\delta}\right)^2$	$B = \frac{6M_{f0}}{\delta^2}$		$A = p_d \left(\frac{D_t}{\delta}\right)^2$	$B = \frac{6M_{f0}}{\delta^2}$	
管板应力 MPa	$\sigma_r _{r=0} + \sigma_r^0 _{r=R_t}$	$\mp \frac{C_c}{\mu} A + \left(\mp \frac{\xi_T}{\mu} B \right) =$			$\mp \frac{C_c}{\mu} A + \left(\mp \frac{\xi_T}{\mu} B \right) =$		
	$\sigma_r _{r=R_t} + \sigma_r^0 _{r=R_t}$	$\mp \frac{C_e}{\mu} A + \left(\mp \frac{\xi_T}{\mu} B \right) =$			$\mp \frac{C_e}{\mu} A + \left(\mp \frac{\xi_T}{\mu} B \right) =$		
	$\sigma_r _{r=R} + \sigma_r^0 _{r=R}$	$\mp \frac{3}{2} C_M A + \left(\mp \xi_R B \right) =$			$\mp \frac{3}{2} C_M A + \left(\mp \xi_R B \right) =$		
管板法兰应力	MPa	$\sigma_t = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_t^2}$			$\leq 1.5[\sigma]_t$		
换热管轴向应力	MPa	$\sigma_t = (p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t$			$\leq [\sigma]_t$		
拉脱力	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$ MPa				$\leq [q]$		

注:

1. 在计算换热管轴向力和拉脱力时, 一般还应校核 $p_d = p_s - p_t$ 的压力作用工况。
2. 对于型连接方式, 在计算管板法兰应力时, 一般还应校核 $p_d = p_s - p_t$ 的作用工况。

3.3 浮头式与填料函式换热器管板

本计算适用于不带法兰的管板。即图 1-8-10 中所示 a 型连接方式的管板。对于固定端为 b、c、d 型连接方式的管板设计可按 JB 4732 附录 I。

3.3.1 计算步骤

- (1) 计算 $A_t, D_t, D_G, \rho_t, na, A_t, \beta, K_t, \tilde{K}_t, [\sigma]_{cr}$
- (2) 确定管板设计压力

对于浮头式换热器, 若能保证 p_s 与 p_t 在任何情况下都同时作用或 p_s 与 p_t 之一为负压时, 则: $p_d = |p_s - p_t|$; 否则取下列两值中的较大者: $p_d = |p_s|$, 或 $p_d = |p_t|$;

对于填料函式换热器, $p_d = |p_i|$ 。

(3) 计算 \bar{p}_a , 并按 $\tilde{K}_i^{1/3}$, $\bar{p}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_i$ 查图 1-8-24 得到 C , 查图 1-8-25 得到 G_{we} 。

(4) 管板计算厚度

$$\delta = CD_i \sqrt{\bar{p}_a} \quad (1-8-107)$$

(5) 换热管的轴向应力

一般情况下, 应按下列三种工况分别计算换热管轴向应力:

只有壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 $p_i = 0$;

只有管程设计压力 p_i , 壳程设计压力 $p_s = 0$;

壳程设计压力 p_s 和管程设计压力 p_i 同时作用。

浮头式换热器
$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_i) \frac{A_i}{A_1} G_{we} \right] \quad (1-8-108)$$

填料函式换热器
$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c + p_i \frac{A_i}{A_1} G_{we} \right] \quad (1-8-109)$$

计算结果应满足:

当 $\sigma_t > 0$ 时: $\sigma_t \leq [\sigma]_t$

当 $\sigma_t < 0$ 时: $\sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$

(6) 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi dl} \right| \quad \text{计算结果应满足 } q \leq [q]$$

3.3.2 浮头式、填料函式换热器管板计算 (见表 1-8-6)

表 1-8-6 浮头式、填料函式换热器管板计算表

初始数据			
壳程设计压力 p_s	MPa	管	管板设计温度下的弹性模量 E_p MPa
管程设计压力 p_i	MPa		管板刚度削弱系数 η
垫片压紧力作用中心圆直径 D_G	mm		管板强度削弱系数 μ
		板	管子与管板胀接长度或焊脚高度 l mm
			管板设计温度下许用应力 $[\sigma]$ MPa
			许用拉脱力 $[q]$ MPa
			系 数 计 算
管子外径 d	mm		管板布管区面积 A_t mm ²
管子壁厚 δ_t	mm		三角形排列 $A_t = 0.866nS^2 + A_d$
管子根数 n			正方形排列 $A_t = nS^2 + A_d$
管心距 S	mm		布管区内开孔后面积
面积 A_d	mm ²		$A_1 = A_t - n\pi d^2/4$ mm ²
管子金属总截面积			管板布管区当量直径
$na = n\pi\delta_t(d - \delta_t)$	mm ²		$D_t = \sqrt{4A_t/\pi}$ mm
开孔面积 $n\pi d^2/4$	mm ²		管束模数 $K_t = \frac{E_t na}{LD_t}$
管子有效长度 L	mm		管束无量纲刚度 $\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p}$
管子设计温度下弹性模量 E_t	MPa		系数 $\beta = \frac{na}{A_t}$, $\rho_t = D_t/D_G$
管子设计温度下许用应力 $[\sigma]_t$	MPa		无量纲压力 $\bar{p}_s = \frac{\bar{p}_d}{1.5\mu[\sigma]_t}$
管子设计温度下屈服点 σ_s	MPa		按 $K_t^{1/3}/\bar{p}_s^{1/2}$, $1/\rho_t$ 查图 1-8-24 $C =$
管子回转半径			按 $K_t^{1/3}/\bar{p}_s^{1/2}$, $1/\rho_t$ 查图 1-8-25 $G_{we} =$
$i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$	mm		
管子受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 1-8-33)	mm		
系数 $C_t = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma_s}}$			
管子稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$	MPa		
当 $\frac{l_{cr}}{i} \geq C_t$ 时, $[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$			
当 $\frac{l_{cr}}{i} \leq C_t$ 时,			
$[\sigma]_{cr} = \frac{[\sigma]_t}{2} \left(1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_t} \right)$	MPa		

续表

管板计算厚度 $\delta = D_{1c} \sqrt{P_s}$		mm
当量压力组合 $P_c = p_s - p_t(1 + \beta)$		MPa
管子应力 ^①		
浮头式 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_1}{A_1} G_{we} \right]$	MPa	$\leq [\sigma]$ 当 $\sigma_t < 0$ 时 $\leq [\sigma]_{cr}$
填料函式 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left(P_c + p_t \frac{A_1}{A_1} G_{we} \right)$	MPa	
拉脱力 $q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	MPa	$\leq [q]$
① 一般情况下, 应按三种不同组合工况分别进行计算与校核		

3.4 固定管板式换热器管板

本计算适用于不带法兰的管板, 即图 1-8-10 中所示 b、c 型连接方式的管板, 或其延长部分兼作法兰的管板, 即图 1-8-10 中所示 e 型连接方式的管板, 且管板周边不布管区较窄 ($k < 1.0$) 的情况。

对于结构特殊, 如管板周边不布管区较宽 ($k > 1.0$) 的情况, 或与法兰搭焊连接的固定式管板, 可按 JB 4732 附录 I 给出的方法进行计算。

如果不能保证壳程压力 p_s 和管程压力 p_t 在任何情况下都能同时作用时, 则不允许以壳程压力和管程压力的压力差进行管板设计。如 p_s 和 p_t 之一为负压时, 则应考虑压差的危险组合。

在进行管板设计时, 应根据设计条件考虑下列各种情况组合:

(1) 不带法兰的管板

- 只有壳程设计压力 p_s , 而管程设计压力 $p_t = 0$, 不计膨胀变形差。
- 只有壳程设计压力 p_s , 而管程设计压力 $p_t = 0$, 同时计入膨胀变形差。
- 只有管程设计压力 p_t , 而壳程设计压力 $p_s = 0$, 不计入膨胀变形差。
- 只有管程设计压力 p_t , 而壳程设计压力 $p_s = 0$, 同时计入膨胀变形差。

以上四种组合情况, 均取 $\tilde{M} = \tilde{M}_b$ 。

(2) 其延长部分兼作法兰的管板

- 只有壳程设计压力 p_s , 而管程设计压力 $p_t = 0$, 不计入膨胀变形差, 管板边缘力矩系数

$$\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta \tilde{M}) M_1$$

- 只有壳程设计压力 p_s , 而管程设计压力 $p_t = 0$, 同时计入膨胀变形差, 管板边缘力矩系数

$$\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta \tilde{M}) M_1$$

- 只有管程设计压力 p_t , 而壳程设计压力 $p_s = 0$, 不计入膨胀变形差, 管板边缘力矩系数

$$\tilde{M} = \tilde{M}_p$$

- 只有管程设计压力 p_t , 而壳程设计压力 $p_s = 0$, 同时计入膨胀变形差, 管板边缘力矩系数

$$\tilde{M} = \tilde{M}_p$$

(3) 计算步骤

- 确定壳程圆筒, 管箱圆筒, 管箱法兰, 换热管等元件结构尺寸及管板布管方式。
- 计算 $A, A_s, na, K_t, [\sigma]_{cr}, A_1, A_1, D_t, \lambda, Q$ (或 Q_{ex} , 见表 1-8-9 说明), $\beta, \Sigma_s, \Sigma_t, \rho_t$ 。
- 对于其延长部分兼作法兰的管板, 计算 M_m 和 M_p 。

- d. 假定管板计算厚度 δ , 当管板延长部分兼作法兰时, 还须按结构要求确定壳体法兰 (或凸缘) 厚度 δ'_f , 计算 K , k 和 \tilde{K}_f 。
- e. 由图 1-8-28, 按 K 和 \tilde{K}_f 查 m_1 , 计算 ψ 值; 由图 1-8-30 按 K 和 \tilde{K}_f 查 G_2 值。
- f. 对于其延长部分兼作法兰的管板, 计算 M_1 ; 由图 1-8-31 按 K 和 Q 查 G_3 , 计算 ξ 、 $\Delta\tilde{M}$ 、 $\Delta\tilde{M}_f$ 。
- g. 由图 1-8-29 (a) 按 K 和 Q 查 m_2 ; 或由图 1-8-29 (b) 按 K 和 Q 查 m_2/Q , 计算 m_2 。

$$m_2 = \left(\frac{m_2}{Q}\right)Q \quad (1-8-110)$$

h. 按壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 p_t , 膨胀变形差 γ , 法兰力矩 (管板延长部分兼作法兰时) 的危险组合, 分别对每种组合工况进行 h 至 k 各步骤的计算与校核。

计算 P_c 、 P_a 以及 \tilde{M}_m 、 \tilde{M}_p (管板延长部分兼作法兰时) 或 P_b 、 \tilde{M}_b (管板不带法兰时)。

i. 计算; \tilde{M} 、 ν 、 m 。

j. 确定 G_1 值。

当 $m > 0$ 时, 计算 G_{1e} [即图 1-8-32 (a) 中的虚线], 并由图 1-8-32 (a) 实线按 K 和 m 查 G_{1i} , 取 G_1 为 G_{1e} 与 G_{1i} 两者中较大值。

当 $m < 0$ 时, 由图 1-8-32 (b) 按 K 和 m 查 G_{1i} , 取 G_1 为 G_{1i} 。

k. 按表 1-8-7 (延长部分兼作法兰的管板) 或表 1-8-8 (不带法兰的管板) 中相应公式计算应力 σ_r 、 σ'_r 、 τ_p 、 σ_c 、 σ_t 、 q ; 并区别不计膨胀变形差 ($\gamma = 0$) 和计入膨胀变形差 ($\gamma \neq 0$) 两种情况, 应同时满足:

不计膨胀变形差

$$\sigma_r \leq 1.5[\sigma]_t$$

$$|\sigma'_r| \leq 1.5[\sigma]_t$$

$$|\tau_p| \leq 0.5[\sigma]_t$$

$$|\sigma_c| \leq [\sigma]_t$$

$$|\sigma_t| \leq [\sigma]_t$$

$$|\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}, \text{ 当 } \sigma_t < 0 \text{ 时}$$

$$q \leq [q]$$

计入膨胀变形差

$$\sigma_r \leq 3[\sigma]_t$$

$$|\sigma'_r| \leq 3[\sigma]_t$$

$$|\tau_p| \leq 1.5[\sigma]_t$$

$$|\sigma_c| \leq 3[\sigma]_t$$

$$|\sigma_t| \leq 3[\sigma]_t$$

$$|\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}, \text{ 当 } \sigma_t < 0 \text{ 时}$$

$$q \leq [q], \text{ 胀接时; 或 } q \leq 3[q], \text{ 焊接时}$$

对于管板延长部分, 作为法兰还应按表 1-8-7 计算 σ'_f , 并满足:

$$|\sigma'_f| \leq 1.5[\sigma]_t, \text{ 不计膨胀变形差; } |\sigma'_f| \leq 3[\sigma]_t, \text{ 计入膨胀变形差。}$$

管板与壳体法兰的厚度差应满足结构要求。

l. 若上述 k 中的条件不能满足时, 应重新假设管板厚度或壳体法兰厚度, 也可以调整其他元件结构尺寸, 直至满足上述条件为止。

对于其延长部分兼作法兰的管板, 法兰和管板应分别进行设计, 且法兰厚度可以和管板厚度不同。

m. 由管板计算厚度确定管板厚度。

n. 若壳程圆筒带有波形膨胀节, 则上述计算步骤中, 除 Σ_s 式中的 Q 值不变外, 其他出现的 Q 均应换用 Q_{ex} 值计算。

(4) 管板计算及应力计算公式汇总见表 1-8-7~表 1-8-9。

表 1-8-7 延长部分兼作法兰的固定式管板计算表

初始数据		管板		
壳程圆筒	内径 D_i		mm	假定管板厚度 δ
	厚度 δ_s	mm	管子加强系数 $K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_v \eta L \delta}}$	
	内径面积 $A = \pi d^2 / 4$	mm ²	$K =$	$k = K(1 - \rho_t)$
	金属横截面积 $A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s)$	mm ²		

续表

管箱	圆筒厚度 δ_h		法兰外径 D_i	mm	
			法兰宽度 $b_f = (D_f - D_i)/2$	mm	
			管箱法兰厚度 δ_f''	mm	
管子	管子外径 d	mm	} 查图 1-8-27, $\omega'' =$		
	管子壁厚 δ_t	mm			
	管子根数 n				
	管心距 S	mm			
	面积 A_d	mm ²			
	管子金属总截面积		法	旋转刚度	
	$na = n\pi\delta_t(d - \delta_t)$	mm ²		$K_f'' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_f''b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f''}{D_i} \right)^3 + \omega''E_b \right]$	MPa
	开孔面积 $n\pi d^2/4$	mm ²		确定壳体法兰厚度 δ_f'	
	管子有效长度 L	mm		} 查图 1-8-27, $\omega' =$	
	管束模数 $K_t = \frac{E_t na}{LD_i}$	MPa			
管子回转半径		法	旋转刚度		
$i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$	mm		$K_f' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_f'b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f'}{D_i} \right)^3 + \omega'E_s \right]$	MPa	
管子受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 1-8-33)	mm	兰	旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K} = \frac{\pi K_f'}{4K_t}$		
系数 $C_r = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma_s'}}$			壳体法兰应力参数 Y (按 $K = D_f/D_i$ 查 GB 150—1998 图 9-8 或表 9-5)		
管子稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$	MPa				
当 $\frac{l_{cr}}{i} \geq C_r$ 时, $[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$					
当 $\frac{l_{cr}}{i} \leq C_r$ 时, $[\sigma]_{cr} = \frac{[\sigma]_t}{2} \left(1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right)$					
系数计算	开孔后面积 $A_1 = A - n\pi d^2/4$	mm ²	按 K, K_f' , 查图 1-8-28	$m_1 =$	
	管板布管区面积 A_t	mm ²	$\psi = \frac{m_1}{K\tilde{K}_f}$		
	三角形排列 $A_t = 0.866nS^2 + A_d$		按 K, K_f' , 查图 1-8-30	$G_2 =$	
	正方形排列 $A_t = nS^2 + A_d$		$M_1 = \frac{m_1}{2K(Q + G_2)}$		
	管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$	mm	按 K, Q , 查图 1-8-31	$G_3 =$	
	系数 $\lambda = \frac{A_1}{A}, Q = \frac{E_t na}{E_s A_s}, \beta = \frac{na}{A_1}$		$\xi = \frac{\tilde{K}_f}{\tilde{K}_f + G_3}$		
	$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + 0.6 \frac{Q}{\lambda}$		$\frac{K_f'}{K_f''} =$		
$\Sigma_t = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + \frac{Q}{\lambda} + 0.4\beta$		$\Delta\tilde{M} = \frac{1}{\xi + \frac{K_f'}{K_f''}}$			
$\rho_t = \frac{D_t}{D_i}$		$\Delta\tilde{M}_f = \frac{K_f'}{K_f''} \cdot \Delta\tilde{M}$			
法兰力矩			按 K, Q 查图 1-8-29	$m_2 =$	
基本法兰力矩 M_m	N·mm				
管程压力作用时法兰力矩 M_p	N·mm				
壳程压力作用下的危险组合: 管程压力 $p_t = 0$ 壳程设计压力 $p_s = P_c =$			壳程压力作用下的危险组合: 管程压力 $p_s = 0$ 壳程设计压力 $p_t =$, $P_c = -p_t(1 + \beta) =$		

续表

		不计膨胀差	计入膨胀差			不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = \alpha_t(t_t - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$				$\gamma = \alpha_t(t_t - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$			
$\beta\gamma E_t$ MPa				$\beta\gamma E_t$ MPa			
$P_a = \sum p_s + \beta\gamma E_t$ MPa				$P_a = \sum p_t + \beta\gamma E_t$ MPa			
$\tilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda\pi D_i^3 P_a}$				$\tilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda\pi D_i^3 P_a}$			
$\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1$				$\tilde{M} = \tilde{M}_p$			
$\nu = \phi\tilde{M}$				$\nu = \phi\tilde{M}$			
$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$				$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$			
G_1 (见 3.2.1 符号说明)				G_1 (见 3.2.1 符号说明)			
$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$				$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$			
$\tilde{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$				$\tilde{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$			
$\tilde{\tau}'_p = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)}{Q+G_2}$				$\tilde{\tau}'_p = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)}{Q+G_2}$			
$\tilde{M}_{ws} = \xi\tilde{M}_m - (\Delta\tilde{M}_t)M_1$				$\tilde{M}_{ws} = \xi\tilde{M}_p - M_1$			
管板应力, MPa				管板应力, MPa			
$\sigma_r = \left \tilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $		$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma_r = \left \tilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $		$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\sigma'_r = \frac{\lambda \cdot P_a}{\mu} \tilde{\sigma}'_r \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m}(\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2$		$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma'_r = \frac{\lambda \cdot P_a}{\mu} \tilde{\sigma}'_r \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m}(\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2$		$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu} \tilde{\tau}'_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right)$ MPa		$\leq 0.5[\sigma]_t$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu} \tilde{\tau}'_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right)$ MPa		$\leq 0.5[\sigma]_t$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
壳体法兰应力 MPa				壳体法兰应力 MPa			
$\sigma'_i = \frac{\pi}{4} Y\tilde{M}_{ws}\lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta'_i} \right)^2$		$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma'_i = \frac{\pi}{4} Y\tilde{M}_{ws}\lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta'_i} \right)^2$		$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
管子应力 MPa		$\leq 1.0[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	管子应力 MPa		$\leq 1.0[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s \right]$		若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s \right]$		若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$
壳程圆筒轴向应力 MPa				壳程圆筒轴向应力 MPa			
$\sigma_c = \frac{\lambda}{A_s} \frac{\lambda(1+\nu)}{Q+G_2} P_a$		$\leq \phi[\sigma]_t$	$\leq 3\phi[\sigma]_t$	$\sigma_c = \frac{\lambda}{A_s} \frac{\lambda(1+\nu)}{Q+G_2} P_a$		$\leq \phi[\sigma]_t$	$\leq 3\phi[\sigma]_t$
拉脱力 MPa				拉脱力 MPa			
$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl}$		$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq [q]$	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl}$		$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq [q]$

表 1-8-8 不带法兰的固定式管板计算表

初始数据		b,c 型连接方式	
壳程 圆筒	内径 D_i	mm	管 板
	厚度 δ_s	mm	
	内径面积 $A = \pi d^2/4$	mm ²	
	金属横截面积 $A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s)$	mm ²	
管箱	圆筒厚度 δ_h		管箱(对于 c 型连接方式, $\delta_h = 0$)
管 子	管子外径 d	mm	法 兰
	管子壁厚 δ_t	mm	
	管子根数 n		
	管心距 S	mm	
	面积 A_d	mm ²	
	管子金属总截面积 $na = n\pi\delta_t(d - \delta_t)$	mm ²	
	开孔面积 $n\pi d^2/4$	mm ²	
	管子有效长度 L	mm	
	管束模数 $K_t = \frac{E_t na}{LD_t}$	MPa	
	管子回转半径 $i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$	mm	
	管子受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 1-8-33)	mm	
	系数 $C_r = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma'_s}}$		
管子稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$	MPa		
当 $\frac{l_{cr}}{i} \geq C_r$ 时, $[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$	MPa		
当 $\frac{l_{cr}}{i} \leq C_r$ 时, $[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma'_s}{2} \left(1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r}\right)$	MPa		
系 数 计 算	开孔后面积 $A_1 = A - n\pi d^2/4$	mm ²	按 K, \tilde{K}_t , 查图 1-8-28 $m_1 =$ $\Psi = \frac{m_1}{K\tilde{K}_t}$ 按 K, \tilde{K}_t , 查图 1-8-30 $G_2 =$ 按 K, Q 查图 1-8-29 $m_2 =$
	管板布管区面积 A_t	mm ²	
	三角形排列 $A_t = 0.866nS^2 + A_d$		
	正方形排列 $A_t = nS^2 + A_d$		
	管板布管区当量直径 $D_e = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$	mm	
	系数 $\lambda = \frac{A_1}{A}, Q = \frac{E_t na}{E_s A_s}, \beta = \frac{na}{A_1}$		
	$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + 0.6 \frac{Q}{\lambda}$		
	$\Sigma_t = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + \frac{Q}{\lambda} + 0.4\beta$		
$\rho_t = \frac{D_t}{D_i}$			
	假定管板厚度 δ	mm	
	管子加强系数 $K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t na}{E_s \gamma L \delta}}$		
	$K = k = K(1 - \rho_t)$		
	壳体圆筒(对于 b 型连接方式, $\delta'_t = 0$)		
	$\frac{\delta_h}{D_i} =$ } 查图 1-8-26, $C'' =$		
	$\frac{\delta'_t}{D_i} =$ } 查图 1-8-27, $\omega'' =$		
	$\frac{\delta_s}{D_i} =$ } 查图 1-8-26, $C' =$		
	$\frac{\delta'_t}{D_i} =$ } 查图 1-8-27, $\omega' =$		
	旋转刚度		
	$K'_i = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_t b_t}{D_i + b_t} \left(\frac{2\delta'_t}{D_i}\right)^3 + \omega' E_s \right]$	MPa	
	$K''_i = \frac{1}{12} \omega'' E_h$	MPa	
	(对于 c 型连接方式, $K'_i = 0$)		
	$\tilde{K}_t = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{K'_i + K''_i}{K_t}$		

b、c 型连接方式					
壳程设计压力 $p_s = P_c =$ 管程压力 $p_t = 0$			壳程压力 $p_s = 0$ 壳程设计压力 $p_t =$, $P_c = \dots p_t(1 + \beta) =$		
	不计膨胀差	计入膨胀差		不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = \alpha_t(t_r - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0		$\gamma = \alpha_t(t_r - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0	
$\beta\gamma E_t$ MPa	0		$\beta\gamma E_t$ MPa	0	
$P_a = \sum_s p_s + \beta\gamma E_t$ MPa			$P_a = \sum_t p_t + \beta\gamma E_t$ MPa		
$P_b = C' p_s$			$P_b = -0.15C' p_t - 0.85C'' p_t$		
$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a}$			$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a}$		
$\nu = \Psi \tilde{M}$			$\nu = \Psi \tilde{M}$		
$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$			$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$		
G_1 (见 3.2.1 符号说明)			G_1 (见 3.2.1 符号说明)		
$\bar{\sigma}_t = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu) G_1}{Q + G_2}$			$\bar{\sigma}_t = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu) G_1}{Q + G_2}$		
$\bar{\sigma}'_t = \frac{3}{4} \frac{m(1 + \nu)}{K(Q + G_2)}$			$\bar{\sigma}'_t = \frac{3}{4} \frac{m(1 + \nu)}{K(Q + G_2)}$		
$\bar{\tau}'_p = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu)}{Q + G_2}$			$\bar{\tau}'_p = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu)}{Q + G_2}$		
管板应力, MPa			管板应力, MPa		
$\sigma_r = \left \bar{\sigma}_t P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma_r = \left \bar{\sigma}_t P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\sigma'_t = \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\sigma}'_t \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma'_t = \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\sigma}'_t \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\tau}'_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right)$	$\leq 0.5[\sigma]_t$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\tau}'_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right)$	$\leq 0.5[\sigma]_t$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
管子应力 MPa $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_a \right]$	$\leq 1.0[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	$\leq 3[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	管子应力 MPa $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_a \right]$	$\leq 1.0[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	$\leq 3[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$
壳程圆筒轴向应力 MPa $\sigma_c = \frac{A}{A_s} \frac{\lambda(1 + \nu)}{Q + G_2} P_a$	$\leq \phi[\sigma]_c$	$\leq 3\phi[\sigma]_c$	壳程圆筒轴向应力 MPa $\sigma_c = \frac{A}{A_s} \frac{\lambda(1 + \nu)}{Q + G_2} P_s$	$\leq \phi[\sigma]_c$	$\leq 3\phi[\sigma]_c$
拉脱力 MPa $q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3[q]$	拉脱力 MPa $q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq [q]$

表 1-8-9 应力计算公式汇总表

应力计算公式汇总表			
换热器型式	应力类型	应力计算公式	说明
固定式	σ_r	$\sigma_r = \left \bar{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $ 其中: $\bar{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{m(1+\nu)}{Q+G_2}$	当壳体采用波形膨胀节时,除系数 Σ_s 中的 Q 值不变外,其他的 Q 值均应改为 Q_{ex}
	σ'_r	$\sigma'_r = \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\sigma}'_r \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} \right] \cdot \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2$ 其中: $\bar{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+\nu)}{Q+G_2}$	
	τ_p	$\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\tau}_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right)$ 其中: $\bar{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q+G_2}$	
	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q+G_2} P_a \right]$	
	σ_c	$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q+G_2} P_a \right]$	
	σ'_t	$\sigma'_t = \frac{\pi}{4} Y \bar{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta'_t} \right)$	
	q	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	
浮头式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right]$	G_{we} 值按 $\frac{\bar{K}_t^{1/3}}{\bar{p}_s^{1/2}} \cdot \frac{1}{\rho_t}$ 查图 1-8-25
	q	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	
填料函式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c + \frac{A_t}{A_1} G_{we} P_a \right]$	
	q	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	
U 型管式	σ_r	$\sigma_r _{r=0} = \left \frac{C_c (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 - \xi_r \frac{6M_{fo}}{\delta^2}}{\mu} \right $ $\sigma_r _{r=R_t} = \left \frac{C_c (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 + \xi_r \frac{6M_{fo}}{\delta^2}}{\mu} \right $ $\sigma_r _{r=R} = \left \frac{3}{2} C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 + \xi_R \frac{6M_{fo}}{\delta^2} \right $	对于 a, b, c, d 型 $M_{fo} = 0$
	σ_t	$\sigma_t = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_t^2}$	仅对 e, f 型
	σ_t	$\sigma_t = \left - (p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \right $	
	q	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	

3.5 换热管稳定许用压应力

当 $C_r < l_{cr}/i$ 时

$$[\sigma]_{cr} = \frac{E_t}{2} \cdot \frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2} \quad (1-8-111)$$

当 $C_r > l_{cr}/i$ 时

$$[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma'_s}{2} \cdot \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right] \quad (1-8-112)$$

式中:

$$C_r = \pi \sqrt{\frac{2E_t}{\sigma'_s}} \quad (1-8-113)$$

$$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} \quad (1-8-114)$$

3.6 换热管与管板连接的许用拉脱力 (见表 1-8-10)

表 1-8-10 换热管与管板连接的许用拉脱力

换热管与管板连接结构型式			[q]
胀 接	钢 管	管端不卷边,管孔不开槽	2
		管端卷边或管孔开槽	4
	有色金属管	管孔开槽	3
焊接(钢管、有色金属管)			0.5[σ] _t

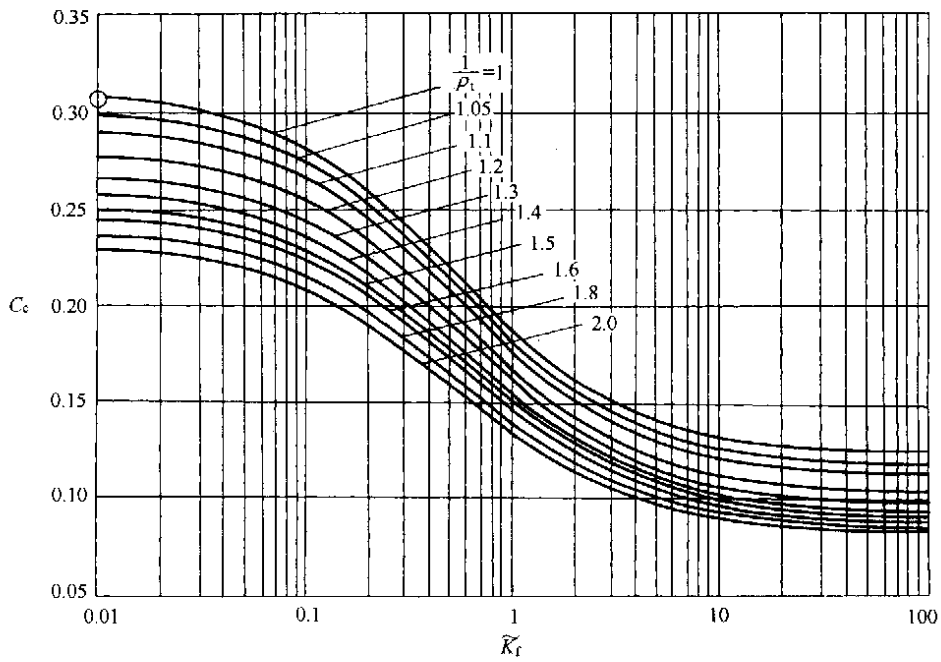


图 1-8-20 系数 C_c

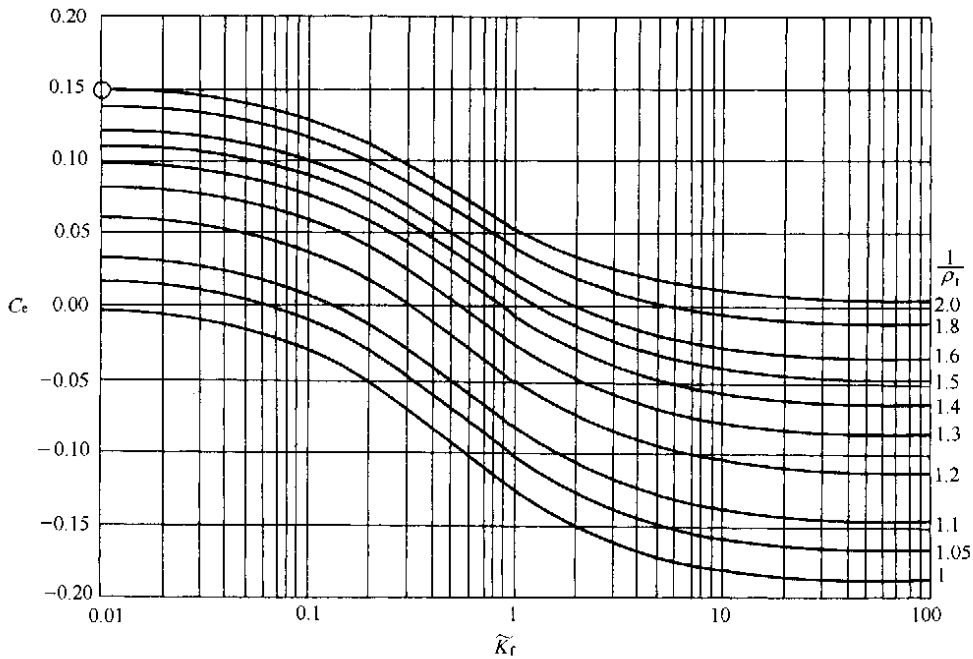


图 1-8-21 系数 C_c

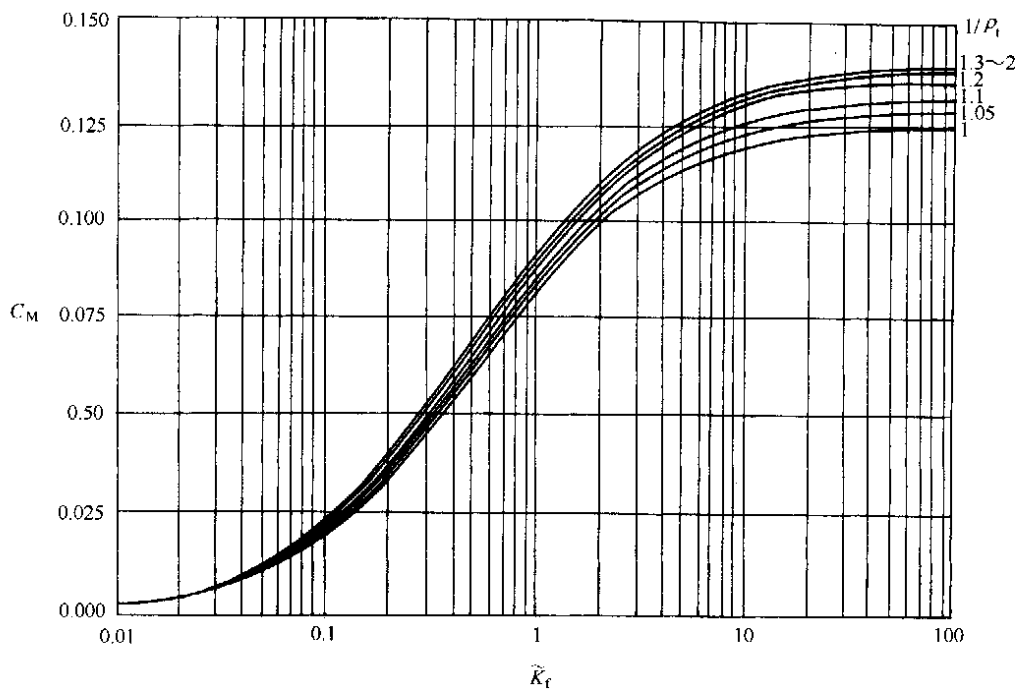


图 1-8-22 系数 C_M

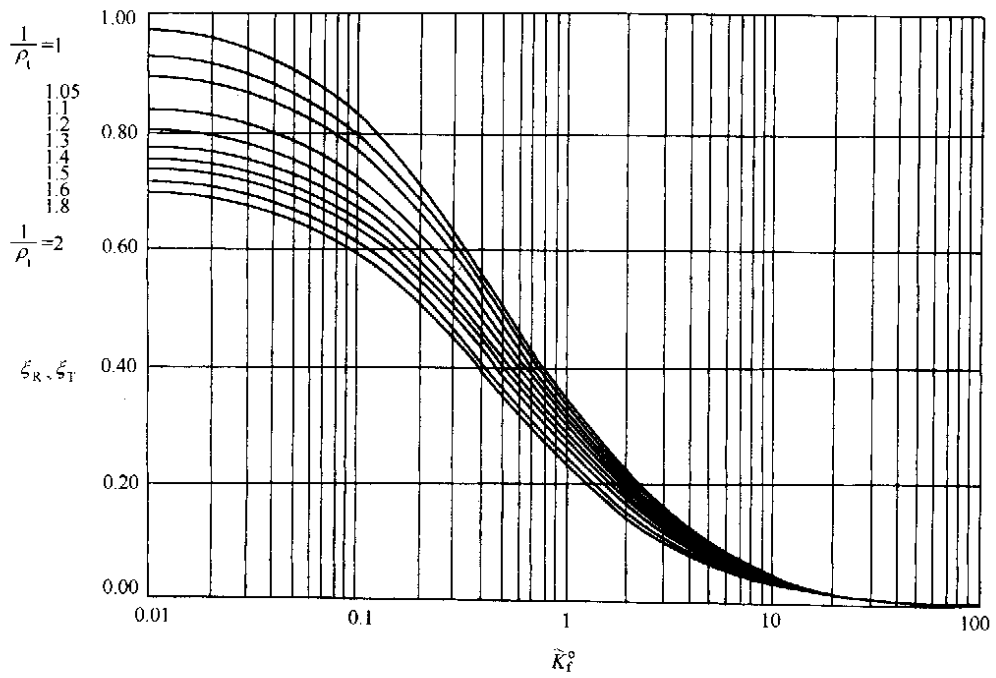
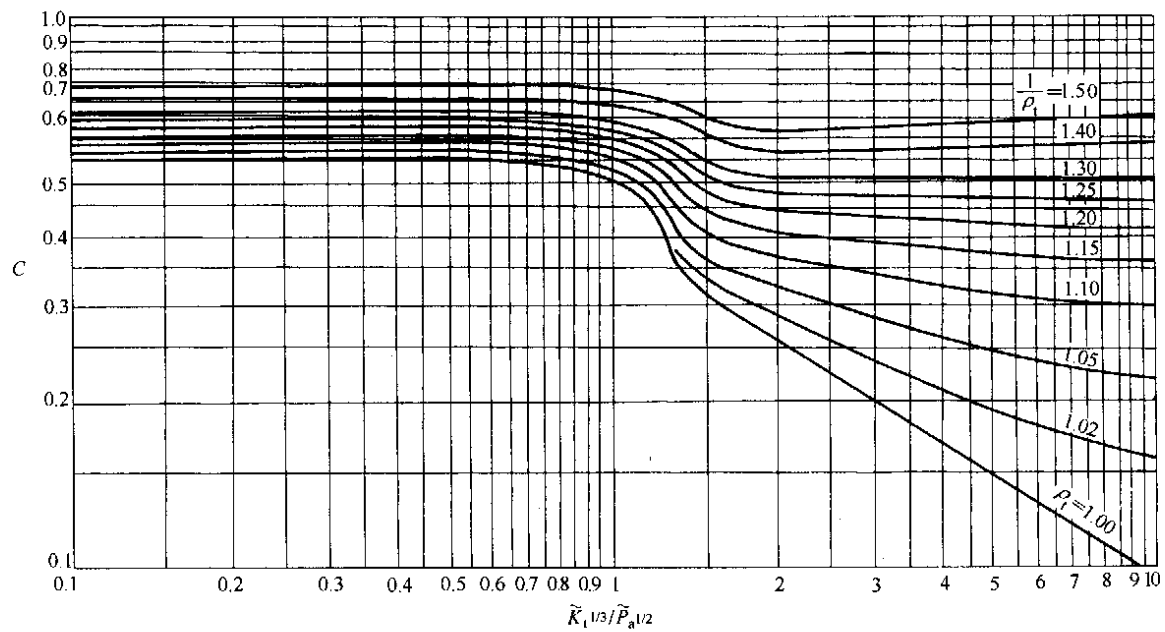
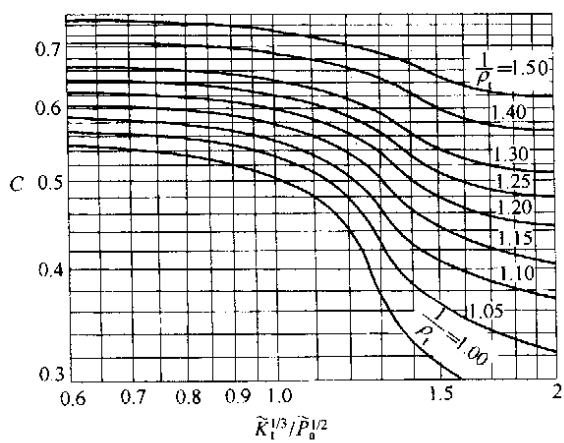


图 1-8-23 系数 ξ_R 及 ξ_T

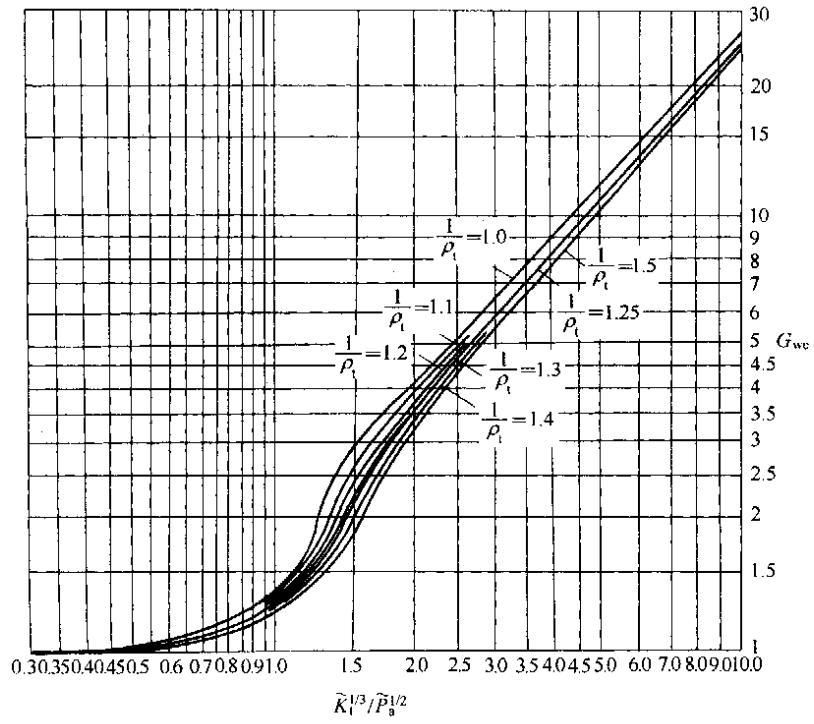


(a)

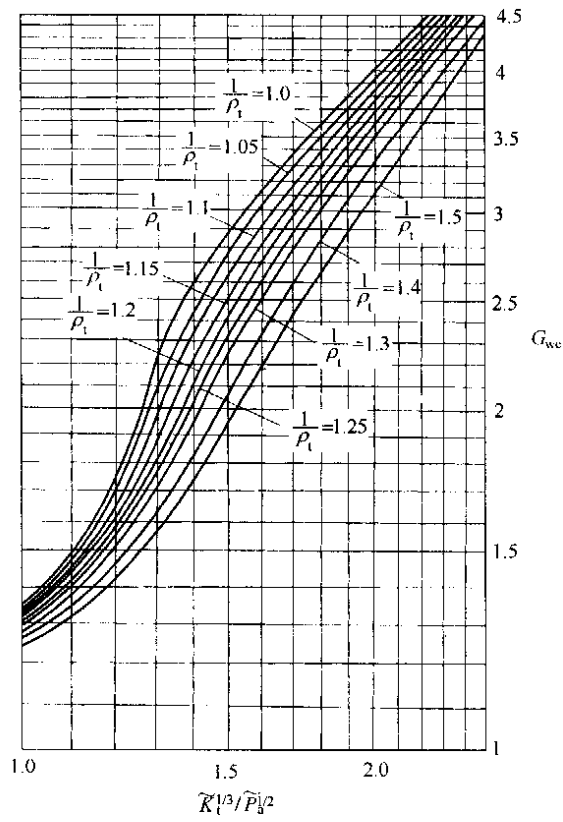


(b)

图 1-8-24 系数 C



(a)



(b)

图 1-8-25 系数 G_{we}

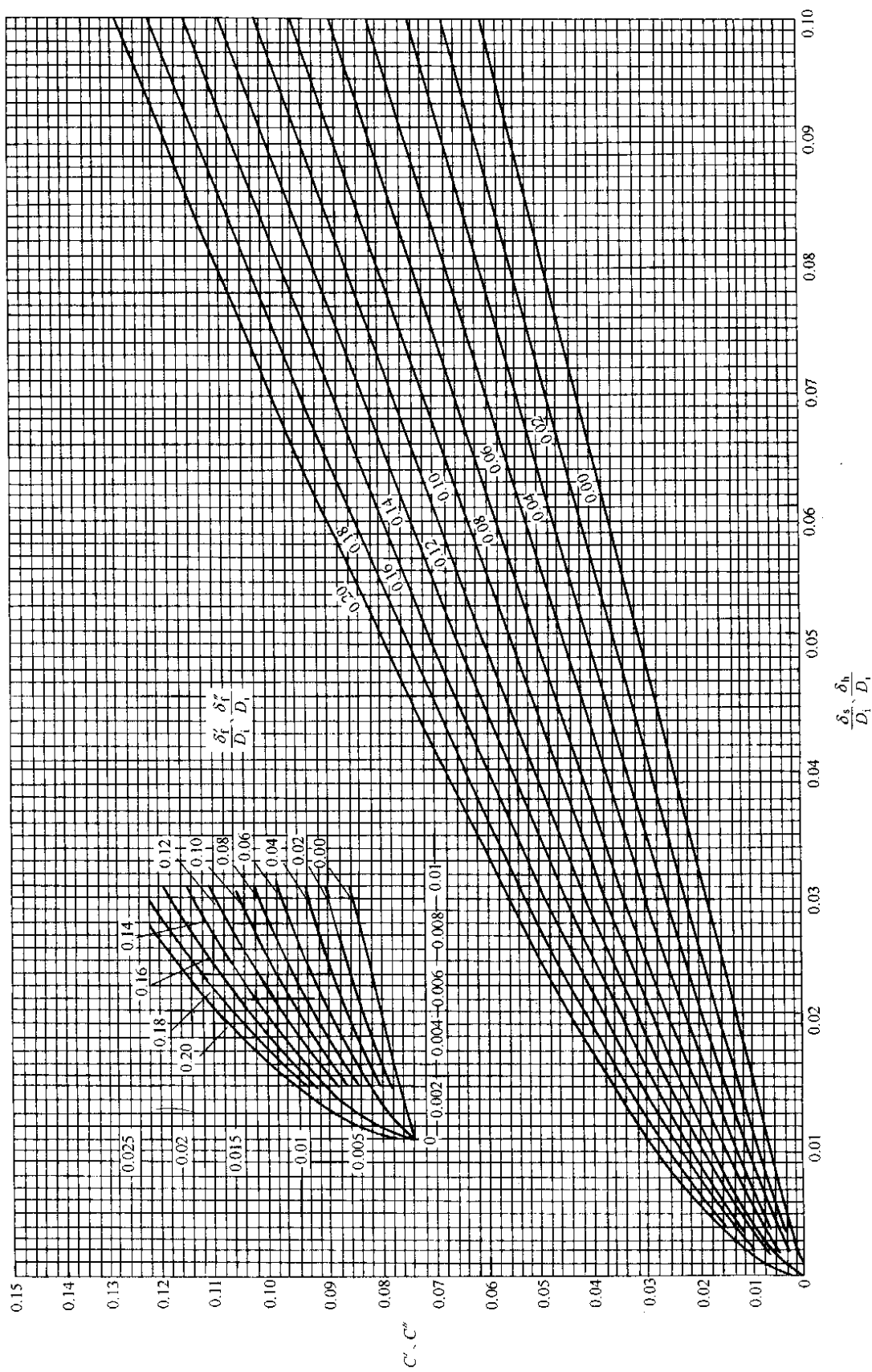


图 1-8-26 系数 C' 及 C''

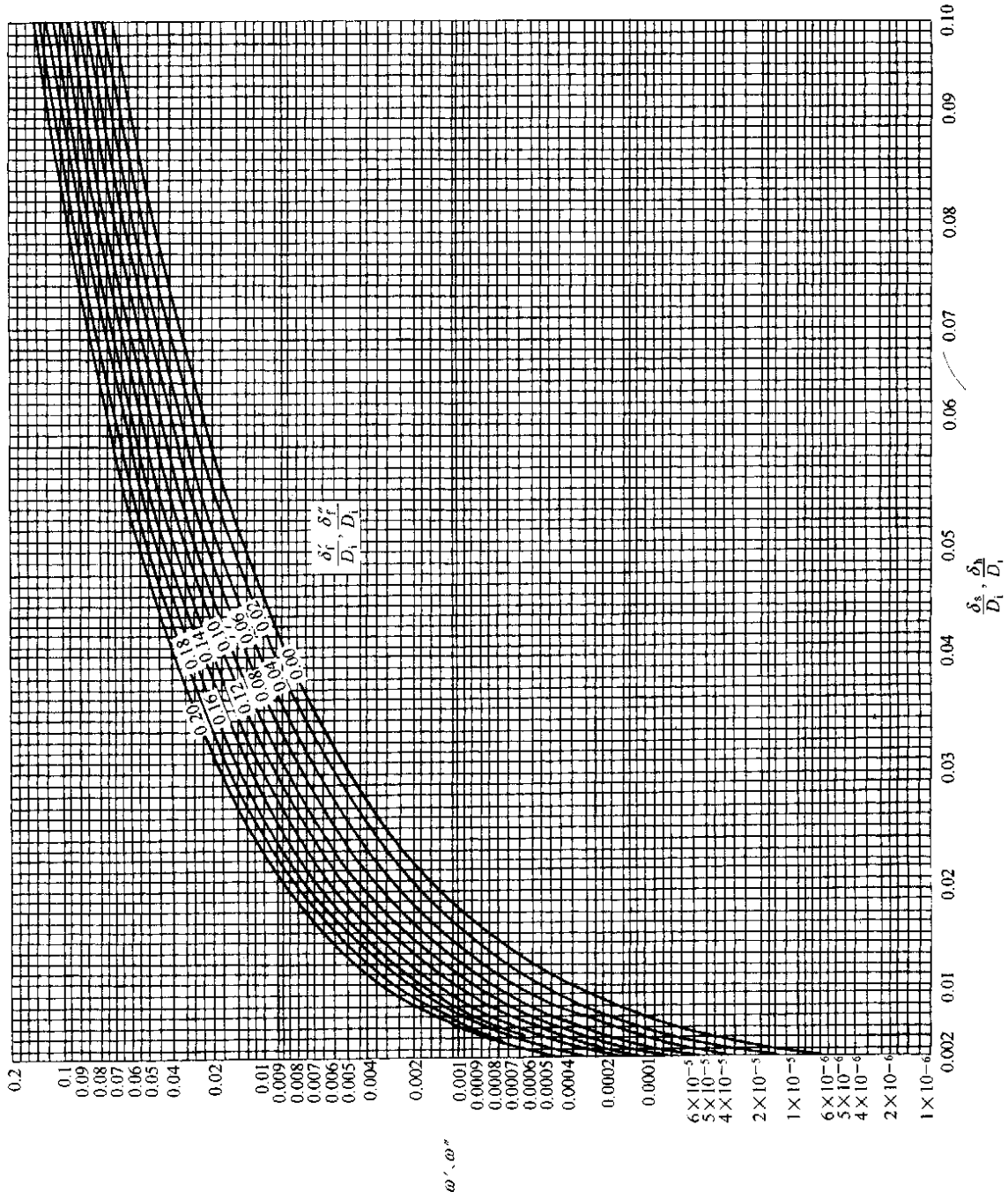


图 1-8-27 系数 ω' 及 ω''

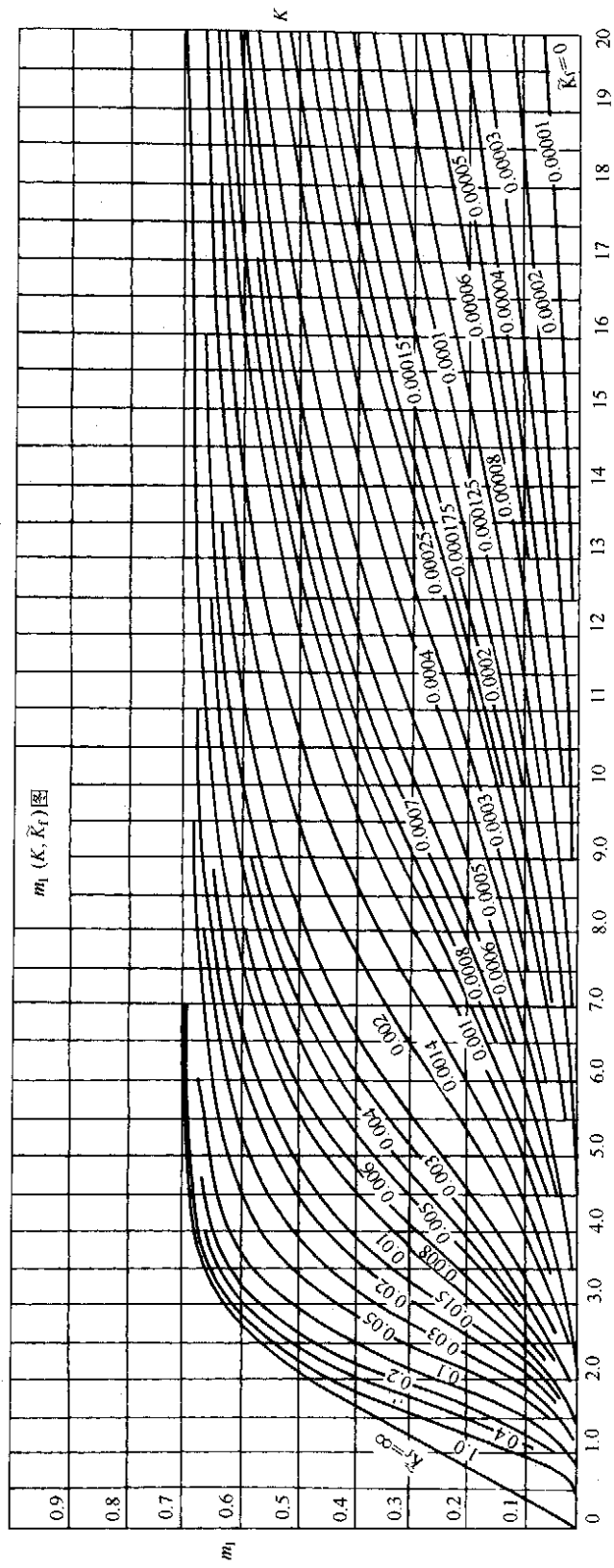
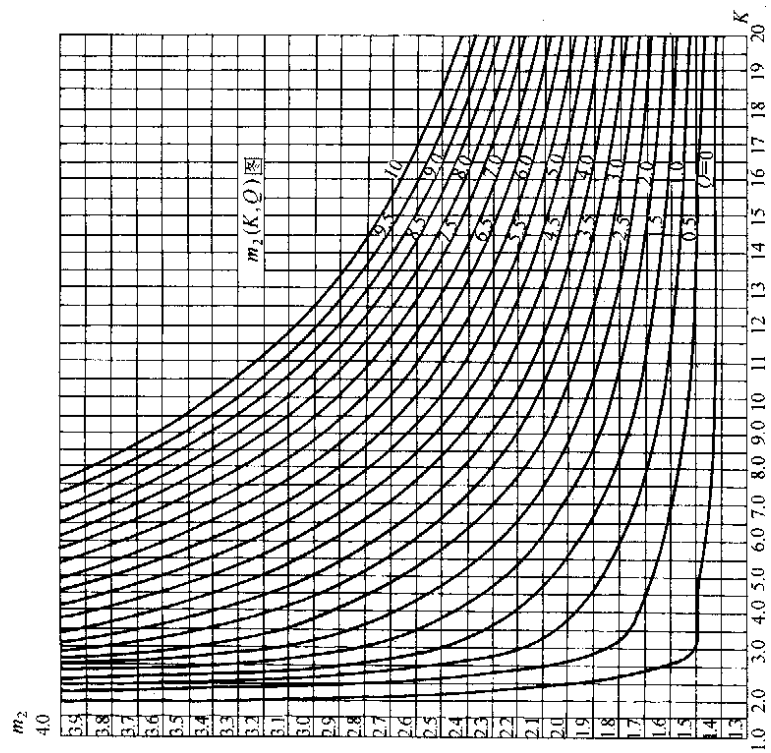
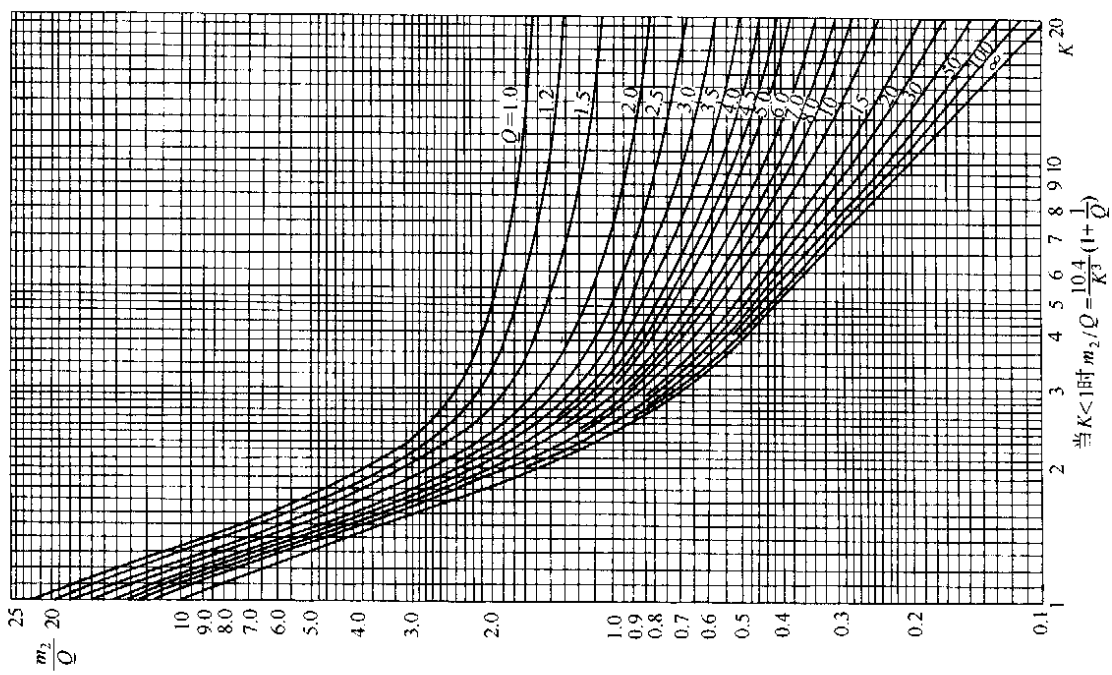


图 1-8-28 系数 m_1



(a)



当 $K < 1$ 时 $m_2/Q = \frac{10.4}{K^3} (1 + \frac{1}{Q})$

(b)

图 1-8-29 系数 m_2

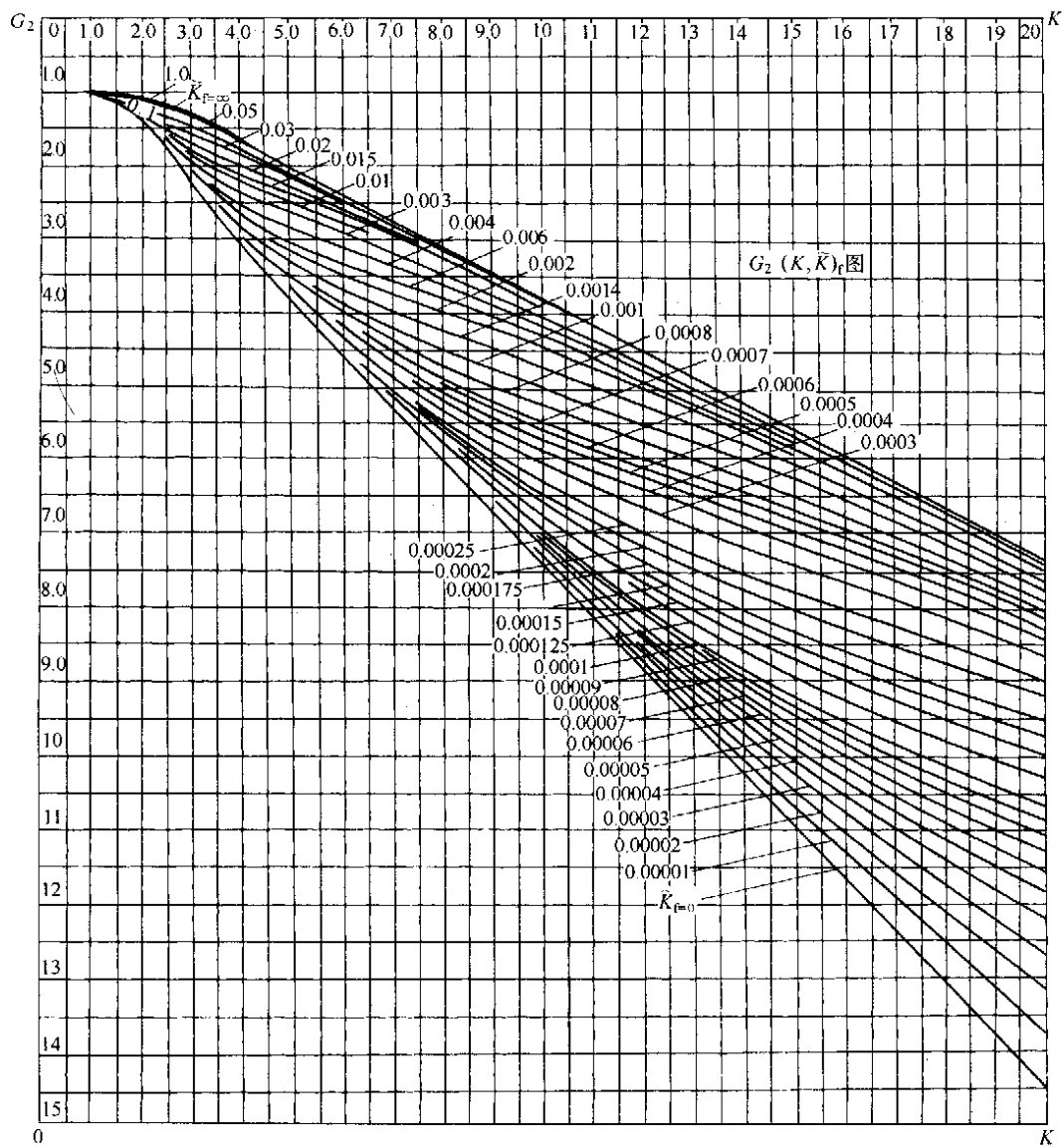


图 1-8-30 系数 G_2

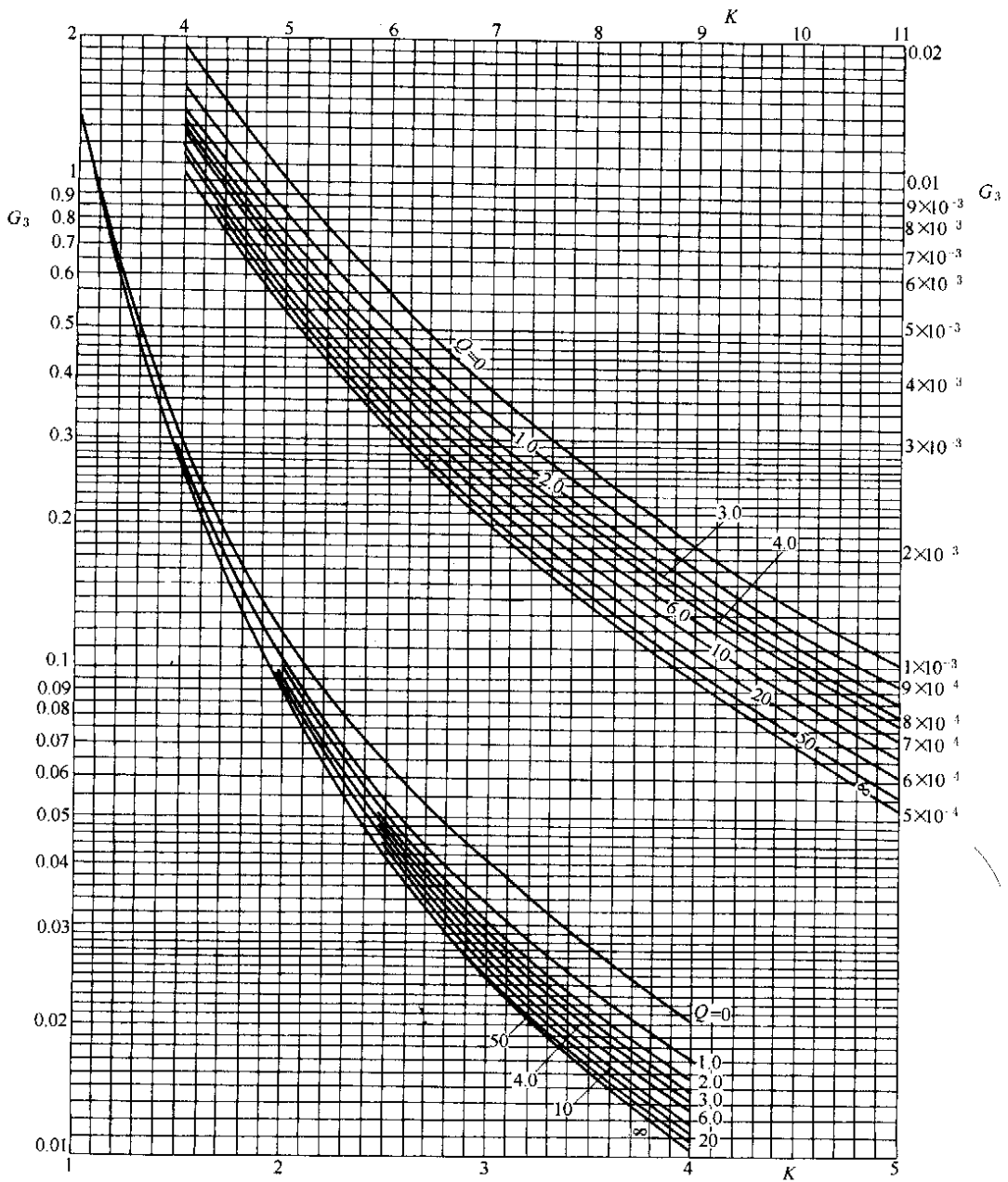


图 1-8-31 (a) 系数 G_3

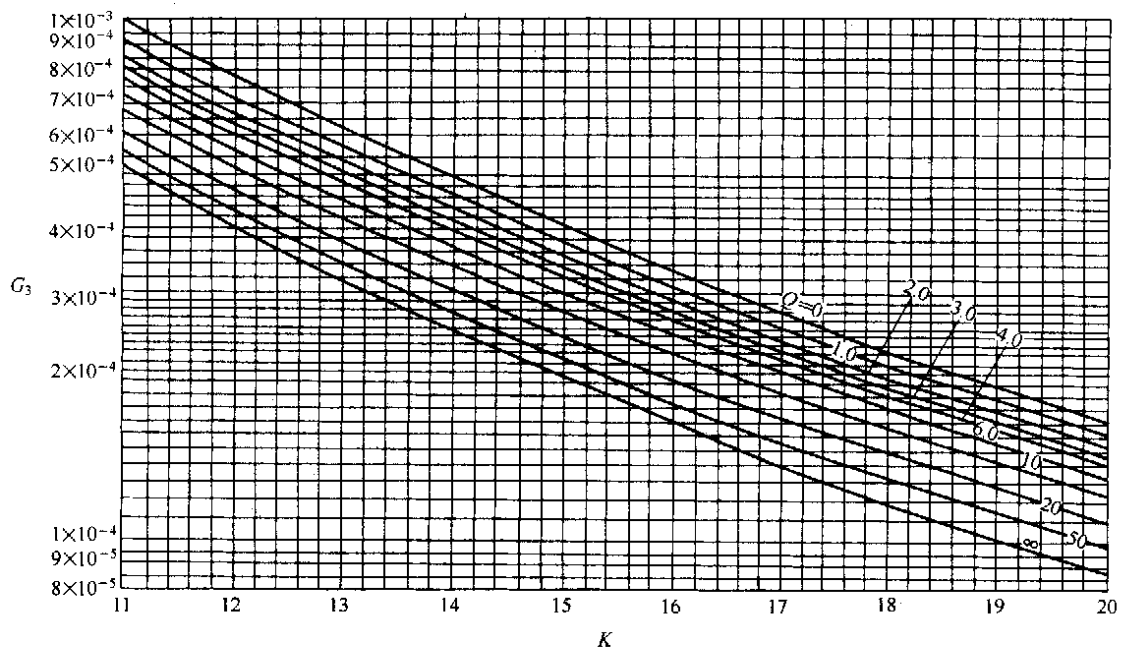


图 1-8-31 (b) 系数 G_3

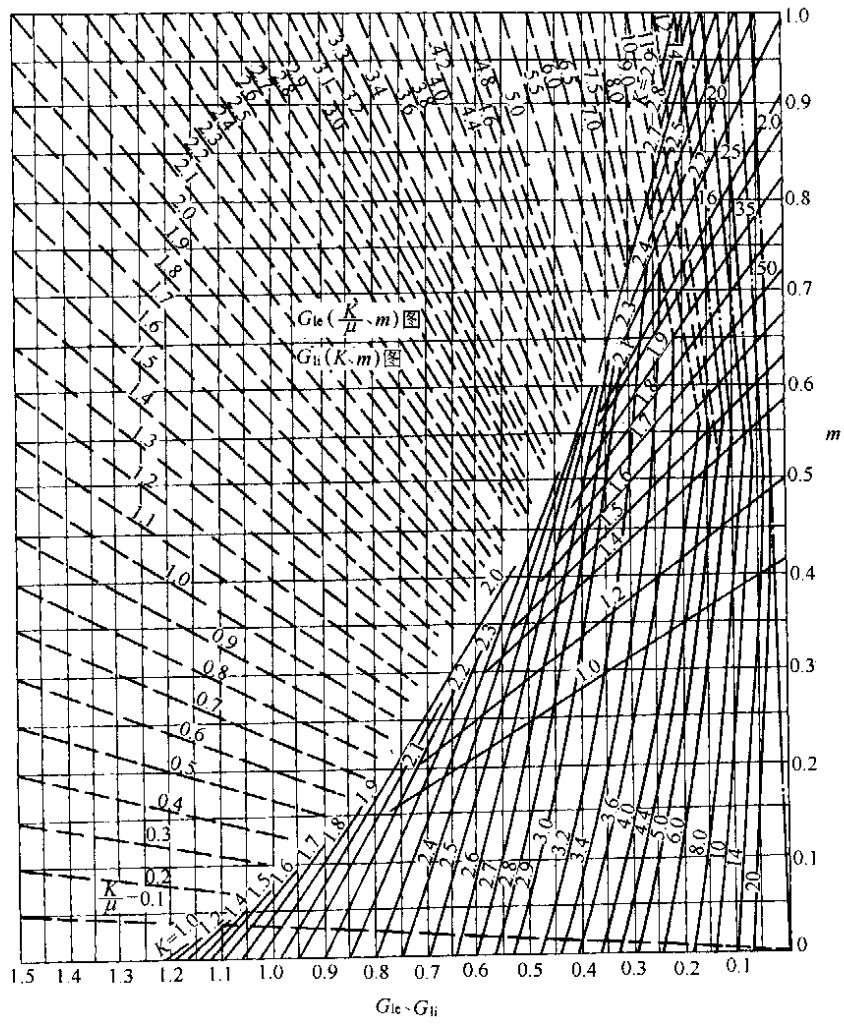
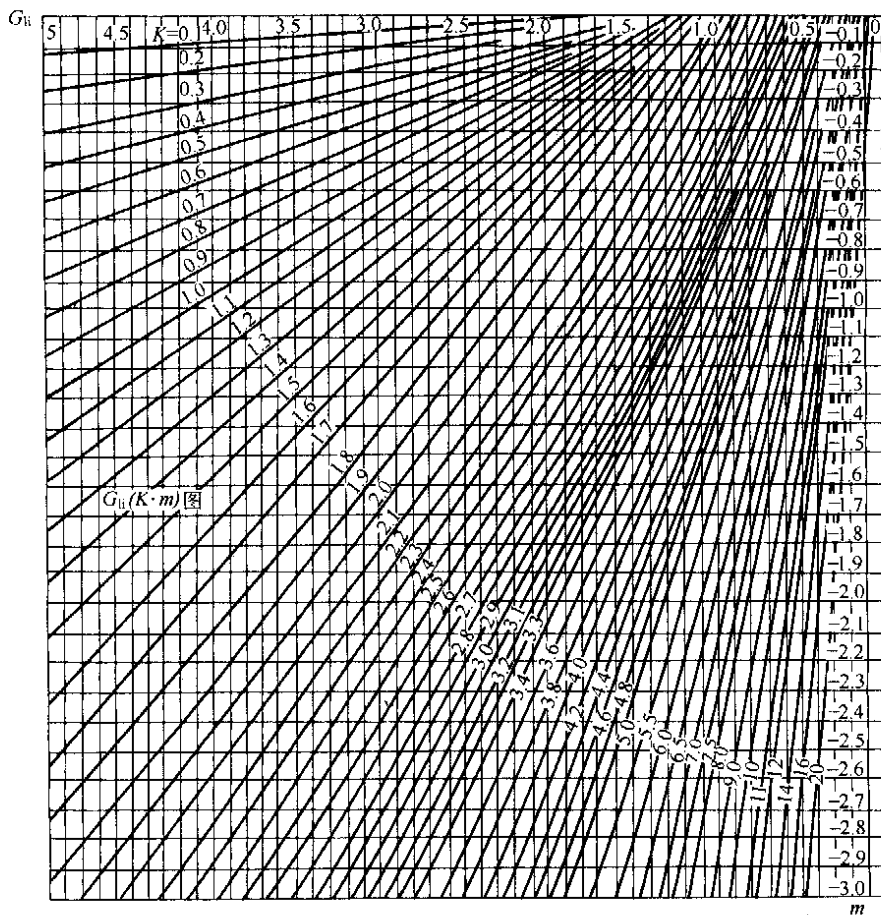


图 1-8-32 (a) 系数 G_{le} 及 G_{li}



超出图之范围时,可按下列公式计算 G_{ii} 值

$$\text{当 } K \leq 1.3 \text{ 时, } G_{ii} = \frac{3|m|}{K} + 1.24$$

$$\text{当 } K > 1.3 \text{ 时, } G_{ii} = \frac{3|m|}{K} + \frac{2.1}{K^2}$$

图 1-8-32 (b) 系数 G_{ii}

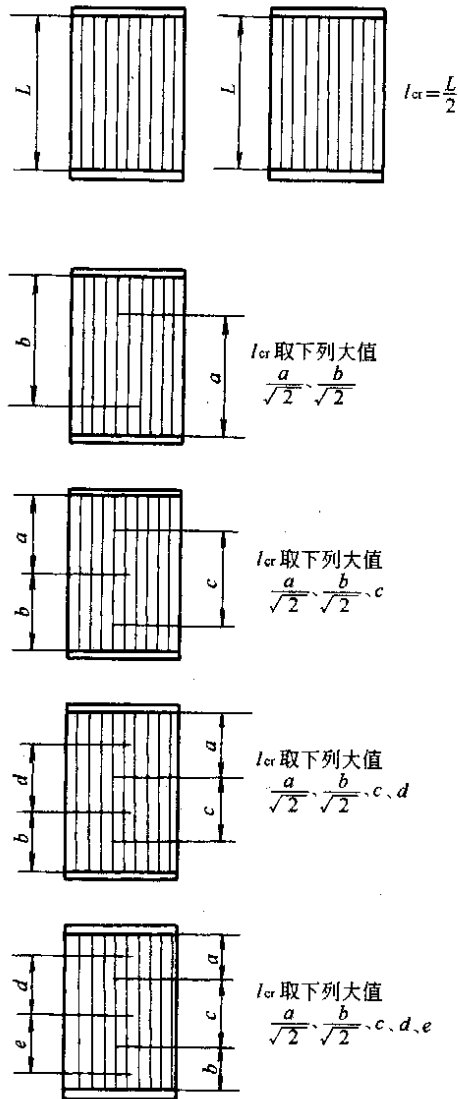


图 1-8-33 换热管受压失稳的当量长度 l_{cr}

4 计算示例^[2,13,14,20,23~25]

4.1 U 型管式换热器管板厚度计算

4.1.1 a 型连接方式管板厚度计算

(1) 换热器设计条件^[19]

壳程设计压力 $p_s = 2.5 \text{ MPa}$;

管程设计压力 $p_r = 0.7 \text{ MPa}$;

管板设计温度 200°C ;

(2) 结构尺寸参数

换热器公称直径 $DN = 700 \text{ mm}$;

换热管外径 $d = 25 \text{ mm}$;

管壁厚度 $\delta_t = 2.5 \text{ mm}$;

根数 $n = 131$;

换热管正方形排列, 管间距 $S = 32 \text{ mm}$;

壳程腐蚀裕量 $C_{2s} = 2 \text{ mm}$;

管程腐蚀裕量 $C_{2t} = 2 \text{ mm}$;

管程程数 2;

换热管与管板为焊接连接

壳程侧结构槽深 $h_1 = 0$

管程侧隔板槽深 $h_2 = 4 \text{ mm}$;

夹持管板的壳程法兰和管箱法兰采用:

JB 4702—92 法兰 S700-2.5,

即 PN2.5 DN700 乙型平焊棒面密封面法兰;

垫片为槽形金属垫片

$\phi 765/\phi 725/\delta 3$ (见图 1-8-34)

垫片基本密封宽度 b_0 : 按 GB 150 表 9-1;

压紧面型式 1c, $N = 20 \text{ mm}$; $\omega = 18 \text{ mm}$;

$$b_0 = (\omega + \delta_g)/2 = (18 + 3)/2 = 10.5 \text{ mm};$$

$$(\omega + N)/4 = (18 + 20)/4 = 9.5 \text{ mm};$$

取 $b_0 = 9.5 \text{ mm}$;

管板强度削弱系数 $\mu = 0.4$;

(3) 各元件材料及其设计数据

换热管材料: 20

查 GB 150 表 4-3, 设计温度下许用应力 $[\sigma]_t = 123 \text{ MPa}$;

管板材料: 16Mn 锻件

查 GB 150 表 4-5, 设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t = 135 \text{ MPa}$;

许用拉脱力, 表 1-8-10 得 $[q] = 0.5[\sigma]_t = 0.5 \times 123 = 61.5 \text{ MPa}$

(4) 解

a. 计算 A_d , A_t , D_t 和 D_G

$$A_d = n'S(S_n - S) = 15 \times 32 \times (50 - 32) = 8640 \text{ mm}^2$$

$$A_t = 2nS^2 + A_d = 2 \times 32^2 \times 131 + 8640 = 276928 \text{ mm}^2$$

$$D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 276928}{\pi}} = 593.8 \text{ mm}$$

$$D_G = \text{垫片接触面外径} - 2b = 765 - 2 \times 7.8 = 749.4 \text{ mm}$$

$\therefore b_0 = 9.5 \text{ mm} > 6.4 \text{ mm}$

$$b = 2.53\sqrt{b_0} = 2.53\sqrt{9.5} = 7.8 \text{ mm} > 6.4 \text{ mm}$$

b. 计算 $1/\rho_t$, 确定 C_c

$$1/\rho_t = 2R/D_t = D_G/D_t = 749.4/593.8 = 1.262$$

查表 1-8-1 得 $C_c = 0.2713$

c. 确定管板设计压力

不能保证在任何情况下 p_s 和 p_t 都同时作用, 且 p_s 和 p_t 均为正压, 故:

$$p_d = \text{MAX}(p_s, p_t) = \text{MAX}(2.5, 0.7) = 2.5 \text{ MPa}$$

d. 管板计算厚度 δ 和管板名义厚度 δ_n

$$\delta = 0.82 \cdot D_G \sqrt{\frac{C_c p_d}{\mu [\sigma]_t}} = 0.82 \times 749.4 \times \sqrt{\frac{0.2713 \times 2.5}{0.4 \times 135}} = 68.87 \text{ mm}$$

管板名义厚度应不小于下列三部分之和。即

$$\begin{aligned} \delta_n &= \text{MAX}(\delta, \delta_{\min}) + \text{MAX}(C_s, h_1) + \text{MAX}(C_t, h_2) \\ &= \text{MAX}(68.87, 12) + \text{MAX}(2, 0) + \text{MAX}(2, 4) = 68.87 + 2 + 4 = 74.87 \text{ mm} \end{aligned}$$

圆整后 δ_n 为 76mm。

e. 换热管轴向应力

查 GB 151 附录 J, 换热管金属横截面积 $a = 176.71 \text{ mm}^2$

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t$$

按三种工况分别计算:

① 只有壳程设计压力 $p_s = 2.5 \text{ MPa}$; 管程设计压力 $p_t = 0$:

$$\sigma_t = -(2.5 - 0) \frac{\pi \times 25^2}{4 \times 176.7} - 0 = -6.95 \text{ MPa}$$

② 只有管程设计压力 $p_t = 0.7 \text{ MPa}$; 壳程设计压力 $p_s = 0$:

$$\sigma_t = -(0 - 0.7) \frac{\pi \times 25^2}{4 \times 176.7} - 0.7 = 1.24 \text{ MPa}$$

③ 壳程设计压力和管程设计压力同时作用

$$\sigma_t = -(2.5 - 0.7) \frac{\pi \times 25^2}{4 \times 176.7} = -5.7 \text{ MPa}$$

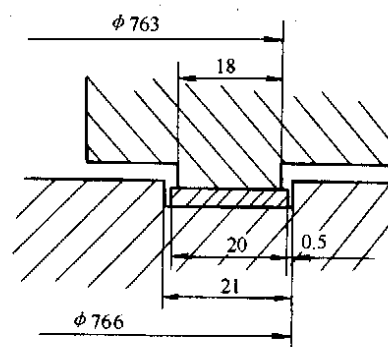


图 1-8-34 槽形金属垫片

以上三种工况的计算值的绝对值均小于换热管设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t = 123 \text{ MPa}$ 。

f. 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| = \left| \frac{6.95 \times 176.7}{\pi \times 25 \times 3.5} \right| = 4.47 \text{ MPa} < [q] = 61.5 \text{ MPa} \quad \text{满足要求。}$$

式中 $l = l_1 + l_3 = 1.5 + 2 = 3.5 \text{ mm}$;

l_1 ——换热管最小伸出长度, 查表 1-6-22 得 $l_1 = 1.5 \text{ mm}$;

l_3 ——最小坡口深度, 查表 1-6-22 得 $l_3 = 2 \text{ mm}$;

σ_t 取 e 项计算中三种工况绝对值最大者。

4.1.2 采用 GB 151—1999 设计结果的改进

采用 GB 151—1999 方法进行 U 型管式换热器管板的设计, 可以考虑更多种类型的管板连接方式 (图 1-8-10 中所有结构), 使设计更加合理。这表现在^[2]:

(1) 在大多数情况下, 管板厚度可以比 GB 151—89 仅考虑 a 型连接方式且不考虑周边不布管区的设计结果有合理的减薄。图 1-8-20 和图 1-8-21 给出的 $C_c (\rho_t, \tilde{K}_t)$ 和 $C_e (\rho_t, \tilde{K}_t)$ 曲线表明: C 的数值在 0~0.309 之间变化, 仅当 $\tilde{K}_t = 0$ 且 $\rho_t = 1$ 时, $C = 0.309$ 为最大值, 即 GB 150—89 中的取值; C_c 值随 \tilde{K}_t 加大, $1/\rho_t$ 加大而减小。表 1-8-11 给出了 C 值对 a 型管板计算厚度的影响。

表 1-8-11 C 值对 a 型管板计算厚度的影响

计算项目	GB 151—89	GB 151—1999		
		1.05 (min)	1.50	2.00 (max)
$1/\rho_t = D_c/D_i$	1	1.05 (min)	1.50	2.00 (max)
查图 C_c	0.309	0.300	0.252	0.231
系数 $C_e = \sqrt{C_c/1.5}$	0.454	0.447	0.410	0.392
计算厚度变化	令 $\delta = 1$	98.5%	90.3%	86.3%

表 1-8-12 给出了四台 U 型管式换热器的设计实例, 其边缘结构均为图 1-8-10 (b) 型, 在其他条件相同的情况下, 按 GB 151—89、GB 151—1999 和其他国家规范计算了管板厚度, 由于 GB 151—1999 合理地考虑了管板边缘结构的影响, 管板计算厚度可以比近视地假定按 GB 151—89 方法 (即假定为 a 型边缘连接方式) 得到的厚度大大的减薄。

表 1-8-12 U 型管式换热器设计实例

计算项目		例 1	例 2	例 3	例 4
壳程/管程设计压力, MPa		2.5/0.7	0.6/31	13.9/4.48	14.7/24.5
壳程/管程圆筒直径, mm		700	600/620	1450	1200/1300
管板设计温度, °C		200	150	400	350
管板材料		16Mn	20MnMo	15CrMo	12Cr2Mo1
管板厚度 mm	GB 151—89 假定按 a 型连接方式	73.2	186	370	412
	GB 151—1999	64	115	245	249
	ASME VIII-1 Appen. AA	67.6	143	317	306
	TEMA, 1988	55.4	116	257	266
	CODAP	66.7	165	368	349
	图纸厚度 (参考)		185	275	397

(2) 当管程设计压力与壳程设计压力不同时, 在各方面可能的条件下, 可以通过合理地选择管板边缘的连接方式达到减小管板厚度或同时减小法兰厚度的目的。

如表 1-8-12 例 1 中所示 U 型管式换热器, 其结构型式和设计条件同例 4.1.1^[19], 分别以图 1-8-10 所示 6 种不同管板边缘连接方式, 按 GB 151—85 与 GB 151—1999 进行计算, 并对计算结果进行比较, 见表 1-8-13。

表 1-8-13 不同连接方式的计算结果比较

计算方法及边缘连接方式 (见图 1-8-11)	壳 程		管 程		管板计算 厚度, mm	
	法兰 PN	垫 片	法兰 PN	垫 片		
GB 151—89	2.5	槽形金属	2.5	槽形金属	73.2	
GB 151—1999	a	2.5	槽形金属	槽形金属	68.9	
	b	—	—	—	63.3	
	c	—	—	1.0	石棉橡胶	59.0
	d	2.5	槽形金属	—	—	59.6
	e	—	—	1.0	石棉橡胶	46.0
	f	2.5	槽形金属	—	—	69.8

4.2 浮头式、填料函式换热器管板厚度计算

4.2.1 浮头式换热器管板厚度的计算

(1) 换热器设计条件

壳程设计压力 $p_s = 1.5 \text{ MPa}$;
管程设计压力 $p_t = 1.0 \text{ MPa}$;
管板设计温度 110°C ;

壳程腐蚀裕量 $C_s = 2 \text{ mm}$;
管程腐蚀裕量 $C_t = 2 \text{ mm}$;
管程数 4

(2) 结构尺寸参数

换热器公称直径 $DN = 1200 \text{ mm}$;
换热管外径 $d = 25 \text{ mm}$;
管壁厚度 $\delta_t = 2.5 \text{ mm}$;
根数 960
管长 $L_0 = 6000 \text{ mm}$;
受压失稳当量长度 $l_{cr} = 1000 \text{ mm}$;
换热管正方形排列, 管间距 $S = 32 \text{ mm}$;
换热管与管板为焊接连接
壳程侧管板结构槽深 $h_1 = 0$;

管程侧隔板槽深 $h_2 = 4 \text{ mm}$;
夹持管板的壳程法兰和管箱法兰采用
JB 4702—92 法兰 A1200-1.6
即 PN1.6 DN1200 乙型平焊凹型密封面法兰
垫片为缠绕垫片 $\phi 1255/\phi 1215$
按 GB 150 表 9-1 压紧面型式 1a
 $b_0 = N/2 = (1253 - 1215)/4 = 9.5 \text{ mm}$
管板刚度削弱系数 $\eta = 0.4$
管板强度削弱系数 $\mu = 0.4$

(3) 各元件材料及其设计数据

换热管材料 20
根据 GB 150—1998 表 4-3, 表 F2, 表 F5
设计温度下许用应力 $[\sigma]_t = 130 \text{ MPa}$
屈服点 $\sigma_s = 219 \text{ MPa}$
弹性模量 $E_t = 190800 \text{ MPa}$
管板材料 16Mn 锻件

根据 GB 150—1998 表 4-5, 表 F5
设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t = 149.7 \text{ MPa}$
弹性模量 $E_p = 202700 \text{ MPa}$
许用拉脱力按表 1-9-5
 $[q] = 0.5 [\sigma]_t = 0.5 \times 130 = 65 \text{ MPa}$

(4) 解

a. 换热管稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}$

$$C_t = \pi \sqrt{2E_t/\sigma_s} = 3.14 \times \sqrt{2 \times 190800/219} = 131.1$$

$$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} = 0.25 \times \sqrt{25^2 + (25 - 2 \times 2.5)^2} = 8.004 \text{mm} \quad (i \text{ 也可由 GB 151 附录 J 查取})$$

$$l_{cr}/i = 1000/8.004 = 124.9 < C_r$$

$$[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma_s'}{2} \times \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right] = \frac{219}{2} \times \left[1 - \frac{124.9}{2 \times 131.1} \right] = 57.34 \text{MPa} < [\sigma]_t'$$

b. 结构参数的计算

① 垫片压紧力作用中心圆直径 D_G

$$\because b_0 = 9.5 \text{mm} > 6.4 \text{mm} \quad \therefore b = 2.53 \sqrt{b_0} = 2.53 \times \sqrt{9.5} = 7.8 \text{mm} > 6.4 \text{mm}$$

$$D_G = \text{垫片接触面外径} - 2b = 1238 - 2 \times 7.8 = 1222.4 \text{mm}$$

② 设置隔板槽和拉杆, 布管区未能被换热管支承的面积 A_d , 对正方形排列 $A_d = n'S(S_n - S)$

隔板槽两侧换热管之间管排中心距 $S_n = 44 \text{mm}$

沿隔板槽一侧的排管根数 $n' = 34 \times 2 = 68$, 管间距 $S = 32 \text{mm}$

$$A_d = n'S(S_n - S) = 68 \times 32 \times (44 - 32) = 26112 \text{mm}^2$$

③ 管板布管区当量直径 D_t

$$A_t = nS^2 + A_d = 960 \times 32^2 + 26112 = 1009152 \text{mm}^2$$

$$D_t = \sqrt{4A_t/\pi} = \sqrt{4 \times 1009125/3.14} = 1133.8 \text{mm}$$

$$\rho_t = D_t/D_G = 1133.8/1222.4 = 0.9275$$

④ 管板布管区开孔后的面积 A_1

查 GB 151 附录 J 得: 一根换热管金属横截面积 $a = 176.71 \text{mm}^2$

$$na = 960 \times 176.71 = 169641.6 \text{mm}^2$$

$$A_1 = A_t - n \times \frac{\pi d^2}{4} = 1009125 - 0.785 \times 960 \times 25^2 = 538125 \text{mm}^2$$

c. 系数计算

$$\beta = \frac{na}{A_1} = \frac{169641.6}{538125} = 0.3152$$

$$K_t = \frac{E_t' na}{LD_t} = \frac{190800 \times 169641.6}{6000 \times 1133.8} = 4.758 \times 10^3 \text{MPa}$$

式中 L 应为换热管的有效长度, 但由于管板厚度尚未计算出, 暂用管子总长代替进行试算, 待管板厚度计算出再用有效长度核算。 $L = L_0 - 2\delta_n - 2 \times$ (管端伸出长度)。

$$\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p} = \frac{4.758 \times 10^3}{0.4 \times 202700} = 0.0587$$

d. 确定管板设计压力

由于不能保证 p_s 和 p_t 在任何情况下都同时作用, 故 $p_d = \text{MAX}(p_s, p_t) = 1.5 \text{MPa}$ 。

e. 计算 \tilde{P}_s , 查取系数 C 和 G_{we}

$$\tilde{P}_s = \frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_t'} = \frac{1.5}{1.5 \times 0.4 \times 149.7} = 0.0167$$

$$\tilde{K}_t^{1/3} / \tilde{P}_s^{1/2} = 0.0587^{1/3} / 0.0167^{1/2} = 3.007$$

$$1/\rho_t = 1/0.9275 = 1.078$$

查图 1-8-24 得到 $C = 0.325$; 查图 1-8-25 得到 $G_{we} = 6.3$

f. 管板计算厚度 δ 和名义厚度 δ_n

$$\delta = CD_t \sqrt{\tilde{P}_s} = 0.325 \times 1133.8 \sqrt{0.0167} = 47.6 \text{mm}$$

管板名义厚度应不小于下列三部分之和, 即

$$\begin{aligned} \delta_n &= [\text{MAX}(\delta, \delta_{\min}) + \text{MAX}(C_s, h_1) + \text{MAX}(C_t, h_2)] \text{圆整} \\ &= [\text{MAX}(47.6, 12) + \text{MAX}(2, 0) + \text{MAX}(2, 4)] \text{圆整} \\ &= [47.6 + 2 + 4] \text{圆整} = 54 \text{mm} \end{aligned}$$

g. 根据得到的管板名义厚度, 重复步骤 c, d, e, f, 使得管子有效长度对应于管板厚度。

$$L = L_0 - 2\delta_n - 2 \times 1.5 = 6000 - 2 \times 54 - 3 = 5889 \text{mm}$$

$$K_t = \frac{E_t n a}{L D_t} = \frac{190800 \times 169641.6}{5889 \times 1133.8} = 4.848 \times 10^3 \text{MPa}$$

$$\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p} = \frac{4.848 \times 10^3}{0.4 \times 202700} = 0.0598$$

$$\tilde{K}_t^{1/3} / \bar{P}_a^{1/2} = 0.0598^{1/3} / 0.0167^{1/2} = 3.026$$

查图 1-8-24 得到 $C = 0.322$; 查图 1-8-25 得到 $G_{we} = 6.35$

$$\delta = C D_t \sqrt{\bar{P}_a} = 0.322 \times 1133.8 \sqrt{0.0167} = 47.2 \text{mm}$$

$$\delta_n = [47.2 + 2 + 4] \text{圆整} = 54 \text{mm}$$

h. 换热管轴向应力

按三种工况分别进行计算

① 壳程设计压力 $p_s = 1.5 \text{MPa}$, 管程 $p_t = 0$

$$P_c = p_s - p_t (1 + \beta) = 1.5 \text{MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] = \frac{1}{0.3152} \left[1.5 - (1.5 - 0) \frac{1009152}{538125} \times 6.35 \right] = -51.9 \text{MPa}$$

$$|\sigma_t| = 51.9 \text{MPa} < [\sigma]_{cr} = 57.34 \text{MPa}$$

② 只有管程设计压力 $p_t = 1.0 \text{MPa}$, 壳程设计压力 $p_s = 0$

$$P_c = p_s - p_t (1 + \beta) = 0 - 1.0 \times (1 + 0.3152) = -1.3152 \text{MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] = \frac{1}{0.3152} \left[-1.3152 - (0 - 1.0) \frac{1009152}{538125} \times 6.35 \right]$$

$$= 33.6 \text{MPa} < [\sigma]_t = 130 \text{MPa}$$

③ 壳程设计压力 p_s 与管程设计压力 p_t 同时作用

$$P_c = p_s - p_t (1 + \beta) = 1.5 - 1.0 \times (1 + 0.3152) = 0.1848 \text{MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] = \frac{1}{0.3152} \left[0.1848 - (1.5 - 1.0) \frac{1009152}{538125} \times 6.35 \right] = -18.3 \text{MPa}$$

$$|\sigma_t| = 18.3 \text{MPa} < [\sigma]_{cr} = 57.34 \text{MPa}$$

i. 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| = \left| \frac{-51.9 \times 176.71}{\pi \times 25 \times 3.5} \right| = 33.36 \text{MPa} < [q] = 65 \text{MPa} \text{ 满足要求。}$$

式中 $l = l_1 + l_3 = 1.5 + 2 = 3.5 \text{mm}$

l_1 ——换热管最小伸出长度, 查表 1-6-22 得 $l_1 = 1.5 \text{mm}$;

l_3 ——最小坡口深度, 查表 1-6-22 得 $l_3 = 2 \text{mm}$;

σ_t 取 e 项计算中三种工况绝对值最大者。

4.2.2 填料函式换热器管板厚度计算

(1) 换热器设计条件

壳程设计压力 $p_s = 2.0 \text{MPa}$;

管程设计压力 $p_t = 2.0 \text{MPa}$;

管板设计温度 200°C ;

壳程腐蚀裕量 $C_s = 2 \text{mm}$;

管程腐蚀裕量 $C_t = 2 \text{mm}$;

管程数 2

(2) 结构尺寸参数

换热器公称直径 $DN = 700 \text{mm}$;

换热管外径 $d = 32 \text{mm}$;

管壁厚度 $\delta_t = 3 \text{mm}$;

根数 178

管长 $L_0 = 3000 \text{mm}$;

受压失稳当量长度 $l_{cr} = 210 \text{mm}$;

换热管正方形排列, 管间距 $S = 40 \text{mm}$;

壳程侧管板结构槽深 $h_1 = 4$;

管程侧隔板槽深 $h_2 = 4 \text{mm}$;

夹持管板的壳程法兰和管箱法兰采用

JB 4702—92 法兰 A700-2.5

即 PN2.5 DN700 乙型平焊凹型密封面法兰

垫片为缠绕垫片 $\phi 765/\phi 725$

按 GB 150 表 9-1 压紧面型式 1a

换热管与管板为焊接连接

$$b_0 = N/2 = (763 - 725)/4 = 9.5\text{mm}$$

管板刚度削弱系数 $\eta = 0.4$;

管板强度削弱系数 $\mu = 0.4$

(3) 各元件材料及其设计数据

换热管材料 20

根据 GB 150—1998 表 4-5, 表 F5

根据 GB 150—1998 表 4-3, 表 F2, 表 F5

设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t = 149.7\text{MPa}$

设计温度下许用应力 $[\sigma]_t = 130\text{MPa}$

弹性模量 $E_p = 202700\text{MPa}$

屈服点 $\sigma_s = 219\text{MPa}$

许用拉脱力按 GB 151 表 29

弹性模量 $E_t = 190800\text{MPa}$

$$[q] = 0.5[\sigma]_t = 0.5 \times 130 = 65\text{MPa}$$

管板材料 16Mn 锻件

(4) 解

a. 换热管稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}$

$$C_r = \pi \sqrt{2E_t/\sigma_s} = 3.14 \times \sqrt{2 \times 190800/219} = 131.1$$

$$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} = 0.25 \times \sqrt{32^2 + (32 - 2 \times 3)^2} = 10.31\text{mm} (i \text{ 也可由 GB 151 附录 J 查取})$$

$$l_{cr}/i = 210/10.31 = 20.36 < C_r$$

$$[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma_s}{2} \times \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right] = \frac{219}{2} \times \left[1 - \frac{20.36}{2 \times 131.1} \right] = 101.0\text{MPa} < [\sigma]_t$$

b. 结构参数的计算

① 垫片压紧力作用中心圆直径 D_G

$$\because b_0 = 9.5\text{mm} > 6.4\text{mm} \quad \therefore b = 2.53 \sqrt{b_0} = 2.53 \times \sqrt{9.5} = 7.8\text{mm} > 6.4\text{mm}$$

$$D_G = \text{垫片接触面外径} - 2b = 763 - 2 \times 7.8 = 747.4\text{mm}$$

② 设置隔板槽和拉杆, 布管区未能被换热管支承的面积 A_d , 对正方形排列 $A_d = n'S (S_n - S)$

隔板槽两侧换热管之间管排中心距 $S_n = 52\text{mm}$

沿隔板槽一侧的排管根数 $n' = 13$, 管间距 $S = 40\text{mm}$

$$A_d = n'S(S_n - S) = 13 \times 40 \times (52 - 40) = 6240\text{mm}^2$$

③ 管板布管区当量直径 D_t

$$A_t = nS^2 + A_d = 178 \times 40^2 + 6240 = 291040\text{mm}^2$$

$$D_t = \sqrt{4A_t/\pi} = \sqrt{4 \times 291040/3.14} = 608.9\text{mm}$$

$$\rho_t = D_t/D_G = 608.9/747.4 = 0.815$$

④ 管板布管区开孔后的面积 A_1

查 GB 151 附录 J 得: 一根换热管金属横截面积 $a = 273.3\text{mm}^2$

$$na = 178 \times 273.3 = 48647.4\text{mm}^2$$

$$A_1 = A_t - n \times \frac{\pi d^2}{4} = 291040 - 0.785 \times 178 \times 32^2 = 147.96 \times 10^3 \text{mm}^2$$

c. 系数计算

$$\beta = \frac{na}{A_1} = \frac{48647.4}{147.96 \times 10^3} = 0.329$$

$$K_t = \frac{E_t na}{LD_t} = \frac{190800 \times 48647.4}{3000 \times 608.9} = 5.081 \times 10^3 \text{MPa}$$

式中 L 应为换热管的有效长度, 但由于管板厚度尚未计算出, 暂用管子总长代替进行试算, 待管板厚度计算出再用有效长度核算。 $L = L_0 - 2\delta_n - 2 \times (\text{管端伸出长度})$ 。

$$\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p} = \frac{5.081 \times 10^3}{0.4 \times 202700} = 0.0627$$

d. 确定管板设计压力, 对于填料函式换热器

$$p_d = |p_t| = 2.0\text{MPa}$$

e. 计算 \tilde{P}_a , 查取系数 C 和 G_{we}

$$\tilde{P}_a = \frac{p_d}{1.5\mu [\sigma]_t} = \frac{2.0}{1.5 \times 0.4 \times 149.7} = 0.0223$$

$$\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2} = 0.0627^{1/3}/0.0223^{1/2} = 2.660$$

$$1/\rho_t = 1/0.815 = 1.23$$

查图 1-8-24 得到 $C=0.47$; 查图 1-8-25 得到 $G_{we}=5.1$

f. 管板计算厚度 δ 和名义厚度 δ_n

$$\delta = CD_t \sqrt{\tilde{P}_a} = 0.47 \times 608.7 \sqrt{0.0223} = 42.7 \text{ mm}$$

管板名义厚度应不小于下列三部分之和, 即

$$\begin{aligned} \delta_n &= [\text{MAX}(\delta, \delta_{\min}) + \text{MAX}(C_s, h_1) + \text{MAX}(C_t, h_2)] \text{圆整} \\ &= [\text{MAX}(42.7, 12) + \text{MAX}(2, 4) + \text{MAX}(2, 4)] \text{圆整} \\ &= [42.7 + 4 + 4] \text{圆整} = 52 \text{ mm} \end{aligned}$$

g. 根据得到的管板名义厚度, 重复步骤 c, d, e, f, 使得管子有效长度对应于管板厚度。

$$L = L_0 - 2\delta_n - 2 \times 1.5 = 3000 - 2 \times 52 - 3 = 2893 \text{ mm}$$

$$K_t = \frac{E_t n a}{LD_t} = \frac{190800 \times 48.65 \times 10^3}{2893 \times 608.9} = 5.269 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p} = \frac{5.269 \times 10^3}{0.4 \times 202700} = 0.065$$

$$\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2} = 0.065^{1/3}/0.0223^{1/2} = 2.692$$

查图 1-8-24 得到 $C=0.465$; 查图 1-8-25 得到 $G_{we}=5.2$

$$\delta = CD_t \sqrt{\tilde{P}_a} = 0.465 \times 608.7 \sqrt{0.0223} = 42.3 \text{ mm}$$

$$\delta_n = [42.3 + 4 + 4] \text{圆整} = 52 \text{ mm}$$

h. 换热管轴向应力

按三种工况分别进行计算

① 壳程设计压力 $p_s=2.0 \text{ MPa}$, 管程 $p_t=0$

$$P_c = p_s - p_t(1 + \beta) = 2.0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c + p_t \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] = \frac{1}{0.329} [2.0 + 0] = 6.08 \text{ MPa} < [\sigma]_t = 130 \text{ MPa}$$

② 只有管程设计压力 $p_t=2.0 \text{ MPa}$, 壳程设计压力 $p_s=0$

$$P_c = p_s - p_t(1 + \beta) = 0 - 2.0 \times (1 + 0.329) = -2.658 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{1}{\beta} \left[P_c + p_t \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] = \frac{1}{0.329} \left[-2.658 + 2.0 \times \frac{291040}{147960} \times 5.2 \right] \\ &= 54.1 \text{ MPa} < [\sigma]_t = 130 \text{ MPa} \end{aligned}$$

③ 壳程设计压力 p_s 与管程设计压力 p_t 同时作用

$$P_c = p_s - p_t(1 + \beta) = 2.0 - 2.0 \times (1 + 0.329) = -0.658 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c + p_t \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] = \frac{1}{0.329} \left[-0.658 + 2.0 \times \frac{291040}{147960} \times 5.2 \right] = 60.2 \text{ MPa} < [\sigma]_t = 130 \text{ MPa}$$

i. 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| = \left| \frac{60.2 \times 273.3}{\pi \times 32 \times 3.5} \right| = 46.8 \text{ MPa} < [q] = 65 \text{ MPa} \text{ 满足要求。}$$

式中 $l = l_1 + l_3 = 1.5 + 2 = 3.5 \text{ mm}$

l_1 —— 换热管最小伸出长度, 查表 1-6-22 得 $l_1 = 1.5 \text{ mm}$;

l_3 —— 最小坡口深度, 查表 1-6-22 得 $l_3 = 2 \text{ mm}$;

σ_t 取 h 项计算中三种工况绝对值最大者。

4.3 固定管板换热器

4.3.1 不带膨胀节, 其延长部分兼作法兰的管板

结构如图 1-8-35。校核管板厚度。

(1) 换热器设计条件见表 1-8-14

壳程圆筒材料: 20R

根据 GB 150—1998 表 4-1, 表 F1, 表 F5, F6

设计温度下许用应力 $[\sigma]_t = 133\text{MPa}$

圆筒壁温下弹性模量 $E_s = 191685\text{MPa}$

圆筒壁温下线膨胀系数 $\alpha_s = 11.09 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$

换热管材料 20

根据 GB 150—1998 表 4-3, 表 F2, 表 F5, F6

设计温度下许用应力 $[\sigma]_t = 117.8\text{MPa}$

设计温度下屈服点 $\sigma_s = 188\text{MPa}$

设计温度下弹性模量 $E_t = 184800\text{MPa}$

管壁温度下弹性模量 $E_t = 191355\text{MPa}$

管壁温度下线膨胀系数 $\alpha_s = 11.30 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$

管板材料 16Mn 锻件

根据 GB 150—1998 表 4-5, 表 F5

设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t = 132.6\text{MPa}$

设计温度下弹性模量 $E_p = 193600\text{MPa}$

壳程法兰材料, 即管板法兰材料

根据 GB 150—1998 表 F5

100°C 下弹性模量 $E_t' = 203000\text{MPa}$

管箱法兰材料: 16Mn 锻件。由于管箱法兰为

长颈对焊法兰, 管箱圆筒材料弹性模量取管箱

法兰材料的值, 根据 GB 150—1998 表 F5, 即:

220°C 下的弹性模量 $E_b = E_t'' = 193600\text{MPa}$

螺栓材料: 40MnB

根据 GB 150—1998 表 4-7

常温下许用应力 $[\sigma]_b = 212\text{MPa}$

220°C 设计温度下许用应力 $[\sigma]_b = 178.4\text{MPa}$

垫片材料: 铁包石棉垫片

根据 GB 150—1998 表 9-2, 垫片系数 $m = 3.75$

比压 $y = 52.4\text{MPa}$

(4) 解

a. 换热管稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}$

$$C_r = \pi \sqrt{2E_t/\sigma_s} = 3.14 \times \sqrt{2 \times 184800/188} = 139.3$$

$$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} = 0.25 \times \sqrt{25^2 + (25 - 2 \times 2)^2} = 8.162\text{mm} (i \text{ 也可由 GB 151 附录 J 查取})$$

$$l_{cr}/i = 1450/8.162 = 177.65 > C_r$$

$$[\sigma]_{cr} = \frac{E_t}{2} \times \frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2} = \frac{184800}{2} \times \frac{3.14^2}{177.65^2} = 28.90\text{MPa} < [\sigma]_t$$

b. 结构参数的计算

① 垫片压紧力作用中心圆直径 D_G

$$\because b_0 = 9.5\text{mm} > 6.4\text{mm} \quad \therefore b = 2.53 \sqrt{b_0} = 2.53 \times \sqrt{9.5} = 7.8\text{mm} > 6.4\text{mm}$$

$$D_G = \text{垫片接触面外径} - 2b = 863 - 2 \times 7.8 = 847.4\text{mm}$$

② 面积

设置隔板槽和拉杆, 布管区未能被换热管支承的面积 A_d , 对三角形排列 [见图 1-8-18 (b)]

$$A_d = n'S (S_n - 0.866S)$$

隔板槽两侧换热管之间管排中心距 $S_n = 44\text{mm}$

沿隔板槽一侧的排管根数 $n' = 23$, 管间距 $S = 32\text{mm}$

$$A_d = n'S (S_n - 0.866S) = 23 \times 32 \times (44 - 0.866 \times 32) = 11988\text{mm}^2$$

壳程圆筒内径面积 $A = 0.785D_i^2 = 0.785 \times 800^2 = 502.4 \times 10^3\text{mm}^2$

壳程圆筒金属横截面积 A_s

$$A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s) = 3.14 \times 12 \times (800 + 12) = 30.60 \times 10^3$$

查 GB 151 附录 J 得: 一根换热管金属横截面积 $a = 144.51\text{mm}^2$

$$na = 450 \times 144.51 = 65030\text{mm}^2$$

管板开孔后的面积 A_1

$$A_1 = A - n \times \frac{\pi d^2}{4} = 502.4 \times 10^3 - 0.785 \times 450 \times 25^2 = 281.62 \times 10^3\text{mm}^2$$

③ 管板布管区当量直径 D_t

$$A_t = 0.866nS^2 + A_d = 0.866 \times 450 \times 32^2 + 11988 = 411041\text{mm}^2$$

$$D_t = \sqrt{4A_t/\pi} = \sqrt{4 \times 411041/3.14} = 723.6\text{mm}$$

$$\rho_t = D_t/D_i = 723.6/800 = 0.9045$$

④ 系数计算

$$\beta = \frac{na}{A_1} = \frac{65030}{281.62 \times 10^3} = 0.2309$$

$$\lambda = \frac{A_1}{A} = \frac{281.62 \times 10^3}{502.4 \times 10^3} = 0.5605$$

$$Q = \frac{E_s na}{E_s A_s} = \frac{191355 \times 65030}{191685 \times 30.60 \times 10^3} = 2.122$$

$$\Sigma_s = 0.4 + 0.6(1 + Q)/\lambda = 0.4 + 0.6 \times (1 + 2.122)/0.5605 = 3.742$$

$$\Sigma_t = 0.4(1 + \beta) + (0.6 + Q)/\lambda = 0.4 \times (1 + 0.2309) + (0.6 + 2.122)/0.5606 = 5.310$$

按 GB 150 第 9 章, $K = D_t/D_i = 960/800 = 1.2$; 查表 9-5 得壳体法兰应力系数 $Y = 10.75$

c. 法兰力矩

本小节计算按 GB 150 第 9 章规定, 符号说明从略, 参见 GB 150 第 9 章说明。

① 基本法兰力矩 M_m

$$W_a = 3.14 D_G b y = 3.14 \times 847.4 \times 7.8 \times 52.4 = 1.087 \times 10^6$$

$$W_p = 0.785 D_G^2 p_t + 6.28 D_G b m p_t = 0.785 \times 847.4^2 \times 2.5 + 6.28 \times 847.4 \times 7.8 \times 3.75 \times 2.5 = 1.798 \times 10^6 \text{N}$$

$$A_a = W_a / [\sigma]_b = 1.087 \times 10^6 / 212 = 5127 \text{mm}^2$$

$$A_p = W_p / [\sigma]_b = 1.798 \times 10^6 / 178.4 = 10078 \text{mm}^2$$

$$A_m = \text{MAX}(A_a, A_p) = 10078 \text{mm}^2$$

$$A_b = a_b n = 339.6 \times 32 = 10867.2 \text{mm}^2 > A_m$$

$$L_G = (D_b - D_G) / 2 = (915 - 847.4) / 2 = 33.8 \text{mm}$$

$$M_m = A_m S_G [\sigma]_b = 10078 \times 33.8 \times 212 = 72.21 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm}$$

② 管程压力操作工况下法兰力矩 M_p

$$\delta_1 = 26 \text{mm} \quad L_A = (D_b - D_i) / 2 - \delta_1 = (915 - 800) / 2 - 26 = 31.5 \text{mm}$$

$$L_D = L_A + 0.5 \delta_1 = 31.5 + 0.5 \times 26 = 44.5 \text{mm}$$

$$L_T = (L_A + L_G + \delta_1) / 2 = (31.5 + 33.8 + 26) / 2 = 45.65 \text{mm}$$

$$F_D = 0.785 D_i^2 p_t = 0.785 \times 800^2 \times 2.5 = 1.256 \times 10^6 \text{N}$$

$$F_T = F - F_D = 0.785 D_G^2 p_t - 0.785 D_i^2 p_t = 0.785 \times 847.4^2 \times 2.5 - 1.256 \times 10^6 = 1.532 \times 10^5 \text{N}$$

$$F_G = F_p = 6.28 D_G b m p_t = 6.28 \times 847.4 \times 7.8 \times 3.75 \times 2.5 = 3.891 \times 10^5 \text{N}$$

$$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_G L_G$$

$$= 1.256 \times 10^6 \times 44.5 + 1.532 \times 10^5 \times 45.65 + 3.891 \times 10^5 \times 33.8 = 76.04 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm}$$

d. 换热管与壳体圆筒的热膨胀应变形差

假定换热器制造环境温度为 20°C

$$\gamma = \alpha_t (t_1 - t_0) - \alpha_s (t_s - t_0)$$

$$= 11.30 \times 10^{-6} \times (71.6 - 20) - 11.09 \times 10^{-6} \times (45.2 - 20) = 303.6 \times 10^{-6}$$

$$\beta \gamma E_t = 0.2309 \times 303.6 \times 10^{-6} \times 191355 = 13.41 \text{MPa}$$

e. 管箱圆筒与法兰的旋转刚度参数

$$\text{法兰宽度 } b_f = (D_t - D_i) / 2 = (960 - 800) / 2 = 80 \text{mm}$$

$$\delta_h / D_i = 21 / 800 = 0.02625; \quad \delta_f'' / D_i = 56 / 800 = 0.07$$

查图 1-8-27 得 $\omega'' = 0.003733$

$$K_f'' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_t'' b_f''}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f''}{D_i} \right)^3 + \omega'' E_h \right] = \frac{1}{12} \left[\frac{2 \times 80}{800 + 80} \left(\frac{2 \times 56}{800} \right)^3 + 0.003733 \right] \times 193600 = 68.27 \text{MPa}$$

f. 管子加强系数

① 已知管板名义厚度 $\delta_n = 70 \text{mm}$;

壳程侧腐蚀裕度 1.5mm , 焊接结构槽深 $3 \text{mm} > 1.5 \text{mm}$;

管程侧腐蚀裕度 1.5mm , 分程隔板槽深 $3 \text{mm} > 1.5 \text{mm}$;

管板有效厚度 $\delta = 70 - (3 + 4) = 63 \text{mm}$;

换热管的有效长度 $L = L_o - 2(\delta_n + 3) = 6000 - (70 + 3) = 5854 \text{mm}$;

② 管子加强系数 K

$$K = \left[1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} = \left[1.318 \frac{800}{63} \sqrt{\frac{191355 \times 65030}{193600 \times 0.4 \times 5854 \times 63}} \right]^{1/2} = 3.323$$

③ 管板周边不布管区无量纲宽度

$$k = K(1 - \rho_t) = 3.323 \times (1 - 0.9045) = 0.3173 < 1.0$$

g. 旋转刚度无量纲参数

① 壳体法兰与圆筒旋转刚度参数 K'_t

已知壳体法兰（管板延长部分）厚度 $\delta'_t = 57\text{mm}$

$$\delta_s/D_i = 12/800 = 0.015; \quad \delta'_t/D_i = 57/800 = 0.07125$$

查图 1-8-27, $\omega' = 0.001151$

$$K'_t = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_t b'_t}{D_i + b'_t} \left(\frac{2\delta'_t}{D_i} \right)^3 + \omega' E_s \right] = \frac{1}{12} \left[\frac{2 \times 20300 \times 80}{800 + 80} \left(\frac{2 \times 57}{800} \right)^3 + 0.001151 \times 191685 \right] \\ = 27.29\text{MPa}$$

② 旋转刚度无量纲参数 \tilde{K}_t

$$K_t = \frac{E'_t n a}{L D_i} = \frac{191355 \times 65030}{5854 \times 800} = 2657.1\text{MPa}$$

$$\tilde{K}_t = \frac{\pi K'_t}{4 K_t} = 0.785 \times \frac{27.29}{2657.1} = 0.00806$$

③ 确定系数

由 $K = 3.323$; $\tilde{K}_t = 0.00806$ 查图 1-8-28

管板第一弯矩系数 $m_1 = 0.206$; 查图 1-8-30, $G_2 = 2.228$;

查图 1-8-29, 管板第二弯矩系数 $m_2 = 2.680$; 查图 1-8-31, $G_3 = 0.0230$;

$$\Psi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_t} = \frac{0.206}{3.323 \times 0.00806} = 7.69$$

$$M_1 = \frac{m_1}{2K(Q + G_2)} = \frac{0.206}{2 \times 3.323 \times (2.122 + 2.228)} = 0.00713$$

$$\xi = \frac{\tilde{K}_t}{\tilde{K}_t + G_3} = \frac{0.00806}{0.00806 + 0.0230} = 0.2595$$

$$\Delta \tilde{M} = \frac{1}{\xi + K'_t/K_t} = \frac{1}{0.2595 + 27.29/68.27} = 1.517$$

$$\Delta \tilde{M}_t = K'_t/K_t \cdot \Delta \tilde{M} = 27.29/68.27 \times 1.517 = 0.6063$$

h. 设计条件不同危险组合工况的应力计算

以第一组危险组合工况为例, 即只有壳程设计压力, 不计膨胀变形差, 按表的顺序计算。

$$p_s = 2\text{MPa}; \quad p_t = 0; \quad \gamma \beta E_t = 0; \quad P_c = p_s - p_t(1 + \beta) = p_s = 2\text{MPa}$$

$$P_a = \Sigma_s p_s - \Sigma_t p_t + \beta \gamma E_t = \Sigma_s p_s = 3.742 \times 2 = 7.484\text{MPa}$$

$$\tilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda \pi D_i^3 P_a} = \frac{4 \times 72.24 \times 10^6}{0.5605 \times 3.14 \times 800^3 \times 7.484} = 0.0428$$

$$\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta \tilde{M}) M_1 = 0.0428 + 1.517 \times 0.00713 = 0.05365$$

$$\nu = \Psi \tilde{M} = 7.69 \times 0.05365 = 0.413$$

$$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu} = \frac{0.206 + 0.413 \times 2.680}{1 + 0.413} = 0.929 > 0$$

$$G_1 = G_{1e} = 3 \mu m / K = 3 \times 0.4 \times 0.929 / 3.323 = 0.335$$

$$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \frac{1 + \nu}{Q + G_2} = \frac{1 + 0.428}{4 \times (2.122 + 2.228)} = 0.082$$

$$\tilde{\sigma}_t = G_1 \tilde{\tau}_p = 0.335 \times 0.0820 = 0.0275$$

$$\tilde{\sigma}'_t = \frac{3m}{K} \times \tilde{\tau}_p = \frac{3 \times 0.929}{3.323} \times 0.0820 = 0.0688$$

$$\tilde{M}_{ws} = \xi \tilde{M}_m - (\Delta \tilde{M}_t) M_1 = 0.2595 \times 0.0428 - 0.6099 \times 0.00713 = 0.00675$$

以下为各项应力计算及校核

$$\text{令 } Z = \frac{\lambda}{\mu} P_a = \frac{0.5605}{0.4} \times 7.484 = 10.487 \text{MPa}$$

$$\sigma_r = Z \bar{\sigma}_r \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 = 10.487 \times 0.0275 \times \left(\frac{800}{63} \right)^2 = 46.5 \text{MPa} < 1.5[\sigma]_f = 198.9 \text{MPa}$$

$$\begin{aligned} \sigma'_f &= Z \bar{\sigma}'_f \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \times \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \\ &= 10.487 \times 0.0688 \times \left[1 - \frac{0.3173}{0.929} + \frac{0.3173^2}{2 \times 0.929} (1.4142 - 0.929) \right] \times \left(\frac{800}{62} \right)^2 \\ &= 79.66 \text{MPa} < 1.5[\sigma]_f = 198.9 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_p = Z \bar{\tau}_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right) = 10.487 \times 0.0820 \times \left(\frac{723.6}{63} \right) = 9.88 \text{MPa} < 0.5[\sigma]_f = 66.3 \text{MPa}$$

$$\begin{aligned} \sigma'_i &= \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta_f} \right)^2 = 0.785 \times 10.75 \times 0.00675 \times 0.5605 \times 7.484 \times \left(\frac{800}{57} \right)^2 \\ &= 47.06 \text{MPa} < 1.5[\sigma]_f = 198.9 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_i &= \left| \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_a \right] \right| = \left| \frac{1}{0.2309} \times \left[2 - \frac{2.229 - 0.428 \times 2.122}{2.122 + 2.228} \times 7.484 \right] \right| = 1.172 \text{MPa} \\ &< [\sigma]_{cr} = 28.90 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \frac{A \lambda (1 + \nu)}{A_s Q + G_2} P_a = \frac{502.4 \times 10^3}{30.60 \times 10^3} \times \frac{0.5605 \times (1 + 0.428)}{2.122 + 2.228} \times 7.484 = 22.61 \text{MPa} \\ &< \phi [\sigma]_c = 0.6 \times 133 = 79.8 \text{MPa} \end{aligned}$$

根据第6章3.3.1条规定, 胀接长度取

$$l = \text{MIN}(\delta - 3, 50) = \text{MIN}(70 - 3, 50) = 50 \text{mm}$$

$$q = \left| \frac{\sigma_i a}{\pi d l} \right| = \left| \frac{-1.172 \times 144.44}{3.14 \times 25 \times 50} \right| = 0.043 \text{MPa} < [q] = 4 \text{MPa}$$

同理, 按上述步骤可计算第二组、第三组、第四组危险组合工况。其计算结果列于表1-8-15中。

表1-8-15的计算结果表明: 各个危险组合工况下, 各结构元件的应力和连接结构中的载荷均小于该元件材料的许用应力或许用承载能力。因此, 本换热器管板是安全可靠的。同时, 由表1-8-15可以看出, 在第二组危险组合工况中, 换热管的轴向压缩应力 σ_i 已十分接近管子的稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$; 在第三组危险组合工况中, 壳体法兰(即管板法兰)应力 $\sigma'_i = 136.75 \text{MPa}$, 达到许用应力 $[\sigma]_f$ 的68.8%, 因此本换热器的管板是经济合理的。

从本例题可以看出, 本换热器管板的主要危险工况是换热管的轴向压缩应力过大, 若要降低换热管轴向压缩应力, 保证换热管轴向不失稳, 解决的方法有以下几个: 第一, 增加换热管壁厚, 以增大管子的稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$, 但必须在不影响总传热系数的前提下进行设计; 第二, 减小折流板的间距, 使换热管的受压失稳当量长度减小, 从而增大管子的稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$, 但必须在满足壳程压力降的前提下进行修改设计; 第三, 更改换热管的材料, 如换为不锈钢等。

表 1-8-15 延长部分兼作法兰的固定式管板计算表

初 始 数 据		管 板	假定管板厚度 $\delta = 63$ mm
壳程圆筒	内径 $D_i = 800$ mm		
	厚度 $\delta_s = 12$ mm		
	内径面积 $A = \pi d^2 / 4 = 502.4 \times 10^3$ mm ²	$K = 3.323$	
	金属横截面积	$k = K(1 - \rho_t) = 0.2173 < 1.0$	
	$A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s) = 30.6 \times 10^3$ mm ²		

续表

管箱	圆筒厚度 $\delta_h = 12\text{mm}$	
	管子外径 $d = 25$ mm 管子壁厚 $\delta_1 = 2$ mm 管子根数 $n = 450$ 管心距 $S = 32$ mm 面积 $A_d = 11988$ mm ² 管子金属总面积 $na = n\pi\delta_1(d - \delta_1) = 65.03 \times 10^3$ mm ² 开孔面积 $n\pi d^2/4 = 220781.25$ mm ² 管子有效长度 $L = 5854$ mm 管束模数 $K_t = \frac{E_1 na}{LD_1} = 2657.1$ MPa	法兰外径 $D_f = 960$ mm 法兰宽度 $b_f = (D_f - D_1)/2 = 80$ mm 管箱法兰厚度 $\delta_f'' = 56$ mm $\left. \begin{aligned} \frac{\delta_h}{D_1} &= 0.02625 \\ \frac{\delta_f''}{D_1} &= 0.07 \end{aligned} \right\}$ 查图 1-8-27, $\omega'' = 0.003733$ 旋转刚度 $K_f'' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_1' b_f}{D_1 + b_f} \left(\frac{2\delta_f''}{D_1} \right)^3 + \omega'' E_h \right]$ $= 68.27\text{MPa}$ 确定壳体法兰厚度 $\delta_f' = 57$ mm
管子	管子回转半径 $i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_1)^2} = 8.162$ mm 管子受压失稳当量长度 $l_{cr} = 1450$ mm 系数 $C_r = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_1}{\sigma_s}} = 139.3$ 管子稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$ MPa 当 $\frac{l_{cr}}{i} = 177.65 \geq C_r$ 时, $[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_1}{2(l_{cr}/i)^2} = 28.90$ MPa 当 $\frac{l_{cr}}{i} \leq C_r$ 时, $[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma_s}{2} \left(1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right)$ MPa	法 查图 1-8-27, $\omega' = 0.001151$ 旋转刚度 $K_f' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_1' b_f}{D_1 + b_f} \left(\frac{2\delta_f'}{D_1} \right)^3 + \omega' E_s \right]$ $= 27.29\text{MPa}$ 旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K} = \frac{\pi K_f'}{4K_t} = 0.00806,$ 壳体法兰应力参数 Y (按 $K = D_f/D_1$ 查 GB 150—1998 图 9-8 或表 9-5)
系数	开孔后面积 $A_1 = A - n\pi d^2/4 = 281.62 \times 10^3$ mm ² 管板布管区面积 $A_t = 411041$ mm ² 三角形排列 $A_t = 0.866nS^2 + A_d$ 正方形排列 $A_t = nS^2 + A_d$ 管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}} = 723.6$ mm 系数 $\lambda = \frac{A_1}{A} = 0.5605, Q = \frac{E_1 na}{E_s A_s} = 2.122,$ $\beta = \frac{na}{A_1} = 0.2309$ $\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + 0.6 \frac{Q}{\lambda} = 3.742$ $\Sigma_t = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + \frac{Q}{\lambda} + 0.4\beta = 5.310$ $\rho_t = \frac{D_1}{D_t} = 0.9045$	按 K, K_f' 查图 1-6-28 $m_1 = 0.206$ $\Psi = \frac{m_1}{K\tilde{K}_f} = 7.98$ 按 K, K_f' 查图 1-8-30 $G_2 = 2.228$ $M_1 = \frac{m_1}{2K(Q + G_2)} = 0.00686$ 按 K, Q 查图 1-8-31 $G_3 = 0.0223$ $\xi = \frac{\tilde{K}_f}{\tilde{K}_f + G_3} = 0.2595$ $\frac{K_f'}{K_t} = 0.3997$ $\Delta\tilde{M} = \frac{1}{\xi + \frac{K_f'}{K_t}} = 1.517$
法兰力矩	基本法兰力矩 $M_m = 72.24 \times 10^6$ N·mm 管程压力作用时法兰力矩 $M_p = 76.04 \times 10^6$ N·mm	$\Delta\tilde{M}_f = \frac{K_f'}{K_t} \Delta\tilde{M} = 0.6063$ 按 K, Q 查图 1-8-29 $m_2 = 2.680$

续表

延长部分兼作法兰的固定式管板计算表

壳程压力作用下的危险组合: 管程压力 $p_t=0$ 壳程设计压力 $p_s=P_c=2\text{MPa}$			管程压力作用下的危险组合: 壳程压力 $p_s=0$;管程设计压力 $p_t=2.5\text{MPa}$, $P_c=-p_t(1+\beta)=-3.077\text{MPa}$		
计算公式	不计膨胀差	计入膨胀差	计算公式	不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = \alpha_t(t_1 - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0)$	0	0.000304	$\gamma = \alpha_t(t_1 - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0)$	0	0.000304
$\beta\gamma E_t$ MPa	0	13.41	$\beta\gamma E_t$ MPa	0	13041
$P_s = \sum p_s + \beta\gamma E_t$ MPa	7.484	20.89	$P_s = \sum p_t + \beta\gamma E_t$ MPa	-13.275	0.135
$\tilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda\pi D_i^2 P_s}$	0.0428	0.01533	$\tilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda\pi D_i^2 P_s}$	-0.0241	2.373
$\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1$	0.05365	0.02618	$\tilde{M} = \tilde{M}_p$	-0.0254	2.498
$\nu = \Psi\tilde{M}$	0.413	0.2013	$\nu = \Psi\tilde{M}$	-0.203	19.934
$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$	0.926	0.6206	$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$	-0.456	2.681
G_1 (见 3.2.1 符号说明)	0.335	0.224	G_1 (见 3.2.1 符号说明)	0.602	0.968
$\bar{\sigma}_r = \frac{1(1+\nu)G_1}{4(Q+G_2)}$	0.0275	0.01547	$\bar{\sigma}_r = \frac{1(1+\nu)G_1}{4(Q+G_2)}$	0.0284	1.165
$\bar{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$	0.0688	0.03867	$\bar{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$	-0.0188	2.912
$\tau'_p = \frac{1(1+\nu)}{4(Q+G_2)}$	0.0826	0.06903	$\tau'_p = \frac{1(1+\nu)}{4(Q+G_2)}$	0.0458	1.203
$\tilde{M}_{ws} = \xi\tilde{M}_m - (\Delta\tilde{M}_f)M_1$	0.00675	-0.00032	$\tilde{M}_{ws} = \xi\tilde{M}_p - M_1$	-0.0135	0.641
管板应力, MPa			管板应力, MPa		
$\sigma_r = \left \bar{\sigma}_r \cdot P_s \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 46.5 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.9	= 73.02 $\leq 3 [\sigma]_t$ = 397.8	$\sigma_r = \left \bar{\sigma}_r \cdot P_s \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 85.2 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.8	= 35.54 $\leq 3 [\sigma]_t$ = 397.8
$\sigma'_r = \left \frac{\lambda \cdot P_s \cdot \bar{\sigma}'_r}{\mu} \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 79.66 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.9	= 100.95 $\leq 3 [\sigma]_t$ = 397.8	$\sigma'_r = \left \frac{\lambda \cdot P_s \cdot \bar{\sigma}'_r}{\mu} \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 83.99 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.9	= 76.20 $\leq 3 [\sigma]_t$ = 397.8
$\tau_p = \left \frac{\lambda P_s}{\mu} \bar{\tau}_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right) \right $	= 9.88 $\leq 0.5 [\sigma]_t$ = 66.3	= 22.91 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.9	$\tau_p = \left \frac{\lambda P_s}{\mu} \bar{\tau}_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right) \right $	= 9.79 $\leq 0.5 [\sigma]_t$ = 66.3	= 2.614 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.9
壳体法兰应力 MPa	= 47.06 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.9	= 7.2 $\leq 3 [\sigma]_t$ = 397.8	壳体法兰应力 MPa	= 136.75 $\leq 1.5 [\sigma]_t$ = 198.9	= 66.03 $\leq 3 [\sigma]_t$ = 397.8
$\sigma'_i = \left \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_s \left(\frac{D_i}{\delta'_i} \right)^2 \right $			$\sigma'_i = \left \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_s \left(\frac{D_i}{\delta'_i} \right)^2 \right $		

续表

管子应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s \right]$	MPa	$\leq 1.0[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $= -1.172$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$ $= 28.90$	$\leq 3[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $= -28.79$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$ $= 28.90$	管子应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s \right]$	MPa	$= 21.81$ $\leq 1.0[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$ $= 28.90$	$\leq 3[\sigma]_t$ 若 $\sigma_t < 0$ $= -7.94$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$ $= 28.90$
壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \left \frac{A \lambda (1 + \nu)}{A_s Q + G_2} P_s \right $	MPa	$= 22.61$ $\leq \phi[\sigma]_c$ $= 79.8$	$= 53.09$ $\leq 3\phi[\sigma]_c$ $= 239.4$	壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \left \frac{A \lambda (1 + \nu)}{A_s Q + G_2} P_s \right $	MPa	$= 18.66$ $\leq \phi[\sigma]_c$ $= 79.8$	$= 47.03$ $\leq 3\phi[\sigma]_c$ $= 239.4$
拉脱力 $q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	MPa	$= 0.043$ $\leq [q]$ $= 4$	$= 1.059$ $\leq [q]$ $= 4$	拉脱力 $q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	MPa	$= 0.705$ $\leq [q]$ $= 4$	$= 0.292$ $\leq [q]$ $= 4$

4.3.2 不带法兰的管板

结构如图 1-8-36。设计管板计算并决定是否需要加膨胀节。

(1) 换热器设计条件见表 1-8-16

表 1-8-16 换热器设计条件

项 目	壳 程	管 程	单 位
操作压力	1.5	0.6	MPa
操作温度 (入口/出口)			℃
壳程圆筒金属温度	196		℃
换热管金属温度	83.2		℃
程数	1	1	
设计压力	1.75	0.7	MPa
设计温度	320	100	℃
腐蚀裕度	1.5	1.5	mm
焊缝系数	0.85	0.85	

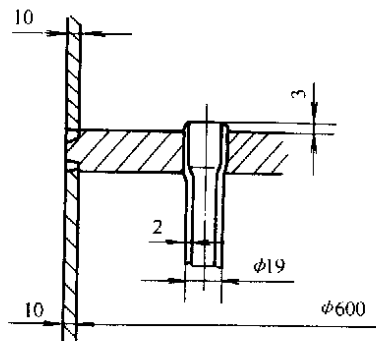


图 1-8-36 管板结构图

(2) 结构尺寸参数

壳程圆筒内直径 $DN = 600\text{mm}$;

厚度 $\delta_s = 10\text{mm}$;

换热管外径 $d = 19\text{mm}$;

管壁厚度 $\delta_t = 2\text{mm}$;

根数 430

管长 $L_0 = 3000\text{mm}$;

受压失稳当量长度 $l_{cr} = 1400\text{mm}$;

(3) 各元件材料及其设计数据

壳程圆筒材料: 20R

根据 GB 150—1998 表 4-1, 表 F5, F6

设计温度下许用应力 $[\sigma]_c^t = 97.4\text{MPa}$

圆筒壁温下弹性模量 $E_s = 186240\text{MPa}$

圆筒壁温下线膨胀系数 $\alpha_s = 12.22 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$

换热管正三角形排列, 管间距 $S = 25\text{mm}$;

换热管与管板的连接型式为管孔开槽胀接

壳程侧管板结构槽深 $h_1 = 0$;

管箱圆筒厚度 $\delta_h = 10\text{mm}$

管板刚度削弱系数 $\eta = 0.4$

管板强度削弱系数 $\mu = 0.4$

设计温度下弹性模量 $E_t^t = 191000\text{MPa}$

管壁温度下弹性模量 $E_t = 191210\text{MPa}$

管壁温度下线膨胀系数 $\alpha_s = 11.39 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$

管板材料 16MnR

换热管材料 10

根据 GB 150—1998 表 4-3, 表 F2, 表 F5, F6

设计温度下许用应力 $[\sigma]_t = 112\text{MPa}$

设计温度下屈服点 $\sigma'_s = 181\text{MPa}$

根据 GB 150—1998

查表 4-5, 320℃ 设计温度下的许用应力

$[\sigma]_t = 130.4\text{MPa}$, $\delta = 16 \sim 36\text{mm}$

查表 F5, 320℃ 设计温度下的弹性模量

$E_p = 176600\text{MPa}$

(4) 解

a. 换热管稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}$

$$C_r = \pi \sqrt{2E_t/\sigma'_s} = 3.14 \times \sqrt{2 \times 191000/181} = 144.25$$

$$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} = 0.25 \times \sqrt{19^2 + (19 - 2 \times 2)^2} = 6.052\text{mm} (i \text{ 也可由 GB 151 附录 J 查取})$$

$$l_{cr}/i = 1400/6.052 = 231.33 > C_r$$

$$[\sigma]_{cr} = \frac{E_t}{2} \times \frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2} = \frac{1910}{2} \times \frac{3.14^2}{231.33^2} = 17.60\text{MPa} < [\sigma]_t$$

b. 结构参数的计算

① 面积

对单管程换热器, 隔板槽面积 $A_d = 0$

壳程圆筒内径面积 $A = 0.785D_i^2 = 0.785 \times 600^2 = 282.6 \times 10^3\text{mm}^2$

壳程圆筒金属横截面积 A_s

$$A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s) = 3.14 \times 10 \times (600 + 10) = 19.154 \times 10^3$$

查 GB 151 附录 J 得: 一根换热管金属横截面积 $a = 106.81\text{mm}^2$

$$na = 430 \times 106.81 = 45928.3\text{mm}^2$$

管板开孔后的面积 A_1

$$A_1 = A - n \times \frac{\pi d^2}{4} = 282.6 \times 10^3 - 0.785 \times 430 \times 19^2 = 160744\text{mm}^2$$

② 管板布管区当量直径 D_t

$$A_t = 0.866nS^2 = 0.866 \times 430 \times 25^2 = 232732.5\text{mm}^2$$

$$D_t = \sqrt{4A_t/\pi} = \sqrt{4 \times 232732.5/3.14} = 544.5\text{mm}$$

$$\rho_t = D_t/D_i = 544.5/600 = 0.908$$

③ 系数计算

$$\beta = \frac{na}{A_1} = \frac{45928.3}{160744} = 0.2857$$

$$\lambda = \frac{A_1}{A} = \frac{160744}{282.6 \times 10^3} = 0.5688$$

$$Q = \frac{E_t na}{E_s A_s} = \frac{191200 \times 45928.3}{186240 \times 19154} = 2.462$$

$$\Sigma_s = 0.4 + 0.6(1 + Q)/\lambda = 0.4 + 0.6 \times (1 + 2.462)/0.5688 = 4.052$$

$$\Sigma_t = 0.4(1 + \beta) + (0.6 + Q)/\lambda = 0.4 \times (1 + 0.2857) + (0.6 + 2.462)/0.5688 = 5.898$$

c. 换热管与壳体圆筒的热膨胀应变形差

假定换热器制造环境温度为 15℃

$$\gamma = \alpha_t(t_t - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$$

$$= 11.39 \times 10^{-6} \times (83.2 - 15) - 12.22 \times 10^{-6} \times (196 - 15) = -1435.0 \times 10^{-6}$$

$$\beta\gamma E_t = 0.2857 \times 1435.0 \times 10^{-6} \times 191210 = -78.38\text{MPa}$$

d. 旋转刚度参数

$\delta_h/D_i = 10/600 = 0.00167$; $\delta'_h/D_i = 0$; 查图 1-8-27 得 $C'' = 0.01$; $\omega'' = 0.55 \times 10^{-3}$

$\delta_s = \delta_h = 10\text{mm}$, $\delta'_s = 0$; 所以 $C' = C'' = 0.01$; $\omega' = \omega'' = 0.55 \times 10^{-3}$

$$K'_t = \frac{1}{12} E_s \omega' = \frac{1}{12} \times 186240 \times 0.55 \times 10^{-3} = 8.356$$

$$K''_t = \frac{1}{12} E_h \omega'' = \frac{1}{12} \times 191000 \times 0.55 \times 10^{-3} = 8.754$$

e. 管子加强系数

① 假定管板名义厚度 $\delta_n = 30\text{mm}$;

壳程侧腐蚀裕度 1.5mm ; 焊接结构槽深 0 ;

管程侧腐蚀裕度 1.5mm ;

管板有效厚度 $\delta = 30 - (1.5 + 1.5) = 27\text{mm}$;

换热管的有效长度 $L = L_o - 2(\delta_n + 3) = 3000 - (30 + 3) = 2934\text{mm}$;

② 管子加强系数 K

$$K = \left[1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} = \left[1.318 \frac{600}{27} \sqrt{\frac{191210 \times 45928.3}{176600 \times 2934 \times 27}} \right]^{1/2} = 5.629$$

③ 管板周边不布管区无量纲宽度

$$k = K(1 - \rho_t) = 5.629 \times (1 - 0.908) = 0.518 < 1.0$$

f. 旋转刚度无量纲参数

① 旋转刚度无量纲参数 \tilde{K}_t

$$K_t = \frac{E_t n a}{L D_i} = \frac{191210 \times 45928.3}{2934 \times 600} = 4988.6\text{MPa}$$

$$\tilde{K}_t = \frac{\pi}{4} \frac{K'_t + K''_t}{K_t} = 0.785 \times \frac{8.356 + 8.754}{4988.6} = 0.00269$$

② 确定系数

由 $K = 5.629$; $\tilde{K}_t = 0.00269$ 查图 1-8-28, 管板第一弯矩系数 $m_1 = 0.282$;

查图 1-8-30, $G_2 = 3.420$; 查图 1-8-29, 管板第二弯矩系数 $m_2 = 2.320$;

$$\Psi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_t} = \frac{0.282}{5.629 \times 0.00269} = 18.62$$

g. 设计条件不同危险组合工况的应力计算

以第一组危险组合工况为例, 即只有壳程设计压力, 不计膨胀变形差, 按表的顺序计算。

$$p_s = 1.75\text{MPa}; p_t = 0; \gamma \beta E_t = 0; p_c = p_s - p_t (1 + \beta) = p_s = 1.75\text{MPa}$$

$$P_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta \gamma E_t = \sum_s p_s = 4.052 \times 1.75 = 7.091\text{MPa}$$

$$P_b = C' p_s = 0.01 \times 1.75 = 0.0175\text{MPa}$$

$$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a} = \frac{0.0175}{0.5688 \times 7.091} = 0.00434$$

$$\nu = \Psi \tilde{M} = 18.62 \times 0.00434 = 0.0808$$

$$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu} = \frac{0.262 + 0.0808 \times 2.320}{1 + 0.0808} = 0.434 > 0$$

查图 1-8-32 (a) $G_{li} = 0.134$

$$G_{le} = 3\mu m / K = 3 \times 0.4 \times 0.434 / 5.629 = 0.0925; G_1 = \text{MAX}(G_{li}, G_{le}) = G_{li} = 0.134$$

$$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \frac{1 + \nu}{Q + G_2} = \frac{1 + 0.0808}{4 \times (2.462 + 3.420)} = 0.0459$$

$$\tilde{\sigma}_r = G_1 \tilde{\tau}_p = 0.134 \times 0.0459 = 0.00615$$

$$\tilde{\sigma}'_r = \frac{3m}{K} \times \tilde{\tau}_p = \frac{3 \times 0.434}{5.629} \times 0.0459 = 0.0106$$

以下为各项应力计算及校核

$$\text{令 } Z = \frac{\lambda P_a}{\mu} = \frac{0.5088}{0.4} \times 7.091 = 10.08\text{MPa}$$

$$\sigma_r = Z \tilde{\sigma}_r = \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 = 10.08 \times 0.0615 \times \left(\frac{600}{27} \right)^2 = 30.61\text{MPa} < 1.5[\sigma]_r^t = 195.6\text{MPa}$$

$$\begin{aligned} \sigma'_r &= Z \tilde{\sigma}'_r \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \times \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \\ &= 10.08 \times 0.0106 \times \left[1 - \frac{0.518}{0.434} + \frac{0.518^2}{2 \times 0.434} (1.4142 - 0.434) \right] \times \left(\frac{600}{27} \right)^2 \\ &= 5.78\text{MPa} < 1.5[\sigma]_r^t = 195.6\text{MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_p = Z\tau_p \left(\frac{D_1}{\delta} \right) = 10.08 \times 0.0459 \times \left(\frac{544.5}{27} \right) = 9.33 \text{MPa} < 0.5[\sigma]_t = 65.2 \text{MPa}$$

$$\sigma_t = \left| \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_a \right] \right| = \left| \frac{1}{0.2619} \times \left[1.75 - \frac{3.42 - 0.0808 \times 2.462}{2.462 + 3.42} \times 7.091 \right] \right| = 8.14 \text{MPa}$$

$$< [\sigma]_{cr} = 17.60 \text{MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \frac{\lambda(1+\nu)}{Q + G_2} P_a = \frac{282.6 \times 10^3}{19.15 \times 10^3} \times \frac{0.5688 \times (1+0.0808)}{2.462 + 3.42} \times 7.091 = 10.93 \text{MPa}$$

$$< \phi[\sigma]_t = 0.6 \times 97.4 = 58.44 \text{MPa}$$

根据第 6 章 3.3.1 条规定, 胀接长度取: $l = \text{MIN}(\delta - 3, 50) = \text{MIN}(30 - 3, 50) = 27 \text{mm}$

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| = \left| \frac{-8.14 \times 106.76}{3.14 \times 19 \times 17} \right| = 0.048 \text{MPa} < [q] = 4 \text{MPa}$$

同理, 按上述步骤可计算第二组、第三组、第四组危险组合工况。其计算结果列于表 1-8-17 中。

表 1-8-17 不带法兰的固定式管板计算表

初始数据		b 型连接方式	
壳程圆筒	内径 $D_i = 600$	mm	假定管板厚度 $\delta = 27$ mm 管子加强系数 $K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_s n a}{E_p \eta L \delta}}$ $K = 5.629$ $k = K(1 - \rho_t) = 0.518$
	厚度 $\delta_s = 10$	mm	
	内径面积 $A = \pi d^2 / 4 = 282600$	mm ²	
	金属横截面积		
	$A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s) = 19154$	mm ²	
管箱	圆筒厚度 $\delta_h = 10$	mm	管箱
管子	管子外径 $d = 19$	mm	法 管 法 法 法 法 法 法 法 法 法 法
	管子壁厚 $\delta_t = 2$	mm	
	管子根数 $n = 430$		
	管心距 $S = 25$	mm	
	面积 $A_d = 0$	mm ²	
	管子金属总截面积		
	$n a = n \pi \delta_t (d - \delta_t) = 45928.3$	mm ²	
	开孔面积 $n \pi d^2 / 4 = 121855.6$	mm ²	
	管子有效长度 $L = 2934$	mm	
	管束模数 $K_t = \frac{E_s n a}{L D_i} = 4988.6$	MPa	
	管子回转半径		
	$i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} = 6.052$	mm	
管子受压失稳当量长度			
$l_{cr} = 1400$ (见图 1-8-33) mm			
系数 $C_t = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma_s^2}} = 144.25$			
管子稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$	MPa		
当 $\frac{l_{cr}}{i} = 231 > C_t$ 时,			
$[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2} = 17.60$	MPa		
		$\left. \begin{aligned} \frac{\delta_h}{D_i} &= 0.0167 \\ \frac{\delta_t''}{D_i} &= 0 \end{aligned} \right\}$ 查图 1-8-26, $C'' = 0.01$ 查图 1-8-27, $\omega'' = 0.55 \times 10^{-3}$ 壳体圆筒 (对于 b 型连接方式, $\delta_t' = 0$) $\left. \begin{aligned} \frac{\delta_s}{D_i} &= 0.0167 \\ \frac{\delta_t'}{D_i} &= 0 \end{aligned} \right\}$ 查图 1-8-26, $C' = 0.01$ 查图 1-8-27, $\omega' = 0.55 \times 10^{-3}$ 旋转刚度 $K_t' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_t' b_t}{D_i + b_t} \left(\frac{2\delta_t'}{D_i} \right)^3 + \omega' E_s \right]$ $= \frac{1}{12} E_s \omega' = 8.356 \text{MPa}$ $K_t'' = \frac{1}{12} \omega'' E_h = 8.754$ $\bar{K}_t = \frac{\pi}{4} \frac{K_t' + K_t''}{K_t} = 0.00269$	

b 型 连 接 方 式

系 数 计 算	开孔后面积 $A_1 = A - n\pi d^2/4 = 160744\text{mm}^2$ 管板布管区面积 A_1 mm² 三角形排列 $A_1 = 0.866nS^2 + A_d = 232732$ 管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = 544.5\text{mm}$ 系数 $\lambda = \frac{A_1}{A} = 0.5688$, $Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s} = 2.462, \beta = \frac{n a}{A_1} = 0.2857$ $\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + 0.6 \frac{Q}{\lambda} = 4.052$ $\Sigma_t = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + \frac{Q}{\lambda} + 0.4\beta = 5.898$ $\rho_t = \frac{D_i}{D_o} = 0.908$		按 K, \bar{K}_t , 查图 1-8-28 $m_1 = 0.282$ $\Psi = \frac{m_1}{K\bar{K}_t} = 18.62$ 按 K, \bar{K}_t , 查图 1-8-30 $G_2 = 3.42$ 按 K, Q 查图 1-8-29 $m_2 = 2.32$		
	壳程设计压力 $p_s = P_c = 1.75$ 管程压力 $p_t = 0$		壳程压力 $p_s = 0$ 管程设计压力 $p_t = 0.7, P_c = -p_t(1 + \beta) = 0.900$		
计算公式	不计膨胀差	计入膨胀差	计算公式	不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = \alpha_t(t_t - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0	-1435×10^{-6}	$\gamma = \alpha_t(t_t - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0	-1435×10^{-6}
$\beta\gamma E_t$ MPa	0	-78.39	$\beta\gamma E_t$ MPa	0	-78.39
$P_a = \Sigma_s p_s + \beta\gamma E_t$ MPa	7.091	-71.299	$P_a = \Sigma_t p_t + \beta\gamma E_t$ MPa	-4.129	-82.52
$P_b = C' p_s$	0.0175	0.0175	$P_b = -0.15C' p_t - 0.85C'' p_t$	-0.007	-0.007
$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a}$	0.00434	-0.00043	$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a}$	0.002981	0.000149
$\nu = \Psi \tilde{M}$	0.0808	-0.008193	$\nu = \Psi \tilde{M}$	0.05551	0.002777
$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$	0.434	0.265	$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$	0.389	0.288
G_1 (见 3.2.1 符号说明)	0.134	0.175	G_1 (见 3.2.1 符号说明)	0.141	0.172
$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu) G_1}{Q + G_2}$	0.00615	0.007377	$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu) G_1}{Q + G_2}$	0.006326	0.00733
$\tilde{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1 + \nu)}{K(Q + G_2)}$	0.0106	0.005954	$\tilde{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1 + \nu)}{K(Q + G_2)}$	0.00950	0.00654
$\tau'_p = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu)}{Q + G_2}$	0.0459	0.04215	$\tau'_p = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu)}{Q + G_2}$	0.04486	0.0426
管板应力, MPa			管板应力, MPa		
$\sigma_r = \left \tilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 30.61 $\leq 1.5[\sigma]_t$ = 195.6	= 369.34 $\leq 3[\sigma]_t$ = 391.2	$\sigma_r = \left \tilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 18.34 $\leq 1.5[\sigma]_t$ = 195.6	= 424.75 $> 3[\sigma]_t$ = 391.2
$\sigma'_r = \left \frac{\lambda \cdot P_a \cdot \tilde{\sigma}'_r}{\mu} \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2(\sqrt{2} - m)}{2m} \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 5.78 $\leq 1.5[\sigma]_t$ = 195.5	= 111.16 $\leq 3[\sigma]_t$ = 391.2	$\sigma'_r = \left \frac{\lambda \cdot P_a \cdot \tilde{\sigma}'_r}{\mu} \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2(\sqrt{2} - m)}{2m} \right] \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $	= 0.605 $\leq 1.5[\sigma]_t$ = 195.6	= 103.84 $\leq 3[\sigma]_t$ = 391.2

续表

b 型 连 接 方 式

$\tau_p = \left \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\tau}_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right) \right $	$= 9.33$ $\leq 0.5[\sigma]$ $= 65.2$	$= 86.05$ $\leq 1.5[\sigma]$ $= 195.6$	$\tau_p = \left \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\tau}_p \left(\frac{D_i}{\delta} \right) \right $	$= 5.31$ $\leq 0.5[\sigma]$ $= 65.2$	$= 100.8$ $\leq 1.5[\sigma]$ $= 195.6$
管子应力 MPa $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_a \right]$	$\leq 1.0[\sigma]$ $= -8.14$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$ 17.60	$= 152.08$ $\leq 3[\sigma]$ $= 336$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	管子应力 MPa $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_a \right]$	$= 4.92$ $\leq 1.0[\sigma]$ $= 112$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	$= 164.45$ $\leq 3[\sigma]$ $= 336$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$
壳程圆筒轴向应力 MPa $\sigma_c = \left \frac{A \lambda (1 + \nu)}{A_s Q + G_2} P_a \right $	$= 10.93$ $\leq \phi[\sigma]$ $= 58.44$	$= 100.89$ $\leq 3\phi[\sigma]$ $= 175.32$	壳程圆筒轴向应力 MPa $\sigma_c = \left \frac{A \lambda (1 + \nu)}{A_s Q + G_2} P_a \right $	$= 4.12$ $\leq \phi[\sigma]$ $= 58.44$	$= 107.73$ $\leq 3\phi[\sigma]$ $= 175.32$
拉脱力 MPa $q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	$= 0.539$ $\leq [q]$ $= 4$	$= 10.08$ $> [q]$ $= 4$	拉脱力 MPa $q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	$= 0.326$ $\leq [q]$ $= 4$	$= 10.89$ $> [q]$ $= 4$

由表 1-8-17 的计算结果可以看出：在第二组危险组合工况下，换热管与管板的连接拉脱力超过了设计许用应力，而在第四组危险组合工况下，管板的径向应力和换热管与管板的连接拉脱力都超过了设计许用应力。为满足设计要求，可以采取增加管板厚度或在壳程圆筒上增加膨胀节。若要增加管板厚度，对于本例题给定的设计条件，管板厚度需要增加到 2 倍以上（即 >60mm）才能满足设计要求，这显然是不经济合理的。通常的方法是在壳程圆筒上加波形膨胀节，以降低由于热膨胀所引起的超应力。

根据 GB 16749—1997，选用波形膨胀节 ZDL(600)-2.5-1×10×1(N)。

即膨胀节层数 $m=1$ ；膨胀节材料为 0Cr18Ni11Ti。

结构尺寸见图 1-8-37。

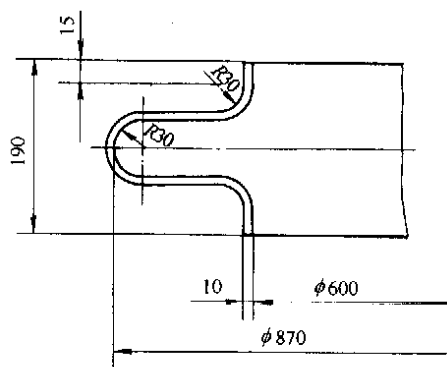


图 1-8-37 膨胀节结构尺寸

由 GB 16749—1997 附录 A 表 A2 查得：

波高 $h=125\text{mm}$ 、 $R=30\text{mm}$ 、膨胀节长度 $L=4R+5S=4 \times 30+5 \times 10=190\text{mm}$ 、壁厚 $S=10\text{mm}$

容器圆筒外径 $D'_o=600+2 \times 10=620\text{mm}$ ；波纹管平均直径 $D_m=D'_o+h=620+125=745\text{mm}$ ；

根据 GB 150—1998 表 4-1，表 F5，表 F2 查得：

320℃ 设计温度下的许用应力 $[\sigma]^t=112.8\text{MPa}$ ；常温时材料弹性模量 $E_b=0.195 \times 10^6\text{MPa}$ ；

320℃ 设计温度下弹性模量 $E_b=0.1754 \times 10^6\text{MPa}$ ；320℃ 设计温度下屈服点 $\sigma_s^t=125.4\text{MPa}$ 。

h. 波形膨胀节刚度 K_{ex} （按 GB 16749—1997.6.6 中的 K ，计算过程中所用符号与 GB 16749—1997 相同，计算过程不在说明）的计算

波纹管一层材料的有效厚度 $S_e=(\text{名义厚度})-(\text{厚度附加量})=10-0.8=9.2\text{mm}$ ；

波纹管一个波的波长 $W=190-30=160\text{mm}$ ；

$$S_p = \left(\frac{D_b}{D_m}\right)^{0.5} \cdot S = \left(\frac{600}{745}\right)^{0.5} \times 10 = 8.974\text{mm}$$

$$W/2h = 160/(2 \times 125) = 0.64; W/2.2 \sqrt{D_m S_p} = 160/2.2 \times \sqrt{745 \times 8.794} = 0.889$$

根据 GB 16749—1997 表 6-3, 查得 $C_f = 1.39$

$$K_{ex} = 1.7 \frac{m D_m E_b}{C_f} \left(\frac{S_p + C_2}{h}\right)^3 = 1.7 \times \frac{1 \times 745 \times 175400}{1.39} \left(\frac{8.974 + 0}{125}\right)^3 = 59.2 \times 10^3 \text{N/mm}$$

i. 带有膨胀节时, 换热器与圆筒刚度比 Q_{ex}

取管板的名义厚度为 $\delta_n = 24\text{mm}$

换热管的有效长度: $L = L_0 - 2(\delta_n + 3) = 3000 - 2 \times (24 + 3) = 2946\text{mm}$

$$Q_{ex} = E_t n a \frac{E_s A_s + K_{ex} L}{E_s A_s K_{ex} L} = 191210 \times 45928.3 \times \frac{186240 \times 19154 + 59.2 \times 10^3 \times 2946}{186240 \times 19154 \times 59200 \times 2946} = 52.89$$

$$\Sigma_s = 4.052$$

$$\Sigma_t = 0.4(1 + \beta) + (0.6 + Q_{ex})/\lambda = 0.4 \times (1 + 0.2857) + (0.6 + 52.89)/0.5688 = 94.55$$

j. 确定系数

① 管板有效厚度: $\delta = \delta_n - (1.5 + 1.5) = 24 - 3 = 21\text{mm}$

$$K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}} = 1.318 \times \frac{60}{21} \sqrt{\frac{191210 \times 45928.3}{176600 \times 0.4 \times 2946 \times 21}} = 53.42$$

$$K = 7.31; k = K(1 - \rho) = 7.32 \times (1 - 0.908) = 0.673$$

② 旋转刚度无量纲参数 \tilde{K}_t

$$K_t = \frac{E_t n a}{L D_i} = \frac{191210 \times 45928.3}{2946 \times 600} = 496803 \text{MPa}$$

$$\tilde{K}_t = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{K'_t + K''_t}{K_t} = 0.785 \times \frac{8.356 + 8.754}{4968.3} = 0.0027$$

③ 确定系数

由 $K = 7.31$; $\tilde{K}_t = 0.0027$; 查图 1-8-28 得: $m_1 = 0.405$; 查图 1-8-30 得: $G_2 = 4.15$;

由 $K = 7.31$; $Q_{ex} = 52.89$; 查图 1-8-29 得: $m_2 = 15.97$;

$$\Psi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_t} = \frac{0.405}{7.31 \times 0.0027} = 20.51$$

k. 设计条件下不同危险组合工况的应力计算

对于 4 种不同危险组合工况的应力计算内容与计算步骤 h 完全相同, 具体计算过程从略, 其计算结果列于表 1-8-18 中。

表 1-8-18 带膨胀节后的计算结果

初始数据		不带法兰的固定式管板计算(b型连接方式)	
壳程圆筒	内径 $D_i = 600$	mm	假定管板厚度 $\delta = 23$ mm 管子加强系数 $K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}}$ $K = 7.31$ $k = K(1 - \rho) = 0.673$
	厚度 $\delta_s = 10$	mm	
	内径面积 $A = \pi d^2 / 4 = 282600$	mm ²	
	金属横截面积 $A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s) = 19154$	mm ²	

不带法兰的固定式管板计算(b型连接方式)

管箱	圆筒厚度 $\delta_h = 10$	mm	管箱
管子	管子外径 $d = 19$	mm	$\left. \begin{aligned} \frac{\delta_h}{D_i} &= 0.0167 \\ \frac{\delta'_c}{D_i} &= 0 \end{aligned} \right\}$
	管子壁厚 $\delta_i = 2$	mm	
	管子根数 $n = 430$		查图 1-8-26, $C'' = 0.01$
	管心距 $S = 25$	mm	查图 1-8-27, $\omega'' = 0.55 \times 10^{-3}$
	面积 $A_d = 0$	mm ²	壳体圆筒(对于 b 型连接方式, $\delta'_i = 0$)
	管子金属总截面积		$\left. \begin{aligned} \frac{\delta_s}{D_i} &= 0.0167 \\ \frac{\delta'_c}{D_i} &= 0 \end{aligned} \right\}$
	$na = n\pi\delta_i(d - \delta_i) = 45928.3$	mm ²	
	开孔面积 $n\pi d^2/4 = 121855.6$	mm ²	查图 1-8-26, $C' = 0.01$
	管子有效长度 $L = 2946$	mm	查图 1-8-27, $\omega' = 0.55 \times 10^{-3}$
	管束模数 $K_t = \frac{E_t na}{LD_i} = 4968.3$	MPa	旋转刚度
	管子回转半径		$K'_t = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_t b'_t}{D_i + b'_t} \left(\frac{2\delta'_t}{D_i} \right)^3 + \omega' E'_s \right]$
	$i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_i)^2} = 6.052$	mm	$= \frac{1}{12} E_s \omega' = 8.356 \text{ MPa}$
管子受压失稳当量长度		$K''_t = \frac{1}{12} \omega'' E_h = 8.754$ MPa	
$l_{cr} = 1400$ (见图 1-8-33)mm		法 $\bar{K}_t = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{K'_t + K''_t}{K_t} = 0.00269$	
系数 $C_t = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma'_s}} = 144.25$		三	
管子稳定许用应力 $[\sigma]_{cr}$	MPa		
当 $\frac{l_{cr}}{i} = 231 > C_t$ 时,			
$[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2} = 17.60$	MPa		
系数计算	开孔后面积 $A_1 = A - n\pi d^2/4 = 160744 \text{ mm}^2$	mm ²	按 K, \bar{K}_t , 查图 1-8-28
	管板布管区面积 A_2		$m_1 = 0.405$
	三角形排列 $A_t = 0.866\pi S^2 + A_d = 232732$		$\Psi = \frac{m_1}{K\bar{K}_t} = 20.51$
	管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = 544.5 \text{ mm}$		按 K, \bar{K}_t , 查图 1-8-30
	系数 $\lambda = \frac{A_1}{A} = 0.5688, Q_{ex} = 52.89$		$G_2 = 4.150$
	$Q = \frac{E_t na}{E_s A_s} = 2.462, \beta = \frac{na}{A_1} = 0.2857$		按 K, Q 查图 1-8-29
	$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + 0.6 \frac{Q}{\lambda} = 4.052$		$m_2 = 15.97$
	$\Sigma_t = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + \frac{Q}{\lambda} + 0.4\beta = 94.55$		
	$\rho_t = \frac{D_t}{D_i} = 0.908$		
	壳程设计压力 $p_s = P_c = 1.75$		壳程压力 $p_s = 0$
管程压力 $p_t = 0$		管程设计压力 $p_t = 0.7, P_c = -p_t(1 + \beta) = 0.900$	

续表

不带法兰的固定式管板计算(b型连接方式)

计算公式	不计膨胀差	计入膨胀差	计算公式	不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = \alpha_s(t_s - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0	-1435×10^{-6}	$\gamma = \alpha_s(t_s - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0	-1435×10^{-6}
$\beta\gamma E_t$ MPa	0	-78.39	$\beta\gamma E_t$ MPa	0	-78.39
$P_a = \sum s_i p_s + \beta\gamma E_t$ MPa	7.091	-71.299	$P_a = \sum s_i p_s + \beta\gamma E_t$ MPa	-66.19	-137.48
$P_b = C' p_s$	0.0175	0.0175	$P_b = -0.15C' p_s - 0.85C'' p_s$	-0.007	-0.007
$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a}$	0.00434	-0.00043	$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a}$	0.00015	0.000077
$\nu = \Psi \tilde{M}$	0.089	-0.0090	$\nu = \Psi \tilde{M}$	-0.00308	0.00158
$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$	1.309	0.264	$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$	0.357	0.430
G_1 (见 3.2.1 符号说明)	0.214	0.148	G_1 (见 3.2.1 符号说明)	0.125	0.120
$\bar{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$	0.00102	0.00064	$\bar{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$	0.00054	0.000187
$\bar{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$	0.00256	0.000468	$\bar{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$	0.00064	0.000769
$\bar{\tau}_p = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)}{Q+G_2}$	0.00477	0.00432	$\bar{\tau}_p = \frac{1}{4} \frac{(1+\nu)}{Q+G_2}$	0.00434	0.00436
管板应力,MPa			管板应力,MPa		
$\sigma_r = \left \bar{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	= 8.395 ≤ 1.5[σ] _f = 195.6	= 52.96 ≤ 3[σ] _f = 391.2	$\sigma_r = \left \bar{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	= 41.49 ≤ 1.5[σ] _f = 195.6	= 296.84 > 3[σ] _f = 391.2
$\sigma'_r = \left \frac{\lambda \cdot P_a}{\mu} \cdot \bar{\sigma}'_r \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	= 11.00 ≤ 1.5[σ] _f = 195.5	= 21.79 ≤ 3[σ] _f = 391.2	$\sigma'_r = \left \frac{\lambda \cdot P_a}{\mu} \cdot \bar{\sigma}'_r \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	= 10.55 ≤ 1.5[σ] _f = 195.6	= 5.73 ≤ 3[σ] _f = 391.2
$\tau_p = \left \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\tau}_p \left(\frac{D_1}{\delta} \right) \right $	= 1.247 ≤ 0.5[σ] _f = 65.2	= 11.32 ≤ 1.5[σ] _f = 195.6	$\tau_p = \left \frac{\lambda P_a}{\mu} \bar{\tau}_p \left(\frac{D_1}{\delta} \right) \right $	= 10.59 ≤ 0.5[σ] _f = 65.2	= 22.10 ≤ 1.5[σ] _f = 195.6
管子应力 MPa	≤ 1.0[σ] _f 若 σ _r < 0 = -6.37 σ _r ≤ [σ] _{cr} = 17.60	= 26.24 ≤ 3[σ] _f = 336 若 σ _r < 0 σ _r ≤ [σ] _{cr}	管子应力 MPa	≤ 1.0[σ] _f = 112 若 σ _r < 0 σ _r ≤ [σ] _{cr}	= 37.24 ≤ 3[σ] _f = 336 若 σ _r < 0 σ _r ≤ [σ] _{cr}
壳程圆筒轴向应力 MPa	= 1.129 ≤ φ[σ] _f = 58.44	= 10.32 ≤ 3φ[σ] _f = 175.32	壳程圆筒轴向应力 MPa	= 9.64 ≤ φ[σ] _f = 58.44	= 20.06 ≤ 3φ[σ] _f = 175.32
拉脱力 MPa	= 0.542 ≤ [q] = 4	= 2.236 > [q] = 4	拉脱力 MPa	= 1.75 ≤ [q] = 4	= 3.173 ≤ [q] = 4

参 考 文 献

- 1 毛希澜. 换热器设计. 上海:上海科技出版社,1988
- 2 中华人民共和国国家标准. 管壳式换热器. GB 151-1998(标准释义). 北京:国家技术监督局,1998
- 3 A. L. Soler, S. M. Caldwell and S. D. Soler. A Proposed ASME Section VIII, Div. I, Tubesheet Design Procedure. ASME Paper. 1990, PVP-VOL, 186, 3~11
- 4 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. I, 1983 Edition, Appendix AA, 793~800
- 5 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. I, 1992 Edition, Appendix AA: Rules for the Design of Tubesheets, 571~601
- 6 F. Osweiler. Basis of the Tubesheet Heat Exchange Design Rules used in the French Pressure Vessel Code ASME Paper. 1990, POP-VOL. 186, 31~40
- 7 F. Osweiler. Evolution and Synthesis of the Effective Elastic Constants Concept for the Design of Tubesheets. ASME Journal of Pressure Vessel Technology. 1989, VOL. III, 186, 209~217
- 8 CODAP French Code for the Construction of Pressure Vessel. 1986
- 9 R. A. MC Forlane. Practical Accurate Rules for Tubesheet Design. ASME Paper. 1990, PVP-VOL. 186, 21~29
- 10 P. A. McGowan, A. I. Micoyics. Astralan Tubesheet Code. ASME Paper. 1990, PVP-VOL. 186, 41~49
- 11 石化部,一机部. 钢制石油化工压力容器设计规定. 1977版
- 12 机械部,石油部,化工部. 钢制管壳式换热器设计规定. 1983版
- 13 中华人民共和国国家标准. 钢制管壳式换热器. GB 151-89. 北京:中国标准出版社,1989
- 14 中华人民共和国国家标准. 管壳式换热器. GB 151-1999. 北京:中国标准出版社,2000
- 15 Tubular Exchanger Manufacturers Association Standards, 8th ed., New York, 1988
- 16 K. A. Gardner. Heat Exchanger Tubesheet Design. ASME J. of Applied. 1948, Mechanics VOL 15(4), 377~385
- 17 K. A. G. Miller. The Design of Tube Plates in Heat Exchange. Proceedings of Institution of Mechanical Engineer. 1953, VOL(113), 215~231
- 18 陈国理. 压力容器及化工设备. 广州:华南理工大学出版社,1988
- 19 邱荣先. U型管式换热器整体管板设计的计算方法. 化工设备设计. 1998, No. 2, 17~23
- 20 李世玉,桑如菡. 压力容器工程师设计手册. 北京:化学工业出版社,1994
- 21 黄克智. 板壳理论. 北京:清华大学出版社,1989
- 22 黄克智,薛明德,李世玉. 固定式换热器管板应力的一种建议计算方法. 机械工程学报. 1980, 16(2), 1~13
- 23 王志文. 化工容器设计. 北京:化学工业出版社,1990
- 24 中华人民共和国行业标准. 压力容器法兰. JB/T 4700~4702-92. 北京:气象出版社,1992
- 25 中华人民共和国国家标准. 压力容器波形膨胀节. GB 16749-1997. 北京:中国标准出版社,1997

第 9 章 其他各种管板应力与强度计算^[1-13]

1 管板削弱系数^[10,11,13]

1.1 管板孔间带效率

管板孔间带效率也称为管桥效率，定义如下：

$$\Delta = (P - d^*)/P \quad (1-9-1)$$

式中 P ——管孔节距或管孔中心距，mm；

d^* ——换热管内直径，mm。

d^* 的选择主要视换热管管壁对管板的强度和刚度的加强作用而定。一般来说，当管板与管子部分胀接时，取换热管外径；当管子在全管板厚度上胀接或管子与管板焊接时，取管子内径。通常以孔间带效率 Δ 为依据，确定管板的强度和刚度削弱系数，我国目前通常采用的孔间带效率 $\Delta = 0.2 \sim 0.35$ 的管板。

1.2 强度与刚度削弱系数

为了对管板进行应力分析，将其简化成当量均质平板，根据面内拉伸和弯曲载荷作用的不同情形，对管

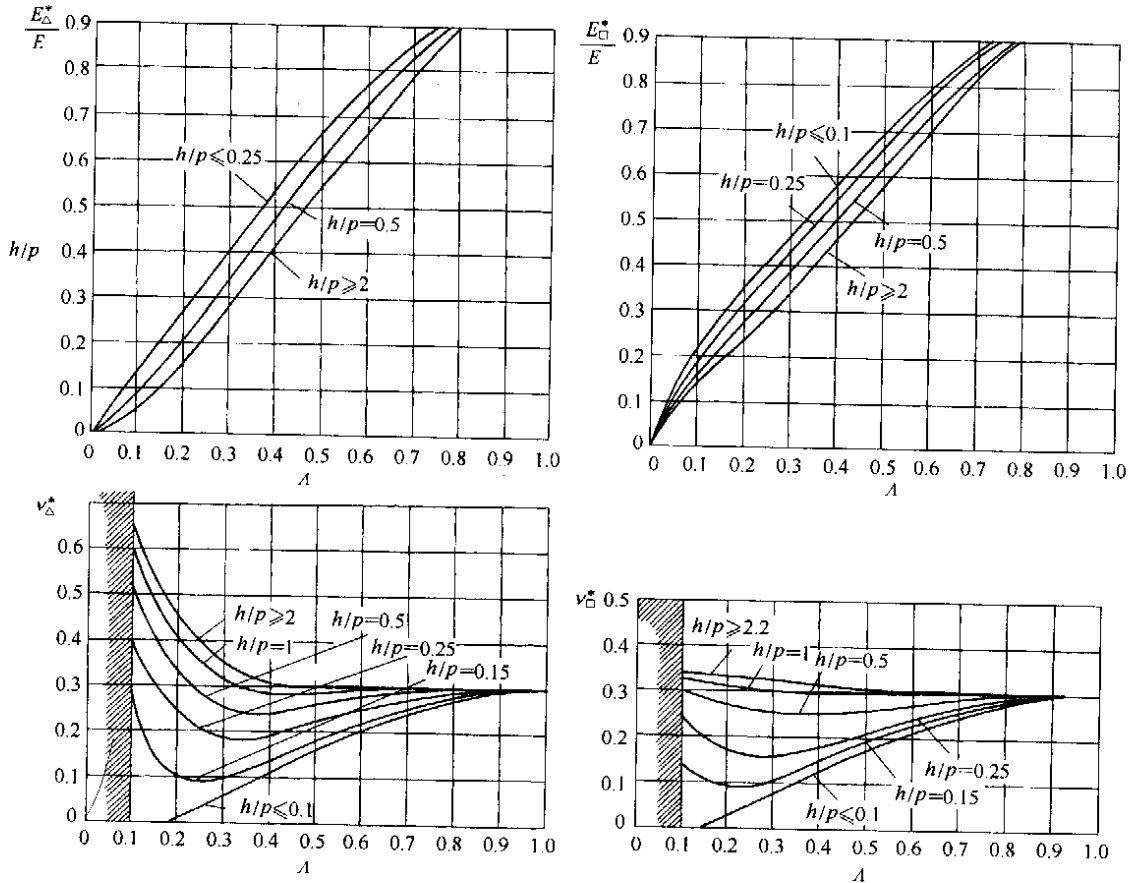


图 1-9-1 有效弹性常数 (图中的 h 为管板厚度)

板刚度削弱系数 η 定义如下：

$$\begin{aligned} \eta' &= (1 - \nu)E' / [(1 - \nu')E] \\ \eta'' &= (1 - \nu^2)E'' / [(1 - \nu'^2)E] \end{aligned} \quad (1-9-2)$$

式中 η', η'' ——管板面内拉伸刚度削弱系数、面内弯曲刚度削弱系数；
 E, ν ——管板材料的弹性模量和泊松比；
 E', ν' ——面内拉伸作用下管板材料的有效弹性模量和泊松比；
 E'', ν'' ——面内弯曲作用下管板材料的有效弹性模量和泊松比。

管板的刚度削弱系数受孔间带效率 Δ ，管孔的排列方式与节距 S ，管板厚度 δ ，载荷作用方式等诸多因素的影响。由公式 (1-9-2) 可知，关键问题是确定管板的有效弹性常数。如果不考虑载荷作用的方式，将 E', E'' 用 E^* ， ν', ν'' 用 ν^* 表示，则有效弹性常数如图 1-9-1 所示。

强度削弱系数 μ 的定义为：

$$\begin{aligned} \mu' &= 1/(\delta\sigma'_{\text{eff}}) \\ \mu'' &= 6/(\delta^2\sigma''_{\text{eff}}) \end{aligned} \quad (1-9-3)$$

式中 μ', μ'' ——管板面内拉伸强度削弱系数、面内弯曲强度削弱系数；
 $\sigma'_{\text{eff}}, \sigma''_{\text{eff}}$ ——单位拉伸和弯曲载荷作用下孔间带中的最大平均应力；
 δ ——管板厚度，mm。

大量工程设计实践表明，目前国标 GB 151 和部标 JG 4732 选用的 $\eta = \mu = 0.4$ 既简化了设计计算过程，又是切实可行的。

2 双管板计算^[1]

双管板的分析简图如图 1-9-2 所示。由于管子与管板形成偶联系统，使管板的计算更加复杂，因此不可能获得形式简单的计算公式。下面提供基于平板与梁弯曲理论的分析方法，具体计算过程要结合计算机程序进行。

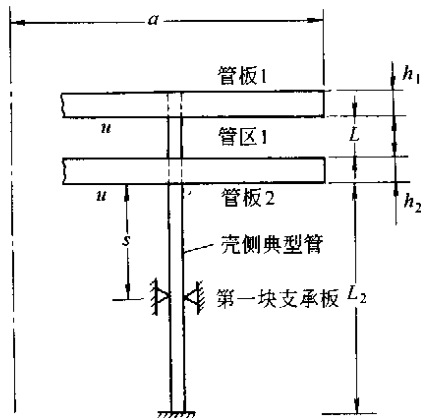


图 1-9-2 双管板分析简图

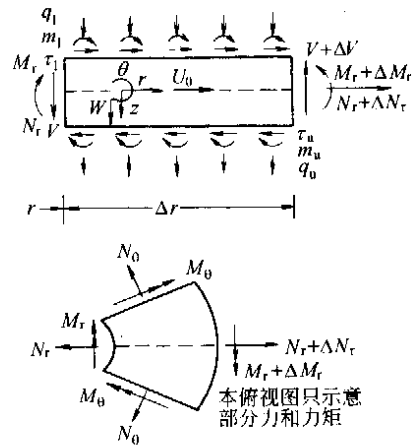


图 1-9-3 管板单元受力分析图

假定管板的几何形状和受载均轴对称性，管板上管孔对管板强度和刚度的影响以相应的削弱系数表示，并假定管孔分布于整个管板上。图 1-9-3 为管板单元受各类力和弯矩作用的模型，图中 $N_r, M_r, V, N_\theta, M_\theta$ 为内力， τ, q, m 分别为表面力， l, u 表示图中指定的管板表面， $i=1, 2$ 指管板 1 或管板 2。

(1) 平衡关系

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV_i}{dr} + \frac{V_i}{r} &= q_{ui} + q_{ri} \\ \frac{dN_{ri}}{dr} + \frac{N_{ri} - N_{\theta i}}{r} + \tau_{li} - \tau_{ui} &= 0 \\ \frac{dM_{ri}}{dr} + \frac{M_{ri} - M_{\theta i}}{r} + V_i - [m_{ui} + m_{li} + \frac{\delta_i}{2}(\tau_{li} + \tau_{ui})] &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1-9-4)$$

(2) 本构方程

根据虎克定律将管板单元内力素 $N_r, M_r, N_\theta, M_\theta, V$ 与其径向和轴向变形 U_0, W 及转角 θ 之关系表示为式 (1-9-5)：

$$\left. \begin{aligned} \frac{dU_{0i}}{dr} &= -\nu_i \frac{U_{0i}}{r} + \frac{N_{ri} + N_i^*}{K_i} \\ \frac{d\theta_i}{dr} &= -\nu_i \frac{\theta_{ri}}{r} + \frac{M_{ri} + M_i^*}{D_i} \\ \frac{dW_i}{dr} &= -\theta_i - \frac{6}{5} \frac{V_i}{G_i \delta_i} \\ N_{ri} &= E_i \delta_i \frac{U_{0i}}{rr} + \nu_i N_{ri} - N_i^* (1 - \nu_i) \\ M_{ri} &= E_i \delta_i^2 \frac{\theta_i}{r} + \nu_i M_{ri} - M_i^* (1 - \nu_i) \end{aligned} \right\} \quad (1-9-5)$$

其中, $N_i^* = \frac{E_i \alpha_i}{1 - \nu_i} \int_{-0.5\delta_i}^{0.5\delta_i} T_i(r, z) dz$; $M_i^* = \frac{E_i \alpha_i}{1 - \nu_i} \int_{-0.5\delta_i}^{0.5\delta_i} z T_i(r, z) dz$; $K_i = \frac{E_i \delta_i}{1 - \nu_i^2}$; $D_i = \frac{E_i \delta_i^2}{12}$
 式中 $E_i, G_i, \nu_i, \alpha_i$ 分别为 i 管板的有效弹性模量, 剪切模量, 泊松比和热膨胀系数; $T_i(r, z)$ 为管板上的温度分布。

(3) 偶联方程

管板与管子之间由于管板表面载荷 τ, q, m 的作用, 在两管板与管子的连接处发生作用力与变形的偶联。图 1-9-4 定义了作用于管子的载荷和管子的变形情况, 根据梁的端部载荷与变形之关系导出以下方程:

$$\begin{bmatrix} H_{1T} \\ M_{1T} \\ H_{2T} \\ M_{2T} \end{bmatrix} = \gamma \begin{bmatrix} 6 & 3L & -6 & 3L \\ 3L & 2L^2(1+3g/L^2) & -3L & L^2(1-6g/L^2) \\ -6 & -3L & 6 & -3L \\ 3L & L^2(1-6g/L^2) & -3L & 2L^2(1+3g/L^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{V}_1 \\ \Psi_{11} \\ \bar{V}_2 \\ \Psi_{12} \end{bmatrix} \quad (1-9-6)$$

$$\text{其中, } \gamma = \frac{2E_T I_T / L^3}{1 + 12g/L^2}$$

$$g = \frac{2E_T I_T}{G_T A_T}$$

式中 E_T, G_T, I_T, A_T 分别为管子的弹性模量, 剪切模量, 截面惯性矩和截面积; 其余符号见图 1-9-2~图 1-9-4。

管子与管板之间的相互作用可以通过关联管子端部力与管板表面载荷, 管端与管板变形与位移来解决。此外, 按上述同样的方法, 可以考虑壳侧管子端部受力与变形。假定 $\bar{V}_4 = 0$, 在考虑管子端部弯矩与转角的关系时通过引入参数 F_n ($3 \leq F_n \leq 4$) 表示折流板数量的影响。这样得到如下公式:

$$\begin{bmatrix} H_{3T} \\ M_{3T} \end{bmatrix} = \frac{2E_T I_T}{L_s} \begin{bmatrix} 9F_n/2 - 12 & 3L_s(F_n - 1) \\ 3L_s(F_n/2 - 1) & F_n L_s^2/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{V}_3 \\ \Psi_{21} \end{bmatrix} \quad (1-9-7)$$

式中 L_s 为管板到第一块折流板之间距, 其余符号见图 1-9-2~图 1-9-4。

(4) 几何关系

根据图 1-9-3 和图 1-9-4, 管子端部与管板的位移, 变形之间满足以下关系:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_1 &= U_{01} + (\delta_1/2)\theta_1 & \bar{V}_2 &= U_{02} - (\delta_2/2)\theta_2 & \bar{V}_3 &= U_{02} + (\delta_2/2)\theta_2 \\ \Psi_{11} &= -\frac{dW_1}{dr} & \Psi_{12} &= \Psi_{21} = \frac{dW_2}{dr} \end{aligned} \right\} \quad (1-9-8)$$

根据薄板位移及小变形的特点, 管板单元的位移与变形存在以下关系:

$$\left. \begin{aligned} U_{ri}(r, z) &= U_{0i}(r) + z\theta_i(r) \\ U_{ai}(r, z) &= W_i(r) \end{aligned} \right\} \quad (1-9-9)$$

(5) 管子对管板的弹性支承作用

如果忽略管子内压作用下变形的泊松效应, 则管子伸缩变形与管板之间产生的轴向力存在以下关系:

$$\left. \begin{aligned} F_{1T} &= \frac{E_T A_T}{L} (W_2 - W_1) - \alpha_T E_T A_T \Delta \bar{T}_1 \\ F_{2T} &= -\frac{E_T A_T}{L_2} W_2 - \alpha_T E_T A_T \Delta \bar{T}_2 \end{aligned} \right\} \quad (1-9-10)$$

式中 $\Delta \bar{T}_1, \Delta \bar{T}_2$ 为管板操作时平均温度与安装环境温度之差。

(6) 载荷分布

按照管子与管板的受力分析结果, 现引入管板的面积系数 λ_i ($i=1, 2$), 获得管子、管板机械载荷与边界力、弯矩之关系:

$$\begin{aligned} q_{11} &= \lambda_1 p_1; m_{11} = \tau_{11} = 0 \\ q_{u1} &= -\lambda_2 p_2 + F_{1T}/A; m_{u1} = M_{1T}/A; \tau_{u1} = -H_{2T}/A \\ q_{12} &= \lambda_2 p_2 - F_{1T}/A; m_{12} = M_{2T}/A; \tau_{12} = -H_{2T}/A \\ q_{u2} &= -\lambda_2 p_3 + F_{2T}/A; m_{u2} = M_{3T}/A; \tau_{u2} = H_{3T}/A \end{aligned} \quad (1-9-11)$$

其中, $\lambda_i = 1 - A_{H_i}/A$; $A_H = \pi d_h^2/4$; $A = P^2 \sin^2 \phi$

式中 P ——管孔中心距, mm;

d_h ——管板上管孔的平均孔径, mm;

ϕ ——三角形排列时管子的排列角, 正方形排列时 $\phi = 45^\circ$;

p_1, p_2, p_3 ——分别为管程, 两管板间 (如果存在) 及壳程操作压力, MPa。

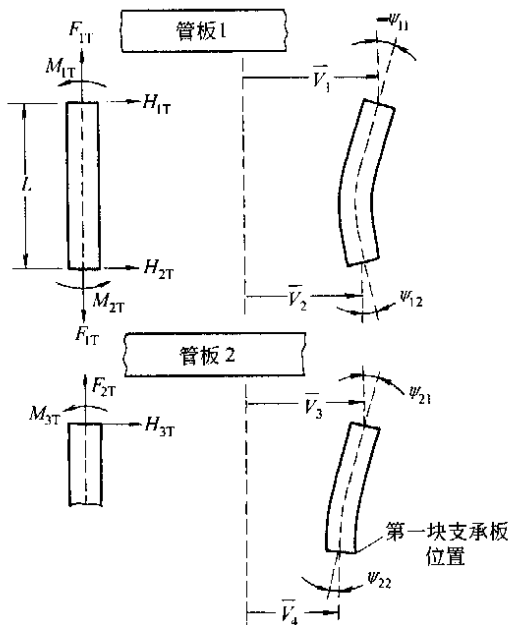


图 1-9-4 管子自由体的受力与变形

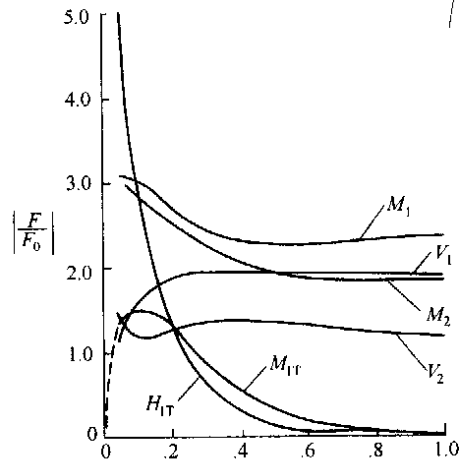


图 1-9-5 机械载荷下管板相对间隙与管子受力的关系

(7) 边界条件

根据两管板的实际受载情况和平衡方程式 (1-9-4), 在 $r=0, r=a$ 可以建立共计 12 个边界条件。

(8) 方程的解

联立上述方程可得 12 个相互偶联的一阶常微分方程:

$$\frac{d}{dr} \{Z\} = [A] \{Z\} + \{B(p)\} + \{C(T)\} \quad (1-9-12)$$

其中 $\{Z\}^T = \{V_1, V_2, N_{r1}, N_{r2}, M_{r1}, M_{r2}, U_{01}, U_{02}, \theta_1, \theta_2, W_1, W_2\}^T$

$[A], [B], [C]$ 为包括独立变量 r 、系统的各种几何与材料特性、机械与热载荷在内的矩阵或列阵。由此可见, 当给定操作条件、几何结构、材料性能、机械与热载荷时, 可以借助计算机程序来解决这一问题。图 1-9-5 为典型的条件下 (无热载荷) 无量纲力和弯矩的解。

3 法兰夹持的可拆式管板强度计算^[1]

(1) 连接结构与管板受力模型

图 1-9-6 的结构在管板频繁拆装时有一定的使用。这时管板计算的重点是解决以下主要问题: 由于升压螺栓拉伸应力的变化; 壳体和管箱法兰垫片表面的残余压力大小; 管板的最大应力; 管箱法兰环和锥段的弯曲应力大小; 壳体法兰环和锥段的弯曲应力大小; 泄漏面积。管板自由体的受力分析模型如图 1-9-7 所示。

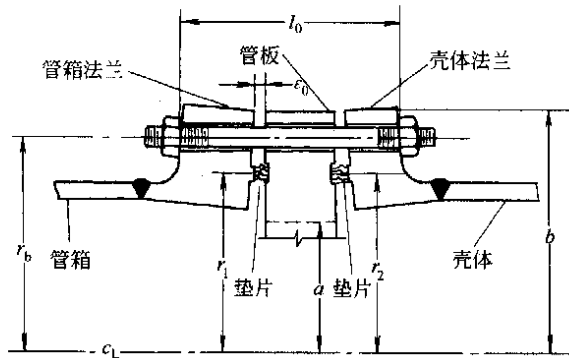


图 1-9-6 预紧状态下的法兰连接

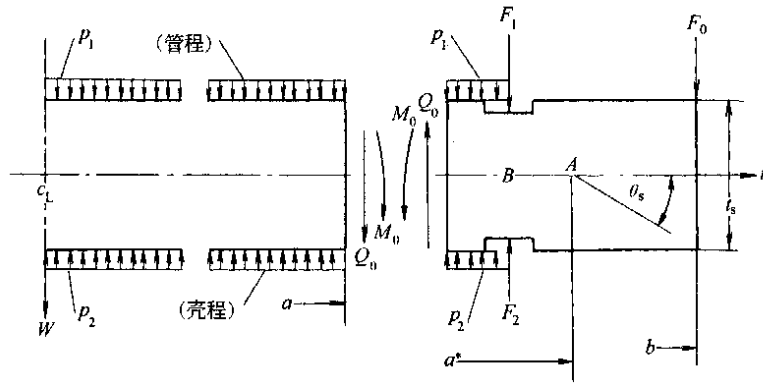


图 1-9-7 管板自由体受力分析

(2) 管板应力

基于圆平板理论，并假设：管子对管板弯曲的限制不受折流板对管子约束的影响；忽略分程槽对管板强度的影响；忽略螺栓孔对管板强度的削弱作用。管板管孔区的径向和环向弯矩分别为：

$$\left. \begin{aligned} M_r &= 2\gamma_2 D_1 (1 + \nu_1) + (3 + \nu_1) pr^2 / 16; r \leq a \\ M_\theta &= 2\gamma_2 D_1 (1 + \nu_1) + (1 + 3\nu_1) pr^2 / 16; r \leq a \end{aligned} \right\} \quad (1-9-13)$$

其中， $\gamma_2 = \frac{-6a^* a (M_0 + \chi)}{E_2 h a t^3} - \frac{p a^2}{32 D_1}$ ； $M_0 = \frac{-1}{1 + \rho} \left(e \chi - \frac{p a^2}{8} \right)$ ；

$$\rho = \frac{12 a^* a D_1 (1 + \nu_1)}{E_2 h a t^3}； D_1 = \frac{E^* t_s^3}{12 (1 - \nu_1^2)} a；$$

$$\chi = -\frac{p a h}{4} + \frac{F_1 (a^* - r_1) r_1 - F_2 (a^* - r_2) r_2 - F_e (b - a^*) b}{a} + \frac{p_1 (r_1^2 - a^2) (2 a^* - r_1 - a)}{4 a} - \frac{p_2 (r_2^2 - a^2) (2 a^* - r_2 - a)}{4 a} \quad (1-9-14)$$

- 式中 p ——管板压差，MPa， $p = p_1 - p_2$ ；
 h ——法兰环宽度，mm， $h = (b - a)$ ；
 a^* ——法兰环平均半径，mm， $a^* = 0.5(a + b)$ ；
 a ——布管区半径，mm， $a = r_{\max} + (P - h_p) / 4$ ；
 E^* ——管板的有效弹性模量，MPa；
 P ——管孔节距，mm；
 r_{\max} ——最外圈管子中心圆半径，mm；
 h_p ——管桥宽度，mm；
 F_1, F_2 ——管箱与壳体法兰垫片反力，N/mm；

④ 计算有效连接长度 l 。 l 的定义是：螺栓中心圆半径处两外法兰面之距离，在小变形条件下有：

$$\left. \begin{aligned} l &= s + f_1 + f_2 + t_s + \Delta_1 + \Delta_2 - (r_b - r_1)\theta_1 + (r_2 - r_1)\theta_s - (r_b - r_2)\theta_2 \\ l_0 &= s + f_1 + f_2 + t_s + \Delta_1^0 + \Delta_2^0 - (r_b - r_1)\theta_1^0 + (r_2 - r_1)\theta_s^0 - (r_b - r_2)\theta_2^0 \end{aligned} \right\} \quad (1-9-19)$$

式中 l_0 ——预紧条件下的有效连接长度，mm；

s ——螺栓中心线与垫片中心位置处连接厚度之差，mm。

⑤ 设定另一个 σ 值，计为 σ' ，重复步骤①~④，计算对应的有效连接长度 l' 。

⑥ 求连接刚度 K 按定义计算：

$$K = (\sigma - \sigma') / (l - l') \quad (1-9-20)$$

⑦ 计算正确的螺栓应力 σ_c 。正确的螺栓应力所对应的有效长度应等于螺栓长度，因此应有

$$\sigma_c = \sigma_0 + K_b \lambda \quad (1-9-21)$$

式中 K_b ——螺栓刚度，MPa/mm， $K_b = E_b / l_0$ ；

$$\lambda \text{——螺栓连接长度增量，mm，} \lambda = \frac{K(l_0 - l) + \sigma - \sigma_0}{K_b - K}。$$

当垫片为线弹性时，式 (1-9-21) 的结果为正确的螺栓应力；如果为非线性，只要把 σ_c 代入步骤①中作为 σ 进行重复计算，最终即可得到精确的螺栓应力。由于当螺栓应力 σ 增加时，有效连接长度 l 缩短，而此时长度 l_b 线性增大，故总可以按图 1-9-9 求解。然后，根据式 (1-9-18) 计算 θ_1 、 θ_2 、 θ_s 和其他参数。

⑧ 计算边缘接触间隙 ϵ_1

$$\epsilon_1 = \epsilon_0 + \Delta_1 - \Delta_1^0 - (b - r_1)(\theta_1 - \theta_s - \theta_1^0 + \theta_s^0) \quad (1-9-22)$$

其中， $\epsilon_0 = s_1 + \Delta_1^0 - (b - r_1)(\theta_1^0 - \theta_s^0)$

式中 s_1 ——螺栓连接元件配合面机械加工减量，mm。

如果 $\epsilon_1 > 0$ ，则零边缘接触力的假设成立，上述计算结果正确，否则必须按步骤⑨调整边缘反力 F_e 和螺栓拉伸应力 σ 以满足边缘接触间隙 $\epsilon_1 = 0$ 。

⑨ 零边缘接触条件下的 σ 和 F_e 。基于上述结果，假定 ϵ_1 是 σ 和 F_e 的隐函数，并设存在一增量 $\Delta\epsilon_1$ 加至①~⑧的结果 ϵ_1 上，使 $\epsilon_1 + \Delta\epsilon_1 = 0$

$$\epsilon_1 = \beta_1(\sigma, F_e) \quad (1-9-23)$$

则有

$$\left. \frac{\partial \beta_1}{\partial \sigma} \right|_{F_e} \Delta\sigma + \left. \frac{\partial \beta_1}{\partial F_e} \right|_{F_e} \Delta F_e = -\epsilon_1 \quad (1-9-24)$$

对连接长度进行同样处理，设

$$l = \beta_2(\sigma, F_e) \quad (1-9-25)$$

由于对应于螺栓应力 σ 的螺栓长度为

$$l_b = \frac{(\sigma - \sigma_0)l_0}{E_b} + l_0 \quad (1-9-26)$$

设 $\tau = l - l_b$ ，则存在以下关系：

$$\left(\frac{\partial \beta_2}{\partial \sigma} \right)_{F_e} \Delta\sigma - \frac{l_0}{E_b} \Delta\sigma + \left. \frac{\partial \beta_2}{\partial F_e} \right|_{F_e=0} \Delta F_e = -\tau \quad (1-9-27)$$

求解方程式 (1-9-22) 和式 (1-9-23) 得出 $\Delta\sigma$ 和 ΔF_e 。如果 ϵ_1 、 τ 均为零，则正确的 σ 和 F_e 可按下式确定，否则重复上述过程。具体计算过程已有计算机程序可供参考^[1]。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= \sigma + \Delta\sigma \\ F_c &= \Delta F_e \end{aligned} \right\} \quad (1-9-28)$$

4 管板管桥及管壁温度场分析^[1,13]

管壳式换热器管板由于受管程和壳程流体温度差的影响，管桥温度存在梯度，产生局部峰值应力，当管板兼作法兰时，管板外缘会产生翘曲而导致密封泄漏。通常发生这种情况的条件是：壳侧传热系数较高；管

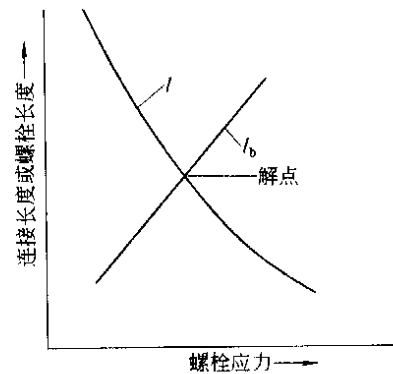


图 1-9-9 连接长度和螺栓长度与螺栓应力的变化曲线

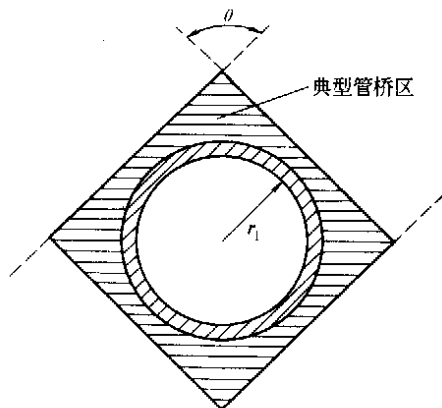


图 1-9-10 管桥截面图

子材料的导热系数较低。下面介绍分析管桥温度分布的简化方法。

4.1 分析模型

典型管子周围的管桥横截面如图 1-9-10 所示。在稳态传热的条件下，管板上每根管子管桥的温度场相同，因此将主要分析单个管子管桥的温度分布。一般情况下，温度沿管子轴向变化较大，而沿管子横向的变化相对较小。这样可以将管子-管桥体系简化为两个相接触的同轴圆柱，内圆柱为管子，管内流体温度为 T_t ；外部圆柱为管桥区，非圆形管桥用面积相等的等效圆环来代替，等效圆柱的外半径 r_3 为：

$$r_3 = \bar{p} \left(\frac{\sin \theta}{\pi} \right) \quad (1-9-29)$$

式中 θ ——管子的排列角；

\bar{p} ——管子的排列节距，mm。

此时得到简化的传热单元模型见图 1-9-11。单元分 3 个区域，几何尺寸、各侧流体温度、传热膜系数标于图中。区域 1 和 2 的传热控制方程为：

$$\left. \begin{aligned} k_1 \frac{d^2 T_1}{dx^2} + \frac{[h_1 S_1 (T_t - T_1) - q_{12} S_2]}{a_1} &= 0 \\ k_2 \frac{d^2 T_2}{dx^2} + \frac{q_{12} S_2}{a_2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1-9-30)$$

式中 a_1, a_2 —— 1, 2 区的横截面积， m^2 ；

$$a_1 = \pi(r_2^2 - r_1^2); a_2 = \pi(r_3^2 - r_2^2) \quad (1-9-31)$$

k_1, k_2 —— 1, 2 区材料的导热系数， $W/(m \cdot ^\circ C)$ ；

q_{12} —— 从 1 区到 2 区的热流率， W/m^2 ；

S_1, S_2 —— 管子内外表面的周长，m。

$$S_1 = 2\pi r_1; S_2 = 2\pi r_2 \quad (1-9-32)$$

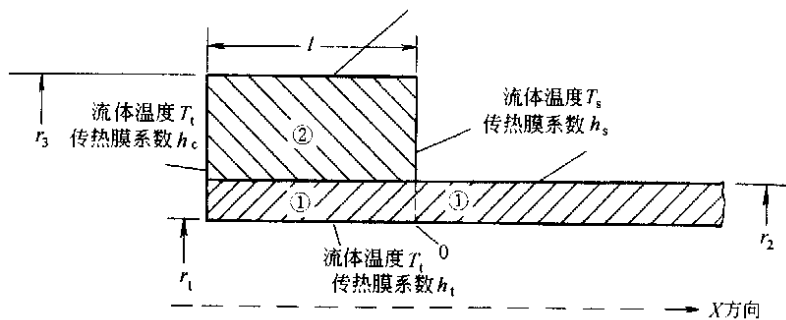


图 1-9-11 传热分析模型

4.2 计算步骤

(1) 基本数据 主要包括几何尺寸，管板厚度 l ，管子内外直径 r_1, r_2 ，管排节距 \bar{p} 和排列角 θ ；材料热性能数据，管子与管板材料的导热系数 k_1, k_2 ；以及传热数据（如表面有污垢，系数应相应进行调整），管箱侧的传热膜系数 h_c ，管内外壁面的传热膜系数 h_t, h'_s ，管板在壳侧的传热膜系数 h_s ，管壳侧的流体温度 T_t, T_s 。

(2) 按式 (1-9-29) 计算 r_3 ，按下式计算 h_{12} ：

$$h_{12} = \frac{-k_1}{r_2 \ln \left[\left(\frac{r_2}{r'} \right)^{\frac{k_1}{k_2}} \left(\frac{r'}{r_2} \right) \right]} \quad (1-9-33)$$

其中， $r' = (r_2 - r_1) / [\ln(r_2/r_1)]$ ； $r'' = (r_3 - r_2) / [\ln(r_3/r_2)]$

(3) 分别计算 S_1, S_2 [式 (1-9-32)]； a_1, a_2 [式 (1-9-31)]； c_1, c_2, c_3, c_4 [式 (1-9-34)]； m_1

[式 (1-9-35)], ω_i [式 (1-9-36)], α, β [式 (1-9-37)]

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \frac{-k_1 k_2 a_2}{h_{12} S_2} & c_2 &= k_1 + \frac{k_2 a_2}{h_{12} S_2} \left(\frac{h_t S_1}{a_1} + \frac{h_{12} S_2}{a_1} \right) \\ c_3 &= \frac{-h_t S_1}{a_1} & c_4 &= \frac{h_t S_1 T_t}{a_1} \end{aligned} \right\} \quad (1-9-34)$$

$$m_i = \left\{ \frac{-c_2 + (-1)^{i+1} (c_2^2 - 4c_1 c_3)^{1/2}}{2c_1} \right\}^{1/2}; i = 1, 2 \quad (1-9-35)$$

$$\omega_i = \left[\frac{-k_2 a_2}{h_{12} S_2} m_i^2 + 1 \right]; i = 1, 2 \quad (1-9-36)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha^2 &= \frac{h'_s S_2 + h_t S_1}{k_1 a_1} \\ \beta^2 &= \frac{h'_s S_2 T_s + h_t S_1 T_t}{k_1 a_1} \end{aligned} \right\} \quad (1-9-37)$$

(4) 按下式计算 16 个系数 A_{ij} 和 4 个量 f_i :

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= k_2 m_1 - h_c & A_{21} &= (k_2 m_1 + h_s) e^{m_1 l} & A_{31} &= (k_1 m_1 - h_c) \omega_1 & A_{41} &= \omega_1 (m_1 + \alpha) e^{m_1 l} \\ A_{12} &= -k_2 m_1 - h_c & A_{22} &= (-k_2 m_1 + h_s) e^{-m_1 l} & A_{32} &= -(k_1 m_1 + h_c) \omega_1 & A_{42} &= \omega_1 (-m_1 + \alpha) e^{-m_1 l} \\ A_{13} &= k_2 m_2 - h_c & A_{23} &= (k_2 m_2 + h_s) e^{m_2 l} & A_{33} &= (k_1 m_2 - h_c) \omega_2 & A_{43} &= \omega_2 (m_2 + \alpha) e^{m_2 l} \\ A_{14} &= -k_2 m_2 - h_c & A_{24} &= (-k_2 m_2 + h_s) e^{-m_2 l} & A_{34} &= -(k_1 m_2 + h_c) \omega_2 & A_{44} &= \omega_2 (-m_2 + \alpha) e^{-m_2 l} \end{aligned} \right\} \quad (1-9-38)$$

$$f_1 = -h_c \left(T_t + \frac{c_4}{c_3} \right) \quad f_2 = h_s \left(T_s + \frac{c_4}{c_3} \right) \quad f_3 = -h_c \left(T_t + \frac{c_4}{c_3} \right) \quad f_4 = \frac{\beta^2}{\alpha^2} + \frac{\alpha c_4}{c_3} \quad (1-9-39)$$

(5) 利用高斯消元法解方程

$$A_{ij} b_j = f_i; i = 4 \quad (1-9-40)$$

得到 $b_j (j = 1, \dots, 4)$ 。

(6) 管桥和管壁温度分布分别为 x 函数:

$$T_2(x) = b_1 e^{m_1 x} + b_2 e^{-m_1 x} + b_3 e^{m_2 x} + b_4 e^{-m_2 x} - \frac{c_4}{c_3} \quad (1-9-41)$$

$$T_1(x) = d_1 e^{m_1 x} + d_2 e^{-m_1 x} + d_3 e^{m_2 x} + d_4 e^{-m_2 x} - \frac{c_4}{c_3} \quad (1-9-42)$$

其中,

$$d_1 = \omega_1 b_1, \quad d_2 = \omega_1 b_2, \quad d_3 = \omega_2 b_3, \quad d_4 = \omega_2 b_4 \quad (1-9-43)$$

由上述分析步骤可以看出, 应当采用计算机程序解决这一问题。

5 矩形管板的计算^[1]

5.1 分析模型

矩形管板常用于电厂大型蒸汽冷凝器。一般蒸汽走壳程, 冷却水走管程。将管板按照其几何特点划分成受弹性基础支承的条形梁的近似方法是目前较为可行的设计方法。图 1-9-12 为条形梁的选取方法, 图 1-9-13 为条形梁的结构模型。如果管板与管箱 (也称水室) 连接边界的参数 P, p_1, p_2, M_A 确定, 则可以求出管板的变形和应力。但是, 管箱壁对管板边缘的作用力和弯矩分布是未知的, 因此, 首先要设法确定管板边缘的载荷分布, 其次要确定条形梁端部的约束。图 1-9-14 表示了管箱的自由体受力分析。假定管箱具有较大刚度, 管板边缘产生刚体旋转变形, 这样不必详细考虑管箱的变形, 只考虑表示管箱内压, 接管载荷, 自重等作用的合力向量 \bar{F} 和弯矩向量 \bar{M} 。而真正影响管板变形的力分量为 $F_2 \bar{k}$, 弯矩分量为 $M_x \bar{i} + M_y \bar{j}$ 。管箱由于受管板边缘剪力 $P(x, y)$, 扭

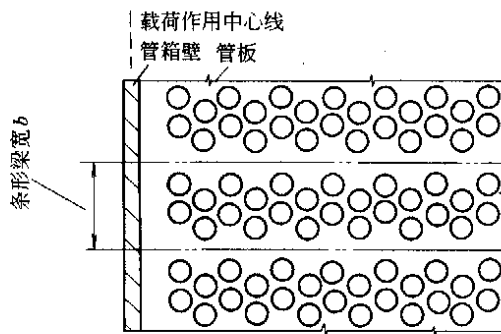


图 1-9-12 条形梁的选取方法及其端部受载情况

矩 $T(x, y)$ 和弯矩 $M(x, y)$ 的作用处于平衡。由此可见, 如果能将边缘作用以作用载荷 F_z , M_x , M_y 表示, 并且建立管板应力, 变形与边缘力之关系, 整个问题就可以解决了。

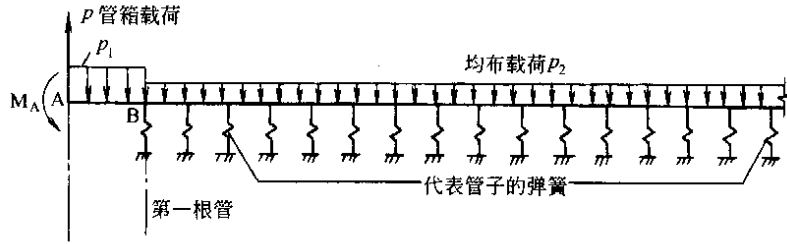


图 1-9-13 受弹簧支承的条形梁的结构模型

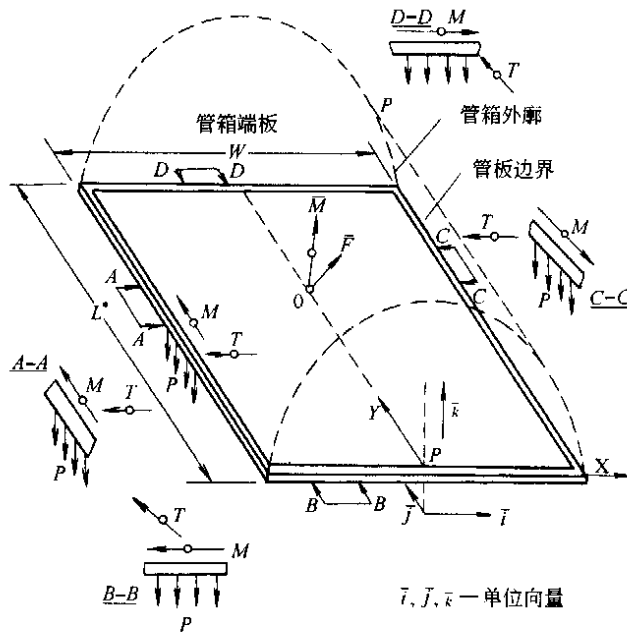


图 1-9-14 管箱自由体受力分析

采用图 1-9-14 (图中 \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} 代表坐标 x , y , z 方向的单位向量) 中的符号与规定, 管板边缘的变形为 $w_B \bar{k}$, 并存在

$$w_B(x_B, y_B) = \delta_0 + y_B \theta_x + x_B \theta_y \quad (1-9-44)$$

式中 x_B, y_B ——管板边缘任一点 B 处的坐标位置, mm;

θ_x, θ_y ——管板不边缘的角变形, 弧度;

δ_0 ——管板的整体平移, mm。

确定条形梁的 $\delta_0, \theta_x, \theta_y$ 时要保证边界的平衡条件。因此, 问题转化为建立管板边缘位移 $w_B(x_B, y_B)$ 与边界作用 P, M, T 之间的方程。

5.2 平衡方程

根据图 1-9-14, 建立如下方程

$$F_z = \oint P(x_B, y_B) ds \quad (1-9-45)$$

$$M_x + F_z y_L = \oint y_B P(x_B, y_B) ds + \sum_{j=1}^2 \oint M(x_B, y_B) ds + \sum_{j=3}^4 \oint T(x_B, y_B) ds \quad (1-9-46)$$

$$-M_y + F_z x_L = \oint x_B P(x_B, y_B) ds + \sum_{j=1}^2 \oint T(x_B, y_B) ds + \sum_{j=3}^4 \oint M(x_B, y_B) ds \quad (1-9-47)$$

式中,对于边界段 B_j 的积分, $j=1$ 为 $y=0$ 段; $j=2$ 为 $y=L^*$ 段; $j=3$ 为 $x=W/2$ 段; $j=4$ 为 $x=-W/2$ 段。上述已将 $\delta_0, \theta_x, \theta_y$ 与 P, M, T 之间的一般关系建立起来了。

5.3 单个条形梁的分析

首先分析单个条形梁的边界位移 w_{Bi} 与边界作用 $P(x_{Bi}, y_{Bi}), M(x_{Bi}, y_{Bi}), T(x_{Bi}, y_{Bi})$ 之间的关系。对任一单元存在:

$$\left. \begin{aligned} P(x_{Bi}, y_{Bi}) &= K_i w_{Bi} + K_{pi} p \\ M(x_{Bi}, y_{Bi}) &= C_{Mi} w_{Bi} - C_{pi} p \\ T(x_{Bi}, y_{Bi}) &= C_{Ti} \theta \end{aligned} \right\} \quad (1-9-48)$$

式中, 弹簧常数 $K_i, K_{pi}, C_{Mi}, C_{pi}, C_{Ti}$ 为管板边界位置的函数。当沿边界 $x_B = \pm W/2$ 时, 转角 $\theta = \theta_x$; $y_B = 0, L^*$ 时, 转角 $\theta = \theta_y$ 。图 1-9-15 为条形梁(分为开孔区与非开孔区)受弯曲与扭转作用的分析模型。按照图中所设的坐标系, 将非开孔区的各参数用下标 1 表示, 开孔区的用 2 表示, 得到 $\xi=0, L$ 位置的位移和转角存在以下关系:

$$\begin{aligned} w(L) &= w_1(0) + \theta_1(0)L + \frac{P_1 L^3}{6D_1} - \frac{M_1 L^2}{2D_1} - \frac{\rho b L^4}{24D_1} \\ \theta_1(L) &= \theta_1(0) - \frac{P_1 L^2}{2D_1} + \frac{M_1 L}{D_1} + \frac{\rho b L^3}{6D_1} \end{aligned} \quad (1-9-49)$$

式中 b —— 条形梁的宽度, mm;
 p —— 管箱的压力, MPa;
 L —— 非布管区段的长度, mm;
 D_1 —— 宽度为 b , 厚度为 t 的非布管区段梁的抗弯截面模量, $MN \cdot mm^2$, $D_1 = EI$ 。

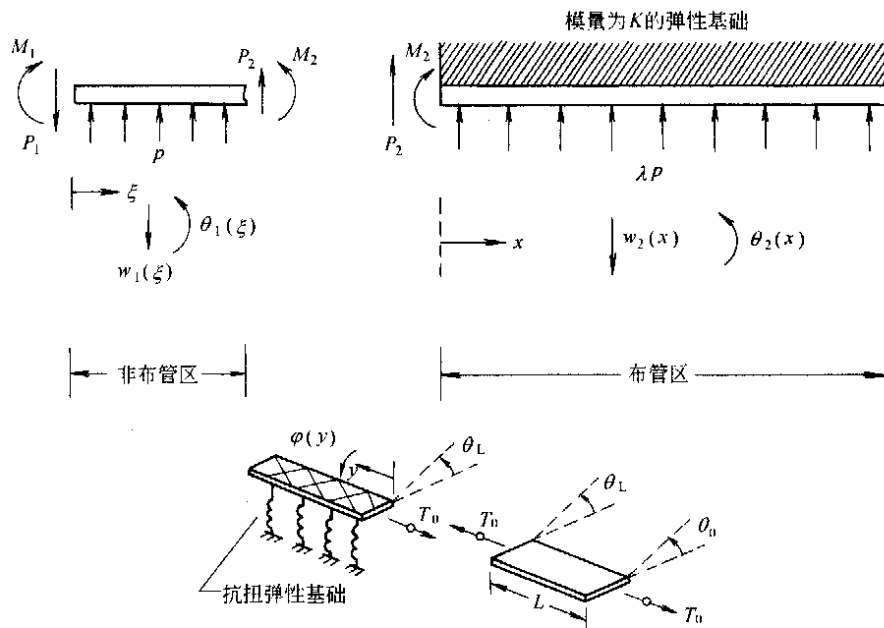


图 1-9-15 条形梁自由体的弯曲与扭转分析模型

下面分析开孔区段条形梁的弯曲问题。该段梁受边界载荷 P_2, M_2 和分布载荷 $\lambda p = f^* p b$ 的作用, 系数 f^* 表示开孔段。另外, 取管子拉伸与压缩的弹簧常数为 $E_T A_T / L_T$, 其中 E_T, A_T, L_T 分别为管子材料的弹性模量、管子的横截面积、管子有效长度的一半。对于单根管, 其端部弯矩 M_n 与转角之间的关系为:

$$M_n / |\theta_n| = \frac{F_n E_T I_T}{S}; (3 \leq F_n \leq 4) \quad (1-9-50)$$

式中 F_n —— 与折流板块数和间距有关的系数;
 I_T —— 管子材料的惯性矩, mm^4 ;

S ——管板内侧到第一块折流板的间距, mm。

根据图 1-9-4 及公式 (1-9-4), 列出管板受管子作用的平衡方程:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV}{dx} &= -f^*pb - K_\delta w_2 & \frac{dM}{dx} &= V + K^* \frac{dw_2}{dx} \\ M &= D \frac{d\theta_2}{dx} & \theta_2 &= -\frac{dw_2}{dx} \end{aligned} \right\} \quad (1-9-51)$$

式中 D ——考虑了开孔削减后条形梁的截面抗弯模量, $D = EI$;

w_2 ——开孔区的挠度, mm;

θ_2 ——梁开孔区截面转角, 弧度;

K_δ ——管板抵抗挠曲变形的弹簧常数, MPa, $K_\delta = nE_T A_T / (L_T l^*)$;

K^* ——管板抵抗扭转变形的弹簧常数, MPa, $K^* = nF_n I_T / (S l^*)$;

n ——条形梁开孔区面积 bl^* 内的管子数;

l^* ——长度, 如图 1-9-16 所示。

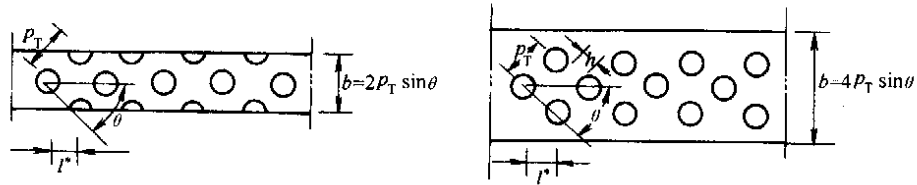


图 1-9-16 管子在条形梁上的分布

将式 (1-9-51) 进行整理得:

$$\frac{d^4 w_2}{dx^4} - 4\beta^4 \rho^2 \frac{d^2 w_2}{dx^2} + 4\beta^4 w_2 = -\frac{f^*pb}{D} \quad (1-9-52)$$

$$\rho^2 = \frac{F_n}{8} \frac{L_T}{S} \frac{d_o^2}{d_o^2} \left(1 - \frac{2t_T}{d_o} + \frac{2t_T^2}{d_o^2} \right); \beta^4 = K_\delta / (4D)$$

式中 d_o ——管子外径, mm;

t_T ——管子壁厚, mm。

如果忽略管子对管板转动的限制, 可得到式 (1-9-52) 的通解:

$$w_2(x) = e^{-\beta(1-\rho^2\beta^2)^{1/2}x} [A \sin \beta(1+\rho^2\beta^2)^{1/2}x + B \cos \beta(1+\rho^2\beta^2)^{1/2}x] \quad (1-9-53)$$

考虑边界条件求解积分常数, 得到边界处位移与转角的表达式:

$$\left. \begin{aligned} w_2(0) &= \frac{d_{11}}{2\beta^3 D} P_2 - \frac{d_{12}}{2\beta^2 D} M_2 - \frac{f^*pb}{K_\delta} \\ -\theta_2(0) &= -\frac{d_{12}}{2\beta^2 D} P_2 + \frac{1}{\beta D} M_2 \end{aligned} \right\} \quad (1-9-54)$$

其中, $d_{11} = d_{22} = \frac{(1-\beta^2\rho^2)^{1/2}}{(1+2\beta^2\rho^2)}$; $d_{12} = \frac{1}{(1+2\beta^2\rho^2)}$

由于 $w_1(L) = w_2(0)$; $\theta_1(L) = \theta_2(0)$, 因此在开孔区与非开孔区边界存在:

$$\left. \begin{aligned} 2\beta^3 D [w_1(0) - \theta_1(0)L] &= P_1 B_{11} - \beta M_1 B_{12} - pbLB_{13} \\ 2\beta^2 D \theta_1(0) &= P_1 B_{21} - \beta M_1 B_{22} - pbLB_{23} \end{aligned} \right\} \quad (1-9-55)$$

其中,

$$\left. \begin{aligned} B_{11} &= d_{11} + \beta L d_{12} - \beta^3 L^3 / (3D_1); B_{12} = d_{12} + 2\beta L d_{22} - \beta^2 L^2 D / D_1 \\ B_{13} &= d_{11} + \beta L d_{12} / 2 + f^* / (2\beta L) - \beta^3 L^3 D / (12D_1); B_{21} = d_{12} + \beta^2 L^2 D / D_1 \\ B_{22} &= 2d_{22} + 2\beta L D / D_1; B_{23} = d_{12} + \beta L d_{22} + \beta^2 L^2 D / (3D_1) \end{aligned} \right\} \quad (1-9-56)$$

最后, 结合上述方程得到管板边缘单位长度的力及弯矩为:

$$\begin{aligned} P &= P_1/b = Kw_1(0) + K_p p \\ M &= M_1/b = C_M w_1(0) - C_p p \end{aligned} \quad (1-9-57)$$

其中，弯曲时的弹簧系数 K_p , C_M , C_p , K 分别为：

$$\left. \begin{aligned} \frac{K_p}{L} &= \frac{B_{13} + \beta L B_{23} - \beta(1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2) \frac{B_{23}}{\beta B_{22}} (B_{12} + \beta L B_{22})}{B_{11} + \beta L B_{21} - (1 - \epsilon_1) \frac{B_{21}}{B_{22}} [B_{12} + \beta L B_{22}]} \\ C_M &= (1 - \epsilon_1) \frac{B_{21}}{\beta B_{22}} K \\ \frac{C_p}{L} &= (1 - \epsilon_1) \left[(1 - \epsilon_2) \frac{B_{23}}{\beta B_{22}} - \left(\frac{K_p}{L} \right) \frac{B_{21}}{\beta B_{22}} \right] \\ K &= \frac{2\beta^3 D/b}{B_{11} + \beta L B_{21} - \frac{(1 - \epsilon_1)}{B_{22}} [B_{12} + \beta L B_{22}] B_{21}} \end{aligned} \right\} \quad (1-9-58)$$

式中 ϵ_1, ϵ_2 为反映管箱对管板约束特性的参数，存在于简化的关系式中：

$$\theta_1(0) = \frac{\epsilon_1}{1 - \epsilon_1} \frac{B_{22}}{2\beta D} M_1 - \frac{\epsilon_2 B_{23}}{2\beta D} p b L \quad (1-9-59)$$

简支时 $\epsilon = 1$ ；固支时， $\epsilon = 0$ 。

同样扭转的弹簧系数 C_T 为：

$$C_T = \frac{GJ}{bL} \frac{\mu}{1 + \mu} \quad (1-9-60)$$

$$J \approx 0.3 \frac{b^4 t^4}{bt^3 + tb^3} \quad (1-9-61)$$

5.4 边界位移的求解

根据式 (1-9-44) ~ 式 (1-9-48) 可推导出以下方程：

$$\left. \begin{aligned} A_{11}\delta_o + A_{12}\theta_x + A_{13}\theta_y &= F_z - B_1 p \\ A_{21}\delta_o + A_{22}\theta_x + A_{23}\theta_y &= F_z y_L + M_x - B_2 p \\ A_{31}\delta_o + A_{32}\theta_x + A_{33}\theta_y &= F_z x_L - M_y - B_3 p \end{aligned} \right\} \quad (1-9-62)$$

其中，

$$\begin{aligned} A_{11} &= \oint K_i ds; \quad A_{12} = \oint y_B K_i ds; \quad A_{13} = \oint x_B K_i ds; \\ A_{21} &= A_{12} + \sum_{j=1}^2 \oint C_{Mj} ds_j; \quad A_{22} = \oint y_B^2 K_i ds + \sum_{j=1}^2 \oint y_{Bj} C_{Mj} ds_j + \sum_{j=3}^4 \oint C_{Tj} ds_j \\ A_{23} &= \oint y_B x_B K_i ds + \sum_{j=1}^2 \oint x_{Bj} C_{Mj} ds_j; \quad A_{31} = A_{13} + \sum_{j=3}^4 \oint C_{Tj} ds_j; \\ A_{32} &= A_{23} + \sum_{j=1}^2 \oint y_{Bj} C_{Mj} ds_j; \quad A_{33} = \oint x_B^2 K_i ds + \sum_{j=3}^4 \oint x_{Bj} C_{Mj} ds_j + \sum_{j=1}^2 \oint C_{Tj} ds_j \\ B_1 &= \oint K_{pi} ds; \quad B_2 = \oint y_B K_{pi} ds - \sum_{j=1}^2 \oint C_{pj} ds_j; \quad B_3 = \oint x_B K_{pi} ds - \sum_{j=3}^4 \oint C_{pj} ds_j \end{aligned}$$

同样为求解边界弯矩，也可以对管箱与管板边界简化为如图 1-9-17 所示的形式。得到：

$$H_1 = \frac{3}{2} \frac{M_1}{L_3} + \frac{3}{8} p b L_3; \quad \theta_1 = \frac{M_1 L_3}{4EI} - \frac{p b L_3^3}{48EI}; \quad M_1 = (1 - \epsilon_1) \frac{P_1}{2\beta} \quad (1-9-63)$$

则管板内部弯矩的分布为：

$$M(x) = \left[M_1 (\cos \beta x + \sin \beta x) - \frac{P_1}{\beta} \sin \beta x \right] e^{-\beta x} \quad (1-9-64)$$

分别以 βx 和 $\frac{\beta M}{P_1}$ 为坐标轴将式 (1-9-64) 表示在图 1-9-18 中。

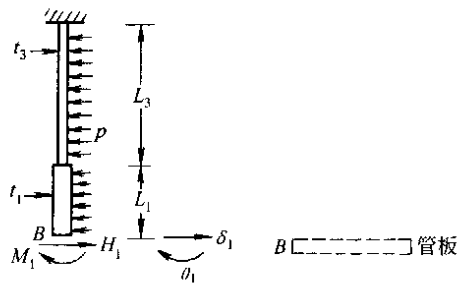
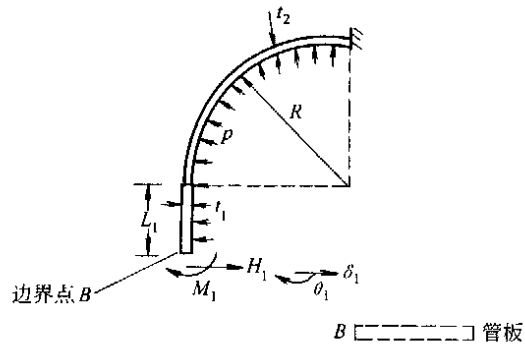


图 1-9-17 管箱与管板边界的简化

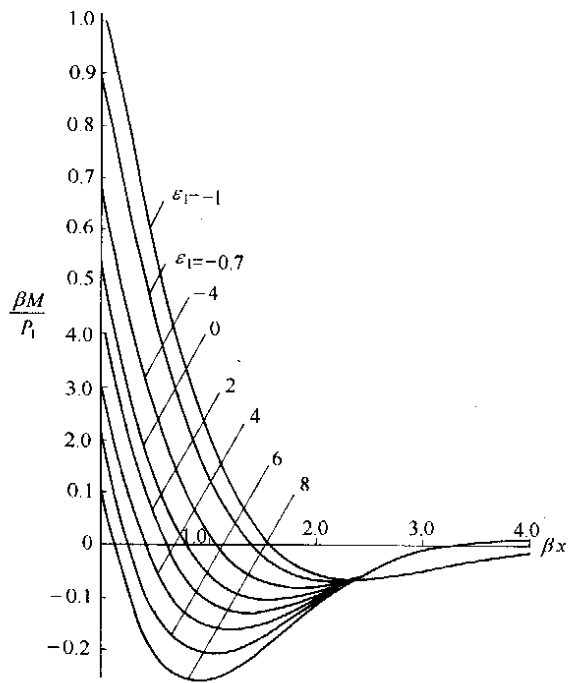


图 1-9-18 布管区的弯矩分布

6. 国外管壳式换热器管板设计规范及比较

6.1 用于换热器机械设计的设计标准

一些用于换热器的机械设计的设计标准有：TEMA-USA, HEI-USA, API-USA, BS 327-UK 等。参见表 1-9-1。

(1) TEMA 标准

创建于 1939 年的管式热交换器制造协会公司，或简称为 TEMA，它是在热交换器领域进行研究和发展的 50 多年的先驱者，并且是一家主要的管壳式换热器制造商集团。在用于管壳式换热器的设计时，世界上大多数国家都采用 TEMA 标准。像 BS 5500 标准和 API 660 标准就是 TEMA 标准的共有部分或甚至是它的内容。

(2) 热交换器协会标准

俄亥俄州的克利夫兰的热交换器协会 (HEI)，是一家能源发电方面的热交换器设备的制造商协会。该协会通过开发设计标准设备来促进或提高设计水平。该协会还出版用于在能源发电方面的管式热交换器的标准。这些热交换器包括：表面冷凝器，给水锅炉以及其他能源厂热交换器。他们使用的标准有：

- a. 表面冷凝器的标准；
- b. 能源厂热交换器标准；
- c. 给水锅炉标准。

(3) API 标准 660

API 标准 660 中用于一般精馏设备的管壳式热交换器，包涵 TEMA 标准中 R 类热交换器的补充部分的技术部分。该标准是用于浮动封头式或 U 型管式热交换器的建造的供应商说明书，但它未讨论与商业问题有关的部分。同时它要求热交换器满足 TEMA 标准第 1, 2, 3, 5 (R 类) 和 8 节，并且根据 ASME 标准来建造。

(4) EJMA 标准

膨胀节制造商协会或称 EJMA，它是一家主要制造风箱型膨胀节的制造商集团。该协会出版的用于制造风箱型膨胀节的标准被称之为 EJMA 标准。风箱型膨胀节主要用于系统在压力下消除热膨胀温差应力的管道系统，其他用途见之于压力容器上和热交换器上。其典型的工作条件为：压力从 25 μ m 至 1000psi (g)，温度从 -420~1800 $^{\circ}$ F (-251~982 $^{\circ}$ C)。

表 1-9-1 用于换热器的机械设计的国际设计标准

标准名称	国家	标准名称	国家
ASME 标准, 第三节, 第八节, 1&2 部分	美国	Stoonwenzen	荷兰
BS5500	英国	ISO/DIS-2694	国际
CDDAP, SNCT	法国	IS: 2825-1969	印度
A. D. Merkblätter	德国	GOST	苏联
ANNC	意大利	The Pressure Vessel Code	日本

6.2 管板分析基础

在众多换热器规范准则中，管式换热器制造协会 (TEMA) 规范中的管板设计程序在最近 50 年来应用非常成功：一部分原因是该设计程序比较简单；一部分原因是依据该规范设计的换热器的工作性能令人很满意。在此期间 TEMA 规范被修改了几次。TEMA 第 7 版修订了原来的管板弯曲公式，引入平均韧性系数 η ，换热器管板所需的有效厚度由管程和壳程有无热载荷的工况决定，取其中的较大者，BS 5500 沿用了该程序。然而，CODAP 与 ASME 在计算管板的有效厚度时，还考虑了管程与壳程压力及管程与壳程热载荷的作用。因为不同的规范准则的管板设计程序是不一样的，因此设计者采用相同的设计条件得到的管板厚度也会不同。主要由如下原因导致：

- (1) 管束对管板支撑型式及边界约束的假定：简支，固支，边界受弹性约束。
- (2) 管-管板，管箱-管壳接头处的局部应力是否忽略不计。
- (3) 是否考虑无管环状边缘区对管板的影响。

下面对管板设计程序进行解释说明。首先，介绍不同的管板设计模型所作的假定；随后介绍固定管板设计程序的基础；接着论述了 TEMA, CODAP, BS5500, 和 ASME code Section VIII, Div. 1 的固定管板、浮头式和 U 型换热器的管板设计程序；最后将 TEMA 和 CODAP 及 BS5500 的管板弯曲公式进行比较。在介绍管板设计程序时，重点介绍 TEMA 设计程序。

6.2.1 管板分析中的假定

在分析管板时，许多研究人员对它们的模型都作了特定的假定：与径向尺寸相比，假定管板是薄板；径向和周向应力沿管板厚度方向都是线性分布的；剪应力沿管板厚度方向是抛物线分布的，两端为 0，中间达最大值。其他的假定如下：

(1) 管板穿孔区的管孔分布连续一致，且规格相同。某些规范未考虑未穿孔的环状边缘的影响，如在 TEMA 中，所有的管板设计都不考虑未穿孔区的影响；CODAP 和 BS5500 在设计固定式管板时不考虑未穿孔区的影响；ASME code Section VIII Div. 1 在设计管板时都考虑了未穿孔区的影响。

(2) 与弯曲载荷相比，薄膜载荷不计。

(3) 管与管板接头处无滑脱。

(4) 管束受挡板的充分支撑，在计算载荷作用下无下沉现象。

(5) 管束在管束与管板连接处的弯矩忽略不计。

(6) 换热器是轴对称的，且沿管板中截面对称。

(7) 管束建模：换热管在整个管板上的分布是连续一致的，并且管数足够多，可充当弹性模量为 K_w 的均匀弹性基础来支撑管板， K_w 的表达式如下：

$$K_w = \frac{N_t K_t}{\pi R^2}$$

其中 K_t 单根换热管的轴向刚度，其定义如下式：

$$K_t = \frac{\pi E_T t (d - t)}{L}$$

注：半管束的弹性模量 k_w 是 K_w 的两倍。半根管的轴向刚度 k_t 为 $2K_t$ 。

(8) 管板建模：穿孔管板由有效弹性常数为 E^* 和 ν^* 的无孔实心板代替（后面分别介绍了有效弹性常数的确定方法）。穿孔管板的弯曲刚度为 D^* ，考虑未穿孔管板的弯曲刚度 D ，得定义如下的偏差率：

$$\eta = \frac{D^*}{D}$$

其中， D^* 和 D 分别由下式给出：

$$D = \frac{ET^3}{12(1-\nu^2)}; \quad D^* = \frac{E^*T^3}{12(1-\nu^{*2})}$$

Gardner 和 Miller 的研究不足之处在于，他们假定穿孔管板的泊松比 ν^* 和未穿孔管板的泊松比 ν 是相等的。据此，在设计中他们取 $\nu^* = 0.3$ 。

(9) 穿孔管板的最大应力等于未穿孔管板的最大应力除以韧性效率 μ 。

(10) 分析管板最优化设计是假定与管板相连接的所有部件都处于弹性范围内。如果温度达到一定的高度，就必须考虑蠕变效应的影响。

(11) 管板偏转非常小，因此可以不计管板弯矩在管端部引起的角变形。

6.2.2 TEMA 边界约束的处理方法

TEMA 第 7 版在管板弯曲公式中引入平均韧性效率来估计管板钻孔的削弱影响。但与管板相连的管壳及管箱对管板的边界约束没有得到充分的重视。和以前的版本一样，第 7 版保留了估算简支、固支及中间约束的影响参数 F 。因为这个原因，TEMA 中的设计公式不是对所有的尺寸和所有的操作压力都安全。对于操作压力较高、尺寸也较大的换热器，这一点特别明显。管束与管板相对刚度参数 X 的某些值对于 TEMA 的设计公式是安全的，但较小的 X 值不够安全。Osweiller 将 TEMA 与 CODAP 的固定式管板的设计公式进行了比较。

6.2.3 穿孔板的有效弹性常数

设计穿孔管板时，用当量实体板来估计穿孔的削弱影响。当量板具有新的有效杨氏 (young's) 模量 E^* 和新的有效泊松比 ν^* ， E^* 和 ν^* 的取值要使当量板和原始的未穿孔板具有相同的偏转 (deflection)，这就是

我们所知的当量实体板构想概念，在穿孔板的设计与分析中这种构想非常有用。必须正确地估计这些有效弹性系数，特别是在设计固定管板式换热器的管板时。如果它们的值太小，管壳与封头接头处的计算应力会小于实际的应力；但如果太大，板中间的应力将可能太小。

(1) 有效弹性常数的确定方法

有效弹性常数依赖于穿孔的方式、尺寸、间距。在最近 20 年内，许多研究人员在理论上和实验上都推荐了确定有效弹性常数的方法。然而，依这些方法得到的数值都存在差别。现代压力容器设计规范，如：ASME, ISO, BS5500, CODAP, Stromweazen 等都提出了确定有效弹性常数的曲线。TEMA 不用确定常数，假定常数的偏差率为 0.178。Oswelller 仔细查阅了 60 多篇有关弹性常数的研究论文。CODAP 也采用了他推荐的确定有效弹性常数的曲线。

(2) 平均韧性率

韧性率是一个非常有用的分析穿孔管板的无量纲参数。TEMA 中的韧性率即为平均韧性率 η ，其值依管孔布置型式及管间距比确定。有些规范如 CODAP 和 BS5500 依据管间距比定义韧性率为最小韧性率。ASME code Section VIII Div. 1 依据管间距比直接定义韧性率为韧性率。韧性率的一般表达式如下：

$$\mu = \frac{P-d}{P}$$

其中 d 为换热管的外径， P 为管间距。

6.3 固定式管板设计基础

6.3.1 弹性基础上的薄圆板

大多数管板设计在分析中都管板看做是一弹性基础上的薄圆板。该弹性基础由管束组成。下面介绍固定式管板的设计程序，Oswelller 进一步扩展了 Galletly 的设计方法包括在 CODAP 中，他假定换热器是回转的，且沿管板的中截面对称，这样只需研究半段换热器。为了将复杂性最小化，不计管板上的无管区的影响，假设管板与管壳，管箱都是整体焊接。将管板从其他的部件解开，即解除管壳和管箱的约束。管板受到阻碍偏转和沿圆周旋转的弹性约束。 θ_E 是由轴向反力 V_E 和反弯矩 M_E 共同作用的结果。其中， ν^* 是由封头的端部载荷和半段管壳的轴向位移联合作用产生的。 $M_E = -K_\theta \theta_E$ 。管板受连续的净有效载荷 $q(r)$ 作用，其表达式如下：

$$q(r) = p_s f_s - p_t f_t - \nu \left[\frac{N_t}{R^2} \frac{(p_t - p_s)(d-t)^2}{2} \right] + 2\nu_s p_s Q - k_w \left[w(r) - \frac{\gamma}{2} + \Delta_s \right]$$

式中，第一项考虑作用在当量管板上的压差，分别用开孔区的管程开孔系数 f_t 和壳程开孔系数 f_s 来修正管程与壳程压力；第二项和第三项分别考虑壳程压力 p_s 和管程压力 p_t 在壳与管内的泊松效应，也即壳和管的轴向位移产生的载荷，其中 Q 是管与壳的刚度比；第四项用来抵消弹性基础的反作用，该项中的 $w(r)$ 是距管板中心为 r 处的管板偏转（挠度），表示壳体与管体不同的热膨胀，下式给出了半段换热器的 $\frac{\gamma}{2}$ ：

$$\frac{\gamma}{2} = [\alpha_t(\theta_t - \theta_{amb}) - \alpha_s(\theta_s - \theta_{amb})]L/2$$

f_s , f_t 和 Q 的表达式分别如下：

$$f_s = 1 - \frac{N_t d^2}{4R^2}$$

$$f_t = 1 - \frac{N_t (d-2t)}{4R^2}$$

$$Q = \frac{N_t K_t}{K_s} = 1/K$$

其中 K 为壳的轴向刚度 K_s 与管束的轴向刚度 $N_t K_t$ 之比，它表征在壳与管束内产生相同的应变所需力之比，同时它也是衡量管壳抵抗两管板相对管束运动能力的尺度。但当管壳和管束之间存在相当大的热膨胀差时，管壳的刚度越高，管壳和管束内的热应力就会越大。设计中，可以在换热器上设计膨胀节来减弱管束两管板相对管束运动的阻碍。

壳体轴向刚度 K_s 的表达式如下：

$$K_s = \frac{\pi t_s (D_0 - t_s) E_s}{L}$$

根据 K_t 的表达式与 K_s 的表达式，可得 K 的表达式如下：

$$K = \frac{E_s t_s (D_0 - t_s)}{E_t N_t t (d - t)}$$

其中, D_0 为壳体的外径, 半段壳体的轴向刚度 k_s 等于 $2K_s$, 半管束的轴向刚度 k_t 等于 $2K_t$ 。

6.3.2 挠度、转角和弯矩

根据经典薄板理论, 如果实体圆板位于弹性刚度为 k_w 的弹性基础上, 圆板的弹性常数为 E^* 和 ν^* , 弯矩刚度为 D^* , 受净有效压力的作用, 周围受弹性约束, 则该实体圆平板的挠度由下式决定:

$$\frac{d^4 w}{dr^4} + \frac{2}{r} \frac{d^3 w}{dr^3} - \frac{1}{r^2} \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r^3} \frac{dw}{dr} = \frac{q(r)}{D^*}$$

方程的解如下:

$$w(r) = A \text{Ber}(x) + B \text{Bei}(x) + p^*/k_w - \Delta_s + \frac{\gamma}{2}$$

$$p = p_s f_s - p_t f_t - \nu \left[\frac{N_t (p_t - p_s)(d - t)^2}{R^2} \right] + 2\nu_s p_s Q$$

$$x = Kr = \sqrt[4]{\frac{k_w}{D^*}} r$$

式中的 $\text{Ber}(x)$ 与 $\text{Bei}(x)$ 为第一类修正的 Bessel 函数, A 与 B 为不定积分常数。管板周围 (即 $r = R$) 处, x 为 X , 表征管束与管板的相对刚度。其值从 0 (无换热管) 变化到 50 (非常硬的管束), X 的表达式如下:

$$X = KR = \sqrt[4]{\frac{K_w}{D^*}} R = \sqrt[4]{\frac{\pi N_t E_t t (d - t)}{\pi R^2 L / 2} \cdot \frac{12(1 - \nu^{*2}) R^4}{E^* T^3}}$$

将式中 $N_t E_t t (d - t)$ 用 $E_s t_s (D_0 - t_s) / K$ 代换, 用 $\eta E / (1 - \nu^2)$ 代换 $E^* / (1 - \nu^{*2})$, $D_0 - t_s$ 近似等于 $2R$, 上式转化为下式:

$$X = \sqrt[4]{\frac{24 E_s t_s (D_0 - t_s) R^2 (1 - \nu^2)}{KL \eta E T^3}} = \sqrt[4]{\frac{6(1 - \nu^2)}{\eta} \frac{E_s t_s}{KLE} \left(\frac{2R}{T}\right)^3}$$

根据 $w(r)$, 可以确定管板任意点的剪力, 弯矩, 管板转角。利用 Kirchoffs-Kelvin 等式, 可得转角 dw/dr , 弯矩 M , 表达式分别如下:

$$\theta = \frac{dw}{dr}$$

$$M = D^* \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\nu^*}{r} \frac{dw}{dr} \right)$$

不定积分常数 A 与 B , 半段壳体的轴向位移由下面边界条件确定:

- (1) 当 $r = R$ 时, 管板边缘处产生的挠度 $w(r)$ 为 0。
- (2) 当 $r = R$ 时, 管板边缘处的径向弯矩等于弹簧的弯矩, 如下式:

$$D^* \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\nu^*}{r} \frac{dw}{dr} \right)_{r=R} = -K_\theta \frac{dw}{dr}_{r=R}$$

其中, K_θ 为半段壳体的弯曲常数, 其值等于壳体与管箱的弯曲刚度之和。

6.3.3 边缘处的垂直力

因净有效压力 $q(r)$ 的作用在管板边缘处产生的净有效力由下式给出:

$$2\pi \int_0^R q(r) dr = 2\pi R V_E$$

其中, $V_E = \frac{\pi R^2 p_t - k_s \Delta_s}{2\pi R}$

6.4 TEMA 的固定式管板设计

6.4.1 管板弯曲公式和应力

依照 RCB-7.131, 抵抗弯矩所需的最小管板厚度公式如下:

$$T = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{p}{\eta S}}$$

其中参数 F 考虑了管板壳体与箱体连接处的弹性约束, G 为压力作用区的直径, p 为有效设计压力, S 为

ASME 规范中的许用应力, 平均韧性率 η 依据换热管的布置 θ 角和管间距与管外径比 P/d 定义的表达式如下:

$$\begin{aligned}\eta &= 1 - \frac{\pi}{4(\sin\theta)(P/d)^2} \\ &= 1 - 0.875/(P/d)^2 \quad \text{当 } \theta = 90^\circ \text{ 和 } 45^\circ \\ &= 1 - 0.907/(P/d)^2 \quad \text{当 } \theta = 60^\circ \text{ 和 } 30^\circ\end{aligned}$$

有支撑和无支撑的管板的 F 、 p 和 G 值是不一样的。固定管板式换热器 G 取壳体的内径, 其他类型的换热器 G 的取值参照 TEMA 具体的定义。固定管板式换热器的有效设计压力 p 依据 RCB-7.163、RCB-7.164 和 RCB-7.165 的规定确定。对于任意类型的管板, 要分别计算有腐蚀和无腐蚀条件下的管板厚度。

(1) 参照 F

a. 两边螺栓垫片连接的有支撑管板, 如固定式管板、浮头换热器的浮动管板, $F = 1.0$ 。

b. 两边或某一边整体焊接的管板, 如固定管板式及浮头式换热器的固定管板, 当管板与管壳和管箱都整体焊接时, 参数 F 由 RCB-7.132 的曲线 H 确定。 H 曲线分别依据管壳或管箱的壁厚 t 与内径 ID 之比描绘, 即 t/ID , 取其中的较大者。当管壳边是整体焊接时, 依据管壳内径 ID 去查 F 。

$$\begin{aligned}F &= 1.0 \quad \text{当 } t/ID \leq 0.02 \\ &= \frac{17 - 100t/ID}{12} \quad \text{当 } 0.05 \geq t/ID > 0.02 \\ &= 0.8 \quad \text{当 } t/ID > 0.05\end{aligned}$$

在该条件下, F 的最小值为 0.8, 最大值为 1.0。除了满足 RCB-7.166 的规定外, 固定管板式换热器的两个管板要同时满足该条件, 两管板的厚度一样。注意, 对于浮头边的任意结构的管板, F 取值都为 1.0。

无支撑管板, 例如: U 型管板, 当两边都用螺栓垫片连接时, $F = 1.25$ 。当两边都整体焊接或一边整体焊接的管板, F 由 U 曲线确定。曲线根据整体焊接边的壳体厚度与内径 ID 之比描绘, 即 t/ID 。 U 曲线可由下面的式子给出:

$$\begin{aligned}F &= 1.25 \quad \text{当 } t/ID \leq 0.02 \\ &= \frac{17 - 100t/ID}{15} \quad \text{当 } 0.05 \geq t/ID > 0.02 \\ &= 1.0 \quad \text{当 } t/ID > 0.05\end{aligned}$$

该条件下 F 的最大值为 1.25, 最小值为 1.0。

p 为有效设计压力, $p = p_s + p_b$ 或 $p = p_t + p_b$, p_b 为在管板伸出充当法兰情况下的当量螺栓压力。 p_b 表达式如下:

$$p_b = \frac{-6.2M^*}{F^2G^3}$$

其中 RCB-7.132 对 M^* 进行了定义, M^* 的表达式在法兰管板-TEMA 设计程序中给出。

(2) RCB-7.133 剪应力公式

抵抗剪力的有效管板厚度公式如下:

$$T = \frac{0.31D_e}{(1 - d/P)} \frac{p}{S}$$

其中 D_e 为穿孔管板的当量直径 $4A_p/C$, C 为换热器布局的周长, 其值为最外围的换热管中心到中心距离之和。 A_p 为周长 C 所包围的整个面积。

限制最大允许剪应力在规范允许应用 S 的 0.8 倍内, 由此得计算管板厚度剪的应力公式。剪应力公式只用于高压操作条件下的小直径管板厚度的计算, 因为 C 和 A_p 的值在管束布置完之后才有效, TEMA 提供了检验剪应力是否能用于计算管板厚度的公式, 在下面的情况下, 管板厚度不能由剪应力公式得出:

$$\frac{p}{S} < 1.6 \left(1 - \frac{d}{P}\right)^2$$

6.4.2 TEMA 公式的应力分类构思

管板的一次应力不能超过 ASME code Section VIII, Div.1 规定的允用应力 S , 一次应力加温度应力 (二次应力) 不大于 $2S$, 因此, 厚度的计算公式中的有效压力取 $p/2$ 。

(1) 有效设计压力的确定

需确定的压力分二类：第一类，管程的有效设计压力 p'_s ，包括：热膨胀差产生的当量压力 p_d 、当量螺栓压力 p_{bs} 或/和 p_{bt} ；第二类，管程有效设计压力 p'_t ，包括： p_d 、 p_{bs} 或/和 p_{bt} ，下面将分别给出 p_d 、 p_{bs} 、 p_{bt} 、 p'_s 和 p'_t 的表达式：

当量热膨胀差压力 p_d 的表达式如下：

$$p_d = \frac{4Jt_s E_s [\alpha_s(\theta_s - \theta_{amb}) - \alpha_t(\theta_t - \theta_{amb})](D_0 - t_s)/(D_0 - 2t_s)^2}{1 + JK F_q}$$

其中 D_0 为壳体的外径；参数 F_q 为 X 的函数，Miller 法中 X 为 G_4 的函数，Galletly 法中 x 为 H_4 的函数。

$$\theta_t = \theta_{t,m} - \theta_{amb}$$

$$\theta_s = \theta_{s,m} - \theta_{amb}$$

参数 J 表征膨胀节的柔韧性。无膨胀节的管壳， F 取 1.0。

a. 膨胀节柔韧性参数 J 的表达式如下：

$$J = \frac{1}{1 + K_s/S_j}$$

将 K_s 的表达式代入 J 的表达式就转化为：

$$J = \frac{S_j L}{S_j L + (D_0 - t_s) E_s t_s}$$

装有膨胀节的管壳如果满足下面的条件，可以假定 J 值为 0，

$$S_j < \frac{(D_0 - t_s) t_s E_s}{10L}$$

其中 S_j 为膨胀节的弹簧率。

b. Osweiler 法中， F_q 的表达式如下：

$$F_q = 0.25 + \alpha X$$

其中 α 为管板修正参数 F 的函数。将 $\alpha = (F - 0.6) \frac{\sqrt{2}}{0.8}$ 代入 F_q 的表达式

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \frac{\sqrt{2}}{0.8} \left[\frac{6(1 - \nu^2)}{\eta} \frac{E_s t_s}{KLE} \left(\frac{G}{T} \right)^3 \right]^{0.25}$$

假定管板的偏转率取值为 0.178， ν 取值为 0.3，可得到一个类似于 TEMA 的 F_q 的表达式

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \sqrt[4]{\frac{300 E_s t_s}{KLE} \left(\frac{G}{T} \right)^3}$$

其中 G 为壳体内径（等于 $2R$ ， R 为壳体的内半径）。注意：取 F_q 的计算值与 1.0 中的较大者。作如下的近似等效：

$$\frac{D_0 - t_s}{(D_0 - 2t_s)} \approx \frac{1}{(D_0 - 3t_s)}$$

用 $\Delta L/L$ 代替 $\alpha_s(\theta_s - \theta_{amb})$ 和 $\alpha_t(\theta_t - \theta_{amb})$ ，得 p_d 的表达式如下：

$$p_d = \frac{(\Delta L/L) 4J E_s t_s}{(D_0 - 3t_s)(1 + JK F_q)}$$

其中 ΔL 为壳体与管束的热膨胀差。

(2) 当量螺栓压力 (RCB-7.162)

当管板延伸出来充当法兰，与管壳和管箱之间用螺栓垫片连接，选用环形垫片时，常用当量管程螺栓压力 p_{bt} 和当量壳程螺栓压力 p_{bs} 来考虑在确定有效设计压力中作用于管板的法兰弯矩的影响。 p_{bt} 和 p_{bs} 定义式如下：

$$p_{bt} = \frac{6.2 M_1}{F^2 G^3}$$

$$p_{bs} = \frac{6.2 M_2}{F^2 G^3}$$

其中 M_1 为操作条件下的螺栓弯矩，即为 ASME 法兰设计中定义的 M_0 ； M_2 为垫片安装条件下的螺栓弯矩，即为 ASME 法兰设计中定义的 M_0 ； G 为壳体的内径。

p'_s 的表达式如下：

$$p'_s = \frac{p_s \left[JK [2\nu_t + f_s(1 - 2\nu_t)] + 2\nu_s J - \left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{D_j^2}{G^2} - 1 \right) \right]}{1 + JK F_q}$$

代入有关项, 并重新排列各项, 可得到的 TEMA 给出的表达式:

$$p'_s = \frac{p_s \left[0.4J [1.5 + K(1.5 - f_s)] - \left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{D_j^2}{G^2} - 1 \right) \right]}{1 + JK F_q}$$

p'_i 的表达式如下:

$$p'_i = \frac{p_i [1 + JK \{2\nu_t(1 - f_t)\}]}{1 + JK F_q}$$

因为 $\nu_t = 0.3$, 所以

$$p'_i = \frac{p_i [1 + 0.4JK(1.5 + f_t)]}{1 + JK F_q}$$

式中 D_j 为膨胀节直径, G 为壳体的内径, p_s 为壳程设计压力, p_i 为管程设计压力。

(3) 有效设计压差 P (RCB-7.165)

压差设计中的有效设计压差依据 RCB-7.165 的规定计算, 为了实际的应用, TEMA 考虑了七种设计载荷情况: 受管程压力作用 $p_s = 0$; 受壳程压力作用 $p_i = 0$; 同时受管程和壳程压力作用(以上三种情况中又分有和没有热膨胀的作用); 第七种情况为仅有热膨胀而不受压力作用 $p_s = 0, p_i = 0$ 。

(4) 管壳与管束内的径向应力

得出管板厚度后, 必须确定壳体、箱体, 即固定管板式和浮头式换热器的外围和中心管束内的应力。壳体内径向应力的检验依据 RCB-7.22 的规定。但 TEMA 中没有计算壳体内弯曲应力及箱体内径向与弯曲应力的程序。固定管板式换热器外围和中心管束处于拉伸和压缩状态下的径向应力的检验分别依据 RCB-7.23 和 RCB-7.24 的规定, 下面将做出介绍。

a. 壳体径向应力 $\sigma_{s,r}$

壳体内的最大径向应力 $\sigma_{s,r}$ 如下式:

$$\sigma_{s,r} = \frac{p_s^* (D_0 - t_s) Z_s}{4t_s}$$

检验了七种受载情况, 得到 7 组 p_s^* , 参数 Z_s 由应力类型 (stress category concept) 决定, 其值取 0.5 或 1.0, p_s^* 依照 TEMA 的定义确定。

b. 外围管束内的径向应力 $\sigma_{t,r}$

位于外围管束内的管内的最大径向应力如下式:

$$\sigma_{t,r} = \frac{F_q G^2 p_i^* Z_t}{4Nt(d-t)}$$

和壳体径向应力类似, 检验了七种受载条件, 得到 7 组 p_i^* 。参数 Z_t 由应力类别决定, 其值可取 0.5 或 1.0; p_i^* 依照 TEMA 定义确定。

c. 中心管束内的径向应力

位于管束中心的管可能既受拉伸载荷的作用, 又受压缩载荷的作用, 但 TEMA 设有计算位于管束中心的管内的径向应力。如果满足了 RCB-7.22 的要求, 拉力一般不是问题。而压力可能使管束中心的管处于不稳定状态。典型的可以产生这类情况的条件有加载情况和几何因素, 如下:

受载情况: 如果不受约束, 在受管程压力作用和/或存在不同的热膨胀条件下, 管壳的伸长将大于管束的伸长, 依据 RCB-7.161 的要求, p_d 取正值。

几何因素: 可弯曲的管板系统, 一般管板周围筒支 ($F = 1$), F_q 的值大于 2.5。

TEMA 的参考目录中提供了类似的方法, refs 56, 67, 70 和 73 提供了其他的方法估计管束中心的换热管的受载情况。

(5) 管束外围的管内压缩应力 (RCB-7.24)

管束外围管内压缩应力要小于允许压缩应力 S_c , S_c 由柱的尤拉临界弯曲载荷确定。 σ_c 的定义式如下:

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 E_t}{F_s (kl/r_G)^2} \quad \text{当 } \Lambda \leq \frac{kl}{r_G}$$

$$\sigma_c = \frac{S_y}{F_s} \left[1 - \frac{kl/r_G}{2\Lambda} \right] \quad \text{当 } \Lambda > \frac{kl}{r_G}$$

其中

$$\Lambda = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{S_y}}$$

r_G 为管束的回转半径,

$$r_G = 0.25\sqrt{d^2 + (d-2t)^2}$$

kl 为管的当量无支撑弯曲长度, k 是考虑管区端区条件的参数, l 为两挡板之间的未支撑管长, F_s 是安全系数。

(6) 管-管板接头载荷

作用于管束外周管上的最大有效管-管板接头载荷 F_j 表达式如下:

$$F_j = \frac{\pi F_a p_i^* G^2}{4t_s}$$

其中 p_i^* 依照 TEMA 定义确定。该接头载荷应小于依据 ASME code Section VIII, Div. 1 计算的最大接头载荷。

在设计除 U 型换热器之外的其他换热器桥头于管束时, 作用于管-管板接头处的最大许用轴向载荷应根据规范中的公式确定。ASME 的附录 AA 给出了建立管-管板接头许用载荷的依据。ASME 定义了 a, b, c, d, e, f, g, h, i, j 和 k 几种不同的接头型式。最大许用接头载荷 F_{max} 的计算方法如下:

- a. 对于 a, b, c, d, e 型接头, $F_{max} = A_t S_a f_t$;
- b. 对于 f, g, h, i, j, k 型接头, $F_{max} = A_t S_a f_e f_r f_y$ 。

其中 A_t 为管壁名义横向横截面积; S_a 为设计温度下的状态拉伸换热管材料的许用应力; f_e 为表征换热管膨胀长度的系数, 对于胀接的管-管板接头 $f_e = 1.0$; f_r 为接头效率 (efficiency) 系数; f_y 为管板材料与管材料的屈服应力比。

参考 ASME code Section VIII Div. 1 的详细的接头类型命名法。

6.5 法国 CODAP 固定式管板标准的计算

6.5.1 管板最大弯曲应力

管板内最大弯曲应力的表达式如下:

$$\sigma = \frac{1}{\mu H_1(X, Z)} (R/T)^2 p^*$$

倒置等式, 可得到抵抗管曲的有效管板厚度表达式:

$$T = \frac{R}{\sqrt{\mu H_1(X, Z)}} \sqrt{\frac{p^*}{\sigma}}$$

式中 $H_1(X, Z)$ 为管板系数, 由参数 X 和 Z 共同决定, 其表达式在附录中给出; p^* 为当量压差; R 为壳程压力作用的管板外半径; T 为管板厚度; μ 为最小韧性率; X 和 Z 为换热器的参数 (X 的表达式在前面已给出, Z 的表达式在附录中给出)。

X 代表管束相对管板的刚度, 其值在 0 (管束中无管) 与 50 (管束非常硬) 之间变化。 Z 代表箱与壳作用于管板外围的弹性旋转约束 (elastic rotational restraint), 其值在 0 (简支情况) 与无穷 (固支情况) 之间变化。最小韧性率 μ 的表达式如下:

$$\mu = \frac{P-d}{P}$$

或

$$\mu = \frac{P-(d-t)}{d}$$

式中 d 为管外径; P 为管间距; t 为管壁厚。

前式适用于管与管板焊接连接的情况, 后式适用于管与管板胀接时胀接率大于管板厚度的 90% 的情况。

假定壳体上安有膨胀节, 当管板同时受管程与管壳压力作用, 且存在热膨胀差时, p^* 的表达式如下:

$$p^* = \frac{p_x}{1 + JK H_4(X, Z)}$$

$$p_x = p_s \left\{ [JK \{f_s + 2\nu_s(1 - f_s)\} + 2\nu_s J] - \left[\frac{D_j^2 - G^2}{G^2} \right] \frac{JK_s}{4S_j} \right\} - p_i [JK \{f_i + 2\nu_i(1 - f_i)\} + 1] + \frac{JK\gamma k_w}{2}$$

$$= p'_s - p'_i + p_d$$

6.5.2 CODAP 公式中的应力分类

Oswell 介绍了 CODAP 中的应力分类情况。管内一次薄膜应力限制在 $1.5f$ 以内， f 为 CODAP 的名义或许用设计应力。当管板不延伸出充当法兰时，压力产生的弯曲应力要小于 $2f$ 。当管板边缘延伸出充当法兰时，要考虑管板周围的附加弯矩，弯曲应力要小于 $1.5f$ 。

6.6 英国 BS5500 的固定管板公式

BS5500 的固定管板设计公式和 CODAP 与 TMEA 的固定管板设计程序有一些相同之处。和 CODAP 类似，BS5500 的固定管板公式用 $H_1(X, Z)$ 来考虑壳体与箱体对管板的约束影响。最小壁厚分别取抵抗弯曲与剪切的计算厚度中的较大者，它们的表达式分别如下：

弯曲时：

$$T = \max \left\{ \frac{G_1}{\sqrt{4H_1(X, Z)}} \sqrt{\frac{p_1}{\Omega\mu S_b}}, \frac{G_2}{\sqrt{4H_1(X, Z)}} \sqrt{\frac{p_2}{\Omega\mu S_b}} \right\}$$

剪切时：

$$T = \max \left\{ \frac{0.155D_{oi}p_1}{\lambda\tau}, \frac{0.155D_{opi}p_2}{\lambda\tau} \right\}$$

管板同时受壳程与管程压力作用时，应依据壳程与管程压力同时作用的有关设计规定进行设计 (TEMA 明确指出了进行有效压差设计的条件；RCB-7.165)。

弯曲时：

$$T = \max \left\{ \frac{G_1}{\sqrt{4H_1(X, Z)}} \sqrt{\frac{p_d}{\Omega\mu S_b}}, \frac{G_2}{\sqrt{4H_1(X, Z)}} \sqrt{\frac{p_d}{\Omega\mu S_b}} \right\}$$

剪切时：

$$T = \frac{0.155D_{oi}p_d}{\lambda\tau}$$

式中 G_1 壳程压力作用区的直径； G_2 管程压力作用区的直径； D_{oi} 外围管边界圆直径； S_b 为 BS5500 中的许用应力； p_1 和 p_2 分别为壳程与管程有效设计压力； p_d 为有效设计压差； Ω 设计应力系数，其值在 1.5 (固定管板) 和 2 (浮头换热器管板) 之间变化； λ 受剪状态下的管板韧性效率； μ 受弯状态下的管板韧性效率； τ 管板材料的许用剪应力。注意： p_1 和 p_2 的定义分别与 TEMA para RCB-7.163 有效壳程设计压力、TEMA para RCB-7.164 有效管程设计压力、TEMA para RCB-7.165 有效设计压差中的定义相同。

μ 与 λ 表达式分别如下：

$$\mu = \lambda = \frac{P - d_h}{P} \text{ 或 } \mu = \lambda = \frac{P - (d_h - t)}{P}$$

式中 d_h 为管孔直径。

前式适用于下面三种情况：

- (1) 换热管的胀节深度小于管板厚度；
- (2) 换热管与管板封焊连接；
- (3) 管材的弹性模量明显小于板材的弹性模量。

后式适用于下面两种情况：

- (1) 换热管胀节深度等于管板厚度；
- (2) 爆炸胀接管。

有效设计压力 p_1 (Section 4.9.3.4.1)、 p_2 (Section 3.9.4.3.2) 和 p_d (Section 4.9.3.4.3) 的确定分别与 TEMA RCB-7.163、TEMA RCB-7.164 和 TEMA RCB-7.1635 相同。

TSCCI BS5500 除了多一个设计应力系数外，基本上和 TEMA 的类似。设计应力系数考虑了按要求设计的管板表面韧带内的平均弯曲应力，此应力值比名义许用应力 f (ASME 定义许用应力为 S) 大一个系数，固定管板式换热器值取 1.5，浮头式换热器的值取 2。

管壳与管板内应力的确定方法和 TEMA 的程序类似。管受弯时的压缩应力的确定方法与 TEMA 程序略

有不同。换热管内接头载荷的确定方法与 TEMA 不相同。BS5500 详细介绍了 6 种典型的接头载荷计算公式，还介绍了相关参数的确定方法，如：管接头可靠性系数、膨胀系数、材料系数。

6.7 BS5500 与 TEMA 和 CODAP 固定管板厚度计算公式之间的比较

为了进行比较，假定：(1) ASME 规范的许用应力 S 与 BS5500 的 S_b 相等；(2) 对于受弯曲的固定管板， $\sigma = 2S$ 。这样可得 TEMA、CODAP 和 BS5500 的管板厚度计算公式：

$$T_{\text{TEMA}} = \frac{FG}{3\sqrt{\eta}}\sqrt{\frac{p}{S}} = \frac{F}{1.5\sqrt{\eta}}\frac{G}{2}\sqrt{\frac{p}{S}}$$

$$T_{\text{CODAP}} = \frac{1}{\sqrt{\mu H(X, Z)}}\frac{G}{2}\sqrt{\frac{p^*}{2S}} \left(\because R = \frac{G}{2}, \sigma = 2S \right)$$

$$T_{\text{BS5500}} = \frac{G}{2\sqrt{H(X, Z)}}\sqrt{\frac{p}{\Omega\mu S}} \left(\because p_1 = p_2 = p_d = p, G_1 = G_2 = G, S_b = S \right)$$

从这些等式可以看出，TEMA 将公式进行了简化，用 F 代替 $1/\sqrt{H_1(X, Z)}$ ，目的是提供一个简单的手工计算程序。假定 $p = p^* = p'$ ，管板未延伸出充当法兰，分离相同项，可以得到定义如下的 TEMA、CODAP 和 BS5500 的系数 F ：

$$F_{\text{TEMA}} = \frac{F}{1.5\sqrt{\eta}}$$

$$F_{\text{CODAP}} = \frac{1}{\sqrt{2\mu H_1(X, Z)}}$$

$$F_{\text{BS5500}} = \frac{1}{\sqrt{1.5\mu H_1(X, Z)}}$$

Oswieiler 将 TEMA 和 CODAP 的系数 F 进行了比较。由比较可知，TEMA 公式不是对整个区域内的都满足。对于较小的 F ，公式不安全，而对于较大 F 的公式偏于保守。

6.8 BS5500 和 CODAP 浮头换热器管板设计准则

因为浮头换热器只有一个管板与管壳或管厢，或二者连接，连接方式可以是焊接也可以是螺栓垫片连接，另一管板可以在壳体内自由移动，所以浮头换热器管板设计比固定管板换热器管板设计要简单。BS5500 和 CODAP 都采用了 Gardner 的浮头换热器管板设计方法。抵抗弯曲的管板厚度表达式如下：

$$T = (C_0 + \Delta C_0)D_p \sqrt{\frac{|p_s - p_t|}{2\mu S_t}}$$

其中 C_0 由 X_0 和 R_D (随后介绍这两个参数) 共同决定， D_p 为开孔区的直径， S_t 为名义设计应力。

CODAP 规范中，抵抗弯曲的管板厚度由如下的减应力公式表达：

$$\sigma = \frac{(C_0 + \Delta C_0)^2 (p_s - p_t) \left(\frac{D_p}{T}\right)^2}{\mu}$$

其中 σ 限制在 $2S$ 内。

首先要介绍的参数是 X_0 和 R_D 。

(1) X_0 和系数 X 类似，作一些修改以便提出一个直接计算 T 的公式；

$$X_0 = \frac{\left[1.5(1-\nu^2)(f_s - f_t) \frac{E_t}{E^*} \frac{D_p}{L} \right]^{1/3}}{\sqrt{\frac{|p_s - p_t|}{2\mu S_t}}}$$

(2) $R_D = 2R/D_p$ ，考虑管板无管区的影响。

另一个要介绍的相关参数为管板平均实体系数 f_m ，其表达式如下：

$$f_m = \frac{f_s + f_t}{2}$$

相应给出了 $f_m = 0.6$ 时系数 C_0 的值。 ΔC_0 为 f_m 取不同值时 C_0 的修正系数。而且只给出了两种极端情况下的 C_0 值：(1) 管板边界约束为简支 ($Z=0$)；(2) 管边约束为固定 ($Z=\infty$)，而没有给出其他约束条件下的 C_0 值。

在 BS5500 规范中

(1) 简支条件：固定和浮动管板都与壳体、箱体用螺栓垫片连接，且选用窄密封面的 (narrow-faced)

垫片。

(2) 固支条件：两边都选用全密封面的 (full-face) 垫片，或一边选用全密封面的垫片另一边整体焊接。在 CODAP 规范中

(1) 简支条件：两边都用螺栓垫片连接。

(2) 介于两者之间约束的条件：一边螺栓垫片连接，一边整体焊接或两整体焊接。

于是，中间条件下的 C_0 值取简支情况下 $C_{0,s}$ 和固支情况下 $C_{0,c}$ 的平均值，其表达式如下：

$$C_0 = \frac{C_{0,s} + C_{0,c}}{2}$$

6.8.1 管内最大轴向应力

外围管内的最大轴向力 $\sigma_{t,p}$ 与中心管内的最大轴向力 $\sigma_{t,i}$ 的表达式分别如下：

$$\sigma_{t,p} = \frac{(p_s f_s - p_i f_i) - F_{tp}(p_s - p_i)}{f_i - f_s}$$

$$\sigma_{t,i} = \frac{(p_s f_s - p_i f_i) - F_{ti}(p_s - p_i)}{f_i - f_s}$$

系数 F_{tp} , F_{ti} 和系数 C_0 类似，其值由 X_0 和 R_D 决定的曲线给出。

6.8.2 U 型管换热器设计公式

在 BS5500 规范中，因为 U 型管换热器的管束不用作弹性基础，所以其设计公式更简单。令 CODAP 的浮头换热器设计公式中的 X_0 值为 0，就可用作 U 型管换热器的设计公式。

许多规范标准如：ISO, BS5500, CODAP 都是进行这样处理，得到 U 型管换热器的计算公式。管板弯曲厚度计算公式如下式：

$$T = (C_0 + \Delta C_0) D_p \sqrt{\frac{|p_s - p_i|}{2\mu S_f}}$$

其中 $C_0 + \Delta C_0$ 为 f_m 与 $2R/D_p$ 的函数，给出了 C_0 与 ΔC_0 的值。

CODAP 规范的 U 型管换热器的设计公式与 BS5500 相同。

在 ASME code Section VIII, Div.1 规范的附录 AA 提供了下面三种情况下的 U 型管换热器管板的设计规则：(1) 简支；(2) 两边都整体焊接；(3) 整体构造，管板延伸出充当法兰。

6.8.3 法兰管板-TEMA 设计程序

TEMA 第 7 版提供了固定管板式换热器、浮头换热器和 U 型管换热器的管板法兰区最下厚度的计算程序，该计算程序建立在 Singh et al 的研究基础上。新方法的目的为了保证管板足够厚，可以承受临近法兰传递来的弯矩。

对固定管板和浮动管板，管板法兰区的厚度 T_f 表达式如下：

$$T_f = 0.98 \left\{ \frac{M[r_f^2 - 1 + 3.72 \ln(r_f)]}{S(D_T - G)(1.0 + 1.86r_f^2)} \right\}^{0.5}$$

式中 M 为垫片安装或操作条件下的螺栓弯矩，取二者之间的较大者；如果管板与管壳，管板与管箱都整体焊接，相应的边界弯矩为 0； D_T 和 G 分别为 TEMA RCB-7.132 定义的管板外径与有效垫片直径； S 为标准中设计温度下的许用应力； r_f 为 D_T 与 G 之比：

$$r_f = D_T / G$$

对 U 型管管板，管板法兰区的厚度 T_f 计算式如下：

$$T_f = 1.38 \left[\frac{M^* + M + 0.39 \rho G^2 w}{S(D_T - G)} \right]^{0.5}$$

其中：

$$M^* = \frac{\left(\frac{0.069w}{\eta} \right) F^3 \rho G^3 \left(\frac{T_f}{T} \right)^3 - MG - 0.39 \rho G^3}{G + \left(\frac{1.37}{\eta} \right) \left(\frac{T_f}{T} \right)^3 w}$$

式中 M 为垫片安装或操作条件下的螺栓弯矩，取二者之间的较大者； G 的取值随结构而变（例如：当压力作用于整体焊接边时， G 为受压部分的内径，当压力作用于垫片连接边时， G 为 TEMA 规范 RCB-7.132

定义的反作用力区的直径); $p = p_s, p_t$, 或最大压差, 或依据 TEMA 的定义而定; $w = 0.5(D_T - G)$ 。

各种压力载荷下的厚度计算程序如下:

- (1) 算出 M^* , 假定 $T_f = T$ (管板边缘与中心的厚度相同);
- (2) 假定 $p = p_s, p_t$, 或最大压差, 应选择适当的压力;
- (3) 算出管板边缘厚度 T , 如果 $T > T_f$, 则令二者之值为 T , 于是计算到此结束;
- (4) 如果想使厚度小于 T , 将第(3)步得到的 T_f 代入 M^* 等式, 再计算 M^* , 继续第(2)步。

参 考 文 献

- 1 Singh K. P and Soler A. I. Mechanical Design of Heat Exchangers and Pressure Vessel Components. Arcturus Publishers, USA, 1984
- 2 Mahoney J. B. and Salerno V. L. Stress Analysis of a Circular Plate Containing a Rectangular Array of Holes. Welding Research Council Bulletin. 1965, No. 106
- 3 O'Donnell W. J. A Study of Perforated Plates with Square Penetration Patterns. Welding Research Council Bulletin. 1967, No. 124
- 4 Hwang K. C., Xue M. D., Wen X. F. and Chen G. Stresses of Thick Perforated Plates With Reinforcement of Tubes and Their Effective Elastic Constants. ASME J. of Pressure Vessel Technology. 1992, 114: 271~279
- 5 Terakawa T. et al. Stiffening Effects of Tubes in Heat Exchanger Tubesheet. ASME J. of Pressure Vessel Technology. 1984, 106: 237~246
- 6 Soler A. I. and Hill W. S. Effective Bending Properties for Stress Analysis of Rectangular Tubesheets. ASME J. of Engineering for Power. 1977, 99: 365~370
- 7 Singh K. P. Analysis of Vertically Mounted Through-Tube Heat Exchangers. ASME J. of Engineering for Power. 1978, 100: 380~388
- 8 Porowski J. S. and O'Donnell W. J. Elastic Design Methods for Perforated Plates. ASME J. of Engineering for Power. 1978, 100: 356~362
- 9 Bernstein M. D. and Soler A. I. The Tubesheet Analysis Method in the New HEI Condenser Standards. ASME J. of Engineering for Power. 1978, 100: 363~368
- 10 Oswiller F. Evolution and Synthesis of the Effective Elastic Constants Concept for the Design of Tubesheets. Trans. of the ASME J. of Pressure Vessel Technology. 1989, 111: 209~217
- 11 Oswiller F. Basis of the Tubesheet Heat Exchanger Design Rules Used in the French Pressure Vessel Code. Trans. of the ASME J. of Pressure Vessel Technology. 1992, 114: 124~131
- 12 Mondt J. R. Effects of Nonuniform Passages on Deepfold Heat Exchanger Performance. Trans. of the ASME J. of Engineering for Power. 1997, 99: 657~663
- 13 钱颂文编著. 管壳式换热器设计原理. 广州: 华南理工大学出版社, 1990
- 14 T. Kuppan, Heat Exchanger Design Handbook. New York, Basel, Marcel Dekker, Inc. 2000

第 10 章 翅片管式换热器

1 概述

翅片管式换热器在动力、化工、石油化工、空调工程和制冷工程中应用得非常广泛，如空调工程中使用的表面式空气冷却器、空气加热器、风机盘管，制冷工程中使用的冷风机蒸发器、无霜冰箱蒸发器等。图 1-10-1 是直接蒸发式空气冷却器的构造示意图。该冷却器属于典型的翅片管式换热器，在空调工程中应用得非常普遍。其工作原理为：液态制冷剂经过等长的毛细管均匀送入各路翅片管，吸收外掠翅片管的空气的热量后变为蒸汽，然后回到压缩机。外掠翅片管的空气降温再经适当处理后即可送入空调房间，使空调房间维持合适的温湿度，达到空调的目的。

当换热器两侧流体的换热系数相差较大时，在换热系数小的流体一侧加上翅片，可扩大换热面表面积并促进流体的扰动减小传热热阻，有效地增大传热系数，从而增加传热量。或者在传热量不变的情况下，减小换热器的体积，达到高效紧凑的目的。例如，当换热面一侧流体是气体，另一侧流体是强迫对流换热的液体，此时气体侧换热系数比液体侧换热系数小得多，一般小 10~50 倍。再如图 1-10-1 所示的空气-制冷剂型换热器，管内制冷剂沸腾换热，管外空气强迫对流换热，这种情况下管内、外侧的换热系数相差也是非常悬殊的。诸如此类情况，换热系数小的流体侧加上翅片，可以有效地增强换热器的传热。应该指出：对于空气侧自然对流换热的情况，采用翅片作为扩展表面对增强传热也是特别有效的，如采暖系统中的空气散热器就是如此。

翅片管式换热器是人们在改进管式换热面的过程中最早也是最成功的发现之一。直至今日，这一方法仍是所有各种管式换热面强化传热方法中运用得最为广泛的一种。它不仅适用于单相流体的流动，而且对相变换热也有很大的价值。但 20 世纪 60 年代以前，普通的翅片管式换热器多采用表面结构未做任何处理的平翅片，这种型式的翅片除增大换热面积来达到强化传热的效果以外，再无其他强化传热的作用。由于空冷技术的发展，以及在换热器中使用气体介质的趋向日益增加，因此翅片管式换热器越来越受到了人们的重视。特别是在 Bergles 关于强化传热的报告^[1]在第六次国际传热学会议上发表以来，大量的高效换热翅片表面结构不断地被研制出来。目前，大部分用于洁净气体的翅片管式换热器采用了新型高效的翅片表面结构，获得了显著的强化传热效果。

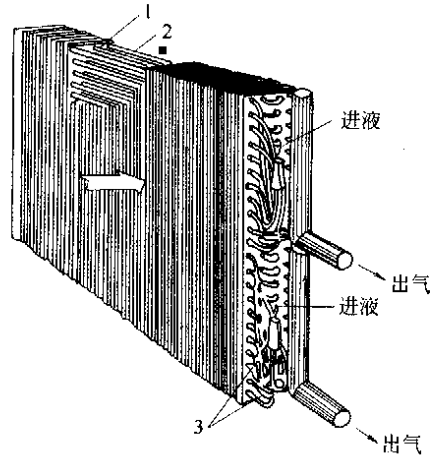


图 1-10-1 直接蒸发式空气冷却器
1—翅片；2—蒸发管；3—毛细管

2 翅片管的类型和结构

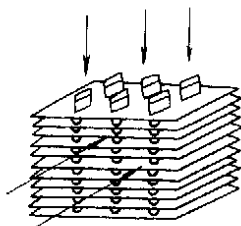


图 1-10-2 扁平管翅片管式换热器

翅片管式换热器的基本传热元件为翅片管，翅片管由基管和翅片组合而成。基管通常为圆管，也有椭圆管和扁平管。图 1-10-2 是基管为扁平管的翅片管式换热器示意图。在过流横截面积相等的情况下，椭圆管的当量直径小于圆管直径，因此椭圆管内的换热性能优于圆管。此外，由于流体沿长半轴方向外掠椭圆管时分离点沿流动方向后移，缩小了管后循环流动的尾流区（wake region），因此椭圆管外表面的换热性能和阻力性能均优于圆管。但是，椭圆管的制造工艺复杂且承压能力有限，这一问题限制了椭圆基管翅片管式换热器的普及应用。翅片的表面结构有平翅、间断翅、波纹翅和穿孔翅等（详见第 7 节），其中，后两者为高效换热片型。

翅片管可按下述方法分类^[2]。

2.1 按结构型式分类

从结构型式上翅片管可分为纵向和径向两种基本类型，其他型式均为这两类的发展和变形，例如大螺旋角翅片管接近纵向，小螺旋角翅片管接近径向，如图 1-10-3 所示。翅片的形状有圆形、矩形和针形。此外，翅片可设置在管外，称外翅片管；也可设置在管内，称内翅片管，或内外兼有。

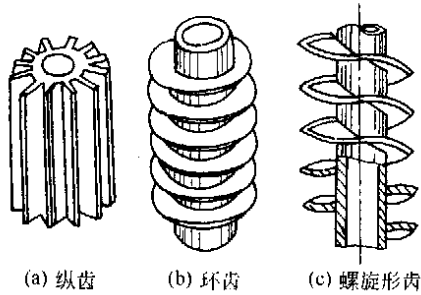


图 1-10-3 外翅管

2.2 按制造工艺分类

按制造工艺可把翅片管分类为整体翅片管、焊接翅片管、高频焊翅片管和机械连接翅片管。

整体翅片管——由铸造、机械加工或轧制而成，翅片与管子为一整体。图 1-10-4 (d) 为采用轧片机在光滑的金属管外表面上直接轧制而成的整体翅片管。该类翅片管无接触热阻，强度高、耐热震和机械振动，传热、机械及热膨胀性能均较好，但制造成本高。低翅片管（翅化比小于 5）即适用于此类制造工艺。

焊接翅片管——使用钎焊或惰性气体保护焊等工艺制造。现代焊接技术可使不同材料的翅片连接在一起，并能将翅片管制造得简单、经济，具有较好的传热及机械性能，已被广泛应用。由于焊缝中残渣不利于传热，甚至会引起断裂，因此在生产这类翅片管时必须保证焊接工艺质量。

高频焊翅片管——利用高频发生器产生的高频电感应，使管子表面与翅片接触处产生高温，在 $10\mu\text{m}$ 左右的深度范围内使两者溶化，再加压使翅片与管子连为一体。无焊剂，也无焊料，制造简单，生产率高，传热及机械性能优良。这是最为理想的一类翅片管，正为广大用户认识和采用。

机械连接翅片管——通常有绕片式、镶嵌式、套片式或串片式等三种类型。绕片式翅片管制造简单，把金属带用机械或焊接方式固定于管子一端，借管子转动力矩将金属带紧紧地缠绕于管外壁，另一端固定即成绕片式翅片管。绕片的材料可以是铜带、钢带或者铝带。图 1-10-4 (a) 所示是铜带或钢带缠绕制成的皱褶式绕片管。皱褶的存在既增加了翅片与管子间的接触面积，又增加了空气流过时的扰动性，因此能提高传热系数。但是，皱褶的存在也增加了空气阻力，而且容易积灰，不便清理。为了消除翅片与管子处的间隙，可将这种翅片管镀锌、镀锡，镀锌或镀锡后还能防止金属生锈。图 1-10-4 (b) 所示是不带皱褶的绕片管，它们是用延展性好的铝带绕制而成的。这种绕片管的一个特点是，绕制时翅片由直带变成了圆环，其尖部受拉变薄，而根部受压变厚成梯形断面，接近传热学所追求的最佳断面形状，可获得良好的传热效果。

镶嵌式翅片管把翅片根部加工成一定的形状，镶嵌于管壁的对槽内。

套片式或串片式的翅片一般冲压成型，热套于管壁上，采用机械胀管等方式连接翅片管，如图 1-10-4(c)

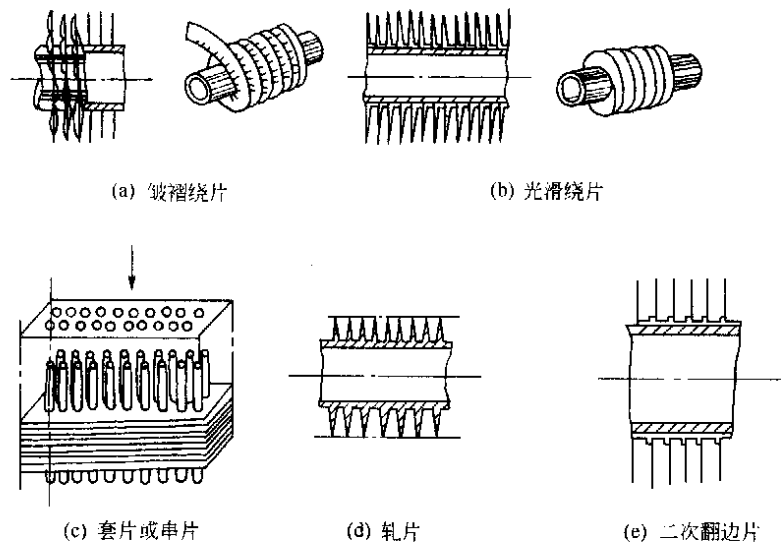


图 1-10-4 换热器用的各种翅片型式

所示。翅片和管子材料可以任意组合，有铜管带铝翅，钢管带钢翅等，翅化比可大到 40，一般说来制造成本较低。但此类翅片管由于翅片与基管属于机械接触，难免会产生接触热阻，长期使用产生塑性变形及氧化，其接触热阻还会增大，不耐热震和机械振动。套片后进行镀锌或镀锡处理可消除接触热阻。

除此以外，在多工位连续车床上经多次冲压、拉伸、翻边、再翻边可得到二次翻边翅片管，如图 1-10-4 (e) 所示。用这种翅片管制成的换热器也有良好的传热效果。

翅片管还可按使用材料分类。翅片管用材范围很广，有碳钢、不锈钢、铝及铝合金、铜及铜合金、蒙太尔合金等，有时还可以采用双金属翅片以便节省贵重金属，同时又能适应耐腐蚀性等工艺要求。

3 翅片管式换热器的传热计算

3.1 传热方程

翅片管式换热器传热计算的基本方程式与其他管式换热器一样，仍然是：

$$Q = K_i F_i \Delta t_m = K_o F_o \Delta t_m \quad (1-10-1)$$

式中 Q —— 传热量，W；

K_i —— 以基管内表面传热面积为基准的总传热系数，W/(m²·℃)；

K_o —— 以翅片侧外表面传热面积为基准的总传热系数，W/(m²·℃)；

F_i —— 基管内表面传热面积，m²；

F_o —— 翅片侧外表面传热面积，m²；

Δt_m —— 对数平均温差，℃。

由式 (1-10-1) 可得：

$$K_i F_i = K_o F_o \quad (1-10-2)$$

3.2 干工况时的总传热系数

当翅片管式换热器用于加热空气或冷却空气但不产生凝结水时，这种过程称为干工况（等湿加热或等湿冷却过程）。如翅片管式换热器两侧流体均为液体，无论有无相变，其总传热系数或传热膜系数均可按干工况计算。由传热学的分析，对于图 1-10-5 (a) 所示的翅片管，干工况时的总传热系数可由下列式子计算：

$$\frac{1}{k_i} = \frac{1}{h_i} + r_i + \frac{F_{li}}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{r_o}{\beta\eta} + \frac{1}{h_o\beta\eta} \quad (1-10-3)$$

$$\frac{1}{k_o} = \frac{\beta}{h_i} + r_i\beta + \frac{F_{lo}}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{r_o}{\eta} + \frac{1}{h_o\eta} \quad (1-10-4)$$

式中

$$\eta = \frac{F_{li} + F_{li}\eta_l}{F_{lo}} \quad (1-10-5)$$

$$\beta = \frac{F_{lo}}{F_{li}} \quad (1-10-6)$$

对于金属基管，其导热热阻可以忽略，或可近似用平壁公式计算。采用平壁导热公式计算，式 (1-10-3) 和式 (1-10-4) 可改写为：

$$\frac{1}{k_i} = \frac{1}{h_i} + r_i + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{r_o}{\beta\eta} + \frac{1}{h_o\beta\eta} \quad (1-10-7)$$

$$\frac{1}{k_o} = \frac{\beta}{h_i} + r_i\beta + \frac{\delta\beta}{\lambda} + \frac{r_o}{\eta} + \frac{1}{h_o\eta} \quad (1-10-8)$$

式中 r_i —— 管内侧污垢热阻，m²·℃/W；

d_i —— 管内径，m；

d_o —— 管外径，m；

λ —— 基管金属导热系数，W/(m·℃)；

r_o —— 管外侧污垢热阻，m²·℃/W；

- F_{it} ——每米管的管内表面积, m^2/m ;
 F_{io} ——每米管的管外表面积, m^2/m ;
 F_{lr} ——每米管的管外无翅片部分表面积, m^2/m ;
 F_{lf} ——每米管的管外翅片部分表面积, m^2/m ;

$$F_{lr} = \pi d_o (1 - n_f \delta_f)$$

如为圆管-圆形翅片

$$F_{lf} = 2 \left(\frac{\pi}{4} \right) (d_f^2 - d_b^2) n_f$$

如为圆管-矩形翅片

$$F_{lf} = 2 \left(ab - \frac{1}{\pi} \pi d_b^2 \right)$$

- d_f ——圆形翅片直径, 参看图 1-10-5, m;
 n_f ——每米管的翅片数;
 δ_f ——翅片厚度, m;
 a 、 b ——矩形翅片的长度和宽度, m;
 β ——翅化比;
 η ——翅片壁面总效率;
 η_f ——翅片效率;
 δ ——基管壁面厚度, m。

上述总传热系数的计算式仅适用于不存在接触热阻的翅片管, 对于绕片式或套片式等机械连接的翅片管, 应视加工情况和所使用的金属材料考虑必要的接触热阻。由于接触热阻的情况复杂, 至今还未能从理论上阐明它的规律, 也未能得出完全可靠的计算公式。详细的论述可参考文献[3]。

此外, 式 (1-10-3) 和式 (1-10-4) 仅能用于基管为圆管的情况, 如基管为椭圆管或扁平管, 可采用式 (1-10-7) 和式 (1-10-8) 计算。

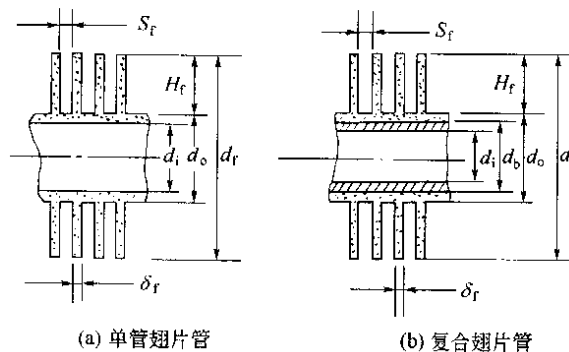


图 1-10-5 翅片管

由于流体的腐蚀剂等原因, 不允许用铜管和铝管做基管时, 常采用图 1-10-5 (b) 所示的复合翅片管的型式。基管采用耐腐蚀性材料制成, 铜材和铝材轧制成的翅片管与基管紧配合套装。对复合翅片管, 干工况时的总传热系数计算式为:

$$\frac{1}{k_0} = \frac{\beta}{h_i} + r_i \beta + \frac{F_{io}}{2\pi\lambda_1} \ln \left(\frac{d_b}{d_o} \right) + \frac{F_{io}}{2\pi\lambda_f} \ln \left(\frac{d_o}{d_b} \right) + \beta \left(\frac{d_i}{d_b} \right) r_b + \frac{r_o}{\eta} + \frac{1}{h_o \eta} \quad (1-10-9)$$

式 (1-10-9) 也仅能用于圆形基管的情况。对金属薄壁, 用平壁导热公式代替对数公式, 式 (1-10-9) 也可改写为:

$$\frac{1}{k_0} = \frac{\beta}{h_i} + r_i \beta + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \beta + \frac{\delta_f}{\lambda_f} \beta \left(\frac{d_i}{d_b} \right) + \beta \left(\frac{d_i}{d_b} \right) r_b + \frac{r_o}{\eta} + \frac{1}{h_o \eta} \quad (1-10-10)$$

式中 λ_f 、 λ_1 ——翅片管、基管的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

δ_f 、 δ_1 ——翅片管、基管的管壁厚度, m;

d_0 、 d_b ——翅片管、基管的管外径, m;

r_b ——基管与翅片管间的接触热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{C} / \text{W}$, r_b 的计算方法可参考文献 [4]。

式 (1-10-10) 可用于椭圆形和扁平形基管。但 (d_i/d_b) 应用 (F_{ii}/F_{ib}) 代替。 F_{ib} 为单位管长的基管外表面积。

上述总传热系数的计算式中, 污垢热阻值可参考附录 1, 管内对流换热传热膜系数可按传热手册中提供的准则方程式计算, 但必须注意准则方程式的使用条件。3.3 将介绍较为常见的管外对流换热传热膜系数和压降的实验公式, 翅片效率将在第 5 节中介绍。

实际工作中, 诸如空气加热器等在下工况下工作的翅片管式换热器的生产已系列化, 其结构型式已经确定。对于此类已经定型的换热器, 影响其总传热系数的主要因素为其内、外表面的换热 (膜) 系数, 总传热系数通常整理成以下形式的实验公式。

(1) 以热水为热媒的空气加热器

$$k_0 = A' (v\rho)^{m'} w^{n'} \quad (1-10-11)$$

(2) 以蒸汽为热媒的空气加热器

$$k_0 = A'' (v\rho)^{m''} \quad (1-10-12)$$

式中 A' 、 A'' ——由实验得出的系数, 无因次;

m' 、 m'' 、 n' ——由实验得出的指数, 无因次;

$v\rho$ ——通过换热器最窄截面上的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

w ——基管内水流速, m/s 。

上述实验公式可参考生产厂家的样本及说明书。应该指出, 式 (1-10-11) 及式 (1-10-12) 只适用于既定结构的翅片管式换热器, 供设计人员做选型计算, 不能推广使用。

3.3 外掠翅片管束的换热和压降计算^[4]

翅片管式换热器的种类较多, 用途各异, 结构差别很大, 因此没有通用的公式计算翅片侧的换热 (膜) 系数和压降。目前工业上用得较多的是圆管-圆形翅片管和圆管-矩形翅片管。这些翅片管一般以管束形式组装于换热器中。通常翅片管束的排列方式有顺排和叉排两种, 其中以正三角形叉排和正方形顺排最为常见, 如图 1-10-6 所示。翅型和管束组合的形式不同, 将对传热和流阻性能产生不同的影响。下面介绍几种比较通用的实验公式。

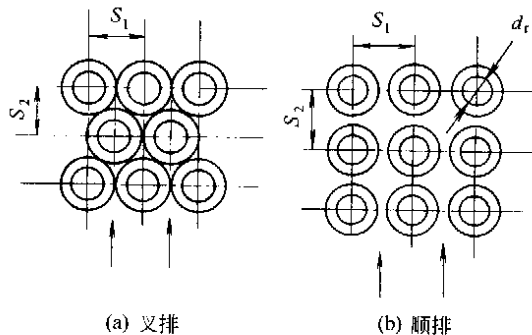


图 1-10-6 圆管-圆形翅片管束的排列

3.3.1 圆管-圆形翅片管束

(1) 对流换热传热膜系数

Briggs 等人对正三角形叉排布置提出了如下实验公式:

$$\frac{h_0 d_r}{\lambda} = 0.1378 \left(\frac{G_{\max} d_r}{\mu} \right)^{0.718} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{S_f}{H_f} \right)^{0.296} \quad (1-10-13)$$

式中 d_r ——翅根直径, m, 对于整体翅片、高频焊接翅片、嵌翅, $d_r = d_0$ (基管外径); 对于绕翅、套翅, $d_r = d_0 + 2\delta_c$;

G_{\max} ——最窄流通截面处的质量流量, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

μ ——流体动力粘度, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

c_p ——流体定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{C})$;

S_f 、 H_f ——翅片间距和翅片高度, m, 参看图 1-10-5。

Schmidt 整理以前发表的数据, 提出下列计算式:

正三角形叉排时

$$\frac{h_0 d_r}{\lambda} = 0.45 \left(\frac{G_{\max} d_r}{\mu} \right)^{0.625} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{F_0}{F_0^*} \right)^{-0.375} \quad (1-10-14)$$

正方形顺排时

$$\frac{h_0 d_r}{\lambda} = 0.30 \left(\frac{G_{\max} d_r}{\mu} \right)^{0.625} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \left(\frac{F_f}{F_0^*} \right)^{-0.375} \quad (1-10-15)$$

式中 F_0^* ——每米基管的外表面积, $F_0^* = \pi d_r$, m^2/m 。

式 (1-10-4) 和式 (1-10-15) 的适用范围为:

$$5 < F_f / F_0^* < 12$$

(2) 压力损失

Briggs 等人提出的正三角形叉排布置时的压力损失计算式为:

$$\Delta p = f \frac{n G_{\max}^2}{2\rho} \quad (1-10-16)$$

摩擦系数

$$f = 37.86 \left(\frac{G_{\max} d_r}{\mu} \right)^{-0.316} \left(\frac{S_1}{d_r} \right)^{-0.927} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.515} \quad (1-10-17)$$

式中 n ——流动方向上的管排数;

S_1 、 S_2 ——横向节距和纵向节距, m , 参看图 1-10-6。

3.3.2 圆管-矩形翅片叉排管束

圆管-矩形翅片叉排管束如图 1-10-7 所示。图 1-10-8 所示的套片式大翅片管也归于相同类型。Vampola 提出如下计算式。

(1) 对流换热传热膜系数

当 $S_1 \geq S_2$ 时

$$\frac{h_0 d_e}{\lambda} = 0.251 \left(\frac{G_{\max} d_e}{\mu} \right)^{0.67} \left(\frac{S_1 - d_r}{d_r} \right)^{-0.2} \left(\frac{S_1 - d_r}{S_f} + 1 \right)^{-0.2} \left(\frac{S_1 - d_r}{S_2 - d_r} \right)^{0.4} \quad (1-10-18)$$

式中 d_e ——当量直径, m ;

$$d_e = \frac{F_{lr} d_r + F_{lf} \sqrt{F_{lf} / (2n_f)}}{F_{lr} + F_{lf}} \quad (1-10-19)$$

n_f ——单位长度的翅片数;

F_{lr} ——每根管单位长度上无翅片部分的表面积, m^2/m ;

F_{lf} ——单位长度上的翅片总表面积, m^2/m , 当 n 根管插入同一组翅片时取翅片总表面积的 $1/n$ 。

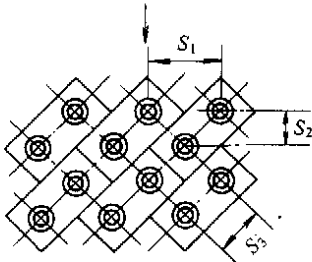


图 1-10-7 圆管-矩形翅片叉排管束

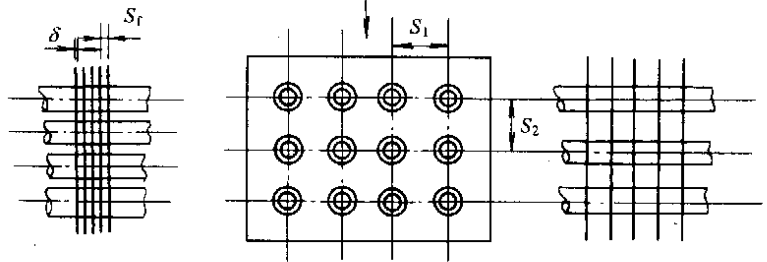


图 1-10-8 圆管-大翅片顺排管束

式 (1-10-19) 适用于空气, 用于其他气体时除 μ 、 λ 代表该气体数据以外, 在公式右端还应乘以 $[Pr_{(气体)} / Pr_{(空气)}]^{1/3}$ 以考虑物性对换热系数的影响。修正式中, $Pr = c_p \mu / \lambda$ 称为普朗特数, 为一无量纲数群。

(2) 压力损失

$$\Delta p = f \frac{n G_{\max}^2}{2\rho} \quad N/m^2$$

其中 摩擦系数

$$f = 1.463 \left(\frac{G_{\max} d_e}{\mu} \right)^{-0.245} \left(\frac{S_1 - d_r}{d_r} \right)^{-0.9} \left(\frac{S_1 - d_r}{S_f} + 1 \right)^{0.7} \left(\frac{d_e}{d_r} \right)^{0.9} \quad (1-10-20)$$

本节提出的外掠翅片管束的换热和压降计算公式仅适用于表面结构未作任何处理的平翅片管束。由高效换热翅片（如波纹片、穿孔片、条缝间断片等）组成的翅片管束的换热和压降计算应查阅相关的实验资料。此外，文献 [5] 提供了大量有关扁平管-矩形翅片、圆管-圆绕制翅片、圆管-矩形翅片的实验资料，可供设计参考。关于基管为椭圆管的翅片管束的实验资料可参考文献的 [6~9]。

3.4 湿工况时的总传热系数

空调系统中使用的表面式空气冷却器属于工作在湿工况下的翅片管式换热器，管内流体通常为进口温度低于 10℃ 的冷冻水。当湿空气外掠翅片管束时，由于表冷器外表面温度低于湿空气的露点温度，则空气不但被冷却，而且其中所含的水蒸气也将部分地凝结出来，在翅片表面上形成水膜。这种过程称为湿工况或称为减湿冷却过程。在这个过程中，水膜周围将形成一个饱和空气层。被处理空气与表冷器之间不但发生显热交换，而且也发生质交换和由此引起的潜热交换。

湿工况时的总传热系数由下式计算：

$$\frac{1}{K_0} = \frac{\beta}{h_i} + r_i \beta + \frac{\delta \beta}{\lambda} + \frac{r_o}{\eta} + \frac{1}{h_o \eta \xi} \quad (1-10-21)$$

式中 ξ 称为析湿系数，其定义式为：

$$\xi = \frac{i_1 - i_2}{c_p(t_1 - t_2)} \quad (1-10-22)$$

式中 i_1 、 i_2 ——进口空气的焓和出口空气的焓，J/kg；

t_1 、 t_2 ——进口空气的温度和出口空气的温度，℃。

ξ 的大小直接反映在减湿冷却过程中，空气中凝结水的析出程度，同时又反映了由于存在湿交换使得传热量增大的程度。显然，对于干工况， $\xi = 1$ ，式 (1-10-21) 与式 (1-10-8) 的形式完全一致。

在空调工程中，表面冷却器的制造已系列化。对于既定结构的表面冷却器，影响传热系数的主要因素为其内、外表面的换热膜系数和析湿系数。表面冷却器外表面的换热膜系数与空气的迎面风速 v_y 或质量流速 v_p (G_{\max}) 有关。当以水为传热介质时，管内换热膜系数与水的流速 w 有关。析湿系数 ξ 与被处理空气的初状态和管内水温有关。因此，在实际工作中，对既定结构的表面冷却器，常通过实验的方法将总传热系数整理成以下形式的公式：

$$K_0 = \left(\frac{1}{A v_y^m \xi^p} + \frac{1}{B w^n} \right)^{-1} \quad (1-10-23)$$

式中 v_y ——被处理空气通过表冷器时的迎面风速，m/s；

w ——表冷器基管内的水流速，m/s；

A 、 B ——由实验得出的系数，无因次；

m 、 p 、 n ——由实验得出的指数，无因次。

国产的一些表面冷却器的传热系数实验公式见附录 2。

对比干工况，相同型号的表面冷却器用作加热器时，式 (1-10-23) 仍可使用，但取 $\xi = 1$ 。

式 (1-10-23) 仍只适用于既定结构的翅片管式换热器，不能推广使用。

4 对数平均温差、温差修正系数与无因次参数 R 、 P

4.1 对数平均温差的计算

在传热方程式 (1-10-1) 中， Δt_m 称为对数平均温差 (Logarithmic Mean Temperature Difference)，简称 LMTD。 Δt_m 与流体在换热器中的流动方式有关。如图 1-10-9 所示为几种基本流型，其中 (a)、(b)、(c)、(d)、(e) 依次分别称为并（顺）流、逆流、错流（一次交叉流）、总趋势为逆流的错流（多次交叉流）、总趋势为并（顺流）的错流（多次交叉流）。各项温度的角标意义分别为：“1”是指热流体，“2”是指冷流体，“'”指进口温度，“''”指出口温度。由传热学的分析^[10]已得出逆流平均温差的表达式为：

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (1-10-24)$$

式中 $\Delta t' = t_1' - t_2''$ ； $\Delta t'' = t_1'' - t_2'$

并（顺）流对数平均温差的表达式与式 (1-10-24) 完全相同，但 $\Delta t' = t_1' - t_2'$ ； $\Delta t'' = t_1'' - t_2''$ 。

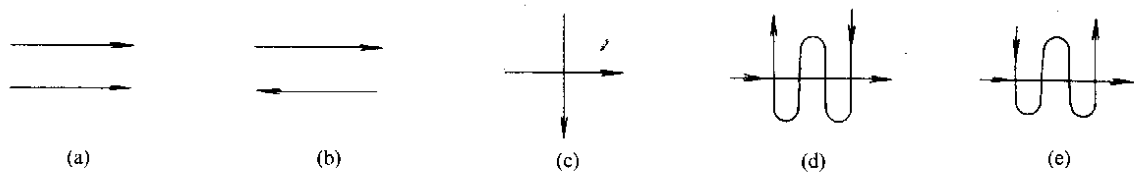


图 1-10-9 几种基本流型

工程计算中, 无论并(顺)流还是逆流, 当 $\Delta t' / \Delta t'' < 2$ 时, 可用算术平均温差代替对数平均温差, 误差 $< 4\%$ 。算术平均温差计算式为:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2} \quad (1-10-25)$$

翅片管式换热器通常的流型为错流(交叉流), 如图 1-10-9 中的 (c)、(d)、(e) 所示。为此本节主要进一步介绍这几种流型的对数平均温差。

4.1.1 错流(一次交叉流)型的平均温差^[2]

错流(一次交叉流)型分为三种情况:(1)一种流体在横向(各自流动横截面上)混合而另一种流体不混合的错流(交叉流);(2)两种流体均不混合的错流(交叉流);(3)两种流体均各自混合的错流(交叉流)。翅片管式换热器采用错流(一次交叉流)型常见的流型是(1)、(2)两种。本节以(1)为例, 推导出其平均温差的计算式。

4.1.2 “混合-非混合”错流(交叉流)平均温差

推导的前提条件如下:

- (1) 热、冷流体的质量流量 G_1 、 G_2 , 比热容 c_{p1} 、 c_{p2} 及总传热系数 K 均为常数;
- (2) 热、冷流体的温度 t_1 、 t_2 均不随时间变化, 传热及流动过程为稳态过程;
- (3) 流体在换热器中不泄漏, 无其他能量损耗;
- (4) 沿传热面的轴向导热忽略不计;
- (5) 换热器外表面的热损失忽略不计。

两换热流体单程错流(交叉)流动, 热流体横向混合, 冷流体不混合的温度分布如图 1-10-10 所示。取图 1-10-11 所示的长为 L 、宽为 B 的传热间壁来进行分析。热流体在换热器入口 ($x=0$) 处的温度均匀一致为 t_1' , 其流动方向为 x 向。冷流体在换热器入口 ($y=0$) 处的温度亦均匀一致, 流向为 y 向。设在换热

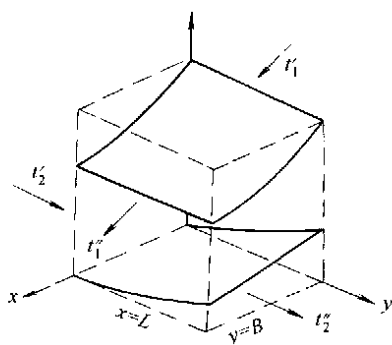


图 1-10-10 热流体 2 横向混合, 冷流体 1 不混合的错流(一次交叉流)换热器的温度分布

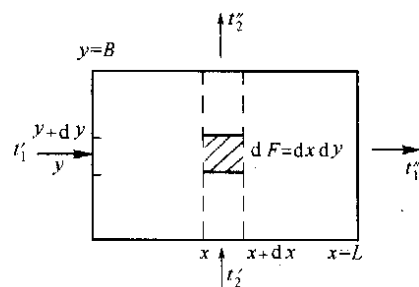


图 1-10-11 热流体 1 横向混合, 冷流体 2 不混合的错流(一次交叉流)传热间壁

过程中, 热流体在 y 向发生混合, t_1 仅为 x 的函数, 即:

$$t_1 = f_1(x)$$

冷流体不发生横向混合, 则 t_2 为 x 、 y 的函数, 即:

$$t_2 = f_2(x, y)$$

对于微元面积 $dF = dx dy$, 其传热量为:

$$dQ = k(t_1 - t_2)dx dy \quad (1)$$

冷流体流过微元面积所吸收的热量为:

$$dQ = G_2 c_{p2} \left(\frac{dx}{L} \right) dt_2 \quad (2)$$

由热平衡, 式 (1)、式 (2) 描述的热量相等, 因此可得:

$$\frac{G_2 c_{p2}}{L} dt_2 = k(t_1 - t_2) dy \quad (3)$$

由于 t_1 与 y 无关, 上式可改写为:

$$\frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -\frac{kL}{G_2 c_{p2}} dy \quad (4)$$

边界条件为:

$y=0$ 时, $t_2 = t_2'$; $y=B$ 时, $t_2 = t_2(x, B)$

对式 (4) 在 $y=0 \sim B$ 区间积分, 得:

$$t_2(x, B) = t_1 - (t_1 - t_2') \exp\left(-\frac{kLB}{G_2 c_{p2}}\right) \quad (5)$$

式 (5) 揭示了在某一 x 位置, 冷流体出口温度与热流体温度间的函数关系。

现在再考察长为 B , 宽为 dx 的狭条面积上两流体间的热平衡关系:

$$G_2 c_{p2} \left(\frac{dx}{L} \right) [t_2' - t_2(x, B)] = G_1 c_{p1} dt_1 \quad (6)$$

把式 (5) 代入式 (6), 得:

$$\frac{G_2 c_{p2}}{L} (t_1 - t_2') \left[\exp\left(-\frac{kLB}{G_2 c_{p2}}\right) - 1 \right] dx = G_1 c_{p1} dt_1$$

或者

$$\frac{d(t_1 - t_2')}{t_1 - t_2'} = \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} \left[\exp\left(-\frac{kLB}{G_2 c_{p2}}\right) - 1 \right] \frac{dx}{L} \quad (7)$$

边界条件为:

$x=0$ 时, $t_1 = t_1'$; $x=L$ 时, $t_1 = t_1''$

对式 (7) 在 $x=0 \sim L$ 区间积分, 得:

$$\ln\left(\frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2'}\right) = \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} \left[\exp\left(-\frac{kLB}{G_2 c_{p2}}\right) - 1 \right] \quad (8)$$

由于二流体的热容比为:

$$\frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (9)$$

$$\frac{kLB}{G_2 c_{p2}} = \frac{t_2'' - t_2'}{\Delta t_{m,j}} \quad (10)$$

式中 $\Delta t_{m,j}$ ——推导条件下的错流 (一次交叉流) 型的平均温差。

把式 (9)、式 (10) 代入式 (8), 整理得:

$$\Delta t_{m,j} = -\frac{t_2'' - t_2'}{\ln\left[1 + \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \ln\left(\frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2'}\right)\right]} \quad (1-10-26)$$

如果在换热过程中冷流体发生横向混合而热流体横向不混合, 仿照上述方法仍可推得:

$$\Delta t_{m,j} = -\frac{t_1' - t_1''}{\ln\left[1 + \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \ln\left(\frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'}\right)\right]} \quad (1-10-27)$$

4.2 温差修正系数

在复杂流型中, 平均温差的数学推导比较困难, 获得的表达式往往很复杂。由传热学的分析可知, 在热冷流体具有相同进出口温度的情况下, 逆流具有最大的平均温差。为便于计算, 同时也为了比较其他流型接近于逆流的程度, 通常都将推导出来的平均温差表达式整理成温差修正系数图。对于确定的流型, 温差修正系数 ϕ 可以表达为:

$$\phi = f(R, P) \quad (1-10-28)$$

式中 R 和 P 均为无因次量, 其表达式即为:

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2} \quad (1-10-29)$$

R 、 P 分别称为热容比和热效率。

然后按下列步骤计算确定流型的平均温差 Δt_m :

- (1) 根据已知流体的进出口温度计算逆流的平均温差 $\Delta t_{m,n}$;
- (2) 计算无因次量 R 和 P ;
- (3) 根据已知的流型和 R 、 P , 从温差修正系数图上查得 ϕ ;
- (4) 按下式计算 Δt_m :

$$\Delta t_m = \phi \Delta t_{m,n} \quad (1-10-30)$$

欲求出 ϕ 的函数关系式, 必须使逆流平均温差及所求流型的平均温差表达式均转化为包含无因次量 R 、 P 的表达式。以下将以热流体横向混合, 冷流体不混合的错流 (一次交叉流) 为例进行推导。

4.2.1 $\Delta t_{m,n} = f_1(R, P)$ 的推导

由式 (1-10-24) 可知

$$\Delta t_{m,n} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \left(\frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'} \right)} \quad (1)$$

式 (1) 中

$$(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2') = (t_2'' - t_2') \left(\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} - 1 \right) = (t_2'' - t_2')(R - 1) \quad (2)$$

$$(t_1' - t_2'') = (t_1' - t_2') \left(1 - \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2} \right) = (t_1' - t_2')(1 - P) \quad (3)$$

$$(t_1'' - t_2') = (t_1' - t_2') \left(1 - \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \times \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2} \right) = (t_1' - t_2')(1 - PR) \quad (4)$$

把式 (2)、式 (3)、式 (4) 代入式 (1), 得:

$$\Delta t_{m,n} = \frac{(t_2'' - t_2')(R - 1)}{\ln \left(\frac{1 - P}{1 - RP} \right)} \quad (1-10-31)$$

4.2.2 $\Delta t_{m,j} = f_2(R, P)$ 的推导

式 (1-10-26) 中

$$\frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{1}{R}, \quad \frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2} = 1 - PR \quad (5)$$

把式 (5) 代入式 (1-10-26), 得:

$$\Delta t_{m,j} = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \left[1 + \frac{1}{R} \ln(1 - RP) \right]} \quad (1-10-32)$$

4.2.3 错流 (一次交叉流) 型的温差修正系数

由式 (1-10-30) 得:

$$\phi = \frac{\Delta t_{m,j}}{\Delta t_{m,n}} \quad (6)$$

把式 (1-10-31) 和式 (1-10-32) 代入式 (6), 整理后便可求出热流体横向混合, 冷流体不混合的错流 (一次交叉流) 型的温差修正系数 ϕ 的表达式:

$$\phi = \frac{\ln \left(\frac{1 - P}{1 - RP} \right)}{(1 - R) \ln \left[1 + \frac{1}{R} \ln(1 - RP) \right]} \quad (1-10-33)$$

由式 (1-10-33) 绘制的 $\phi = f(R, P)$ 的函数关系线图如图 1-10-12 所示。

对于冷流体横向混合, 热流体不混合错流 (一次交叉流) 型, R 、 P 为:

$$R = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}, \quad P = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2}$$

采用上述推导方法，得到的温差修正系数 ϕ 的表达式与 (1-10-33) 完全相同，因此，仍可使用图 1-10-13 进行计算。

综合以上两种情况，无量纲量 R, P 应为：

$$R = \frac{\text{混合流体的温度变化}}{\text{无混合流体的温度变化}} \quad P = \frac{\text{无混合流体的温度变化}}{\text{两流体入口温度差值}}$$

对于两种流体均横向混合及两种流体均不混合的错流（一次交叉流）型，均可通过推导的方法得出平均温差及温差修正系数的表达式，详细过程参考文献 [2]。图 1-10-13 绘出了翅片管式换热器中常见的两种流体均不混合的错流（一次交叉流）型的 $\phi = f(R, P)$ 函数关系线图。

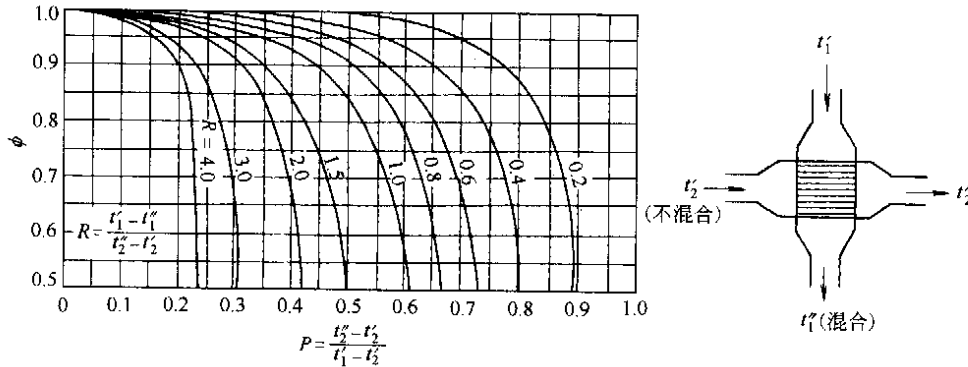


图 1-10-12 一侧流体混合，一侧不混合的 ϕ

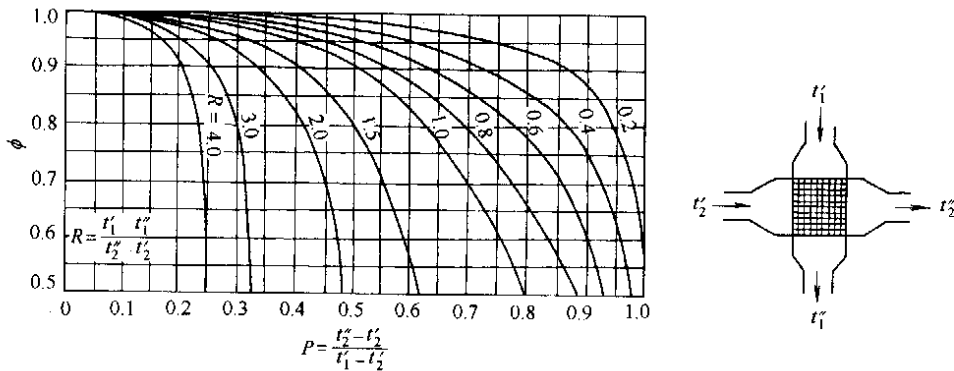


图 1-10-13 两侧流体均不混合的 ϕ

4.3 多次交叉错流型的平均温差

多次交叉错流型在翅片管式换热器中应用得非常普遍，这里仅讨论常见的两种情况。

4.3.1 总趋势为逆流的多次交叉错流

这种流型如图 1-10-9 (d) 所示。其流动的基本情况为：一种流体单程流动，另一种流体以串联方式与前一流体呈多次交叉错流，其流动总趋势为逆流。

对于换热器总体，根据传热方程和热平衡方程可写出：

$$KF\Delta t_{m,j} = KF\phi\Delta t_{m,n} = KF\phi \frac{(R-1)(t_2'' - t_2')}{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)} = G_2 c_{p2}(t_2'' - t_2')$$

或者

$$KF\phi \frac{R-1}{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)} = G_2 c_{p2} \quad (1)$$

对于换热器的每一单元段，则有：

$$K_i F_i (\Delta t_{m,i})_i = K_i F_i \phi_i \frac{(R-1)[(t_2'')_i - (t_2')_i]}{\ln\left(\frac{1-P_i}{1-P_i R}\right)} = G_2 c_{p2} [(t_2'')_i - (t_2')_i]$$

或者

$$K_i F_i \phi_i \frac{R-1}{\ln\left(\frac{1-P_i}{1-P_i R}\right)} = G_2 c_{p2} \quad (2)$$

式中 ϕ_i ——第 i 单元段的温差修正系数；
 $(t_2')_i$ 、 $(t_2'')_i$ ——第 i 单元段冷流体的进、出口温度；
 P_i ——第 i 单元段的辅助参量（单元段热效率），定义为：

$$P_i = \frac{(t_2'')_i - (t_2')_i}{(t_1')_i - (t_2')_i}$$

K_i 、 F_i ——第 i 单元段的总传热系数和传热面积。

由于冷流体串联流过每个单元段（如图 1-10-14 所示），所以无论对换热器总体还是任一单元， $G_2 c_{p2}$ 及 R 都相同。这样，由式（1）、式（2）可得：

$$K F \phi \frac{R-1}{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)} = K_i F_i \phi_i \frac{R-1}{\ln\left(\frac{1-P_i}{1-P_i R}\right)} \quad (3)$$

当各单元段传热面积 F_i 相等，且 $F = n F_i$ （ n 为单元数或交叉次数），总传热系数 K_i 相等，且 $K_i = K$ ， P_i 相等，则各单元段温差修正系数 ϕ_i 必然相同，于是由式（3）解出：

$$\phi = \phi_i \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{n \ln\left(\frac{1-P_i}{1-P_i R}\right)} \quad (1-10-34)$$

式（1-10-34）直接从传热方程式和热平衡方程式导出，因此不管总趋势为逆流还是并（顺）流的多次交叉错流型都适用。由于 $\phi_i = f(R, P_i)$ ，只要求出 P_i ，即可按流体的混合情况，借助相应的一次交叉错流型的分析式或线图确定 ϕ_i 。以下就来讨论 P_i 的计算。

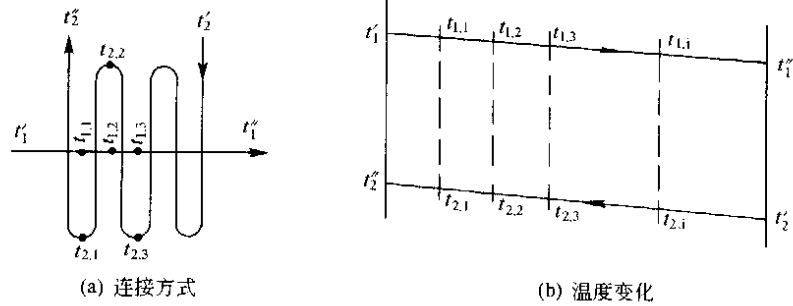


图 1-10-14 总流动趋势为逆流的多次交叉流型及温度变化

总流动趋势为逆流的多次交叉错流的连接方式如图 1-10-14 (a) 所示，温度变化如图 1-10-14 (b) 所示。图中符号 $t_{1,1}$ 、 $t_{1,2}$ 、 $t_{1,3}$... $t_{1,n-1}$ 、 $t_{2,1}$ 、 $t_{2,2}$ 、 $t_{2,3}$... $t_{2,n-1}$ 分别为各单元段连接处热、冷流体的温度。各单元段温差间有如下关系：

$$\frac{t_1' - t_2''}{t_{1,1} - t_{2,1}} \frac{t_{1,2} - t_{2,1}}{t_{1,2} - t_{2,2}} \frac{t_{1,2} - t_{2,2}}{t_{1,3} - t_{2,3}} \dots \frac{t_{1,i-1} - t_{2,i-1}}{t_{1,i} - t_{2,i}} \dots \frac{t_{1,n-1} - t_{2,n-1}}{t_1' - t_2'} = \frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'} \quad (4)$$

$$P_1 = \frac{t_2'' - t_{2,1}}{t_1' - t_{2,1}} \quad P_2 = \frac{t_{2,1} - t_{2,2}}{t_{1,1} - t_{2,2}} \quad P_3 = \frac{t_{2,2} - t_{2,3}}{t_{1,2} - t_{2,3}}$$

$$P_i = \frac{t_{2,i-1} - t_{2,i}}{t_{1,i-1} - t_{2,i}} \quad P_n = \frac{t_{2,n-1} - t_{2,n}}{t_{1,n-1} - t_{2,n}} \quad P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$$

因为

$$\frac{t_{1,i-1}-t_{2,i-1}}{t_{1,i}-t_{2,i}} = \frac{(t_{1,i-1}-t_{2,i}) \left(1 - \frac{t_{2,i-1}-t_{2,i}}{t_{1,i-1}-t_{2,i}}\right)}{(t_{1,i-1}-t_{2,i}) \left(1 - \frac{t_{1,i-1}-t_{1,i}}{t_{1,i-1}-t_{2,i}}\right)} = \frac{1-P_i}{1-P_i R} \quad (5)$$

式 (5) 代入式 (4), 变形为:

$$\frac{1-P_1}{1-P_1 R} \frac{1-P_2}{1-P_2 R} \frac{1-P_3}{1-P_3 R} \cdots \frac{1-P_i}{1-P_i R} \cdots \frac{1-P_n}{1-P_n R} = \frac{1-P}{1-PR} \quad (6)$$

由于 $P_1=P_2=\cdots=P_i=\cdots=P_n$, 则式 (6) 可写为:

$$\left(\frac{1-P_i}{1-P_i R}\right)^n = \frac{1-P}{1-PR} \quad (7)$$

由式 (7) 解得:

$$P_i = \frac{\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)^{\frac{1}{n}} - 1}{R \left(\frac{1-P}{1-PR}\right)^{\frac{1}{n}} - 1} \quad (1-10-35)$$

把式 (7) 代入式 (1-10-34), 得:

$$\phi = \phi_i \quad (1-10-36)$$

式 (1-10-36) 表明, 当两流体多次交叉错流流动, 且总流动趋势为逆流时, 在所讨论的条件下总温差修正系数与单元段温差修正系数相等。

4.3.2 总趋势为并 (顺) 流时的多次交叉错流

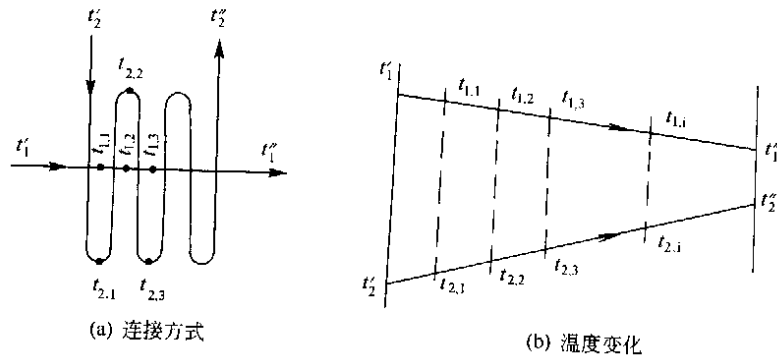


图 1-10-15 总趋势为并 (顺) 流的多次交叉错流型及温度变化

总流动趋势为并 (顺) 流的多次交叉错流的连接方式如图 1-10-15 (a) 所示, 温度变化如图 1-10-15 (b) 所示。当流动总趋势为并 (顺) 流时, 各单元段温差间有如下关系:

$$\frac{t_{1,1}-t_{2,1}}{t_1-t_2} \frac{t_{1,2}-t_{2,2}}{t_{1,1}-t_{2,1}} \frac{t_{1,3}-t_{2,3}}{t_{1,2}-t_{2,2}} \cdots \frac{t_1''-t_2''}{t_{1,n-1}-t_{2,n-1}} = \frac{t_1''-t_2''}{t_1-t_2} \quad (8)$$

由于

$$P_1 = (t_{2,1}-t_2'')/(t_1'-t_2') \quad P_2 = (t_{2,2}-t_{2,1})/(t_{1,1}-t_{2,1})$$

$$P_n = (t_2''-t_{2,n-1})/(t_{1,n-1}-t_{2,n-1}) \quad P = (t_2''-t_2')/(t_1'-t_2')$$

则式 (8) 变为:

$$[1-P_1(1+R)][1-P_2(1+R)] \cdots [1-P_n(1+R)] = 1-P(1+R) \quad (9)$$

当 $P_1=P_2=\cdots=P_n$ 时, 式 (9) 为:

$$[1-P_i(1+R)]^n = 1-P(1+R)$$

整理得:

$$P_i = \frac{1-[1-P(1+R)]^{1/n}}{1+R} \quad (1-10-37)$$

由式 (1-10-37) 计算出 P_i 后, 根据 $\phi_i = f(P_i, R)$, 可按流体的混合情况, 借助相应的一次交叉错流的分析式或线图确定 ϕ_i , 再利用式 (1-10-34) 计算出总趋势为顺流时的多次交叉流型的温差修正系数 ϕ 。

必须注意, 以上分析所获得的结果均以换热器各单元段传热面积相等为前提。当各单元段传热面积各不

相等, 但相差不大于 20%, 且所求得的温差修正系数 $\phi \geq 0.9$ 时, 仍可应用上述各式。如各单元段传热面积相差过大, 或温差修正系数 ϕ 较小时, 应按面积加权平均的方法计算总温差, 即:

$$\Delta t_{m,j} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i \Delta t_{m,ji}}{\sum_{i=1}^n F_i} \quad (1-10-38)$$

式中 $\Delta t_{m,ji}$ 、 F_i 分别为第 i 区段的温差及传热面积。区段内可包含若干传热面积相等或相近的单元段, $i=1, 2, \dots, n$ 。

当交叉次数增多时, 换热器中两流体流动总趋势为逆流者, 其平均温差 $\Delta t_{m,j}$ 越接近纯逆流的平均温差; 流动总趋势为并(顺)流者, 其平均温差 $\Delta t_{m,j}$ 越接近纯并(顺)流的平均温差。当交叉次数多于 4 次时, 直接按纯并(顺)流或纯逆流计算平均温差所引起的误差不大, 完全满足工程计算要求。

5 翅片效率

翅片效率是衡量翅片传热有效程度的指标。从翅片传热量的大小出发通常有两种形式的翅片效率定义式, 分别为:

$$\eta_f = \frac{\text{翅片的实际传热量 } Q}{\text{整个翅片表面均处于翅基温度时的传热量 } Q_0} \quad (1-10-39)$$

$$\phi_f = \frac{\text{翅片的实际传热量 } Q}{\text{无翅时(翅根面积)的传热量 } Q_0} \quad (1-10-40)$$

实际应用中, 更多采用的是 η_f 。例如, 在翅片管式换热器的强化传热研究中, 求出 η_f 就能正确地分离出翅片表面的平均换热系数 h_0 , 这对各种高效换热翅片表面的换热性能分析具有重要意义。此外, η_f 也是评价翅片几何形状及尺寸设计得是否合理的标准之一。工程应用中, 求出 η_f 后, 可通过式 (1-10-39) 计算出翅片的实际传热量 Q , 即:

$$Q = Q_0 \eta_f \quad (1-10-41)$$

翅片表面的实际传热量可以认为是整个翅片表面处于其平均温度 t_m 时的传热量, 因此, 可以把式 (1-10-39) 表示为:

$$\eta_f = \frac{hF(t_m - t_f)}{hF(t_0 - t_f)} = \frac{\theta_m}{\theta_0} \quad (1-10-42)$$

式中 h ——翅片表面与流体间的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

F ——翅片表面积, m^2 ;

θ_m 、 θ_0 ——以流体温度为基准的平均过余温度和翅基过余温度, $^\circ C$ 。

由于 $|\theta_m/\theta_0| < 1$, 可见 η_f 总是小于 1 的。对于几何形状简单的翅片, 可以通过理论分析推导出其 η_f 的计算式。几何形状复杂的翅片, 可以利用数值计算方法求出翅片表面平均温度 t_m , 再利用式 (1-10-42) 计算出 η_f 。

5.1 等截面直翅的传热计算及翅片效率

设置在平直基面或近乎平直的基面上的翅片称为直翅, 如图 1-10-3 (a) 所示的纵向翅片管上的翅片就属于直翅。图 1-10-16 为纵向翅片管组成的换热器剖面示意图。直翅分为等截面直翅和变截面直翅。垂直于导热热流方向上的截面积保持不变的直翅称为等截面直翅, 否则为变截面直翅。

5.1.1 传热计算

取图 1-10-3 (a) 中的一块矩形等截面金属直翅来分析问题, 几何尺寸已标注在图 1-10-17 中。微分方程及定解条件建立的前提为:

- (1) 翅片材料的导热系数 λ 等于常数;
- (2) 翅片厚度 δ 远小于翅高 1 和翅宽 L ;
- (3) 翅基温度 t_0 、翅周围介质温度 t_f 、翅表面与周围介质间的对流换热系数 h 均为常数;
- (4) 翅端绝热。

在上述前提条件下, 经传热学的推导可建立导热微分方程式为:

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} = m^2 \theta \quad (1-10-43)$$

边界条件为:

$$x=0, \theta = t_0 - t_f = \theta_0 \quad (1-10-44)$$

$$x=l, d\theta/dx = 0 \quad (1-10-45)$$

参数 m 定义为:

$$m = \sqrt{\frac{hU}{\lambda f}} \frac{1}{m}$$

式中 θ ——以 t_f 为基准的过余温度, $\theta = t - t_f, ^\circ\text{C}$;

f ——翅片横截面积, $f = \delta L, \text{m}^2$;

U ——翅片横截面周长, m 。

微分方程式结合边界条件, 解得温度分布为:

$$\theta = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)} \quad (1-10-46)$$

传热量 Q

$$Q = -\lambda f \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=0} = \lambda f m \theta_0 \text{th}(ml) \quad (1-10-47)$$

如前提条件(4)为翅端通过对流换热。则边界条件式(1-10-46)改写为:

$$x=l, -\lambda f \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=l} = hf\theta_1 \quad (1-10-48)$$

式中 $\theta_1 = t_1 - t_f, t_1$ 为翅端温度。

微分方程式结合边界条件式(1-10-44)、式(1-10-48), 仍可解得温度分布为:

$$\theta = \theta_0 \frac{\text{ch}[m(l-x)] + \frac{h}{\lambda m} \text{sh}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml) + \frac{h}{\lambda m} \text{sh}(ml)} \quad (1-10-49)$$

传热量为:

$$Q = \lambda f \theta_0 m \frac{\text{th}(ml) + \frac{h}{\lambda m}}{1 + \frac{h}{\lambda m} \text{th}(ml)} \quad (1-10-50)$$

实际计算中, 用修正长度 $l' = l + \delta/2$ 代替式(1-10-46)和式(1-10-47)中的 l , 可求得足够精确的解, 避免了采用式(1-10-49)和式(1-10-50)的复杂计算。

应该指出, 上述分析中近似地认为翅片温度场是一维的。对于大多数实际应用的翅片, 当满足毕渥数 $B_i = (h\delta)/(2\lambda) \leq 0.025$ 时, 这种近似分析引起的误差不大于1%。但是, 当翅片为短厚翅片, 不满足前提条件(2)时, 则必须考虑沿翅片厚度方向的温度变化, 即翅片内部的温度场是二维的, 参看图1-10-18。在这种情况下, 上述计算公式已不适用。此外, 在分析中假定对流换热系数 h 为常数, 如果 h 在整个翅片表面上出现严重的不均匀, 应用上述计算公式也会带来较大的误差。此时, 问题的求解可以采用数值计算方法。

5.1.2 翅片效率

由 η_f 的定义式(1-10-39), 可求得:

$$\eta_f = \frac{Q}{Q_0} = \frac{\lambda f m \theta_0 \text{th}(ml)}{h U l \theta_0} = \frac{\text{th}(ml)}{ml} \quad (1-10-51)$$

5.2 变截面直翅的传热计算及翅片效率

等截面翅片的优点是制造简单, 但从传热及节省材料的角度看就不够合理。由于翅片表面积与周围流体间不断换热, 导致从翅基到翅端各截面上的导热热量不断变化。若翅片是等截面翅片, 则导热热流密度沿翅高方向变化; 若维持导热热流密度不变, 则翅片的横截面积应随翅高方向变化, 制成收缩形截面, 这样可以减少质量, 节约金属材料。理论分析证实, 翅片的最佳形状应是以两条抛物线或圆弧为界的厚度逐渐缩小的形状(此

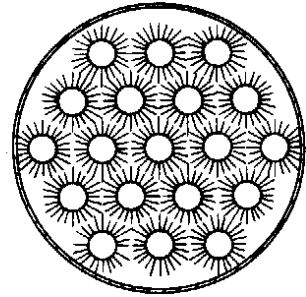


图 1-10-16 纵向翅片管组成的换热器

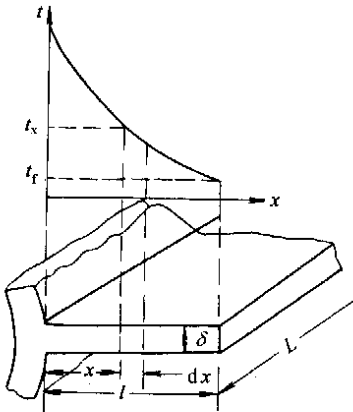


图 1-10-17 单块矩形截面直翅片

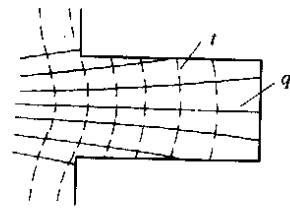


图 1-10-18 二维翅片的温度场

即为翅片纵截面形状)。实用中,为加工简单起见常制成三角形或梯形截面形状,这种形状已和最佳截面形状接近。以下就以梯形或三角形截面形状来分析。

5.2.1 传热计算

梯形变截面直翅如图 1-10-19 所示。前提条件与等截面直翅相同。其导热微分方程式为:

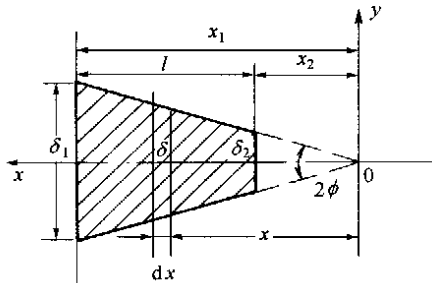


图 1-10-19 梯形和三角形截面直翅

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{d\theta}{dx} = \frac{hU\theta}{2l\lambda \tan\phi}$$

令

$$\beta = \frac{hU}{2l\lambda \tan\phi}$$

则

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{d\theta}{dx} - \beta \frac{\theta}{x} = 0 \quad (1-10-52)$$

般地, $l \gg \delta$, $U \approx 2l$, 且 $\tan\phi = \delta_1/(2x_1)$, $\beta = (2hx_1)/(\lambda\delta_1)$ 。

式 (1-10-52) 的通解形式是:

$$\theta = C_1 J_0(2\sqrt{\beta X}) = C_2 K_0(2\sqrt{\beta X}) \quad (1-10-53)$$

式中 J_0 和 K_0 代表虚变量的贝塞尔函数, 见附录 3。

在忽略翅片端部 ($x = x_2$ 处) 换热时, 温度分布为:

$$\theta = \theta_0 \frac{J_0(2\sqrt{\beta x}) K_1(2\sqrt{\beta x}) + J_1(2\sqrt{\beta x}) K_0(2\sqrt{\beta x})}{J_0(2\sqrt{\beta x_1}) K_1(2\sqrt{\beta x_2}) + J_1(2\sqrt{\beta x_2}) K_0(2\sqrt{\beta x_1})} \quad (1-10-54)$$

传热量为:

$$Q = \frac{2hx_1 L \theta_0}{\sqrt{\beta X_1}} \frac{J_1(2\sqrt{\beta x_1}) K_1(2\sqrt{\beta x_2}) - J_1(2\sqrt{\beta x_2}) K_1(2\sqrt{\beta x_1})}{J_0(2\sqrt{\beta x_1}) K_1(2\sqrt{\beta x_2}) + J_1(2\sqrt{\beta x_2}) K_0(2\sqrt{\beta x_1})} \quad (1-10-55)$$

对于三角形截面直翅; $x_1 = 1$, $x_2 = 0$, 忽略翅片端部换热时 (此时翅片端部换热面积为 0, 因此不存在翅片端部换热)。上述两式可分别简化为:

$$\theta = \theta_0 \frac{J_0(2\sqrt{\beta x})}{J_0(2\sqrt{\beta l})} \quad (1-10-56)$$

$$Q = \frac{2hL\theta_0}{\sqrt{\beta l}} \frac{J_1(2\sqrt{\beta l})}{J_0(2\sqrt{\beta l})} \quad (1-10-57)$$

对于梯形变截面直翅, 仍可利用修正长度 $l' = \delta_2/2$ 代替 l 计算, 以考虑翅片端部对流换热的影响。

5.2.2 翅片效率

忽略纵截面面积, 变截面直翅表面均处于翅基温度 t_0 之下的理想换热量 Q_0 为:

$$Q_0 = \frac{2h\theta_0 l L}{\cos\phi}$$

由于 ϕ 很小, 可认为 $\cos\phi \approx 1$ 。此时:

$$Q_0 = 2h\theta_0 l L \quad (1-10-58)$$

将式 (1-10-55)、式 (1-10-58) 代入式 (1-10-39), 可得梯形截面直翅效率:

$$\eta_t = \frac{x_1}{l\sqrt{\beta x_1}} \frac{J_1(2\sqrt{\beta x_1}) K_1(2\sqrt{\beta x_2}) - J_1(2\sqrt{\beta x_2}) K_1(2\sqrt{\beta x_1})}{J_0(2\sqrt{\beta x_1}) K_1(2\sqrt{\beta x_2}) + J_1(2\sqrt{\beta x_2}) K_0(2\sqrt{\beta x_1})} \quad (1-10-59)$$

将式 (1-10-57)、式 (1-10-58) 代入式 (1-10-39), 可得三角形截面直翅效率:

$$\eta_t = \frac{1}{\sqrt{\beta l}} \frac{J_1(2\sqrt{\beta l})}{J_0(2\sqrt{\beta l})} \quad (1-10-60)$$

Gardner 已将各种翅片效率的计算公式描绘成线图。图 1-10-22 是各种直翅的翅片效率图, 图中坐标系参见图 1-10-19。

5.3 等厚度环翅的传热计算与翅片效率

5.3.1 圆翅的传热计算

等厚度圆翅属于环翅的类型之一, 是换热器中常见的翅片型式, 一般的组合为圆管-圆形翅片, 如图 1-10-3

(b)所示。对等厚度圆翅的传热分析本质上和直翅是一样的,只是圆翅的导热面积是随半径而变化的。取坐标系如图 1-10-20 所示,与热流密度相垂直的导热面积可以写为:

$$f = 2\pi r\delta$$

周长可以写为:

$$U = 4\pi r$$

类似于式(1-10-52),以 r 代替 x ,则得到导热微分方程式为

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} - m^2\theta = 0 \quad (1-10-61)$$

式中 $m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda\delta}}$ 。式 (1-10-61) 相应的边界条件为:

$$r = r_1, \theta = t_0 - t_f; \quad r = r_2, \frac{d\theta}{dr} = 0 \quad (1-10-62)$$

微分方程式结合边界条件,解得温度分布为:

$$\theta = \theta_0 \frac{J_0(mr)K_1(mr_2) + J_1(mr_2)K_0(mr)}{J_0(mr_1)K_1(mr_2) + J_1(mr_2)K_0(mr_1)} \quad (1-10-63)$$

传热量为:

$$Q = 2\pi r_1 \lambda \delta m \theta_0 \frac{J_1(mr_2)K_1(mr_1) - J_1(mr_1)K_1(mr_2)}{J_0(mr_1)K_1(mr_2) + J_1(mr_2)K_0(mr_1)} \quad (1-10-64)$$

实际计算中仍可用修正外半径 $r_2' = r_2 + \delta/2$ 代替式 (1-10-63) 和式 (1-10-64) 中的 r_2 ,以减少忽略翅端面换热所引起的误差。以上各式中的 J_0 、 J_1 、 K_0 、 K_1 均为其括号内虚变量的贝塞尔函数。

5.3.2 圆翅的翅片效率

圆管-等厚度圆翅当翅片表面积处于翅基温度下的理想传热量为:

$$Q_0 = 2\pi h (r_2^2 - r_1^2) \theta_0 \quad (1-10-65)$$

将 Q_0 和由式(1-10-65)表达的实际传热量代入式(1-10-39),可得翅片效率计算式:

$$\eta_f = \frac{2}{ml(1+r_2/r_1)} \frac{J_1(mr_2)K_1(mr_1) - J_1(mr_1)K_1(mr_2)}{J_0(mr_1)K_1(mr_2) + J_1(mr_2)K_0(mr_1)} \quad (1-10-66)$$

式中 $l = r_2 - r_1$, 为翅片高度。

直翅的翅片效率见图 1-10-21。

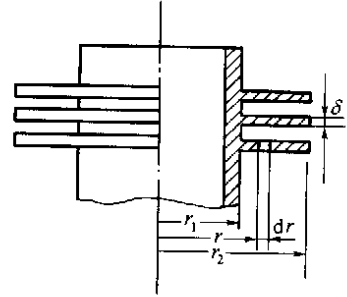


图 1-10-20 等厚度圆翅

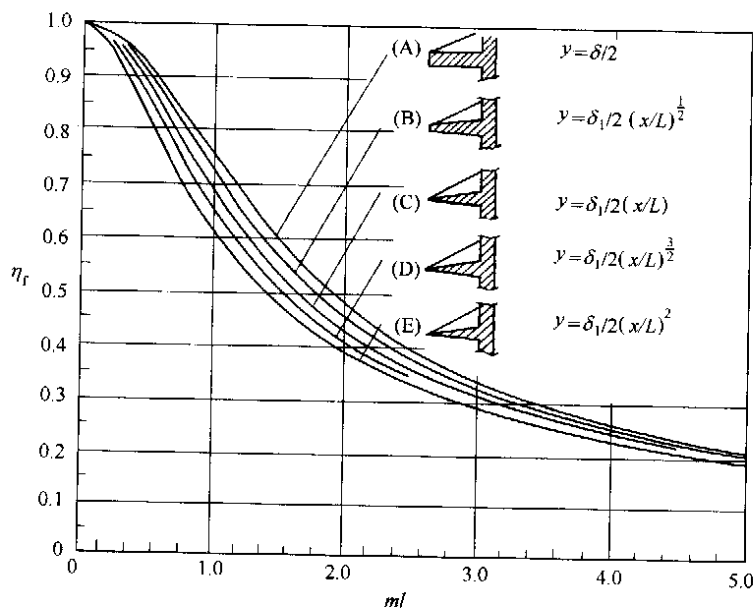


图 1-10-21 直翅的翅片效率

各种变厚度圆翅的效率计算式均可通过类似的推导获得，更详细的分析可参考文献 [11]。图 1-10-22 和图 1-10-23 分别为径向矩形截面（等厚度）圆翅和径向三角形截面圆翅的翅片效率图。

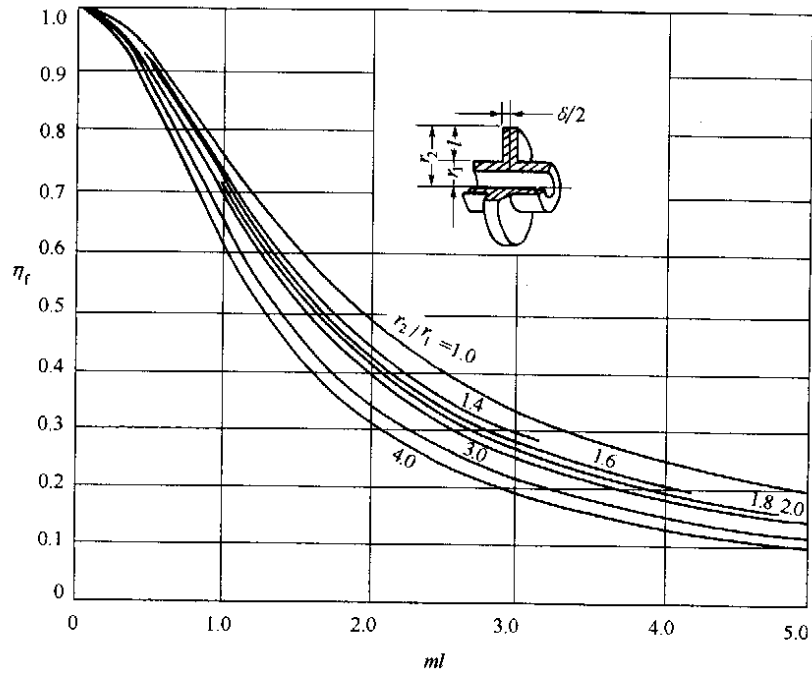


图 1-10-22 径向矩形截面圆翅的翅片效率

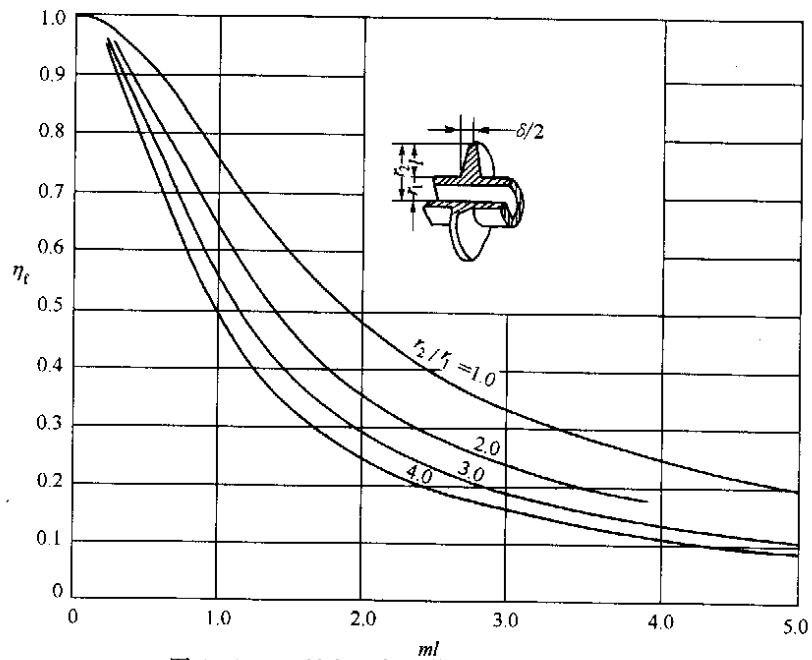


图 1-10-23 径向三角形截面圆翅的翅片效率

5.3.3 等厚度正方形环翅的翅片效率

图 1-10-24 是等厚度正方形环翅的示意图。它的温度分布及传热量均可求得分析解，但计算十分繁难。为了简化计算，通常将正方形环翅片按实际换热面积相等的原则转化为圆形翅片处理。若正方形环翅的厚度为 δ ，内半径为 r_1 ，等效圆形翅片半径为 r_{2e} ，由于：

$$r_{2e} = \frac{a}{\sqrt{\pi}}, \text{ 等效圆形翅片的高度为 } l_e, \text{ 则:}$$

$$l_e = r_{2e} - r_1$$

求出以上参数后，按厚度为 δ ，内半径 r_1 ，翅高为 l_e 的等厚度圆翅公式 (1-10-66) 计算翅片效率，精度完全满足工程要求。对图 1-10-8 所示的等厚度大翅片管，工程上广泛采用斯密特 (Schmidt) 公式^[12]来计算翅片效率，精度也足以满足工程需要。

5.4 翅片效率的数值计算方法

对于以圆管和椭圆管为基管的矩形翅片、矩形穿孔片、矩形条缝片等表面结构复杂的翅片，由于理论求解微分方程的困难，不能直接推导出 η_f 的计算式。目前，对矩形翅片等连续型翅片常采用斯密特 (Schmidt) 公式法和扇形法^[13,14]来计算翅片效率，二者计算的结果非常接近。扇形法依据的基本公式仍为式 (1-10-66)，因此计算较斯密特公式繁难得多。对穿孔片等间断型翅片，上述两种方法不能使用，此时，数值计算方法就显示出重要的实用意义。数值计算方法的另一个优点是计算精度高，容易编制应用程序。

常用的数值计算方法有两种：有限差分法和有限元法。二者之间的主要区别是，有限元法可以具有任意布置的节点和网格，从而对复杂区域和边界问题的求解带来极大的适应性和灵活性。因此，在翅片效率的数值计算中采用有限元法更为优越。以下介绍有限元法求解翅片效率。

图 1-10-25 所示为文献 [15] 中提出的三种翅片，其中 (a) 为冷风机蒸发器常使用的单排矩形平翅片，(b)、(c) 分别为 (a) 片基础上开孔和开半圆缺口后的几何变形片，(c) 片有 Δw 的偏心。三种翅片均由厚度 $\delta = 0.5\text{mm}$ 的薄钢板轧制而成。由于翅片金属材料导热系数大，且 δ 远小于翅片宽和高，可作为二维稳态导热问题分析。

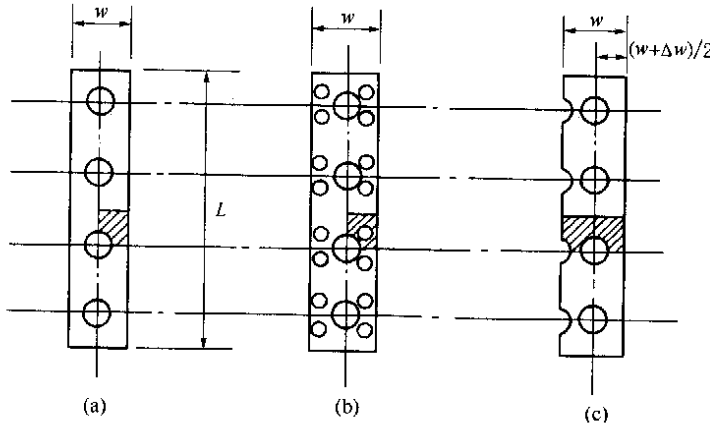


图 1-10-25 三种翅片的表面结构

导热微分方程式为：

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} - \frac{2h}{\lambda\delta}(t - t_f) = 0$$

边界条件为：

基管周边， $t = t_0$ (第一类边界条件)；

翅片外边界， $-\lambda(a_n/a_n)|_s = 0$ (第二类边界条件)。

式中， s 表示边界， n 为边界外法线方向。翅片外边界采用第二类边界条件 (绝热边界条件) 是因为 δ 很小，与空气间的换热量可以忽略。此外，该简化条件还使有限元法中变分计算的积分方程通用。

由于横掠翅片管表面的空气流对称流动，取图 1-10-25 中各翅片表面上的虚线区域为计算区，对称面为绝热面。将计算区离散为图 1-10-26 所示的三角形网格单元。采用伽辽金 (Galerkin) 有限元方法^[16]，对任意网格单元 e ，变分计算的积分方程为：

$$\frac{\partial J^e}{\partial t_p} = \iint_e \left[k \left(\frac{\partial w_p}{\partial x} \frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial w_p}{\partial y} \frac{\partial t}{\partial y} \right) - q_v w_p \right] dx dy \quad (1-10-67)$$

$$p = i, j, m$$

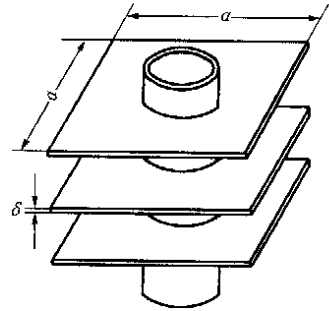


图 1-10-24 等厚度正方形环翅

式中 w_p ——权函数，根据伽辽金法对权函数的选取方式，应有：

$$w_p = \frac{\partial t}{\partial t_p}; q_v = \frac{2h}{\delta}(t_f - t) \quad \text{W/m}^3$$

e 表示单元，如图 1-10-27 所示； i 、 j 、 m 分别为单元的节点号，节点取三角形的三个顶点。

由于边界条件均为一、二类边界条件，因此边界网格单元的积分方程仍为式 (1-10-67)。设所求节点的相邻网格单元数为 E ，节点总数为 n ，则合成的总体方程为：

$$\frac{\partial J}{\partial t_L} = \sum_{e=1}^E \left(\frac{\partial J^e}{\partial t_p} \right) = 0 \quad L = 1, 2, \dots, n \quad (1-10-68)$$

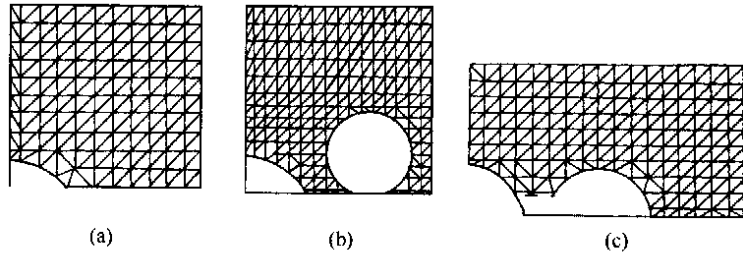


图 1-10-26 三种翅片的离散网格

经单元变分计算和总体方程合成后，对式 (1-10-70) 中的每一个节点可列出一个节点方程式，对 n 个节点可列出 n 个代数方程。将 n 个代数方程组成的代数方程组写成矩阵形式，有：

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \cdots & A_{1n} \\ A_{21} & A_{22} & \cdots & A_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & \cdots & A_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \\ t_2 \\ \vdots \\ t_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ \vdots \\ B_n \end{bmatrix} \quad (1-10-69)$$

简写为：

$$[A]\{T\} = \{B\}$$

式中 A 为系数矩阵； T 为未知温度列矩阵； B 为已知项组成的常数项列矩阵。

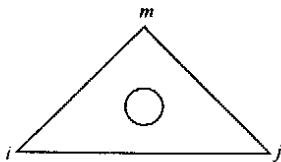


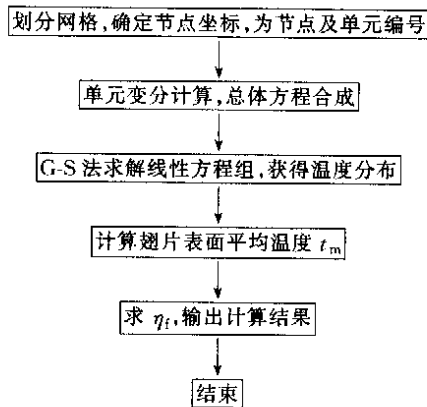
图 1-10-27 三角形网格单元与节点

采用高斯-塞德尔迭代法求解线性代数方程组，获得不同换热系数 h 时，图 1-10-26 所示翅片表面上各节点温度 T_L ($L = 1, 2, \dots, n$)。翅片表面温度用加权平均的方法求得，即：

$$t_m = (t_1 F_1 + t_2 F_2 + \cdots + t_k F_k + \cdots + t_n F_n) / F \quad (1-10-70)$$

式中 $F = \sum_{k=1}^n F_k$ ，为图 1-10-26 所示的计算区总表面积； t_k 为 k 网格单元平均温度， $t_k = (t_i^k + t_j^k + t_m^k) / 3$ ； n 为网格单元总数。

求得 t_m 后，由式 (1-10-42) 计算出翅片效率 η_f 。整个计算流程用框图表示如下：



用 Visual Basic 语言编制的圆管-矩形大翅片叉排与顺排 η_f 的通用计算程序已成功地应用于科研中，可迅速准确地求出翅片效率。该通用程序只要稍作修改即可用于计算各种复杂表面结构的翅片效率。

应该指出，离散的网格规模（即网格单元的数量）可通过试算确定。如图 1-10-26 的网格规模可得到足够精确的结果。试算表明：图 1-10-26 的网格密度增加一倍，计算精度几乎没有提高，但所耗时却增大 20 倍。

5.5 扇形法与斯密特公式^[14]

以椭圆管-矩形翅片换热器为例说明扇形法与斯密特公式在计算翅片效率中的应用。图 1-10-28 表示椭圆管-矩形翅片换热器叉排布置及翅片效率计算区域的划分。计算区为六边形，高为 S_1 ，斜边与两个相邻椭圆管中心的连线相垂直。图 1-10-29 为扇形法的实际计算区域。由于对称性，只考虑六边形的四分之一区域即

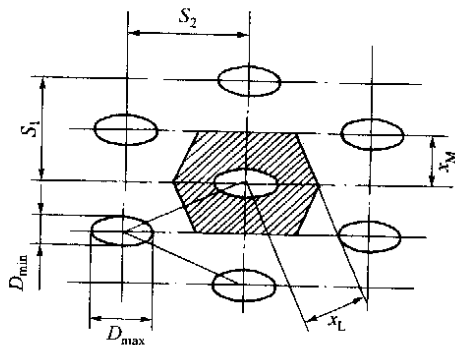


图 1-10-28 叉排时翅片效率计算区域的划分

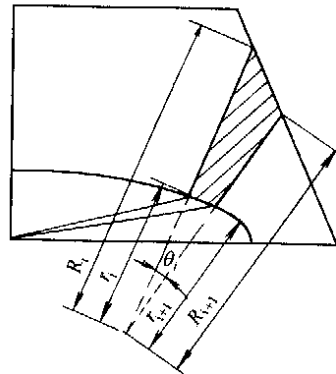


图 1-10-29 叉排微扇形的切割方法

可。将椭圆的中心角等分，以分割椭圆周长，之后，沿椭圆的法线方向切分微扇形。将每个微扇形的边延长，交点即为微扇形的圆心。计算每个微扇形的翅片效率，再用微扇形的面积对效率进行加权平均，就可得到椭圆管-矩形翅片的翅片效率 η_f 。计算公式如下：

$$\eta_f = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_{fi} F_i}{\sum_{i=1}^n F_i} \quad (1-10-71)$$

其中

$$F_i = (\pi\theta_i/360)(\bar{R}_i^2 - \bar{r}_i^2) \quad (1-10-72)$$

微扇形的翅片效率 η_{fi} 应用式 (1-10-66) 的形式表达为：

$$\eta_{fi} = \frac{2}{ml \left(1 + \frac{\bar{R}_i}{\bar{r}_i}\right)} \frac{[J_1(m\bar{R}_i)K_1(m\bar{r}_i) - J_1(m\bar{r}_i)K_1(m\bar{R}_i)]}{[J_0(m\bar{r}_i)K_1(m\bar{R}_i) + J_1(m\bar{R}_i)K_0(m\bar{r}_i)]} \quad (1-10-73)$$

式中 $\bar{R}_i = (R_i + R_{i+1})/2$ ； $\bar{r}_i = (r_i + r_{i+1})/2$ ； θ_i 为微扇形的夹角。顺排椭圆管翅片效率的扇形法计算方法类似，但计算区域取为矩形。

斯密特公式使用方便，因而在工程上得到了广泛应用。对于上述椭圆管-矩形翅片换热器，工程上常将椭圆管转化为当量圆管，再用斯密特公式计算。当量圆管的选取方法有两种：(1) 使当量圆管的横截面积与椭圆管的横截面积相等，称等面积法；(2) 使当量圆管的周长与椭圆管的周长相等，称等周长法。工程上通常使用的等周长法和等面积法求翅片效率的所用公式如下：

$$\eta_f = \frac{\text{th}(mr_{eq}\phi)}{(mr_{eq}\phi)} \quad (1-10-74)$$

其中

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_{eq}} - 1\right) \left[1 + 0.035 \ln\left(\frac{R_{eq}}{r_{eq}}\right)\right] \quad (1-10-75)$$

对于叉排

$$R_{\text{eq}} = 1.27x_M \left(\frac{x_L}{x_M} - 0.3 \right)^{1/2} \quad (1-10-76)$$

其中

$$x_L = \left[\left(\frac{S_1}{2} \right)^2 + S_2^2 \right]^{1/2}; \quad x_M = \frac{S_1}{2}$$

对于顺排

$$R_{\text{eq}} = 1.28x_M \left(\frac{x_L}{x_M} - 0.2 \right)^{1/2} \quad (1-10-77)$$

其中

$$x_L = \frac{S_2}{2}; \quad x_M = \frac{S_1}{2}$$

等周长法

$$r_{\text{eq}} = U/2\pi \quad (1-10-78)$$

等面积法

$$(D_{\text{max}}D_{\text{min}})^{1/2}/2 \quad (1-10-79)$$

其中 r_{eq} 为当量圆管半径; R_{eq} 为当量圆翅片半径; U 为椭圆管周长。

文献 [14] 对叉排椭圆管在 $x = D_{\text{max}}/D_{\text{min}} = 1 \sim 5$ 的范围内, 采用扇形法和等面积法对翅片效率进行了计算。结果表明: 等周长法计算的翅片效率偏高, 等面积法偏低, 而扇形法的计算结果在两者之间且更接近于等周长法。

应该指出: 扇形法分区计算中实际上隐含了一个假设, 即热量仅沿径向传递, 而不是沿最小热阻方向传递, 相当于把翅片本身的导热热阻视为径向一维问题。因此, 扇形法得出的翅片效率比真实的翅片效率更低一些。而等效圆翅法 (5.3.3 所述) 计算的效率比扇形法高出很多, 特别是当矩形翅片偏离正方形时更是如此。

6 翅片管式换热器的热计算

翅片管式换热器属间壁式换热器的一种类型, 其热计算的方法和步骤与其他间壁式换热器实质上是一样的, 只不过传热系数与流阻性能的计算式不同。

6.1 设计计算与校核计算^[17]

换热器热计算的基本公式仍为:

$$\text{传热方程式} \quad Q = KF\Delta t_m \quad (1-10-80)$$

$$\text{热平衡方程式} \quad Q = G_1c_{p1}(t_1' - t_1'') = G_2c_{p2}(t_2'' - t_2') \quad (1-10-81)$$

只要知道冷、热流体的进出口温度 t_2' 、 t_2'' 、 t_1' 、 t_1'' , 就可以求出平均温差 Δt_m 。这样, 在上述三个关系式中, 可划分为八个变量 KF 、 G_1c_{p1} 、 G_2c_{p2} 、 Q 、 t_2' 、 t_2'' 、 t_1' 、 t_1'' 。在八个变量中, 必须给出五个量, 才能进行换热器的传热计算。根据已知量的情况, 换热器的热计算通常与常规的间壁换热器一样可以分成两种类型。

(1) 给出 G_1c_{p1} 和 G_2c_{p2} 以及四个进出口温度中的三个, 求解另一个温度和 KF 。空调工程中的换热器设计计算属于定型产品的选型设计计算。本节不涉及定型产品的选型设计计算, 有关这方面的内容可参考文献 [18、19]。

(2) 给出 KF 、 G_1c_{p1} 、 G_2c_{p2} 、 t_1' 、 t_2' , 求解 t_1'' 和 t_2'' 。

如果热流体和冷流体有散热损失, 则换热器的传热量为:

$$Q = G_1c_{p1}(t_1' - t_1'') - Q_1' = G_2c_{p2}(t_2'' - t_2') + Q_2' \quad (1-10-82)$$

式中 Q_1' ——热流体对环境的散热量;

Q_2' ——冷流体对环境的散热量。

由于大部分换热器都有保温层, 散热量不大, 因而在工程计算中可用式 (1-10-81)。无论是设计计算还是校核计算, 从原理上看, 都可归结为平均温差法 (LMTD 法) 和换热器效率-传热单元数法 (ϵ -NTU 法), 现分述如下。

6.2 平均温差法

平均温差法常用于设计计算, 其具体计算步骤与前面的管壳式换热器一样。

根据求解步骤, 校核计算的计算机程序很容易编制。如果在校核计算中, 未知量是一个出口温度和一种流体的比热容量 Gc_p , 也可按类似的步骤进行计算。

6.3 ϵ -NTU 法

除了平均温差法外, 换热器计算的另一种方法称为效能-传热单元数法, 记为 ϵ -NTU 法。 ϵ -NTU 法用于校核计算可大量地减少试算次数, 因此在换热器计算中应用得非常普遍。

6.3.1 无因次量

(1) 换热器效率

换热器的作用常常是对冷流体进行加热或对热流体进行冷却。当无热损失或无相变发生时, 传热量可用式 (1-10-81) 来进行计算。

假设热、冷流体在面积为无限大的逆流换热器中传热, 其温度沿传热面的分布存在如图 1-10-30 所示的三种情况。由图可知, 无论哪一种情况, 根据热力学第二定律, 流体在换热器中可能的最大温差都是 $t_1' - t_2''$, 因此在理论上换热器的最大传热量为:

$$Q_{\max} = (Gc_p)_{\min}(t_1' - t_2'') \quad (1-10-83)$$

式中 $(Gc_p)_{\min}$ 是热力学上的极限传热量。实际使用的换热器其传热量均低于此值。为了衡量实际使用的换热器在传热量方面接近于理论传热量的程度, 提出了换热器效率这一无因次量, 其定义为:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (1-10-84)$$

即换热器效率等于换热器的实际传热量与理论上的最大可能传热量之比。

若热流体具有较小的热容量, 即 $(Gc_p)_{\min} = G_1c_{p1}$, 由式 (1-10-84) 可得:

$$\epsilon_1 = \frac{Q_1}{Q_{\max}} = \frac{G_1c_{p1}(t_1' - t_2'')}{G_1c_{p1}(t_1' - t_2')} = \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_1' - t_2')} \quad (1-10-85)$$

若冷流体具有较小热容量即 $(Gc_p)_{\min} = G_2c_{p2}$, 则:

$$\epsilon_2 = \frac{Q_2}{Q_{\max}} = \frac{G_2c_{p2}(t_2'' - t_2')}{G_2c_{p2}(t_1' - t_2')} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad (1-10-86)$$

由于 ϵ_1 、 ϵ_2 的最后表现形式为换热器中具有最小热容量的流体温差与换热器中最大可能温差之比, 因此 ϵ 又被称为换热器的温度效率。

(2) 传热单元数

传热单元数 NTU (Number of Transfer Units) 定义为:

$$NTU = \frac{kF}{(Gc_p)_{\min}} \quad (1-10-87)$$

从定义式可知, NTU 是一个无量纲量。NTU 可以反映传热面积的大小, 故称为传热单元数。其定义式中包括了 F 和 k , 它们可以分别代表换热器的初投资和常年运行费用, 是一个反映换热器综合技术经济性能的指标。

(3) 热容量比 C_r

热容量比定义为两换热流体中较小热容量与较大热容量之比, 以 C_r 表示。即:

$$C_r = \frac{(Gc_p)_{\min}}{(Gc_p)_{\max}} \quad (1-10-88)$$

当 $G_1c_{p1} = (Gc_p)_{\min}$ 时

$$C_r = \frac{G_1c_{p1}}{G_2c_{p2}} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \quad (1-10-89)$$

当 $G_2c_{p2} = (Gc_p)_{\min}$ 时

$$C_r = \frac{G_2c_{p2}}{G_1c_{p1}} = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (1-10-90)$$

6.3.2 无因次量间的函数关系

由于换热器的流型不同将使换热器具有不同性能, 因而在不同的流型下, 描写换热器性能无因次量 ϵ 、NTU、 C_r 之间具有不同的函数关系。经传热学理论推导, 可以获得不同流型下 ϵ 与 NTU、 C_r 之间的

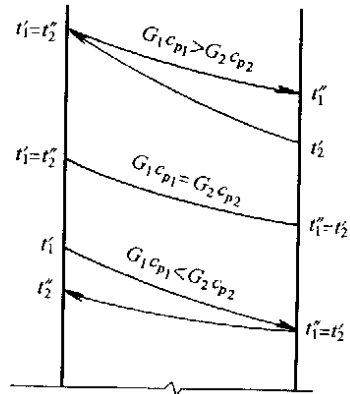


图 1-10-30 无限大换热面积的逆流式换热器中可能的温度分布

函数关系表达式。

(1) 逆流

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (1-10-91)$$

当 $C_r = 1$ 时, 式 (1-10-91) 成为 0/0 型不定式, 应用罗必塔法则对其求极限, 解得 C_r 趋于 1 时:

$$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (1-10-92)$$

(2) 并(顺)流

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (1-10-93)$$

(3) 单程错流(交叉流), 一种流体混合, 另一种流体不混合, 且混合流体 $(Gc_p)_{\text{mixed}} = (Gc_p)_{\text{max}}$ 时对于此种情况, 若混合流体为热流体, 式 (1-10-26) 已推得平均温差的表达式为:

$$\Delta t_{m,j} = - \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \left[1 + \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \ln \left(\frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''} \right) \right]}$$

设 $G_1 c_{p1} = (Gc_p)_{\text{max}}$, 则 $G_2 c_{p2} = (Gc_p)_{\text{min}}$, 通过简单推导, 可得到 ϵ 的表达式:

$$\frac{t_2'' - t_2'}{\Delta t_{m,j}} = \frac{kF}{G_2 c_{p2}} = \frac{kF}{(Gc_p)_{\text{min}}} = NTU \quad (1)$$

$$\frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} = \frac{G_1 c_{p1}}{G_2 c_{p2}} = \frac{(Gc_p)_{\text{max}}}{(Gc_p)_{\text{min}}} = \frac{1}{C_r} \quad (2)$$

$$\frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''} = 1 - \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2''} = 1 - \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2''} \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = 1 - C_r \epsilon \quad (3)$$

将式 (1)、式 (2)、式 (3) 代入式 (1-10-26) 中, 整理后得:

$$\epsilon = \frac{1}{C_r} [1 - \exp(-C_r \tau)] \quad (1-10-94)$$

式中 $\tau = 1 - \exp(-NTU)$ 。

若混合流体为冷流体, 且满足 $G_2 c_{p2} = (Gc_p)_{\text{max}}$, 由式 (1-10-27) 仍可推得其表达式的形式与式 (1-10-94) 完全相同。

(4) 单程错流(交叉流), 一种流体混合, 另一种流体不混合, 且混合流体 $(Gc_p)_{\text{mixed}} = (Gc_p)_{\text{min}}$ 时若混合流体为冷流体, 式 (1-10-27) 已推得平均温差的表达式为:

$$\Delta t_{m,j} = - \frac{t_1' - t_1''}{\ln \left[1 + \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \ln \left(\frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'} \right) \right]}$$

设 $G_2 c_{p2} = (Gc_p)_{\text{min}}$, 则 $G_1 c_{p1} = (Gc_p)_{\text{max}}$, 仍可推导出 ϵ 的表达式。

$$\frac{t_1' - t_1''}{\Delta t_{m,j}} = \frac{kF}{G_1 c_{p1}} = \frac{kF}{G_2 c_{p2}} \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} = C_r NTU \quad (4)$$

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} = C_r \quad (5)$$

$$\frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'} = 1 - \frac{t_2'' - t_2'}{t_1'' - t_2'} = 1 - \epsilon \quad (6)$$

将式 (4)、式 (5)、式 (6) 代入式 (1-10-27) 中, 整理后得:

$$\epsilon = 1 - \exp \left\{ - \frac{1}{C_r} [1 - \exp(-C_r NTU)] \right\}$$

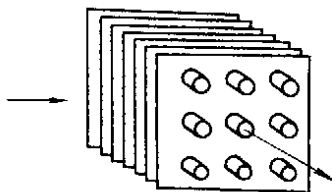


图 1-10-31 两种流体均不混合的单程交叉流换热器

若混合流体为热流体, 且满足 $G_1 c_{p1} = (Gc_p)_{\text{min}}$, 由式 (1-10-26) 仍可推式, 形式与式 (1-10-95) 完全相同。

(5) 单程错流(交叉流), 两种流体均不混合

两种流体均无横向混合的单程错流(交叉流)型换热情况较为复杂, 其 ϵ - NTU 关系现在尚不能直接由理论分析解求出。该流型在翅片管式换热器中应用得十分广泛, 如图 1-10-31 所示即为这种流型的示意图。图

中，气流不能在横向（垂直于流动方向）自由运动，因此是不混合的。管内流体被约束在互相隔开的管子中，因此在流过管子时也是不混合的。采用数值解逼近，可以求得该流型的级数解形式。附录 4 给出了 Mason^[20]级数解的部分结果。

图 1-10-32~图 1-10-35 为以上几种流型根据计算式和 Mason 级数解的结果描绘成的线图，这些线图便于换热器计算中使用。其他流型的 ϵ 与 NTU 、 C_r 的关系线图可参考文献 [5]。

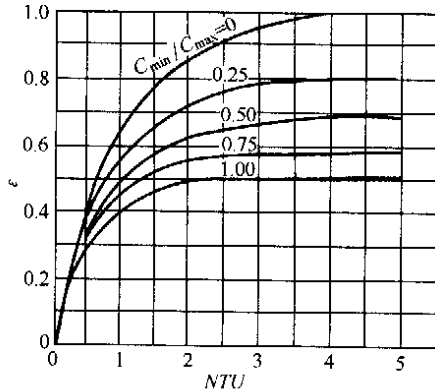


图 1-10-32 并（顺）流的 ϵ 与 NTU 、 C_r 的关系线图

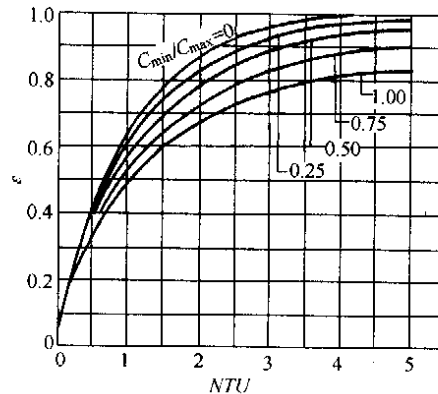


图 1-10-33 逆流的 ϵ 与 NTU 、 C_r 的关系线图

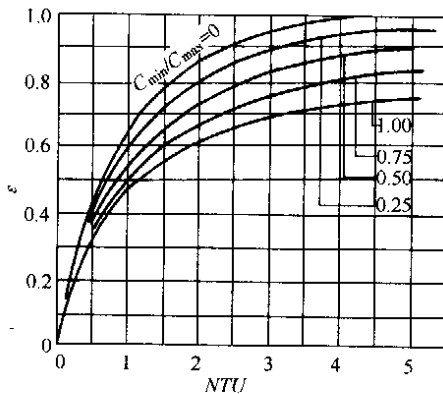


图 1-10-34 一种流体混合，另一种流体不混合的单程错流（交叉流）的 ϵ 与 NTU 、 C_r 的关系线图

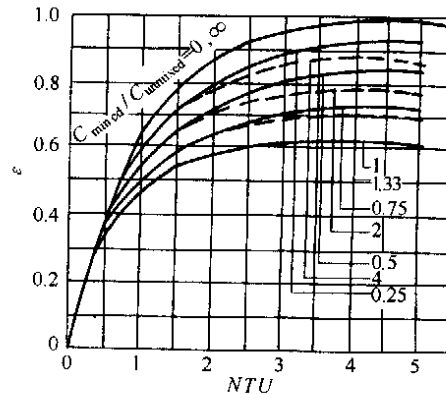


图 1-10-35 两种流体均不混合的单程错流（交叉流）的 ϵ 与 NTU 、 C_r 的关系线图

6.3.3 ϵ - NTU 法的计算

与平均温差法比较，两种方法用于设计计算的繁琐程度差不多。但采用平均温差法可以求出温差修正系数 ϕ 的大小，看出选择的流型与逆流的差距，有助于流型的选择，这是 ϵ - NTU 法做不到的。采用计算机进行设计计算，可在所编制的计算程序中加入求 ϕ 的语句， ϵ - NTU 法的这一缺陷可以得到弥补。

与平均温差法比较，采用 ϵ - NTU 法进行校核计算就不必采用逐次逼近法。虽然在最初计算总传热系数时仍需假设 t_1' 或 t_2' ，等计算出终温后再加以修正。从这个意义上说， ϵ - NTU 法也不能完全避免试算。但由于总传热系数随温度的变化并不大，因此至多进行一两次试算即可达到目的。

6.4 翅片管的表面结构及参数

在设计中，应尽量选择换热性能更好的高效换热表面结构，如间断型翅片、波纹型翅片等，尽量提高翅片侧的换热系数（传热膜系数）。对于工程上常使用的矩形截面翅片，理论分析指出^[21]，纵截面积 A 与传热量 Q 有如下关系： $A = f(Q^3)$ ，欲使一只翅片的传热量 Q 增大一倍，将使 A 增大到原值的八倍。从翅化

整整体看,采用两只原有大小的翅片即可达到目的,即装设薄翅片较厚翅片有利。因此,翅化壁的传热,在设计时既要单片翅片分析,又必须从翅化壁整体考虑。

关于翅片高度和翅片厚度,在实际应用中常根据传热面两侧换热系数(传热膜系数) h 的相对大小来协调。经验表明:当传热面两侧换热系数 h 之值相差3~5倍时,采用翅高较小的低翅片管($\beta \leq 5$)比较合适,此时 θ_m 接近 θ_0 , η_f 较高;当 h 之值相差10倍以上时,采用高翅片管好,传热面大,虽然翅高增加,但由于加翅侧 h 较小,仍可使翅片效率不很小。

在选择翅片高度时,除了追求翅片效率较高以外,还应尽可能与翅片厚度相匹配。翅片厚度小,一定管长上的翅片数增多,在一定限度内可获得积极的效果。但翅片厚度主要由制造工艺、机械强度,腐蚀及侵蚀裕量等因素决定。铸造翅片由工艺决定一般不小于3mm,机械连接翅片和焊接翅片一般可以为0.3~2mm。流体多灰或具有腐蚀性时取较大值,清洁气流取较小值。

翅片间距小,单位长度所装设的翅片多,翅侧传热面积较大。但是,减小翅间距受到压力降增大和换热系数减小的限制。翅片最小间距必须大于相邻两翅表面间流动边界层厚度之和,以避免边界层的相互作用。一般自然对流时边界层厚度远大于强迫对流,故自然对流的翅片间距应大于强迫对流。此外,在选择翅片间距时还应考虑积灰、预期的翅片结构及工艺要求。对于径向翅片,国外通常采用的翅片间距是1~7片/cm,国产翅片管的翅片间距一般都不小于2.3mm。对于强迫对流,以 $S_f = 4 \sim 6\text{mm}$ 为好,高翅片管 S_f 取上限,低翅片管间距取下限。对于多灰及肮脏气体 S_f 还应更大,一般可取8~15mm,制冷换热器因积霜原因,其翅片间距也不应低于此范围。对于纵翅,应使其深度不太大,以免层流底层发展变厚。

7 翅片管式换热器的强化传热

7.1 横掠翅片管(束)的流动与换热特征

7.1.1 一般分析

总传热系数 K_i 的大小仅仅取决于基管内、外侧对流换热热阻 $1/h_i$ 和 $1/(h_0\beta\eta)$ 的大小($h_i \gg h_0$),加翅减小总热阻最合理的措施是使:

$$\frac{1}{h_i} = \frac{1}{h_0\beta\eta}$$

为满足上式而尽可能地增大翅化比 β 不但会使换热器体积增大,而且翅片总效率 η 、换热系数(管外传热膜系数) h_0 也将降低。文献[22]指出:当 $\beta = 10$ 时, $(h_0/h_i) = 0.53$;当 $\beta = 20$ 时, $(h_0/h_i) = 0.27$ 。式中 h_i 是基管外表面传热膜系数。由此可见,提高 β 是有限度的。因此,分析平翅片表面的流动与换热特征,采用特殊表面结构使换热系数 h_0 增大将是翅片管式换热器强化传热中最为积极有效的措施。从传热学理论中知道, h_0 是一个受众多因素影响的复杂函数,这里仅根据横掠翅片管(束)的流动特征和换热特征来加以讨论。

7.1.2 绕流^[23]与换热特征

在翅片管束中,绕流特征和温度分布状况是复杂而多样的,它取决于热工、流体力学以及其他诸多因素。此外,翅片管束是一个从外侧绕流的形状复杂的组合结构,其换热与一系列的几何及其他参数有关。

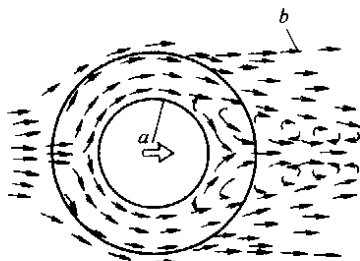


图 1-10-36 绕流翅片管束的流线图

a—脱体点的位置(与 Re 有关);

b—湍流强化的粗略边界

当横向绕流翅片管时,流体的速度和温度在两翅片内的空间中的分布,取决于那里的流动特性。因此,横向绕流元件的换热,在圆周方向一般可分为三区:层流区、湍流区和涡流区。只有在边界层脱体以前的区域,才能用分析方法求解其温度和速度的周向分布。总之,绕流翅片管的过程是相当复杂的。

横向绕流管束是更为复杂的过程。管束的前若干排和深层各排的绕流状况是有明显差异的。来流的湍流度在流动过程中逐渐加强,并大约从第四排起趋于稳定。图 1-10-36 表示了绕流翅片管束的一般特征,前排和深层排的状况都大致如此。

可以看出,主流束的脱体发生在沿管周向绕流半程之后的某个位置。在脱体点之后,出现一个楔形的涡流区(尾流区),在其中心线上有一个强烈的返回流束,它对翅片管的作用与来流相似。被返回流束冲刷的翅化表面区域一直延伸到主流束发生脱体点。楔形区中心流体的强烈漩涡及湍动,快速地向主流束

内扩散。随着向管束纵深方向的流动，楔形流束的湍流度迅速增加，并大致从第四排起，开始强烈地作用于整个脱体流。

对第一排及纵深层各排管的扰流情况进行对比，可以发现它们有一定差异。深层管迎面的来流具有更高的湍流度，因而，与第一排管相比，其脱体点的位置有些向下游移动。其楔形区的流束较窄，而且返回流束具有更为复杂的流线图形。

实验研究证实^[24-26]：楔形涡流区内流体的循环流动使得换热恶化，能耗增加。Heggs 等人利用数值计算方法，对空气横掠圆翅片管的对流换热问题进行了求解，获得了两种不同管型在不同雷诺数 Re 时的无因次温度分布及努塞特数 Nu 分布。图 1-10-37 为 Heggs 等人的计算结果。由图 1-10-37 (a) 可见，当 $Re = 4 \times 10^4$ 时，最大努塞特数 $Nu = 1250$ ，而最小 $Nu = 400$ ，并且 Nu 的最小值发生在管后涡流区；当 $Re = 9 \times 10^3$ 时，由图 1-10-37 (b) 可见，最大努塞特数 $Nu = 175$ ，而管后涡流区 $Nu = 75$ 。Saboya 等人利用蔡升华技术，对管径为 8.53mm，翅间距为 1.65mm 的单排及双排叉排矩形平翅片管进行了实验研究，并得出结论：如不包括涡流区，局部质交换系数的变化比为 3:1（最大值为 3，最小值为 1）；包括涡流区在内，局部质交换系数的变化比则高达 28:1；如果提高 Re ，则这种变化还要更大。Fukui 等人也做了类似的实验，其结果与 Saboya 等人的结论是一致的。由传热与传质的类比理论可知，局部热交换系数的变化规律类似于质交换系数。可见管后楔形涡流区对换热是不利的。

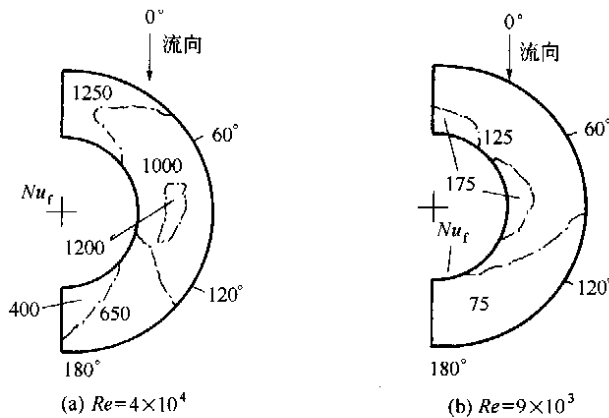


图 1-10-37 圆翅片表面的努塞特数分布

7.1.3 流动边界层对换热的影响

当粘性流体掠过翅片表面时，将形成具有很大速度梯度的流动边界层，随着流动长度的增加，边界层厚度不断地增大。边界层阻碍了传热，因此，随着其厚度的增大，换热系数沿流向降低，这一机理对于层流和湍流均是正确的。图 1-10-38 比较了连续平翅片和间断型条缝翅片表面的换热系数变化情况。从图中可见，对于平翅片，局部换热系数随着边界层厚度的增大而减小，因而平均换热系数较小。对于条缝翅片，由于边界层分段发展，其局部换热系数的分布呈齿形状，因而平均换热系数高于同样长度的平翅片。

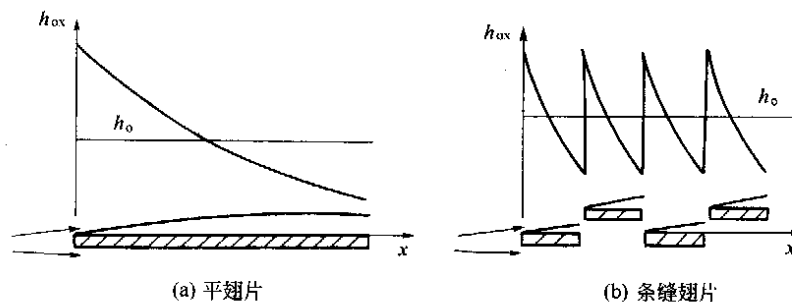


图 1-10-38 平翅片和条缝翅片的换热系数分布示意

7.1.4 分离、回流与再附着^[27]

在一些间断型翅片表面上，分离、回流与再附着是一种重要的流动特征。参看图 1-10-39，在大多数雷诺数下，当流体遇到有限厚度的翅片前缘或换热器入口处时，会产生分离现象。典型的分离例子是圆柱绕流。在入口前缘的下游，流体会重新附着在翅片表面上，称为再附着。连接分离点与再附着点的流线称为分离流线。分离流线与翅片表面间的流体处于回流状态，此区域称为分离泡或回流区。在回流区内，流体以大涡漩方式相对缓慢地流动。分离泡与分离流间的边界层为自由剪切层。由于自由剪切层的不稳定性会导致流体从分离点开始产生速度振荡，因而形成扰动。扰动水平流到下游的再附着区会增强传热。而较低的流速和再循环涡流的绝热效应会导致与回流区相接触的翅片表面换热系数较低。如果流体分离后不再附着到翅片表面上便会形成宽的尾迹，携带涡片向下游流去。

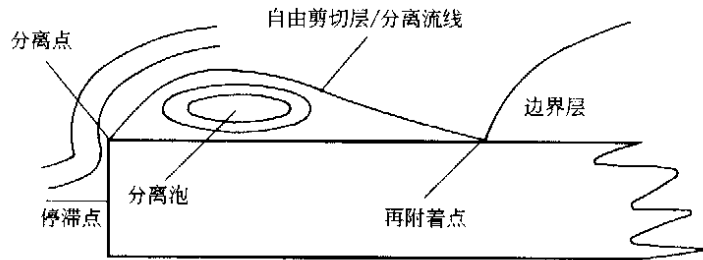


图 1-10-39 分离、回流与再附着

由于分离泡会增大形状阻力，而且不产生强化传热效应。因此，在翅片表面结构的设计中应避免流体发生分离。但利用流体分离时产生的不稳定性或二次流（如条缝和百叶窗翅片上脱落的横向涡漩）可达到强化传热的目的。此外，上游翅片后部形成的尾迹会对下游翅片元产生重要影响：上游生成的强烈不稳定性尾迹会增强下游流体的混合，破坏从上游形成的热边界层，从而提高下游的换热系数。但在低雷诺数或翅片间距太近时，上游的尾迹也会对下游产生负作用，削弱下游的换热。

7.2 高效换热翅表面综述

7.2.1 间断型翅片

在平翅片表面开孔、开槽，使其表面结构改变的翅片称为间断型翅片。如条缝型翅片（slit fin）、槽型翅片（fluted fin）、百叶窗型翅片（louver fin）、穿孔型翅片等均属于间断型翅片。间断型翅片强化传热的机理在于：

(1) 使边界层分层发展，有效地减薄了边界层厚度；(2) 间断缝（孔）的存在加强了气流的扰动；(3) 管后的间断缝（孔）对尾流区的干扰使尾流区不同程度地遭到了破坏。

间断型翅片在空冷换热器中的应用已有多年的历史，随着研究工作的深入，其换热与阻力性能正不断地得到改善。图 1-10-40 为 Kovacs^[28]提出的一种槽型翅片，其基管为扁管。Kovacs 经对比性实验后指出：与同样尺寸 of 平翅片相比，这种翅片的 $h_0\eta$ 乘积约高 50%，压力降也相应有所提高。其对比性的实验结果见图 1-10-41。西安交通大学^[29]也对一种自行设计的条缝型翅片进行了对比性实验，其结果表明：条缝型翅片的换热系数比平翅片有大幅度提高，当迎面风速 $v_f = 2.5\text{m/s}$ 时，其换热系数

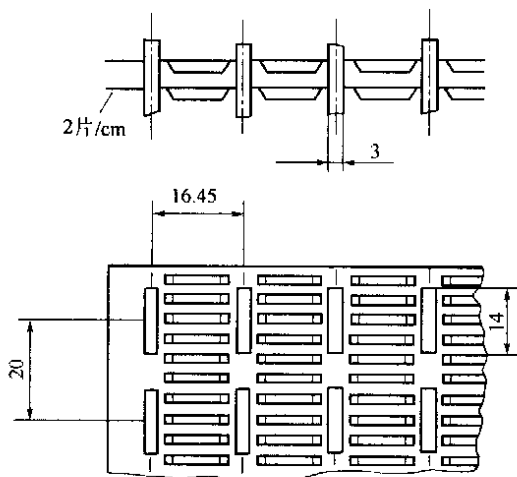


图 1-10-40 Kovacs 实验用的槽型翅片

约提高 43%，而阻力增大了约 50%。进一步的研究结果表明：条缝的形状及其开凿位置对换热与流动阻力影响明显。文献 [30] 采用三倍比例放大模型的实验方法对两排叉排排列的间断型翅片管进行了对比性实验研究，图 1-10-42 为实验用片型。图中从左至右依次为：平翅片（P 翅）、A 型条缝型翅片（SA 翅）、B 型条缝型翅片（SB 翅）、百叶窗型翅片（L 翅）。结果表明：

传热因子： $j_{SB} > j_{SA} > j_L > j_P$ ；摩擦因数： $f_L > f_{SA} > f_{SB} > f_P$

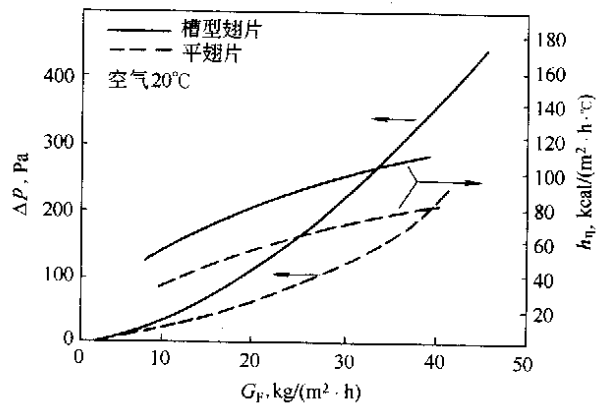


图 1-10-41 Kovacs 槽型翅片与平翅片的传热与压降对比实验结果

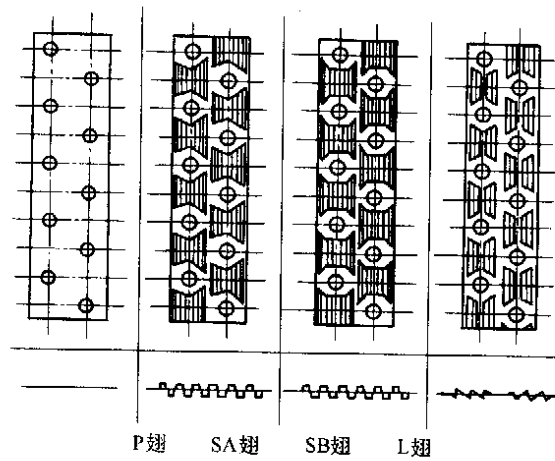


图 1-10-42 文献 [30] 的几种翅片示意图

式中 $j = StPr^{2/3}$, 称柯尔伯恩数;

St —— 斯坦登数;

Pr —— 普朗特数;

f —— 摩擦系数。

可见在三种间断型翅片中, SB翅为最佳翅片形状。这也说明开缝位置及条缝形状对换热及流动阻力具有明显的影响。

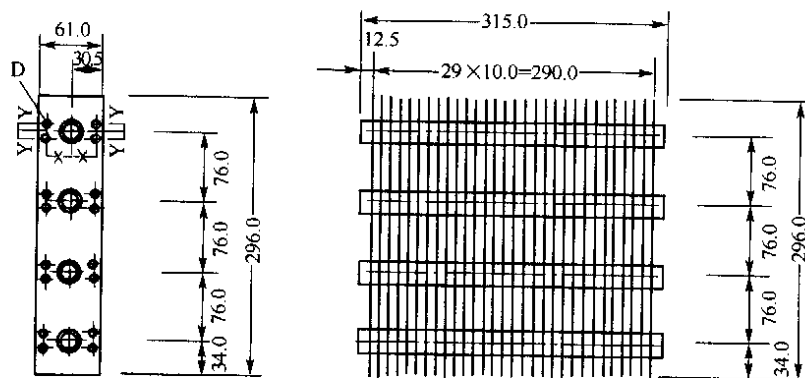


图 1-10-43 文献 [32] 中的实验试件模型

此外,采用翅片表面穿孔或开槽的方法均能取得明显的强化传热效果。文献 [31] 研究了单排翅片管表面上穿孔位置及孔径对换热和流动阻力的影响。图 1-10-43 为实验试件模型。经正交优化实验证实:最佳穿孔片与平翅片相比,在最窄截面风速 $v_{\max} = 1 \sim 8\text{m/s}$ 的范围内, $h_0\eta$ 平均值比平翅片增大了 29.5%,而阻力最大增幅不超过 8%。在满足相同传热量的情况下,考虑到穿孔损失掉的换热面积,最佳穿孔片仍能节省 10% 的翅片金属材料。该实验中,圆孔的最小直径设计为 10mm,积霜工况下不易被霜层完全堵塞,能长久地维持强化传热特征,因此该型翅片有希望成为制冷换热器中平翅片的替代片型。

图 1-10-44 为普通平圆翅片表面上开三角形槽后形成的开槽圆翅片,文献 [32] 指出:该类翅片比普通平圆翅片大约可提高换热系数 40%。

穿孔或开槽翅片现已广泛地应用于各类翅片管式换热器,成为了平翅片的替代片型。针对不同的用途,孔型也已多样化,除圆孔外,常见的还有椭圆孔、三角形孔等。关于孔型对换热和流阻的影响研究得不多,有兴趣的读者可查阅相关的专利文献。



图 1-10-44 开槽圆翅



图 1-10-45 波纹型翅片断面图

7.2.2 波纹型翅片

波纹型翅片管式换热器在空调工程中应用得非常普遍,图 1-10-45 为波纹型翅片的断面图。图中 P_d 表示波纹高度。这种翅片结构的专利表明,与平翅片相比,波纹型翅片的换热系数可提高 50%~70%。影响波纹型翅片换热和流阻性能的几何尺寸有波纹高度、翅片间距和波纹节距。在圆管-波纹型翅片换热器中,由于圆管本身的排列布置方式加上波形翅片的特殊形状,使得通道形状异常复杂,因而对其传热和流阻性能的理论分析和实验研究的成果甚少。文献 [33] 在水模拟流型显示台和传热风洞中对人字波纹连续翅片管束进行了流型、流阻和传热的实验研究,并与平翅片进行了性能比较,其结果可归纳为:①平翅片管后存在燕尾型滞流区(尾流区),而人字波纹翅片管束内观察不到滞流区;②平翅片管束内有分区流型,而人字波纹翅片管束内有翻滚流型;③人字波纹翅片管束内的临界雷诺数 Re_c 比平翅片小一倍以上;④人字波纹翅片虽增大了阻力,但传热增强得很快,在相同的泵功率耗损下,其传热量比平翅片增加了 10%~33%。

文献 [34] 研究了三种不同波纹高度对波纹型翅片管式换热器传热和流阻的影响,波纹高度 P_d 分别为 1.18mm、1.32mm、和 1.58mm。研究的结论为:①换热系数和压降随 P_d 增大而增大,而且当迎面风速增大时,这种影响更加显著;②迎面风速小于 2.5m/s 时,与平翅片相比,小波纹高度强化传热的效果可以忽略,但压降将比平翅片增大 15%~20%;③大波纹高度翅片的传热性能更多地取决于翅片间距,而对于小波纹高度来说,翅片间距的影响相对小一些。

7.2.3 齿型螺旋翅片

齿型螺旋翅片是在螺旋翅片的基础上发展的一种异形扩展表面。其制造工艺与高频螺旋翅片管相似,不同之处在于:齿型螺旋管绕制之前需将带材进行间隙局部切割,绕制时被切割部分自然分开,形成齿轮形状。图 1-10-46 所示为齿型管结构及绕制原理。从图中可以看出,齿型翅片实际上并不浪费材料。齿型翅片的强化传热机理仍然是加强了气流的扰动并破坏了边界层的发展。这种翅片在锅炉省煤器、空气预热器中得到了广泛利用。

有关齿型翅片管强化传热实验研究的成果较少,且现有文献中获得的实验数据相差较大,尚未取得一致性的结论。文献 [35、36] 认为:与螺旋平翅片管相比,齿型翅片管的换热系数增大了 11%~20%,而流动阻力也有不同程度的增大。图 1-10-47 示有一种在锅炉中应用的齿型钢翅片的结构图以及这种翅片管管束的传热和流阻特性试验值^[37],管子外径为 51mm,四排叉排排列。为便利比较,图中还示有普通平圆翅片管束的传热和流阻数据。由图中可见,齿型翅片管管束的换热系数比平圆翅片管管束的换热系数约高 40%,阻力系数约高 60%。

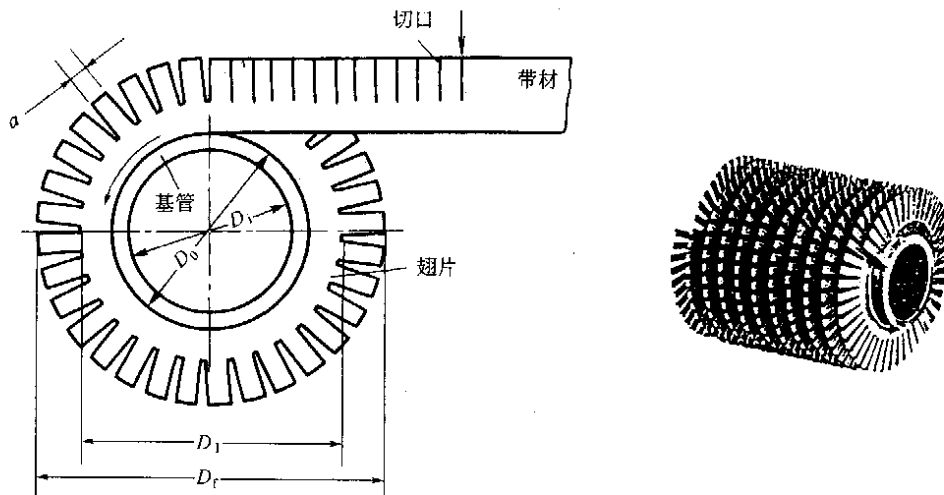


图 1-10-46 齿型管结构及绕制原理

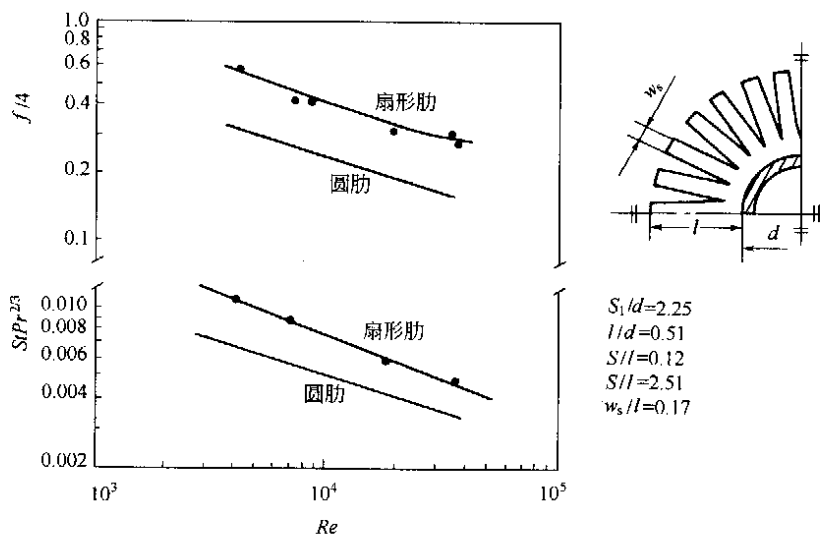


图 1-10-47 四排叉排齿型翅片管管束的 $StPr^{2/3}$ 值、阻力系数 $f/4$ 值与 Re 数的关系

7.2.4 椭圆管翅片^[32]

在外翅管的流动阻力中，由光管引起的阻力损失占相当大的比例，例如，在每米管长上有 356 片翅片的叉排翅片管束中，当气体横向冲刷管束时，由光管引起的阻力损失约占总流动阻力的 40% 左右。

如果管子外形为椭圆形，由于椭圆形管的短轴投影面积比横截面积相同的圆形管的小，所以，椭圆形管束的流动阻力要比相应圆管管束的小。此外，由于在椭圆形管子上流体自管子表面分离点沿流动方向后移，缩小了管子后部的低速涡流区，所以阻力可减小，传热膜系数可增大。

图 1-10-48 列有相当的带外翅叉排椭圆管管束和带外翅叉排圆管管束的传热和阻力试验值的比较曲线。图中横坐标为定性长度为管子直径的雷诺数 Re_d ；左面纵坐标为 $StPr^{2/3}$ 值；右面纵坐标为阻力系数 $f/4$ 。图中实线为椭圆管管束，虚线为圆管管束。两种管束的几何参数列于表 1-10-1。

由图可见，椭圆管管束的换热量比圆管管束的高 15% 左右，而阻力则低 18%。所以采用椭圆管来作为基管是有利的。但是椭圆管的制造工艺复杂且承压能力小。应用椭圆管时，管子内外的压力差不宜过高，以免椭圆管变形。

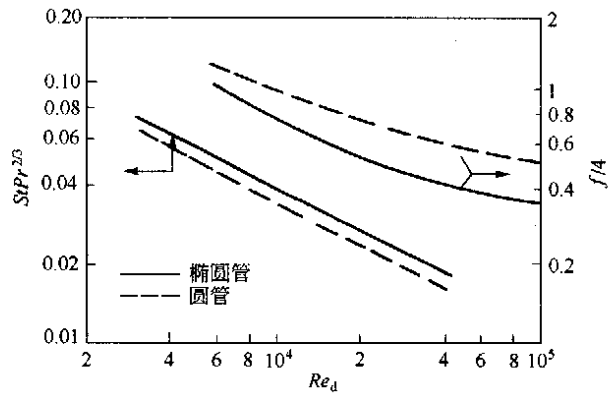


图 1-10-48 叉排椭圆管管束和叉排圆管管束的传热和阻力试验值比较曲线

表 1-10-1 试验管束的几何参数

名 称	带外翅圆管管束	带外翅椭圆管管束
管子外直径 d , mm	20	19.9/35.2
外翅高度 h , mm	9.8	10/9.3
外翅厚度 δ , mm	0.4	0.4
横向相对节距, S_1/d	1.03	1.05
纵向相对节距, S_2/d	1.15	1.04
每米管长上的翅片数	312	312

文献 [38] 也研究了带矩形翅片椭圆管束的传热和阻力。研究表明管子排数对传热膜系数影响不大, 但管子节距对传热膜系数有较大的影响; 管子排数增加, 阻力系数增大, 但管子节距对阻力系数影响不大。

附 录

1 有代表性流体的污垢热阻 R

$\text{m}^2 \cdot \text{C} / \text{W}$

流 体	流 速, m/s	
	≤ 1	> 1
海水	1.0×10^{-4}	1.0×10^{-4}
澄清的河水	3.5×10^{-4}	1.8×10^{-4}
污浊的河水	5.0×10^{-4}	3.5×10^{-4}
硬度不大的井水、自来水	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}
冷却塔或喷淋室循环水 (经处理)	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}
冷却塔或喷淋室循环水 (未经处理)	5.0×10^{-4}	5.0×10^{-4}
处理过的锅炉给水 (50℃ 以下)	5.0×10^{-4}	5.0×10^{-4}
处理过的锅炉给水 (50℃ 以上)	2.0×10^{-4}	2.0×10^{-4}
硬水 ($> 257 \text{g}/\text{m}^3$)	5.0×10^{-4}	5.0×10^{-4}
燃料油	9.0×10^{-4}	9.0×10^{-4}
制冷液	2.0×10^{-4}	2.0×10^{-4}

2 部分水冷式表面冷却器的总传热系数和阻力实验公式

型号	排数	作为冷却用之传热系数 K $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	干冷时空气阻力 ΔH_g 和湿冷时空气 阻力 $\Delta H_s, Pa$	水阻力 kPa	作为热水加热用之 总传热系数 K $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	试验时用的 型号
B或U-II型	2	$K = \left[\frac{1}{34.3v_y^{0.78}\xi^{1.03} + 207w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 20.97v_y^{1.39}$ $\Delta H_s = 29.75v_y^{1.98}$ $\Delta H_s = 38.93v_y^{1.84}$			B-2B-6-27
B或U-II型	6	$K = \left[\frac{1}{31.4v_y^{0.857}\xi^{0.87} + 281.7w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 19.99v_y^{1.862}$ $\Delta H_s = 32.05v_y^{1.695}$	$\Delta h = 64.68w^{1.854}$		B-6R-8-24
GL或GL-II型	6	$K = \left[\frac{1}{21.1v_y^{0.845}\xi^{1.15} + 216.6w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 5.68v_y^{1.89}$ $\Delta H_s = 25.28v_y^{1.895}$	$\Delta h = 64.68w^{1.854}$		GL-6R-8.24
W	2	$K = \left[\frac{1}{42.1v_y^{0.52}\xi^{1.03} + 332.6w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 11.96v_y^{1.72}$ $\Delta H_s = 42.8v_y^{1.992}$	$\Delta h = 8.18w^{1.93}$	$K = 34.77v_y^{0.4}w^{0.079}$	小型试验样品
JW	4	$K = \left[\frac{1}{39.7v_y^{0.52}\xi^{1.03} + 332.6w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 16.66v_y^{1.75}$ $\Delta H_s = 62.23v_y^{1.1}$	$\Delta h = 12.54w^{1.93}$	$K = 31.87v_y^{0.48}w^{0.08}$	小型试验样品
JW	6	$K = \left[\frac{1}{41.5v_y^{0.52}\xi^{1.02} + 325.6w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 23.8v_y^{1.74}$ $\Delta H_s = 70.56v_y^{1.21}$	$\Delta h = 14.5w^{1.93}$	$K = 30.7v_y^{0.485}w^{0.08}$	小型试验样品
JW	8	$K = \left[\frac{1}{35.5v_y^{0.58}\xi^{1.0} + 353.6w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 17.35v_y^{1.54}$ $\Delta H_s = 35.28v_y^{1.4}\xi^{0.183}$	$\Delta h = 20.19w^{1.93}$	$K = 27.3v_y^{0.58}w^{0.075}$	小型试验样品
SXL-B	2	$K = \left[\frac{1}{27v_y^{0.435}\xi^{0.78} + 157w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 24.21v_y^{1.823}$ $\Delta H_s = 24.01v_y^{1.913}$	$\Delta h = 15.48w^{1.97}$	$K = \left[\frac{1}{21.5v_y^{0.526} + \frac{1}{319.8w^{0.8}}} \right]^{-1}$	
KL-1	4	$K = \left[\frac{1}{32.6v_y^{0.57}\xi^{0.987} + 350.1w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 27v_y^{1.43}$ $\Delta H_s = 42.2v_y^{1.2}\xi^{0.48}$	$\Delta h = 18.03w^{2.1}$	$K = \left[\frac{1}{28.6v_y^{0.656} + \frac{1}{286.1w^{0.8}}} \right]^{-1}$	
KL-2	4	$K = \left[\frac{1}{29v_y^{0.622}\xi^{0.758} + 385w^{0.8}} \right]^{-1}$	$\Delta H_g = 26.3v_y^{1.75}$ $\Delta H_s = 63.3v_y^{1.2}\xi^{0.15}$	$\Delta h = 22.5w^{1.8}$	$K = 11.16v_y + 15.54w^{0.276}$	KL-2-4-10/600
KL-3	6	$K = \left[\frac{1}{27.5v_y^{0.778}\xi^{0.845} + 460.5w^{0.8}} \right]^{-1}$		$\Delta h = 27.9w^{1.81}$	$K = 12.97v_y + 15.08w^{0.13}$	KL-3-6-10/600

3 虚变量的贝塞尔函数

x	$J_0(x)$	$K_0(x)$	$J_1(x)$	$K_1(x)$	x	$J_0(x)$	$K_0(x)$	$J_1(x)$	$K_1(x)$
0.0	1.000	∞	0	∞	1.4	1.553	0.244	0.886	0.320
0.1	1.003	2.447	0.050	9.854	1.6	1.750	0.188	1.085	0.241
0.2	1.010	1.753	0.101	4.776	1.8	1.989	0.459	1.317	0.183
0.3	1.028	1.373	0.152	3.056	2.0	2.279	0.114	1.591	0.140
0.4	1.040	1.115	0.204	2.184	2.5	3.289	0.062	2.517	0.0739
0.5	1.064	0.924	0.258	1.656	3.0	4.881	0.0347	3.395	0.0402
0.6	1.092	0.775	0.314	1.303	3.5	7.378	0.0196	6.205	0.0222
0.7	1.126	0.661	0.372	1.050	4.0	11.302	0.0112	9.759	0.0125
0.8	1.166	0.565	0.433	0.862	4.5	17.481	0.0064	15.389	0.00708
0.9	1.213	0.487	0.497	0.717	5.0	27.240	0.0037	24.336	0.00404
1.0	1.266	0.421	0.565	0.602					
1.2	1.394	0.318	0.715	0.435					

4 两种流体均不混合的交叉流的 ϵ 与 NTU 、 C_r 的关系

Nu	$\epsilon (C_{min}/C_{max} \text{一定})$				
	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
0.00	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.25	0.221	0.215	0.209	0.204	0.199
0.50	0.393	0.375	0.358	0.341	0.326
0.75	0.528	0.495	0.466	0.439	0.413
1.00	0.632	0.588	0.547	0.510	0.476
1.25	0.714	0.660	0.610	0.565	0.523
1.50	0.777	0.716	0.660	0.608	0.560
1.75	0.826	0.761	0.700	0.642	0.590
2.00	0.865	0.797	0.732	0.671	0.614
2.50	0.918	0.851	0.783	0.716	0.652
3.00	0.950	0.888	0.819	0.749	0.681
3.50	0.970	0.915	0.848	0.776	0.704
4.00	0.982	0.934	0.869	0.797	0.722
4.50	0.989	0.948	0.887	0.814	0.737
5.00	0.993	0.959	0.901	0.829	0.751
6.00	0.997	0.974	0.924	0.853	0.772
7.00	0.999	0.983	0.940	0.871	0.789
∞	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

参 考 文 献

- 1 A. E. Bergles. Enhancement of Heat Transfer. Proc. 6th Int Heat Transfer Conf. Toronto, Vol 6, 89~108, 1978
- 2 靳明聪等编著. 换热器. 重庆: 重庆大学出版社, 1990
- 3 J. P. Hartnett, M. W. Rohsenow. Handbook of Heat Transfer. Mc Graw-Hill Book Co. 1973
- 4 (日) 尾花英郎著. 徐中权译. 热交换器设计手册. 北京: 石油工业出版社, 1982
- 5 (美) W. M. 凯斯, A. L. 伦敦著. 宣益民等译. 紧凑式热交换器. 北京: 科学出版社, 1997
- 6 F. J. Schulenberg. Finned Elliptical Tubes and Their Application in Air-Cooled Heat Exchangers. ASMEJ Eng. For Industry, 88, 2 (1996), 179~190

- 7 H. Brauer. Compact Heat Exchangers. *Chemical and Process Eng.* (1964), 451~460
- 8 程尚模等. 空气横掠铸铁椭圆形矩形翅片管的对流放热特征研究. *工程热物理学报*, 1985, 6, Vol. 6, No. 3
- 9 李斌等. 空气横掠叉排翅片管簇放热和阻力实验研究. 中国工程热物理学会, 1981
- 10 章熙民等编著. 传热学. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- 11 K. A. Gardner. Efficiency of Extended Surface. *Trans. ASME*, 67, 621~631, 1945
- 12 Schmidt. T. E. Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces. *Refrigerating Engineer*, 49: 351~357, 1949
- 13 Shah. R. K. Plate-Fin and Tube-Fin Heat Transfer Design Procedures. *Heat Transfer Equipment Design*. Washington. D. C. USA; Hemisphere Publishing Corp, 255~266, 2001, 11
- 14 闵敬春等. 椭圆管直翅换热器翅片效率的计算. *工程热物理学报*, Vol. 22, No. 4, 2001, 8
- 15 王厚华等. 矩形平翅片变形片的换热与阻力实验研究. *重庆建筑大学学报*, Vol. 21, No. 4, 1999, 8
- 16 郭宽良等编著. 计算传热学. 合肥: 中国科技大学出版社, 1988
- 17 杨世铭编. 传热学. 北京: 人民教育出版社, 1980
- 18 连之伟等编. 热质交换原理与设备. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- 19 陈沛霖等编. 空调与制冷技术手册. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 20 J. L. Mason. Heat Transfer in Cross-Flow. *Proc, Appl, Mechanics*. 2nd. U. S, Nat Congress, 801, 1954
- 21 (美) E. R. G. 埃克特, R. M. 德雷克著. 航青译. 传热与传质的分析. 北京: 科学出版社, 1983
- 22 马义伟等. 板片式和绕片式翅片管簇的放热与气流阻力. 哈尔滨工业大学, 1982
- 23 (前苏联) A. A. 茹卡乌斯卡斯. 换热器内的对流传热. 北京: 科学出版社, 1986
- 24 P. J. Heggs and P. R. Stones. The Effects of Non-Uniform Heat Transfer Coefficients in The Design of Finned Tube Air-Cooled Heat Exchangers. *International Heat Transfer Conference*. 7th, Munchen, 1982, Vol. 3, 209~214
- 25 F. F. M. Saboya and E. M. Sparrow. Local and Average Heat Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations. *J. Heat Transfer*, Vol. 96, 265~272, 1964
- 26 Fukui. S and Sakamoto. M. Some Experimental Results on Heat Transfer Characteristics of Air Cooled Heat Exchangers for Air Conditioning Devices. *Bull, JSME*, Vol. 11, No. 44, 303~311, 1968
- 27 A. M. Jacobi and R. K. Shan. Air-Side Flow and Heat Transfer in Compact Heat Exchangers: A Discussion of Enhancement Mechanisms. *Heat Transfer Engineering*, Vol. 19, 29~41, 1998
- 28 Kovacs. G. Application of Short-Finned Heat Exchanger as Air-Cooled Condenser. *Rer, Gen, Froid*, 159~168, 1963
- 29 周启瑾等. 不同型式翅片空冷器的比较研究. 西安交通大学
- 30 J. Y. Jun. Investigation of Heat Transfer Characteristics on Variation Kinds of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Interrupted Surfaces. *Heat and Mass Transfer*, 42 (1999), 2375~2385
- 31 王厚华等. 大直径圆孔翅片管的传热与阻力性能实验研究报告. 重庆大学
- 32 林文虎编著. 强化传热及其工程应用. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 33 罗棣庵. 人字波纹型连续翅片管束内传热、流阻和流型的研究. *工程热物理学报*, Vol. 11, No. 1, 1990, 2
- 34 C. C. Wang. Effects of Waffle Height on The Air-Side Performance of Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Heat Transfer*, Vol. 20, No. 3, 1999
- 35 D. R. Raid, Selection Criteriator Plain and Segment Finned Tubes for Heat Recovery System. *ASM*, 93-GT-131
- 36 卓宁等. 齿型螺旋翅片管束传热及通风特性试验研究. *华东工业大学学报*, Vol. 18, No. 1, 1996
- 37 Weierman. C. 15Th National Heat Transfer Conference. *AICHE Paper*, 1975
- 38 刘宝兴等. *工程热物理学报*, Vol. 3, No. 4, 1982

第 2 篇 板式换热器

符 号 说 明

- A —面积, m^2 ;
 A_0 —单板换热面积, m^2 ;
 A_s —单流道截面积, m^2 ;
 b —流道宽度, m ;
 c —比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;
 d —直径, m ;
 d_e —当量直径, m ;
 f —摩擦系数;
 G —质量流率, $\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$;
 g —重力加速度, m/s^2 ;
 h —波纹高度, m ;
 h —污垢系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 i —比焓, J/kg ;
 j —传热因子;
 K —总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 L —流体流动长度, m ;
 l —长度, m ;
 N —板片数;
 N_c —有效传热板片数;
 m —质量, kg ;
 m —流道数;
 n —程内流道数;
 NTU —传热单元数;
 P —功率, W ;
 p —压力, Pa ;
 Q —热流量, J/s 或 W ;
 q —热流密度, $\text{J}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 或 W/m^2 ;
 q_m —质量流量, kg/s ;
 q_v —体积流量, m^3/s ;
 R —热阻, $(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$;
 r —半径, m ;
 S —润湿周边长, m ;
 T —热力学温度, K ;
 t —时间, s ;
 t —摄氏温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_1 —热流体温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_2 —冷流体温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t' —进口温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t'' —出口温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_f —流体温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_s —蒸汽饱和温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_w —壁面温度, $^{\circ}\text{C}$;
 \bar{t} —平均温度, $^{\circ}\text{C}$;
 Δt_{lm} —对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$;
 Δt_m —平均温差, $^{\circ}\text{C}$;
 V —体积, m^3 ;
 v —比容, m^3/kg ;
 W —功, $\text{kW}\cdot\text{h}$;
 w —速度 (流速), m/s ;
 x —蒸汽干度;
 α —波纹与水平夹角;
 α —传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 α_b —沸腾传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 α_c —冷凝传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;
 β —波纹板片人字角;
 δ_p —厚度, m ;
 δ —板间距, m ;
 ϵ —温度效率;
 λ —导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;
 μ —动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;
 ν —运动粘度, m^2/s ;
 ζ —局部阻力系数;
 ρ —密度, kg/m^3 ;
 σ —表面张力, N/m ;
 φ —空泡率;
 Ψ —温差修正系数;
 Eu —欧拉数;
 Nu —努塞尔数;
 Pr —普朗特数;
 Re —雷诺数;
 St —斯坦顿数

板式换热器包括板片式、螺旋板式和板翅式三种结构, 其中应用最广的要算是板片式结构了, 通常也就简称为板式换热器。

第1章 板（片）式换热器

1 概述^[1~3]

1878年德国人发明了板片式换热器，现在都通常称之为板式换热器，它经过了50余年的发展，至20世纪30年代，由薄金属板压制的板片组装而成的板式换热器问世，并将该换热器应用于工业中，显示了优异的性能，从此就迅速地得到了广泛的推广应用，成为紧凑、高效的换热设备之一，与螺旋板式和板翅式共称为紧凑式换热器（Compact Heat Exchanger）。

1.1 板（片）式换热器的基本构造

板（片）式换热器的基本构造如图2-1-1所示。

板片是传热元件，一般由0.6~0.8mm的金属板压制成波纹状，波纹板片上贴有密封垫圈。板片按设计的数量和顺序安放在固定压紧板和活动压紧板之间，然后用压紧螺柱和螺母压紧，上、下导杆起着定位和导向作用。固定压紧板、活动压紧板、导杆、螺柱、螺母、前支杆可统称为板式换热器的框架；众多的板片、垫片可称为板束。分析以上的结构和零部件的组成，可见其零部件品种少，且通用性极强，这十分有利于成批生产及使用维修。

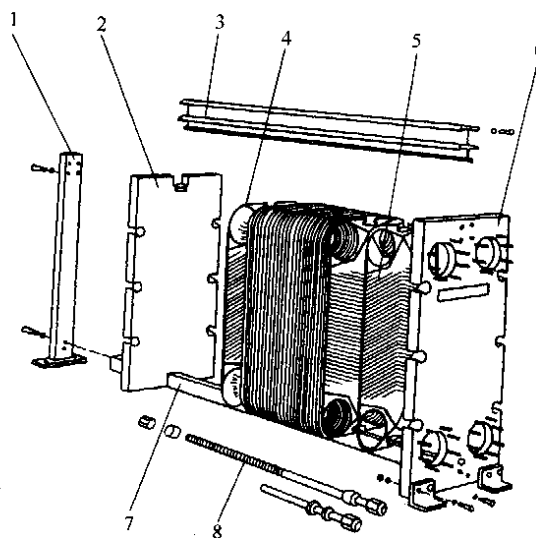


图 2-1-1 板（片）式换热器的构造

- 1—前支柱；2—活动压紧板；3—上导杆；
- 4—垫片；5—板片；6—固定压紧板；
- 7—下导杆；8—压紧螺柱、螺母

1.2 流程组合

板束中板片的数量和排列方式，由设计确定，图2-1-2是典型的排列型式。从图可见，垫片不仅起到密封作用，还起到流体在板间流动的导向作用。流程组合就是板片数量和排列方式的有机结合，并以数学形式表示为：

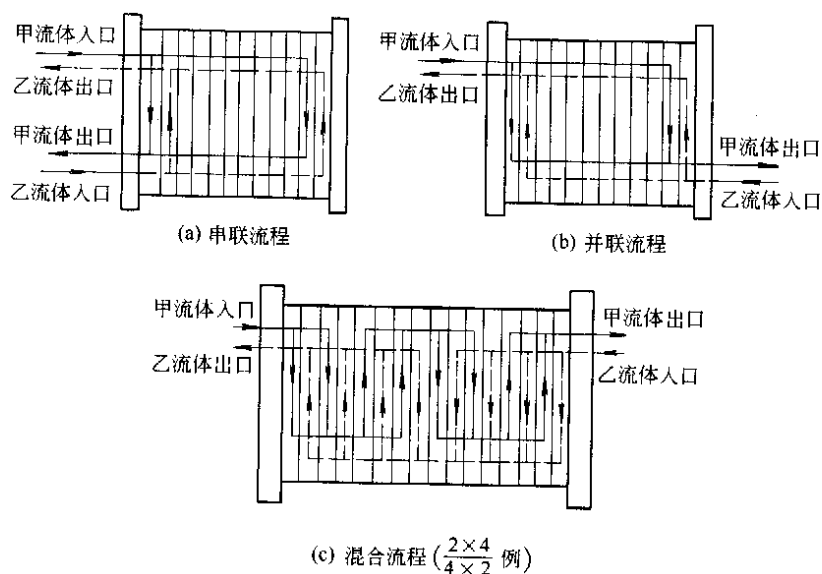


图 2-1-2 典型的流程组合

$$\frac{M_1 \times N_1 + M_2 \times N_2 + \dots + M_i \times N_i}{m_1 \times n_1 + m_2 \times n_2 + \dots + m_i \times n_i}$$

式中 $M_1、M_2 \dots M_i$ ——指固定压紧板开始，甲流体侧流道数相等的流程数；
 $N_1、N_2、N_i$ ——指 $M_1、M_2 \dots M_i$ 中的流道数；
 $m_1、m_2、m_i$ ——指从固定压紧板开始，乙流体侧流道数相等的流程数；
 $n_1、n_2、n_i$ ——指 $m_1、m_2、m_i$ 中的流道数。

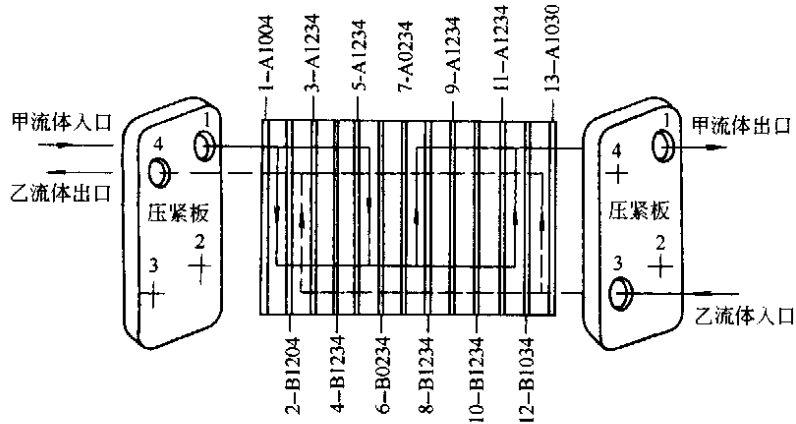


图 2-1-3 带有板片标记的流程组合图
 流程组合 $\frac{2 \times 3}{1 \times 6}$

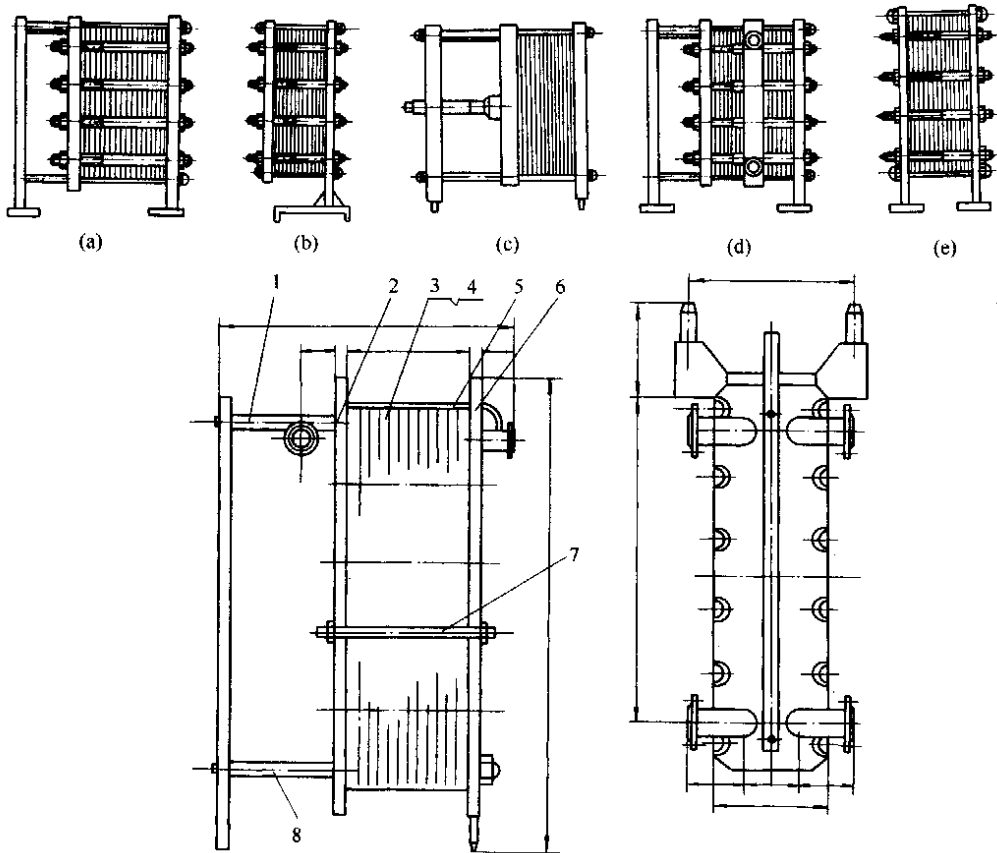


图 2-1-4 框架主要型式及螺栓压紧式板式换热器结构
 (a) 普通式；(b) 悬挂式；(c) 顶杆式；(d) 带中间隔板式；(e) 活动压紧板落地式；1—轴（上导梁）；
 2—活动压紧（端）板；3—板片；4—垫片；5—挂钩；6—固定压紧（端）板；7—压紧螺栓；8—下导梁

制造厂的流程组合图，常带有板片的标记，如图 2-1-3，这样便于制造安装。图中的 A、B 是指 A 型板片和 B 型板片，对人字形波纹板片，若把人字角朝上定为 A 型板片，人字角朝下则为 B 型板片。字母 A 或 B 后面的 1、2、3、4、0 为板片上开孔的方位，“0”为不开孔。

1.3 框架型式

板式换热器的框架多种多样，如图 2-1-4 所示，其中尤以 (a)、(b) 更为常用。应用于乳品等食品行业中的板式换热器，常有两种以上的介质换热，所以要设置中间隔板，中间隔板的数量视换热介质的数量而定，另外由于工作压力不高，又需经常拆卸清洗，所以常采用顶杆式。

2 板片的型式与影响板片性能的参数

2.1 影响板片传热与压降的参数和结构^[4]

文献 [4] 详细介绍了 1978 年以来许多作者对板片性能的影响，图 2-1-5 和图 2-1-6 给出了 Han et al. (1991) 板片结构对传热和摩擦因子的影响。

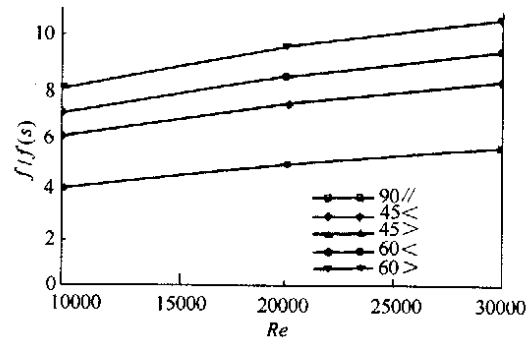
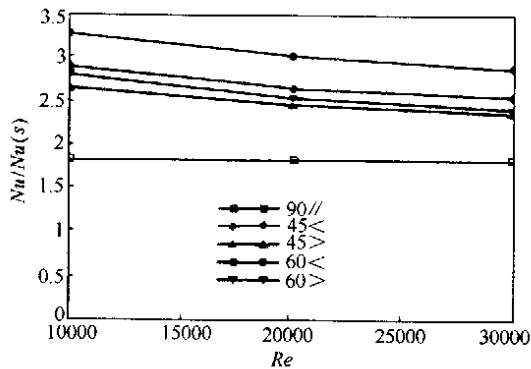


图 2-1-5 不同的板片波纹及其布置的 $Nu \sim Re$ 关系 (板片宽度 W /流道高度 H (即板间距) = 1, 波纹高度 e /波距 $D = 0.0625$; $p/e = 10$; $Nu(s)$ —光滑板片的 Nu 数)

图 2-1-6 不同板片的波纹及其布置的 $f \sim Re$ 关系 ($W/H = 1$, $e/D = 0.0625$; $p/e = 10$; $f(s)$ —光滑板片的摩擦因子)

由图 2-1-5 可见呈 $\rightarrow \ll$ 流向的 60° 人字角的波纹传热效果最好，平直波纹最差，但压降也相应增高。许多研究者的结果都表明^[4]，与主流方向相垂直的人字波纹， $p/e \approx 10$ 时具有最佳的传热性能，其中波纹高度 e 至关重要；而波纹的形状对压降的影响比之对传热的影响更大；波纹的倾角 β 对传热与压降都有影响。研究发现，人字波纹板比之光滑板片可强化传热高达 80%。

2.2 板片的型式与性能^[4,5]

根据上述等一系列的研究和应用实践，人们开发了各种各样的波纹板片及其相应组合成的各种流道，如图 2-1-7^[4]所示的一些示例，这些板片的构造可参阅文献 [1] 中表 1-9 和图 1-15。

为评价和比较这些不同板片及其组合流道的“热力-流体动力”性能，Shan and London (1978)，Shah and Focke (1988) 采用板片“面积质量因子” j/f 和“体积质量因子”来表示板片的性能^[4,5]。

$$\text{面积质量因子} \quad j/f = \frac{Nu \cdot Pr^{-1/3}}{fRe} = \frac{1}{A_c^2} \left[\frac{\dot{m} \alpha A Pr^{2/3}}{2 \rho c_p \Delta p} \right]$$

式中 A_c ——板片流道横截面积，即每单位长板片的板间空隙容积， m^2 ；

A ——板片传热面积， m^2 ；

c_p ——流体比热容， $J/(kg \cdot K)$ ；

α ——板片传热膜系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

\dot{m} ——流体质量流率， kg/s ；

Δp ——板片压降， N/m^2 ；

ρ ——流体密度， kg/m^3 ；

j ——Colburn 传热因子， $J = Nu (Re \cdot Pr^{1/3})$ 。

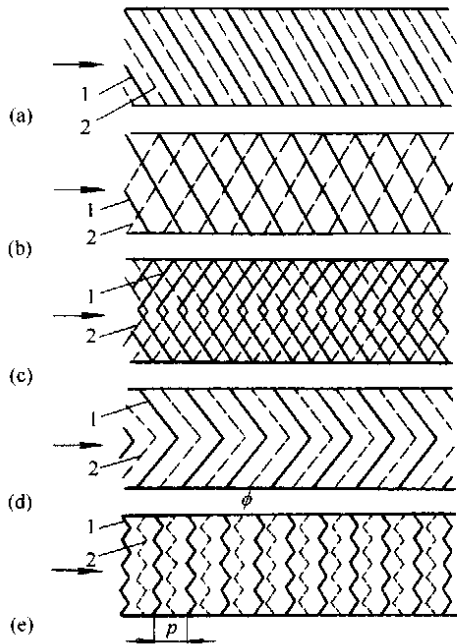


图 2-1-7 板片波纹及流道类型示例

1—板片 1；2—板片 2； p —波节距； ϕ —波肋倾向

- (a) 平直平行倾斜波纹板片流道；(b) 平直交叉倾斜波纹板片流道；(c) 交叉人字（V 形）波纹板片流道；
(d) 平行（V 形）人字波纹板片流道；(e) 多 V 人字波纹板片旋流式流道

“体积质量因子”代表板片传热膜系数 α 与单位板片面积的流体泵功率之间的平衡关系，

$$\alpha = \frac{kNu}{d_e} = \frac{\mu c_p}{d_e pr^{2/3}} (jRe) = \frac{j(Re)kPr^{1/3}}{d_e}$$

单位板面积流体泵功率(摩擦功率)为：

$$E = \frac{m \Delta p}{\rho A} = \frac{\mu^3}{2\rho d_l^3} (fRe^3)$$

式中 k ——流体导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

d_e ——板片流道当量直径， m ；

μ ——流体动力粘度， $kg/(m \cdot s)$ 。

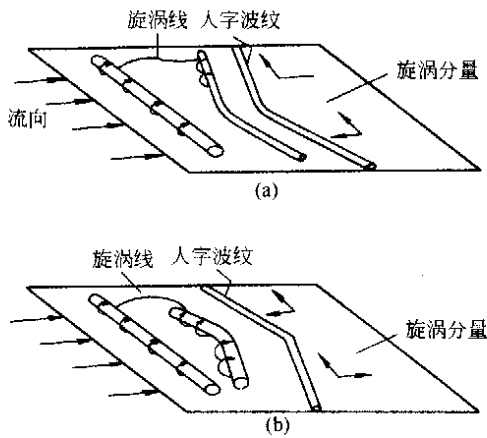


图 2-1-8 人字波纹对板片旋涡强度的影响示意图

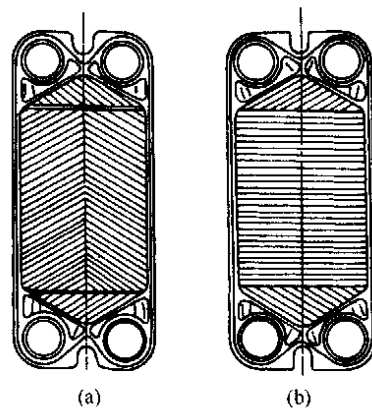


图 2-1-9 二种常用板片示图
(a) 人字（锯齿）波纹板；(b) 水平平直波纹板

图 2-1-8 表示了人字波纹板→<<流道对板片壁旋涡的影响,由图可见,图(a)的流向→<<,其轴旋涡分量将会减弱板壁边界层强化传热。

图 2-1-9 表示了两种常用板片的结构示意图。

对于人字形波纹板片,人字角 β 的大小对传热和流体阻力影响甚大。人字角 β 大的板片传热系数高、流体阻力亦大;反之人字角 β 小的板片传热系数和流体阻力都低些,图 2-1-10 是人字角对传热影响的曲线示意图^[2]。

2.3 混合 β 人字板 (热混合板) 及其性能

利用人字角 β 对传热的影响,很多制造厂将同一规格的板片做成大人字角和大人字角两种,如图 2-1-11 所示。国外把大人字角的板片称为 H 板片 (硬板 Hard plate), 小人字角的板片称为 L 板片 (软板 Soft plate) 一台板式换热器可全部用 H 板片组装或全部用 L 板片组装,也有将 H 板片和 L 板片相间组装、分段组装,这样组装的板式换热器性能介于前两者之间,在某种意义上来说,相当于第三种性能的板片,称之为 M 板片, (混合 β 板片其实是第三种性能的流程), 图 2-1-11 和图 2-1-12 表示了组装情况及其相应的性能^[3,5]。在充分利用允许压降的情况下,这种称之为换热混合设计,其换热面积可减少 25%~30%。

板片的厚度一般为 0.6~0.8mm,长宽比约为 2.7~3.3。但也有长宽比在 2 左右的板片,这种板片常应用于换热介质对数温差很大,而两种介质的流量又有数倍之差的场合。

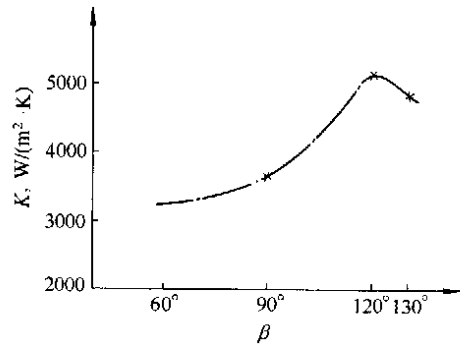


图 2-1-10 人字角 β 对传热的影响

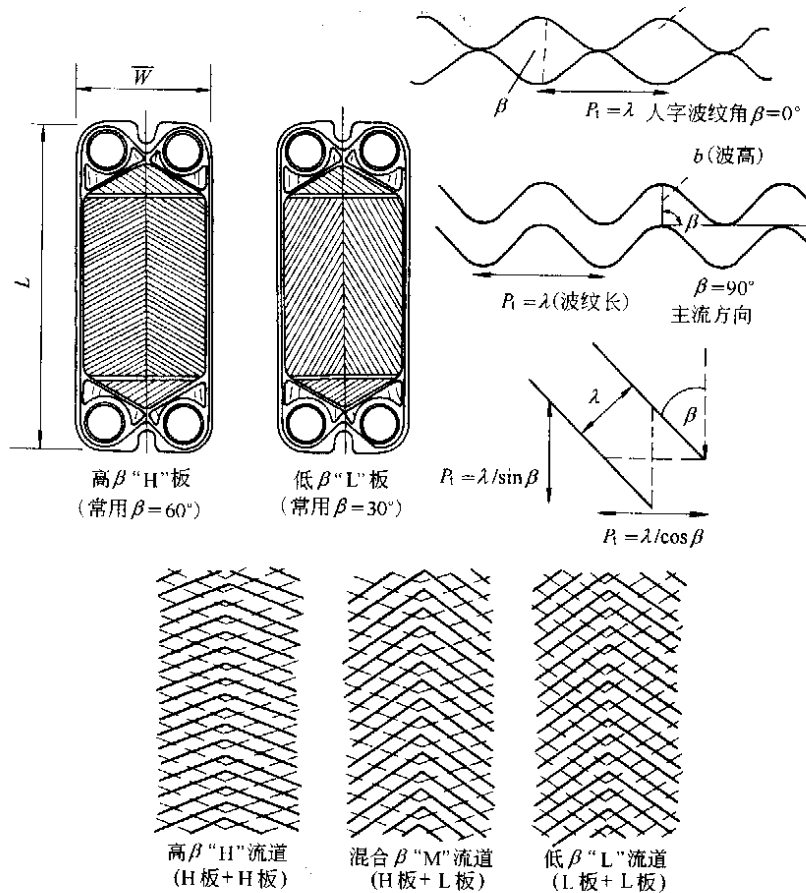


图 2-1-11 大人字角板片 (H 板) 和大人字角板片 (L 板) 以及三种组合的 H、M、L 流道示意图

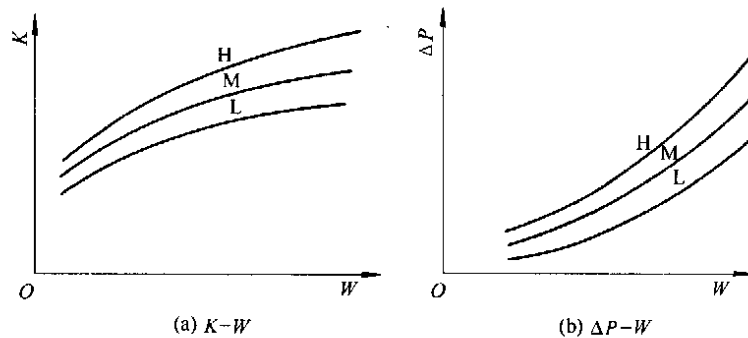


图 2-1-12 H、M、L 流道性能示图

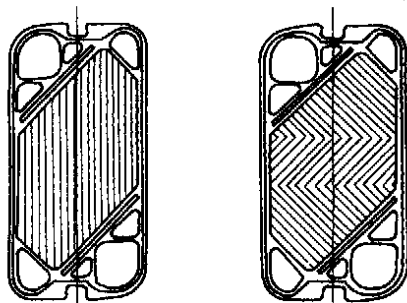
2.4 几种特殊构造的板片

国内外都有一些特殊的板式换热器，如宽窄流道板式换热器、双壁板式换热器等等。宽窄流道的板式换热器是采用结构特殊的板片组装在一起，使得窄流道和宽流道相间排列。ALFA-LAVAL 公司的产品，宽流道的间隙达 16mm，可处理含纤维、固体颗粒、高粘度的介质^[9]；双壁板式换热器的板片由两张薄金属板复合在一起的（但存在着间隙），板片边缘设有泄漏口，当一张薄板被介质腐蚀穿透后，即能外泄，不会使两侧介质发生混合^[4]。

表 2-1-1 国外焊接板式换热器技术参数（极限指标）^[7]

生产企业	设计压力, MPa	设计温度, °C	单台换热面积, m ²	焊接型式
BAVEX(德国)	真空~8.0	-200~1000	3~2000	全焊式
DEG(德国)	8.0	-200~600	不详	全焊式
Nouvelles(法国)	4.4	530	1000~10000	全焊式
ALFA-LAVAL(瑞典)	10.0	400	不详	全焊式
VICARB(法国)	3.2	300	1.5~320	全焊式
Flat Plat(美国)	3.1	232	不详	钎焊式
SWEP(瑞典)	3.0	-196~225	80	钎焊式
MULTISTACK(澳大利亚)	真空~3.0	225	8.3	钎焊式

为提高板式换热器的工作压力和工作温度，全焊式和半焊式板式换热器得到了发展。前者钎焊而成，是不可拆卸的板式换热器，虽然提高了工作压力和工作温度，但丧失了板式换热器的一些优点；后者则每两张板片焊接在一起成为焊接单元，然后组装起来，焊接单元之间用垫片密封，这样焊接单元中的流道可承受较高的温度和压力，但不能拆卸，焊接单元之间的流道，能承受的压力、温度仍和一般的板式换热一样。国外焊接板式换热器技术参数见表 2-1-1。



(a) 冷却板片 (b) 冷凝板片

图 2-1-13 板式冷凝器的板片示图

虽然普通的板式换热器也可应用于要求不高的相变换热工况中，如果要获得完善的相变换热，则应采用板式冷凝器和板式蒸发器。图 2-1-13 是板式冷凝器的板片，其波纹型式和角孔尺寸都力求减小气侧的流体阻力；图 2-1-14 和图 2-1-15 是 APV 公司板式蒸发器的构造，四片为一组，在一台板式蒸发器中，可设置数组，以便连续蒸发^[10]。

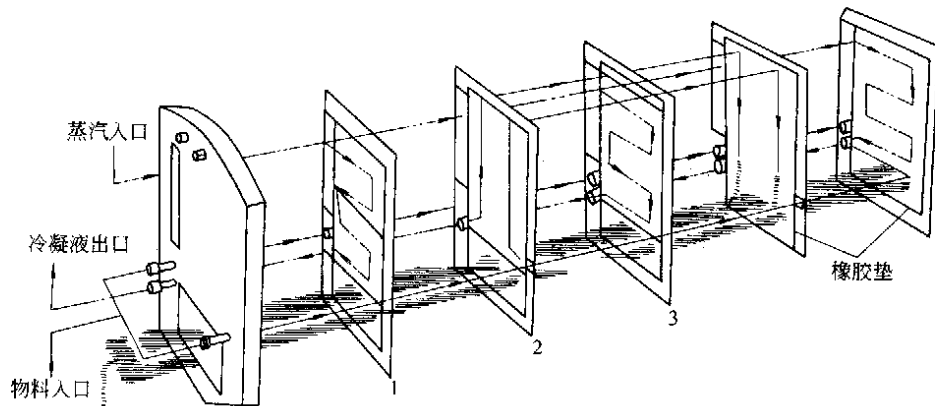


图 2-1-14 板式蒸发器

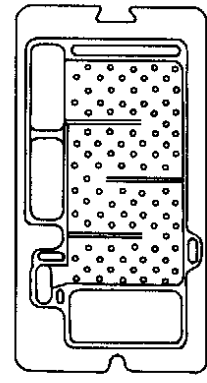


图 2-1-15 板式蒸发器板片

3 板(片)式换热器的性能特点

虽然人们进行多方研究，以求提高工作压力和工作温度，但没有获得突破；而只是在产品大型化、使用工况多样化方面取得了一定进展，这就是现已可以制造的大型板式换热器和采用各种耐腐蚀材料制造的板式换热器。表 2-1-2 列出了当前国内外板式换热器的一些技术参数。

表 2-1-2 板式换热器的技术参数^[1]

项 目	国 外	国 内
最大单板面积, m ²	4.75	2.0
最大单台面积, m ²	2200	~1000
最高工作压力, MPa	2.5	2.5
最高工作温度, ℃		
橡胶垫片	< 200	< 200
石棉垫片	< 250	< 250
单台流量, m ³ /h	3600	
总传热系数 ^① , W/(m ² ·K)	3500~7500	

极 限 指 标

生产企业	单板面积 m ²	单台换热 面积, m ²	设计压力 MPa	设计温度 ℃	处理量 m ³ ·h ⁻¹
ALFA-LAVAL (瑞典)	3.63	2200	2.5 (特殊 3.0)	-25~200 (特殊 -40~260)	3600
APV (英国)	4.75	2500	2.5	-35~200 (特殊 -40~260)	3500
GEA AHLBORN (德国)	2.50	2000	2.5	220	3600
W·Schmidt (德国)	1.55	1800	2.5	170 (特殊 300)	1800
HISAKA (日本)	2.30	1500	2.5 (特殊 3.0)	-20~180 (特殊 250)	2500
VICARB (法国)	2.83	1820	2.0 (特殊 2.5)	170 (特殊 250)	2800

① 水-水换热无污垢热阻，人字形波纹。

3.1 板(片)式换热器的主要优点

(1) 总传热系数高

板式换热器的板间流道，是一个横截面多变、曲折的流道（见图 2-1-16）^[3]，它很有效地使流体产生湍流，从而降低了液膜的热阻；板片用 0.6~0.8mm 的薄板制造，降低了壁面的热阻，因污垢很薄，故其热阻

也小，另外不会出现像管壳式换热器那样的旁路流。于是板式换热器的总传热系数约为管壳式换热器的3~5倍。

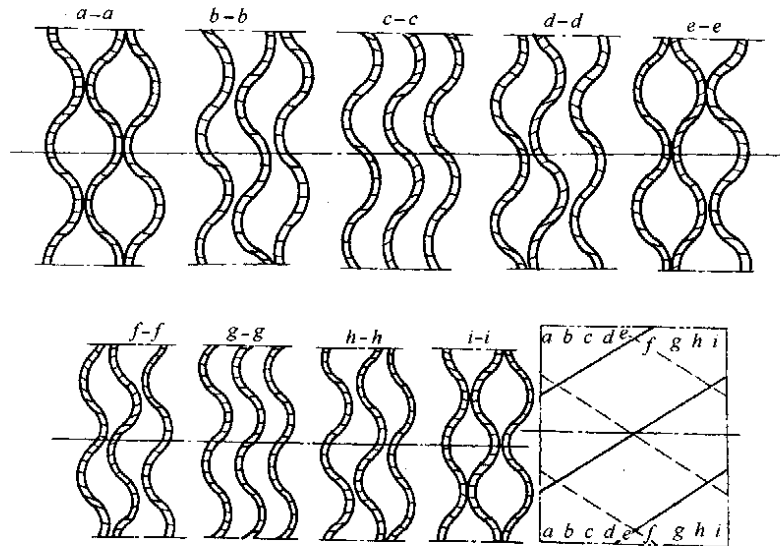


图 2-1-16 人字形板片流道截面的变化示意图

(2) 占地面积小

用于同一工况下的板式换热器的占地面积，约为管壳式换热器的五分之一左右，这是由于板式换热器的总传热系数高，减小了换热面积，并且本身紧凑，单位体积内的换热面积，约为管壳式换热器的2倍，又不需附加的检修场地。

(3) 多种介质换热

在一台板式换热器中，只要设置中间隔板，就可以进行多种介质的换热，这一特点是管壳式换热器难以达到的。乳品、饮料行业中，利用板式换热器这样一个优点，在一台设备中实现加热、杀菌、热回收，减少设备台位，方便了操作。

(4) 对数平均温差大

冷、热流体，在板式换热器的板间流动，是平行的流动，且一般可以设计成为逆流的方式，因此温差修正系数高于管壳式换热器以错流为主的流动方式的温差修正系数，其结果使得对数平均温差大于管壳式换热器。

(5) 末端温差小

末端温差是指一流体入口温度与另一流体出口温度之差。板式换热器的流道是相互平行的，一程内的流体（程内有多个流道）虽然流量分配并不十分均匀，但程与程之间不会有短路、旁路等现象，对此，流体在流道内的运动不会有任何影响末端温差的现象。对水-水换热而言，板式换热器的末端温差可低至1~2℃，而管壳式换热器甚至难以使流体末端温差达到5℃以下。

(6) 使用方便

只要拆下压紧螺柱，即可取出板片或移开板束，于是清洗、维修（更换板片、垫片），增加或减少板片（即增减换热面积），更改流程组合都十分方便。

3.2 板（片）式换热器的主要缺点

(1) 工作压力

板式换热器的每张板片上都有一个由弹性材料制造的密封垫圈，密封周边很长，密封系统刚性差、结构特殊，特别是在导流区的三道密封处，支承薄弱，又离压紧螺柱较远，得不到足够的压紧力，所以承受不了较高的工作压力。虽然目前的产品能达到2.5MPa，但不是所有产品都可在2.5MPa下工作。对于单板面积小，且单机内安装的板片数量又不太多时，则可以达到较高的工作压力，否则要低于2.5MPa，制造厂将在具体的产品上，给出实际使用的操作压力数值。

(2) 工作温度

板式换热器的工作温度，决定于密封垫圈材料所能承受的温度。橡胶类垫圈，不同的胶种，有其相应的工作温度范围，但均不超过 200℃；石棉垫圈的最高工作温度为 250~260℃。

(3) 含固体的介质

由于板间流道的平均间隙为 3~5mm，且流道曲折多变，当换热介质中含有较大的颗粒或纤维时，流道很容易堵塞。所以对这样的换热场合，要在换热器的入口装过滤器，或选择特殊的大间隙板式换热器。

3.3 板（片）式换热器与管壳式换热器的比较

各种换热器都有其优缺点，迄今为止，管壳式换热器仍是用途最广的换热器，但在某些场合，采用板式换热器更为优越；各类板式换热器也各有其优缺点，表 2-1-3 为板式换热器和管壳式换热器各种性能的比较，表 2-1-4 为各种板式换热器彼此性能的比较。

表 2-1-3 板式换热器和管壳式换热器的比较^[1]

项 目	板式换热器	管壳式换热器
温度交叉 ^①	能	不能
末端温差 ^②	约 1	5
多种介质操作	能	不能
管线连接	可集中在一个方位	要设在几个方位
总传热系数比	3~5	1
设备重量比	1	3~10
滞液体积	小	大
占地面积	1	2~5
垫片	每张板片有一个垫片	数量少，仅在壳体两端与管箱及后端结构法并联接处
检漏	易在泄漏口发现	内漏难发现
直观检查	可对板片逐张检查	对管束检查困难
打开需要时间，min	15~20	60~90
维修	更换板片、垫片容易	更换换热管困难
变更换热面积	增减板片	不能
变更程数	可以改变流程组合	不能
最高工作压力，MPa	2.5	决定于设计
最高工作温度，℃		决定于设计
橡胶垫片	<200	
石棉垫片	250~260	
对含固体颗粒介质换热	较差	可以

① 温度交叉：指冷流体的出口温度高于热流体的出口温度。

② 末端温差：指热流体入口温度和冷流体出口温度之差，或是热流体出口温度和冷流体入口温度之差。

表 2-1-4 各类板式换热器的性能^[10]

性能项目	板 式 换 热 器 类 型						
	标准型	板管型	宽窄间隙型	双层板片型	半焊式	石墨板片	钎焊式
工作性能							
压力，MPa	2.5	2	0.9	2.5	2.5	0.6	3
温度，℃	-30~200	-30~200	-30~200	—	-30~200	0~140	-195~225
应用场合							
液/液	1	1	1	1	1	1	1
气/液	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1
气/气	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3
冷凝	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1
蒸发	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1~3	1

续表

性能项目	板式换热器类型						
	标准型	板管型	宽窄间隙型	双层板片型	半焊式	石墨板片	钎焊式
介质性质							
腐蚀的	1	1	1	1	1	1	3
侵蚀的	3	3	3	3	1	1	4
粘的	1	1	1	1	1	1	3
热敏性的	1	1	1	1	1	1	1
反应的	3	3	3	1	2	3	4
有纤维的	4	3	1	4	4	4	4
浆状悬浮状的	3	2	2	3	3	3	4
结垢的	3	2	2	3	3	3	3
检查难易							
腐蚀	A	A	A	A	B	A	C
泄漏	A	A	A	A	A	A	C
结垢	A	A	A	A	B	A	C
维修可能性							
机械清洗	A	A	A	A	B	A	C
更换	A	A	A	A	A	A	C
修理	A	A	A	A	B	A	C

注：1—通常选择；2—经常选择；3—有时选择；4—很少选择；1~3根据工作压力、气/液的密度确定。A—可两侧；B—可一侧；C—两侧均不可能。

4 板（片）式换热器的设计计算

板式换热器设计计算的目的是：在给定的工况下，求取换热器的换热面积和其流程组合，或是已知换热器，校核该换热器能否满足给定的使用工况。这两者仅是计算的步骤不同，而涉及的计算公式是相同的。

现在国内板式换热器的品种很多，但没有统一的型式与基本参数标准，各制造厂都有其自己的产品系列、规格供用户选用。

板式换热器的对流传热准数关联式和流体阻力准数关联式，随板片的构造而异，要通过实验求得。对于无相变的换热，多数制造厂都能提供其相应产品的关联式；对于相变换热，绝大多数的产品，尚不能提供相应的关联式。

4.1 一般设计要求

(1) 板间流速

流体在板间流动，其流速是不均匀的，在主流线上的流速，约为平均流速的4~5倍，在一个流程内每个流道的流速也不均匀（见图2-1-17）。为使流体在板间流动时，处于充分的湍流状态，宜取板间的平均流速0.3~0.8m/s。在阻力降容许的情况下取大值，以提高对流传热膜系数，从而减小换热面积，节省设备投资。

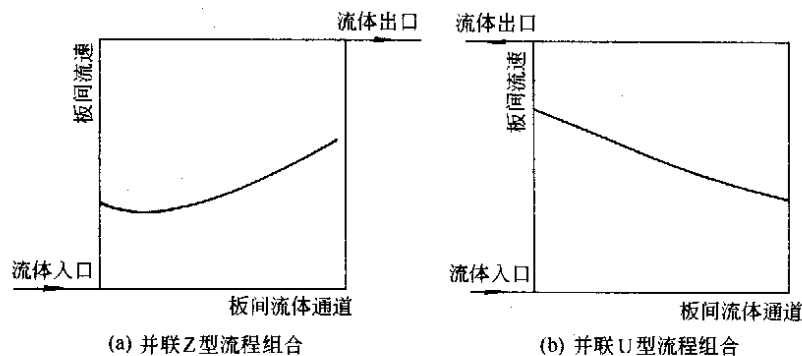


图 2-1-17 并联Z型和U型流程板间流道的流体流速变化示意图

(2) 流程组合

一般来说,程数宜少,冷、热介质等程,逆向流动布置,这样的流程组合,温差修正系数较大。并联U型的流程组合[如图2-1-17(b)]也常常被采用,因为这种流程组合,可把冷、热流体的进、出口接管,都集中到固定压紧板上,拆卸清洗时,可不拆卸外部接管。对于冷凝和蒸发的工况,只能采用单程,且被冷凝的流体应从上而下,便于排出冷凝液;对于蒸发的工况,则相反,蒸发的介质采用单程,由下而上,使蒸汽从上部排出。

(3) 板片选择

恰当的单板面积,可得到较好的流程组合,使得程数少,流体阻力小。角孔的尺寸与单板面积有一定的内在联系,为使流体通过角孔流道不致损失过多压力,一般取流体在角孔中的流速为4~6m/s,表2-1-5列出了单板面积和处理量的关系,表中流体通过角孔以6m/s计算的。

表 2-1-5 单板面积和处理量的关系^[1,12]

单板面积, m ²	0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.0	1.6	2
角孔直径, mm	40~50	65~90	80~100	125~150	175~200	200~250	300~350	约400
单台最大处理量, m ³ /h	27~42	71~137	108~170	265~380	520~680	680~1060	1530~2080	约2700

波纹板的型式,应按工艺条件进行选择,人字形波纹板片是广为采用的板片,人字角大的板片(如: $\beta \approx 120^\circ$,称为H板片),适用于允许阻力损失较大,而要求传热效率高的场合;人字角小的板片(如 $\beta \approx 70^\circ$,称为L板片),适用于对阻力损失限制极严的场合。水平平直波纹板片则适用于对传热效率、阻力损失都适中的场合。对于两种换热流体,其流量差别甚大,则应考虑选用非对称流道(或称宽窄间隙流道)的板片来组装板式换热器。对于两换热流体的对数温度很大,流量差亦很大的换热工况,选用长宽比较小的波纹板较为理想。

(4) 材料选择

板片的原材料厚度为0.6~0.8mm,压制成波纹板后允许有25%的减薄量,于是最薄处的厚度为0.45~0.6mm,因此一定要选用耐腐蚀的材料进行制造,对板片采用表面防腐措施是难以奏效的。金属材料的耐腐蚀性能可参考有关文献。

垫片材料,既要耐温又要耐腐蚀,各种垫片材料的容许使用温度可参考文献[1]。

(5) 其他

一般不推荐板式换热器用于易燃、易爆、有毒介质的换热,如果一定要使用,则其设计压力至少比工作压力高一个公称级别,垫片的耐温、耐腐蚀要十分可靠,制造上要格外慎重。

对用于强腐蚀介质的板式换热器,应在板束周围安装一个防护罩,以免液体泄漏伤人;对用于流体中含有少量固体杂质的场合,应在流体的入口装设一个过滤器。

4.2 设计计算公式和曲线

(1) 传热基本方程式

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

式中 Q ——传热量, J/s;

A ——换热面积, m²;

K ——总传热系数, W/(m²·K);

Δt_m ——传热平均温差, 系对数平均温差乘以板片组合校正系数, ℃。

(2) 换热量计算式

对单相换热采用以下公式计算:

$$Q = q_m C_p (t' - t'') \quad (2-1-2)$$

式中 q_m ——流体质量流量, kg/s;

C_p ——流体比热容, J/(kg·K);

t' 和 t'' ——分别表示某流体进出口温度, ℃。

或

$$Q = q_m (i' - i'') \quad (2-1-3)$$

式中 i' 和 i'' ——分别表示某流体进出口比热焓, J/kg。

对相变换热则采用以下公式计算：

$$Q = q_m x r \quad (2-1-4)$$

式中 x ——蒸气干度；
 r ——潜热，J。

或

$$Q = q_m x (i'' - i') \quad (2-1-5)$$

表 2-1-6 板式换热器的污垢热阻^[1,13-15]

m²·K/W

流体名称	污垢热阻	流体名称	污垢热阻
软水或蒸馏水	0.000009	机器夹套水	0.000052
城市用软水	0.000017	润滑油水	0.000009~0.000043
城市用硬水(加热时)	0.000043	植物油	0.000007~0.000052
处理过的冷却水	0.000034	有机溶剂	0.000009~0.000026
沿海海水或港湾水	0.000043	水蒸气	0.000009
大洋的海水	0.000026	工艺流体、一般流体	0.000009~0.000052
河水、运河水	0.000043		

(3) 总传热系数计算式

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (2-1-6)$$

式中 α_1 和 α_2 ——分别为板片两侧的传热膜系数，W/(m²·K)；

R_1 和 R_2 ——板片两侧污垢系数，可参阅表 2-1-6；

δ_p ——板片厚度，m；

λ_p ——板片导热系数，W/(m·K)。

(4) 对流传热准数关联式

$$Nu = C Re^n \cdot Pr^{(0.3或0.4)} \quad (2-1-7)$$

式中 C ——系数，由实验求得；

n ——指数，由实验求得；

Re ——雷诺准数，无因次；

Pr ——普兰特准数，无因次。

这一关联式文献给出的很多^[13,18]，各个厂家生产的板片不同，所得的关联式也不尽相同，文献 [5] 给出的公式如下，可供设计参考：

$$Nu = 0.159 Re^{0.7} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

试验介质为冷却水。

典型的数据为：

系数为 0.15~0.40；

Re 指数为 0.65~0.85；

Pr 指数为 0.30~0.45 (通常为 0.333)；

粘度修正项指数为 0.05~0.20。

制造厂为其产品提供的关联式中已明确。

(5) 换热面积计算式

$$A = N_e A_0 = (N - 2) A_0 \quad (2-1-8)$$

式中 A ——换热器换热面积，m²；

A_0 ——单板换热面积，m²；

N_e ——有效传热板片数。

(6) 传热平均温差 Δt_m 计算式

$$\Delta t_m = \psi \Delta t_{lm} \quad (2-1-9)$$

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (2-1-10)$$

式中 Δt_{max} 和 Δt_{min} ——逆流换热时冷热两流体端部温差的大值和小值, $^{\circ}\text{C}$;

Δt_{lm} ——对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$;

ψ ——随不同的流程组合, 导致冷热流体流动方向有异于纯逆流时的对数平均温差修正系数, 可从图 2-1-18、图 2-1-19 和图 2-1-20 查取^[13~15]。

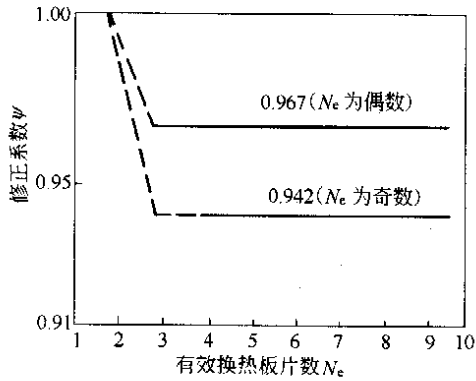


图 2-1-18 并联流程 (框式) 组合 (Z 和 U 型) 对数平均温差修正系数

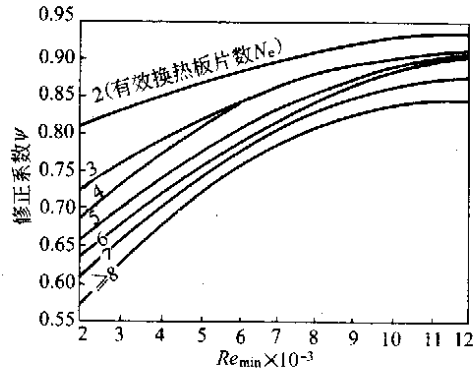


图 2-1-19 串联流程组合对数平均温差修正系数

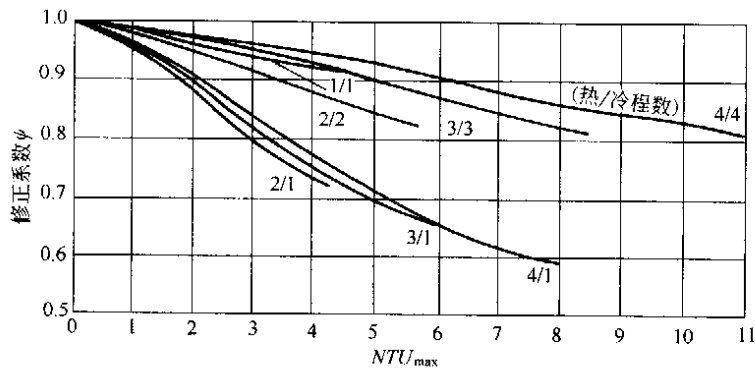


图 2-1-20 多程流程组合的对数平均温差修正系数

(7) 当量直径计算式

$$d_e = 4Wb/2(w+b) \approx 2b \quad (2-1-11)$$

式中 w ——板间流道宽度, m ;

b ——板间流道平均间隙, m ;

d_e ——板间当量直径, m 。

(8) 传热单元数 (NTU)^① 的定义式

$$(NTU)_1 = KA/C_1 \quad (2-1-12)$$

或

$$(NTU)_2 = KA/C_2 = r(NTU)_1 \quad (2-1-13)$$

式中 C ——流体比热容, 下标 1、2 代表 1 流体和 2 流体, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

$(NTU)_1$ 、 $(NTU)_2$ ——分别代表 1 流体和 2 流体传热单元总数, 无因次;

r ——系数, 无因次。

① NTU 的另一表达式为 $(NTU)_1 = \frac{t_1' - t_1''}{\Delta t_m}$, $(NTU)_2 = \frac{t_2' - t_2''}{\Delta t_m}$ 。

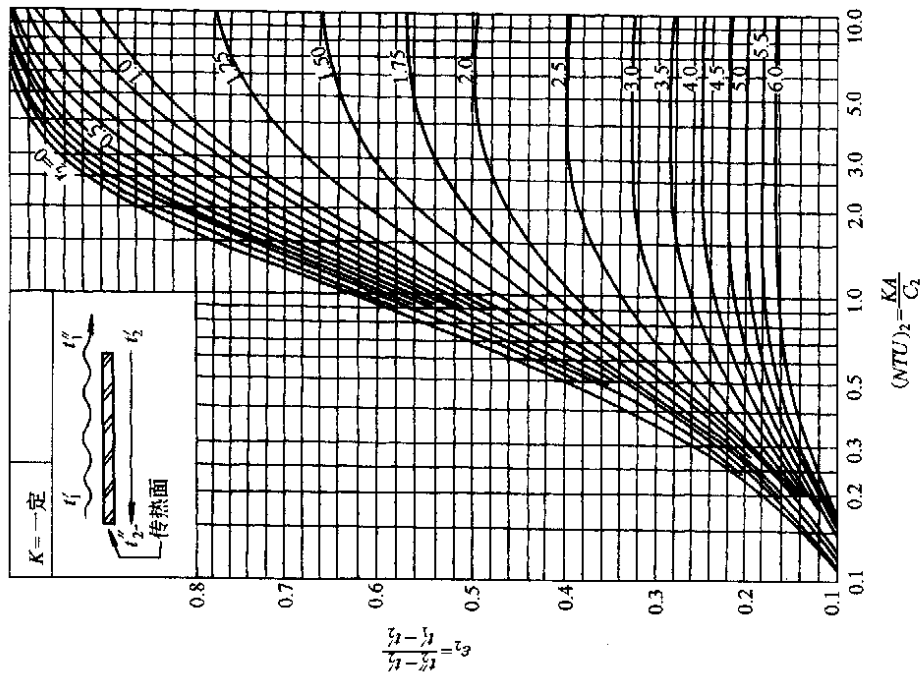


图 2-1-21 逆流

注：适用于 1-1 程，1-1 流道、1-2 流道。1-1 程每程流道在 3 以上，或有一方程数在 4 以上者。

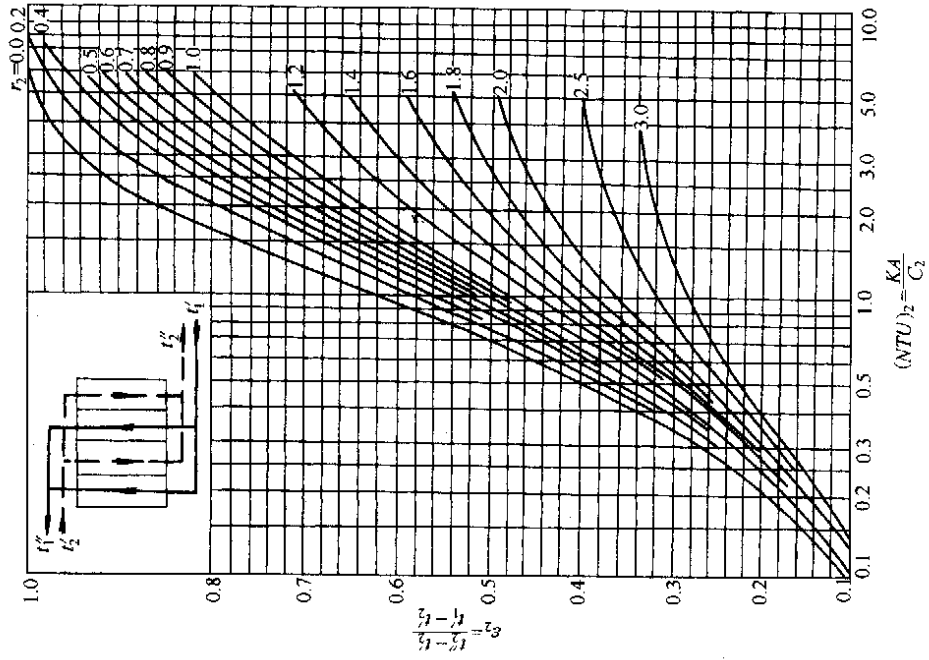


图 2-1-22 1-1 程、2-2 流道

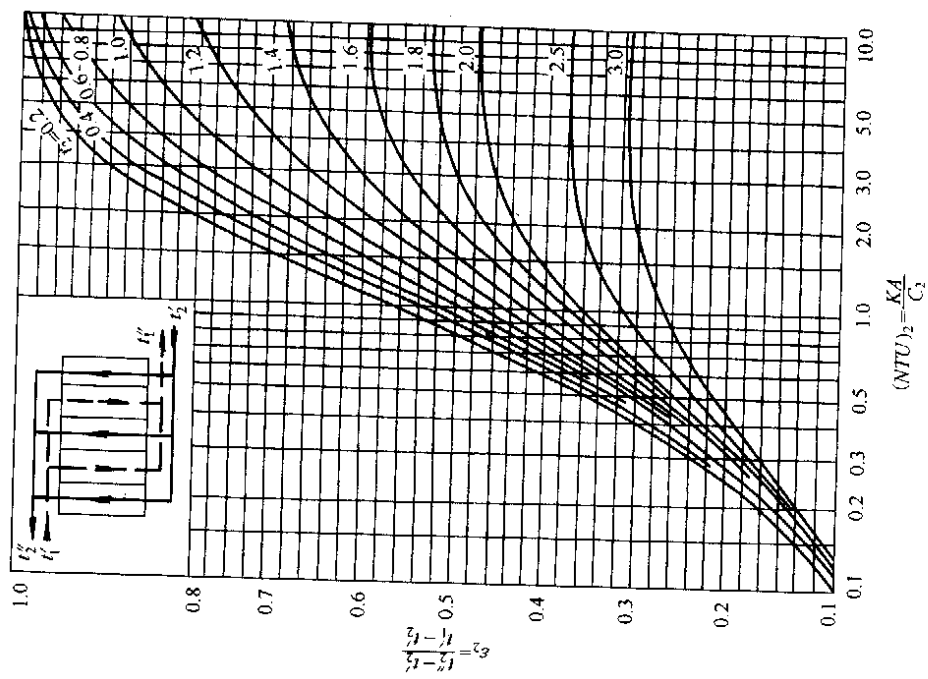


图 2-1-23 1-1 程、2-3 流道

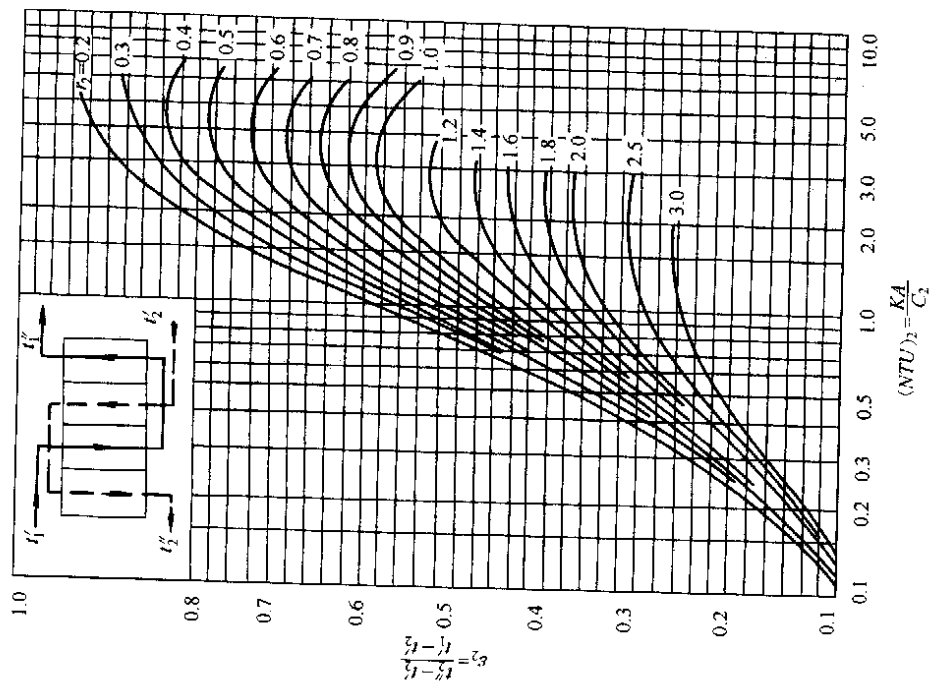


图 2-1-24 2-2 程、1-1 流道 (并流)

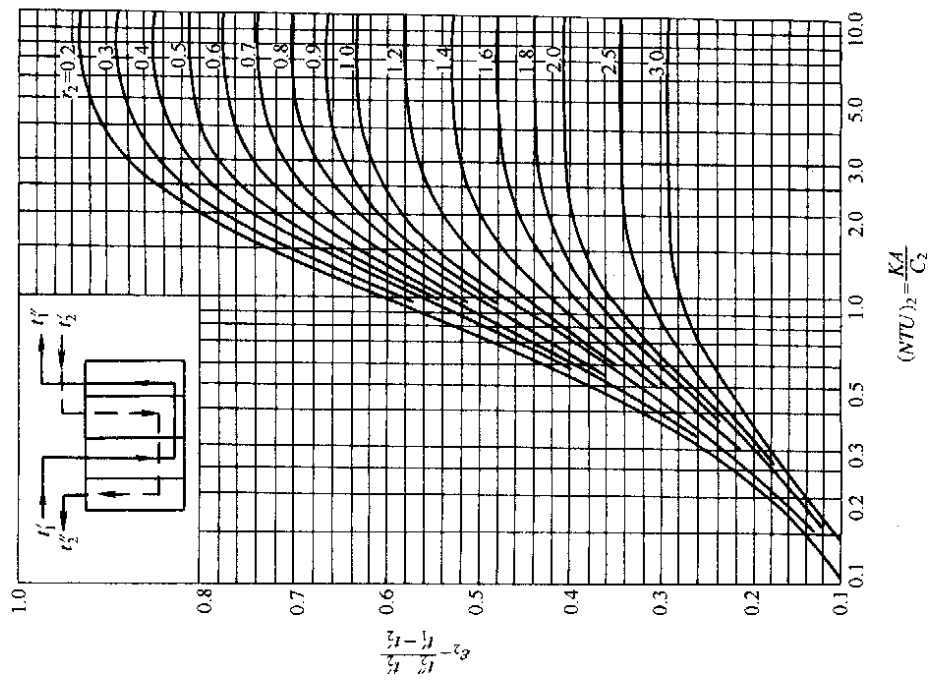


图 2-1-25 2-2 程、1-1 流道 (逆流)

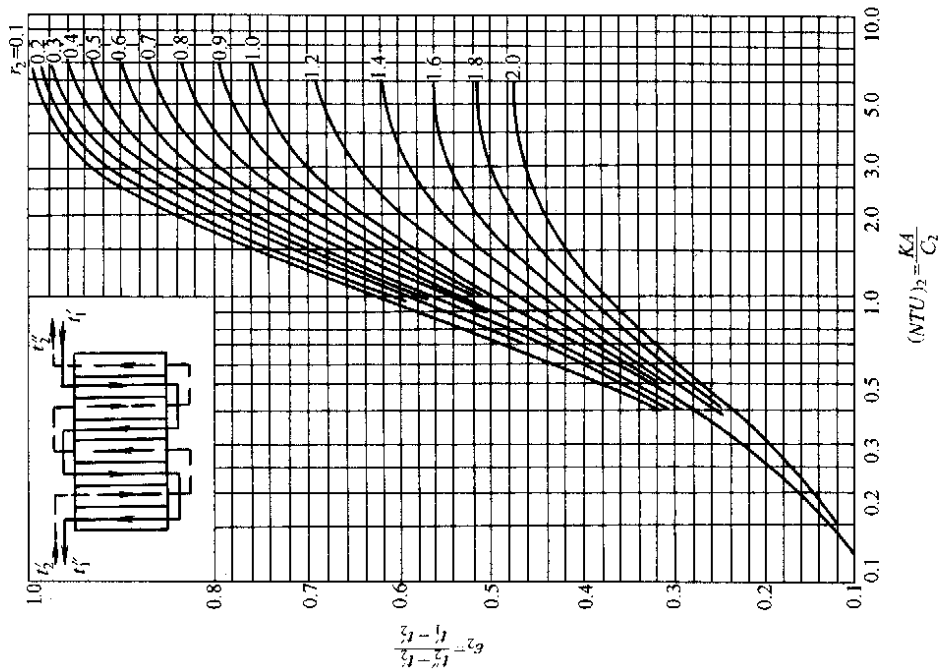


图 2-1-26 两流体温数大于或等于 4、各程的流道数亦相等

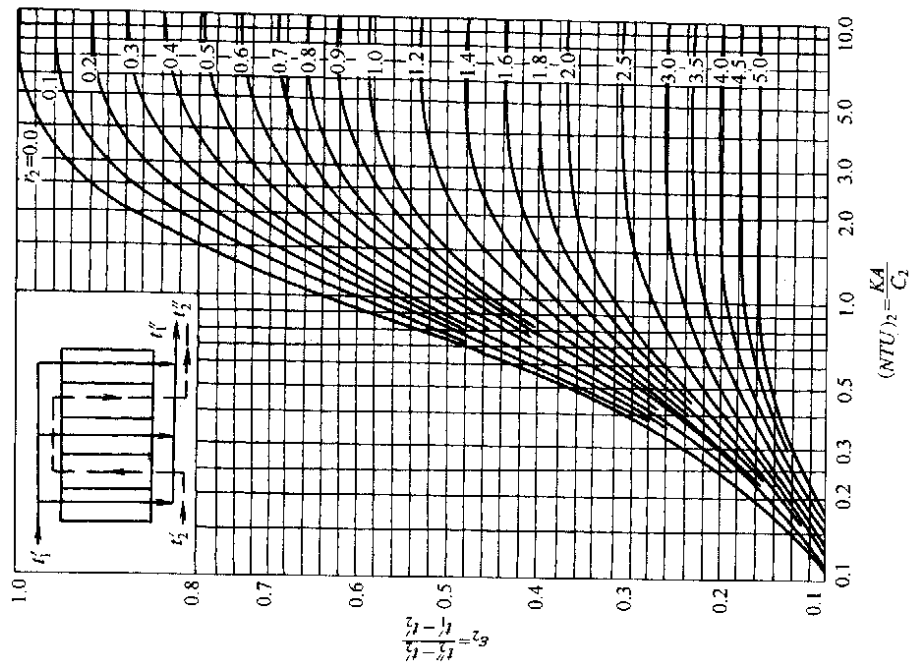


图 2-1-28 2-1 程, 1-3 流道

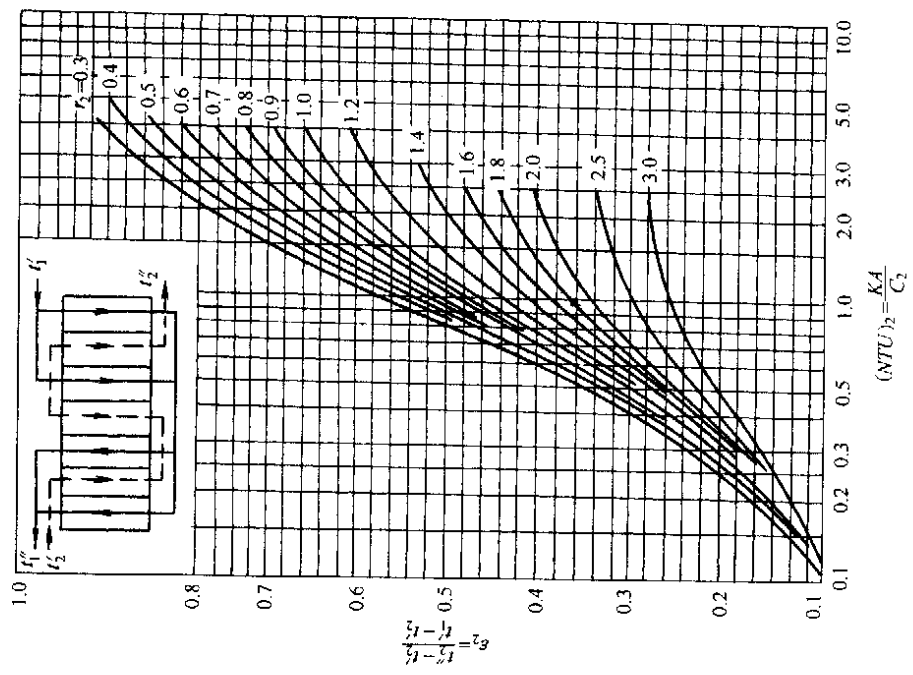


图 2-1-27 3-2 程, 1-2 流道

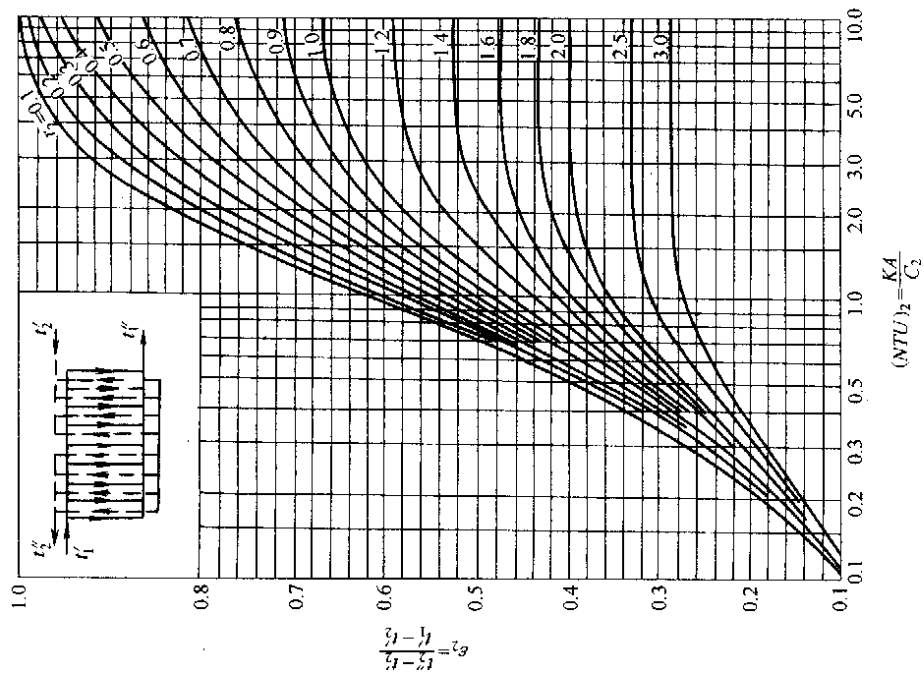


图 2-1-29 1-2 程、 n_1-n_2 流动

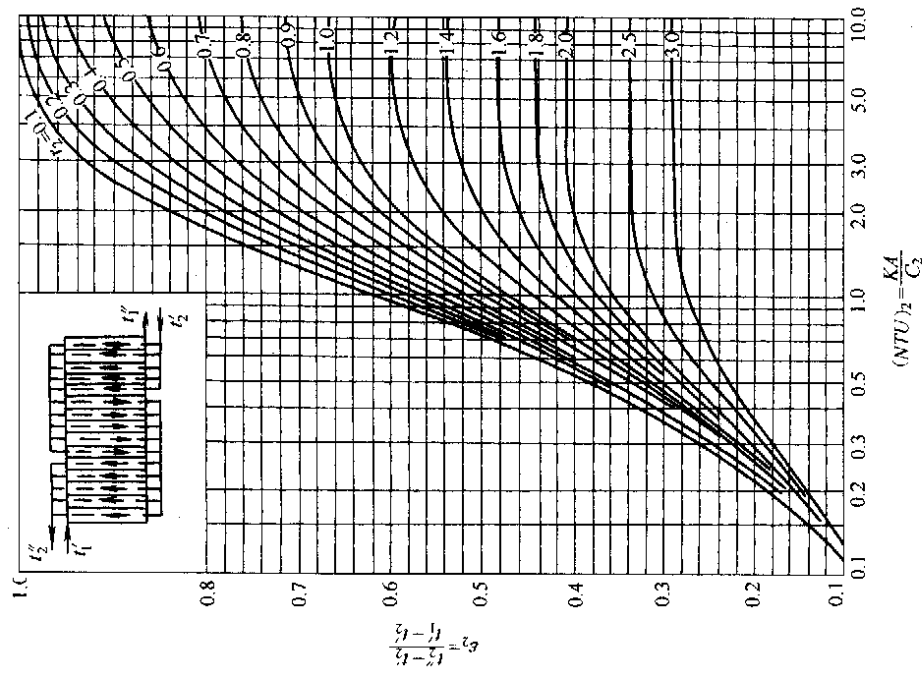


图 2-1-30 1-3 程、 n_1-n_2 流动

(9) 温度效率 ϵ 定义式

$$\epsilon_1 = \frac{t'_1 - t''_1}{t_1 - t_2} \quad (2-1-14)$$

或

$$\epsilon_2 = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} = r_1 \epsilon_1 \quad (2-1-15)$$

式中 t'_1 、 t''_1 ——表示流体进口和出口温度，下标 1 和 2 表示 1 流体和 2 流体；

r_1 ——系数，无因次。

(10) 热容量 C 之比 r 定义式

$$r_1 = \frac{C_1}{C_2} = q_{m1} C_{p1} / q_{m2} C_{p2} \quad (2-1-16)$$

或

$$r_2 = C_2 / C_1 = q_{m2} C_{p2} / q_{m1} C_{p1} = 1 / r_1 \quad (2-1-17)$$

式中 q_{m1} 、 q_{m2} ——1 流体和 2 流体质量流量，kg/s；

C_{p1} 、 C_{p2} ——1 流体和 2 流体定压比热容，J/(kg·K)。

由已知的 ϵ 、 r ，可从图 2-1-21~图 2-1-30 查 NTU 值^[11]。根据式 (2-1-12)，可求得换热面积 A 。

(11) 流体阻力计算尤拉数 Eu 关联式

$$Eu = bRe^d \quad (2-1-18)$$

式中 系数 b 、指数 d ——随不同型式的板片而异，由实验求得，制造厂为其产品提供的公式中已确定具体数值。

或

$$\Delta p = bRe^d \rho w^2 = Eu \rho w^2 \quad (2-1-19)$$

式中 w ——流速，m/s；

ρ ——流体密度，kg/m³。

由于式 (2-1-9) 是在 1-1 程换热中求得的，对换热器的流体阻力要乘以程数 m ，即

$$\Delta p = mbRe^d \rho w^2 = mEu \rho w^2 \quad (2-1-20)$$

(12) 两相流的传热和流体阻力计算

两相流的流态比较复杂，虽然有不少公式发表，但都未获公认。

冷凝传热膜系数计算式^[1,13,15]

Kumar 提出的计算式：

$$Nu = CRe_L^m Pr^{0.33} (\mu_L / \mu_w)^{0.4} \quad (2-1-21)$$

式中 μ ——冷凝液动力粘度，下标 L、W 分别代表冷凝液和板壁温度下值，Pa·s。

此外，(日)尾花英朗^[13]提出用垂直平板冷凝计算式来作近似计算。

我国国家石油炼化设备质量监督检测中心作产品性能实验时采用的公式为^[16]：

$$\alpha_s = C[\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_s) / (\mu_L^2 g)]^{1/3} Re_L^{1/3} \quad (2-1-22)$$

式中 ρ_L 、 ρ_s ——两相流中液体、气体的密度，kg/m³；

μ_L ——冷凝液的动力粘度，Pa·s；

λ_L ——冷凝液的导热系数，W/(m·K)；

Re_L ——冷凝液的雷诺数；

g ——重力加速度，m/s²；

C ——常数，决定于板片的波纹构造由实验求得；

α_s ——冷凝传热膜系数，W/(m²·K)。

式 (2-1-22) 计算起来比较简便，我国的板式冷凝器的计算公式，大多是由该检测中心，通过实验求取的。式 (2-1-21) 中的有关常数、指数等数据的计算、选取，可参见文献 [1, 13, 15]。

沸腾传热膜系数计标式：

(H) 尾花英朗提出可采用 Chen J. C 求解沸腾传热膜系数的关联式^[13,14]：

$$\alpha_b = S\alpha' + \alpha'' \quad (2-1-23)$$

式中 S ——核沸腾影响系数；

α' ——池沸腾传热膜系数，W/(m²·K)；

α'' ——两相流强制对流传热膜系数，W/(m²·K)；

α_b ——沸腾传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

阻力计算公式:

天津大学通过研究认为板式冷凝器, 两相流阻力计算, 可采用洛克哈特-马丁尼利的计算式^[11]。即

$$(\Delta p_f)_{lp} = (\Delta p_f)_l \phi_f^2 \quad (2-1-24)$$

式中 $(\Delta p_f)_{lp}$ ——两相流摩擦损失;

$(\Delta p_f)_l$ ——假定仅为液相流动时的摩擦损失;

ϕ_f ——摩阻分液相表观系数。

式(2-1-24)中有关数据的计算、选取, 可参阅文献 [1, 13]。

国家石油钻采炼化设备质量监督检测中心作产品性能实验采用的冷凝阻力计算公式^[16]:

$$\Delta p_s = C v_s^n \quad (2-1-25)$$

式中 Δp_s ——两相流的压力降, kPa ;

v_s ——板间入口的蒸汽流速, m/s ;

C 、 n ——分别为常数、指数, 决定于板片的波纹构造, 由实验求得。

4.3 平均温差法设计计算步骤

- (1) 根据热量平衡的关系, 求出未知的质量流量或未知的温度, 同时算出热负荷;
- (2) 参考有关资料、数据, 设定换热面积 A' , 并选择换热器的型号;
- (3) 设定流程组合, 尽可能使流体在板间的平均流速为 $0.3 \sim 0.8 m/s$;
- (4) 参考表 2-1-6 选定污垢热阻, 如果板片表面有防腐涂层, 则还应确定涂层的热阻;
- (5) 根据式 (2-1-7) 求出对流传热膜系数;
- (6) 根据式 (2-1-9) 求出传热对数平均温差;
- (7) 按式 (2-1-1) 求出换热面积 A , 比较 A 、 A' ; 若 A 略小于 A' 即可, 若 A 过大于 A' 或 A 过小于 A' , 则从第 (2) 或第 (3) 步 (即重新选定 A' 或重新设定流程组合) 开始重新计算;
- (8) 按式 (2-1-19) 或式 (2-1-20) 求出流体阻力, 该值应不于工艺的要求, 否则亦应从第 (2) 或第 (3) 步开始重新计算。

【设计例题 1】

【工艺条件】某住宅, 建筑面积为 $12500 m^2$, 采用高温水在板式换热器中加热暖气循环水。高温水进入板式换热器的温度为 $95^\circ C$, 出板式换热器的温度为 $70^\circ C$; 循环水进入板式换热器的温度为 $60^\circ C$, 出板式换热器的温度为 $85^\circ C$ 。供暖面积热强度为 $293 kJ/(m^2 \cdot h)$ 。要求高温水和循环水, 经过板式换热器的压降均不大于 $0.05 MPa$ 。

【解】

(1) 已知工艺参数

热侧

$$t_1' = 95^\circ C$$

$$t_1'' = 70^\circ C$$

$$\Delta p_1 \leq 0.05 MPa$$

冷侧

$$t_2' = 60^\circ C$$

$$t_2'' = 85^\circ C$$

$$\Delta p_2 \leq 0.05 MPa$$

供热强度

$$293 kJ/(m^2 \cdot h)$$

(2) 物性数据

热侧在平均温度 $t = (95 \pm 70)/2 = 82.5^\circ C$ 下取值:

$$\rho_1 = 970.17 kg/m^3$$

$$C_{p1} = 4.196 kJ/(kg \cdot K)$$

$$\lambda_1 = 0.67425 W/(m \cdot K)$$

$$\nu_1 (\text{流体运动粘度}) = 0.355 \times 10^{-6} m^2/s$$

$$Pr_1 = 2.145$$

冷侧在 $\bar{t}_2 = (60 + 85)/2 = 72.5^\circ\text{C}$ 下取值:

$$\begin{aligned}\rho_2 &= 976.3 \text{ kg/m}^3 \\ C_{p2} &= 4.189 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \\ \lambda_2 &= 0.669 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\ \nu_2 &= 0.4205 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ Pr_2 &= 2.465\end{aligned}$$

(3) 初选某厂 BRO3 型板式换热器

$$\begin{aligned}\text{换热面积 } A &= 35 \text{ m}^2 \\ \text{流程组合 } \frac{2 \times 24}{2 \times 24} \quad (Ne = 95) \\ \text{单板换热面积 } A_0 &= 0.368 \text{ m}^2 \\ \text{单流道截面积 } A_s &= 0.0013392 \text{ m}^2 \\ \text{当量直径 } d_e &= 0.0072 \text{ m} \\ \text{板片厚度 } \delta_p &= 0.0008 \text{ (材料为 18-8 不锈钢)} \\ Nu &= 0.349 Re^{0.641} Pr^{0.3(0.4)} \\ Eu &= 107744 Re^{-0.695} \text{ (受压流道或称压缩流道)} \\ Eu &= 44329 Re^{-0.886} \text{ (扩张流道)}\end{aligned}$$

(4) 求换热量及流量

$$Q = qF = 293 \times 12500 = 3662500 \text{ kJ/h}$$

$$\begin{aligned}\text{质量流速 } q_{m1} &= \frac{Q}{(t_1' - t_1'') C_{p1}} = \frac{3662500}{(95 - 70) \times 4.196} = 34914 \text{ kg/h} \\ q_{m2} &= \frac{Q}{(t_2'' - t_2') C_{p2}} = \frac{3662500}{(85 - 60) \times 4.189} = 34972 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

(5) 求对流传热膜系数

a. 求流速

$$\begin{aligned}W_1 &= \frac{q_{m1}/\rho_1}{3600 n_1 A_s} = \frac{34914/970.17}{3600 \times 24 \times 0.0013392} = 0.311 \text{ m/s} \\ W_2 &= \frac{q_{m2}/\rho_2}{3600 n_2 A_s} = \frac{34972/976.3}{3600 \times 24 \times 0.0013392} = 0.31 \text{ m/s}\end{aligned}$$

b. 求 Re

$$\begin{aligned}Re_1 &= \frac{d_e W_1}{\nu_1} = \frac{0.0072 \times 0.311}{0.355 \times 10^{-6}} = 6307 \\ Re_2 &= \frac{d_e W_2}{\nu_2} = \frac{0.0072 \times 0.31}{0.4025 \times 10^{-6}} = 5545\end{aligned}$$

c. 求 Nu

$$\begin{aligned}Nu_1 &= 0.349 Re_1^{0.641} Pr_1^{0.3} = 0.349 \times 6307^{0.641} \times 2.145^{0.3} = 119.6 \\ Nu_2 &= 0.349 Re_2^{0.641} Pr_2^{0.4} = 0.349 \times 5545^{0.641} \times 2.465^{0.4} = 125.7\end{aligned}$$

d. 求 α

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_e} = 119.6 \times \frac{0.67425}{0.0072} = 11200 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \\ \alpha_2 &= Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_e} = 125.7 \times \frac{0.669}{0.0072} = 11679 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})\end{aligned}$$

(6) 求总传热系数

根据表 2-1-6 选取污垢热阻为:

$$R_1 = R_2 = 0.45 \times 10^{-4} (\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$$

$$\begin{aligned}
 K &= \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \\
 &= \left(\frac{1}{11200} + 0.45 \times 10^{-4} + \frac{0.0008}{16.3} + 0.45 \times 10^{-4} + \frac{1}{11679} \right)^{-1} \\
 &= 3184.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})
 \end{aligned}$$

(7) 求传热平均温差

$$\Delta t_m = \phi \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}$$

根据图 2-1-20 取 $\phi = 0.942$

$$\Delta t_m = 0.942 \times \frac{(95 - 85) + (70 - 60)}{2} = 9.42^\circ\text{C}$$

(8) 校核换热量

$$Q' = KA \Delta t_m = 3.6 \times 3184.7 \times 35 \times 9.42 = 3779984 \text{ kJ/h}$$

$$Q' > Q$$

$$\Delta Q = \frac{Q' - Q}{Q} = \frac{3779984 - 3662500}{3662500} = 3.2\%$$

(9) 求 Eu

设热侧流道为流体压缩流道，冷侧流道为流体扩张流道。

$$Eu_1 = 107744 Re_1^{-0.695} = 107744 \times 6307^{-0.695} = 246.3$$

$$Eu_2 = 449329 Re_2^{-0.886} = 449329 \times 5545^{-0.886} = 216.5$$

(10) 求 Δp

$$\Delta p_1 = m_1 Eu_1 \rho_1 W_1^2 = 2 \times 246.3 \times 970.17 \times 0.311^2 = 46223.6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_2 = m_2 Eu_2 \rho_2 W_2^2 = 2 \times 216.5 \times 976.3 \times 0.31^2 = 40625.1 \text{ Pa}$$

Δp_1 、 Δp_2 均小于 0.05MPa

4.4 平均温差法校核计算步骤

(1) 计算出换热量 Q' 和未知的温度。如果冷、热流体各有一个未知的温度，则先假设其中一个温度，再计算出相应的另一个温度和换热量 Q' ；

(2) 在已定板式换热器的情况下，求得对流传热膜系数；

(3) 选定污垢热阻；

(4) 求出总传热系数；

(5) 求出对数平均温差 Δt_m 和传热温差 Δt_m ；

(6) 按式 (2-1-1) 求出换热量 Q ，比较 Q 、 Q' 判定已定的板式换热器能否满足工艺要求。

(7) 若传热能满足工艺要求，则按式 (2-1-19)、式 (2-1-20) 计算阻力降，判断在流体阻力方面能否满足工艺要求。

【设计例题 2】

【工艺条件】现有一台 BR0.36 - $\frac{1.6}{120}$ - 15 流程组合为 $\frac{1 \times 20}{1 \times 20}$ 的板式换热器，拟用于回收废水余热，加热生活用水：

废水流量为 25t/h，入口温度为 70℃

生活用水流量为 30t/h，入口温度为 20℃，经换热后能否达到 43℃ 以上，具体是几度？压降多少？

板式换热器的技术参数如下：

总换热面积 $A = 15\text{m}^2$

单板换热面积 $A_0 = 0.385\text{m}^2$

流道当量直径 $d_e = 0.0072\text{m}$

单个流道截面 $A_s = 0.0013392\text{m}^2$

板片厚度 $\delta_p = 0.0008\text{m}$ (材料为不锈钢)

传热和压降计标关联式如下

$$Nu = 0.349 Re^{0.641} Pr^{0.3(0.4)}$$

压缩流道

$$Eu_{\text{压}} = 107744Re^{-0.695}$$

扩张流道

$$Eu_{\text{扩}} = 449329Re^{-0.886}$$

【解】

(1) 设生活用水出口温度为 $t_2'' = 43^\circ\text{C}$, 求 Q' 、 t_1''

$$\begin{aligned} Q' &= q_{m2}C_{p2}(t_2'' - t_2') = 30 \times 1000 \times 4.176(43 - 20) / 3.6 \\ &= 804000\text{W} \end{aligned}$$

于是流体 1 出口温度

$$\begin{aligned} t_1'' &= t_1' - \frac{q_{m2}C_{p2}(t_2'' - t_2')}{q_{m1}C_{p1}} \\ &= 70 - \frac{30 \times 1000 \times 4.176(43 - 20)}{25 \times 1000 \times 4.180} = 42.4^\circ\text{C} \end{aligned}$$

(2) 物性数据

热侧流体在其平均温度

$$\bar{t}_1 = (70 + 42.4) / 2 = 56.2^\circ\text{C} \text{ 下取值}$$

$$\rho_1 = 985\text{kg}/\text{m}^3$$

$$C_{p1} = 4.180\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$\lambda_1 = 0.654\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \text{ (流体 1 导热系数)}$$

$$\nu_1 = 0.51 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s} \text{ (流体 1 运动粘度)}$$

$$Pr_1 = 3.19$$

冷侧流体在其平均温度 $\bar{t}_2 = (20 + 43) / 2 = 31.5^\circ\text{C}$ 下取值

$$\rho_2 = 995.2\text{kg}/\text{m}^3$$

$$C_{p2} = 4.76\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$\lambda_2 = 0.612\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$$

$$\nu_2 = 0.783 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$$

$$Pr_2 = 5.25$$

(3) 求对流传热膜系数

a. 求流速

流道 1 板数 $n_1 = 20$

$$W_1 = \frac{q_{m1}/\rho_1}{3600n_1A_s} = \frac{25 \times 1000 / 985}{3600 \times 20 \times 0.0013392} = 0.263\text{m}/\text{s}$$

流道 2 板数 $n_2 = 20$

$$W_2 = \frac{q_{m2}/\rho_2}{3600n_2A_s} = \frac{30 \times 1000 / 995.2}{3600 \times 20 \times 0.0013392} = 0.313\text{m}/\text{s}$$

b. 求 Re

$$Re_1 = \frac{W_1 d_e}{\nu_1} = \frac{0.263 \times 0.0072}{0.51 \times 10^{-6}} = 3712$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_e}{\nu_2} = \frac{0.313 \times 0.0072}{0.783 \times 10^{-6}} = 2878$$

c. 求 Nu

$$Nu_1 = 0.369Re_1^{0.641}Pr_1^{0.3} = 0.369 \times 3712^{0.641} \times 3.19^{0.3} = 101.5$$

$$Nu_2 = 0.369Re_2^{0.641}Pr_2^{0.4} = 0.369 \times 2878^{0.641} \times 5.25^{0.4} = 118.1$$

d. 求传热膜系数 α

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_e} = 101.5 \frac{0.654}{0.0072} = 9219.6\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_e} = 118.1 \frac{0.612}{0.0072} = 10038.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

(4) 求总传热系数 K

根据表 (2-1-6) 选取污垢热阻 R

$$R_1 = R_2 = 0.45 \times 10^{-4}(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$$

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

$$= \left(\frac{1}{9219.6} + 0.45 \times 10^{-4} + \frac{0.0008}{16.3} + 0.45 \times 10^{-4} + \frac{1}{10038.5} \right)^{-1}$$

$$= 2880.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(5) 求对数平均温差 Δt_{lm} 和传热温差 Δt_m

根据图 2-1-20 取 $\psi = 0.942$

$$\Delta t_m = \psi \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}} = 0.942 \frac{(20 - 43) - (42.4 - 20)}{\ln \frac{20 - 43}{42.4 - 20}} = 23.2^\circ\text{C}$$

(6) 求换热量 Q

$$Q = KA\Delta t_m = 2880.5 \times 15 \times 23.2$$

$$= 1002414 \text{ W}$$

比较 $Q > Q'$, 可知生活用水的出口温度将高于 43°C 。设 $t_2'' = 50^\circ\text{C}$ 重新计算。

(1) 求 Q' 、 t_1''

$$Q' = q_{m2} C_{p2} (t_2'' - t_2) = 30 \times 1000 \times 4.1755 (50 - 20) / 3$$

$$= 1043875 \text{ W}$$

$$t_1'' = 70 - \frac{q_{m2} C_{p2} (t_2'' - t_2)}{q_{m1} C_{p1}}$$

$$= \frac{30 \times 1000 \times 4.1755 (50 - 20)}{25 \times 1000 \times 4.179}$$

$$= 34^\circ\text{C}$$

(2) 物性数据

热侧在

$$\bar{t}_1 = (70 + 34) / 2 = 52^\circ\text{C} \text{ 下取值}$$

$$\rho_1 = 987.1 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$C_{p1} = 4.179 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\lambda_1 = 0.649 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\nu = 0.548 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_1 = 3.48$$

冷侧在

$$\bar{t}_2 = (20 + 50) / 2 = 35^\circ\text{C} \text{ 下取值}$$

$$\rho_2 = 993.95 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$C_{p2} = 4.1755 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\lambda_2 = 0.624 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\nu_2 = 0.732 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_2 = 4.87$$

(3) 求对流传热膜系数

a. 求流速

$$W_1 = \frac{q_{m1} / \rho_1}{3600 n_1 A_s} = \frac{25 \times 1000 / 987.1}{3600 \times 20 \times 0.0013392} = 0.263 \text{ m}/\text{s}$$

$$W_2 = \frac{q_{m2} / \rho_2}{3600 n_2 A_s} = \frac{30 \times 1000 / 993.95}{3600 \times 20 \times 0.0013392} = 0.313 \text{ m}/\text{s}$$

b. 求 Re

$$Re_1 = \frac{W_1 d_e}{\nu_1} = \frac{0.263 \times 0.0072}{0.548 \times 10^{-6}} = 3455$$

$$Re_2 = \frac{W_2 d_e}{\nu_2} = \frac{0.313 \times 0.0072}{0.732 \times 10^{-6}} = 3078$$

c. 求 Nu

$$Nu_1 = 0.369 Re_1^{0.641} Pr_1^{0.3} = 0.369 \times 3455^{0.641} \times 3.48^{0.3} = 99.5$$

$$Nu_2 = 0.369 Re_2^{0.641} Pr_2^{0.4} = 0.369 \times 3078^{0.641} \times 4.87^{0.4} = 119.7$$

d. 求 α

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_e} = 99.5 \frac{0.649}{0.0072} = 8969 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_e} = 119.7 \frac{0.624}{0.0072} = 10374 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(4) 求总传热系数

选取

$$R_1 = R_2 = 0.45 \times 10^{-4} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$$

$$\begin{aligned} K &= \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \\ &= \left(\frac{1}{8969} + 0.45 \times 10^{-4} + \frac{0.0008}{16.3} + 0.45 \times 10^{-4} + \frac{1}{10374} \right)^{-1} \\ &= 2882 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

(5) 求对数平均温差和传热温差

取 $\psi = 0.942$

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= \psi \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = 0.942 \frac{(70 - 50) - (34 - 20)}{\ln \frac{70 - 50}{34 - 20}} \\ &= 15.85^\circ\text{C} \end{aligned}$$

(6) 求换热量

$$Q = KA\Delta t_m = 2882 \times 15 \times 15.85 = 685196 \text{ W}$$

比较 $Q < Q'$ 可见生活用水出口温度低于 50°C 。因为有了两次计算，并表明冷侧的具体温度将在两次设定的温度 (43°C 、 50°C) 之间，于是可用图解法，求出该温度。该法以换热量为纵坐标、生活用水温度为横坐标，在图中标出 $t_2'' = 43^\circ\text{C}$ 时的 Q'_{43} 、 Q_{43} 和 $t_2'' = 50^\circ\text{C}$ 时的 Q'_{50} 、 Q_{50} ，联接 Q'_{43} 、 Q'_{50} 和 Q_{43} 、 Q_{50} ，两直线交于 O 点， O 点的横坐标即为具体的生活用水出口温度，纵坐标为换热量。本题的生活用水可加热到 45.6°C ，见图 2-1-31。

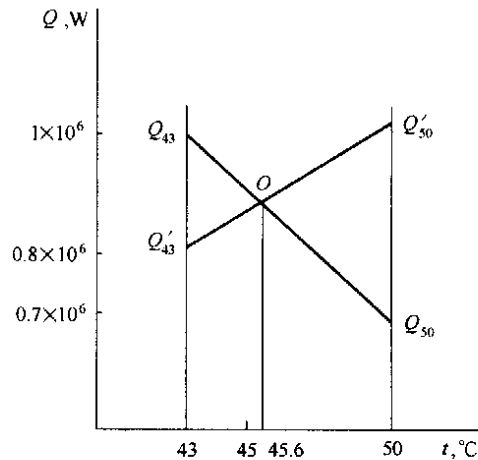


图 2-1-31 图解法求温度

4.5 ϵ -NTU 法设计计算步骤

- (1) 根据热平衡的关系，求出未知数；
- (2) 按式 (2-1-14) 和式 (2-1-16) 求出 ϵ 和 γ ；
- (3) 设定换热面积 A' 和流程组合；
- (4) 根据对流传热特征数关联式，求出对流传热膜系数；

(5) 选择污垢热阻、求出总传热系数；

(6) 根据相应 ϵ -NTU 图，求出 NTU；

(7) 从 NTU 求得换热面积 A ， A 略大于 A' 即可，若 A 小于或大于 A' 很多，则从序号 (3) 开始重新设定进行计算；

(8) 在换热面积计算满足要求后，按式 (2-1-19) 或式 (2-1-2) 计算流体阻力，如果流体阻力满足不了要求，则亦应从序号 (3) 开始重新计算。

【设计例题 3】

【工艺条件】用板式换热器冷却麦芽汁，麦芽汁为 35 t/h ，进板式换热的温度为 95°C ，出板式换热器的温度为 8°C ；冷却液为冰水，冰水进板式换热器的温度为 3°C ，出板式换热器的温度为 80°C 。求板式换热器的换热面积、流程组合，并计算出流体阻力降，以便选择泵的型号规格。

【解】

- (1) 初选某厂 BR0.65- $\frac{1.6}{120}$ -117 板式换热器，有关的技术参数如下：

$$\begin{aligned}
 A' &= 117\text{m}^2 \\
 A_0 &= 0.65\text{m}^2 \\
 d_e &= 0.0076\text{m} \\
 A_s &= 0.00169\text{m}^2 \\
 \delta_p &= 0.0008\text{m} \quad (\text{材料为不锈钢}) \\
 \text{流程组合} & \frac{7 \times 13}{7 \times 13}
 \end{aligned}$$

传热和压降计算关联式如下:

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.294 Re^{0.642} Pr^{0.3(\text{或}0.4)} \\
 Eu &= 219451 Re^{-0.865}
 \end{aligned}$$

(2) 物性数据

麦芽汁在

$$\begin{aligned}
 \bar{t}_1 &= (95 + 8)/2 = 51.5^\circ\text{C} \text{ 下取值} \\
 \rho_1 &= 1048\text{kg/m}^3 \\
 C_{p1} &= 3.9134\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \\
 \lambda_1 &= 0.5857\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\
 \nu_1 &= 1.0 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s} \\
 Pr_1 &= 7
 \end{aligned}$$

冰水在

$$\begin{aligned}
 \bar{t}_2 &= (3 + 80)/2 = 41.5^\circ\text{C} \text{ 下取值} \\
 \rho_2 &= 991.6\text{kg/m}^3 \\
 C_{p2} &= 4.175\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \\
 \lambda_2 &= 0.635\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\
 \nu_2 &= 0.659 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s} \\
 Pr_2 &= 4.19
 \end{aligned}$$

(3) 求换热量

$$\begin{aligned}
 Q &= q_{m1} C_{p1} (t_1' - t_1'')/3.6 = 35000 \times 3.9134 (95 - 8)/3.6 \\
 &= 3310084\text{W}
 \end{aligned}$$

(4) 求冰水流量

$$q_{m2} = \frac{Q}{C_{p2} (t_2'' - t_2')/3.6} = \frac{3310084}{4.175 (80 - 3)/3.6} = 37068\text{kg/h}$$

(5) 求对流换热膜系数

a. 求流速

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \frac{q_{m1}/\rho_1}{3600 n_1 A_s} = \frac{35000/1048}{3600 \times 13 \times 0.00169} \\
 &= 0.42\text{m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \frac{q_{m2}/\rho_2}{3600 n_2 A_s} = \frac{37068/991.6}{3600 \times 13 \times 0.00169} \\
 &= 0.47\text{m/s}
 \end{aligned}$$

b. 求 Re

$$Re_1 = \frac{d_e W_1}{\nu_1} = \frac{0.0076 \times 0.42}{1 \times 10^{-6}} = 3192$$

$$Re_2 = \frac{d_e W_2}{\nu_2} = \frac{0.0076 \times 0.47}{0.659 \times 10^{-6}} = 5420$$

c. 求 Nu

$$Nu_1 = 0.294 Re_1^{0.642} Pr_1^{0.3} = 0.294 \times 3192^{0.642} \times 7^{0.3} = 93.6$$

$$Nu_2 = 0.294 Re_2^{0.642} Pr_2^{0.4} = 0.294 \times 5420^{0.642} \times 4.19^{0.4} = 130$$

d. 求 α

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_e} = 93.6 \frac{0.5857}{0.0076} = 7213\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_c} = 130 \frac{0.635}{0.0076} = 10862 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(6) 求总传热系数

选取 $R_1 = R_2 = 0.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

$$\begin{aligned} K &= \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \\ &= \left(\frac{1}{7213} + 0.1 \times 10^{-4} + \frac{0.0008}{16.3} + 0.1 \times 10^{-4} + \frac{1}{10862} \right) \\ &= 3335.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

(7) 求 ϵ

$$\begin{aligned} \epsilon_2 &= \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{80 - 3}{95 - 3} = 0.837 \\ r_2 &= \frac{q_{m2} C_{p2}}{q_{m1} C_{p1}} = \frac{37068 \times 4.175}{35000 \times 3.9134} = 1.13 \end{aligned}$$

(8) 求 NTU

由图 2-1-31 查得 $(NTU)_2 = 9$

(9) 求换热面积 A

$$A = \frac{(NTU)_2 C_2}{K} = \frac{9 \times 37068 \times 4.175 / 3.6}{3335.7} = 116 \text{ m}^2$$

比较 A 、 A' ，两值几乎相等，所选择的换热器能满足换热要求。

(10) 求 Δp

a. 求 Eu

$$\begin{aligned} Eu_1 &= 219451 Re_1^{-0.865} = 219451 \times 3192^{-0.865} = 204.3 \\ Eu_2 &= 219451 Re_2^{-0.865} = 219451 \times 5420^{-0.865} = 129.2 \end{aligned}$$

b. 求 Δp

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= m Eu_1 \rho_1 W_1^2 = 7 \times 204.3 \times 1048 \times 0.42^2 = 264379 \text{ Pa} \\ &\approx 0.26 \text{ MPa} \\ \Delta p_2 &= m_2 Eu_2 \rho_2 W_2^2 = 7 \times 129.2 \times 991.6 \times 0.47^2 \\ &= 198104 \text{ Pa} \approx 0.2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

4.6 热混合设计法^[1,5,17]

4.6.1 机理

在前面已经提到，人字角不同的“孪生”人字形波纹板片，可以组成 H 流道、M 流道和 L 流道，产生了三种性能，如图 2-1-12 所示。

20 世纪 60 年代末期，ALFA-LAVAL 公司发展了热混合的设计方法，称之为 ALFALEX 板式换热器，在一些工况中获得成功的应用。热混合设计的机理是：若板式换热器的一个程内，排列着两种不同的流道（例如 H、M 流道），在一定的压力降限制下，热侧流体从进口角孔流道进入板间流道——H 和 M 流道，然后汇合到出口的角孔流道，这时从 H 流道出来的热流体温度将低于 M 流道出来的热流体温度，也就是说前者低于要求的温度，后者则高于要求的温度，如果把 H 流道和 M 流道的数量恰当的匹配，获得一定比例的高于要求和低于要求温度的流体，这两种温度的流体，在出口角孔流道中，一经混合，便达到要求温度的流体。反之，在冷侧，一定数量高于要求温度的流体（出自 H 流道）和低于要求温度的流体（出自 M 流道），在冷侧的出口角孔流道中混合，便可达到要求的温度。由此可见，采用热混合法设计，“孪生”板片，不只是可以组成三种不同性能的板式换热器，而是在 H-B、E-F 两条曲线之间的任何一个工作点，都可以由适当的 H、M、L 流道的匹配获得，见图 2-1-32。

热混合法设计，还可节省换热面积。例如某一换热工况，对采用单一流道设计和热混合法设计进行比较，其结果如图 2-1-33 所示。就曲线 2 分析，采用单一的 L 流道，板片数为 271 片；采用单一的 H 流道，板片数为 192 片，采用热混合设计，板片数为 113 片。

但是，热混合法设计，并不适合所有换热工况。

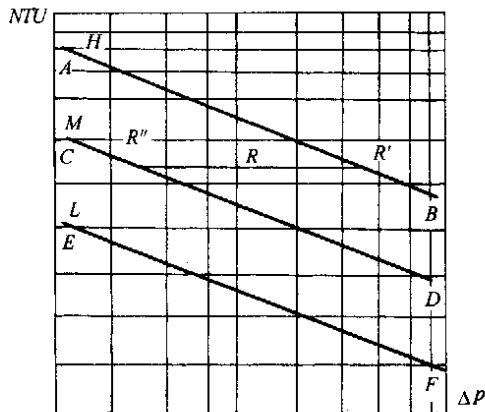


图 2-1-32 某产品高、中、低阻流道的 Δp -NTU 特性曲线示意图

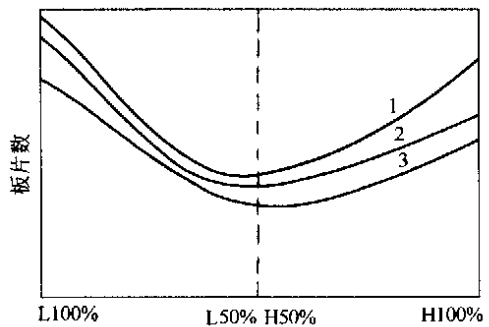


图 2-1-33 同一工况采用 H 板和 L 板各种混合方式所需的板片数示意图
(冷却水压降: 1—55kPa, 2—83kPa, 3—110kPa)

(1) 综合分析设备投资和运行费用, 热混合法设计适宜于热容比 $\gamma = 0.7 \sim 0.8$, 热容比在此范围之外, 其优越性就不明显了。

(2) 流体的粘度高于 $0.2 \sim 0.5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 时, 采用热混合法设计的换热面积和常规设计的换热面积, 差别不大。

(3) 当冷、热流体无法组成等程的流程组合时, 就不能采用热混合法设计。

4.6.2 计算公式^[1]

(1) 二流体的热容比

$$\gamma = (q_m C_p)_1 / (q_m C_p)_2 \quad (2-1-26)$$

(2) 传热单元数

$$NTU = \frac{KA_0}{C_{\min}} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{\text{lm}}} \quad (2-1-27)$$

H 板流道传热单元数

$$(NTU)_H = \frac{2KA_0}{q_{iH} C_p} \quad (2-1-28)$$

M 板流道传热单元数

$$(NTU)_M = \frac{2KA_0}{q_{iM} C_p} \quad (2-1-29)$$

式中 q_{iH} 、 q_{iM} ——分别为 H 流道板和 M 流道板的单流道质量流量, kg/s 。

(3) 板片流道性能参数^①

各种板片流体的平均性能参数:

$$R = \frac{1 - e^{-NTU(1-\gamma)}}{\gamma - e^{-(1-\gamma)NTU}} \quad (2-1-30)$$

H 流道性能参数:

$$R_H = \frac{1 - e^{-(NTU)_H(1-\gamma)}}{\gamma - e^{-(NTU)_H(1-\gamma)}} \quad (2-1-31)$$

M 流道性能参数:

$$R_M = \frac{1 - e^{-(NTU)_M(1-\gamma)}}{\gamma - e^{-(NTU)_M(1-\gamma)}} \quad (2-1-32)$$

当 $\gamma = 1$ 时, 则:

$$R = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (2-1-33)$$

$$R_H = \frac{(NTU)_H}{1 + (NTU)_H} \quad (2-1-34)$$

$$R_M = \frac{(NTU)_M}{1 + (NTU)_M} \quad (2-1-35)$$

(4) 换热流体的温度变化 δ_i

① 同理, 对 L 板流道 R_L 、 δ_{iL} 、 n_L 值亦可建立其相应计算式。

$$\Delta t_i = t_{i1} - t_{i2}$$

$$\text{H 流道: } \Delta t_H = \Delta t_i R_H \quad (2-1-36)$$

$$\text{M 流道: } \Delta t_M = \Delta t_i R_M \quad (2-1-37)$$

式中 t_{i1} 、 t_{i2} ——分别为板的一侧热流体入口温度和另一侧的冷流体入口温度,℃。

(5) 计算板片数或流道数

$$\text{M 流道的流道数 } n_M: \quad n_M = (q/q_{iM})[(R - R_H)/(R_M - R_H)] \quad (2-1-38)$$

$$\text{H 流道的流道数 } n_H: \quad n_H = (q - q_{iM}n_M)/q_{iH} \quad (2-1-39)$$

式中 q ——流体总的质量流量, kg/s。

4.6.3 设计计算步骤

(1) 根据冷、热流体一程内的允许压降, 假设计算定性温度, 求出单流道的平均质量流量 q_i ;

(2) 根据 q_i 求得对流传热膜系数 α , 然后求出总传热系数 K ;

(3) 求出 NTU 、 $(NTU)_H$ 、 $(NTU)_M$;

(4) 求出 R 、 R_H 、 R_M ;

(5) 求出 n_H 、 n_M ;

(6) 迭代计算, 因为以上计算采用的定性温度是假设的, 或是取常规设计的流体平均温度, 因而偏离了两种特性流道具有不同的流体平均温度, 因此需按式 (2-1-36)、式 (2-1-37) 求出温度变化值, 再算出新的平均温度作为定性温度, 重复 (2) 至 (6) 的计算, 直至前后两次迭代的温度变化值 δ_i 之差, 在允许范围为止。

【设计例题 4】^[1,15]

【工艺条件】试用热混合法设计, 将 140kg/s 的热水从 60℃ 冷却到 33℃, 冷却水从 20℃ 加热到 47℃, 流量为 140kg/s; 要求冷、热水的压降均不超过 50kPa。

【解】

(1) 选择 ALFA 公司的 A25 板片, 该板片的单板面积 $A_0 = 1.0\text{m}^2$, 它可组成 H、M、L 三种流 (通) 道, 在 40℃ 水-水湍流试验条件下获得的传热和流体阻力计算式如下:

L 流道:

$$\text{压降} \quad \Delta p_L = 11.25q_L^{1.9}$$

$$\text{传热膜系数} \quad 10^4/\alpha_L = 1.384q_L^{-2/3}$$

M 流道:

$$\text{压降} \quad \Delta p_M = 28.60q_M^2$$

$$\text{传热膜系数} \quad 10^4/\alpha_M = 0.987q_M^{-2/3}$$

H 流道:

$$\text{压降} \quad \Delta p_H = 97.62q_H^2$$

$$\text{传热膜系数} \quad 10^4/\alpha_H = 0.690q_H^{-2/3}$$

如果工况不吻合试验条件时, 则需进行校正。

$$R_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_{st}} = \left(\frac{\lambda}{\lambda_{st}}\right)^{2/3} \left(\frac{\rho}{\rho_{st}}\right)^{2/3} \left(\frac{C_p}{C_{p, st}}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{st}}\right)^{-1/3}$$

$$R_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{st}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{st}}\right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{st}}\right)^{1/3}$$

式中 R_α 、 $R_{\Delta p}$ ——传热膜系数和压降校正系数。

式中, 带下标 st 的物理量是 40℃ 水的物理量, 不带下标 st 的物理量则是设计流体在平均温度下物理量。本例设计工况接近公式试验条件, 而不需进行校正。

(2) 求单流道流量和对流传热膜系数

本设计采用 H、M 二种流道, 并为 1 程, 故 H 板流道质量流量为:

$$q_{iH} = (\Delta p_H/97.62)^{1/1.9} = (50/97.62)^{1/1.9} = 0.703\text{kg/s}$$

M 板单流道质量流量为:

$$q_{iM} = \left(\frac{\Delta p_M}{28.6}\right)^{1/1.9} = \left(\frac{50}{28.6}\right)^{1/1.9} = 1.342\text{kg/s}$$

H 板单流道传热膜系数为:

$$\alpha_H = (10^4/0.69)q_{iH}^{2/3} = (10^4/0.69)0.703^{2/3} = 11458\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

M 板流道传热膜系数为:

$$\alpha_M = (10^4/0.987)q_{iM}^{2/3} = (10^4/0.987)1.342^{2/3} = 12326.8\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

(3) 求总传热系数

取板片热阻

$$R_p = 0.26 \times 10^{-4}(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$$

污垢热阻 (两侧合计)

$$R_f = 0.5 \times 10^{-4}(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$$

H 流道总传热系数为:

$$K_H = [(2/\alpha_H) + R_p + R_f]^{-1} = 3991.3\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

M 流道总传热系数为:

$$K_M = [(2/\alpha_M) + R_p + R_f]^{-1} = 4197.3\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

(4) 求 NTU 、 $(NTU)_H$ 、 $(NTU)_M$

$$\text{总传热单元数} \quad NTU = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{lm}} = \frac{60-33}{\frac{(60-47) + (33-20)}{2}} = \frac{27}{13} = 2.0769$$

$$\text{H 流道} \quad (NTU)_H = \frac{2K_H A_0}{q_{iH} C_p} = \frac{2 \times 3991.3 \times 1}{0.703 \times 4174} = 2.72$$

$$\text{M 流道} \quad (NTU)_M = \frac{2K_M A_0}{q_{iM} C_p} = \frac{2 \times 4197.3 \times 1}{1.342 \times 4174} = 1.498$$

(5) 求 R 、 R_H 、 R_M

$$R = \frac{NTU}{1+NTU} = \frac{2.0769}{1+2.0769} = 0.675$$

$$\text{H 流道} \quad R_H = \frac{(NTU)_H}{1+(NTU)_H} = \frac{2.72}{1+2.72} = 0.731$$

$$\text{M 流道} \quad R_M = \frac{(NTU)_M}{1+(NTU)_M} = \frac{1.498}{1+1.498} = 0.599$$

(6) 求 H、M 流道数和板片数

$$\text{M 板流道数} \quad n_M = \left(\frac{q}{q_{iM}}\right) \left(\frac{R - R_H}{R_M - R_H}\right) = \left(\frac{140}{1.342}\right) \left(\frac{0.675 - 0.731}{0.599 - 0.731}\right) = 44$$

$$\text{H 板流道数} \quad n_H = \frac{q - n_M q_{iM}}{q_{iH}} = \frac{140 - 44 \times 1.342}{0.703} = 115$$

$$\text{总流道数 (对一侧)} \quad n = n_M + n_H = 44 + 115 = 159$$

$$\text{总板片数} \quad N = 2n + 1 = 2 \times 159 + 1 = 319$$

(7) 因为两种流道中的流体平均温度实际上是不一样的, 故需要迭代, 本题迭代结果如表 2-1-7。

表 2-1-7 迭代计算结果

项 目	流道数 n	单流道流量 $q_i, \text{kg/s}$	总传热系数 $K, \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	NTU	R	$\Delta p, \text{kPa}$
总体值				2.0769	0.675	
H 流道	117	0.701	3948.1	2.6903	0.729	50
M 流道	43	1.343	4192.6	1.4912	0.5986	50
两侧总数	320					

5 工业应用

5.1 概况

早期, 板式换热器应用于乳品、啤酒、果汁等的生产中, 板式的灭菌器、加热器、冷却器具有十分优良

的性能，很快地取代了其他结构的灭菌器、加热器、冷却器。因为这些应用场合充分地发挥了板式换热器的优点而又避开了它的缺点；在民用设施方面也广泛地应用板式换热器，如宾馆、住宅、办公楼等场合的集中供热、空调和生活用水供应等。这些场合的工作压力、工作温度、换热介质都是板式换热器最理想的工艺状况。

板式换热器应用于化工、石油、石油化工、机械、电力、冶金等工业部门，创始于 20 世纪 40~50 年代，这是伴随着人们对它的特点认识的进一步深入、创造水平的提高，板片制造材料的发展，以及单机大型化等因素而来的。APV 公司称，有 200 多种介质的换热都可采用板式换热器，今摘录部分介质如表 2-1-8。

表 2-1-8 可用板式换热器进行换热的物质^[17]

溶 液 类	酸 类	油 类
碳酸氢钠溶液	丙 酸	原 油
碳酸钠溶液	磷 酸	润滑油
碳酸钾溶液	硫 酸	液压油
铝酸钠溶液	亚 硫 酸	切削油
磷酸铵溶液	醋 酸	石油气
硫酸铵溶液	硼 酸	淬火油
碳酸铵溶液	硝 酸	电缆油
亚硝酸铵溶液	氨 基 酸	食品油
磷酸锌溶液	水 类	其 他
硫酸锌溶液	锅 炉 给 水	抗 生 素
硫酸铝溶液	轧 滚 冷 却 水	酒 类
亚硫酸铵溶液	发 动 机 冷 却 水	乳 品
氢氧化钠溶液	核 反 应 堆 冷 却 水	丁 醇
氯化锌溶液	漂 白 用 水	乙 二 醇
乙醛溶液	游 泳 池 用 水	甲 醇
丙酮溶液	供 热 用 水	异 丙 醇
乙炔水溶液	生 活 用 热 水	明 胶
		皂 液
		糖 汁

国内板式换热器的应用于 20 世纪 50 年代开始，当时生产装置中的板式换热器是引进的。1965 年，兰州石油化工机器厂制造了我国第一台板式换热器，板片是水平平直波纹、单板面积为 0.52m²。1971 年，兰州石油机械研究所制造了我国第一台人字形波纹板片的板式换热器，单板面积为 0.3m²。自有了这些产品，国内自行设计建造的化纤厂、造纸厂等部门，渐渐地采用了国内的产品。至 20 世纪 80 年代，国产的板式换热器，在化工、石油化工、电站、供热、食品、机械等行业中的应用得到迅速地推广，而且都获得显著的经济效益。

5.2 在供热、空调和生活用水中的应用

集中供热、空调和生活用水的换热工况比较简单、规范，工作压力、工作温度都不高，介质属于中性，所以选用板式换热器十分理想。20 世纪 80 年代初，我国开始采用板式换热器水—水或气—水换热连续供热，取代传统的间隙式汽暖供热。这一供热方式的改变，取得了很好的经济效益，一般可节煤 20%~30%，现在普遍地为热力站所采用。

但某些地区水质差、矿物度高，运行不久就严重结垢，甚至影响正常的供热。所以除适当控制水质外，设计计算中要选择较大的污垢热阻，在运行中要定期清洗。

水—水供热的设计计算可参考例一。有些制造厂的技术资料中，有其产品的水—水、汽—水换热面积概算表，传热计算和压降计算的准数关联式或性能曲线，供用户使用。如果没有以上资料时，可参考表 2-1-9 或文献 [1] 的有关资料进行估算。

20 世纪 70 年代，板式换热器就应用于制冷模块式水冷机组中。广东速能冷暖设备有限公司的冷水机组，也是采用板式换热器作为蒸发器、冷凝器，较之采用管式蒸发器、冷凝器缩小了体积，减轻了重量和节约了投资。

表 2-1-9 换热面积比^①估算表

水—水		汽—水					
一次水： 95/70℃； 二次水： 60/85℃	一次水： 115/85℃； 二次水： 70/95℃	蒸汽压力（表压），MPa					
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
		二次水 70/95℃					
300~400	550~630	400~500	500~600	750~850	850~950	950~1050	1000~1100

① 面积比 γ ，指在单位面积供热强度 $q = 81\text{W}/\text{m}^2$ 时， 1m^2 换热面积的换热量可满足 γ 供热面积的热量。

冰蓄冷中央空调系统中，板式换热器也是十分理想的换热设备，乙二醇入口温度为 4°C 。出口温度为 10°C ，水入口温度为 7°C 、出口温度为 12°C 。一般该换热器的总传热系数可选取 $K \approx 4000\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

卫生设施、游泳池等生活用热水供应中，采用板式换热器也十分良好。但由于卫生设施（如澡堂的淋浴器、浴盆）的同时使用率变化很大，为了很好的调节热水供应量，应设置热水贮罐。如果用 0.3MPa 的蒸汽加热生活用水，水的入口温度为 15°C ，出口温度为 40°C ，则 1m^2 换热面积，可生产 $3\sim 4\text{t}/\text{h}$ 生活用水。

5.3 在食品工业中的应用

板式换热器在刚问世的时期，乳品、啤酒和饮料等食品工业就采用了它。究其原因，除传热效率高、清洗方便，可保持良好的卫生条件外，它可将加热、杀菌、冷却、热回收几个工艺过程集中于一体，这是其他换热设备难以达到的。所以乳制品工业中的高温瞬时杀菌器（HTST）、超高温瞬时杀菌器（UHT），酸牛奶加工、啤酒、黄酒、果酒、果汁、豆奶以及其他饮料的杀菌、加热、冷却都采用板式换热器。

乳品加工的工艺较定型化，制造厂按生产能力大小分成若干规格成套供应，例如高温瞬时杀菌器有 $2000\text{L}/\text{h}$ 、 $3000\text{L}/\text{h}$ 、 $5000\text{L}/\text{h}$ 三种。酒类、果汁、豆奶等的杀菌器也可成套供应，其他冷却器、加热器亦可从制造厂的系列产品中进行选用。表 2-1-10 和表 2-1-11 是啤酒冷却、麦芽汁冷却换热面积参考表。

表 2-1-10 啤酒冷却换热面积参考表^[1]

序号	啤 酒			20%酒精水		换热面积 m^2
	进口温度, $^\circ\text{C}$	出口温度, $^\circ\text{C}$	流量, L/h	进口温度, $^\circ\text{C}$	流量, L/h	
1	1	-1	6500	-4	7461	5
2	4	1	3500	-2	6000	6
3	2	-1	10000	-4	11470	10
4	6	1	20000	-8	20000	12
5	2	2	20000	-8	20000	15
6	4	-1	20000	-8	20000	20
7	12	-1	20000	-8	20000	25
8	3	1	30000	-5	30000	25
9	3	-1	25000	-6	25000	25
10	3	-1	30000	-4	66200	30

表 2-1-11 麦芽汁冷却换热面积参考表^[1]

序号	麦芽汁			第一段冷却			第二段冷却			换热面积 m^2
	温度, $^\circ\text{C}$		流量, L/h	介质	温度, $^\circ\text{C}$	流量, L/h	介质	温度, $^\circ\text{C}$	流量, L/h	
	进	出								
1	60	6	5000	自来水	≤ 25	15000	冰水	2	15000	10
2	60	6	8000	自来水	≤ 25	24000	冰水	2	24000	16
3	60	6	10000	自来水	≤ 25	30000	冰水	2	30000	20
4	92	6	20000	自来水	≤ 25	40000	酒精水	-8	40000	38
5	40	8	40800	—	—	—	酒精水	-8	74000	36
6	96	8	25000	自来水	32	30566	酒精水	-8	112688	98
7	95	9	30000	自来水	30	45000	酒精水	-4	60000	100
8	95	7	30000	—	—	—	冰水	2	40000	110
9	95	9	30000	—	—	—	冰水	2	33000	110

续表

序号	麦芽汁			第一段冷却			第二段冷却			换热面积 m ²
	温度,℃		流量, L/h	介质	温度,℃	流量, L/h	介质	温度,℃	流量, L/h	
	进	出								
10	40	10	50000	—	—	—	酒精水	-8	94000	50
11	95	9	40800	自来水	25	39200	酒精水	-8	74000	120
12	95	40	50000	—	—	—	自来水	≤32	60000	136
13	96	8	50000	自来水	31	58400	酒精水	-8	125800	190
14	95	7	40000	—	—	—	冰水	2	48000	200
15	95	6	30000	—	—	—	冰水	2	34000	136
16	98	8	50000	—	—	—	冰水	2	58000	210

5.4 在化学工业中的应用

化学工业可应用板式换热器的场合非常之多,特别是在强腐蚀介质中使用,其经济效益更为显著,因为普通不锈钢还难以抵抗这类介质的腐蚀,若采用哈氏合金,钛、英科尔合金制造管壳式换热器,其材料费用势必很高,而板式换热器的换热元件(板片),用材很省,从而大大地降低了昂贵的抗腐蚀材料的费用。板式换热器在硫酸和制碱工业中的应用,就是很好的例证。

5.4.1 在硫酸工业中的应用^[18-21]

20世纪60年代末,国外在硫酸的生产中就已采用板式换热器,硫酸的腐蚀性非常复杂,板式换热器则用于冷却浓硫酸,如图2-1-34所示。

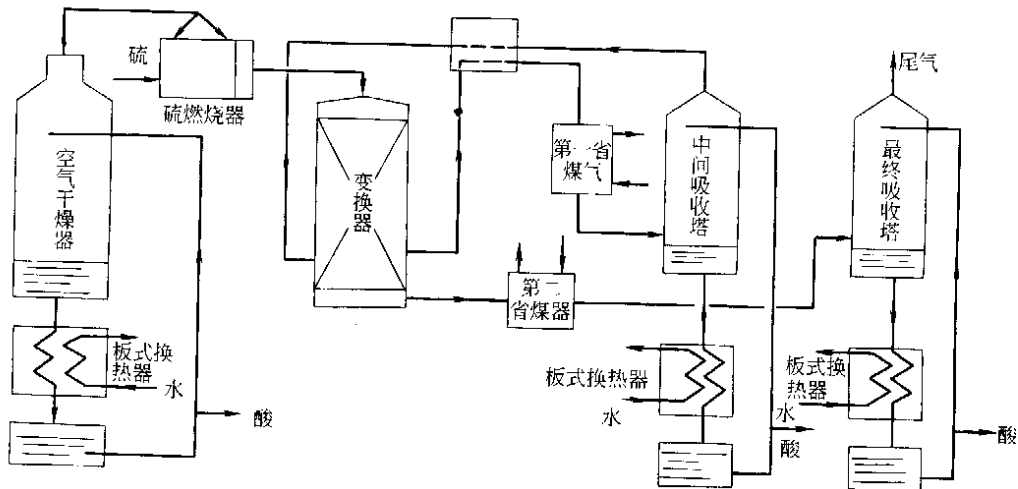


图 2-1-34 板式换热器在硫酸工业中的应用

ALFA-LAVAL 公司,曾为一个加工厂提供8台换热面积为45m²的板式换热器,4台用于冷却120m³/h、98.5%的硫酸,从90℃冷却到70℃;另外4台用于冷却96%的硫酸,从70℃冷却到55℃。8台设备共占地100m²,板片材料为 Hastelloy C-276,垫片材料为维通(Viton),在一年半时间的节能费用就足以偿付设备的投资,同时没有出现意外的停工维修情况。

我国金川有色金属公司,在20世纪80年代末期采用兰州石油机械研究所的板式换热器,冷却来自第二吸收塔和干燥塔的硫酸。4台(一台备用)用于冷却98%的硫酸,从65℃冷却到55℃,6台(两台备用)用于冷却98%的硫酸,从55℃冷却到40℃,板片材料为RS-2,垫片材料为氟橡胶,与采用其他设备比较节省了设备投资和运行费用。

5.4.2 在制碱工业中的应用^[22-24]

1982年,天津碱厂引进钛材板片的板式换热器,用于蒸氨系统中。8台换热面积为150m²/台的板式换热器,取代了48个换热面积为120m²/个的水箱式冷凝器。每年节约用水约550万吨,节约维修费用约12

万元，而且增加了设备的使用寿命。

1985年，浙江龙山化工厂，采用国产的板式换热器冷却氨盐水，与喷淋式排管换热器比较，可节约投资60%，节约用水50%。

图2-1-35是国外资料介绍板式换热器在氯气/烧碱工业中的应用。板片材料有AISI 316、Hastelloy C-276、Incoloy 825和Ti，用于不同的换热介质。现在国内老碱厂改造或新碱厂建设，都已采用国产的板式换热器。

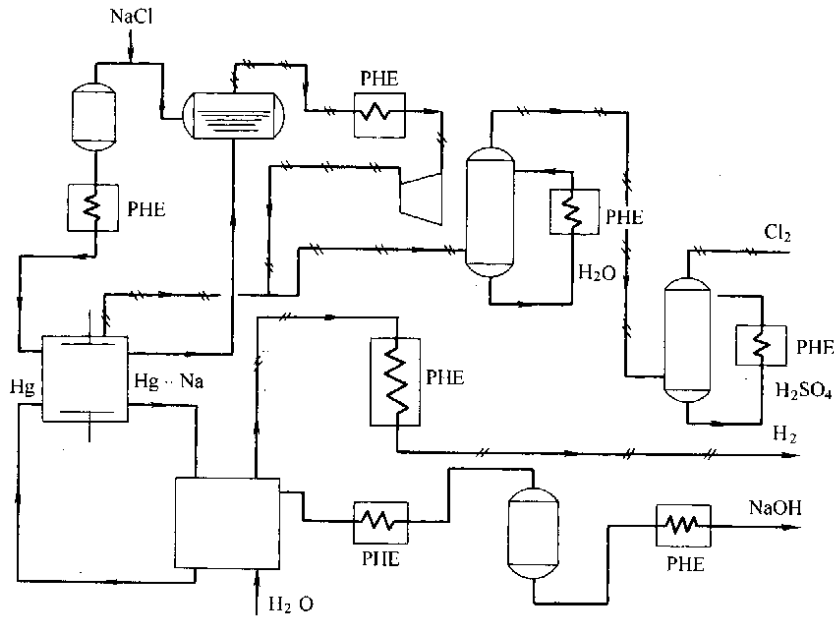


图2-1-35 板式换热器(PHE)在氯气/烧碱工业中的应用

5.5 在石油和石化工业中的应用

海上石油平台的造价十分昂贵，所以要求上部设备效率高、体积小、重量轻，板式换热正是符合这些要求的换热设备，用于冷却机械润滑油、缸套冷却水(淡水)^[23,24]。冷却用水都直接取自海水，所以板片材料一般都用钛板。

在炼油厂，板式换热器用于水/水循环冷却、回收余热、原油加热、润滑油冷却式加热、电脱盐脱水。炼油厂的主装置，处于高温、高压、易燃的工况下，所以板式换热器在主装置中还少见应用。表2-1-12为板式换热器用于电脱盐脱水的性能比较。

表2-1-12 在电脱盐/脱水中应用板式换热器和管壳式换热器的比较^[25]

电脱盐/脱水 新鲜水—脱除水换热			电脱盐/脱水 湿原油/干原油换热		
新鲜水	26626kg/h	58→29℃	湿原油	327272kg/h	34→51℃
脱除水	38375kg/h	71→51℃	干原油	290259kg/h	48→69℃
热回收率	70%		热回收率	60%	
能费	\$ 87100		能费	\$ 340000	
对比项目	板式换热器	管壳式换热器	对比项目	板式换热器	管壳式换热器
台数	1	2	台数	1	3
换热面积,m ²	14	84	换热面积,m ²	307	1629
材料	Ti(板片)	90—10Cu/Ni(管子) 碳钢(壳体)	材料	Ti(板片)	碳钢(管子及壳体)
安装面积,m ²	0.6	5.1	安装面积,m ²	3.3	23.2
充装量,t	1	8	充装量,t	6	80
投资,\$	4600	22800	投资,\$	82000	168000

在石油矿场,板式换热器的应用类似炼油厂,用作原油加热、机器设备润滑油冷却等。

化纤厂中,有众多介质的加热、冷却采用板式换热器,因为其工况十分适合板式换热的许用压力和温度。

5.6 在电力工业中的应用

核电、水电、火电的二级冷却系统中,很适合应用板式换热器,如:中央冷却、冷凝水系统、进水泵系统、发电机冷却、润滑油冷却、变压器油冷却、厂房取暖等。对核电站还可应用于减速剂冷却、反应堆外壳冷却及净化系统冷却等^[26]。

1980年我国自行设计建造的乌江电站,率先将板式换热器用于变压器油循环冷却和推力轴承油循环冷却系统,共32台,每台换热面积为30m²,运行情况非常良好。

5.7 在冶金工业中的应用

钢铁和铜、铝、锡、锌等有色金属工业,大量采用板式换热器用于炉体冷却液、轧滚润滑油的冷却,电解液的加热/冷却,喷淋液的冷却等。因为这些工况的温度、压力都不太高,介质又没有多大的腐蚀性,正可发挥板式换热器的优越性,更由于冶金工业的规模大,使得板式换热器用量也大,所以板式换热器的生产厂家,都把冶金工业作为重要的用户。

5.8 在其他场合的应用

在机械工业中,用于淬火液的冷却,液压、润滑物质的冷却,产品的配套设备。

用于地热资源换热,搞温室农业、水产养殖、住宅供暖等。

利用板式换热器具有末端温差小的特点,回收中、低位余热,开发“二次能源”,这不仅可降低产品成本,还会减少环境污染。

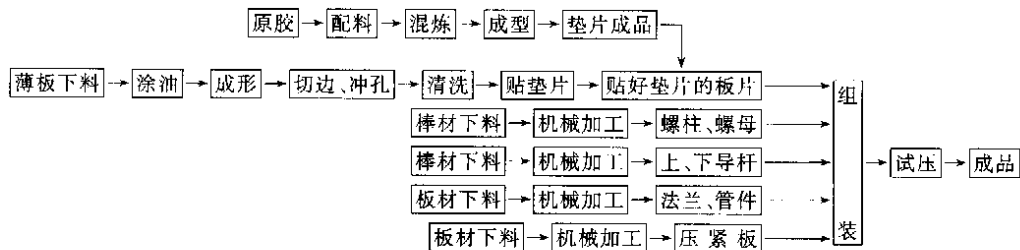
和板式换热器用于海上石油平台相似,用于船舶中,冷却润滑油、发动机冷却液等。

用于制药厂,可提高换热效率,还可改善卫生条件。

6 产品制造

6.1 概述

板式换热器的零部件品种少、通用性强,一个系列产品(即由一种板片组成各种换热面积/流程组合的换热器)其零部件均通用。加工装备除专用的板片压机外,其余仅是普通车床、刨床、龙门刨床,剪板机等。加工工艺也相当简便,制造过程大致如下:



板片专用压机是一种短行程、大吨位、大工作台面的压机,对板厚为0.6~0.8mm的板片,每0.1m²换热面积的成型压力,约500~650t,因此专业的板式换热器制造厂都有数千吨、或上万吨的压机,视该厂的产品规格而定。

产品设计、制造中的关键是板片的设计,除了要达到传热效率高、压力降低外,还要适应成型的要求,即当材料成型受拉伸时,保证不产生任何裂纹,最薄处的厚度,不低于原材料厚度的75%。

6.2 制造标准

板式换热器不像管壳式换热器那样有国际上公认的先进标准和国内标准,也未见著名的生产厂工厂标准。我国为统一供需要求,于20世纪80年代中期制定了专业标准ZB 74001—87《可拆卸式板式换热器技术条件》、JB/TQ 540—87《可拆卸式板式换热器性能测试方法》对生产起了很好的促进作用。

1996年颁布了国家标准,GB 16409—1996《板式换热器》^[27],适用于设计压力不大于2.5MPa的板式换热器,其设计温度范围应不超过垫片材料的允许使用温度。标准对设计、制造、检验与验收的要求都作了规定。

虽然板式换热器的制造，还没有像管壳式换热器那样实施生产许可证，但标准的属性都是国家强制性标准。

6.3 制造质量要求

GB 16409—1996《板式换热器》对制造质量主要有以下要求：

板片最薄处的厚度应不小于板片厚度的 75%。

板片波纹深度偏差及垫片槽深度偏差应符合下表 2-1-13 的规定。

表 2-1-13 波纹和垫片槽的深度偏差^[26]

mm

偏 差	单板公称面积, m ²		
	≤0.3	>0.3, ≤1.0	>1.0
波纹	±0.10	±0.15	±0.20
垫片槽			

制造材料应符合设计的规定。

液压试验压力为设计压力的 1.25 倍，分别进行单侧试验。

6.4 制造材料

GB 16409—1996《板式换热器》对主要零部件材料做出了规定，今摘录板片、紧固件、法兰接管、垫片的材料如表 2-1-14、表 2-1-15。

表 2-1-14 金属零部件材料

序 号	零部件名称	材 料 牌 号	材 料 标 准
1	板片	1Cr18Ni9 0Cr18Ni9 00Cr19Ni10 0Cr17Ni12Mo2 00Cr17Ni14Mo2	GB 3280
		TA1-A	GB/T 14845
		TI68 HSn62-1	GB 2041
2	接管	10 20	GB 8163
		0Cr18Ni9 0Cr18Ni10Ti 0Cr17Ni12Mo2 00Cr17Ni14Mo2	GB 13296 或 GB/T 14976
		1Cr18Ni9Ti	
		TA1 TA2	GB 3624 或 GB 3625
3	法兰	Q235-A Q235-B	GB 700
		20、35、16Mn	JB 4726
		0Cr18Ni10Ti 0Cr18Ni9 0Cr17Ni12Mo2 00Cr17Ni14Mo2	GB 4237 或 JB 4728
		TA1、TA2	GB 3621
		20D、16MnD	JB 4727

续表

序号	零部件名称	材料牌号	材料标准
4	夹紧螺柱	Q235-A 35 45	GB 700 或 GB 699
		40Cr 30CrMoA 35CrMoA	GB 3077

注：采用表外的材料，其性能应不低于表内材料的性能，同时还应符合相应的标准。

表 2-1-15 垫片材料

垫片材料及代号 ^①	丁腈橡胶	三元乙丙橡胶	氟橡胶	氯丁橡胶	硅橡胶	石棉纤维板
	N	E	F	C	Q	Λ
适用温度 ^② ,℃	-20~110	-50~150	0~180	-40~100	-65~230	20~250
扯断强度, MPa	≥10					—
扯断伸长率,%	≥120					—

① 食品、医药用垫片材料的代号，在相应垫片代号后面加 S。

② 超过适用温度范围时，应由供需双方商定。

国外制造板片和垫片的材料比较多，综合有关报道如表 2-1-16、表 2-1-17。

表 2-1-16 板片制造材料^[27~29]

不锈钢类	合金类	纯金属类	其他
304 316 316L 317	Hastelloy B-2 Hastelloy C-276 Hastelloy G-3 Incoloy 825 Inconel 625 Kunifer 90/10 Monel 400	Nickel Tantalum Titanium Titanium/Palladium	铝黄铜

表 2-1-17 垫片制造材料

材料名称	最高使用温度,℃	材料名称	最高使用温度,℃
丁腈橡胶 (NBR)	130~140	硅橡胶	175
丁基橡胶 (RCB)	140	丁苯橡胶 (SBR)	
乙丙橡胶 (EPDM)	150	氟塑料	177
维通 (viton)	180	氯丁橡胶	100
海帕纶 (CSM)	100	石棉	250~260

附 录

1. 板（片）式换热器的产品

序号	型号	单板公称换热面积, m ²	波纹型式	单台最大换热面积, m ²	工作压力 MPa	工作温度 ℃	接管直径 mm	制造厂代号
1	BR0.05	0.05	人字形	0.5~5	≤2.0	≤150	40、30	⑤⑥⑦⑨⑬⑰⑲⑳ ㉔㉕
2	BR0.1	0.1	人字形	1~15	≤1.6	≤180	50、40	①②③④⑤⑥⑦ ⑨⑩⑪⑫⑬⑭⑮ ⑲⑳㉔㉕
	BR0.1	0.1	斜波纹	~10	1.2	≤180		⑰
3	BR0.2	0.2	人字形	~30	≤1.6	≤180	65	④⑤⑥⑦⑪⑫⑬ ⑮⑯⑰⑱⑲⑳ ㉔㉕㉖㉗㉘㉙
	BP0.2	0.2	水平形	~20	≤1.6	≤180	65	③⑮㉔
	BLJ0.2	0.2	鳞甲形	~20	≤1.6	≤180	65	⑰
4	BR0.3	0.3	人字形	~60	≤1.6	≤180	100	①②③④⑤⑥⑦ ⑧⑩⑫⑬⑭⑮⑯ ⑲⑳㉔㉕㉖㉗㉘㉙ ㉚㉛
	BP0.3	0.3	水平形	~50	≤1.6	≤180	100	⑮
5	BR0.35	0.35	人字形	~50	≤1.6	≤180	125	⑨⑩⑪⑫⑬⑭⑮ ㉔
6	BR0.4	0.4	人字形	~100	≤1.6	≤180	125	③⑮
7	BR0.45	0.45	人字形	~100	≤1.6	≤180	125	④⑩⑰㉔
8	BR0.5	0.5	人字形	~120	≤1.6	≤180	125	②④⑥⑦⑧⑨⑩ ⑬⑭⑰⑱⑲⑳ ㉔㉕㉖㉗㉘
9	BR0.55	0.55	人字形	~150	≤1.6	≤180	125	⑤⑩㉔㉕
	BP0.55	0.55	水平形	~120	≤1.6	≤180		⑮㉔
10	BR0.6	0.6	人字形	~150	≤1.6	≤180	150	①⑫⑬⑭⑲
11	BR0.65	0.65	人字形	~150	≤1.6	≤180	150	⑪⑰㉔
12	BR0.7	0.7	人字形	~200	≤1.6	≤180	175	②④⑨⑬⑱㉔㉕
	BP0.7	0.7	水平形	~200	≤1.0	≤180	180	②
	BT0.7	0.7	凸瘤形		≤0.8	≤180		⑮
13	BR0.8	0.8	人字形	~200	≤1.6	≤180	200	②③④⑥⑧⑩⑪ ⑰⑱⑲⑳㉔㉕
	BRS0.8	0.8	横人字形 竖直形	~250	≤1.0		150 350	②
	BL0.8	0.8		~200	≤0.4	≤180	150 350	④
	BRQY0.8	0.8	横人字形 竖直形	~250	≤1.0		150 350	⑭
14	BR0.9	0.9	人字形	~330	≤1.6	≤180		㉔㉕

续表

序号	型号	单板公称换热面积, m ²	波纹型式	单台最大换热面积, m ²	工作压力 MPa	工作温度 ℃	接管直径 mm	制造厂代号
15	BR1.0	1.0	人字形 斜波 直波	~450	≤1.6	≤180	225、250	①⑦⑩⑬⑰⑱⑳㉑㉒
16	BR1.2	1.2	人字形	400	≤1.2	≤180	200	⑥⑨⑮⑳
17	BR1.3	1.3	人字形	500	≤1.2	≤180	300	④⑥
18	BR1.4	1.4	人字形	600	≤1.0	≤180	300	⑦⑨
19	BR1.6	1.6	人字形	900	≤1.2	≤180	300	①⑤⑯
20	BR2.0	2.0	人字形	1200	≤1.0	≤180	350、400	④⑥⑦⑳
21	BP0.1 蒸发器	0.5	鼓泡形		≤1.6	≤180	500/100	②
22	全焊式 板换热器				≤3.5	≤300		㉓㉔
33	氟塑料/石 墨板换热器			15				㉕

注：1. 工作压力、接管直径，各厂的产品并不一致，表中所列，仅为一般情况。

2. 工作温度，表中所列为采用橡胶垫片时的最高温度。

3. 制造厂的名称，见附录 B，附录 B 中的代号和本表中的代号是相应的。

2. 板（片）式换热器生产厂

代 号	厂 名	代 号	厂 名
1	兰州石油化工机器总厂板式换热器厂	18	北京市海淀区新兴换热器厂
2	兰州石油机械研究所板式换热器厂	19	江阴市换热设备厂
3	上海轻工机械公司 上海饮料机械厂	20	江苏省无锡县节能设备厂
4	天津板式换热器厂	21	沈阳黎明发动机制造公司工程机械厂
5	天津换热设备厂	22	河北省涿州市节能设备厂
6	四平、珠海九圆热交换设备制造公司	23	宝鸡特种金属材料厂
7	四平换热器总厂	24	河南新乡市换热器厂
8	北京市节能工程所	25	温州鹿城换热器厂
9	北京市华都换热设备厂	26	佛山市澜石传热设备厂
10	北京市海华换热设备厂	27	兰州通达板式换热器厂
11	北京华海换热器厂	28	北京市京海换热设备厂
12	北京市海新板式换热器厂	29	湖北省天门市第一轻工机械厂
13	西安市红星节能设备厂	30	舒瑞普公司 (SWEP) (北京)
14	甘肃省甘南换热器厂	31	北京市海淀区永大换热器厂
15	上海化工机械二厂	32	广东力和换热设备有限公司
16	上海通达轻工机械有限公司	33	新速能板式热交换器有限公司
17	山东宁津县换热器厂	34	化工部化工机械研究所

3. 板式换热器垫片制造厂

厂 名	产 品 规 格	胶 料 品 种
启东橡胶三厂	单板面积 2m ² 以下的垫片	丁腈、乙丙、氟橡胶
湖北派克密封件有限公司	单板面积 1.3m ² 以下的垫片	乙丙、丁腈氟橡胶
兰州瑞普科技实业有限责任公司	单板面积 1.3m ² 以下的垫片	乙丙、丁腈氟橡胶
兰州通达板式换热器厂		乙丙、丁腈氟橡胶

参 考 文 献

- 1 杨崇麟主编. 板式换热器工程设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 2 兰州石油机械研究所. 板式热交换器波纹结构参数的研究报告, 1996
- 3 杨崇麟. 机械工程手册. 第 2 卷·第 14 篇·第四章·板式换热器. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 4 Bent Sundén. Enhancement of Convective Heat Transfer in Rib-roaghened Rectangular Ducts, Enhanced Heat Transfer, 1999, vol. 6: 89~103
- 5 Arun Hulcy and Rajm Manglik. Enhanced Heat Transfer Characteristics of Single-phase flows in a Plate Heat Exchangers With Mixed Chevron Plates. Enhanced Heat Transfer. 1997, vol. 4: 187~201
- 6 James R. lines. Asymmetric Plate Exchangers. C. E. P. 1987, July: 27~30
- 7 冯志良, 常春梅. 当代国外板式换热器摘萃. 石油化工设备. 1999 (5) vol. 28. No. 2
- 8 余国琮主编. 化工机械工程手册·第 14 篇·换热设备. 北京: 化学工业出版社, 2002
- 9 ALFA-LAVAL. Plate Heat Exchangers, 1984
- 10 APV. APV Plate Evaporator Climbing and Flalling Film Typc, 1983
- 11 ALFA-LAVAL. 工业生产专用换热器, 1991
- 12 HTFS. Plate Heat Exchanger, 1987
- 13 (日)尾花英朗. 徐中权译. 热交换器设计手册. 北京: 石油工业出版社, 1981
- 14 E. U. 施林德尔主编. 徐中权译. 热交换器设计手册. 北京: 石油工业出版社, 1982
- 15 K. S. N. Raju. Consider The Plate Heat Exchanger. Chiminal Engineering. 1980, Aug
- 16 国家石油钻采炼化设备质量监督检验中心. 板式冷凝器检验报告. 产品检验资料, 1998
- 17 Marriot J. Performance of an Alfaffer plate heat exchanger. CEP, 1977
- 18 APV. Plate heat exchanger for chemical and industrial duties, 1986
- 19 APV. Paraflows for acid proccsing, 1982
- 20 ALFA LAVAL. Compact heat exchangers for sulphuric acid cooling, 1983
- 21 张治川. 板式换热器在我国硫酸工业中的应用. 石油化工设备. 1992 (5)
- 22 ALFA-LAVAL. Heat exchangers in chlorine and caustic soda production, 1981
- 23 天津碱厂. 钛材板式换热器在碱厂蒸氨系统应用的经济效益, 1990
- 24 杭州龙山化工厂. BP07 型钛材质板式换热器工业应用总结, 1986
- 25 Richard L. W. Optimizing heat exchanger desing for crude oil stabilization. CEP, 1985
- 26 阿尔法-拉伐公司. 在发电及地热工程中应用板式换热器, 1985
- 27 中华人民共和国国家标准. 板式换热器 (GB 16409—1996). 北京: 中国标准出版社, 1996
- 28 GEA. Plate heat changer, 1983
- 29 APV. APV Paraflows offshore and afloat, 1981

第 2 章 板翅式换热器

1 概述

1.1 板翅式换热器的发展

板翅式换热器首先应用于汽车与航空工业中,20 世纪 30 年代英国马尔斯顿·艾克歇尔公司首先生产了铜质钎焊的板翅式换热器,20 世纪 40 年代中期出现了更轻巧的铝质钎焊板翅式换热器,随后研究、生产了更多结构型式的翅片,使其趋于更加紧凑、轻巧,20 世纪 50 年代开始在空气分离设备中应用板翅式换热器,随着冶金、石化工业对空分设备的大量需要以及空分设备大型化的发展趋势,板翅式换热器的研究、试验、设计与制造也得到有力的推进。目前它已广泛应用于航空、汽车、内燃机车、工程机械、空分、石化、制冷、空调、深低温等领域。

板翅式换热器在其初期发展阶段,由于人们对这种传热表面的传热机理及设计数据缺乏认识,加上结构与制造工艺方面存在许多问题,因此在相当长的一段时间内,仅处于小规模试验阶段。1942 年,美国的诺利斯首先进行了平直翅片、锯齿翅片、波纹翅片、钉状翅片的传热机理研究,找出几种主要翅片的摩擦因子、传热因子与雷诺数的关系,为以后的研究、设计与应用奠定了基础。1947 年美国海军研究署、船舶局、航空局合作在斯坦福大学拟定了系统的研究计划并扩大了研究范围,在 1948~1954 年间,美国海军研究署公布了 22 篇关于紧凑式换热表面的实验研究报告。后来凯斯和伦敦两人编著了《紧凑式换热器》,见参考文献 [1],较系统地总结了研究成果,在目前这已成为研究、设计与应用板翅式换热器的基本参考文献。

板翅式换热器发展中的另一方面问题是制造工艺,对于结构复杂而又厚度很薄的铝合金件钎接工艺的掌握是经历了一段相当漫长而又曲折的过程。板翅式换热器制造工艺中碰到的主要问题是局部脱焊(即在钎接过程中局部没有钎穿而形成薄弱环节),这导致板翅式换热器承压能力下降,或在承受交变负荷的切换式换热器中产生疲劳破坏。产生局部脱焊的原因很多:有原材料质量问题,如复合层的复合厚度不均匀,这将导致焊缝的不饱满;或者由于零件的加工精度达不到要求,形状不规矩,尺寸超差;或者由于清洗不干净,钎接中氧化膜去除不彻底;或者由于装配不当;间隙超差;或是由于夹具和钎接工艺方面的问题等等。而板翅式换热器的制造工艺在国外又是制造厂商作为专利而严格保密的。所以我国的板翅式换热器制造行业,是经历了许多艰难曲折,解决一个又一个工艺问题发展过来的。

我国板翅式换热器的研制开始于 20 世纪 60 年代中期,由杭州制氧机厂、营口通用机械厂、开封空分设备厂、上海第一五金厂等单位研制并相互协作,先后研制了 6000、3200、10000m³/h 等空分设备上用的板翅式换热器,在制造工艺上虽然取得一些经验,但也存在一些问题,后来机械工业部组织了攻关小组,重点研究制造工艺中某些关键性问题。1972 年,机械工业部系统地总结了研制与攻关的成果,为我国的板翅式换热器的发展打下一个良好的基础。

现在我国已经掌握了成熟的板翅式换热器的设计、制造技术,我们已经拥有自己的设计软件,根据这些软件设计计算的结果,经过实际考核都达到了预期的结果。我们不仅掌握了盐浴炉的钎焊技术,而且自行设计、制造了大型真空钎焊炉,成熟而批量地生产了大、中、小型各种真空钎焊的板翅式换热器,我国生产的板翅式换热器不仅完全能够满足国内各种型号空分设备的需要,而且还有一定数量的出口或满足世界其他厂商的订货。对生产单元尺寸在 1000mm×1000mm×6000mm 左右,承压能力在 2~3MPa 以下的板翅式换热器已不存在问题。但对石化工业中某些大型、高压、有相变的多股流板翅式换热器的设计、制造,由于过去这些大型石化设备基本上都是进口,国内行业没有机遇进行研制,所以这方面有待于开发。

1.2 制造工艺简介

板翅式换热器的制造工艺有如下几种:非焊接的粘接、有溶剂的盐浴钎焊、无溶剂的真空钎焊和气体保护钎焊。盐浴钎焊的制造工艺流程示意图见图 2-2-1;真空钎焊制造工艺流程示意图见图 2-2-2。

1.3 应用

目前空分设备几乎所有的换热器均采用板翅式换热器,由于其紧凑、高效、轻巧、铝质结构的特点,使得它与其他类型的换热器相比较处于绝对优势,只是由于其承压能力不高,另外,由于钎接炉容量的限制,

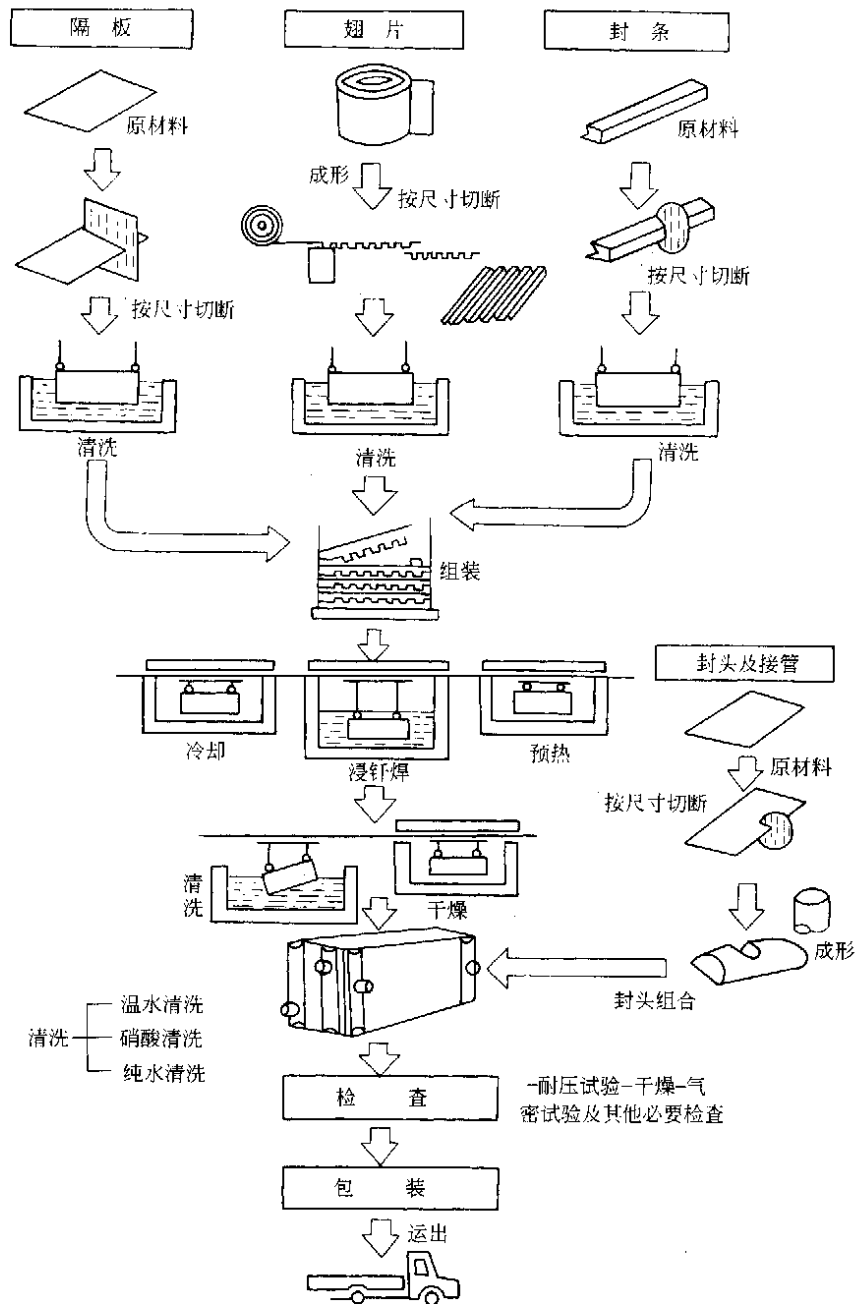


图 2-2-1 盐浴钎焊制造板翅式换热器的工艺流程

板翅式单元尺寸不能做得太大，故在高压或特大容量的空分设备换热器的选型中，才有考虑采用其他类型换热器的必要。在石油化工的乙烯装置、合成氨装置、天然气液化与分离等装置中，板翅式换热器也担负着重要的角色，在石化行业中，板翅式换热器多被通俗地叫做“冷箱”，因为它特别适合于制冷、低温、压力不太高、介质无强烈腐蚀性的场合。在深低温的氢、氮、制冷、液化设备中板翅式换热器已占据很重要的位置，因为深低温设备中的换热器要求极高的传热效率和非常小的热力不可逆损失，其关键部位的传热温差只有 $0.5\sim 1.0\text{K}$ ，这时对换热表面的紧凑性及传热效率提出极高的要求，加上铝质板翅式换热器具有良好的低漏韧性，使其备受青睐。板翅式换热器在制冷与空调领域，目前已成为管式、螺旋板式换热器的竞争者，只要对铝合金没有强烈腐蚀性，介质比较干净，不易结垢、不易沉积的场合，都可以考虑其紧凑、高效、轻巧的优点加以移植、推广，当然工作还得慎重，必须通过实验、研究、试用和一定时期的考核。汽车、航空工

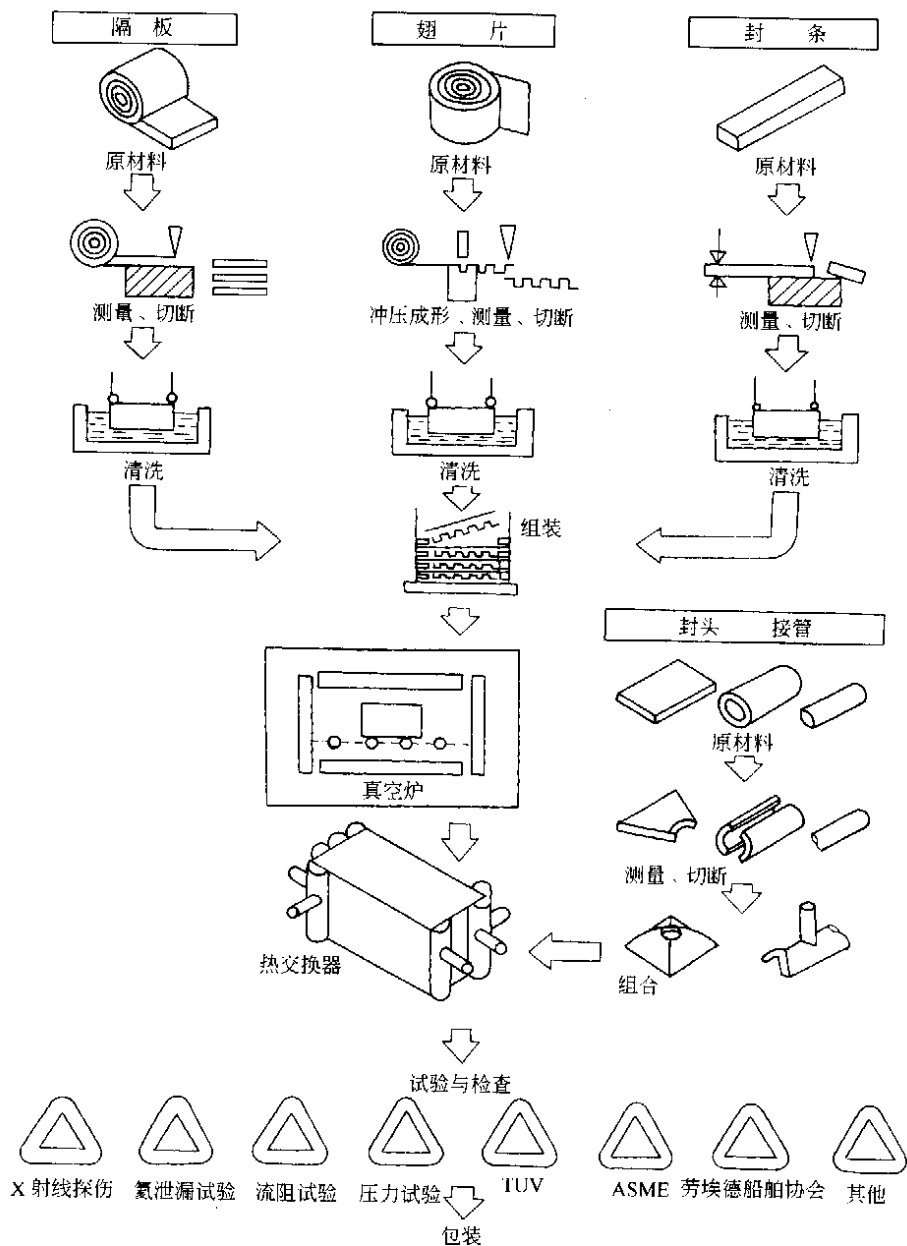


图 2-2-2 真空钎焊制造板式换热器的工艺流程

业是板式换热器发源地，在这方面的应用是不言而喻的。值得提出的是：目前在工程机械、通用机械、内燃机车等部门，板式换热器被广泛地应用于各种油、水、气体冷却器，这从板式换热器专业制造厂的订货客户中，是看得很清楚的。

1.4 特点

(1) 传热效率高，由于翅片对流体的扰动使边界层不断破裂，因而具有较大的换热系数；同时由于隔板、翅片的厚度很薄，具有高导热性，所以使得板式换热器可以达到很高的效率。

(2) 紧凑，由于板式换热器具有扩展的二次表面，使得它的比表面积可达到 $1000 \sim 2500 \text{m}^2/\text{m}^3$ 。

(3) 轻巧，由于紧凑且多由铝合金制造。

(4) 适应性强，板式换热器可适用于：气-气、气-液、液-液、各种流体之间的换热以及发生集态变化的相变换热。通过流道的布置和组合能够适应：逆流、错流、多股流、多程流等不同的换热工况。通过单元

间串联、并联、串并联的组合可以满足大型设备的换热需要。工业上可以定型、批量生产以降低成本，通过积木式组合扩大互换性。

(5) 制造工艺要求严格，工艺过程复杂，只有具备条件的专业制造厂才能生产，目前国内也只有屈指可数的几个厂商。

(6) 容易堵塞，不耐腐蚀，清洗检修很困难，故只能用于换热介质干净、无腐蚀、不易结垢、不易沉积、不易堵塞的场合。

2 结构特点与传热机理

2.1 结构与基本元件

板式换热器板束的结构与基本元件见图 2-2-3。它是由隔板、翅片、封条、导流片组成，在相邻两隔板之间放置翅片、导流片及封条组成一夹层，称为通道，将这样的夹层根据流体的不同方式叠置起来，钎焊成一体便组成板束，板束是板式换热器的核心，配以必要的封头、接管、支承等就组成了板式换热器。

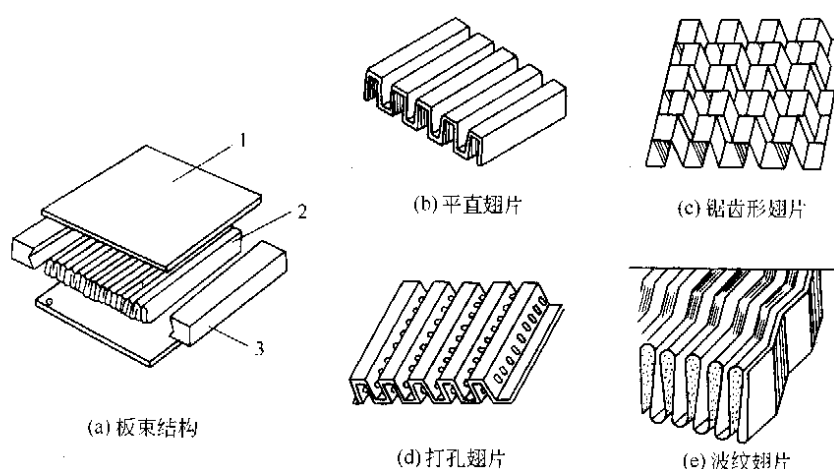


图 2-2-3 板式换热器的板束结构及翅片型式

1—隔板；2—翅片；3—封条

2.1.1 翅片

翅片是板式换热器的基本元件，板式换热器中的传热过程主要是通过翅片的热传导以及翅片与流体之间的对流换热来完成的。翅片的作用是：(1) 扩大传热面积，提高换热器的紧凑性，翅片可看成隔板的延伸与扩展，同时由于翅片具有比隔板大得多的比表面积，因而使紧凑性明显增大；(2) 提高传热效率，由于翅片的特殊结构，流体在流道中形成强烈扰动，使边界层不断破裂、更新，从而有效地降低了热阻，提高了传热效率；(3) 提高了换热器的强度和承压能力，由于翅片起着加强肋的作用，使板束形成牢固的整体，所以尽管翅片与隔板都很薄但却能承受一定的压力。根据不同工质与各种换热工况可以采用不同结构型式的翅片，常用几种翅片的结构型式见图 2-2-3。

(1) 平直翅片由薄金属片冲压而成，其换热与流体动力特性和管内流动相似，相对于其他结构型式的翅片来讲，其特点是换热系数、流动阻力系数都较小，这种翅片一般用在要求比较小的流体阻力而其自身的换热系数又比较大（例如液侧或发生相变）的传热场合。平直翅片一般具有较高的强度。

(2) 锯齿翅片，锯齿翅片可看做平直翅片切成许多短小的片段并互相错开一定间隔而形成的间断式翅片。这种翅片对促进流体的扰动，破坏热阻边界层十分有效，属于高效能翅片但流体通过锯齿翅片时其流动阻力相应增大。锯齿翅片普遍用在需要强化传热（尤其是气侧）的场合。

(3) 多孔翅片，多孔翅片先在薄金属片上打孔，然后再冲压成型。翅片上密布的小孔使热阻边界层不断破裂、更新，从而提高了传热性能，也有利于流体均布，但在冲孔的同时也使翅片传热面积减小，翅片强度降低。多孔翅片主要用于导流片及流体中夹杂着颗粒或相变换热的场合。

(4) 波纹翅片，波纹翅片是将薄金属片冲压或滚轧成一定的波形，形成弯曲流道，使流体在其中不断改变流动方向，以促进流体的扰动，分离或破坏热阻边界层，其效果相当于翅片的断裂。波纹愈密，波幅愈

大,越能强化传热。波纹翅片在我国用得不多。

2.1.2 隔板

隔板的作用在于分隔并形成流道,同时承受压力,隔板尚起着一次传热表面的作用,故其厚度应在满足承压能力的前提下尽可能减薄,隔板通常使用两面涂复铝硅合金的复合板,隔板与翅片、隔板与封条之间的钎焊连接就是依靠之一薄层的铝硅合金作为焊料,钎焊成牢固整体的。

2.1.3 封条

封条也叫侧条,它位于通道的四周,起到分割、封闭流道的作用。板翅式换热器的封条有多种形式,常用的如图 2-2-4 所示的矩形、燕尾形、燕尾槽形等。封条上下两面向两侧具有斜度约为 3% 的斜面,这是为了在与隔板组成板束时,形成楔形缝隙,便于钎接焊料渗入,形成饱满的焊缝。封条与封条之间采用图 2-2-5 所示的连接型式。

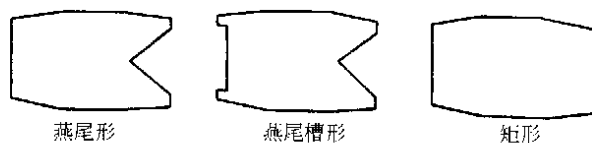


图 2-2-4 封条结构型式

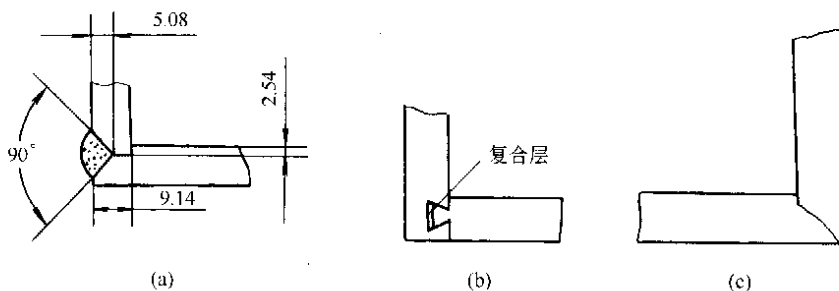


图 2-2-5 封条的连接型式

2.1.4 导流片与封头

导流片位于流道的两端,其作用是为了引导由进口管经封头流入板束的流体,使之均匀地分布于流道之中,或是汇集从流道流出的流体使之经过封头由出口管排出,导流片尚有保护翅片,避免通道堵塞的作用。导流片结构设计的原则为:(1)保证流道中流体的均匀分布,流体由进、出口管到通道之间的顺利过渡;(2)在导流片中流动阻力应保持在最小的恒定值;(3)导流片的耐压强度应与整个板束的承压能力匹配;(4)便于制造。导流片的布置形式与封头及换热器的结构形式密切相关。如图 2-2-6 所示。封头的结构设计主要取决于工作压力、流体股数、换热器的流道布置以及是否切换等。

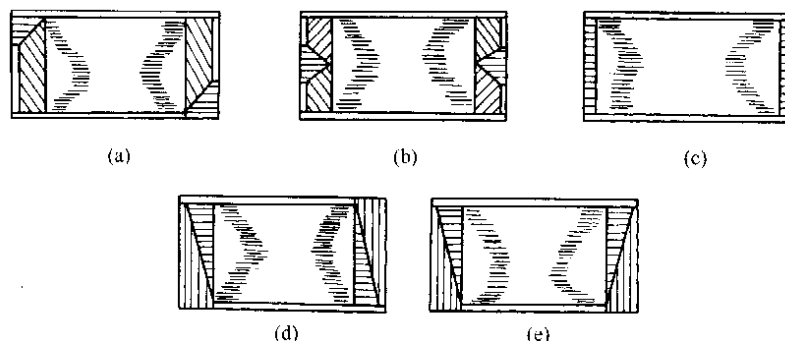


图 2-2-6 导流片的布置型式

2.2 翅片的结构参数

翅片的几何尺寸,常用图 2-2-7 所示的符号表示。

根据几何尺寸的关系,翅片的结构参数计算公式如下:

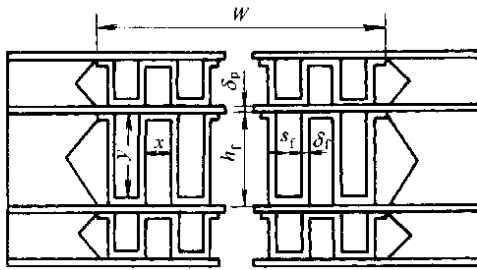


图 2-2-7 翅片的几何尺寸

h_f —翅片高度, m; δ_f —翅片厚度, m;
 s_f —翅片间距, m; δ_p —隔板厚度, m;
 W —翅片有效宽度, m; x —翅内距,
 $x = s_f - \delta_f$, m; y —翅内高, $y = h_f - \delta_f$, m

$$r_h = \frac{A}{U} = \frac{xy}{2(x+y)} \quad (2-2-1)$$

当量直径

$$d_e = 4r_h = 4 \frac{A}{U} = \frac{2xy}{x+y} \quad (2-2-2)$$

每层通道自由流通面积

$$A_i = \frac{xyW}{s_f} \quad (2-2-3)$$

每层通道传热表面积

$$F_i = \frac{2(x+y)WL}{s_f} \quad (2-2-4)$$

板束 n 层通道自由流通面积

$$A = \frac{xyWn}{s_f} \quad (2-2-5)$$

板束 n 层通道传热表面积

$$F_t = \frac{2(x+y)WLn}{s_f} \quad (2-2-6)$$

一次表面面积

$$F_b = \frac{x}{x+y} F \quad (2-2-7)$$

二次表面面积

$$F_f = \frac{y}{x+y} F \quad (2-2-8)$$

国产标准翅片的结构参数见表 2-2-1, 国内各专业制造厂为满足市场、用户的需要, 其品种、规格可能与此有若干出入。

表 2-2-1 国产标准翅片的结构参数

翅片型式	翅高 h_f, mm	翅厚 δ_f, mm	翅距 s_f, mm	自由截面积 A_i, m	传热面积 F_i, m	当量直径 d_e, m	二次表面所占 比例 F_f/F
平直形	9.5	0.2	1.7	0.00821	12.7	2.58	0.861
	6.5	0.3	2.1	0.00531	7.62	2.79	0.775
	4.7	0.3	2.0	0.00374	6.1	2.45	0.721
锯齿形	9.5	0.2	1.4	0.00797	15.0	2.126	0.886
	9.5	0.2	1.7	0.00821	12.7	2.58	0.861
	6.5	0.2	1.4	0.0054	10.714	2.016	0.840
	6.5	0.3	2.1	0.00531	7.62	2.79	0.775
	4.7	0.3	2.0	0.00374	6.1	2.45	0.721
	3.2	0.3	3.5	0.00265	3.49	3.04	0.475
打孔形	9.5	0.63	4.2	0.00754	5.92	5.09	0.713
	6.5	0.63	4.2	0.00499	4.495	4.44	0.622
	6.5	0.3	2.1	0.00531	7.62	2.79	0.775
	4.7	0.3	2.0	0.00374	6.1	2.45	0.721
	3.2	0.3	3.5	0.00265	3.49	3.04	0.475

注: 1. 自由流通截面积是指有效宽度 $W = 1\text{m}$ 时, 每层通道的 A_i 值。

2. 传热面积是指有效宽度 $W = 1\text{m}$, 有效长度 $L = 1\text{m}$ 时, 每层通道的 F_i 值。

2.3 流道布置

板翅式换热器可通过流道的不同组合, 布置成逆流、错流、多股流、多程流, 其结构示意图见图 2-2-8。逆流用得最普遍也是最基本的流道布置型式。错流一般用在其有效温差并不明显低于逆流, 或一侧流体的温度变化不大于冷、热流体最大温差的一半的场合。例如空分设备中的液化器, 采用错流布置可以向低压气流提供较大的自由流通截面和较短的流道长度, 而有效温差并不明显降低。多股流用于多种流体同时进行换热, 由于板翅式换热器的特点, 石化、气体分离设备中大量地采用多股流。多程流用于压力相差悬殊的两种流体之间的换热, 高压侧布置成多回路、小截面以保持高流速。

2.4 单元组合

板翅式换热器由于工艺条件的限制, 单元尺寸不能做得太大 (目前最大的板束单元尺寸约为 $1200\text{mm} \times$

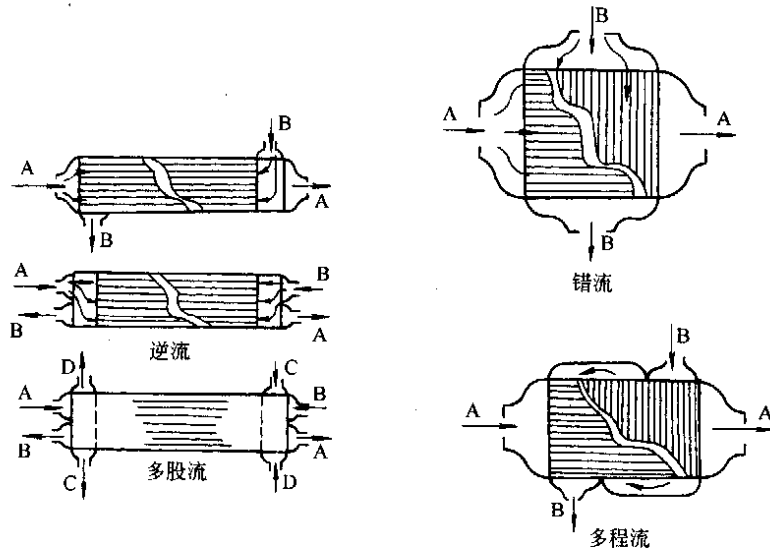


图 2-2-8 板式换热器的流道布置

1200mm×7000mm), 大型板式换热器需要通过许多单元板束的串联、并联、串并联进行组合, 在单元组合时, 很重要的一个问题就是如何使流体在这些单元板束中均匀分配。单元组合基本上如图 2-2-9 所示的三种方式。从流体均匀分配角度应尽量采用对称型, 避免并流型, 由于各单元流体阻力可能不等, 组合时应注

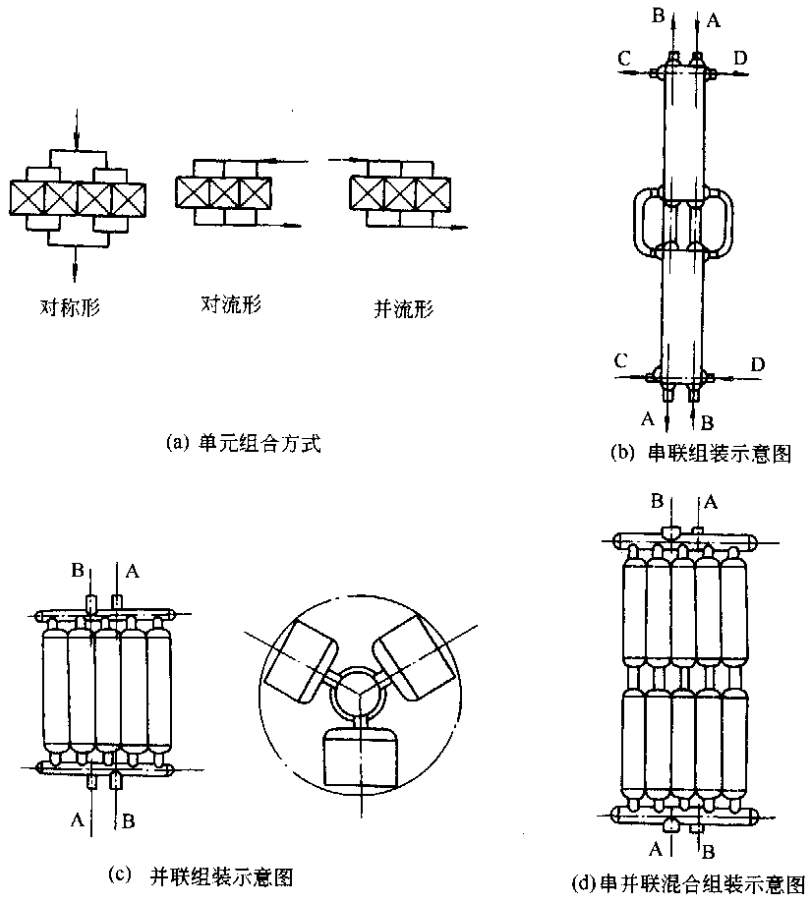


图 2-2-9 单元组合示意图

意匹配得当，工艺管道的布置也要注意这一点。串联、并联、串并联混合组装的示意图，见图 2-2-9。

3 设计计算

3.1 换热与流动基本特征数关系式

3.1.1 无相变特征数关系式

板翅式换热器的换热系数，通常是用传热因子 (j)、斯坦登数 (St)、普朗特数 (Pr) 与雷诺数 (Re) 的关系式表示。

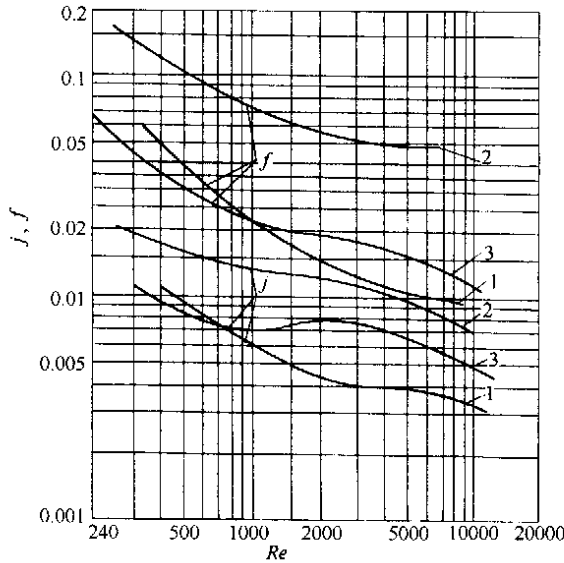


图 2-2-10 H神钢“ALEX”的翅片性能曲线
1—平直翅片；2—锯齿翅片；3—多孔翅片

传热因子

$$j = StPr^{2/3} = f(Re)$$

斯坦登数

$$St = \frac{\alpha}{g_t c_p}$$

普朗特数

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

雷诺数

$$Re = \frac{g_t d_e}{\mu}$$

式中 g_t ——按自由流通截面计算的质量流速， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；
 α ——换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；
 c_p ——定压比热容， $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；
 λ ——导热系数， $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ；
 μ ——动力粘度， $(\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}^2$ ；
 d_e ——当量直径， m 。

对于无相变的板翅式换热器，其 $j = f(Re)$ 建议

采用约 1965 年由日本神钢“ALEX”引进的平直型、锯齿型、多孔型翅片性能曲线，见图 2-2-10。该曲线只区别翅片型式，不区分每种型式的翅片尺寸。由于国产翅片规格与日神钢的规格大致相同，国内各专业厂、设计院多沿用该曲线的数据，经多年的实践考核证明，该曲线的数据是可靠的。为便于编制程序，作者据图 2-2-10 的曲线数据，拟合得如下关联式^[2][式(2-2-9)~式(2-2-14)]：

锯齿翅片 ($Re = 300 \sim 7500$)

$$\ln j = -2.64136 \times 10^{-2} (\ln Re)^3 + 0.555843 (\ln Re)^2 - 4.09241 \ln Re + 6.21681 \quad (2-2-9)$$

$$\ln f = 0.132856 (\ln Re)^2 - 2.28042 (\ln Re) + 6.79634 \quad (2-2-10)$$

多孔翅片 ($Re = 400 \sim 10000$)

$$\ln j = 34.57583 - 15.92678 (\ln Re) + 2.137607 (\ln Re)^2 - 9.544151 \times 10^{-2} (\ln Re)^3 \quad (2-2-11)$$

$$\ln f = 28.79806 - 12.31399 (\ln Re) + 1.565191 (\ln Re)^2 - 6.736098 \times 10^{-2} (\ln Re)^3 \quad (2-2-12)$$

平直翅片 ($Re = 400 \sim 10000$)

$$\ln j = 0.103109 (\ln Re)^2 - 1.91091 (\ln Re) + 3.211 \quad (2-2-13)$$

$$\ln f = 0.106566 (\ln Re)^2 - 2.12158 (\ln Re) + 5.82505 \quad (2-2-14)$$

式中 f 为摩擦因子，详见下述。板翅式换热器的流动阻力，可通过式 (2-2-15) 表达：

$$\Delta p = \frac{g_t^2}{2\rho_i} \left[(\xi_i + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{F}{A_t} \frac{\rho_i}{\rho_m} - (1 - \sigma^2 - \xi_o) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (2-2-15)$$

式中 Δp ——换热器进出口压差， Pa ；

ρ_i, ρ_o, ρ_m ——分别为进口截面、出口截面及平均的流体密度， kg/m^3 ；

g_t ——质量流速， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

ξ_i, ξ_o ——分别为换热器进口、出口的局部阻力系数；

σ ——换热器的自由流通截面与横截面的比值；

f ——换热器的摩擦因子据式 $f = f(Re)$ 计算。

式 (2-2-15) 中, 换热表面的摩擦损失是流动阻力的主要组成部分, 在一般工程计算中, 只计算这一部分损失。以式 (2-2-16) 表示:

$$\Delta p = f \frac{F}{A} \frac{g_{\text{f}}^2}{2\rho_{\text{m}}} = 4f \frac{L}{d_{\text{e}}} \frac{g_{\text{f}}^2}{2\rho_{\text{m}}} \quad (2-2-16)$$

式中 F ——传热表面积, m^2 ;
 A ——自由流通截面, m^2 ;
 L ——流道长度, m 。

3.1.2 相变特征数关系式

有关紧凑式表面相变换热的设计理论知之甚少, 作为第一步工程近似, 先要弄清以下两点: (1) 可否通过当量直径转换, 将圆管相变换热移植、应用于紧凑式表面; (2) 可否将紧凑式表面的无相变性能数据加以修正, 使之用于相变、两相流。其次要搞清紧凑式换热器中两相流相变换热的一些基本问题: (1) 紧凑式表面两相流的基本流型; (2) 翅片型式、翅片尺寸对流型的影响; (3) 主要影响因素的基本关联式; (4) 紧凑式表面中两相流干度、温度场的分布规律; (5) 多相流、两组分的流动与换热的基本规律; (6) 流动不稳定性的影响。随着科技、生产的发展, 换热器设计、研究的重心已由壳管式移向紧凑式, 狭窄通道相变换热问题已提到紧迫的议事日程。由于紧凑式表面已广泛地应用于相变换热, 而有关紧凑式表面相变换热的理论又很不成熟, 为解决工程实际的迫切需要, 编者从收集、验算、筛选若干已经成功地在运行的进口设备、国内自己研制的换热器的设计、运行数据, 对众多规则几何形状换热表面的冷凝、沸腾换热模型, 进行计算机筛选, 仅在此推荐如下关联式^[2,4]:

(1) 冷凝换热模型

$$\alpha_{\text{c}} = 4.34829 \times 10^{-4} g_{\text{m}} \left(\frac{c_{\text{l}} \rho_{\text{l}} \lambda_{\text{l}}}{2\mu_{\text{l}} \rho_{\text{v}}} \right)^{0.5} Re_{\text{v}}^{-0.2762} \quad (2-2-17)$$

式中 α_{c} ——冷凝换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
 g_{m} ——进、出口截面的平均质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$;

$$g_{\text{m}} = \left(\frac{g_{\text{iv}}^2 + g_{\text{iv}} g_{\text{ov}} + g_{\text{ov}}^2}{3} \right)^{1/2}$$

$g_{\text{iv}}, g_{\text{ov}}$ ——分别为进口截面、出口截面的气相质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$;

c_{l} ——液相比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

λ_{l} ——液相导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

μ_{l} ——液相动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

Re_{v} ——气相雷诺数。

当冷凝液膜为层流时

$$\alpha_{\text{c}} = 18.38409 Re_{\text{l}}^{-1/3} \left(\frac{\rho_{\text{l}}^2 \lambda_{\text{l}}^3}{\mu_{\text{l}}^2} \right)^{1/3} \quad (2-2-18)$$

式中 Re_{l} ——液相雷诺数。

当冷凝液膜为紊流时

$$\alpha_{\text{c}} = 0.075497 Re_{\text{l}}^{0.4} \left(\frac{\lambda_{\text{l}}^3 \rho_{\text{l}}^2}{\mu_{\text{l}}^2} \right)^{1/3} = 9.079419 \left(\frac{\gamma \lambda_{\text{l}}^3 \rho_{\text{l}}^2}{d_{\text{e}} \mu_{\text{l}} q} \right)^{1/3} \quad (2-2-19)$$

式中 γ ——蒸发潜热, J/g ;

q ——热流密度, W/m^2 。

(2) 沸腾换热模型

$$\alpha_{\text{b}} = 2.295112 \left(\frac{c_{\text{l}} q}{\gamma} \right)^{0.69} \left(\frac{\rho \lambda_{\text{l}}}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_{\text{l}}}{\rho_{\text{v}}} - 1 \right)^{0.33} \quad (2-2-20)$$

式中 α_{b} ——沸腾换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

c_{l} ——液相比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

ρ ——压力, Pa ;

σ ——表面张力, N/m 。

$$\alpha_b = 9.078924 \left(\frac{\gamma \lambda_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v)}{d_e \mu_v q} \right)^{1/3} \quad (2-2-21)$$

$$\alpha_b = 0.01525 \left(\frac{\rho_v \gamma}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.033} \left(\frac{\rho_l}{\sigma} \right)^{0.33} \left(\frac{\lambda_l^{0.75} q^{0.7}}{\mu_l^{0.45} c_l^{0.117} T_s^{0.37}} \right) \quad (2-2-22)$$

式中 T_s ——饱和温度，K。

这里需要着重指出：对不同工质、不同热力参数、各种相变的场合，应采用不同的沸腾、冷凝换热模型，需要进行许多选择、匹配、验算与校核。复杂的紧凑式表面中，相变换热并不存在单一、普适的换热准则关系式。

3.2 翅片效率与表面效率

和一切带翅的紧凑式表面一样，板翅式换热器由热流体到冷流体的热传递，通过两个途径：一是一次表面，即冷、热流体直接接触的表面，通常为隔板。二是二次表面，通常为翅片。板翅式换热器相对于光管壳管式或者板式换热器，其主要的差别就在于它存在着二次表面，即通过翅片的热传递，而且二次表面传热还占据着重要的位置。板翅式表面的传热机理见图 2-2-11。翅片表面温度分布的示意图见图 2-2-12。

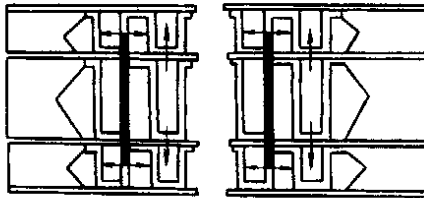


图 2-2-11 板翅式表面传热机理

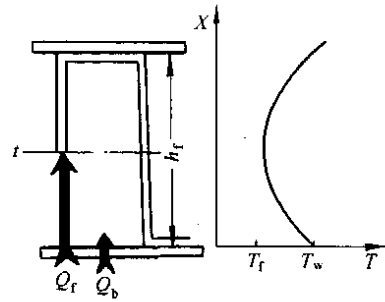


图 2-2-12 翅片表面温度分布示意图

板翅式换热器的热传递由一次表面换热量及二次表面换热量组成由下式表达：

$$Q = Q_b + Q_f = \alpha (F_b + F_f \eta_f) \theta_0 \quad (2-2-23)$$

式中 Q ——总传热量，W；
 Q_b ——一次表面传热量，W；
 Q_f ——二次表面传热量，W；
 α ——换热系数，W/(m²·K)；
 F_b ——一次表面面积，m²；
 F_f ——二次表面面积，m²；
 θ_0 ——翅片根部即一次表面的传热温差，K；
 η_f ——翅片效率。

翅片效率的物理意义是显示：二次表面与一次表面的传热效果是不同的，当按一次表面传热温差统一处理时，二次表面面积应打的折扣。翅片效率以下式表达：

$$\eta_f = \frac{\text{th} ml}{ml} \quad (2-2-24)$$

式中 m ——翅片参数，它取决于翅片厚度翅片 δ_f ，材料的导热系数 λ 及流体对翅片的对流换热系数 α ，以下式表示：

$$m = \left(\frac{2\alpha}{\lambda \delta_f} \right)^{1/2} \quad (2-2-25)$$

l ——传导距离，是指由翅片根部截面至翅片表面温度梯度 ($d\theta/dx$) 为零截面的距离。据换热流体的布置方式可分为下列三种情况。

3.2.1 单叠布置

在两股流板翅式换热器中，热流体与冷流体成对称的相间布置，翅片的温度分布曲线是对称的，如图 2-

2-13 所示。此时

热流体通道 $x=0, \theta=\theta_h, x=l_1=h_1/2, (d\theta/dx)=0$

冷流体通道 $x=0, \theta=\theta_c, x=l_2=h_2/2, (d\theta/dx)=0$

由于翅片温度分布曲线对称, $(d\theta/dx)=0$ 的截面, 分别为各个通道的中间截面, 传导距离 l 为翅片高度的一半。

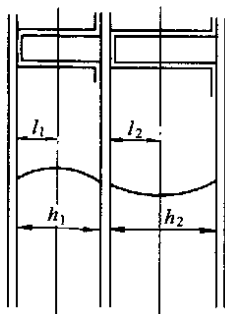


图 2-2-13 两股流、单叠布置的翅片温度分布曲线

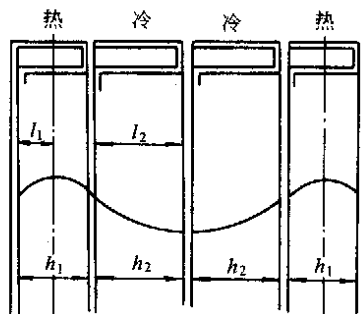


图 2-2-14 两股流、复叠布置的翅片温度分布曲线

3.2.2 复叠布置

在两股流板翅式换热器中, 若在两个热流体通道之间夹着两个冷流体通道, 或者两个冷流体通道之间夹着两个热流体通道, 翅片温度分布曲线如图 2-2-14 所示。此时

热流体通道 $x=0, \theta=\theta_h, x=l_1=h_1/2, (d\theta/dx)=0$

冷流体通道 $x=0, \theta=\theta_c, x=l_2=h_2, (d\theta/dx)=0$

热流体通道温度分布曲线的对称截面, 为通道中间截面, 翅片传导距离为翅片高度的一半, $l_1=h_1/2$ 。而冷流体通道温度分布曲线的对称截面, 为两个冷流体通道的中间截面, 翅片传导距离等于翅片高度, $l_2=h_2$ 。

3.2.3 多股流复杂布置

在多股流板翅式换热器中, 通道的排列组合比单叠、复叠布置要复杂得多, 翅片传导距离 l , 翅片效率 η_f 的计算, 不能简单套用上述公式, 详见多股流板翅式换热器的有关章节。

应用表面效率 η_s , 可以把板翅式换热器的热传递表达成如式 (2-2-26) 所示:

$$Q = \alpha F_i \eta_s \theta_0 \quad (2-2-26)$$

式中 F_i 为一次表面与二次表面传热面积之和, m^2 。

表面效率 η_s , 按式 (2-2-27) 计算:

$$\eta_s = 1 - \frac{F_t}{F_i} (1 - \eta_f) \quad (2-2-27)$$

表面效率的物理意义, 可理解为当把一次表面、二次表面等同看待时, 统一按一次表面的传热温差 θ_0 处理时, 整个表面 (含一次表面与二次表面) 所打的折扣, 有了表面效率的概念, 就可以在设计计算中, 沿用原有的光滑表面 (如壳管式) 的相应公式, 只是需要加上表面效率的修正而已。

3.3 翅片型式与结构参数的选择

在换热器的选型设计中, 一般根据换热器的使用场合、用户要求、换热表面的特点、工作压力、工作温度, 选择换热器的类型。而对于板翅式换热器, 翅片型式与翅片结构参数的选择是设计、选型的第一步。其选择的原则大致有以下几点:

3.3.1 锯齿翅片

对促进流体的扰动, 破坏热阻边界层十分有效, 属高性能翅片, j 因子、 f 因子相应地均大于平直翅片。锯齿翅片是目前板翅式换热器中, 应用最广泛的高效能翅片, 其换热与流动特性随切开长度而变, 切开长度越短, 传热性能越好, 但流动阻力也相应增大。锯齿翅片广泛用于需要强化换热的场合, 例如板翅式换热器的流体通道应首先考虑采用。

3.3.2 平直翅片

其换热特性、流动阻力特性与管内流动相似，在相同的雷诺数 Re 值下， j 因子、 f 因子值相对较低，多用于流动阻力要求严格而自身换热系数较大的场合。平直翅片相对于其他型式翅片，具有较高的强度，故在高压板翅式换热器中多有采用。

3.3.3 多孔翅片

通过翅片的冲孔，使热阻边界层不断破裂、更新，从而强化换热，但在冲孔的同时，也使换热面积减少、翅片强度削弱。多孔翅片多用作导流片，使气、液均布，亦用于相变换热的再沸器、冷凝蒸发器。

3.3.4 翅片结构参数的选择

主要取决于换热系数，在换热系数较小的场合，宜采用高而薄的翅片（即翅高 h_f 较大、翅厚 δ_f 较薄的翅片），着眼于增大换热面积；而在换热系数较大的场合，宜采用低而厚的翅片（即翅高 h_f 较小、翅厚 δ_f 较厚的翅片），这样可具有较大的翅片效率；同时翅片参数的选择还要考虑标准化，尽量减少系列品种、尽量套用制造厂商已有的翅片规格，以降低成本。翅片选型与参数选择尚有许多定性、定量的分析方法，由于这是属于比较专门、深入的设计理论，限于本书的篇幅与宗旨这里从略^[2]。

3.4 多股流板翅式换热器

由于板翅式换热器的结构特点，使得它可以方便地处理几股流体同时进行换热的工艺要求，故多股流板翅式换热器广泛地应用于，石油化工、气体分离、低温技术等领域。多股流板翅式换热器具有如下特点：（1）可紧凑、高效率地进行多股流换热，在换热中尚可能伴随相变与质交换；（2）具有较大的温度变化范围，同时传热温差很小；（3）一般流体介质比较干净，不存在结垢、腐蚀的问题；（4）具有较完善的绝热措施，其冷损或热量损失，可略而不计。

多股流板翅式换热器的设计、计算是个具有一定难度，有待多方面进行探索的课题。这是因为：（1）多股流换热比两股流换热具有复杂得多的温度场与换热工况，尤其在涉及相变与质交换时，多股流换热的物理模型、数学模型、计算方法都有待探索；（2）设计待选取参数中，往往需要多次迭代，计算程序数据容量大，计算程序复杂；（3）翅片性能数据缺乏，尤其涉及相变与质交换时；（4）通道分配与排列组合是设计的关键，目前尚缺乏相应完善的模型与方法。尽管如此，但多股流板翅式换热器已大量地应用于工程领域，略去一些专门的与尚待深入探索的课题，本手册仅介绍目前比较实用的实际处理方法^[2]。

3.4.1 通道分配与通道排列

如上所述，通道分配与排列组合是多股流板翅式换热器的设计关键，通道分配与排列组合受多股流板翅式换热器热、质交换的制约，同时又必须在传热计算之前先行确定，这种相互矛盾的要求是造成设计困难的一个方面；加上目前尚缺乏完善的模型与方法，所以这里仅能提供一些通道分配、通道排列的定性准则，作为设计的参考。这些指导性原则是：（1）尽可能做到局部热负荷平衡，即使得沿换热器的横向，各个通道的热负荷在尽可能小的范围内达到平衡，以减小过剩热负荷与过剩热负荷的传导距离，其标志应使沿换热器的同一横断面的壁面温度尽可能接近；（2）通道分配应使各个通道的计算长度基本相近；（3）为使流体均布应使同一股流体的各个通道阻力基本相同；（4）通道排列应避免温度交叉，减小热量内耗^[2]；（5）切换式换热器切换通道的通道数应该相等，以免气流切换时产生压力波动，且切换通道在排列上应该毗邻；（6）通道排列原则上对称，这便于制造、安装，且受力情况也较好。

3.4.2 综合法

石油化工、气体分离、低温技术中，大量应用的多股流板翅式换热器多属于，一股热流体与多股冷流体同时换热的工况，当然也有热、冷流体同时均为多股的，但实用上以前者为多，针对此具体情况，推荐一种简化的计算方法，即综合法。综合法的基本思路是：将所有参加换热的流体按给热、吸热分别综合，使它成为相当的两股流，即热流体给热，冷流体吸热，从而把多股流换热简化成两股流换热来进行处理。综合法过去在国内的空分设备行业厂中一直沿用，据了解直到目前为止，国外某些专业厂也仍然在使用。这里着重介绍综合法的几点改进及相关关联式。

（1）关于翅片传导距离的修正

有关两股流换热，通道按单叠、复叠布置时翅片传导距离的计算方法，见 3.2.1 及 3.2.2。在多股流板翅式换热器中，由于通道排列、组合的型式多种多样，通道之间的相互关联错综复杂，远非使用单叠、复叠的概念所能概括，故在应用综合法计算翅片传导距离时，应采用式（2-2-28）：

$$l_j = \frac{h_j}{2} \frac{A_j}{A_r \frac{Q_j}{Q}} \quad (2-2-28)$$

式中 l ——翅片传导距离, m;
 A ——传热表面积, m^2 ;
 Q ——热负荷, W;
 g, j ——分别为热流体、冷流体的编码。

(2) 换热器长度的确定

综合以后相当两股流的热导为:

$$kA = \frac{\alpha_g A_g \eta_g \sum \alpha_{rj} A_{rj} \eta_{rj}}{\alpha_r A_r \eta_r + \sum \alpha_{rj} A_{rj} \eta_{rj}} \quad (2-2-29)$$

综合成两股流后的换热器长度为:

$$l = \frac{Q}{kA \Delta T} \quad (2-2-30)$$

在综合法中, 尚要分别计算各股冷流体与对应的, 按传热面积比例分配的热流体之间进行传热时, 所具有的热导 kA_{j-g} 。见式 (2-2-31) 所示:

$$kA_{j-g} = \frac{\alpha_j A_j \eta_j \times \alpha_g A_g \eta_g \left(\frac{A_j}{\sum A_j} \right)}{\alpha_j A_j \eta_j + \alpha_g A_g \eta_g \left(\frac{A_j}{\sum A_j} \right)} \quad (2-2-31)$$

与所需的相应通道长度 l_j , 见式 (2-2-32) 所示:

$$l_j = \frac{Q_j}{kA_{j-g} \Delta T_{j-g}} \quad (2-2-32)$$

对于一股冷流体与多股热流体进行换热的场合, 式(2-2-28)~式(2-2-32)照样适用, 只是将编码 i, g 与 j, r 对调即可。多股流板翅式换热器通道分配是否合理, 可按综合与分解计算所得长度[式(2-2-30)与式(2-2-32)]是否相接近, 作为评判的标准。一般希望此长度偏差小于 10%。

3.5 流体的不均匀分配性

3.5.1 流体不均匀分配与换热器性能的关系

在一般换热器设计中, 都是假定流体沿通道均匀分配, 实际上, 由于制造、安装、分配结构的设计与运行方面的原因, 均匀分配仅是个理想工况, 流体的不均匀分配使换热器效率降低, 压降加大, 这种影响随着换热器传热单元数的增大而加剧, 故在高效、紧凑型换热器中, 流体不均匀分配是个不容忽视的问题。尤其在两相流换热器中存在着复杂的流动工况, 两相流入口分配结构设计的困难, 以及两相流流量振荡等不稳定因素, 均匀分配还是个悬而未决的问题。在多组分、相变换热器中, 流体不均匀分配使沸腾、冷凝在不同的相平衡条件下进行, 传热、流动阻力将严重地偏离设计工况。

3.5.2 流体不均匀分配的基本类型

根据流体不均匀分配产生的原因, 大体上可分为两种类型:

(1) 由于封头、配管设计不当, 上游压力分布不均匀, 或板束内部严重堵塞, 造成在板束入口截面流体分配不均匀, 这种不均匀性波及范围大, 影响也比较严重。它主要由上游因素引发而与通道结构的均匀性无关, 这种分配不均匀性使换热器传热效果显著降低的同时, 流动阻力也明显增大。

(2) 由于翅片结构的不均匀性、制造公差、翅片在制造、安装过程中偶尔的翘曲、变形等原因造成板束内部通道之间的不均匀分配, 这种不均匀性波及范围小, 影响也相对小些, 通道之间分配不均匀性对中断发展型层流, 紊流的影响并不严重, 但对充分发展型层流却很敏感, 它在使传热因子降低的同时, 却使摩擦因子略有降低。

3.5.3 改善流体不均匀分配的措施

(1) 改进封头、配管、分配结构的设计。

(2) 采用中间混合, 再分配的措施, 以减小分配不均匀性的影响。

(3) 两相流入口分配结构, 目前多采用气、液两相分别引入混合器: 对高干度, 主要进行冷凝的可用喷雾器; 对低干度, 主要进行蒸发的可用鼓泡器。

3.6 设计计算

板式换热器设计计算的程序大致包含：(1) 物性数据计算；(2) 单元数确定、通道分配、排列；(3) 翅片型式、规格的选取，翅片结构参数的计算；(4) 温度场与传热温差的计算；(5) 换热器长度计算；(6) 阻力校核。设计计算的原理、依据公式已在以上几节中叙述，其具体步骤拟通过下节的两个例题，加以说明。目前的计算都已有自行开发的、成熟的软件，既可以在很短的时间完成，还可以通过多方案的筛选进行对比。

4 设计实例

4.1 两股流相变换热器

现以某空分设备的冷凝蒸发器为例，说明两股流、相变、板式换热器图 2-2-15 设计计算的步骤。冷凝侧工质为高纯度的氮气，蒸发侧工质为富氧液空。

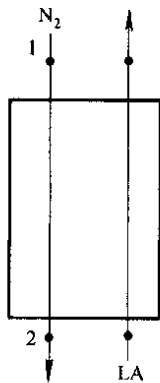


图 2-2-15 两股流相变换热器

(1) 换热介质流量

冷凝侧进口气相流量 $V_{ngi} = 2726.28 \text{ kg/h}$

冷凝侧出口气相流量 $V_{ngo} = 1363.14 \text{ kg/h}$ ，液相流量 $V_{nlo} = 1363.14 \text{ kg/h}$

(2) 状态参数

$p_1 = 3.315 \times 10^5 \text{ Pa}$ $T_1 = 89.28758 \text{ K}$

$p_2 = 3.315 \times 10^5 \text{ Pa}$ $T_2 = 89.28752 \text{ K}$

$p_3 = 1.422 \times 10^5 \text{ Pa}$ $T_3 = 84.15505 \text{ K}$

$p_4 = 1.393 \times 10^5 \text{ Pa}$ $T_4 = 87.85499 \text{ K}$

(3) 热负荷

$Q = 227561 \text{ kJ/h} = 63211 \text{ W}$

(4) 翅片结构参数

选用锯齿型翅片，翅高 $h_f = 6.5 \text{ mm}$ ，翅距 $s_f = 1.4 \text{ mm}$ ，翅厚 $\delta_f = 0.2 \text{ mm}$ ，隔板厚度 $\delta_p = 1 \text{ mm}$ ，板束宽度 $W_0 = 500 \text{ mm}$ ，封条宽度 $b = 15 \text{ mm}$ ，有效宽度 $W = W_0 - 2b =$

470mm

翅内距	$x = s_f - \delta_f = 1.2 \text{ mm}$
翅内高	$y = h_f - \delta_f = 6.3 \text{ mm}$
当量直径	$d_e = 2xy / (x + y) = 2.016 \text{ mm}$
每层通道自由流通面积	$A_i = xyW / s_f = 2.538 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
每层通道 1 米长传热面积	$A_s = 2(x + y)W / s_f = 5.036 \text{ m}^2$
一次传热面积	$A_b = x / (x + y) \times A_s = 0.806 \text{ m}^2$
二次传热面积	$A_f = y / (x + y) \times A_s = 4.23 \text{ m}^2$

(5) 通道分配排列

冷凝通道 $N = 30$ ，蒸发通道 $N = 31$ ，单叠布置。

(6) 换热器尺寸计算

板束厚度（两侧各一工艺层和一盖板，盖板厚度 $\delta = 6 \text{ mm}$ ）

$30 \times (6.5 + 1) + 31 \times (6.5 + 1) + 2 \times 6.5 + 2 \times 6 + 1 = 483.5 \text{ mm}$

冷凝侧换热系数 [据式 (2-2-17)]

冷端蒸气出口截面质量流速

$g_{v1} = 1363.14 / (30 \times 2.538 \times 10^{-3}) = 17903.07 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$

热段蒸气入口截面质量流速

$g_{v11} = 2726.28 / (30 \times 2.538 \times 10^{-3}) = 35806.14 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$

平均质量流速

$g_m = [(g_{v1}^2 + g_{v1}g_{v11} + g_{v11}^2) / 3]^{0.5} = 27347.4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$

气相雷诺数

$g = 0.5 \times (1363.14 + 2726.28) / (3600 \times 30 \times 2.538 \times 10^{-3}) = 7.459614 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

$$Re_v = gd/\mu = 7.459614 \times 2.016 \times 10^{-3} / 5.852703 \times 10^{-6} = 2569.51$$

冷凝侧换热系数

$$\begin{aligned} \alpha_c &= 4.34829 \times 10^{-4} g_m \left(\frac{c_1 \rho_1 \lambda_1}{2 \mu_1 \rho_v} \right)^{0.5} Re_v^{-0.2762} \\ &= 4.34829 \times 10^{-4} \times 27347.4 \times [2.151219 \times 764.2769 \times 0.6834897 / (2 \times 9.764848 \times 10^{-5} \\ &\quad \times 14.31424)]^{0.5} \times 2569.51^{-0.2762} \\ &= 862.0562 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

沸腾侧换热系数[据式(2-2-20)]

$$\text{平均压力 } p_m = 0.5 \times (p_3 + p_4) = 1.4075 \times 10^5 \text{ Pa} = 1.435 \text{ kgf}/\text{cm}^2$$

$$\alpha_b = 2.295112 \left(\frac{c_1 q}{\gamma} \right)^{0.69} \left(\frac{\rho \lambda_1}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0.33}$$

热流密度经迭代后得

$$q = Q / (NA_s L_b) = 227561 / (31 \times 5.036 \times 0.40519) = 3599.214 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$$

$$\begin{aligned} \alpha_b &= 2.295112 \times (2.747809 \times 3599.214 / 205.6515)^{0.69} \times (1.435 \times 0.7579864 / 1.204858 \times 10^{-2})^{0.31} \\ &\quad \times (1016.58 / 6.259198 - 1)^{0.33} \\ &= 718.5212 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} kA &= \frac{\alpha_c A_c \eta_c + \alpha_b A_b \eta_b}{\alpha_c A_c \eta_c + \alpha_b A_b \eta_b} \\ &= (862.0562 \times 30 \times 5.036 \times 0.8874 + 718.2512 \times 31 \times 5.036 \times 0.898) / \\ &\quad (862.0562 \times 30 \times 5.036 \times 0.8874 + 718.2512 \times 31 \times 5.036 \times 0.898) \\ &= 53782.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{\ln} &= \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{(89.28758 - 87.85499) - (89.28752 - 84.15505)}{\ln \frac{(89.28758 - 87.85499)}{(89.28752 - 84.15505)}} \\ &= 2.8994 \text{ K} \end{aligned}$$

$$L = Q / (kA \Delta T_{\ln}) = 63211 / (53782.7 \times 2.8994) = 0.406 \text{ m}$$

翅片系数

$$m = \left(\frac{2\alpha}{\lambda \delta_f} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$m_c = [2 \times 862.0562 / (165 \times 0.0002)]^{0.5} = 228.573 \text{ m}^{-1}$$

$$m_b = [2 \times 718.2512 / (165 \times 0.0002)]^{0.5} = 208.639 \text{ m}^{-1}$$

翅片效率

$$\eta_f = \frac{\text{th} ml}{ml}$$

$$\eta_{fc} = \text{th}(228.573 \times 0.0065 \times 0.5) / (228.573 \times 0.0065 \times 0.5) = 0.866$$

$$\eta_{fb} = \text{th}(208.639 \times 0.0065 \times 0.5) / (208.639 \times 0.0065 \times 0.5) = 0.879$$

表面效率

$$\eta_s = 1 - \frac{F_f}{F_i} (1 - \eta_f)$$

$$\eta_c = 1 - 0.84 \times (1 - 0.866) = 0.8874$$

$$\eta_b = 1 - 0.84 \times (1 - 0.879) = 0.898$$

实际板束尺寸

$$500 \text{ mm} \times 483.5 \text{ mm} \times 850 \text{ mm}$$

后备系数

$$s = (0.850 - 2 \times 0.15) / 0.406 = 1.355$$

4.2 多股流无相变换热器

现有一4股流、无相变换热器，如图2-2-16所示，设计参数为：

(1) 换热介质流量

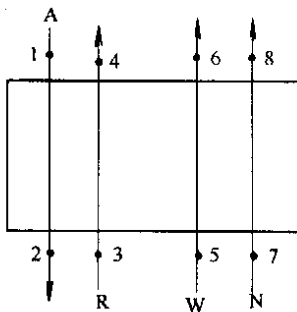


图 2-2-16 多股流
无相变换热器

空气量 $V_1 = 3407 \text{kg/h} = 0.946 \text{kg/s}$
 环流空气量 $V_4 = 1526 \text{kg/h} = 0.424 \text{kg/s}$
 污氮量 $V_6 = 1844 \text{kg/h} = 0.512 \text{kg/s}$
 纯氮量 $V_8 = 187.5 \text{kg/h} = 0.052 \text{kg/s}$

(2) 状态参数
 $p_1 = 8.14 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_1 = 303 \text{K}$
 $p_2 = 8.02 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_2 = 128.5 \text{K}$
 $p_3 = 1.245 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_3 = 125 \text{K}$
 $p_4 = 1.128 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_4 = 300 \text{K}$
 $p_5 = 1.344 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_5 = 125 \text{K}$
 $p_6 = 1.226 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_6 = 300 \text{K}$
 $p_7 = 6.13 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_7 = 117.8 \text{K}$

$p_8 = 6.01 \times 10^5 \text{Pa}$ $T_8 = 300 \text{K}$

(3) 热负荷

总热负荷 $Q = 6.3 \times 10^5 \text{kJ/h} = 1.75 \times 10^5 \text{W}$
 环流夹层热负荷 $Q_R = 2.078 \times 10^5 \text{kJ/h} = 7.524 \times 10^4 \text{W}$
 污氮夹层热负荷 $Q_W = 3.207 \times 10^5 \text{kJ/h} = 8.909 \times 10^4 \text{W}$
 纯氮夹层热负荷 $Q_N = 0.385 \times 10^5 \text{kJ/h} = 1.067 \times 10^4 \text{W}$

(4) 翅片结构参数

选用锯齿型翅片，翅高 $h_f = 9.5 \text{mm}$ ，翅距 $s_f = 1.4 \text{mm}$ ，翅厚 $\delta_f = 0.2 \text{mm}$ ，隔板厚度 $\delta_p = 1 \text{mm}$ ，板束宽度 $W_0 = 650 \text{mm}$ ，封条宽度 $b = 15 \text{mm}$ ，有效宽度 $W = W_0 - 2b = 650 - 2 \times 15 = 620 \text{mm}$

翅内距 $x = s_f - \delta_f = 1.2 \text{mm}$
 翅内高 $y = h_f - \delta_f = 9.3 \text{mm}$
 当量直径 $d_e = 2xy / (x + y) = 2.126 \text{mm}$
 每层通道自由流通面积 $A_i = xyW / s_f = 4.942 \times 10^{-3} \text{m}^2$
 每层通道 1 米长传热面积 $A_s = 2(x + y)W / s_f = 9.3 \text{m}^2$
 一次传热面积 $A_b = x / (x + y) \times A_s = 1.063 \text{m}^2$
 二次传热面积 $A_f = y / (x + y) \times A_s = 8.237 \text{m}^2$

(5) 通道分配与通道排列

换热器由一个单元组成，总通道数 57。其中：空气夹层 23，环流空气夹层 16，污氮夹层 16，纯氮夹层 2。通道按下列顺序排列：以第 29 层通道为对称轴，呈对称布置。设：A—空气通道；R—环流通道；W—污氮通道；N—纯氮通道。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
R	A	W	A	R	N	A	W	A	R	W	A	R	A	W	R
17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28				
A	W	A	R	W	A	R	A	W	A	R	W				
												29	30	31	32
												A	W	R	A
33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48
W	A	R	A	W	R	A	W	A	R	W	A	R	A	W	R
49	50	51	52	53	54	55	56	57							
A	W	A	N	R	A	W	A	R							

这个通道分配与通道排列是经过多方案筛选与优化得到的。

(6) 传热与流动阻力计算

各股流体的质量流速

$$g_A = V_1/N_A A_1 = 0.946/(23 \times 4.942 \times 10^{-3}) = 8.3256 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$g_R = V_4/N_R A_1 = 0.424/(16 \times 4.942 \times 10^{-3}) = 5.3605 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$g_W = V_6/N_W A_1 = 0.512/(16 \times 4.942 \times 10^{-3}) = 6.4475 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$g_N = V_8/N_N A_1 = 0.052/(2 \times 4.942 \times 10^{-3}) = 5.2692 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

传热计算如表 2-2-2:

表 2-2-2 多股流传热计算结果

项 目	气 流	空 气 (A)	环 流 空 气 (R)	污 氮 (W)	氮 (N)
通道数		23	16	16	2
质量流速, kg/(m ² ·s)		8.3256	5.3605	6.4775	5.2692
冷端温度, K		128.5	125	125	117.8
热端温度, K		303	300	300	300
平均温度, K		215.75	212.5	212.5	208.9
冷端压力, MPa		0.802	0.1245	0.1344	0.613
热端压力, MPa		0.814	0.1128	0.1226	0.601
平均压力, MPa		0.808	0.1187	0.1285	0.607
比热容, kJ/(kg·K)		1.038763	1.011945	0.968052	1.074914
动力粘度, Ns/m ²		1.37589 × 10 ⁻⁵	1.35756 × 10 ⁻⁵	1.37502 × 10 ⁻⁵	1.29865 × 10 ⁻⁵
导热系数, W/(m·K)		1.85788 × 10 ⁻²	1.83431 × 10 ⁻²	1.78259 × 10 ⁻²	1.82715 × 10 ⁻²
密度, kg/m ³		13.67428	2.014144	2.230880	10.23297
当量直径, m		2.126 × 10 ⁻³	2.126 × 10 ⁻³	2.126 × 10 ⁻³	2.126 × 10 ⁻³
Re = gd _e /μ		1286	839	1001	862
换热系数, W/(m ² ·K)		140	97.3	108.8	99.7
表面效率		0.9539	0.9203	0.935	0.9351
理论长度下的板束阻力, Pa		1085	3678	4464	690

换热器长度计算

$$kA = \frac{\alpha_g A_g \eta_g \sum \alpha_{ij} A_{ij} \eta_{ij}}{\alpha_g A_g \eta_g + \sum \alpha_{ij} A_{ij} \eta_{ij}}$$

$$= (140 \times 0.9539 \times 9.3 \times 23 \times 97.2 \times 0.9203 \times 9.3 \times 16) / (140 \times 0.9539 \times 9.3 \times 23 + 97.2 \times 0.9203 \times 9.3 \times 16)$$

$$= 14675.7 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

对数平均温差

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = 3.4482 \text{ K}$$

积分平均温差由程序计算而得

$$\Delta T_{\text{int}} = 1.69416 \text{ K}$$

按对数平均温差计算长度

$$L_{\ln} = Q / (kA - \Delta T_{\ln}) = 1.75 \times 10^5 / (14765.7 \times 3.4482) = 3.456 \text{ m}$$

按积分平均温差计算长度

$$L_{\text{int}} = Q / (kA - \Delta T_{\text{int}}) = 1.75 \times 10^5 / (14765.7 \times 1.69416) = 7.038 \text{ m}$$

板束厚度

$$(23 + 16 + 16 + 2) \times (9.5 + 1) + 2 \times 9.5 + 2 \times 6 + 1 = 630.5 \text{mm}$$

板束实际尺寸

3mm × 650mm × 630.5mm × 2100mm

5 板翅式换热器新技术及在压缩机中的应用

本节介绍近年来作者（南京工业大学）在板翅式换热器研究与开发方面所做的工作^[7]：（1）为提高耐腐蚀性和亲水性，开发的铝翅式换热器表面处理技术；（2）开发的板翅式换热器快速创型（Rapid Innovation）系统，该系统具有优化设计、参数化绘图和快速报价等功能，能提高设计效率几十倍，降低产品成本；（3）基于计算流体动力学（CFD）技术，应用先进制造工艺和引进新材料开发的一系列具有抗强腐蚀、抗结垢、耐高温和耐高压能力的板翅式换热器新产品；（4）应用大型有限元 ANSYS 系统对高压板翅式换热器的结构特性进行了分析，得出了一些提高产品可靠性的设计准则；（5）应用新技术开发了一系列具有较高性能价格比的压缩机板翅式冷却器。

5.1 铝翅式换热器表面处理技术

板翅式换热器在压缩机中主要用作油冷却器和压缩空气冷却器，有空冷和水冷两种方式。无论是空冷和水冷冷却器，高温压缩空气在冷却过程中，会有冷凝水析出，水珠在翅片上聚集将在翅片上形成“水桥”，阻止了空气的流通，而使空气压力降增大，并导致热交换效率下降。另外尽管铝及其合金具有良好的抗蚀性能，但是长期滞留在铝表面的冷凝水吸收空气中的氧及硫、氮等，在铝表面形成腐蚀电池，加速腐蚀。腐蚀产物在铝翅片表面聚集，将降低热交换。对于水冷却器，在水侧同样也存在腐蚀性问题，长期运行也将缩短铝翅式换热器的寿命。

为了解决这些问题，提高其抗腐蚀和亲水性能，对铝翅片表面处理技术进行了研究，提出了一种两步成膜法^[8]。先用铬酸-铬盐在铝翅片上形成一层防蚀膜。在此涂层之上，再用细硅酸微粒进行涂膜，颗粒尺寸应小于 100 μm ，这样，—SiOH 基团将在水中离解并产生负电荷，这样可在水中分散的负电荷很稳定，当加热此液态悬浮液时，硅粒子就很难再分散并且很难从表面移走。这些粒子上的—SiOH 基团可以吸附水分子，这样就会形成亲水表面。实际使用效果表明，能提高换热器寿命（约 20%）和换热效率。

5.2 板翅式换热器快速创型系统

在目前的技术条件下，人们可以通过手算来进行一个完整的换热器热工计算。然而，由于板翅式换热器的设计公式较为复杂，通道设计又十分困难，计算过程将十分费时且易出现人为的误差，还必须忽略许多二阶量的影响以便简化计算；另外多股流板翅式换热器和有相变板翅式换热器的手工计算几乎不可能。近年来随着计算机辅助工程技术（Computer Aided Engineering）的发展，应用计算机模拟技术对换热器稳态和瞬态进行性能模拟已成为可能，这将解决多年来一直困扰设计人员的手工热力计算的难题。

Shah^[9]首先对紧凑型换热器的计算机辅助热工计算进行了讨论。目前英国传热服务公司（HTFS）、美国 ALTEC 公司和 SW 公司等都曾推出专用商业软件。国内笔者^[10]经过多年的研究与开发，于 1995 年正式推出了板翅式换热器的计算机辅助设计（PFECAD）软件包，经过部分厂家使用，结果表明，可提高设计效率 20~30 倍，大大减少了过去设计、绘图文件生成中的人为错误，使产品的设计周期大为缩短。与国外软件相比，除了热工计算外，还具有物性计算模块和用 C 语言开发的基于 Auto CAD 系统计算机参数化绘图模块以及快速报价系统^[11]。

一个高水平的计算机辅助设计程序必须兼备优化功能^[9]，PFECAD 系统应用遗传算法实现了板翅式换热器多目标的人工智能设计优化。该方法实际使用表明具有极强的鲁棒性和全局寻优能力，应用该方法，我们已开发了风冷和水冷两个系列的压缩机板翅式冷却器。

5.3 板翅式换热器新产品

近年来，基于计算流体动力学（CFD）技术，应用先进制造工艺和引进新材料开发的一系列板翅式换热器新产品。

5.3.1 非金属板翅式换热器

开发的非金属板翅式换热器^[12]，是采用改性增强的聚四氟乙烯制成。聚四氟乙烯（简称 F4）有“塑料王”之美称，它是完全对称而无支链的线型高分子聚合物，化学性能相当稳定，它与强酸、强碱、氧化剂、氧化物和王水等溶液长期接触不起任何作用，除元素氟，三氟化氯及高温熔融碱金属外，能耐一切有机、无

机化合物腐蚀介质,是迄今为止耐腐蚀性能最好的材料。F4分子中无光敏基因,臭氧、紫外线等均不能与之作用,即使长期暴露在恶劣的大气中,浸没到具有极强的抗腐蚀介质里也丝毫不发生变化,根据国外资料,其老化期在10年以上,具有优异的抗老化性能。F4分子间引力小,表面自由能极低,仅为 1.9×10^{-4} N/cm²。它是当今已知固体材料中表面自由能最小的几种材料之一。几乎所有介质都不能粘附其表面,使用时不会有污垢,具有极强的抗结垢能力。鉴于上述优异的性能,因此该换热器可用于石油化工、制药、冶炼等行业中有特殊要求(如强酸、强碱等)的冷凝、冷却、加热等多种工艺操作中。

为了进一步降低成本,我们采用添加高导热粉料和增强材料对F4分别进行了改性和增强,使其导热系数提高了4倍左右,强度提高了一倍,抗冷流能力大大增强。满足同样热力条件,本换热器比聚四氟乙烯列管换热器成本降低了50%,但体积仅为聚四氟乙烯列管换热器的六分之一。改性增强的聚四氟乙烯板翅式换热器主要技术参数如下:使用温度为-180~250℃,使用压力≤1.2MPa,真空压力≤1000mmHg,使用寿命可达8年以上(加速试验结果)。

5.3.2 不锈钢板翅式换热器

铝制板翅式换热器能承受的最高压力和温度仅为9MPa和300℃。进一步提高板翅式换热器使用压力、使用温度和耐腐蚀性能,最好的办法是开发不锈钢板翅式换热器。根据国外文献报道,现在钎焊工艺生产的不锈钢板翅式换热器产品的耐温和耐压极限已达到850℃及14.0MPa。钎料工艺中,不锈钢板翅式换热器最常用的钎料^[13]是镍基钎料,其次是铜基,还有银基和锰基钎料。其中铜基、银基和锰基钎料都不是高温钎料,铜基和锰基钎料的耐腐蚀性能很差,而采用镍基钎料不但能使产品耐高温而且具有很好的耐蚀性。采用真空钎焊的不锈钢主要是奥氏体^[14]、铁素体和马氏体^[15]不锈钢。目前镍基钎料钎焊不锈钢的工艺还不成熟,特别是大型不锈钢板翅式换热器,还有许多问题需要解决,如不锈钢热膨胀系数大,导热系数低,容易由于热应力产生裂纹;在470~815℃范围内长时间停留可能产生脆性极大的σ相;奥氏体不锈钢由870℃以上的温度缓冷会因C和Cr结合而致晶间贫铬,晶间贫铬将导致抗腐蚀性能甚至力学性能下降。另外不锈钢板翅式换热器的钎焊前处理的要求非常高,对表面异物敏感性高。为此,探索了应用新的制造工艺来制造大型不锈钢板翅式换热器的生产工艺^[16]。该方法与常规的钎焊生产工艺不同,不仅生产成本低,而且产品的耐压能力显著提高,进一步完善工作尚在进行中。

5.4 高压板翅式换热器的结构强度特性分析

高压下工作的板翅式换热器,因压力的循环变化会引起的疲劳使隔板产生裂纹,发生泄漏,因此疲劳破坏在结构设计中必须考虑的。国内外对板翅式换热器动态特性的研究很少,结合实物实验和大型有限元ANSYS的分析获得了一些定性的结论:控制翅片与翅片、封条间叠装间隙,在相邻流道间采用翅片断面错列接缝等措施来防止因疲劳隔板产生裂纹,同时将承受交变载荷的流道不布置在最外侧或在外侧布置1~2层以改善其受力状况。另将封头和接管采用较好的材料和较厚壁厚、封头和板束焊接加衬圈、开焊接坡口、焊加强板等措施来减小压力,提高产品制造质量和使用寿命。

5.5 板翅式换热器在压缩机领域的应用

采用开发成功的PFECAD软件,通过逼近实际温度优化设计,开发了风冷和水冷两个系列的压缩机板翅式冷却器。经过实际运行传热效率的测定,结果表明:NH-YS型系列板翅式压缩机后冷器与国内同类产品相比,具有设计更合理、结构更紧凑、效率更高、运行更可靠等特点。NH-YS产品与同类产品相比其传热效率可提高15%以上、压力损失明显下降。在满足同样的工况条件下,NY-YS产品的体积和重量会减轻20%以上,NH-YS产品的最高耐压能力已可达5MPa。

下面列出了部分水冷和风冷换热器的性能参数,具体见表2-2-3和表2-2-4。

表 2-2-3 风冷换热器的性能参数

项 目	排 气 量			
	3m ³ /min YS(M,A)—3/1Z	6m ³ /min YS(M,A)—6/1Z	10m ³ /min YS(M,A)—10/1Z	20m ³ /min YS(M,A)—20/1Z
设计压力,MPa	1	1	1	1
进气温度 ℃	压缩空气 160	160	160	160
	冷却空气 20	20	20	20

续表

项 目		排 气 量			
		3m ³ /min YS(M,A)—3/1Z	6m ³ /min YS(M,A)—6/1Z	10m ³ /min YS(M,A)—10/1Z	20m ³ /min YS(M,A)—20/1Z
出气温度 ℃	压缩空气	40	40	40	40
	冷却空气	30	30	30	30
风机参数	风量, m ³ /h	2500	5000	8500	15000
	全风压, Pa	42	42	42	95
	叶轮直径, mm	300	450	510	700
压力降 Pa	热空气	780	2000	4400	13000
	冷却气	17	17	22	28
连接尺寸 mm	压缩气进口	Rp3/4"	Rp1"	DN50	DN70
	压缩气出口	Rp3/4"	Rp1"	DN50	DN70
设备净重, kg		16.8	35	48	77

表 2-2-4 水冷换热器的性能参数

排气量, m ³ /min	3	6	10	20	40	60	100
排气压力, MPa	4	4	4	4	4	4	4
压缩介质	空气	空气	空气	空气	空气	空气	空气
冷却介质	冷却水	冷却水	冷却水	冷却水	冷却水	冷却水	冷却水
热空气进口温度, ℃	160	160	160	160	160	160	160
热空气出口温度, ℃	40	40	40	40	40	40	40
冷却介质进口温度, ℃	15	15	15	15	15	15	15
冷却介质出口温度, ℃	29.6	29.6	29.6	29.6	29.6	29.6	29.6
冷却介质流量, t/h	0.54	1.08	1.8	3.6	7.2	10.8	18
压缩介质压力降, kPa	0.31	0.56	0.5	0.5	0.5	0.6	0.5
冷却介质压力降, kPa	0.07	0.11	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
冷却介质工作压力, MPa	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
换热面积, m ²	1	2.1	3.7	7.5	14.4	21.3	37.3
设备净重, kg	6.1	10	18.5	27.9	49.3	63.4	93.7

参 考 文 献

- 1 Kays W. M. London A. L. Compact Heat Exchangers, 3rd ed. McGraw Hill, 1984
- 2 陈长青, 沈裕浩编著. 低温换热器. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 3 陈长青. 多股流板翅式换热器的传热计算. 制冷学报. 1982, No. 1
- 4 陈长青, 胡礼林, 程忠俊, 龙华扶. 多组分多股流相变换热器的传热计算. 化工学报. 1994, 45 (2): 206~211
- 5 铝制板翅式换热器技术条件. JB/TQ 258—87
- 6 铝制板翅式换热器性能实验方法. JB/TQ 588—87
- 7 凌祥, 涂善东, 陆卫权. 板翅式换热器的研究与应用进展. 石油机械. 1999, 27 (12)
- 8 涂善东, 凌祥, 陆卫权. 板翅式换热器的翅片表面抗腐蚀和亲水性处理的两步成膜法. 南京化工大学研究报告 CAE-PFHE9803. 1998
- 9 Shah R K. Compact heat exchanger surface selection methods. Heat Transfer, Vol. 4, Washington DC: Hemisphere. 1978, 193~199
- 10 凌祥, 柳雪华, 涂善东. 板翅式换热器 CAD 系统的开发. 炼油设计. 1997, 27 (6): 57~59
- 11 凌祥, 邹群彩, 柳雪华, 涂善东. 板翅式换热器参数化绘图. 化工机械. 2000
- 12 涂善东, 凌祥, 陆卫权. 非金属板翅式换热器制造工艺. 南京化工大学研究报告 CAE-PFHE9801, 1998
- 13 屠恒悦. 真空钎焊技术的应用. 金属热处理. 1998, (5): 21~23
- 14 路文江等. 非晶态合金钎料真空钎焊接头组织研究. 甘肃工业大学学报. 1999, 25 (1): 1~5
- 15 刘红, 李文, 张世航. 马氏体不锈钢真空钎焊与真空热处理一体化工艺. 沈阳工业学院学报. 1999, 18 (2): 37~41
- 16 涂善东, 凌祥, 陆卫权. 大型不锈钢板翅式换热器制造工艺. 南京化工大学研究报告 CAE-PFHE9705. 1997
- 17 Lunsford K M. Advantages of brazed aluminum heat exchangers. Hydrocarbon Processing, 1996, (7): 55~63

第3章 螺旋板式换热器

1 螺旋板式换热器的发展和结构特点

1.1 螺旋板式换热器的发展概况

1930年瑞典“Rosenblad”公司首先提出了螺旋板式换热器的结构,并很快投入了批量生产,取得了专利权。此后英国的APV公司、美国的AHRCO公司和Union Carbide公司、联邦德国的ROCA公司、日本的“大江”、“川化”公司以及荷兰、捷克、前苏联等国也相继设计制造出同类产品。日本的螺旋板式换热器制造是在第二次世界大战后兴起的,各公司都制定了自己的系列标准。前苏联在1966年颁布了螺旋板式换热器的国家标准ГОСТ 2067—66^[1]。

我国从20世纪50年代开始在化工领域使用螺旋板式换热器,并进行了仿造。到了60年代中期,由于采用了卷床卷制,提高了产品质量并能批量生产。1970年原一机部通用机械研究所、苏州化工机械厂开始进行标准化、系列化工作,随后与原大连工学院协作对螺旋板式换热器的传热和流体阻力进行了系统的研究。1973年原一机部制定了部颁标准JB 1287—73,并由原一机部通用机械研究所负责编制了“螺旋板式换热器图纸选用手册”,对螺旋板式换热器的应用和推广起了很大的推动作用。

随着原南京化工学院和广西大学在螺旋板式换热器强度和刚度研究的进展,螺旋板式换热器的设计更加系统化。20世纪80年代末至90年代中期,机械工业部合肥通用机械研究所先后制定了JB/TQ 724—89《螺旋板式换热器制造技术条件》、JB 53012《螺旋板式换热器制造质量分等》、JB/T 4723《不可拆螺旋板式换热器型式与基本参数》、JB/T 6919《螺旋板式换热器性能试验方法》,形成了我国螺旋板式换热器的整个体系框架。1991~1997年机械部合肥通用机械研究所、苏州化工机械厂联合完成了基金课题“大型可拆螺旋板式换热器的研制”,将我国螺旋板式换热器的水平推上一个新的台阶。即将颁布的综合性行业标准《螺旋板式换热器》标志着我国螺旋板式换热器的设计、制造、检验与验收更加规范化。

1997年由机械工业部组织实施了全国螺旋板式换热器的首次质量监督检查。这次螺旋板式换热器产品质量统检反映了我国螺旋板式换热器生产的基本格局。江苏省是我国螺旋板式换热器生产最密集的地区。其中苏州化工机械厂擅长生产可拆螺旋板式换热器,是我国加工螺旋板设备最完善的企业;无锡雪浪铆焊厂擅长生产酒精、溶剂、变压器油冷却、重油加热系统的螺旋板式换热器;无锡市换热器厂擅长生产制药、双氧水领域的螺旋板式换热器。而广东佛山化工机械厂擅长生产烧碱领域螺旋板式换热器;北京四季青换热器厂擅长生产采暖供热、油田领域的螺旋板式换热器。

1.2 螺旋板式换热器的结构特点^[2]

(1) 传热性能好。等截面单通道不存在流动死区,定距柱及螺旋通道对流动的扰动降低了流体的临界雷诺数,水水换热时螺旋板式换热器的传热系数最大可达 $3000\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

(2) 自洁能力强、不易污塞。螺旋通道一般为等截面矩形,若通道内的流体速度设计合理,则非纤维状的杂物难以在螺旋板表面存留。螺旋板式换热器的污垢热阻仅为管壳式换热器污垢热阻的70%左右。

(3) 散热损失小。热流体可以通过中心接管直接进入螺旋板式换热器的内部,且两侧螺旋通道端面易于采用保温措施,使螺旋板式换热器散发于环境的热损失很小。

(4) 传热温差小。在螺旋板式换热器中,冷热流体一般按逆流操作,对于同一换热面积,螺旋板的长度可以通过板宽的调整在较大的范围内变化。冷热流体的出口温度能够精确地人为控制,冷热流体温差的最小值仅为 2℃ 左右,因此能充分利用低温热源。

(5) 温差应力小。在螺旋板式换热器中,若传热系数为定值,冷热流体温度沿螺旋板板长方向呈线性变化。由于螺旋通道为一整体,内部不存在温度的突变区,螺旋板的热胀冷缩量就被螺旋体的通道间隙均匀吸收。当冷热流体的温差达到 200℃ 左右,螺旋板式换热器仍然不需要设置热胀冷缩所需要的零部件。

(6) 结构紧凑。螺旋板式换热器和板式换热器是紧凑式换热器的典型代表。其单位体积的传热面积比管壳式换热器大得多。

(7) 承压能力和直径的限制。螺旋体的设计既要保证承受内压时的强度,又要保证承受外压时的刚度。

尽管螺旋体的内部焊有很多定距柱，提高了螺旋体的承压能力，但螺旋板的直径较大，厚度较小，每一圈均承受压力，当两通道的压差达到一定程度时（也即达到或接近临界压力时），螺旋板就会被压瘪而丧失稳定性。目前，各国生产螺旋板式换热器的最高工作压力为 4.0MPa。当设计压力超过 1.6MPa 时，螺旋体的最大直径也限于 2000mm 左右。

(8) 检修难度大。螺旋板式换热器虽然不易泄漏，但由于结构上的限制，一旦产生泄漏就很难查找和维修（对不可拆螺旋板式换热器），往往只能整台报废。因此对具有腐蚀性介质时，应选用耐腐蚀性能好的材料制造。

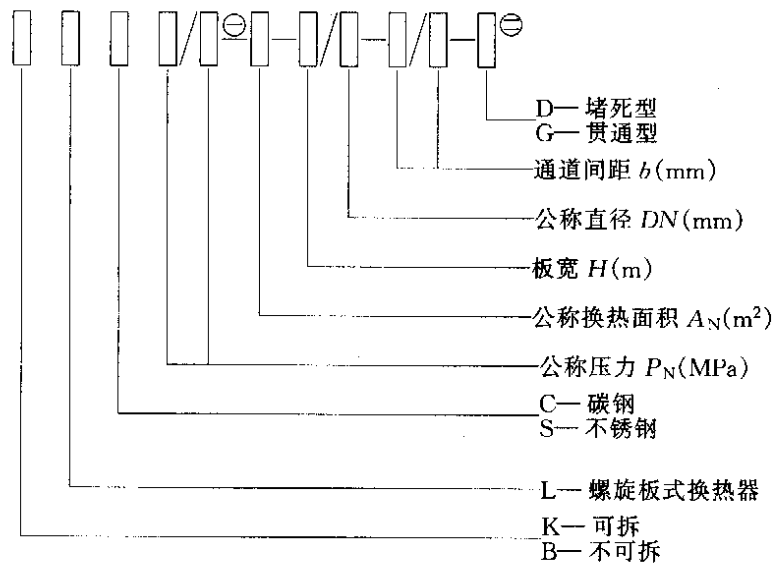
1.3 螺旋板式换热器的型式与参数

1.3.1 典型结构

螺旋板式换热器一般分为可拆式和不可拆式，图 2-3-1 给出了几种典型的螺旋板式换热器结构。

1.3.2 型号表示方法

螺旋板式换热器型号表示方法如下：



一台换热面积为 $80m^2$ 碳钢不可拆螺旋板式换热器，其两螺旋通道的距离分别为 14mm 和 18mm，螺旋板的板宽为 1000mm，公称压力为 1.6MPa，公称直径为 1600mm，则其型号表示为：

BLC1.6—80—1.0/1600—14/18

表 2-3-1 列出了螺旋板式换热器的主要设计参数范围。

表 2-3-1 螺旋板式换热器的主要设计参数

螺旋板宽度 mm	螺旋板厚度 mm	单台换热面积 m^2	螺旋通道间距 mm	中心管直径 mm	螺旋体外径 mm	定距柱直径 mm	设计压力 MPa	设计温度 $^{\circ}C$
150~1900	2~6	0.5~300	5~40	150~300	<3000	5~14	一般推荐小于 2.5，设计压力大于 2.5 时，应进行必要的评审过程	-90~450 按 GB 150—1998，不锈钢可不高干 700

注：适用于可拆螺旋板式换热器。对于不可拆螺旋板式换热器，两侧螺旋通道的设计压力在设计中视为一致。

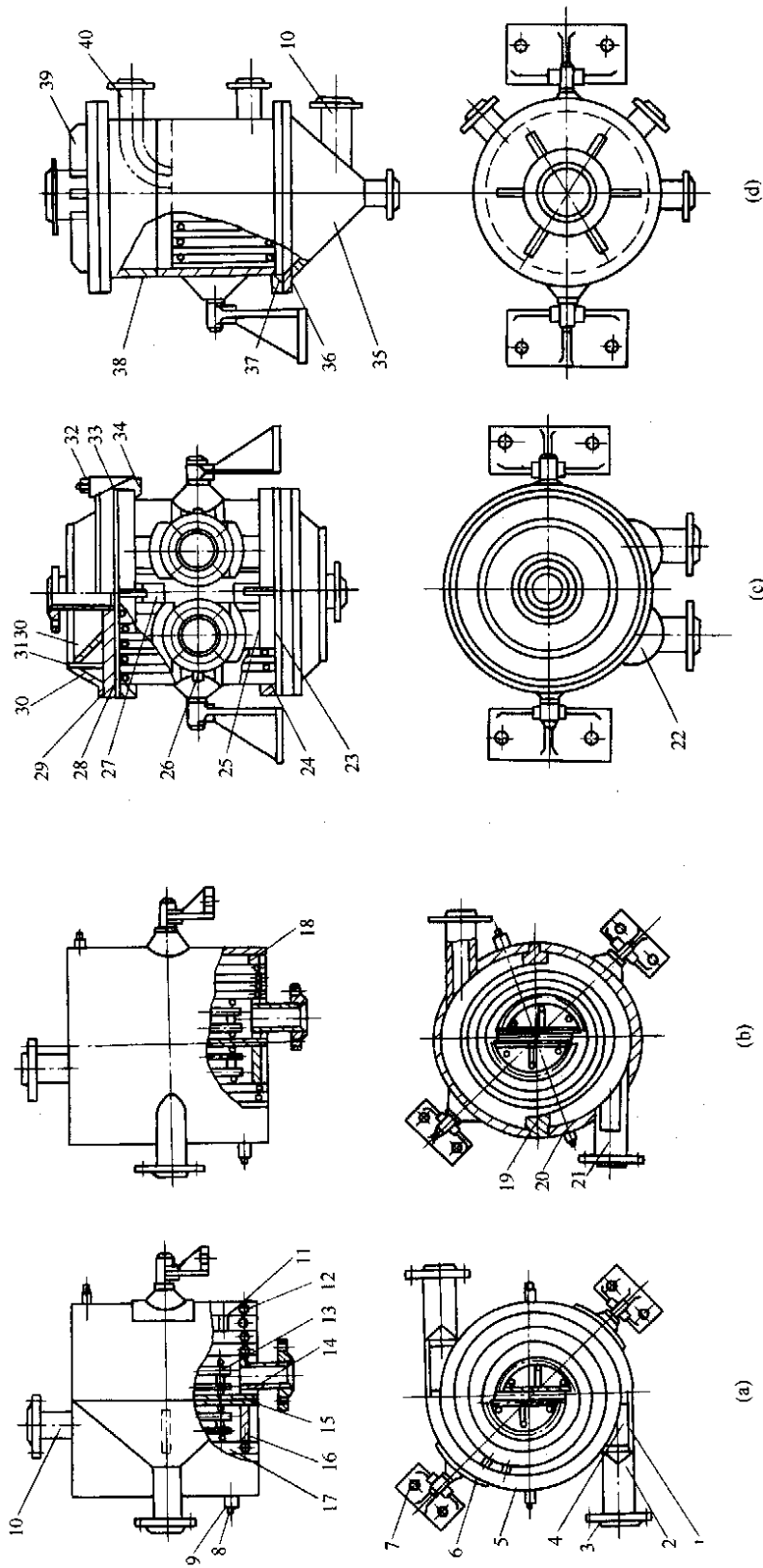


图 2-3-1 几种典型结构的螺旋板式换热器

(a)不可拆式带切口缩口的螺旋板式换热器;(b)不可拆式带半圆筒体的螺旋板式换热器;
(c)可拆式堵死型螺旋板式换热器;(d)可拆式贯通型螺旋板式换热器

- 1—一切向缩口;2—方圆接管;3—接管法兰;4—支持板;5—外圈板;6—垫板;7—回转支座(部件);8—六角螺塞;9—圆锥凸缘;10—接管;11—定距柱;
12—圆钢;13—支承环;14—开孔半圆端板;15—中心隔板;16—半圆端板;17—螺旋板;18—堵板;19—连接板;20—半圆筒体;21—切向接管;
22—半圆箱体(部件);23—垫片;24—窄边法兰;25—封板;26—拉筋;27—吊耳;28—平盖;29—卡环;30—加强锥体;31—加强圈;32—螺母;
33—上卡;34—下卡;35—锥形封头;36—双头螺柱(对于压力、温度较低且要求不高的换热器,可用螺栓);37—壳体法兰;38—壳体短节;39—筋板;40—弯管

2 螺旋板式换热器的流动阻力计算

自60年代以来，螺旋板式换热器在我国有了很大的发展，在制造和使用方面积累了不少经验。但是关于螺旋板式换热器流体阻力方面的参考资料还比较缺乏，而且也不够统一。目前比较精确的是通过试验方法确定的公式。

2.1 试验方法

螺旋板式换热器的流体阻力，主要包括通道阻力及进出口的局部阻力。在圆形及各种异形截面（如方形或长宽比不大的矩形截面）的通道中，其流体阻力已有比较成熟的计算方法。但是在螺旋板式换热器中矩形通道的长宽比很大，并且是弯曲的，曲率是变化的，同时通道中还有定距柱，因此只能通过试验进行测定^[3]。

流体阻力试验主要解决以下几个问题：

- (1) 比较矩形直通通道中有、无定距柱时流体阻力的差异，测定定距柱的密度即单位传热面积中的定距柱个数 n_s 对流体阻力的影响；
- (2) 用螺旋板式换热器进行试验，比较弯通道和直通通道下流体阻力的差异，测定通道曲率和定距柱密度及流体力学条件对流体阻力的影响；
- (3) 测定换热器进出口的流体阻力，以求其阻力系数；
- (4) 综合试验结果，推出螺旋板式换热器总阻力计算式。

2.2 试验结果

- (1) 直通通道时每米通道长度的阻力降 $\Delta p/L$ 与 $w^{1.77} n_s^{0.68}$ 的关系如图 2-3-2 所示。

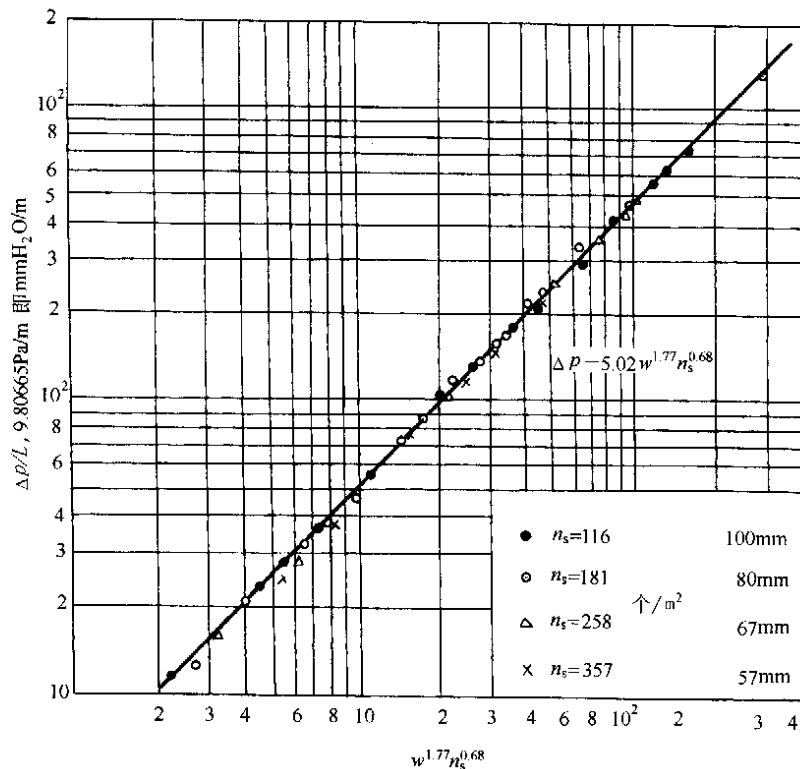


图 2-3-2 $\Delta p/L$ 与 $w^{1.77} n_s^{0.68}$ 的关系

直通通道时每米通道长度的阻力降 $\Delta p/L$ 按式 (2-3-1) 计算：

$$\Delta p/L = 49.23 w^{1.77} n_s^{0.68} \quad (2-3-1)$$

式中 $\Delta p/L$ —— 每米通道长度的阻力降，Pa/m；

w —— 流速，m/s；

n_s ——定距柱的密度, 个/ m^2 。

如果用摩擦系数 f'_s 和雷诺数 Re 来表示, 则 f'_s 按式 (2-3-2) 计算:

$$f'_s = 5.03 \times 10^{-3} Re^{-0.22} n_s^{0.68} \quad (2-3-2)$$

式中 f'_s ——摩擦系数, 定义为 $\Delta p \cdot \frac{2d_e}{L} \cdot \frac{1}{\rho w^2}$ 。

f'_s 与 Re 的关系曲线如图 2-3-3 所示。

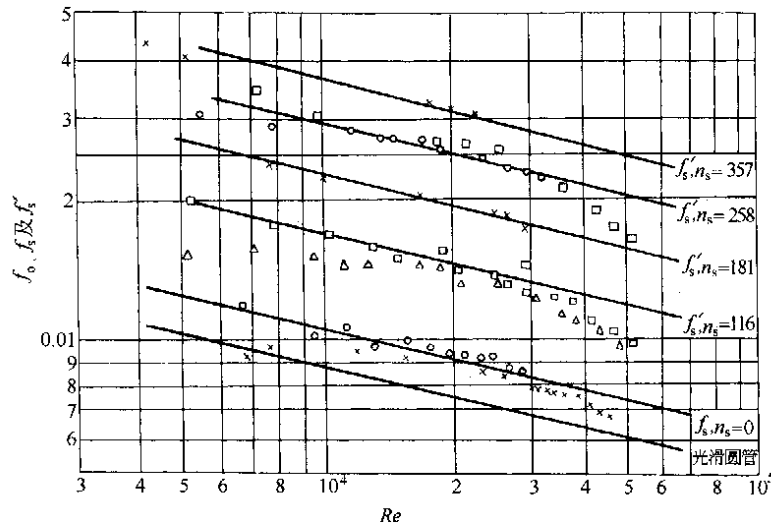


图 2-3-3 直通道有定距柱时摩擦系数 f'_s 和雷诺数 Re 的关系

f_0 ——光滑圆管的摩擦系数; f_s ——直通道(无定距柱时)的摩擦系数;

f'_s ——矩形直通道(带定距柱时)的摩擦系数

(2) 弯曲通道的流体阻力

弯曲通道(包括空通道和有定距柱通道)的阻力降按式 (2-3-3) 计算:

$$\frac{\Delta p}{L} = (941.44 + 7.257 n_s) w^{1.92} \quad (2-3-3)$$

公式计算值和试验实测值的偏差在 5% 以内。

如果用摩擦系数 f'_c 和雷诺数 Re 来表示, 则 f'_c 按式 (2-3-4) 计算:

$$f'_c = 5.44 \times 10^{-3} Re^{-0.11} n_s^{0.53} \quad (2-3-4)$$

f'_c 与 Re 的关系曲线如图 2-3-4 所示。

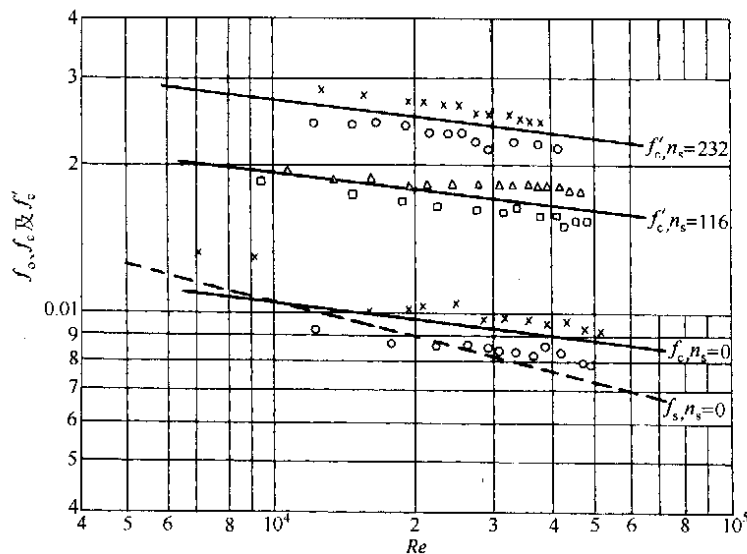


图 2-3-4 弯曲通道的摩擦系数 f'_c 和雷诺数 Re 的关系

由图 2-3-4 可见空的弯曲通道的摩擦系数高于直通道，这是由弯曲效应造成的。如果以 $n_s = 116$ 为例，在 $Re = 2 \times 10^4$ 时， $f_o : f'_c : f'_s = 1 : 1.96 : 2.42$ (f_o 为光滑圆管的摩擦系数，由图 2-3-3 查得)。由此可见，同样条件下螺旋板式换热器的阻力为光滑圆管阻力的 2.42 倍。若 $n_s = 232$ ，在 $Re = 2 \times 10^4$ 时， $f'_c / f_o = 3.39$ 。

为了便于比较，现将普通圆管、矩形直通道（无定距柱）、弯曲通道（无定距柱）及有定距柱的螺旋通道的摩擦系数 f_o 、 f_s 、 f_c 及 f'_c 绘于图 2-3-5 中^[4]。

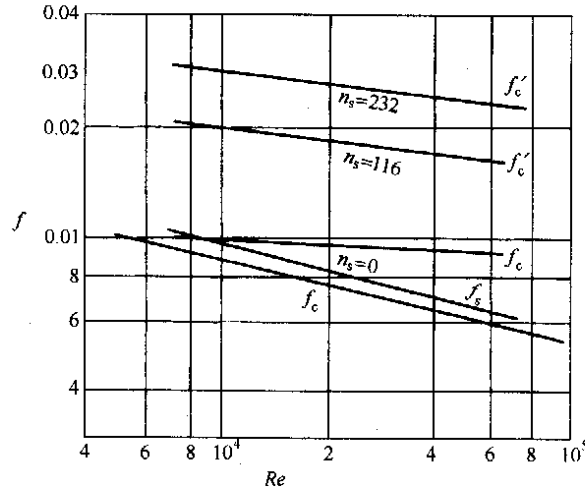


图 2-3-5 不同通道摩擦系数的比较

f_c —弯曲通道(无定距柱)的摩擦系数; f'_c —有定距柱的螺旋通道的摩擦系数

(3) 进出口的流体阻力

试验表明所有进出口的局部阻力均与流速的平方成正比，其局部阻力系数 $\xi = \Delta p_{局} \cdot \frac{2}{\rho w^2}$ 均为常数。凡是由中心进出的，即流向急剧改变时，其阻力系数都较大；凡是切向进出的，在通道截面随流向扩大时，阻力系数较小，反之则较大。若以各通道的进出口阻力系数之和考虑，则 $\sum \xi$ 约为 2.4~4.0^[3]。

2.3 介质为液体时螺旋板式换热器流体阻力计算公式

螺旋板式换热器的通道是弯曲的，而且各圈的曲率不同，试验中无法观察到各圈曲率的影响，这可能是通道宽度的影响远胜过曲率影响造成的。将螺旋通道的曲率影响忽略不计，螺旋板式换热器的总阻力应包括通道阻力和进出口的局部阻力。归纳起来，螺旋板式换热器的总阻力按式 (2-3-5) 计算：

$$\Delta p_{总} = \left(\frac{L}{d_c} \cdot \frac{3.58}{Re^{0.25}} + 0.15L \cdot n_s + 39.23 \right) \frac{\rho w^2}{2} \quad (2-3-5)$$

式中 $\Delta p_{总}$ ——压力降，Pa；
 L ——螺旋通道长度，m；
 w ——通道内流速，m/s；
 d_c ——当量直径，m；
 Re ——雷诺数，无因次；
 ρ ——流体密度，kg/m³。

式中第一项是空的弯曲通道的阻力，第二项是定距柱的影响，第三项是进出口局部阻力之和。上式计算值与试验结果的偏差一般不大于 $\pm 5\%$ 。公式的适用范围为 $Re = 5000 \sim 44000$ ， $n_s = 116 \sim 232$ 。

2.4 介质为空气时螺旋板式换热器流体阻力计算公式

介质为空气时，螺旋板式换热器流体阻力按式 (2-3-6) 计算：

$$\Delta p = \frac{9.80665G^2}{\rho_m} \left(\ln \frac{p_1}{p_2} + 2f_c \cdot \frac{L}{d_c} \right) \quad (2-3-6)$$

式中 Δp ——压力降，Pa；
 G ——空气的质量流速，kg/(m²·s)；
 p_1 、 p_2 ——进出口压力，Pa；

ρ_m ——流体进出口的平均密度, kg/m^3 ;

f_c ——螺旋通道的平均摩擦系数, 无因次。

当 $Re > 15000$ 时, 螺旋板式换热器内的空气摩擦系数 f_c 基本上不随 Re 而变; 而 $Re < 15000$ 时, f_c 将随 Re 的降低而稍稍增大。对于无定距柱的螺旋通道, 即 $n_s = 0$ 时, $f_c = 0.020$; $n_s = 116$, $f_c = 0.022$; $n_s = 232$, $f_c = 0.034$ 。

对于流体作螺旋流动时阻力的计算, 瑞典专利的计算公式在形式上和式 (2-3-5) 基本相同。日本尾花英朗在《热交换器设计手册》中介绍了几种计算方法, 主要是 Sauder 用试验求得的压力损失公式。Sauder 按雷诺数的范围提出了不同的计算公式^[5], 其中临界雷诺数 $Re_c = 20000 (d_e/D_m)^{0.32}$ 。

(1) 湍流范围 ($Re > Re_c$) 时, 压力损失按式 (2-3-7) 计算:

$$\Delta p = 0.591 \left(\frac{L}{\rho} \right) \left(\frac{W}{bH} \right)^2 \left[\frac{0.55}{b + 0.00318} \left(\frac{\mu H}{W} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.17} + 1.5 + \frac{5}{L} \right] \quad (2-3-7)$$

式中 1.5 是 $n_s = 194$ 个/米² 时的数值。若定距柱个数变化, 其值也随之变化。

(2) 层流范围 ($100 < Re < Re_c$) 时, 压力损失按式 (2-3-8) 计算:

$$\Delta p = 0.591 \left(\frac{L}{\rho} \right) \left(\frac{W}{bH} \right)^2 \left[\frac{1.78}{b + 0.00318} \left(\frac{\mu H}{W} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.17} + 1.5 + \frac{5}{L} \right] \quad (2-3-8)$$

式中 1.5 是根据定距柱个数和直径确定的值。

当 $Re < 100$ 时, 压力损失按式 (2-3-9) 计算:

$$\Delta p = 56.557 \left(\frac{L}{\rho} \right) \left(\frac{W}{bH} \right) \left(\frac{\mu}{b^{1.75}} \right) \quad (2-3-9)$$

(3) 当蒸气冷凝时, 压力损失为无相变时的 0.5 倍, 即按式 (2-3-10) 计算:

$$\Delta p = 0.296 \left(\frac{L}{\rho} \right) \left(\frac{W}{bH} \right)^2 \left[\frac{0.55}{b + 0.00318} \left(\frac{\mu H}{W} \right)^{1/3} + 1.5 + \frac{5}{L} \right] \quad (2-3-10)$$

2.5 流体作轴向流动时的压力降

(1) 流体无相变时 ($Re > 10000$), 压力损失按式 (2-3-11) 计算

$$\Delta p = \frac{4G^2}{2\rho} \left[0.046 \left(\frac{d_e G}{\mu} \right)^{-0.2} \cdot \frac{H}{d_e} + 1 \right] \quad (2-3-11)$$

(2) 蒸气冷凝时, 压力损失按式 (2-3-12) 计算

$$\Delta p = \frac{2G^2}{2\rho} \left[0.046 \left(\frac{d_e G}{\mu} \right)^{-0.2} \cdot \frac{H}{d_e} + 1 \right] \quad (2-3-12)$$

式中 Δp ——压力降, Pa;

d_e ——当量直径, m;

D_m ——螺旋体的平均直径, $D_m = \frac{d + D_o}{2}$, m (d 为中心管直径, D_o 为螺旋体外径);

L ——螺旋通道长度, m;

W ——流体的质量流量, kg/s ;

b ——螺旋通道间距, m;

H ——螺旋板有效板宽, m;

μ ——流体在定性温度下的动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;

μ_w ——流体在壁面温度下的动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;

G ——流体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$;

ρ ——流体的密度, kg/m^3 。

3 螺旋板式换热器的传热计算

影响螺旋板式换热器给热系数的因素很多, 有关传热膜系数的计算公式也是多种多样的。一般都是在圆形直管计算公式的基础上, 考虑到螺旋矩形通道的影响, 用含有当量直径 d_e 的参数进行修正而得出螺旋板式换热器给热系数的计算公式。在螺旋通道的流动中, 推荐湍流状态下的临界雷诺数按 $Re = 6000$ 计算。

3.1 无相变液体的螺旋流

当 $Re \geq 6000$ 时传热膜系数按式 (2-3-13) 计算^[6]:

$$\alpha = 0.023 \left(1 + 3.54 \frac{d_e}{D_m} \right) \frac{\lambda}{d_e} Re^{0.8} Pr^n \quad (2-3-13)$$

式(2-3-13)是在圆形直管计算公式的基础上,考虑到螺旋矩形通道的影响,用一个含有当量直径 d_e 的参数进行修正而得出的。

我国学者在试验基础上总结出传热膜系数按式(2-3-14)计算:

$$\alpha = 0.0413 \frac{\lambda}{d_e} Re^{0.788} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-3-14)$$

为了工程计算方便,常常忽略壁温校正数群 $(\mu/\mu_w)^{0.14}$,这样得出的传热膜系数计算公式为式(2-3-15)^[4],式(2-3-15)是我国工程计算中最常运用的公式。

$$\alpha = 0.0397 \frac{\lambda}{d_e} Re^{0.784} Pr^n \quad (2-3-15)$$

式中 α ——传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

n ——当液体被加热时取0.4,当液体被冷却时取0.3;

d_e ——螺旋通道的当量直径, m;

D_m ——螺旋通道的平均直径, $D_m = \frac{d + D_o}{2}$, m;

d ——中心管的直径, m;

D_o ——螺旋体的外径, m;

λ ——流体的导热系数, $W/(m \cdot K)$;

μ ——流体定性温度下的动力粘度, $Pa \cdot s$;

μ_w ——流体壁面温度下的动力粘度, $Pa \cdot s$ 。

当 $Re < 6000$ 时,文献[7]推荐传热膜系数按式(2-3-16)计算:

$$\alpha = 1.86 c_p G Re^{-2/3} Pr^{-2/3} \left(\frac{L_T}{d_e} \right)^{-1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (2-3-16)$$

式中 α ——传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

c_p ——流体的定压比热容, $J/(kg \cdot K)$;

G ——流体的质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;

L_T ——螺旋通道的通道长度, m。

3.2 无相变气体的螺旋流

当 $Re > 20000$ (d_e/D_m)^{0.32}时传热膜系数按式(2-3-17)计算:

$$\alpha = 0.00303 \left(1 + 3.54 \frac{d_e}{D_m} \right) c_p G^{0.8} d_e^{-0.2} \quad (2-3-17)$$

式中 α ——传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

c_p ——流体的定压比热容, $J/(kg \cdot K)$;

G ——流体的质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$ 。

3.3 无相变液体的对流传热

文献[8]中采用 Sauder 计算公式。

当 $(d_e G/\mu) > 1000$ 时,传热膜系数按式(2-3-18)计算:

$$\alpha = \left[0.0315 \left(\frac{d_e G}{\mu} \right)^{0.8} - 6.65 \times 10^{-7} \left(\frac{L_T}{b} \right)^{1.8} \right] \left(\frac{\lambda}{d_e} \right) \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{0.25} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (2-3-18)$$

当 $\left(\frac{d_e G}{\mu} \right) \left(\frac{d_e}{D_m} \right)^{1/2} = 30 \sim 2000$ 时,传热膜系数按式(2-3-19)计算:

$$\alpha = \left[0.65 \left(\frac{d_e G}{\mu} \right)^{1/2} \left(\frac{d_e}{D_m} \right)^{1/4} + 0.76 \right] \left(\frac{\lambda}{d_e} \right) \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{0.175} \quad (2-3-19)$$

式中 α ——传热膜系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

c_p ——流体的定压比热容, $J/(kg \cdot K)$;

λ ——流体的导热系数, $W/(m \cdot K)$;

μ ——流体定性温度下的动力粘度, $Pa \cdot s$;

μ_w ——流体壁面温度下的动力粘度, Pa·s;

G ——流体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$;

L_T ——螺旋通道的长度, m。

3.4 蒸气冷凝

(1) 若螺旋板式换热器是立式安装的, 传热膜系数按式 (2-3-20) 计算:

$$\alpha = 1.47 \left(\frac{4\Gamma}{\mu_f} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_f^2}{\lambda_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{-1/3} \quad (2-3-20)$$

式(2-3-20)的适用范围是 $(4\Gamma/\mu_f) < 2100$ 。

式中 Γ ——冷凝负荷, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$, $\Gamma = W_f/(2L)$;

W_f ——冷凝量, kg/s ;

μ_f ——冷凝液在界膜温度下的动力粘度, Pa·s;

ρ_f ——冷凝液在界膜温度下的密度, kg/m^3 ;

λ_f ——冷凝液在界膜温度下的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;

g ——重力加速度, $9.80665, \text{m}/\text{s}^2$ 。

$(4\Gamma/\mu_f) > 2100$ 时的冷凝传热系数, 可以用图 2-3-6 来求得^[9]。

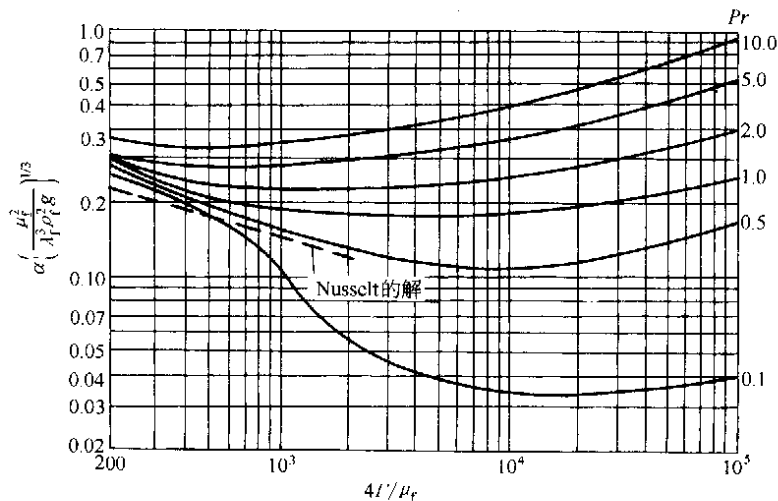


图 2-3-6 冷凝传热膜系数计算曲线

(2) 冷凝液的低温冷却 (过冷)

当螺旋板式换热器立式安装时, 由于传热面积一般较大, 冷凝液被过冷到蒸气饱和温度以下。在这种情况下, 可将换热器看成无过冷的冷凝器和过冷却器串联组成, 如图 2-3-7 所示, 分别求出冷凝部分和过冷却部分的传热面积, 叠加后则为总传热面积。

过冷却部分的传热膜系数按式 (2-3-21) 计算^[10]:

$$\alpha = 0.67 \left[\left(\frac{\lambda_f^3 \rho_f^2 g}{\mu_f^2} \right) \left(\frac{c_f \mu_f^{5/3}}{\lambda_f H_2 \rho_f^{2/3} g^{1/3}} \right) \right]^{1/3} \left(\frac{4\Gamma}{\mu_f} \right)^{1/9} \quad (2-3-21)$$

式中 α ——传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;

H_2 ——过冷部分的传热板宽(高度), m;

c_f ——冷凝液在界膜温度下的比热, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

其他符号说明同式 (2-3-20)。

式 (2-3-21) 的适用范围是 $(4\Gamma/\mu_f) < 2000$ 。

(3) 螺旋板式换热器卧式安装

螺旋板式换热器卧式安装时, 冷凝传热膜系数随螺旋位置的不同而变化。Minton 提出有效螺旋圈数为 $L/7$, 有效冷凝负荷 $\Gamma = \frac{W_f}{2H} \left(\frac{7}{L} \right)$, 传热膜系数按式 (2-3-22) 计算:

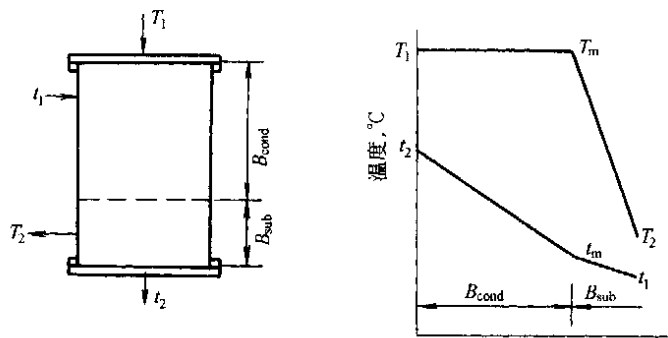


图 2-3-7 螺旋板式换热器过冷却区示意图

B_{cond} —冷凝部分面积; B_{sub} —过冷部分面积

$$\alpha = 1.51 \left(\frac{4\Gamma}{\mu_l} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_l^2}{\lambda_l^3 \rho_l^2 g} \right)^{-1/3} \quad (2-3-22)$$

式 (2-3-22) 的适用范围是 $(4\Gamma/\mu_l) < 2100$ 。

当 $(4\Gamma/\mu_l) > 2100$ 时的冷凝传热系数, 可以用图 2-3-6 来求得。

3.5 螺旋板式换热器用于立式热虹吸重沸器

螺旋板式换热器用于立式热虹吸重沸器时, 泡核沸腾传热膜系数按式 (2-3-23) 计算:

$$\alpha = \left[0.225 c_s \left(\frac{c_L}{r} \right)^{0.69} \left(\frac{\rho \lambda_L}{\sigma} \right)^{0.31} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right)^{0.33} \right]^{3.22} (\Delta t)^{2.22} \quad (2-3-23)$$

式中 c_s ——传热表面状态系数, 传热板为铜或铁时, $c_s = 1.0$, 传热板为不锈钢时, $c_s = 0.7$;

c_L ——液体的比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

λ_L ——液体的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;

p ——沸腾压力, Pa ;

r ——蒸发潜热, J/kg ;

ρ_L ——液体的密度, kg/m^3 ;

ρ_V ——蒸气的密度, kg/m^3 ;

σ ——液体表面张力, N/m ;

Δt ——壁面温度与蒸气饱和温度的温度差, 一般情况下, 壁面温度接近于具有较大传热膜系数一侧的流体温度。

3.6 无相变流体的轴向流

(1) 对于无相变液体的轴向流, $Re > 10000$ 时, 传热膜系数按式 (2-3-24) 计算:

$$\alpha = 0.023 c_p G Re^{-0.2} Pr^{-2/3} \quad (2-3-24)$$

(2) 对于无相变气体的轴向流, $Re > 10000$ 时, 传热膜系数按式 (2-3-25) 计算:

$$\alpha = 0.00303 c_p G^{0.8} d_c^{-0.2} \quad (2-3-25)$$

式中 α ——传热膜系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;

c_p ——流体的定压比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

G ——流体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。

4 螺旋板式换热器的工艺设计

合理地进行工艺设计, 可以充分发挥螺旋板式换热器的优点。工艺设计必须同时满足对换热器传热和流阻两方面的要求。因此, 工艺设计需考虑以下几个方面: (1) 介质速度; (2) 合理布置流道 (即设计成轴向或螺旋流); (3) 合理地选择总传热系数。

4.1 介质速度

螺旋通道中的介质速度优先选用表 2-3-2 中的推荐值。

表 2-3-2 螺旋通道中的介质速度

介质种类	介质速度 m/s	介质种类	介质速度 m/s
一般液体	0.5~3.0	常压气体	5~30
冷却水或与其相似的水溶液	0.7~2.5	油蒸气	5~15
低粘度油	0.8~1.8	气液混合流体	2~6
高粘度油	0.5~1.5	水蒸气	10~30

4.2 总传热系数

总传热系数按表 2-3-3 中的推荐值选用。

表 2-3-3 螺旋板式换热器总传热系数的推荐值

传热型式	介质名称		流动型式	总传热系数 W/(m ² ·K)	备注
对流传热	清水	清水	逆流	1700~2200	
	废液	清水	逆流	1600~2100	
	有机液	有机液	逆流	350~580	
	中焦油	中焦油	逆流	160~200	
	中焦油	清水	逆流	270~310	
	高粘度油	清水	逆流	230~350	
	油	油	逆流	90~140	
	气	气	逆流	29~47	
	电解液	水	逆流	1270	
	变压器油	水	逆流	327~550	推荐 350
	电解液	热水	逆流	600~1900	推荐 810
	浓碱液	水	逆流	350~650	推荐 470
	浓硫酸	水	逆流	760~1380	推荐 700
	辛烯醛	水	逆流	270~300	
蒸气冷凝	水蒸气	水	错流	1500~1700	
	有机蒸气	水	错流	930~1160	
	苯蒸气	水蒸气混合物和水	错流	930~1160	
	轻质有机物与蜡混合物	水	错流	620	
	氨	水	错流	1500~2260	推荐 1700

4.3 工艺设计的一般步骤

螺旋板式换热器的工艺设计包括传热设计和流阻设计,传热设计确定设备的基本结构,在此基础上进行阻力设计,以求得传热和流阻的合理匹配。

4.3.1 热平衡设计法(对数平均温差法)

- 根据工艺条件利用热量平衡求得冷热两侧的某一未知温度;
- 求出传热对数平均温差;
- 根据介质种类和传热形式选定推荐总传热系数值,初步确定换热面积;
- 参照行业标准《螺旋板式换热器》、JB/T 4723—92《不可拆螺旋板式换热器型式与基本参数》进行几何设计;

- e. 根据选定的几何尺寸,按照第3节的公式计算冷热两侧给热系数 α_1 和 α_2 ;
f. 按照式(2-3-26)计算总传热系数:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2-3-26)$$

式中 $\sum \frac{\delta_s}{\lambda_s}$ ——垢层总热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$;
 $\frac{\delta_w}{\lambda_w}$ ——板材热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ 。

- g. 比较计算出的 K 值和选定的推荐值之间的差别,

若 $\left| \frac{K - K_{\text{选}}}{K} \right| \times 100\% \leq 10\%$, 则认为传热计算基本合理;

若 $\left| \frac{K - K_{\text{选}}}{K} \right| \times 100\% > 10\%$, 则要重新调整传热系数值和几何参数进行计算,直到满足要求为止。

h. 工艺设计时常常对计算换热面积进行放大,留有一定的使用裕量;但这种放大是建立在不降低 K 值(不降低换热效果)的基础上。

4.3.2 ϵ - NTU 曲线图设计法

ϵ - NTU 曲线图即热效率与传热单元数曲线图,在目前的设计领域应用已日趋广泛。

- a. 热效率

热效率定义为式(2-3-27)

$$\epsilon = \frac{\text{实际传热量}}{\text{理论上最大可能的传热量}} = \frac{Q}{Q_{\text{max}}} \quad (2-3-27)$$

如果忽略传热过程中的热量损失,则实际传热量按式(2-3-28)计算:

$$Q = (Wc_p)_h(T_1 - T_2) = (Wc_p)_c(t_2 - t_1) \quad (2-3-28)$$

式中 W ——流体的质量流速, kg / s ;

c_p ——流体的比热容, $\text{J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$;

Wc_p ——流体的热容量速率, $\text{J} / (\text{s} \cdot \text{K})$ (下标 h 为热流体、 c 为冷流体);

T ——热流体温度, $^{\circ}\text{C}$;

t ——冷流体温度, $^{\circ}\text{C}$ (下标 1 为进口、2 为出口)。

当热流体的热容量速率为最小,即 $(Wc_p)_h = (Wc_p)_{\text{min}}$ 时,热效率按式(2-3-29)计算:

$$\epsilon_h = \frac{(Wc_p)_{\text{min}}(T_1 - T_2)}{(Wc_p)_{\text{min}}(T_1 - t_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad (2-3-29)$$

当冷流体的热容量速率为最小,即 $(Wc_p)_c = (Wc_p)_{\text{min}}$ 时,热效率按式(2-3-30)计算:

$$\epsilon_c = \frac{(Wc_p)_{\text{min}}(t_2 - t_1)}{(Wc_p)_{\text{min}}(T_1 - t_1)} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2-3-30)$$

- b. 热容量速率比

在冷热两流体中,较小的热容量速率 $(Wc_p)_{\text{min}}$ 与较大的热容量速率 $(Wc_p)_{\text{max}}$ 之比,称为热容量速率比,即 $r = \frac{(Wc_p)_{\text{min}}}{(Wc_p)_{\text{max}}}$ 。

如果一侧是蒸气冷凝或液体沸腾,就没有温度变化, $(Wc_p)_{\text{max}}$ 可视为无穷大, $r = 0$; 如果一侧为常压气体,另一侧为水,也可以近似地人为 $r = 0$ 。

- c. 传热单元数 NTU

传热单元数表示换热器的传热能力,定义为式(2-3-31):

$$NTU = \frac{KA}{(Wc_p)_{\text{min}}} = \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{m}}} \quad (2-3-31)$$

式中 A ——换热器的换热面积, m^2 ;

ΔT_{max} ——热容量速率较小的流体的进出口温差;

ΔT_{m} ——换热器对数平均温差。

当 n 个换热器串联使用时,只需将每一台换热器的传热单元数相加,即得串联换热器的传热单元数。

串联换热器的传热单元数按式 (2-3-32) 计算:

$$NTU = (K_1 A_1 + K_2 A_2 + K_3 A_3 + \dots) / (W_{c_p})_{\min} \quad (2-3-32)$$

式中 K_1 、 K_2 、 K_3 、 A_1 、 A_2 、 A_3 分别为换热器 1、2、3 的传热系数和换热面积。

d. 螺旋板式换热器在两流体逆流情况下的 ϵ - NTU 曲线图如图 2-3-8 所示。

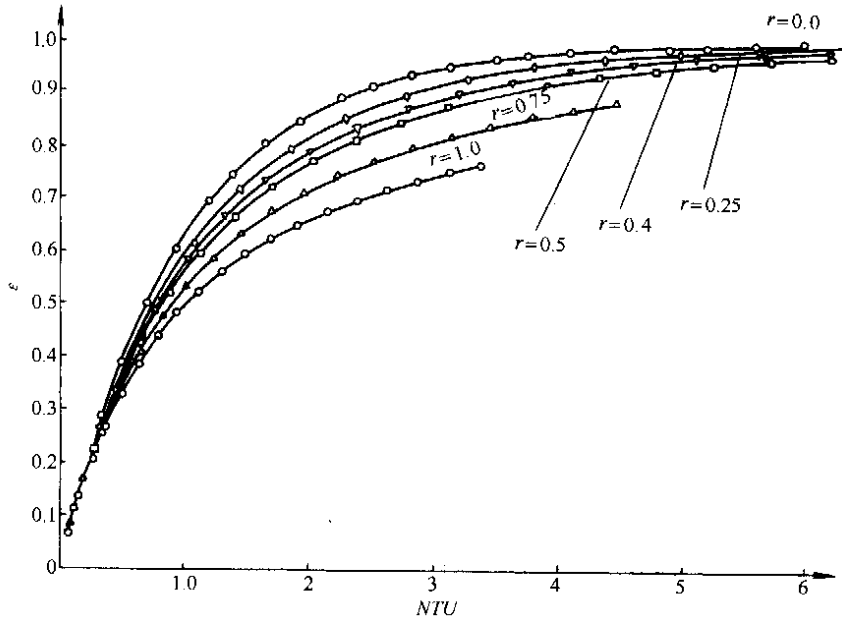


图 2-3-8 螺旋板式换热器在两流体逆流时的 ϵ - NTU 图

应用 ϵ - NTU 曲线图设计法的最大优点就是不需要计算对数平均温差; 有时只知道冷、热两流体的流量和进口温度, 应用对数平均温差法则必须反复试算才能求出两流体的出口温度, 而使用 ϵ - NTU 法则无须试算。

5 螺旋板式换热器的几何设计

5.1 符号说明

a —螺旋板宽度方向两端换热介质未润湿的宽度之和, mm;

b 、 b_1 、 b_2 —换热器螺旋通道间距 ($b_2 \geq b_1$), mm;

D_o —螺旋体长轴外径, mm;

d 、 d_1 、 d_2 —卷辊直径 ($d_2 \geq d_1$), mm;

e 、 e_1 、 e_2 —偏心距 ($e_2 \geq e_1$), mm;

A_Y —有效换热面积, m^2 ;

A_1 —换热器螺旋通道截面积, m^2 ;

H —螺旋板宽度, mm;

H_Y —螺旋板有效换热宽度, mm;

L_B —螺旋板计算长度, mm;

N_B —螺旋板圈数;

N_Y —螺旋板有效换热圈数 (在数值上与换热器螺旋通道圈数相同);

W —中心隔板宽度, mm;

δ —螺旋板厚度, mm。

5.2 几何设计

5.2.1 中心隔板宽度

中心隔板与螺旋板的焊接结构如图 2-3-9 所示。

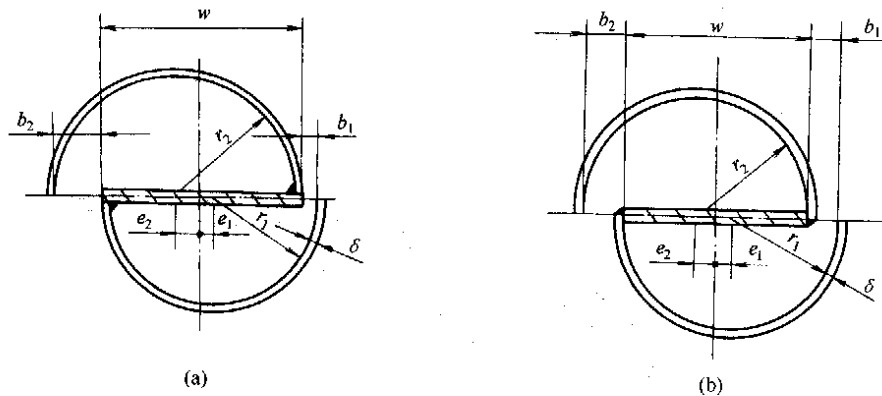


图 2-3-9 中心隔板与螺旋板的焊接结构

(a)螺旋板与中心隔板侧面搭接;(b)螺旋板与中心隔板端面搭接

(1) 当中心隔板与螺旋板的焊接结构符合图 2-3-9 (a) 时, 中心隔板宽度按式 (2-3-33) 计算:

$$W = d_1 - b_1 + \delta \quad \text{或} \quad W = d_2 - b_2 + \delta \quad (2-3-33)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$ 时, 中心隔板宽度按式 (2-3-34) 计算:

$$W = d - b + \delta \quad (2-3-34)$$

(2) 当中心隔板与螺旋板的焊接结构符合图 2-3-9 (b) 时, 中心隔板宽度按式 (2-3-35) 计算:

$$W = d_1 - b_1 - \delta \quad \text{或} \quad W = d_2 - b_2 - \delta \quad (2-3-35)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$ 时, 中心隔板宽度按式 (2-3-36) 计算:

$$W = d - b - \delta \quad (2-3-36)$$

5.2.2 偏心距

偏心距按式 (2-3-37) 和式 (2-3-38) 计算。

$$e_1 = \frac{b_1 + \delta}{2} \quad (2-3-37)$$

$$e_2 = \frac{b_2 + \delta}{2} \quad (2-3-38)$$

当 $b_1 = b_2 = b$ 时, 偏心距按式 (2-3-39) 计算:

$$e = \frac{b + \delta}{2} \quad (2-3-39)$$

5.2.3 螺旋体有效换热圈数

螺旋体有效换热圈数 (换热器螺旋通道圈数) 按式 (2-3-40) 计算:

$$N_Y = \frac{\left(\frac{b_1 + b_2}{2} - d_1\right) + \sqrt{\left(d_1 - \frac{b_1 + b_2}{2}\right)^2 + \frac{4L_Y}{\pi}(b_1 + b_2 + 2\delta)}}{b_1 + b_2 + 2\delta} \quad (2-3-40)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$, 螺旋体有效换热圈数按式 (2-3-41) 计算:

$$N_Y = \frac{(b - d) + \sqrt{(d - b)^2 + \frac{8L_Y}{\pi}(b + \delta)}}{2(b + \delta)} \quad (2-3-41)$$

5.2.4 螺旋板圈数

(1) 无外圈板、无半圆筒体时, 螺旋板圈数按式 (2-3-42) 计算:

$$N_B = N_Y + 1 \quad (2-3-42)$$

(2) 有半圆筒体时, 螺旋板圈数按式 (2-3-43) 计算:

$$N_B = N_Y + 0.5 \quad (2-3-43)$$

工程上对于不等通道间距时此种情况下 N_B 整数部分取偶数。

(3) 有外圈板时, 螺旋板圈数按式 (2-3-44) 计算:

$$N_B = N_Y \quad (2-3-44)$$

5.2.5 螺旋板有效换热长度 L_Y 及螺旋板计算长度 L_B

螺旋板有效换热长度 L_Y 按式 (2-3-45) 和式 (2-3-46) 计算:

$$L_{Y1} = \frac{\pi}{2} N_Y \left[(d_1 + \delta) + (N_Y - 1) \left(\frac{b_1 + b_2 + 2\delta}{2} \right) \right] \quad (2-3-45)$$

$$L_{Y2} = L_{Y1} + \frac{\pi}{2} N_Y (b_2 - b_1) \quad (2-3-46)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$, 螺旋板有效换热长度 L_Y 按式 (2-3-47) 计算:

$$L_Y = \frac{\pi}{2} N_Y [(d + \delta) + (N_Y - 1)(b + \delta)] \quad (2-3-47)$$

螺旋板计算长度 L_B 按式 (2-3-48) 和式 (2-3-49) 计算:

$$L_{B1} = \frac{\pi}{2} N_B \left[(d_1 + \delta) + (N_B - 1) \left(\frac{b_1 + b_2 + 2\delta}{2} \right) \right] \quad (2-3-48)$$

$$L_{B2} = L_{B1} + \frac{\pi}{2} N_B (b_2 - b_1) \quad (2-3-49)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$, 螺旋板计算长度 L_B 按式 (2-3-50) 计算:

$$L_B = \frac{\pi}{2} N_B [(d + \delta) + (N_B - 1)(b + \delta)] \quad (2-3-50)$$

5.2.6 换热器螺旋通道长度 L_T

换热器螺旋通道长度 L_T 按式 (2-3-51) 计算:

$$L_{T1} = L_{Y1} + \frac{\pi}{2} N_Y (\delta + b_2) = L_{Y2} + \frac{\pi}{2} N_Y (\delta + b_1) \quad (2-3-51)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$, 换热器螺旋通道长度 L_T 按式 (2-3-52) 计算:

$$L_T = L_Y + \frac{\pi}{2} N_Y (\delta + b) \quad (2-3-52)$$

5.2.7 有效换热面积 A_Y

有效换热面积 A_Y 按式 (2-3-53) 计算:

$$A_Y = 10^{-6} (L_{Y1} + L_{Y2}) H_Y \quad (2-3-53)$$

式中 $H_Y = H - a_0$.

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$, $L_{Y1} = L_{Y2} = L_Y$, 有效换热面积 A_Y 按式 (2-3-54) 计算:

$$A_Y = 2 \times 10^{-6} L_Y H_Y \quad (2-3-54)$$

5.2.8 螺旋体长轴外径

(1) 当螺旋板终端的截面法线与中心隔板的平面法线平行 [如图 2-3-10 (a) 所示], D_o 按式 (2-3-55) 计算:

$$D_o = (d_1 - b_1 + \delta) + N_B (b_1 + b_2 + 2\delta) \quad (2-3-55)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$, D_o 按式 (2-3-56) 计算:

$$D_o = (d - b + \delta) + 2N_B (b + \delta) \quad (2-3-56)$$

(2) 当螺旋板终端的截面法线与中心隔板的平面法线垂直 [如图 2-3-10 (b) 所示], D_o 按式 (2-3-57) 和式 (2-3-58) 计算:

a. 若 $N_B - 0.5$ 为奇数

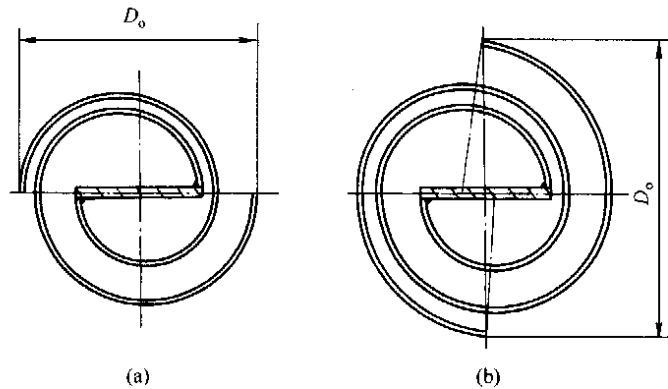


图 2-3-10 螺旋板终端相对中心隔板的位置
(a) 和中心隔板法线相互平行; (b) 和中心隔板法线相互垂直

$$D_o = \sqrt{\left[\left(\frac{d_1}{2} + \delta \right) + \frac{N_B + 0.5}{2} (b_2 + \delta) + \frac{N_B - 1.5}{2} (b_1 + \delta) \right]^2 - e_1^2} + \sqrt{\left[\left(\frac{d_2}{2} + \delta \right) + \frac{N_B + 0.5}{2} (b_1 + \delta) + \frac{N_B - 1.5}{2} (b_2 + \delta) \right]^2 - e_2^2} \quad (2-3-57)$$

b. 若 $N_B - 0.5$ 为偶数

$$D_o = 2 \sqrt{\left[\left(\frac{d_1}{2} + \delta \right) + \frac{N_B - 0.5}{2} (b_1 + b_2 + 2\delta) \right]^2 - e_1^2} \quad (2-3-58)$$

当通道间距相等时即 $b_1 = b_2 = b$, D_o 按式 (2-3-59) 计算:

$$D_o = 2 \sqrt{\left[\left(\frac{d}{2} + \delta \right) + (N_B - 0.5)(b + \delta) \right]^2 - e^2} \quad (2-3-59)$$

当考虑换热器螺旋通道间距的偏差系数 C , 估算实际板长及螺旋体实际长轴外径时, 只需把长度 L_Y 、 L_T 及长轴外径 D_o 公式中的 $(b_1 + b_2 + \delta)/2$ 、 $b + \delta$ 各项增加系数 C 即可, 即相应改为 $(b_1 + b_2 + \delta)/2 + C$ 、 $b + \delta + C$ 。

6 螺旋板式换热器的强度及稳定性设计

螺旋板换热器操作时, 其相邻两通道的压力往往是不相同的。两侧的压力差就是作用在螺旋板上的载荷。为了保证换热器正常工作, 螺旋板的厚度和定距柱 (或定距泡) 的选择必须使螺旋板在操作压力下不出现明显的塑性变形, 同时要求挠度不得超过许可值, 因此设计时必须计算其强度和刚度。

由于螺旋板的长度和宽度远大于定距柱的间距, 因此可以假定作用在螺旋板上的载荷是均匀分布的, 所有远离边界的每一小块等边三角形 (定距柱的排列方式) 板均有相同的受力状态。当螺旋板的曲率半径远大于定距柱的间距时, 该三角形板可简化为平板, 于是计算螺旋板的应力与位移问题就简化成一个有一系列点支撑的板的弯曲问题, 在根据螺旋板的特点加以修正得出其强度与刚度计算公式。

试验结果指出, 用定距泡代替定距柱, 将使应力集中程度大为减小, 应力分布较为均匀。在板厚相同、定距柱 (泡) 间距也相同的情况下, 采用定距泡的结构可以提高螺旋板的承压能力, 但其缺点是挠度较大、刚度较差。

6.1 符号说明

p —设计压力, MPa;

$[p]$ —许用操作压力, MPa;

K —系数, $K = 1 + 0.96 (1.28 - 2R)$, 且 $K \geq 1$, 其中 R 为螺旋板的曲率半径 (m);

$[\sigma]_t$ —设计温度下材料的许用应力 $[\sigma]_t = \frac{\sigma_s}{1.6}$, MPa;

C —系数, 采用定距柱时取 4.7; 采用定距泡时取 5.36;

δ —板厚, m;
 y —板的最大挠度, m;
 $[y]$ —板的许用挠度, m;
 β_0 —系数, 对于定距柱 $\beta_0=0.00638$; 对于定距泡 $\beta_0=0.00681$;
 A_0 —板的柱状刚度, $A_0=\frac{E \times 10^6 \times \delta^3}{12(1-\nu^2)}$, N·m;
 E —设计温度下材料的弹性模量, MPa;
 ν —材料的泊松系数, 对钢板 $\nu=0.3$;
 t —定距柱的间距, m。

6.2 螺旋板的强度

根据平板理论, 板的承压能力与板的厚度 δ 的平方成正比, 而与定距柱(泡)的间距 t 的平方成反比。但螺旋板是弯曲的, 考虑到曲率的影响、定距柱和定距泡的差别, 通过试验得出许用压力的计算公式(2-3-60):

$$[p] \leq KC \frac{\delta^2}{t^2} [\sigma] \quad (2-3-60)$$

螺旋板的厚度一般在 0.002~0.006m 的范围内, 当螺旋板的厚度初步确定后, 相邻的定距柱(泡)的间距按式(2-3-61)计算:

$$t = \delta \sqrt{\frac{CK[\sigma]}{P}} \quad (2-3-61)$$

6.3 螺旋板的挠度计算

板的最大挠度与定距柱的间距的四次方成正比, 与刚度成反比; 而板的刚度又与板厚的三次方成正比, 因此板的最大挠度与板厚的三次方成反比。板的最大挠度按式(2-3-62)计算:

$$y = \beta_0 \frac{P \times 10^6 \times t^4}{A_0} \leq [y] \quad (2-3-62)$$

螺旋板允许挠度的推荐范围为 0.5~1mm。当许用挠度小于 0.8mm 时, 可不再进行许用压力的设计校核。

6.4 螺旋板许用压力

当螺旋板的许用挠度 $>0.8\text{mm}$ 时, 螺旋板的刚度设计仍需满足稳定性的要求。定距柱支撑螺旋板凸面受压的失稳临界压力 p_{cr} 及许用压力 $[p]$ 计算步骤如下:

(1) 根据定距柱的排列方式(如图 2-3-11 所示), 计算出系数 A (图 2-3-12~图 2-3-18 的横坐标)。系数 A 也可以由图 2-3-19 直接查得;

定距柱按等边三角形排列, 四个定距柱组成的菱形长对角线在螺旋板板长方向 [如图 2-3-11 (a) 所示], 系数 A 按式(2-3-63)计算:

$$A = 2.14 \left(\frac{\delta}{t} \right)^2 + 0.761 \times 10^{-2} \left(\frac{t^6}{R^2 H^4} \right) \quad (2-3-63)$$

定距柱按等边三角形排列, 四个定距柱组成的菱形短对角线在螺旋板板长方向 [如图 2-3-11 (b) 所示], 系数 A 按式(2-3-64)计算:

$$A = 2.26 \left(\frac{\delta}{t} \right)^2 + 0.142 \times 10^{-2} \left(\frac{t}{R} \right)^2 \quad (2-3-64)$$

定距柱按正方形排列 [如图 2-3-11 (c) 所示], 系数 A 按式(2-3-65)计算:

$$A = 1.6 \left(\frac{\delta}{t} \right)^2 + 1.8 \times 10^{-2} \left(\frac{t^6}{R^2 H^4} \right) \quad (2-3-65)$$

式中 R ——螺旋板曲率半径, m;

H ——螺旋板板宽, m。

(2) 按螺旋板所用材料, 选用图 2-3-12~图 2-3-18, 在图的下方找出相应的 A 值, 垂直移动到与设计温度下的材料线相交(遇中间温度值用内插法), 过此点沿水平方向右移, 在图的右方纵坐标得出系数 B 。

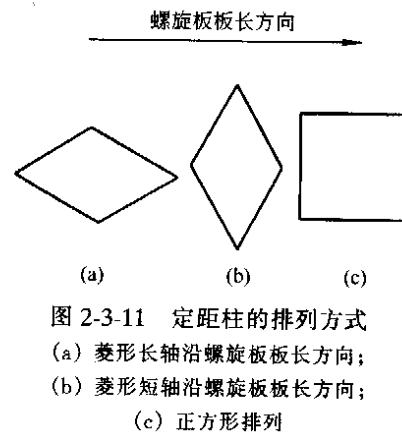


图 2-3-11 定距柱的排列方式
 (a) 菱形长轴沿螺旋板板长方向;
 (b) 菱形短轴沿螺旋板板长方向;
 (c) 正方形排列

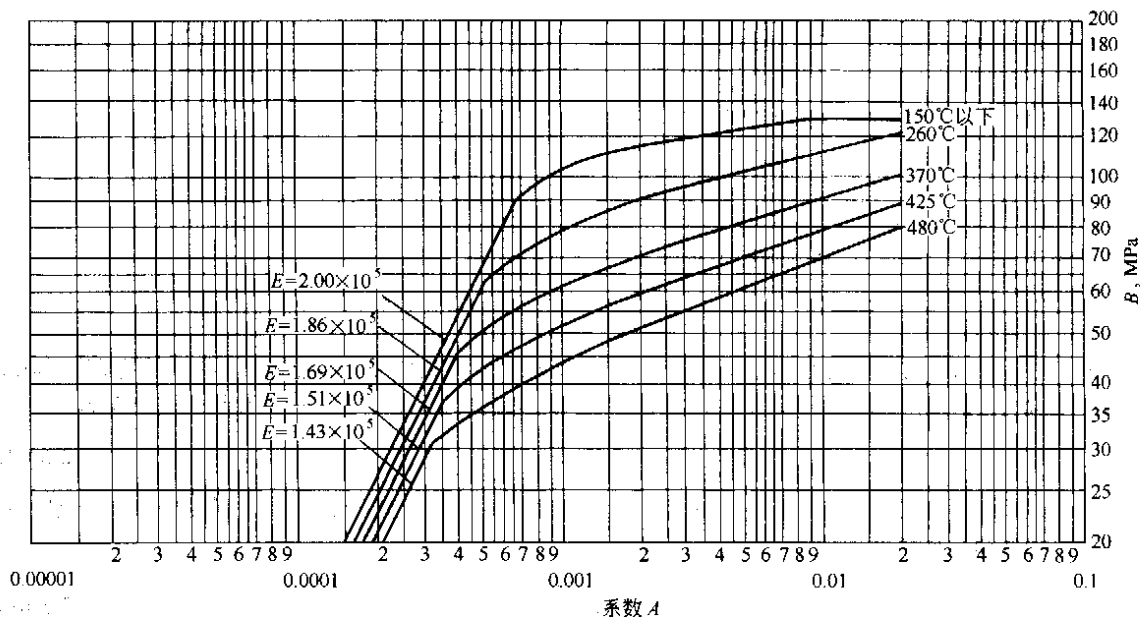


图 2-3-12 外压圆筒厚度计算图 (屈服点 $\sigma_s < 207\text{MPa}$ 的碳素钢)

E —设计温度下螺旋板材料的弹性模量, MPa

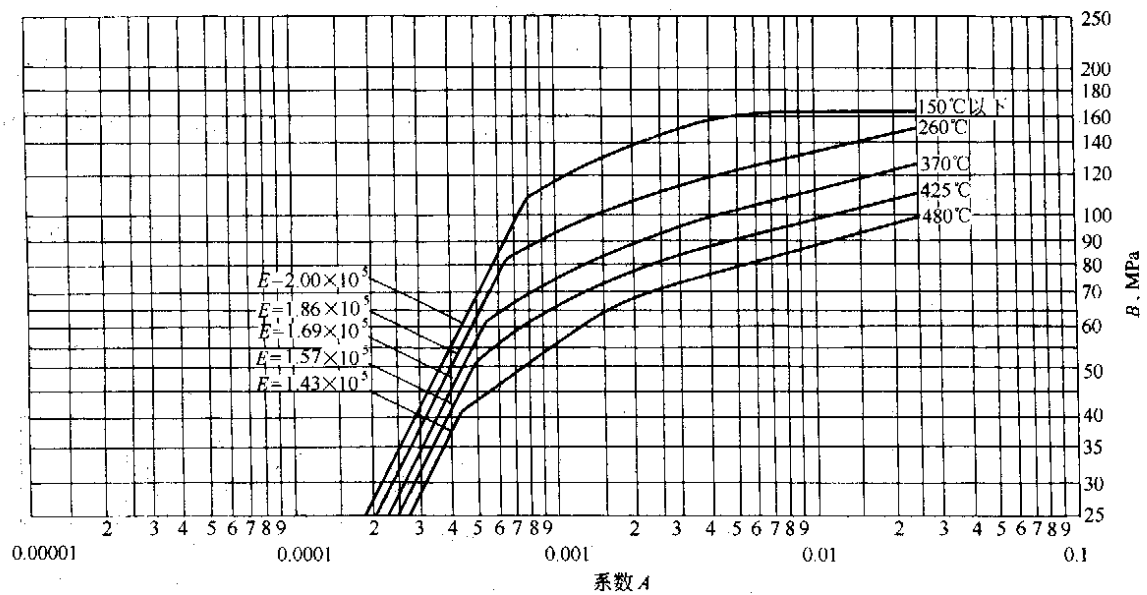


图 2-3-13 外压圆筒厚度计算图 (屈服点 $\sigma_s > 207\text{MPa}$ 的碳素钢和 0Cr13、1Cr13 钢)

E —设计温度下螺旋板材料的弹性模量, MPa

(3) 按式 (2-3-66) 计算 B' :

$$B' = \frac{B\sigma_s'}{\sigma_s} \quad (2-3-66)$$

式中 σ_s' ——螺旋板材料的实际屈服限; 若无实际数据, 可取 σ_s' 等于 σ_s , MPa。

(4) 按式 (2-3-67) 计算许用压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B'\delta}{R} \quad \text{或} \quad [p] = \frac{AE\delta}{3R} \quad (2-3-67)$$

取二者中的较小值。

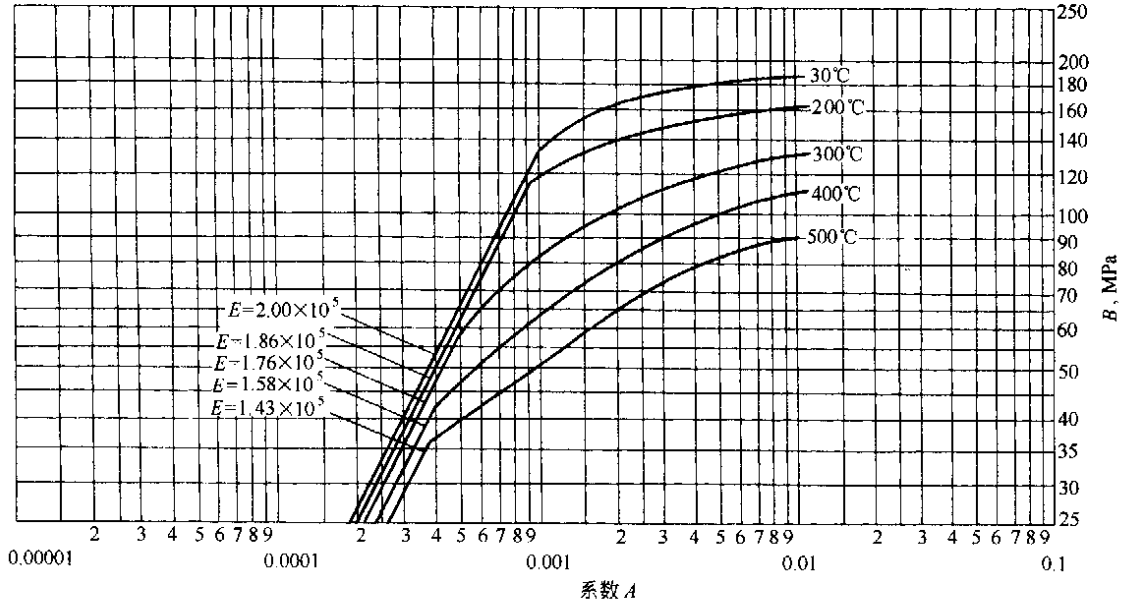


图 2-3-14 外压圆筒厚度计算图 (16MnR 钢)
 E —设计温度下螺旋板材料的弹性模量, MPa

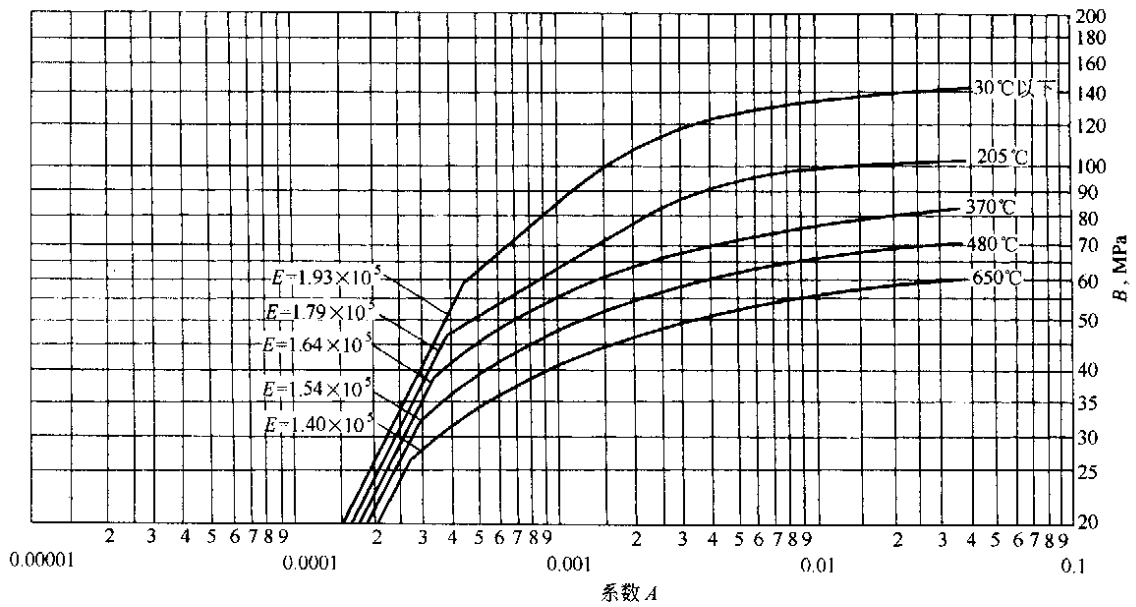


图 2-3-15 外压圆筒厚度计算图 (0Cr18Ni9 钢)
 E —设计温度下螺旋板材料的弹性模量, MPa

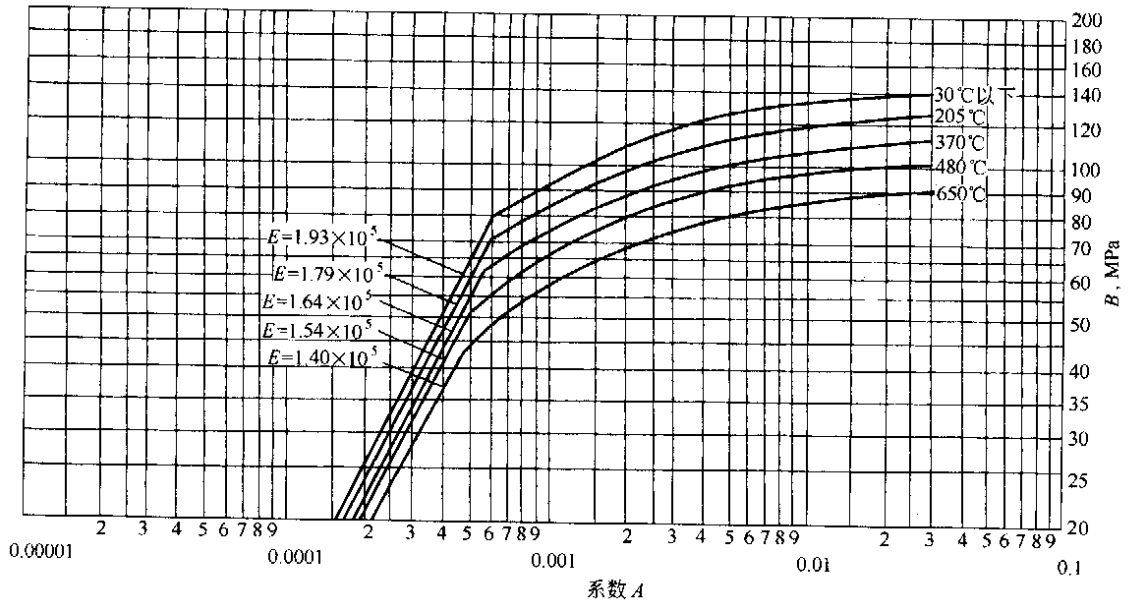


图 2-3-16 外压圆筒厚度计算图 (0Cr18Ni10Ti、0Cr17Ni12Mo2、0Cr19Ni13Mo3 钢)
 E —设计温度下螺旋板材料的弹性模量, MPa

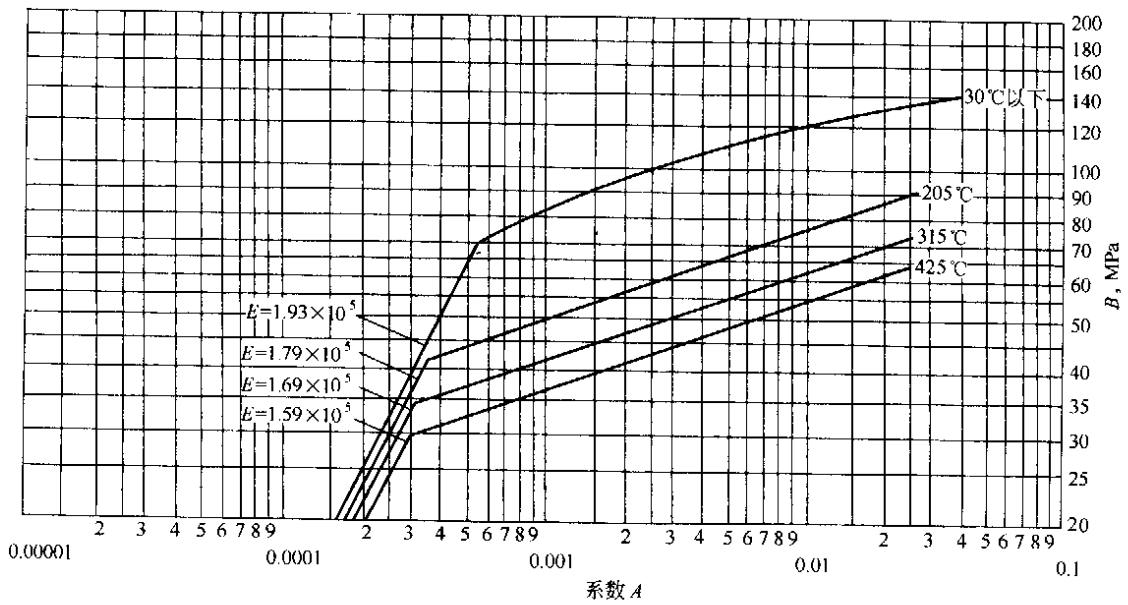


图 2-3-17 外压圆筒厚度计算图 (00Cr19Ni10 钢)
 E —设计温度下螺旋板材料的弹性模量, MPa

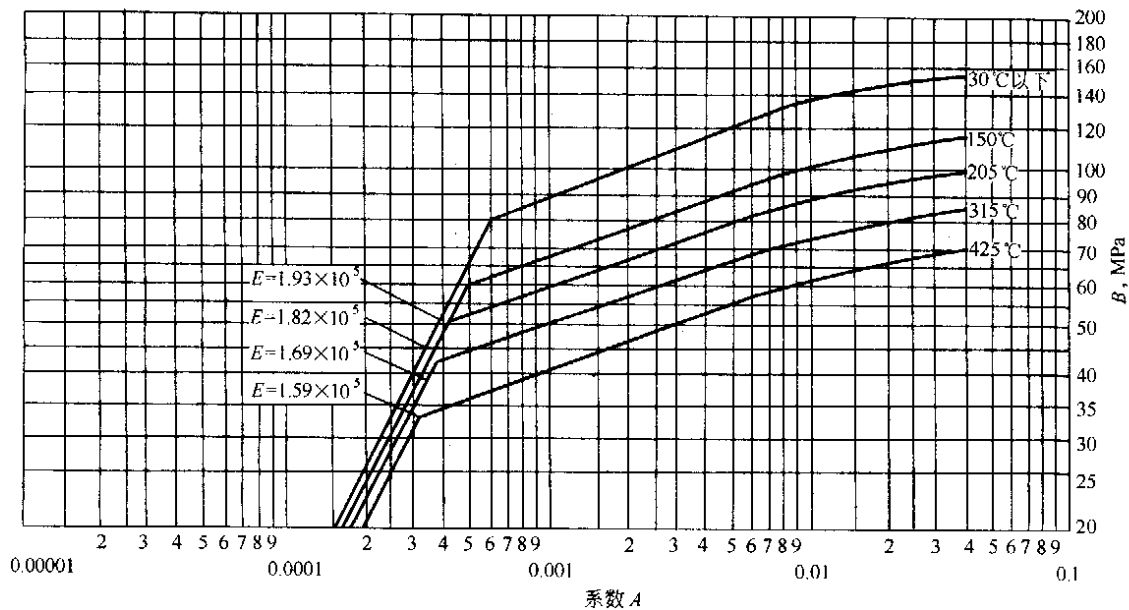


图 2-3-18 外压圆筒厚度计算图 (00Cr17Ni14Mo2、00Cr19Ni13Mo3 钢)

E —设计温度下螺旋板材料的弹性模量, MPa

6.5 半圆筒体或外圈板的计算厚度

半圆筒体或外圈板的计算厚度按式 (2-3-68) 计算:

$$\delta_w = \frac{\rho R_w}{[\sigma]^t \phi - 0.5p} \quad (2-3-68)$$

式中 R_w ——半圆筒体或外圈板的曲率内半径, m;

ϕ ——焊缝系数。

6.6 中心隔板的计算厚度

中心隔板的计算厚度按式 (2-3-69) 计算:

$$\delta_z = W \sqrt{\frac{Jp}{1.5 [\sigma]^t}} \quad (2-3-69)$$

式中 W ——中心隔板宽度, m;

J ——系数, 根据 I 值按图 2-3-20 查得, 如果 I 等于两块半圆端板之间的距离时, 将图中查得的值除以 2。当支撑环与中心管紧贴且连续满焊时 I 取两个支撑环之间的距离和半圆端板与支撑环间距的较大值。

6.7 半圆端板

半圆端板与中心隔板连接采用全熔透焊缝, 其计算厚度按式 (2-3-70) 确定:

$$\delta_B = r \sqrt{\frac{0.65p}{[\sigma]^t}} \quad (2-3-70)$$

式中 r ——卷辊胎模半径, m。

6.8 可拆螺旋板式换热器的倒锥平盖

可拆螺旋板式换热器在我国应用和制造已有多年的历史, 但其设计和制造大多是测绘和仿造, 也没有技术标准可以遵循。JB/TQ 724—89 仅适合于不可拆螺旋板式换热器。国内部分企业在生产可拆螺旋板式换热器时, 参照 JB 4701—92 用卷制好的螺旋体外径配制容器法兰作为下法兰, 端部采用两种措施: (1) 封头和上法兰的组合; (2) 平盖加筋, 平盖为承受压力的基板。第一种情况仅适合于一侧通道完全焊死、一侧通道完全敞开, 一般应用于冷凝场合。对于两侧都要求清洗并螺旋流动的情况只能采用交错焊接的结构。其端部密封就要采用平盖加强的办法。

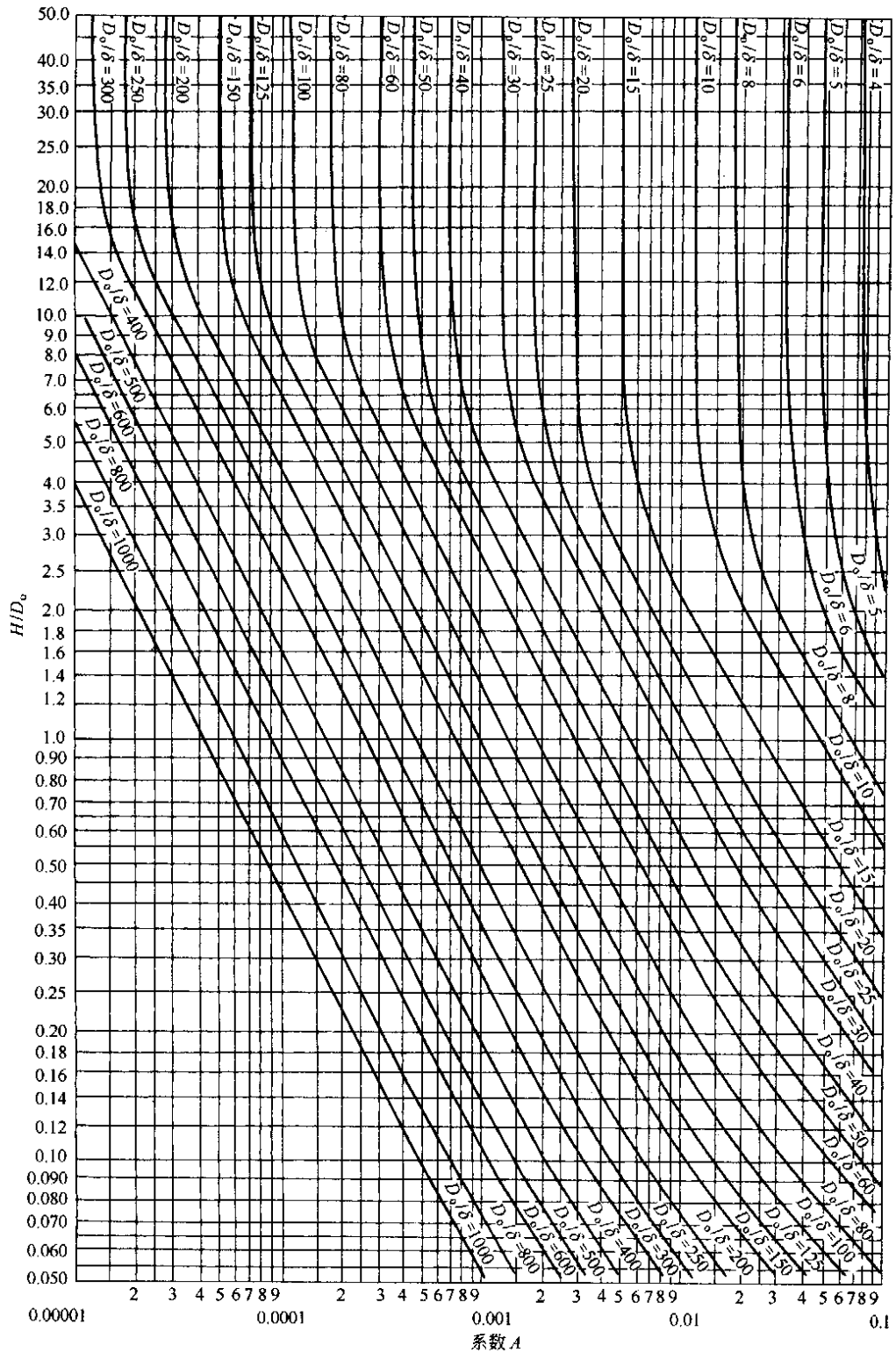


图 2-3-19 外压或轴向受压圆筒几何参数计算图 (适合于所有材料)

H —螺旋板宽度, m ; δ —螺旋板厚度, m ; D_o —参见图 2-3-10

1991年9月至1996年12月机械工业部合肥通用机械研究所、苏州化工机械厂完成了科学技术发展基金项目“大型可拆螺旋板式换热器的研制”，系统研究了可拆螺旋板式换热器的端部结构，分析了平盖加强的力学模型，确立了“倒锥平盖抗变形性能最优”的观点，同时完成了压力1.0MPa、直径1200mm以下可拆螺旋板式换热器的设计方法。其中倒锥平盖的理论及有限元设计能够定量给出倒锥平盖应力及变形的分布和大小。对平板、网格筋平板、倒锥平板的变形计算结果如表2-3-4所示^[11]。

科研结果表明：在倒锥平盖完全满足强度要求的条件下，以其中心变形为倒锥平盖结构参数的设计依据。主要表现在两方面：(1)任何加强结构件的参数设置和变动都会导致平盖中心处变形量的变化；(2)倒锥平盖变形在换热器的内部会引起流体的旁路流动，影响换热器的传热性能。

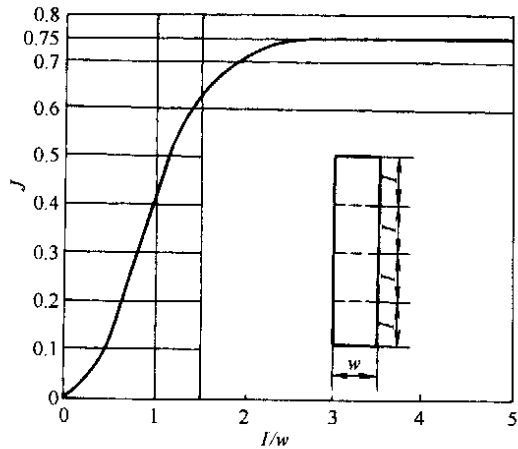


图 2-3-20 J 系数计算图

表 2-3-4 三种结构平盖中心变形量的比较

平盖型式		设计压力 MPa	平盖外径 mm	平盖中心变形量 mm
无筋平盖		1.0	1484	8.19
网格加筋平盖	$n = 6$			2.52
	$n = 7$			2.79
	$n = 8$			3.00
倒锥平盖	理论值			0.58
	实测值			0.72
增厚平盖				

- 注：1. 无筋平盖为网格加筋平盖和倒锥平盖的基础板。
2. 网格加筋平盖、倒锥平盖和增厚平盖具有相同的金属重量。
3. n 为网格加筋分割平盖半径的等分数。

在上述前提下，合肥通用机械研究所完成了一套可拆螺旋板式换热器大平盖设计计算程序（Reinforcing Plate Design Program 简称 RPDP 程序），同时提出了压力 1.0MPa、直径 1200mm 以下可拆螺旋板式换热器的工程设计方法。

6.8.1 基础板^[12]

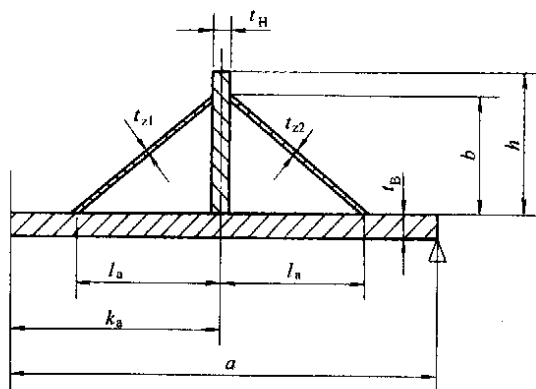


图 2-3-21 倒锥结构示意图

根据设计压力 p 选取确定基础板（如图 2-3-21 所示）厚度的计算压力：

- 当 $p \leq 0.4\text{MPa}$ 时，取设计压力 $p_c = 1.2p$ ；
- 当 $0.4\text{MPa} < p \leq 0.6\text{MPa}$ 时，取设计压力 $p_c = p$ ；
- 当 $0.6\text{MPa} < p \leq 1.0\text{MPa}$ 时，取设计压力 $p_c = 0.8p$ ；
- 当 $p > 1.0\text{MPa}$ 时，取设计压力 $p_c = 0.6p$ 。

则基础板厚度按式 (2-3-71) 计算。

$$\delta = \frac{D_c}{2} \sqrt{p_c / [\sigma]} \quad (2-3-71)$$

式中 D_c —— 计算直径， $D_c = 2a$ ；

$[\sigma]$ —— 基础板材料在设计温度下的许用应力。

设计中 t_B 按式 (2-3-72) 选取：

$$t_B = \delta + C \quad (2-3-72)$$

式中 C ——厚度附加量。

考虑到圆环筋及内外锥的焊接，基础板厚度不应小于 20mm。

理论分析、有限元计算及试验结果表明，基础板上的最大应力发生在基础板与外锥相接处，即 $r = (k+1)a$ 处。此处板上的弯矩按式 (2-3-73) 计算：

$$M_2 = H_2 p a^2 \quad (2-3-73)$$

式中 H_2 ——与大平盖结构有关的系数。

相应的弯曲应力按式 (2-3-74) 计算：

$$\sigma_b = 6H_2 p \left(\frac{a}{t_B} \right)^2 \quad (2-3-74)$$

按一次弯曲应力处理，由 $\sigma_b = 1.5 [\sigma]$ 可以推出基础板许用压力和许用压力之比按式 (2-3-75) 计算：

$$[p]/[\sigma] = \frac{(t_B/a)^2}{4H_2} \quad (2-3-75)$$

式中 $[p]/[\sigma]$ 由图 2-3-22 查得。

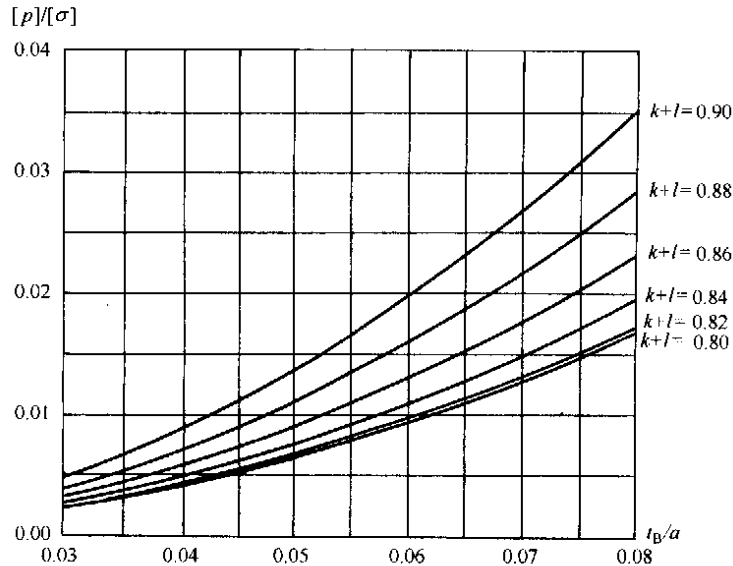


图 2-3-22 $[p]/[\sigma]$ 与 t_B/a 关系图

6.8.2 圆环筋

(1) 加筋位置

一般取 $k = 0.55 \sim 0.65$ 。

当 $D_c \leq 800\text{mm}$ 时，取 $k = 0.55$ ；

当 $800\text{mm} < D_c \leq 1500\text{mm}$ 时，取 $k = 0.60$ ；

当 $D_c > 1500\text{mm}$ 时，取 $k = 0.65$ 。

(2) 圆环筋厚度

圆环筋厚度根据基础板厚度来选取，取 $t_H/t_B = 0.5 \sim 0.7$ ，一般取 0.6。在 $p_c \leq 1.0\text{MPa}$ 、 $D_c \leq 1200\text{mm}$ 条件下，按表 2-3-5 进行选取。

表 2-3-5 圆环筋厚度推荐值

	mm							
t_B	20	24	28	32	36	40	44	48
t_H	14	16	18	20	22	24	26	28

(3) 圆环筋高度

为了充分发挥圆环筋的作用，建议按式 (2-3-76) 和式 (2-3-77) 计算圆环筋的高度。

$$h = 1.8 \sqrt{(ka)t_H} \quad (2-3-76)$$

$$b = 1.5 \sqrt{(ka)t_{II}} \quad (2-3-77)$$

6.8.3 倒锥

(1) 加筋位置

倒锥加筋位置参数 l 的取值, 受圆环筋位置参数 k 及大平盖直径 D_c 和密封结构尺寸的限制。一般取 $l = 0.25 \sim 0.3$, 在上述条件许可的情况下, 建议取 $l = 0.3$ 。

(2) 倒锥厚度

大量的计算结果表明, 大平盖内锥的应力较小。一般情况下, 内锥厚度取 6mm 或 8mm 即可满足强度要求。而外锥应力较大, 是整个大平盖强度的薄弱环节。但考虑到制造和产品经济性等方面的原因, 外锥厚度不可能取得很大。一般情况下外锥厚度的取值原则是: $t_{22} = t_{21} \sim 2t_{21}$, 视压力 p 及大平盖直径 D_c 的大小而定。在 $p \leq 1.0 \text{MPa}$ 、 $D_c \leq 1200 \text{mm}$ 条件下, 内外锥厚度按表 2-3-6 进行选取。

表 2-3-6 内外锥厚度推荐值

mm

t_{21}, t_{22}		P, MPa			
		≤ 0.4	≤ 0.6	≤ 0.8	≤ 1.0
D_c, mm	≤ 600	6, 6	6, 6	6, 8	6, 8
	≤ 800	6, 6	6, 8	6, 8	6, 10
	≤ 1000	6, 8	6, 8	6, 10	6, 12
	≤ 1200	6, 8	6, 10	6, 12	6, 12

(3) 外锥

外锥是大平盖强度的薄弱环节, 外锥的最大应力发生在与圆环筋相接的上端边缘处。该处应力属二次应力, 按 $3[\sigma] \cdot \Phi$ 控制 ($[\sigma]$ 为倒锥材料的许用应力, Φ 为倒锥角焊缝的焊缝系数, 近似认为 $\Phi = 0.6$)。外锥许用压力与许用应力之比按式 (2-3-78) 计算。

$$[p]/[\sigma] = (1+l)(t_{22}/a) \cdot w \quad (2-3-78)$$

式中 w —— 与大平盖结构有关的系数, 由图 2-3-23 查得。

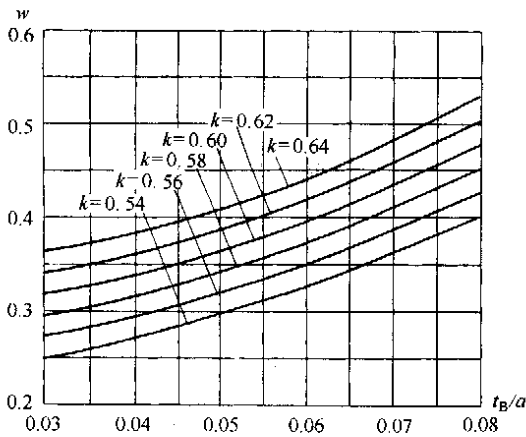


图 2-3-23 w 与 t_B/a 关系图

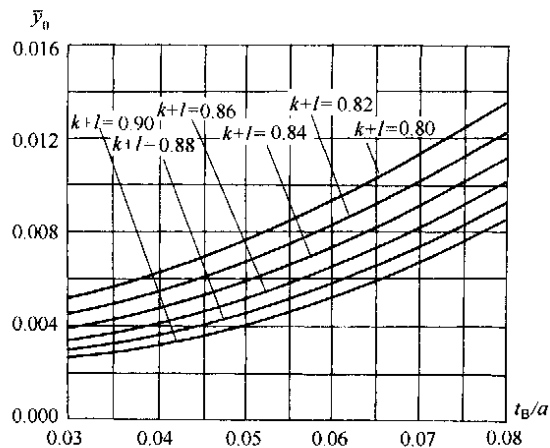


图 2-3-24 y_0 与 t_B/a 关系图

6.8.4 刚度设计

大平盖中心最大变形按式 (2-3-79) 计算, 要求中心最大变形 y_0 小于许用变形 $[y]$ 。

$$y_0 = \bar{y}_0 e^{-12.5\omega} p a^4 / D \quad (2-3-79)$$

其中

$$\omega = (t_{21} + 1.7t_{22}) / a$$

$$D = \frac{Et_B^3}{12(1-\nu^2)}$$

式中 \bar{y}_0 —— 与大平盖结构有关的系数, 由图 2-3-24 查得。

引进产品的大平盖中心最大变形一般在 1~2mm 之间,考虑到我国的加工工艺以及法兰、钩头螺栓等与大平盖密切相关的部件的设计技术存在一些尚未解决的问题,应将国内大平盖中心最大变形控制得更严格一些,即 $[\gamma]=0.5\sim 0.8\text{mm}$ 。

7 螺旋板式换热器的制造与检验

7.1 螺旋板式换热器的制造工艺程序

螺旋板式换热器的制造工艺程序大致如下:

放样、下料→拼接→无损检测→压定距泡或焊定距柱→卷制螺旋体→焊接螺旋通道→装配→金加工→总装→压力试验→后处理→成品出厂。

7.2 螺旋板式换热器制造质量的控制

目前我国对螺旋板式换热器制造质量的监控标准是 JB/TQ 724—89《螺旋板式换热器制造技术条件》。该标准从材料、制造、装配、焊接、特殊处理及检验、检漏和水压试验等方面制定了比较详细、操作性较强的条款。对我国螺旋板换热器的生产现状(整体水平比较落后、手工作坊多)起了规范和促进作用。1998 年底,综合性行业标准《螺旋板式换热器》已经编制完毕,必将推动我国螺旋板式换热器整体水平的提高。

7.2.1 螺旋板板材的下料

下料的关键是控制好下料余量,下料余量按式(2-3-80)计算:

$$\Delta L_B \leq \frac{c}{2} \pi N_B (N_B - 1) \quad (2-3-80)$$

式(2-3-80)计算时不考虑端面封口圆钢直径的偏差系数(圆钢实测直径与公称直径之差),仅考虑螺旋通道间距的偏差系数。对于碳钢,当通道间距小于等于 14mm 时, $c=1.0\text{mm}$; 当通道间距大于 14mm 时, $c=1.2\text{mm}$ 。对于不锈钢,当通道间距小于等于 14mm 时, $c=0.4\text{mm}$; 当通道间距大于 14mm 时, $c=0.55\text{mm}$ 。对于不等通道间距的螺旋板换热器一般按两通道间距的算术平均值来确定 c 值,且两通道取同一 c 值。

对下料余量的规定主要是保证螺旋板的实际圈数必须和设计图样相同,从而控制好螺旋板换热器卷制的松紧程度。当螺旋板的末端达到接管方位时,螺旋板的长度余量正好用完。其松紧程度直接影响到螺旋板整体的强度与刚度。

另外,螺旋板板面的硬折波纹、板的镰刀弯、螺旋板下料的板边质量对螺旋体的卷制也有较大的影响。前两者是由我国的冶金水平决定的;后者直接取决于下料方法。我国一般是气割下料,而日本则采取整体车削。

拼板的对接焊缝应进行 100% 射线或超声检测,且必须采用全熔透结构,这在大型化螺旋板换热器中是至关重要的。对接焊缝的余高应及时磨平,防止板面翘曲和使用中的应力腐蚀。

7.2.2 螺旋板的定距柱

螺旋板的定距柱有三方面作用:(1)控制螺旋通道的间距;(2)增加螺旋体的强度与刚度;(3)使流动介质易产生湍流、强化传热。JB/TQ 724—89 规定“定距柱一段应有 $(1\times 45^\circ)\sim(2\times 45^\circ)$ 的倒角,高度偏差为 $0\sim 0.30\text{mm}$ ”。如果定距柱加工有负偏差存在,螺旋体卷制成形时,定距柱与螺旋板不能切实地贴合,甚至有成排的定距柱没有支撑螺旋板,削弱了定距柱增强螺旋体强度与刚度的作用。此外,在封口圆钢附近,含负偏差的定距柱一定与螺旋板存在间隙,当螺旋板换热器操作压力变化时,螺旋板也随之收缩或扩张,直接影响到端面密封焊的寿命。

国内定距柱一般是线材(圆钢)车削加工的,端部常带有毛刺,卷制螺旋体时常常对板面产生划痕,压力试验或操作工况变化时这种现象更加严重。这样既降低了螺旋板的强度,又为腐蚀准备了土壤。因此定距柱端部应用一定的倒角。

国内定距柱与螺旋板的连接采用沿长度(或板宽)方向两点对称点焊固定。控制好点焊的长度是保证螺旋体卷制时定距柱不脱落,要注意起弧和收弧时不要造成板面咬肉现象发生。

国外定距柱采用线材挤压成型的(如图 2-3-25 所示)。挤压成型的定距柱要进行磷酸锌处理,使其表面光滑。定距柱与螺旋板的连接采用接触焊工艺。定距柱下端与螺旋板接触的托盘增加了接触的稳定性;托盘的底部有一个凸包,这是定距柱与螺旋板接触焊时的熔融金属。

JB/TQ 724—89 没有规定对定距柱与螺旋板的连接进行评定。国外是参考 ASME IX 篇 QW-193 “螺柱

焊试验——技能评定试验”中的有关规定对接触焊工艺进行评定的。试验可选用以下两种方法中的一种：(1) 从试件的上端锤击，直至试件长度的 1/4 贴在垂直的基面上为止；(2) 用套管掰弯试件，弯曲度至少成 15°，然后再掰回原状。评定用肉眼观察，不允许在焊缝和热影响区产生开裂。

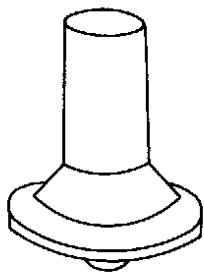


图 2-3-25 接触焊用定距柱

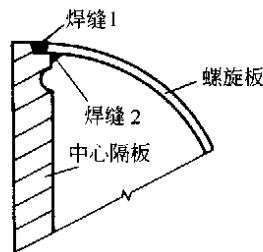


图 2-3-26 中心隔板与螺旋板的连接结构

7.2.3 中心隔板

中心隔板与螺旋板的连接焊缝（如图 2-3-26 所示）是螺旋板式换热器最大质量隐患之所在^[13]。通道发生泄漏都可以补焊，而这几条焊缝是无法返修的。因此在制造过程中一定要控制好中心隔板与螺旋板的连接焊缝的焊接质量。为了根本消除加载和卸载的周期性作用对焊缝的损坏，应采用改进型中心隔板结构（如图 2-3-27 所示）。

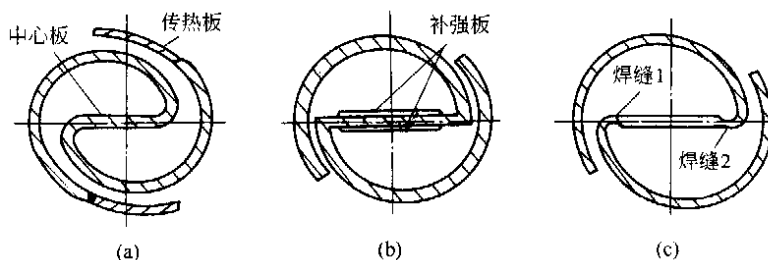


图 2-3-27 改进型中心隔板结构

7.2.4 支承环

由于螺旋板的厚度远小于中心隔板的厚度，所以运行中发生过中心管压瘪的现象。支承环与中心管的均匀贴合，则起到加强中心管强度与刚度的作用。因为中心管半圆柱并非完全一致，若支承环制成组合件则必须按照中心管半圆柱的最小半径进行加工，很难保证支承环组与中心管的贴合。因此最好按照中心管半圆柱的实测值进行配制，有条件时应将支承环与中心管完全焊牢。若不能满足以上要求，则应减小相邻支承环的间距；当设计压力大于等于 2.5MPa 时，建议相邻支承环的间距不大于 80mm。

7.2.5 特殊处理

对于不锈钢的螺旋板，定距柱焊完后应检查无定距柱侧螺旋板的表面是否有过烧点，对过烧点必须进行煤油渗漏试验。不锈钢螺旋板换热器制造完毕后，需进行整体表面的酸洗钝化处理。用于烧碱工业的螺旋板换热器制成后应进行整体退火处理，消除应力。退火处理前用压缩空气将内部的液体吹干。

7.3 螺旋板式换热器制造技术的发展

7.3.1 螺旋板式换热器制造工装设备的发展

我国螺旋板式换热器的整体水平和世界先进国家尚有明显差距。据不完全测算，全国每年生产各种规格的螺旋板式换热器约有 7000 台，由于许多制造技术关键未解决，产品返修率高，在使用中影响了螺旋板式换热器的声誉，给用户带来困扰。“七五”期间，苏州化工机械厂对螺旋板式换热器车间进行了技术改造，是螺旋板式换热器的生产进入了半自动化时代，为“宝钢二期”生产了价值约 2000 万元的可拆螺旋板式换热器。苏州化工机械厂这条生产线基本解决了卷筒板的纵剪、定距柱的半自动接触焊、螺旋板侧端翻边等问题，但运行成本较高。

日本ワロセ (Kurose) 株式会社采用了自动化程度很高的生产线^[14]，如图 2-3-28 所示。

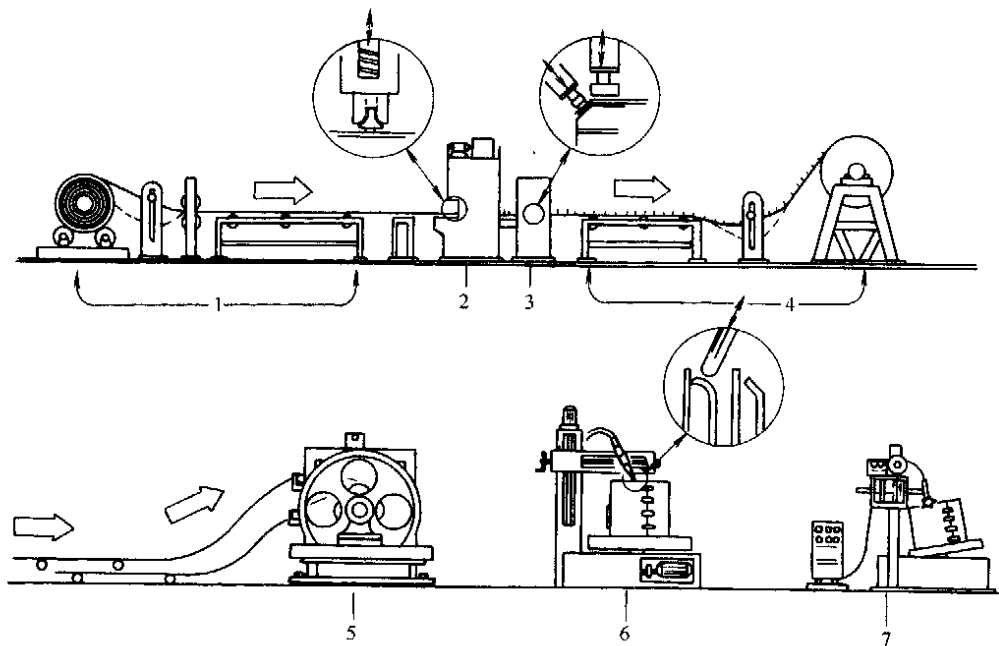


图 2-3-28 螺旋体制造工艺流程图

1—供料机；2—定距柱焊接设备；3—侧端压力预成型设备；
4—预卷机；5—卷板机；6—侧端校正机；7—封端焊接装置

备料（卷板重新卷紧，在立车上加工至所需的宽度；传热板有拼接焊缝的进行无损检测；有特殊要求的制备焊接试板）→卷板展开→定距柱送料→定距柱的接触焊→侧端压力预成形→预卷→上卷板机卷制→侧端校正→封端焊接→气密性试验检查。

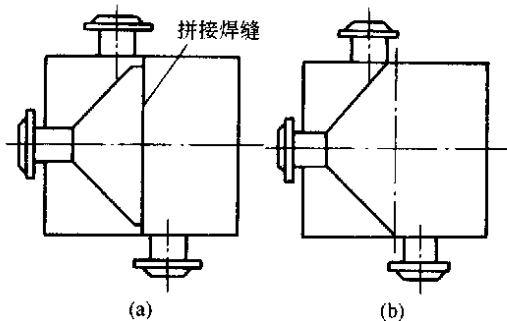


图 2-3-29 切向接管

由 (a) (拼接焊缝) 改成 (b) (扳边成型)

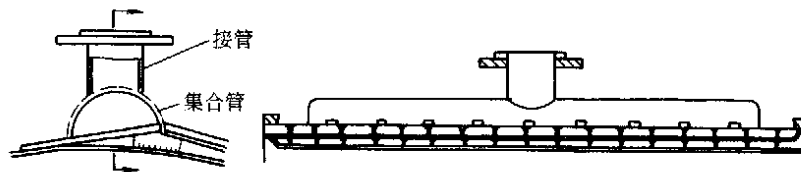


图 2-3-30 径向接管

日本ワロセ(Kurose)株式会社为上海宝钢二期煤气精制系统生产的 8 台螺旋板式换热器受到需方的高度评价。

7.3.2 螺旋板式换热器的其他新进展

螺旋板式换热器除在制造工装和工艺上大胆革新外，还采用了一些新的结构：

- (1) 前面介绍的改进形中心隔板；
- (2) 和中心隔板配套的不等厚板的螺旋体拼接（日本ワロセ株式会社采用）；
- (3) 切向接管形式的改进^[15]（如图 2-3-29 所示）；
- (4) 径向接管的新形式^[16]（如图 2-3-30 所示）。

8 螺旋板式换热器在工程上的应用

由于螺旋板式换热器所具有的优点，它在工业各部门得到广泛的应用。

8.1 在合成氨氮肥工业上的应用

从 20 世纪 60 年代末开始，国内一些中小型合成氨厂将螺旋板式换热器用于氨合成塔下加热器、氮氢压

压缩机的一、二、三段中间冷却器，铜氨液冷却器。70年代初进一步发展到变换工段的第一、第二热交换器及水加热器由列管式换热器变为螺旋板式换热器，尿素生产中的CO₂压缩机的第一、第二中间冷却器均采用螺旋板式换热器。

(1) 表 2-3-7 列出氨合成塔下加热器应用螺旋板的情况

表 2-3-7 氨合成塔下加热器应用螺旋板的情况

项 目	武进化肥厂		太仓化肥厂		肥西化肥厂		南京化肥厂	
	列管式	螺旋板	列管式	螺旋板	列管式	螺旋板	列管式	螺旋板
传热面积, m ²	30.9	15.5	29.3	20	30	23	35	18.3
加热器尺寸(直径×高度), mm	φ444×2500	φ440×800	φ479×1600	φ486×870	φ440×2500	φ440×1200	φ580×1200	φ580×800
传热系数, W/(m ² ·K)	595	1100	455	866	—	—	580~700	1081
加热器重量, kg	—	—	926	520	—	—	800	600
触媒填装容积, m ³	1200 kg	1920 kg	0.36	0.5	970 kg	1300 kg	0.7	1.2
合成塔生产能力, t/d	25	36	11	15.5	49	65	50	85
全塔阻力, MPa	0.8	1.0	0.3~0.5	0.3~0.5	1.0	0.5	—	—
螺旋板材料规格	1Cr18Ni9Ti/δ3		10/δ3		A3/δ3		1Cr18Ni9Ti/δ4	

(2) 表 2-3-8 列出了变换工段第一、第二热交换器及水加热器应用螺旋板的情况

表 2-3-8 变换工段第一、第二热交换器及水加热器应用螺旋板的情况

使用单位 项 目		河北省 新军屯化肥厂	河北省 藁城县化肥厂	四川省 内江县化肥厂	四川省 资阳县化肥厂
生产能力, t/a		5000(甲烷化)	3000型	3000型	3000型
螺旋板投用日期		1975年3月	1975年7月	1972年6月	1974年7月
工作条件		加压变换	常压变换	加压变换	加压变换
工作介质		半水煤气、变换气	半水煤气、变换气	半水煤气、变换气	半水煤气、变换气
换热面积	螺旋板	53m ² , 两台并联	40m ² , 两台并联	40m ² , 两台并联	40m ² , 两台并联
	列管	—	—	170m ² 一台	95m ² 两台
传热系数		螺旋板比列管提高 50%	$K_{\text{螺}} = 51.2$ kcal/(m ² ·h·°C)	$K_{\text{螺}} = 150$ kcal/(m ² ·h·°C)	$K_{\text{螺}} = 100$ kcal/(m ² ·h·°C)
传热效果		螺旋板优于列管	螺旋板优于列管	$K_{\text{螺}}$ 为 $K_{\text{列}}$ 三倍以上	螺旋板优于列管
阻力降 Δp		—	$\Delta p_{\text{螺半}} = 0.0263$ kgf/cm ² $\Delta p_{\text{螺变}} = 0.0329$ kgf/cm ²	阻力不比列 管换热器大	阻力比列 管换热器小
钢材消耗 及投资	螺旋板	—	共用 A ₃ F 4.5t, 投资 1 万元	每台 A ₃ F 板 2t 3000 元/台	两台共 3.5t 投资共 8000 元
	列管	—	钢材 10t(其中管 材 5t)投资 4 万元	每台 6t(其中管 材 4t) 14000 元/台	两台共 11t 投资共 33000 元

续表

使用单位		河北省 新军屯化肥厂	河北省 藁城县化肥厂	四川省 内江县化肥厂	四川省 资阳县化肥厂	
项 目	螺旋板	—	1.5 年以上	4 年	投产 1 年 8 个月效果良好	
	列管	—	一年左右	使用 11 个月 417 根传热管只有 28 根完好	—	
使用单位对螺旋板式换热器使用结论		1. 热效率高; 2. 适应能力强, 使用范围广可在小化肥中低压系统中广泛应用; 3. 结构简单容易制造; 4. 材料容易解决; 5. 体积小造价低容易节省材料	1. 传热效率高; 2. 不积水, 不堵塞; 3. 制造简单; 4. 体积小, 重量轻, 成本低; 5. 一年半后割开两圈检查最外半圈到一圈在死区处有腐蚀, 其他地方无腐蚀	1. 传热效率高; 2. 不堵塞, 有自清洗作用; 3. 制作容易安装简便; 4. 耗用钢材少, 投资省; 5. 腐蚀轻, 4 年未发现传热板腐蚀等现象; 6. 阻力不比列管大	1. 传热效率高; 2. 没有污塞现象; 3. 制作简单用材少造价低; 4. 腐蚀轻; 5. 对负荷适应大; 6. 阻力列管小	
螺旋板式换热器有关结构尺寸, mm		I 中变换热器为两台并联 $\phi 1000, H1155,$ $\delta = 4, F = 53m^2$ II 中变共 5 台换热器 $\phi 1200, H1150,$ $\delta = 4, F = 50m^2$	第一热交换器 3 台并联 $\phi 1000, H1500,$ $\delta = 3, F = 40m^2$ 通道长 13.95m, $b = 25,$ 中心管 DN250, 材料消耗 38.37kg/m ² 每台重 1500kg	第一热交换器 2 台并联 $\phi 980, H1000,$ $\delta = 3, F = 40m^2$ 通道长 20.27m, $b = 14,$ 中心管 DN250, 材料每台重 2000kg	第一热交换器 2 台并联 $\phi 990, H1000,$ $\delta = 3, F = 40m^2$ 通道长 20.6m, $b = 14,$ 每台重 1750kg	
使用单位		河南省 中牟县化肥厂	辽宁省 北镇县化肥厂	辽宁省 昌图县化肥厂	河北省 藁城县化肥厂	河北省 衡水县化肥厂
生产能力, t/a			5000 型	5000 型	现能力为 8000	5000 型
螺旋板投用日期		1972 年 4 月以前	1974 年 9 月	1976 年 10 月	1976 年 8 月 加压投产	1975 年 12 月
工作条件		加压变换	加压变换	加压变换	加压变换 (8kgf/cm ²)	加压变换
工作介质		半水煤气、变换气	半水煤气、变换气	半水煤气、变换气	半水煤气、变换气	半水煤气、变换气
换热面积	螺旋板	40m ² , 两台并联	40m ² , 两台并联	40m ² , 两台并联 (使用一台)	56m ² 一台水加热器	50m ² , 两台并联
	列管	—	180m ² 一台	180m ² 一台		
传热系数		—	$K_{螺旋} = 200$ kcal/(m ² ·h·°C)	$K_{螺旋} = 229$ kcal/(m ² ·h·°C)	$K_{螺旋} = 149.6$ kcal/(m ² ·h·°C)	$K_{螺旋} = 149.6$ kcal/(m ² ·h·°C)
传热效果		—				螺旋板优于列管

续表

使用单位		河南省 中牟县化肥厂	辽宁省 北镇县化肥厂	辽宁省 昌图县化肥厂	河北省 藁城县化肥厂	河北省 衡水县化肥厂
阻力降 Δp		变换岗位压力 6kgf/cm ² 变换系统压差 0.5kgf/cm ²	每台螺旋板式换热 器的阻力降为 0.1kgf/cm ²	$\Delta p_{\text{螺半}}=0.0815$ kgf/cm ² $\Delta p_{\text{螺变}}=0.0943$ kgf/cm ²	系统压差 0.3~0.5kgf/cm ² , 从未超过 0.5kgf/cm ²	螺旋板使用半年以 后的阻力仍比列管 初期阻力小
钢材消耗 及投资	螺旋板	—	—	每台 1.2t	每台 2.7t	每台 2.7t
	列管	—	—	每台 4.2t	—	—
使用年限	螺旋板	两年	两年未出现问题	—	—	—
	列管	—	寿命最长 不过 9 个月	寿命 6~7 个月	—	一年内换 4 台列管
使用单位对螺旋板式 换热器使用结论		螺旋板式换热器 的工作情况在饱和 塔煤气温度 130~ 140℃ 情况下,变换 炉出口温度在 90℃ 左右,一般不 超过 100℃	1. 传热效率高; 2. 不堵塞,割开 检查无污塞物; 3. 制作简单本厂 设计制造; 4. 钢材好解决; 5. 增大通道间 距,改善进出口接 管等均可减少阻力	1. 传热效率高; 2. 解决腐蚀问 题; 3. 解决管材极缺 状况; 4. 阻力不大	1. 传热效率高; 2. 不堵塞; 3. 耐腐蚀; 4. 阻力小	1. 传热效率高; 2. 节省钢材; 3. 解决了腐蚀问 题; 4. 阻力降不大
螺旋板式换热器有关 结构尺寸,mm		换热器两台并联 $\phi 1000, H 1000,$ $\delta = 3, F = 40\text{m}^2$ $b = 10$	换热器两台并 联,第一水加热器 一台 $\phi 1000, H 1000,$ $\delta = 2.75,$ 通道长 20m, $b = 18$ 新系统设计用 3 台换热器 $\phi 1300, \delta = 2.75,$ $b = 20, F = 80\text{m}^2$	热交换器两台并 联 (一台使用一台 备用) $\phi 970, H 1000,$ $\delta = 5, F = 40\text{m}^2$ 新系统 $\phi 1100, H 1000,$ $\delta = 4, F = 39\text{m}^2$	水加热器一台 $\phi 1200, H 1200,$ $\delta = 4, F = 56\text{m}^2$ $b = 16$	热交换器 2 台并联 $\phi 1000, H 1200,$ $\delta = 4, F = 50\text{m}^2$ $b = 16$

(3) 合成氨厂用压缩机中间冷却器应用螺旋板的情况

从 1962 年开始,江苏一些 3000t/a 的小合成氨厂的氮氢气体压缩机的一、二、三段中间冷却器由原来的淋洒式排管换热器改为螺旋板式,提高了传热效率,减少了传热面积,缩小了占地面积,改善了周围环境。第三段中间冷却器的使用压力为 2.2MPa。考虑到小合成氨厂冷却用水条件较差(有的直接采用河水冷却),采用二介质螺旋通道交错密封焊接的可拆结构,便于清洗。

1975 年由上海大隆机器厂设计的国产 24 万吨/年尿素配套的 CO₂ 压缩机第一、第二中间冷却器采用了螺旋板。由于所需换热面积较大,采用了两台相同型号、规格的螺旋板式换热器叠加,冷却水并联;水通道两端焊接密封,CO₂ 串联大通道进气的结构,使用情况良好。

(4) 螺旋板用作铜氨液、CO₂ 冷却器的情况

1965 年从英国引进的泸州天然气化工厂铜氨液冷却器采用了 48.5m² 的螺旋板式换热器。可拆式结

构保证了铜氨液侧固态铜沉积时可以打开头盖，用0.4MPa的水冲洗掉。20世纪70年代南京化肥厂、淮南化肥厂、广西河池化肥厂等铜氨液冷却器均采用过螺旋板式换热器，测得其传热系数 $K = 580 \sim 1100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。我国从法国引进的南京、安庆、广州30万吨/年合成氨化肥厂中 CO_2 冷却器采用4台 130 m^2 /台的螺旋板式换热器叠加使用，水通道两端焊接密封（冷却水并联走螺旋通道）， CO_2 串联走两端敞开的垂直通道。

8.2 在烧碱、硫酸工业上的应用

8.2.1 在烧碱工业上的应用

太原化工厂烧碱是我国最早应用螺旋板的行业，从1955年开始应用至今。在隔膜法烧碱生产中，螺旋板式换热器在蒸发工段应用于含10%~12%NaOH电解液的预热，含30%~42%NaOH碱液的冷却，电解液经螺旋板预热后的温度达120℃左右。据太沽化工厂测定，用于电解液预热的传热系数 $K = 600 \sim 1900 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，而传统的列管式换热器的 K 只有 $450 \sim 750 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。太原化工厂、西安化工厂、广州化工厂对碱液冷却用螺旋板式换热器测定的 $K = 350 \sim 790 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 比列管换热器高。据衢州化工厂、北京第二化工厂、广州化工厂使用螺旋板与列管对比后认为一台 30 m^2 的螺旋板式换热器能替代一台 45 m^2 的列管式换热器。

8.2.2 在硫酸工业上的应用

南京化肥厂于1955年8月用4台传热面积为 14.9 m^2 的螺旋板式换热器代替原面积为 243 m^2 的淋洒式排管冷却器。螺旋板采用A3钢板、 $\delta 5$ 、板宽375mm、通道间距20mm，其使用效果与冷却排管的对比如表2-3-9所示。

表 2-3-9 螺旋板式换热器与淋洒式排管冷却器的对比

项 目 \ 型 式	螺旋板式 换热器	冷却排管	项 目 \ 型 式	螺旋板式 换热器	冷却排管
传热系数 $K, \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	465~580	210~280	占地面积, m^2	6	60
耗材, t	11.1	174	清理情况	不清理	每月清理1~2次
传热面积, m^2	59.6	243	工作环境	干净整洁	有大量水汽
冷却水用量, m^3/h	63	75			

国内曾采用HT18-36铸铁制作螺旋板式换热器用于98%硫酸冷却，当酸速为 $1.06 \text{ m}/\text{s}$ ，水速为 $1.55 \text{ m}/\text{s}$ 时，测得其传热系数 $K = 900 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。采用铸铁因其抗99%浓硫酸的耐腐蚀性能好，铸件表面粗糙对传热有利，酸速水速较高，因此传热系数相对较大。由于铸件的成品率较低，所以铸铁螺旋板式换热器没有得到推广、发展。

8.3 在制药、制冷工程上的应用

8.3.1 在制药上的应用

制药行业于1969年开始使用螺旋板式换热器，用于液-液换热及甲醇、酒精、丙酮等的冷凝回收。由于原料药生产的特点，所以螺旋板基本用不锈钢材料制造，传热面积也较小，一般在 10 m^2 以下。上海第十二、十四、十五、十九药厂，华北制药厂、东北制药总厂等至今仍大量采用。螺旋板用于酒精冷凝测得传热系数 $K = 950 \sim 1060 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，上海第十二制药厂一台100L的反应锅，原采用 4 m^2 的列管换热器冷凝回收酒精，回收率为60%，改用 4 m^2 的螺旋板式换热器后，回收率提高到90%。

8.3.2 在制冷工程上的应用

1971年冶金工业部洛阳740厂与苏州化工机械厂联合设计，首先将螺旋板式换热器用于蒸发，蒸发介质为R13，被冷却的介质为三氯氢硅和氢，通过三台串联的螺旋板将物料逐级冷却。第一台采用 -15°C 的冷冻盐水作冷媒，通过螺旋板将三氯氢硅和氢冷至 -10°C ；第二台采用 -60°C 的三氯乙烯作冷媒将三氯氢硅和氢冷至 -50°C ；第三台采用R13作冷媒在 -80°C 的低温下蒸发，将三氯氢硅和氢冷至 -70°C ，然后将二者分离。螺旋板均采用可拆式，材料为1Cr18Ni9Ti，换热面积为 2.49 m^2 ，操作压力为0.01MPa，停机时压力将升至1.0MPa，设计压力为1.6MPa。R13极易挥发，与空气混合后腐蚀性极强，从1971年3月运转以来没有发现氟里昂损失，证明螺旋板的密封性能可靠。

在氨吸收式制冷装置中,用螺旋板式换热器作为浓氨水与稀氨水的热交换器和稀氨水的冷却器。北京化工厂在100万千卡/时氨吸收式制冷机组中采用型号为T16 II 40-1.2-9的可拆螺旋板作为氨水冷却器,测得当水流速为2.16m/s、稀氨水流速为1.48m/s时传热系数 $K=970\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,水侧阻力为0.1MPa。

上海第一冷冻机厂1970年至1972年曾用换热面积为 12.3m^2 的螺旋板换热器进行氨冷凝器和氨蒸发器试验。作氨冷凝器当水流速为0.48~1.54m/s时,传热系数 $K=1570\sim 2244\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;作氨蒸发器时载冷剂为盐水,当盐水流速为0.65~1.35m/s时,传热系数 $K=776\sim 1010\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

1971年6月上海第一冷冻机厂将一台 36m^2 的螺旋板式换热器用作4AJ-15氨压缩机组的冷凝器代替原 75m^2 的列管式冷凝器,在上海吴泾砖瓦厂使用。1974年4月组织有关单位对该冷凝器进行测试^[17],当冷凝压力为1.34~1.46MPa,水流速为1.0~1.3m/s时,测得传热系数 $K=950\sim 1020\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。1976年10月距上次测定两年半后,由上海第一冷冻机厂、上海吴泾砖瓦厂和西安交通大学制冷专业对该螺旋板式换热器进行复测,当水流速为1.0m/s,测得 $K=930\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,与1974年4月的测试结果基本相同。这说明螺旋板冷凝器的传热系数,经两年半使用后仍较高,传热性能处于稳定状态。1976年10月9日至10日,对水侧通道进行酸洗;12日至17日对冷凝器进行测试;当水流速为1.0m/s,测得 $K=2385\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,为通道酸洗除垢前的2.5倍,阻力也降到原来的1/3。从测试结果看出螺旋板氨冷凝器的传热性能和管壳式冷凝器、螺旋管淋水式冷凝器相比,具有明显的优点。上海吴泾砖瓦厂使用的 36m^2 的螺旋板式换热器和该厂配套的 75m^2 立式冷凝器及相应的 72m^2 螺旋管淋水式冷凝器的对比情况如表2-3-10所示。

表 2-3-10 三种冷凝器的性能比较

项 目 \ 型 式	立式冷凝器	螺旋管淋水式冷凝器	螺旋板式冷凝器		
			参 数	与立式比	与淋水式比
冷却面积, m^2	75	72	36	48%	50%
重量, kg	3250	1700	1340	41.3%	79%
体积, m^3	3.9	4.3	0.8	20.5%	17%
占地面积, m^2	0.81	1.5	0.64	79%	42.5%

前大连工学院、前大连冷冻机厂1974年8月至1975年1月对I型不可拆和一通道两端焊接密封、一通道两端敞开的III型螺旋板作氨冷器进行试验,I型当水流速为0.53~1.06m/s时,测得传热系数 $K=1740\sim 2186\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$;III型水走两端封闭的螺旋通道,氨走两端敞开的直通道,当水流速为0.53~1.06m/s时,测得传热系数 $K=1203\sim 1605\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。结果表明I型氨气走螺旋通道比III型氨走直通道具有较高的传热系数。由于螺旋通道截面积相对小于直通道截面积,因此只有当气量较小时方可走螺旋通道。

苏州化工机械厂从1974年到80年代初,将传热面积 18m^2 、 36m^2 、 61m^2 、 75m^2 的螺旋板式冷凝器替代原列管式 50m^2 、 75m^2 、 120m^2 、 150m^2 的立式氨冷凝器作为氨压缩机配套的辅机产品。

8.4 在煤化工工程上的应用

国外20世纪50年代中期开始,将螺旋板用于钢铁厂焦化工程,我国从20世纪80年代初开始,以煤焦化制气的城市煤气工程及钢铁厂中使用了螺旋板。我国1978年从日本引进、1985年投产的上海宝山钢铁总厂焦化厂一期工程采用了十个规格、近40台螺旋板式换热器用于煤气精制,换热面积达 4600m^2 ,占煤气精制总换热面积的1/4,在煤气精制的初冷、脱酚、蒸氨、脱硫及煤气终冷等装置中应用。

煤气初冷装置中,将螺旋板用作循环氨水冷却器。循环水与热循环氨水换热,热侧操作温度为 $35\sim 27^\circ\text{C}$,设计温度为 100°C ,操作压力为0.72MPa;冷侧操作温度为 $22\sim 29^\circ\text{C}$,设计温度为 100°C ,操作压力为0.45MPa。当二侧介质流速为1.46m/s时,传热系数 $K=1280\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。整氨装置中,螺旋板用于氨水与氨水之间的换热,热侧操作温度为 $105\sim 69^\circ\text{C}$,设计温度为 140°C ,操作压力为0.6MPa;冷侧操作温度为 $50\sim 90^\circ\text{C}$,设计温度为 140°C ,操作压力为0.45MPa。当二侧介质流速约2m/s时,传热系数 $K=1160\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

在氨水冷却器中用于热氨水与水的换热,热侧操作温度为 $69\sim 40^\circ\text{C}$,设计温度为 140°C ,操作压力为0.6MPa;冷侧操作温度为 $32\sim 45^\circ\text{C}$,设计温度为 140°C ,操作压力为0.45MPa。当热侧流速为1m/s、冷侧流速为1.5m/s时,传热系数 $K=900\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

在煤气终冷装置中,螺旋板用作循环水冷却器,用于冷却从煤气终冷塔出来的循环水。热侧操作温度为20~26.6℃,设计温度为100℃,操作压力为0.75MPa;冷侧操作温度为18~22℃,设计温度为100℃,操作压力为0.45MPa。当二侧介质流速为1.77m/s时,传热系数 $K=1630\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,流体阻力为0.27~0.31MPa。

此外,在脱酚、脱硫脱氰工段,采用了少量的螺旋板式换热器作冷却器。

煤焦化工程上应用的螺旋板,国外采用的结构型式为两通道交错焊接密封的可拆式,冷热介质在全逆流状态下进行换热。国内除采用可拆式以外,尚有部分采用两通道均焊接密封的不可拆式。由于煤气中含有焦炭粉尘、焦油、萘、盐等,这些物质易在通道内沉积或粘附在传热板上,造成压力增加甚至流到堵塞。因此,采用可拆式将有利于通道内沉积物的清洗;为了防止通道堵塞、提高传热系数,宜选用较大的介质流速($>1.5\text{ m}/\text{s}$)。煤焦化工程中使用的螺旋板材料,国外一般为304、321,对腐蚀性强的选用316L和Ti,国内一般采用0Cr18Ni9Ti、0Cr18Ni11Ti。

8.5 在供热和油田等领域的应用

20世纪80年代北京四季青换热器厂首先将螺旋板式换热器应用于城市集中供热,在全国掀起了供热领域用螺旋板取代列管换热器的浪潮。目前在我国采暖供热行业中,螺旋板和板式换热器是两支成熟的代表。1987年大庆油田外转加热系统。计量站用加热器相继采用了螺旋板式换热器,用于降低输送过程中原油的粘度,其设计压力为2.5MPa;90年代,新疆上哈油田采用4.0MPa的螺旋板式换热器组成原油加热系统,这是目前国内公开报道的使用压力最高的螺旋板式换热器。1997年全国螺旋板式换热器产品质量统检中发现无锡雪浪柳焊厂为胜利油田生产了设计压力5.0MPa,螺旋板厚为6mm的螺旋板式换热器。

8.6 工程应用中存在的问题

(1) 换热器局部阻力(主要是气体介质)偏大。主要原因有:a. 结构设计不合理,气体进出口截面偏小,造成气体进出口流速过大;通道内定距柱排布过密超过强度的需要,或者定距柱排列不合理(如卧放等);b. 传热板拼板焊缝未清除余高,板面翘曲或产生严重的波浪形,螺旋体卷制时通道松紧不一,这些原因均造成流通截面不均,气体流速不均,而使阻力增大;c. 操作压力远大于设计压力,使用时单通道进气因而把通道压扁、变形而使阻力增大。

(2) 气体进口处的板体易冲蚀,这种情况可通过在正对着进口管的部位复上一块 $\delta 2\sim\delta 4$ 的不锈钢板对冲。或者气体进口采用切向进口;如采用径向进口,应加大气体进入螺旋通道的截面积,以降低进口气体流速的办法来减轻冲蚀。

(3) 在烧碱工业中,当材料及焊缝有应力存在时,在NaOH的作用下易产生裂纹(也就是常说的碱脆),造成泄漏。焊接修补时反而裂纹延伸,最终无法修补。碱液中的盐粒对螺旋板冲刷引起的局部破坏;同时由于盐的析出已造成通道的堵塞。解决这个问题应注意以下几点:a. 与碱液接触的材料应选用质地均匀、致密、焊接性能优良含碳量偏低的Q235-A、Q235-B,不宜选用沸腾钢;螺旋板应选用整板,不应有拼板的对接焊缝。压力较高或螺旋体直径较大时,应采用半圆筒体结构;b. 不能采用中心隔板和传热板焊接结构,应采用整板卷制;c. 烧碱用螺旋板式换热器制成后应进行消除应力的热处理,热处理温度以传热板表面不产生大量氧化皮为准。较低的热处理温度可以通过延长保温时间来达到消除应力的目的;d. 从生产工艺上提高除盐效率或者对碱液通道定时通水或蒸汽清洗。在设计时可适当增加通道间距,为保证碱液的流速,可将螺旋板的高度适当缩小。另外,可以采用可拆螺旋板式换热器。

(4) 硫酸行业使用的螺旋板式换热器寿命偏短。损坏均系传热板局部腐蚀、穿孔,特别是定距柱周围传热板明显减薄,以致裂开。制造过程水压试验后应将积水排出干净,并吹干通道;有条件的可采用气压试验。否则,通道内的积水会将硫酸稀释,加快对传热板的腐蚀。使用时应注意稳定操作条件,控制发烟硫酸的浓度。

9 国外螺旋板式换热器的新结构

国外螺旋板式换热器的发展已经历了近70年的历史,无论材料、工艺、结构、设计理论(包括强度、传热、流体流动)都已日臻成熟。所有生产厂商都采用了定距柱接触焊和螺旋板自动翻边工艺,其应用领域也比我国深入、广泛。

国外螺旋板式换热器共有四种型式:1型、2型、3型和3H型。1型为最普通的结构型式,两个通道内的流体均作螺旋流动。国外螺旋板式换热器最常见的是应用于冷凝场合,所有型式的螺旋板式换热器均可应

用于冷凝场合，但最普遍的还是2型和基于2型的各种变化型式。本节主要介绍应用于冷凝场合的结构^[18]。

和管壳式换热器相比，螺旋板式换热器具有以下优点：紧凑、安装空间和安装费用少、能够安放在塔顶上；储量少；快速控制、快速响应；单通道内的流动：结垢危险小。

9.1 2型螺旋板式冷凝器

在常规的2型螺旋板式冷凝器中，蒸汽从顶部进入，沿截面向下流动（如图2-3-31所示）。冷凝液从底部排出，不凝性气体从侧面排出。冷凝液很少发生过冷。2型螺旋板冷凝器横截面大、流程短因此阻力降非常小。冷却介质在螺旋通道内流动，这种布置减小了结垢的危险，易于化学清洗。因为螺旋通道是完全密闭的，冷却介质侧不能进行机械清洗。2型螺旋板冷凝器特别适合于下列条件下使用：低压或真空状态；低压降；流动空间大；不凝性气体含量大。

9.2 2型安放于塔顶的螺旋板式冷凝器

2型塔上型螺旋板冷凝器（如图2-3-32所示）是为安装在蒸馏塔顶部而特制的。来自蒸馏塔的蒸汽通过中心管向上流动。蒸汽到达顶部后，折返沿横截面向下流动并开始冷凝，冷凝液和不凝性气体从侧面排出。

塔上回流型螺旋板冷凝器（如图2-3-33所示）可以安装在蒸馏塔或者反应容器的顶部。来自蒸馏塔或者反应容器的蒸汽沿横截面上上流动并开始冷凝。冷凝液形成液滴回流塔内。不凝性气体从顶部排出。这种设计应用于阻力降非常小并且要求不允许过冷的场合。如果需要排出一部分冷凝液，则要将壳体的延伸部位改装成一个冷凝液收集器。设计回流型螺旋板冷凝器时必须特殊考虑蒸汽流速，因为过高的蒸汽流速可能导致单元的溢流。

塔上型螺旋板式换热器和管壳式换热器相比具有显著的优点，管壳式换热器因大而笨重无法安装在塔顶。2型塔上型螺旋板冷凝器节省了空间和管道、取消了冷凝液回流泵，因此整个安装费用大大地降低了。

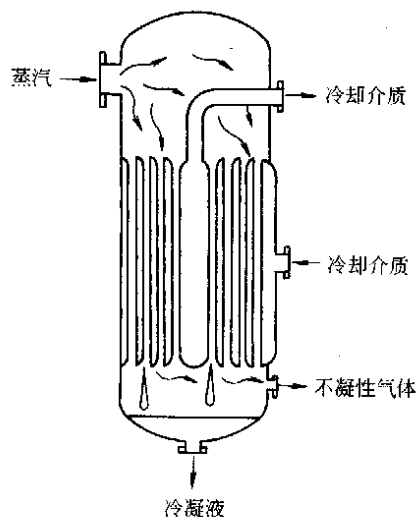


图 2-3-31 2型螺旋板式冷凝器

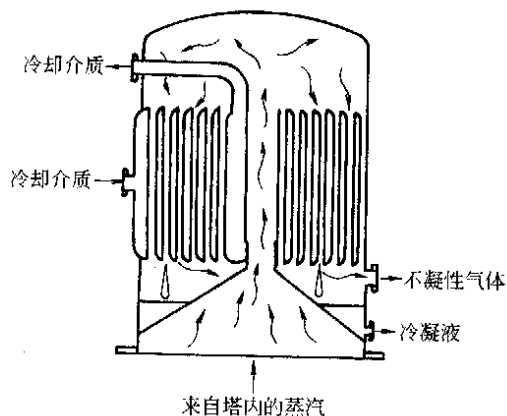


图 2-3-32 2型塔上型螺旋板冷凝器

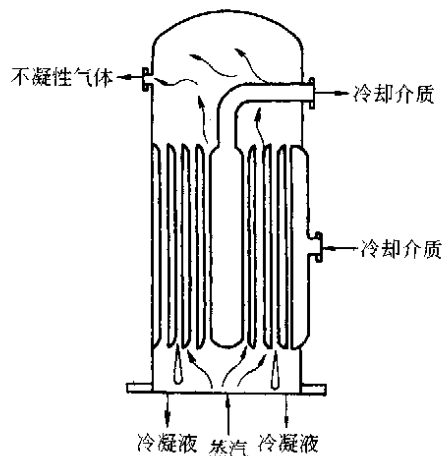


图 2-3-33 塔上回流型螺旋板冷凝器

9.3 1型螺旋板式冷凝器

蒸汽由顶部进入螺旋板式冷凝器，沿螺旋通道流过整个单元（如图2-3-34所示），冷凝液和不凝性气体从侧面排出。冷凝液从底部排出，不凝性气体从上部排出。1型螺旋板式冷凝器的一个特点就是冷凝液能实现相当大的过冷度。另一个特点能实现纯逆流，这意味着可能获得交叉的温度范围。这种型式通常是交错焊接的，两侧通道都易于机械清洗。

蒸汽从底部进入1型塔上型螺旋板冷凝器（如图2-3-35所示）。一个小金属罩焊在中心管入口处，避免冷凝液落回塔内。当然，1型塔上型螺旋板冷凝器同样具有传统1型螺旋板式换热器的其他作用。

1型塔上型螺旋板冷凝器通常用于下列场合：适度到较高压力；较高的压力降；冷凝液需要过冷；温度序列出现交叉；不凝性气体含量少。

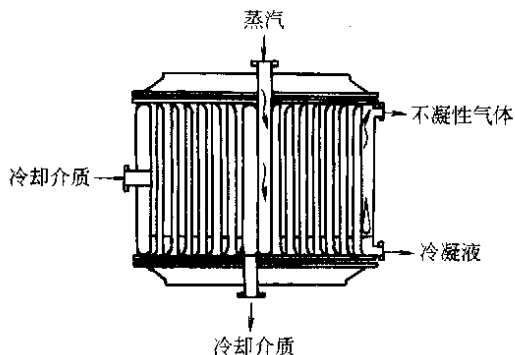


图 2-3-34 1型螺旋板冷凝器

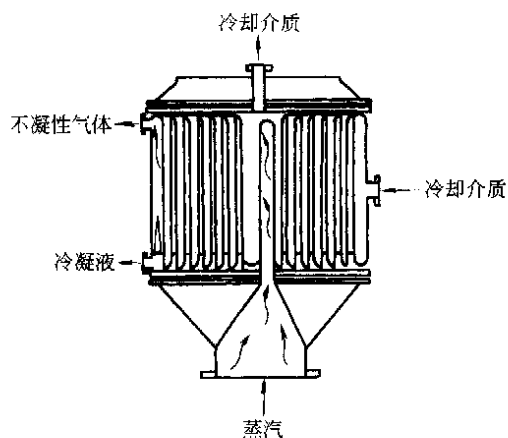


图 2-3-35 1型塔上型螺旋板冷凝器

9.4 3型螺旋板式冷凝器

3型螺旋板式冷凝器（如图 2-3-36 所示）将 2 型的轴向流和 1 型的螺旋流结合在一起。顶部的蒸汽通道部分敞开着，底部则是完全密闭的。这意味首蒸汽从顶部进入初始阶段沿轴向流动，紧接着被迫螺旋流动。冷凝液和不凝性气体从侧面的接管排出。

对于 3 型螺旋板式冷凝器，可以实现相对较小的阻力降、交叉的温度序列、冷凝液和不凝性气体的过冷。和 1 型一样，3 型螺旋板式冷凝器也是交错焊接的，两侧通道易于机械清洗。

3 型塔上型螺旋板式冷凝器，蒸汽从底部流入通过中心管向上流动（如图 2-3-37 所示）。蒸汽到达顶部后，折返向下流动，这以后就类似于通常的 3 型螺旋板式冷凝器。

3 型螺旋板式冷凝器适合下列条件使用：适中压力到较高压力；低压降到中度压力降；冷凝液要求过冷；温度交叉；不凝性气体含量少或中等含量。

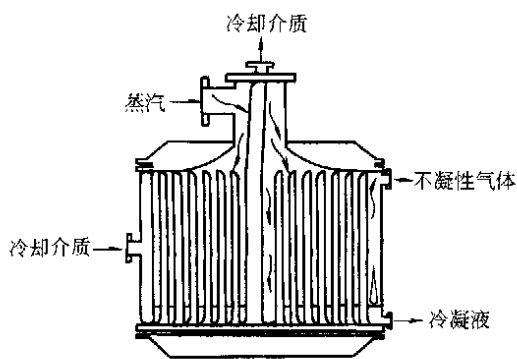


图 2-3-36 3型螺旋板冷凝器

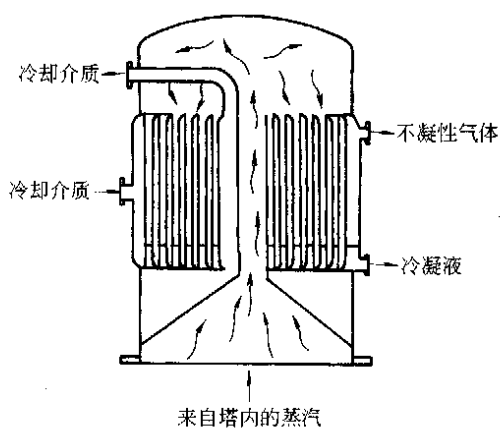


图 2-3-37 3型塔上型螺旋板冷凝器

9.5 3H型螺旋板式冷凝器

3H 型螺旋板式冷凝器为了用纯蒸汽加热泥浆等过程介质而特制的。这些场合需要水平放置螺旋板式换热器，使其发挥单一通道的自清洗作用。3H 型螺旋板式冷凝器像 1 型一样，通道也是交错焊接的，以便两侧通道都易于进行机械清洗（如图 2-3-38 所示）。

蒸汽从壳体延伸部分的顶部进入，两程流动。两程被隔板分开，隔板的长度大约是螺旋板式换热器宽度的 70%。冷凝液从壳体延伸部分的底部排出，少量的不凝性气体从侧面的排气口排出。当不凝性气体含量

超过1%时,就不能使用3H型螺旋板式冷凝器。被加热的过程介质通常从顶部进入,螺旋流动后从中心流出。

3H型螺旋板式冷凝器通常用于蒸汽加热下列介质:严重结垢的液体;含有大量固体、纤维的液体;泥浆;污水。

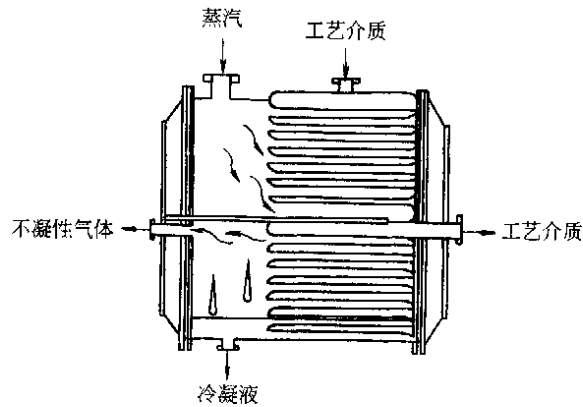


图 2-3-38 3H型螺旋板冷凝器

附录 不可拆螺旋板式换热器型式与参数

1 主题内容与适用范围

我国行业标准 JB/T 4723—92 规定了碳素钢和不锈钢耐酸钢制不可拆螺旋板式换热器的型式公称压力、公称直径、计算换热面积等基本参数。此项标准适用于公称压力不大于 1.6MPa、公称直径不大于 1600mm、公称换热面积不大于 120m² 的不可拆螺旋板式换热器。但随着技术的进步,大型化的不可拆螺旋板式换热器已在国民经济中广泛应用,同时可拆螺旋板式换热器也有了很大的发展,这样标准就暴露了一定的局限性。因此本附录只提供一些有益的参考。

2 符号说明

P_N —公称压力, MPa;

DN —公称直径, mm;

F_N —公称换热面积, m²;

F —计算换热面积, m²;

b —通道间距, mm;

δ —板厚, mm;

H —板宽, mm;

V —流速 1m/s 时的处理量, m³/h;

L_t —螺旋通道长度, m;

f —螺旋通道截面积, m²;

dn —接管公称直径, mm;

d —中心管直径, mm。

3 型式

不可拆螺旋板式换热器的结构型式参看第 3 章 1.3.1。

4 基本参数

4.1 公称压力

公称压力系指单通道能承受的最大工作压力。

P_N : 0.6, 1.0, 1.6MPa。

4.2 公称直径

碳素钢制: 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600mm;

不锈钢制: 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600mm。

4.3 公称换热面积

碳素钢制: 6, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 80, 100, 120m²;

不锈钢制: 1, 2, 4, 6, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 80, 100m²。

5 不可拆螺旋板式换热器主要参数

5.1 碳素钢制的主要参数见表 1。

表 1

<i>PN</i> MPa	<i>FN</i> m ²	<i>DN</i> mm	<i>b</i> mm	δ mm	<i>H</i> m	<i>F</i> m ²	<i>V</i> m ³ /h	<i>dn</i> mm	<i>L_t</i> m	<i>f</i> m ²	<i>d</i> mm
≤1.6	6	500	6	4	0.4	6.29	8.28	40	8.34	0.00230	200
		500	10		0.5	5.72	17.00	80	6.18	0.00472	200
		600	10		0.4	6.44	13.40	65	8.79	0.00372	200
	8	500	6		0.5	7.91	10.44	65	8.34	0.00290	200
		600	10		0.5	8.13	17.00	80	8.79	0.00472	200
		700	10		0.4	9.50	13.40	65	12.89	0.00372	200
	10	600	6		0.5	12.07	10.44	65	12.69	0.00290	200
		600	10		0.6	9.83	20.60	80	8.79	0.00572	200
	15	700	6		0.5	17.02	10.44	65	17.83	0.00290	200
		800	10		0.5	15.32	17.00	80	16.63	0.00472	200
		900	14		0.5	14.93	23.23	100	16.28	0.00654	300
	20	800	6		0.5	22.74	10.44	65	23.75	0.00290	200
		700	10		1.0	20.91	35.00	100	18.99	0.00972	300
		900	10		0.6	22.31	20.60	80	19.72	0.00572	300
		800	14		0.8	18.27	38.35	100	12.22	0.01065	300
	25	800	6		0.6	27.38	12.60	65	23.75	0.00350	200
		800	10		0.8	23.90	27.80	100	15.71	0.00772	300
		800	14		1.0	23.00	48.43	125	12.22	0.01365	300
	30	700	6		1.0	30.65	21.24	80	15.83	0.00590	300
		800	10		1.0	30.03	35.00	100	15.71	0.00972	300
		800	14		1.2	27.73	58.51	125	12.22	0.01625	300
	40	1000	6		0.6	43.89	12.60	65	37.95	0.00350	200
		1200	10		0.6	43.00	20.60	80	37.78	0.00572	300
		1200	14		0.8	44.60	38.35	100	29.59	0.01065	300
		1200	18		1.0	43.65	61.55	150	23.36	0.01710	300
	50	1000	10		1.0	49.24	35.00	100	25.67	0.00972	300
		1200	14		1.0	56.16	48.43	125	29.59	0.01345	300
		1200	18		1.2	52.70	74.51	150	23.36	0.02070	300
	60	1400	10		0.6	59.36	20.60	80	52.05	0.00572	300
		1400	14		0.8	63.46	38.35	100	41.95	0.01065	300
		1400	18		1.0	62.96	61.55	150	33.52	0.01710	300

续表

PN MPa	FN m ²	DN mm	b mm	δ mm	H m	F m ²	V m ³ /h	dn mm	L _t m	f m ²	d mm
≤1.6	80	1400	10	4	0.8	79.83	27.80	100	52.05	0.00772	300
		1200	10		1.0	72.66	35.00	100	37.78	0.00972	300
		1600	14		0.8	81.50	38.35	100	53.81	0.01065	300
		1400	14		1.0	79.90	48.43	125	41.95	0.01345	300
		1600	18		1.0	85.60	61.55	150	45.40	0.01710	300
	100	1600	10		0.8	105.20	27.80	100	68.46	0.00772	300
		1400	10		1.0	100.30	35.00	100	52.05	0.00972	300
		1600	14		1.0	102.61	48.43	125	53.80	0.01345	300
		1600	18		1.2	103.36	74.51	150	45.40	0.02070	300
	120	1400	10		1.2	120.77	42.20	125	52.02	0.01172	300
		1600	14		1.2	123.72	50.51	125	53.81	0.01625	300

5.2 不锈钢耐酸钢制的主要参数见表2。

表 2

PN MPa	FN m ²	DN mm	b mm	δ mm	H m	F m ²	V m ³ /h	dn mm	L _t m	f m ²	d mm
≤1.6	1	300	6	2, 3	0.2	1.07	3.96	40	2.95	0.00110	160
	2	400	6		0.2	2.08	3.96	40	5.71	0.00110	160
	4	400	6		0.4	4.28	8.28	50	5.71	0.00230	160
		500	10		0.4	4.95	13.40	65	6.78	0.00372	200
	6	400	6		0.6	5.95	12.60	65	5.22	0.00350	200
		500	10		0.5	6.28	17.00	80	6.76	0.00472	200
	8	500	6		0.4	7.19	8.28	50	9.50	0.00230	200
		500	10		0.6	7.58	20.60	80	6.76	0.00572	200
		600	10		0.5	8.69	17.00	80	9.37	0.00472	200
	10	600	6		0.4	10.50	8.28	50	13.85	0.00230	200
		600	10		0.6	8.67	20.60	80	7.71	0.00572	300
		700	14		0.6	9.33	28.27	100	8.47	0.00785	300
		700	14		0.5	7.70	23.23	100	8.47	0.00645	300
	15	700	6		0.5	18.07	10.44	65	18.92	0.00290	200
		800	10		0.5	16.97	17.00	80	18.14	0.00472	200
		700	14		0.8	14.27	38.35	100	9.55	0.01065	300
	20	700	6		0.6	21.78	12.60	65	18.92	0.00350	200
		800	10		0.6	18.57	20.60	80	16.41	0.00572	300
		800	14		0.8	19.70	38.35	100	13.14	0.01065	300

续表

PN MPa	FN m ²	DN mm	b mm	δ mm	H m	F m ²	V m ³ /h	dn mm	L _t m	f m ²	d mm
≤1.6	25	800	6	2, 3	0.5	24.83	10.44	65	25.92	0.00290	200
		800	10		0.8	24.97	27.80	100	16.41	0.00772	300
		900	10		0.6	24.67	20.60	80	21.74	0.00572	300
		900	14		0.8	25.86	38.35	100	17.21	0.01065	300
	30	700	6		0.8	29.18	16.92	80	18.92	0.00470	200
		800	10		1.0	31.38	35.00	100	16.41	0.00972	300
		1000	14		0.8	32.77	38.35	100	21.76	0.01065	300
	40	1000	10		0.8	42.39	27.80	100	27.72	0.00772	300
		1000	14		1.0	41.25	48.43	125	21.76	0.01345	300
	50	1000	10		1.0	53.26	35.00	100	27.72	0.00972	300
		1000	14		1.2	49.74	58.51	150	21.76	0.01625	300
	60	1200	10		0.8	63.89	27.80	100	41.65	0.00772	300
		1200	14		1.0	57.72	48.43	125	30.41	0.01345	300
	80	1200	10		1.0	80.27	35.00	100	41.65	0.00972	300
		1400	14		1.0	81.03	48.43	125	42.55	0.01345	300
	100	1400	10		1.0	108.02	35.00	100	55.98	0.00972	300
		1400	14		1.2	97.70	58.51	150	42.55	0.01625	300
		1600	14		1.0	108.07	48.43	125	56.62	0.01345	300

参 考 文 献

- 1 兰州石油机械研究所. 换热器 (下册). 北京: 烃加工出版社
- 2 机械工程手册. 第二版. 第12卷. 北京: 机械工业出版社
- 3 大连工学院, 苏州化机厂, 合肥通用机械研究所. 螺旋板式换热器的流体阻力研究. 化工与通用机械. 1974, 7, 1~7
- 4 合肥通用机械研究所, 苏州化机厂, 大连工学院. 螺旋板换热器的流体阻力及传热研究. 化工与通用机械. 1976, 5, 1~10
- 5 [日] 尾花英朗. 热交换器设计手册. 徐中权译. 北京: 石油工业出版社, 1982
- 6 化工设备设计全书编辑委员会. 换热器设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1988
- 7 第一机械工业部石油机械研究所. 换热器. 1971
- 8 Hargis, A. M., A. T. Beckman, and J. J. Loiacono. Chem. Eng. Progress, 1967, 63 (7), 62~67
- 9 Dukler, A. E. Chem. Eng. Progress Symposium Ser. 1960, 56 (30), 1~10
- 10 Mcadams. Heat Transmission, 2nd ed, 1954, 245
- 11 顾水干等. “大型可拆螺旋板式换热器的研制”研究报告. 机械工业科学技术发展基金课题鉴定会资料. 1997
- 12 王冰等. 平盖设计方法研究报告. 机械工业科学技术发展基金课题鉴定会资料. 1997
- 13 陈永东. 我国螺旋板式换热器质量问题分析. 石油化工设备. 1998, 27 (2), 1~5
- 14 张忠考, 刘殊风. 日本 Kurosc 株式会社螺旋板换热器的生产技术. 压力容器. 1990, 7 (5)
- 15 徐雄飞. 螺旋板式换热器结构的改进及制造技术的发展. 第一届全国换热器学术年会论文集. 压力容器学会换热器委员会, 1994
- 16 Instruction book of Spiral Heat Exchangers, Alfa Laval Thermal AB
- 17 上海第一冷冻机厂, 上海交通大学, 苏州化机厂, 上海吴泾砖瓦厂. 36m² 螺旋板式氨冷凝器的测试. 化工与通用机械. 1975, 5, 24~31
- 18 Tomas Kovacs and Jan Marriott. Heat Exchanger Guide for Condensing Duties. Alfa Laval Thermal AB, 1996
- 19 T. Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook. New York: Basel Marcel Dekker, Inc. 2000

第3篇 高温换热器与非金属换热器

第1章 高温换热器

人们通常把所处理的介质温度较高的换热器称之为高温换热器,但究竟介质温度多高就可以称为高温换热器却尚无一个明确的规定。在本书中,我们将参与热交换的热流体温度大于 800°C 的换热器称为高温换热器。在实际应用中,这类换热器多用在各种工业炉高温烟气的热量回收等方面。由于高温换热器处理的介质温度较高,因此在换热器的结构和材质等方面均与一般的热交换设备有所不同。

高温换热器有多种分类方法:从材质上可以将其分为金属制和非金属制两大类;从操作原理上将其可以分为换热式和蓄热式两大类;从传热方式上又可将其分为对流式和辐射式两大类等等。本书采用了按照换热器的材质来分类的方法介绍高温换热器。

1 金属高温换热器^[1~5]

金属制的高温换热器与非金属制的换热器相比较,有两个突出的优点:一是它的整体密封性能好,可用于有一定压力的场所;二是金属材料的导热好,减小了热量交换时的热阻。但它也有两个明显的缺点:一是其耐高温性能比非金属材料差,二是耐热合金的价格较为昂贵。金属高温换热器在结构型式上,可分为辐射式换热器、列管式(包括直管、弯管、U型管)换热器、套管式换热器、针、片翅肋管式换热器、整体式换热器以及辐射与对流组合换热器等等。下面重点介绍在工程实际中应用较多的几种换热器。

1.1 辐射式换热器^[1~3]

1.1.1 概述

众所周知,当温度在 $900\sim 1000^{\circ}\text{C}$ 以上时,换热器内的热量传递主要是以辐射方式进行的。而辐射传热是温度的4次方函数,因而在温度升高时传热量迅速增长;辐射式换热器通常在出口烟气温度较高的各种类型的工业炉上有较为广泛的应用。为了保证有足够的辐射有效射线行程,这种换热器的烟气流道尺寸一般较大,烟气流速通常为 $1\sim 3\text{m/s}$ 。在辐射式换热器中(图3-1-1),高温介质(比如烟气)主要以辐射方式将热量传给内筒壁4,因此加大内筒直径对于高温介质的辐射给热是有利的。而被高温介质加热至高温的内筒壁以对流方式将热量传递给环缝内的低温介质(比如空气),所以提高环缝内的空气流速有利于对流传热。此外,内筒壁部分以辐射方式将热量传递给外筒3,又从外筒以对流方式传给低温介质(空气),因此辐射式换热器可以将低温介质加热到较高的温度。由于内、外筒之间的相互热辐射,可使其壁温趋向均匀,使最高壁温与平均壁温的差值减小。

辐射式换热器同对流式换热器相比较,具有热负荷高,预热温度高,器壁最高温度与预热介质出口温度之间的差值较小,烟气流道不易被烟尘所堵塞等优点,适用于烟气温度在 900°C 以上,烟气中的含尘较高的场合。在介质温度高的情况下,辐射式换热器的传热效率较高,同时因换热器内筒的光滑表面不易集灰,故也较适合应用于介质较脏的场所。但当环缝内出现偏流现象时,则有可能发生内壁的局部过热和变形。辐射式换热器的缺点一是体积较大,二是对热负荷变化的敏感程度要比对流式换热器大得多。辐射式换热器的另一缺点是外形尺寸较大,出换热器的烟气温度仍然较高(通常不低于 700°C),因而对烟气余热的充分利用不够;为解决余热充分利用的问题,可以在辐射式换热器的后面设置各种型式的中温换热器,组成组合换热器,以便进一步回收烟气中的余热。

辐射式换热器通常是竖直安装的,因而可以作为炉子烟囱的一部分,设备本身的占地面积较小。辐射式换热器为金属焊接结构,一般是用钢板或钢管焊接制作而成,气密性比较好,可以用来预热有一定压力的介质。为了在烟气温度较高的情况下降低换热面壁温,辐射式换热器中冷流体的流速一般在 $15\sim 30\text{m/s}$,相应的代价是冷流体侧的压力损失较大。辐射式换热器的总传热系数可达 $35\sim 58\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

1.1.2 辐射式换热器结构^[1~3]

就辐射式换热器的结构型式而言,大致可分为两类:即环缝式辐射换热器和管式辐射换热器。

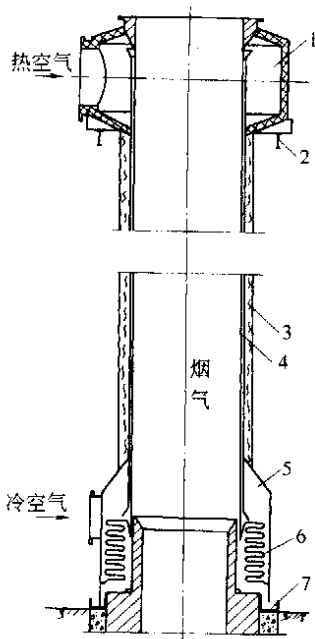


图 3-1-1 环缝式辐射
换热器结构

- 1—上集气箱；2—支架；3—外筒；
4—内筒；5—下集气箱；
6—波形膨胀节；
7—砂封结构

(1) 环缝式辐射换热器

环缝式辐射换热器有单面加热和双面加热两种型式。单面加热的环缝式辐射换热器在工程上的应用比较多，它是由内筒、外筒、导向片、集气箱、波形膨胀器等部分组成的。如图 3-1-1 所示。高温介质（如烟气体）从内筒中间通过，低温介质（如空气）从内外筒之间的环缝中通过。单面加热的环缝式辐射换热器内筒直径一般为 0.5~3.5m，环缝间距为 8~60mm。由于被加热的低温介质要求以较高的速度流过环缝，因而一般采用以下三种方式：

(1.1) 直流通过：采用这种方式时环缝间距很小，对制作和安装的要求较高，环缝间距的不均匀会影响被加热介质的流速，造成内筒的局部过热而烧坏，因此在工程上较少采用。

(1.2) 螺旋导向肋片：在环缝中内筒外壁上焊接螺旋导向肋片，使被加热介质沿着螺旋导向肋片绕内筒旋转流经环缝。其环缝的间距较大，被加热介质的流速取决于螺旋导向肋片的螺距，在全长上改变螺距可以改变速度分布。为了补偿热膨胀，螺旋导向肋片要按一定长度分段，而且肋片与外筒内壁之间必须留出间隙，但该间隙要在考虑加工制造过程的前提下尽可能地小，以减少短路。螺旋导向肋片的设置对于提高内筒的强度和稳定性也有一定的好处。这种形式的缺点是被加热介质的流路较长，阻力较大，尤其在流速较高时更为明显。

(1.3) 直流肋片：直流肋片指的是在环缝中内筒外壁上焊接的与被加热介质的流动方向平行的肋片。通常肋片的间距为 50~80mm。由于直流肋片会占去一些环缝面积，因而环缝间距要比直流通过时大一些。与螺旋导向肋片类似，直流肋片也要按一定长度分段，与筒壁采用连续焊缝焊接。而且肋片与外筒内壁之间也必须留出适当的间隙。直流肋片由于数量较多，不仅增加了换热面积，并可以降低内筒壁温，同时还有定位及强化传热的的作用。这种型式的缺点是肋片数量多，焊接的工作量大。

为了补偿内、外筒壁温不同而产生的热膨胀差，环缝式辐射换热器通常设有波形膨胀节。波形膨胀节的安装位置与换热器结构有关，一般安装在温度较低的部位。波形膨胀节的设计、制造和安装可参阅有关文献[4]。

环缝式辐射换热器中冷、热介质的流动方向可见图 3-1-2 所示。常用的是并流图 3-1-2 (a) 和逆流图 3-1-2 (b) 两种。一般当入口烟气温在 1000~1200℃ 以内时采用逆流，高于 1200℃ 时则采用并流，这主要是着眼于降低高温烟气入口处的壁温。图 3-1-2 (c) 采用了并流和逆流的复合流，即在烟气入口处采用并流，而其余部段采用逆流。图 3-1-2 (d) 图所示流向是在换热器的内外筒之间设有一个圆锥筒，使沿筒流动的介质的实际流速在温度改变时保持不变，这对于沿筒高的温度分布是有利的，可提高其高温耐久性。环缝式辐射换热器通常是立式安装，用钢结构件将换热器的上部吊起，使换热器在受热后可以向下自由膨胀，如图 3-1-1 所示。但立式安装的换热器在损坏或事故处理时，更换比较困难。

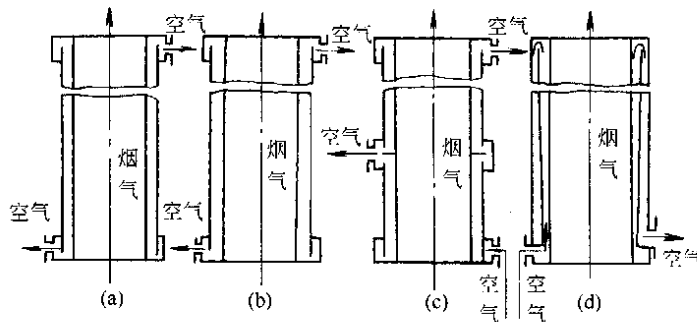


图 3-1-2 环缝式辐射换热器介质流向

- (a) 同向流动；(b) 逆向流动；(c) 并流与逆流复合流动；(d) 缝内空气双流程，实际流速不变的换热器

双面加热的环缝式辐射换热器的结构简图可见图 3-1-3 所示。在该结构中，高温介质（烟气）从换热器底部进入，上升至顶部以后，又折回到外壁的外面，对外壁传热。双面加热的环缝式辐射换热器增加了传热面积，降低了换热器高度，结构上显得比较紧凑，并且可以满足有些布置上需要下部排烟的要求。这种型式由于没有上部烟囱等构件，受热后可以向上自由膨胀。其主要缺点是外壁受烟气包围，壁温较高，因此在材质上要选择耐热性能好的材料制作。

(2) 管式辐射换热器

管式辐射换热器是采用许多小直径的管子来取代环缝式辐射换热器中的环缝，使被加热的介质在管子内流动。当换热器的介质压力较高或若采用环缝式辐射换热器会使内筒很大时，为了提高换热器的整体严密性和高温结构强度，通常采用管式辐射换热器。

管式辐射换热器根据管子的不同排列型式，可分为圆栅式（鸟笼式）、扁栅式（屏壁式）、螺旋式等等。工程上采用最多的是圆栅式，其结构示意图见图 3-1-4。圆栅管式辐射换热器的传热面积，是由排列成圆圈的若干根小管子构成的，小管子的两头分别焊接在进、出口集气箱上。低温介质（比如空气）走小管内，而高温介质（烟气）则在圆栅内流通。烟气直接给管栅辐射热量，小管外围的耐火砖面也对之间接辐射。

圆栅管式辐射换热器的优点是结构比较简单，而且钢管的热膨胀可以由具有一定弯曲度的钢管自身来补偿，因此可不设膨胀器。为了提高结构可靠性，小管与集气箱连接的焊缝应尽量移到高温烟气作用区域以外，或者对焊缝采取一些保护措施。

扁栅管式辐射换热器与圆栅管式辐射换热器的主要区别就在于，后者的小管排列成鸟笼形的圆栅，而前者为扁栅，这主要是为了适应某些场合的需要。

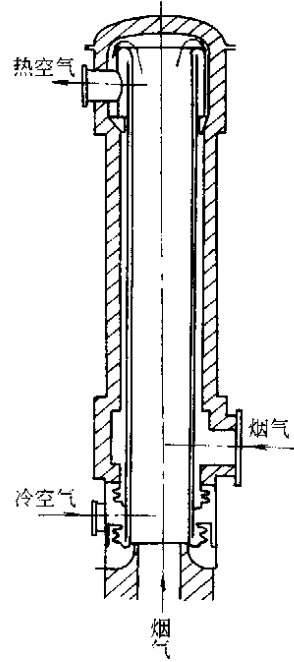


图 3-1-3 双面受热的环缝式辐射换热器结构

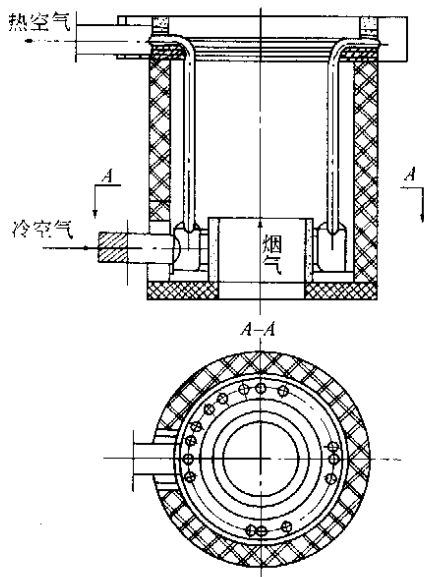


图 3-1-4 圆栅管式辐射换热器结构

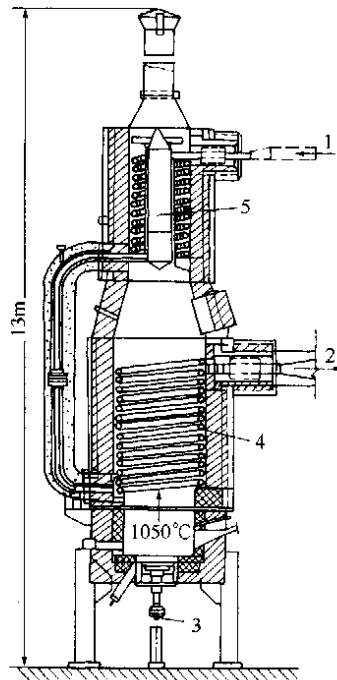


图 3-1-5 螺旋管式辐射换热器结构

1—冷气体入口；2—热气体出口；3—燃烧器（燃烧为甲烷）；4—辐射换热器；5—对流换热器

图 3-1-5 所示为一螺旋管式辐射换热器实例，它被用来加热压力约为 0.2MPa 的氧气。其换热器系统分两部分：上部为对流式 5，下部为辐射式 4。辐射换热器部分的氧气和烟气为并流，烟气来源于甲烷燃烧。辐射换热器的入口烟气温度为 1050℃，出口 800℃。氧气在辐射换热器内由 420℃ 预热至 650℃，420℃ 以前的预热在对流换热器内进行。

螺旋管式辐射换热器通常用于小流量高压气体的预热。在结构上采用厚壁管，可做成一股或多股小管径的螺旋，各股螺旋的末端与集气管相连。

1.2 套管式高温换热器^[2]

1.2.1 概述

套管式高温换热器中被加热介质一般从内管进入，再通过内外管之间的环缝流出；当然也可以设计成相反方向的流动。

套管式高温换热器的特点是：外管从高温介质（如高温烟气）得到的热量，其中一部分通过辐射传给内管，再由内管传给被加热介质（如空气），因而降低了外管的温度，使换热器可以有较长的使用寿命，而且也可以使被加热介质实现较高的温度。

套管式高温换热器一般是垂直安装的，固定管子的上端，使其下端可以自由地膨胀，内外管之间的膨胀也互不影响，因此在使用过程中避免了热应力的问题。

1.2.2 结构简介

套管式高温换热器的典型结构见图 3-1-6 所示。内外管分别和两个集气箱的底板焊接在一起（也可以用法兰连接，但密封性稍差），在内外管表面每隔一定距离焊接 3~4 个支点，以便保持内外管的同心。图 3-1-6 所示的结构是把套管式高温换热器分为三组，每组可单独进行拆卸和更换。其中第一组接触烟气温度最高，设计时应适当加大其内外管之间的间隙，使被加热介质的流量较其他组大 10%~30%，以降低管壁温度。套管式高温换热器的管壁温度较高，因而其内外管需用价格较贵的耐热钢制作。图 3-1-7 是其管子排

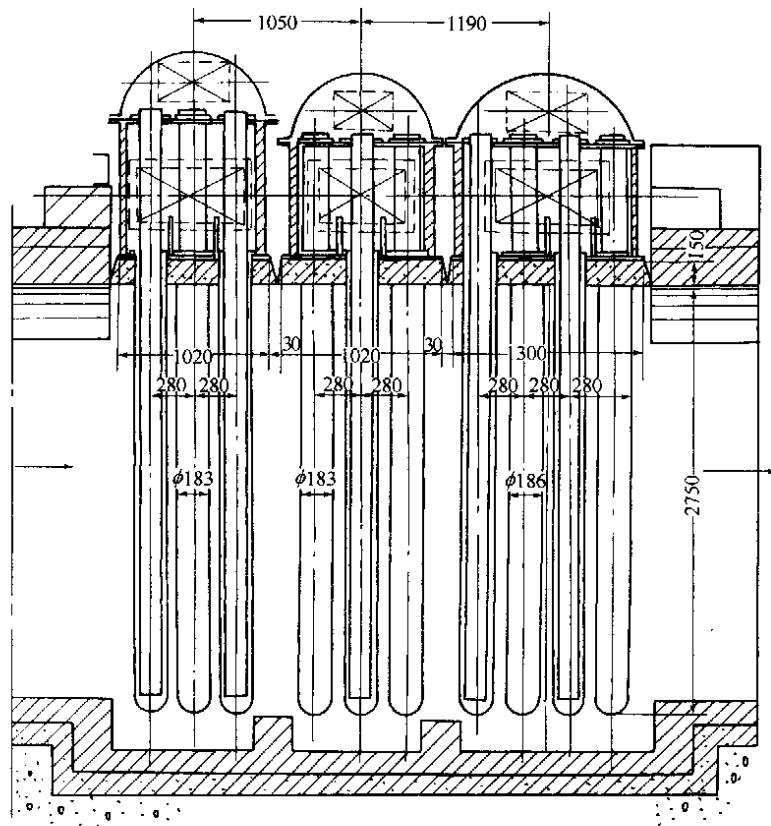


图 3-1-6 套管式高温换热器结构

列示图。

外管的端头最好制成半球形，以减少流体从内管进入外管时的阻力。端头一般用钢板锻压成型后与外管焊接。套管式高温换热器安装完毕后，可在烟道内用耐火砖挡住套管的下端，减少烟气对管端的辐射与冲刷。

选择内外管的材质时，要特别考虑到在使用中尽量避免高温氧化，以免氧化皮脱落而堵塞管端。

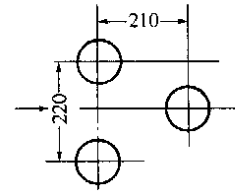


图 3-1-7 管子排列示图

1.3 针、片肋翅管式换热器^[2]

1.3.1 概述

针、片肋翅管式换热器是针状肋翅管式换热器和片状肋翅管式换热器的一种统称，组成针状肋翅管换热器和片状肋翅管换热器的元件是铸造的扁形管，而在扁管的内外表面铸有针状或片状的翅肋。若只在扁管内表面铸有翅肋就称之为单侧式，内外表面均铸有翅肋就叫做双侧式。单侧针片肋翅管的寿命比双侧针片肋翅管长，而且不易堵塞，但传热效率不如双侧针片肋翅管高。

图 3-1-8 和图 3-1-9 分别表示了针状肋翅管和片状肋翅管的基本结构，其针、片状的翅肋增加了换热面积。这种换热器还可以根据具体的工艺条件由肋翅管状元件组成所需的换热面积，构成不同的流体通道。

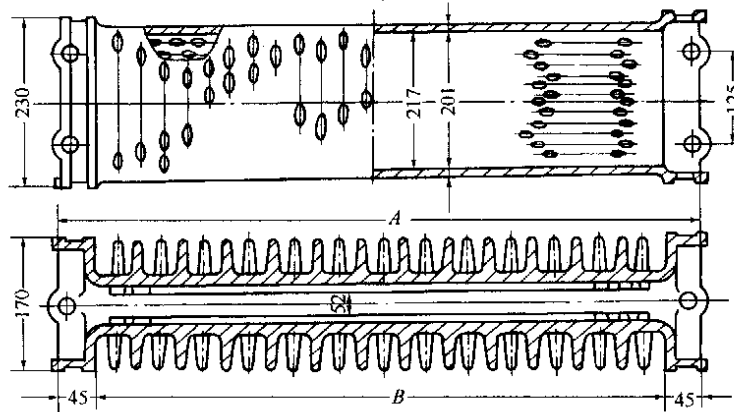


图 3-1-8 针状肋翅管结构图

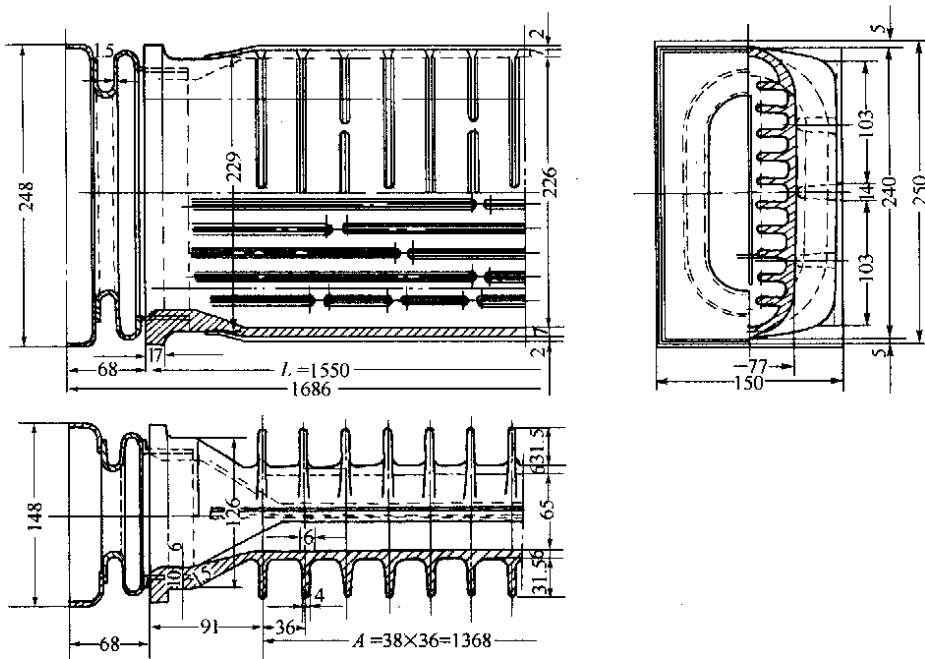


图 3-1-9 片状肋翅管结构图

换热元件组合时有两种方式。一种是在翅管端设有法兰，装配时在法兰密封处加上石棉衬垫上紧螺栓即可（参见图 3-1-8）。这种结构的密封性稍差，特别是在使用过程中由于每根扁管的热膨胀不完全一样，从而影响结构的密封性能。另一种是在扁管的肋翅管端直接铸入用薄钢板制成的膨胀节（参见图 3-1-9），这样在装配时就可以采用焊接，较好地保证了密封性能，而且还能补偿不同的热膨胀量。

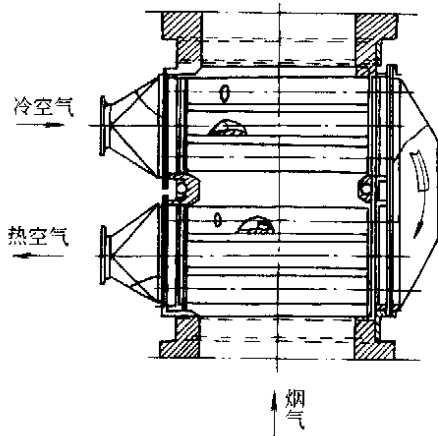


图 3-1-10 水平安装的针、片翅管换热器

作为换热元件的扁管根据使用温度的要求，可选用灰口铸铁、耐热铸铁或耐热铸钢等材质来制作。由于管子的形状复杂，管壁较薄，因而铸造工艺条件要求较高。

针片肋翅管式换热器是一种传热效率较高的换热器，具有较好的密封性能，但换热管形状复杂，制作较困难，因而价格较高，而且管子外侧的翅肋片容易集灰，增大热阻。

1.3.2 结构简介

针、片肋翅管式换热器是用针状肋翅管或片状肋翅管按照工艺要求所需的流通面积组装而成的，而流通面积又是依据介质的流速确定的。针状翅管换热器内空气流速一般取 $3\sim 8\text{m/s}$ ，烟气流速对于单侧式取 $1\sim 4\text{m/s}$ ，双侧式取 $0.5\sim 2\text{m/s}$ 。通过片状翅管换热器的流速可比针状翅管换热器大一些，一般空气可取 $5\sim 10\text{m/s}$ ，烟气取 $2\sim 5\text{m/s}$ 。

针、片肋翅管式换热器安装时通常采用水平安装方式（如图 3-1-10 所示），并且尽可能地将扁管侧放，使烟气垂直流动，这样扁管承受自重的强度较大，而且管子表面不易集灰。为此，

换热器往往安装在地面以上，用垂直烟道与地下烟道相连，这种方式对接管、安装和检修都比较方便。

根据需要，针、片肋翅管式换热器可以组装成单程或多程的。针、片肋翅管式换热器也可以垂直安装在烟道中（见图 3-1-11）。

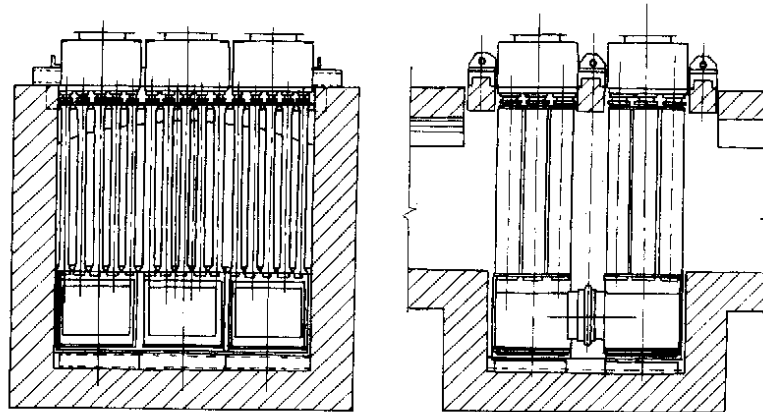


图 3-1-11 垂直安装的针、片翅管换热器

1.4 其他型式换热器简介

1.4.1 整体式换热器^[2]

整体换热器又称为钢管铸铁换热器，它是将钢管架用铸铁（或耐热铸铁）浇铸成一个整体，被加热介质（如空气）在浇入的钢管中流动；高温介质（如烟气）有的也用钢管，但更多的是直接在铸造时留出。空气与烟气的流向常为错流。其结构密封性能好。整体式换热器结构简单，体积较小，使用寿命较长，通常用在如室式加热炉等小型设备上。缺点是单位传热量耗用金属多，重量大，而且还容易出现堵塞。

小型整体换热器的结构为：用 $4\sim 6\text{mm}$ 厚的钢板焊成矩形箱，在箱壁上按照钢管排列的位置开孔，将钢管插入并焊牢，浇铸铁水后制成了一个整体。两端的钢板可作为连接法兰用以与集气箱相连。

整体换热器的结构也可以进一步简化，即不采用钢板和钢管作骨架，而是直接往平行管束（通常管径为 $15\sim 25\text{mm}$ ）里浇入铸铁。在铸件体内留出矩形截面的孔道。图 3-1-12 所示即是这样一台整体换热器。

有些整体换热器是由分成片的单件组成的，其单件示意图可见图 3-1-13。这种结构比较灵活方便，可根据需要组装成大小不同的各种规格。

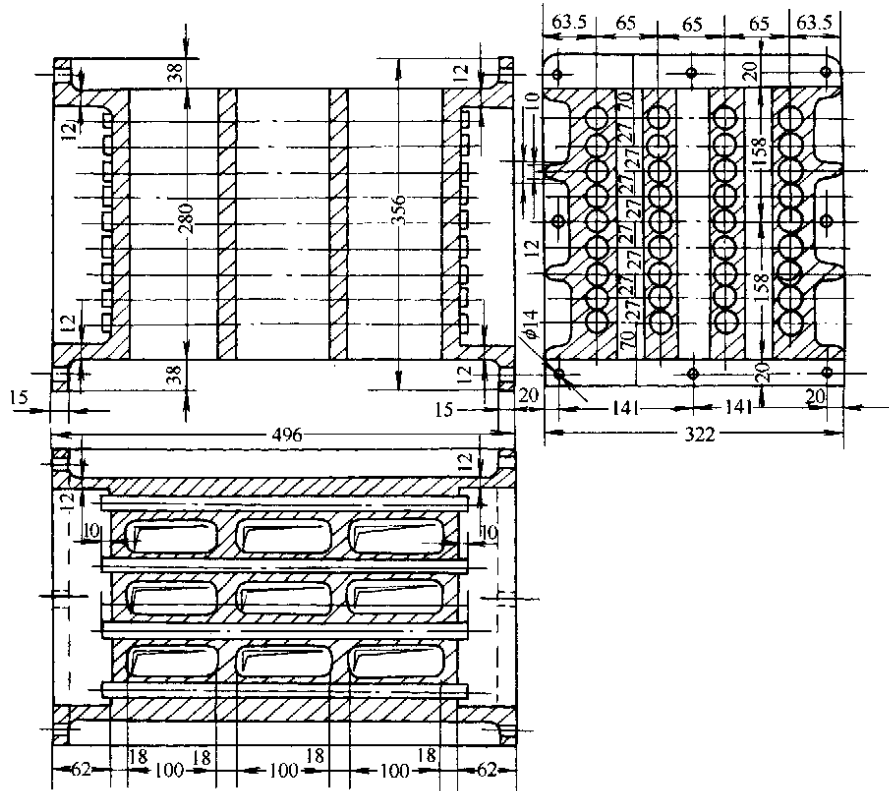


图 3-1-12 整体换热器结构图

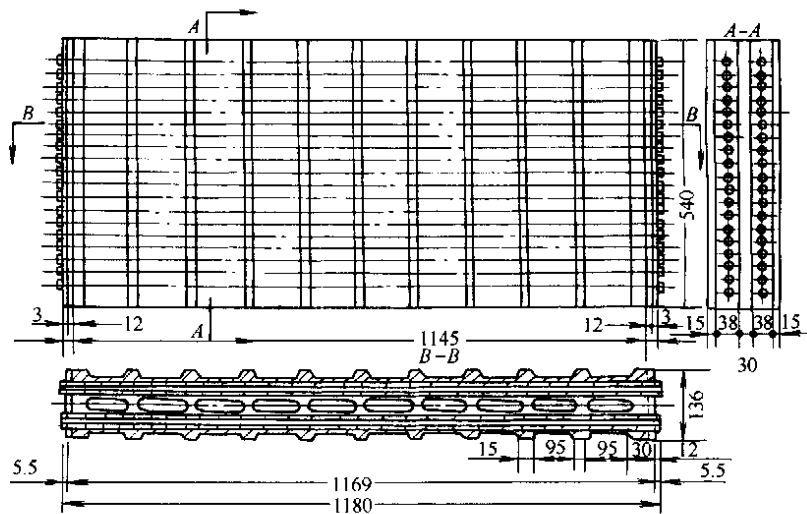


图 3-1-13 整体换热器元件结构

1.4.2 列管式换热器^[2,3]

列管换热器的结构型式较多，其管子的形状包括直管、弯管、U型管等；可以根据需要和可能采用立式安装或卧式安装；介质的流道也可以根据需要选择管内或管外。

列管换热器的换热管通常采用壁厚 3~5mm，直径 15~100mm 的无缝钢管，由于制作简单，选材方便，

因而应用较广。其优点是：结构简单，整体密封性好，为强化其传热效果，还可以在管内设置插入件；这种结构的缺点在于靠烟气入口的前排管子由于受到换热器前空间的直接辐射，温度比管束的其他管子要高，并导致了各列管子的热膨胀不一，易使结构受到破坏。在有条件的情况下，选择耐高温的合金管材或采用渗铝钢管，并选用弯管结构，则可有效地予以改善。

直管或弯管制成的列管换热器结构简单，制作方便。

一般列管换热器管内的空气流速为 $10\sim 15\text{m/s}$ ，烟气流速为 $2\sim 4\text{m/s}$ ，传热膜系数约为 $17\sim 23\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$ 。

图 3-1-14 所示为一安装在烟道中的直管列管换热器，其工艺参数如下：换热面积 100m^2 ，预热空气量 $10000\text{m}^3/\text{h}$ ，空气预热温度 300C ，烟气进换热器温度为 850C ，出换热器为 580C ，烟气量 $3.0\text{m}^3/\text{h}$ ，空气流速 11m/s ，烟气流速 2.3m/s ，空气侧压力损失 1470Pa ，烟气侧压力损失 49Pa ，总传热系数为 $23\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$ 。

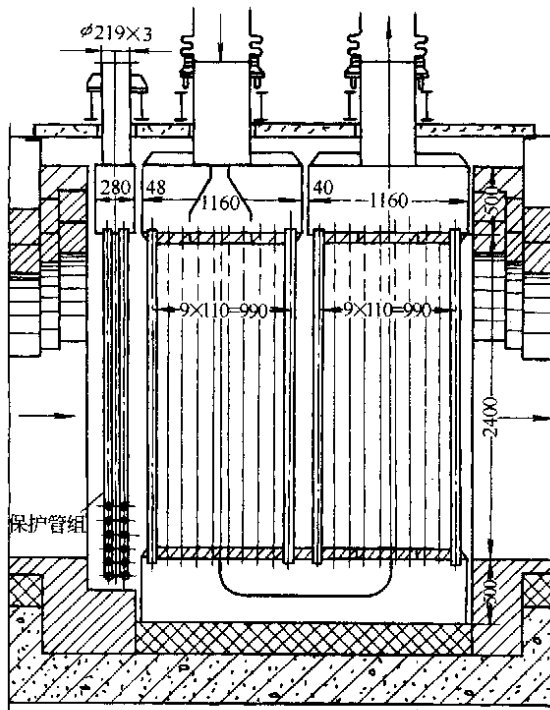


图 3-1-14 光滑直管列管换热器

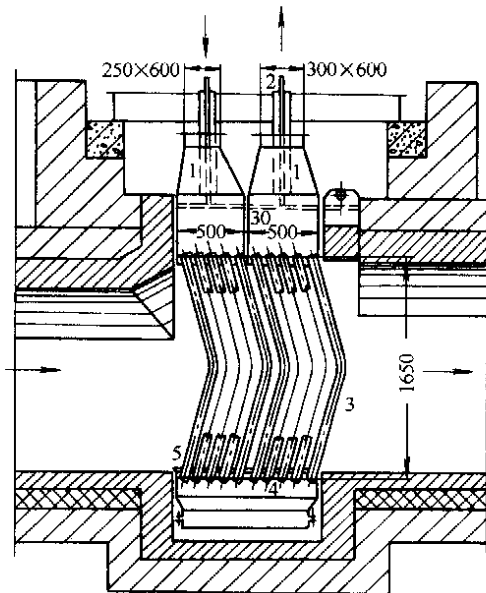


图 3-1-15 光滑弯管列管换热器

1—上集气箱；2—悬挂支架；3—换热弯管；
4—下集气箱；5—隔热防护材料

为解决列管换热器的热膨胀问题，传统的方法有两个：一是用支架将管组吊挂起来，使其下部悬空；二是采用平衡杆的支承方式，使之可以受热向上膨胀。近年来发展了两种方法：一是使高温烟气入口处的前 $1\sim 2$ 排管子的直径大于管束其余的管子，这样一来，在同样管长下其流通阻力就会小一些，通过的空气自然多一些，因而管壁受到的冷却就大一些；二是采用弯管结构，图 3-1-15、图 3-1-16 分别为采用单弯管和双弯管（又称为 S 型管）的换热器结构，弯管在一定程度上可以分别地补偿各根管子的热膨胀。

为保护换热器使其免受换热器前空间的直接辐射，还可在烟气入口侧的管板涂上耐火材料保护层。

图 3-1-17 为一立式安装烟道上的 U 型管列管换热器。其特点是每根 U 型管可以分别地自由膨胀，因而管束受热后膨胀力较小，安装与更换也比较方便；但每排管长度互不相同，流体阻力不同，导致流量分配不均，其中第一排管子受热强度最大，而被加热介质的流速最小，所以情况最为不利。此外，这种结构制作较为复杂，而且管内集灰难以清除。

1.4.3 辐射-对流组合换热器^[3]

从前面介绍的各种不同类型的金属换热器可知，各类换热器都有一定的局限性；比如说，当烟气温度超

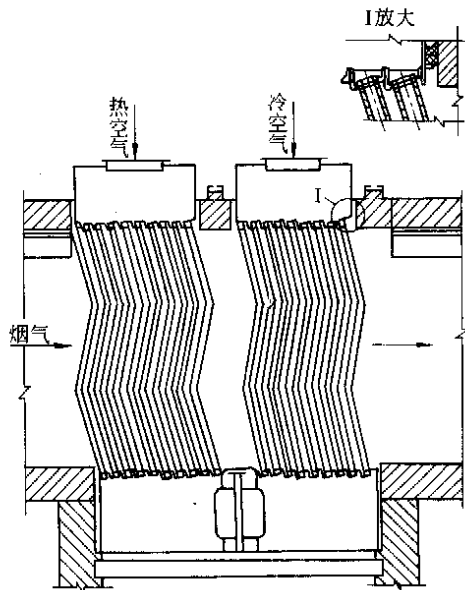


图 3-1-16 光滑 S 型弯管列管换热器

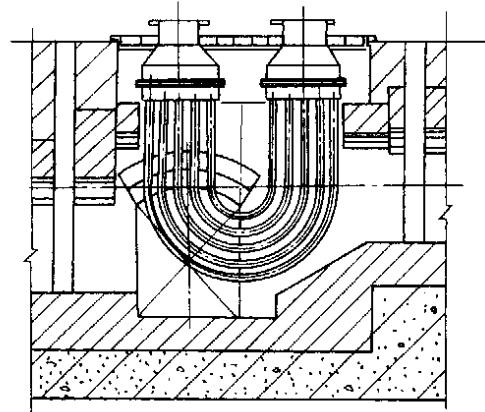


图 3-1-17 安装在烟道里的 U 型管列管换热器

过 1000~1100℃ 时，采用辐射式换热器无论在传热效率还是高温耐久性上均是很理想的，但正如前面所述，辐射式换热器却无法较为充分地利用烟气的余热；而传热效率较高的换热器（如双面针片管换热器），其高温耐久性却不如其他传热效率较低的换热器（如整体式换热器）。组合换热器正是基于这种情况提出来的。它的基本思想是：在一套换热设备中组合安装两种或两种以上的换热器，较充分地发挥不同类型换热器在不同温度段、不同方面的特点和优势，从而实现较为理想的换热效果。

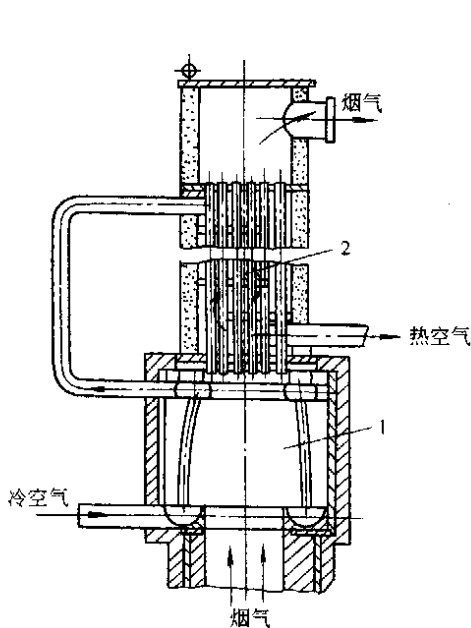


图 3-1-18 管式辐射换热器和光滑直管列管对流换热器组合装置

1—管式辐射换热器；2—对流换热器

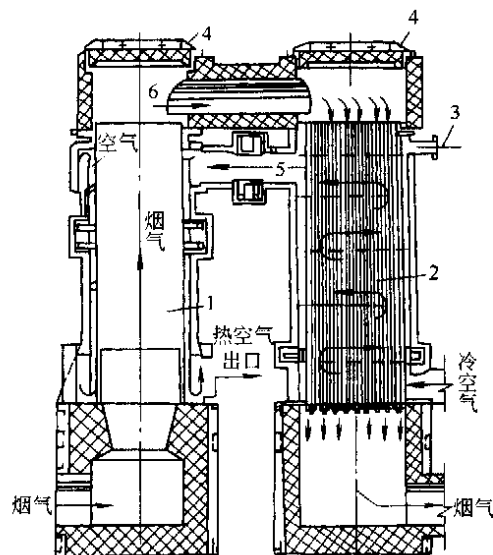


图 3-1-19 环缝式辐射换热器和光滑直管列管对流换热器组合装置

1—环缝式辐射换热器；2—光滑列管直管对流换热器；
3—上管板冷却空气入口；4—清扫孔；
5—空气连接管道；6—烟气连接管道

在高温组合式换热器中,应用最多的是辐射-对流组合换热器,当烟气入口温度在 1000°C 以内时,则可根据具体情况采用列管式、针片肋翅管式、整体式等对流换热器进行组合。辐射-对流组合换热器通常应用于入口烟温超过 $1000\sim 1100^{\circ}\text{C}$ 的工况。它是由一台辐射式换热器和一台对流传热的光滑钢管换热器所组成。烟气先流经辐射式换热器,温度降低以后,再流经对流式换热器;空气则相反,先流经对流式换热器,再流经辐射式换热器。这样一来,使烟气的余热得到了较为充分的利用,又较好地体现了不同换热器在不同温度范围的优点。图 3-1-18 所示即为一管式辐射换热器和一系列管直管对流换热器组成的组合换热器。图 3-1-19 为一环缝式辐射换热器和一系列管直管对流换热器组成的组合换热器。

辐射-对流组合换热器的计算是对其不同部分分开进行的。首先计算烟气流程上起始的辐射式换热器,此时需预设对流换热器的空气预热温度(即进入辐射式换热器的空气温度),求出辐射式换热器的出口烟温后,再进行对流换热器的计算。当辐射式换热器或对流式换热器的尺寸或温度不符合该系统的条件时,则要另设对流式换热器的空气预热参数,重新进行计算。

2 陶瓷高温换热器

陶瓷高温换热器是指换热元件和主要结构件的材质为非金属的陶瓷制成的换热器。由于主要元件为各种工程陶瓷所制成,故习惯上亦称为陶瓷换热器。其主要优点是材料具有良好的耐高温性能,从而可以处理较高的温度的介质,而且寿命也比较长;其主要元件为各类工程陶瓷(包括粘土耐火材料、高铝制品、碳化硅陶瓷等)所制成,故可不用价格昂贵的耐热金属。但这类换热器的整体密封性能较差,有些结构的泄漏率高达 30% ,所以其只能使用在压力较低的场合;另外,陶瓷材料的导热系数小,热阻大,换热器的体积较大,这些不足在一定程度上限制了非金属高温换热器的广泛应用。

在结构型式上,非金属高温换热器包括四孔砖换热器、八方管砖换热器、碳化硅管式换热器、陶质回转式蓄热器等等。从换热器的材质来看,四孔砖换热器一般采用粘土耐火材料制成;八方管砖换热器的材质有碳化硅粘土、粘土耐火材料及以高铝制品等,或于不同部位配置不同材质的管砖;碳化硅管式换热器的材质主要是碳化硅陶瓷;而回转式蓄热器则选用高温性能和蓄热性能较好的耐火陶瓷材料。

对非金属高温换热器的要求应包括以下几个方面:

一是所选择的换热器材质在高温下有较好的综合性能,包括耐火性能、抗(熔渣)腐蚀性能、机械性能等等,以保证换热器的正常使用寿命。

二是对由于温度变化所引起的器体胀缩须有较好的补偿能力,而不致造成元件的开裂,破坏换热器的密封性能与结构。

三是设计的换热器应具有足够的气密性。

四是尽量使换热器单位体积所提供的传热面积较大,使换热器的结构尺寸尽可能紧凑,减小换热器的总重量和总体积。

五是设计传热面时须考虑到积灰问题,采取多种措施尽量避免在传热面上积灰以及如何清除积灰,以减小传热热阻。

六是尽可能减小换热器的流体阻力损失。

要设计一台能全面满足上述要求的理想换热器是不太可能的,因为有些要求是彼此矛盾的。非金属高温换热器操作的好坏,在很大程度上取决于其元件的材质,因为元件材质决定其使用温度范围、导热率和元件的壁厚等,从而在一定程度上决定了其总传热系数的大小。因此,寻求更为理想的陶瓷材料来制作换热器的元件,是提高总传热系数的重要途径。

2.1 粘土换热器(四孔砖换热器)^[2,3]

粘土换热器是用耐火粘土或掺有碳化硅的耐火粘土制成的换热元件(其形状多为异型砖或管状)组合而成的。这类换热器常用于于气-气相换热的各种不同类型的工业炉上,热流体为高温烟气(温度在 1000°C 以上),冷流体通常为空气;这类换热器可使空气预热温度达到 $450\sim 700^{\circ}\text{C}$ 甚至更高。在烟气温度比较稳定、无频繁的开停车和熔渣腐蚀的条件下,这类换热器的使用寿命很长,甚至可达 $15\sim 20$ 年(与具体的工艺条件有关)。这类换热器的换热元件均为非金属材料制成,可避免使用价格昂贵的耐热不锈钢,其缺点是换热元件组合砌筑时接缝较多,换热器整体密封性能较差,体积也比较庞大。

这类换热器的送风方式可以分为三种,即风机鼓风、自然对流通风和引射式送风。风机鼓风的换热器由于烟气与空气之间的压差较大,漏风较为严重,其漏风率甚至可达 30% 以上;自然对流通风的换热器的泄

漏情况比前者要好一些，而引射式送风的换热器由于烟气与空气侧的压差减小，其泄漏则进一步降低。除了送风方式以外，换热器的结构也与其泄漏状况密切相关。

由于粘土换热器内气体的流速很低，而且材质的导热系数又小，因此这类换热器与金属制造的换热器相比较，其综合传热系数较小，而且体积庞大。

耐火粘土质换热器的特点，是传热系数不高。这是因为该类型的换热器内不可能产生较高的流速，不可能获得强化传热的对流换热。提高流速就要求增大压力，其结果会使换热器的密封性能下降。

四孔砖换热器是一种常见的粘土换热器，其结构示意图如图 3-1-20 所示，常用的四孔砖结构尺寸见图 3-1-21 和图 3-1-22。在四孔砖粘土换热器中，烟气沿水平方向通过格子砖，空气在砖的四个孔内垂直向上流动。为解决烟尘的沉积问题，在烟气流道的每一通路相对的端墙上设有吹扫孔，但通常在使用净煤气的炉子上烟尘的沉积是较少的。连续加热炉一般多采用的四孔砖粘土换热器。

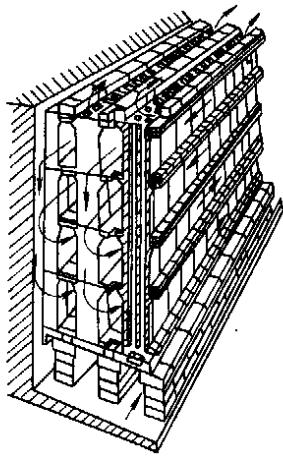


图 3-1-20 四孔砖粘土换热器
结构示意图

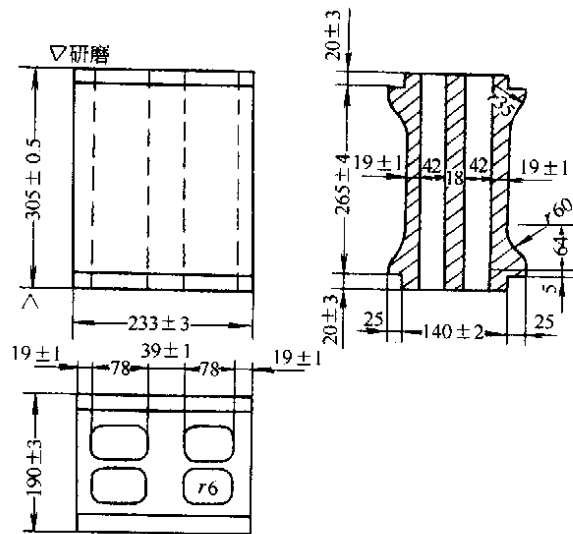


图 3-1-21 常用四孔砖结构尺寸
之一——中部四孔砖

均热炉的出炉烟气温度较高，因而使用粘土换热器也比较多。在型式上多采用换热元件为管状的，即管式粘土换热器。这种粘土换热器的结构示意图如图 3-1-23 所示，常用的两种管状换热元件的结构尺寸见图 3-1-24。在这种粘土换热器中通常采用引射送风，烟气在八角形或圆形的管砖内流动，自上而下一个行程；空气在管砖外部空间水平流动。这种换热器每一层除了管砖外，还用中间环、中间隔板、粘土圆柱砖等砌筑而成；换热器的上部及下部均有垫砖，上部四周有砂封来补偿砌体的受热膨胀。一般要求膨胀到最高点时，砂封刀仍能插入砂内 25mm 以上，以确保换热器的密封性。砂封用的砂为石英砂，而且应经过 200~250℃ 的焙烧，以去除砂子中的有机物，避免结块。

2.2 碳化硅列管式换热器^[6~8]

碳化硅列管换热器中的换热元件（换热管）是用碳化硅材质制成的，由于碳化硅的性能（如导热系数、热稳定性等）要比一般的耐火材料好得多，因而碳化硅列管换热器的综合性能在非金属高温换热器中是比较理想的。

碳化硅管是以不同粒度的碳化硅粉为原料，加入临时性粘合剂，通过浇铸成型、固化、高温烧结等工序

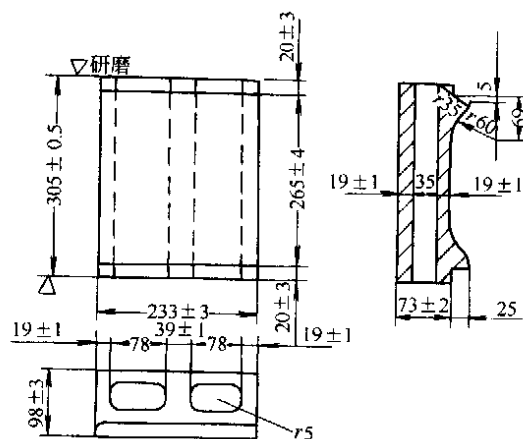


图 3-1-22 常用四孔砖结构尺寸
之二——侧部四孔砖

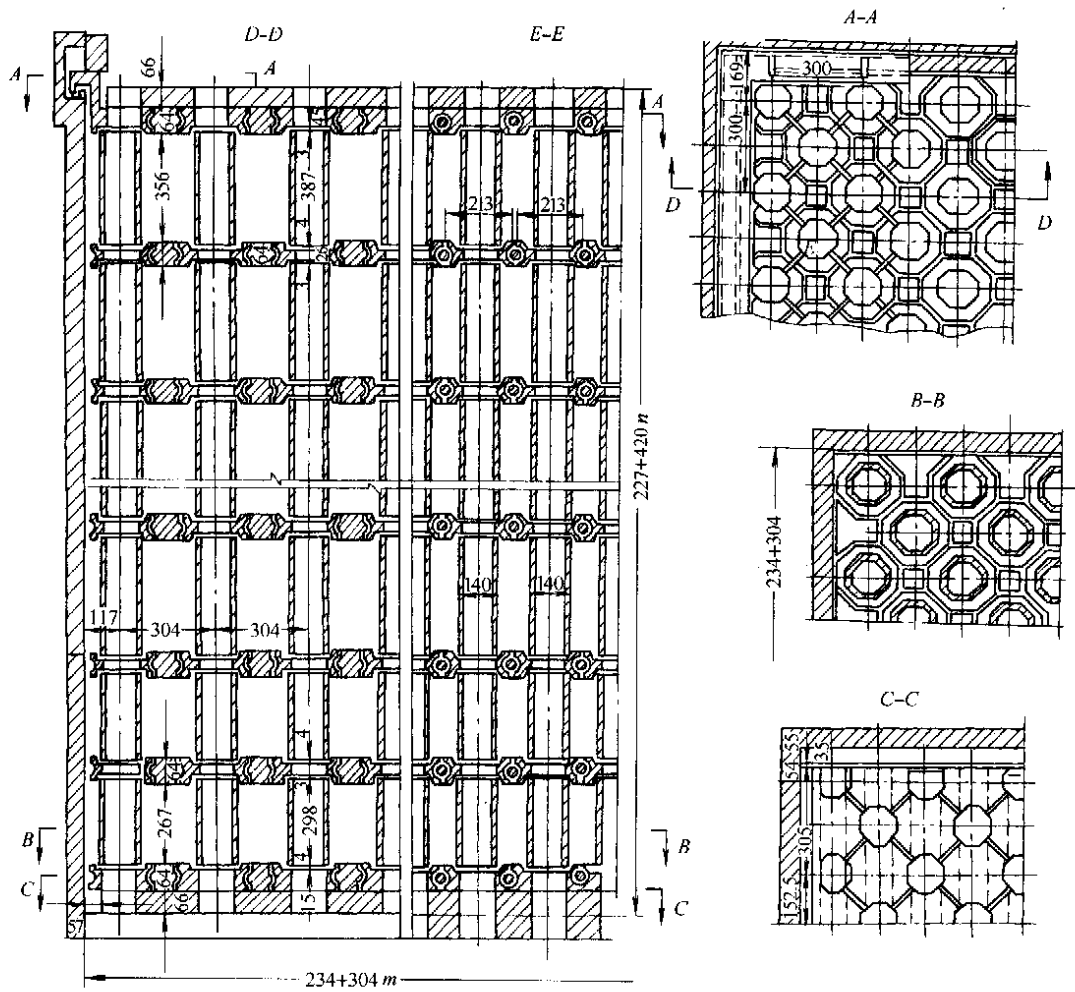


图 3-1-23 管状粘土换热器结构

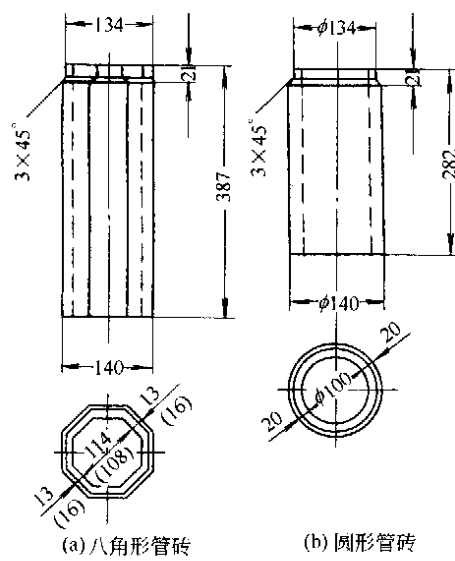


图 3-1-24 常用管状换热元件结构尺寸

制作而成的。制成的碳化硅管具有导热系数高、热稳定性好、耐腐蚀、在高温下有足够的强度等优点，能较好地满足高温换热设备的要求。

根据碳化硅材料的特性和列管式换热器的结构，碳化硅列管换热器的设计应该满足下列原则：

(1) 鉴于碳化硅材料属于脆性材料，其抗压强度远远大于抗拉强度，所以在结构设计上应尽可能使碳化硅元件只受拉而不受压；

(2) 由于碳化硅陶瓷元件不能像金属元件那样进行焊接，因此各元件间的结合面必须保证均匀的密封压紧力；

(3) 为了降低换热器中的陶瓷元件与金属元件之间由于热膨胀差而引起的热应力，在结构设计上必须考虑良好的弹性补偿；

(4) 换热管从室温升到换热器的正常操作温度，其温差是很大的，而且换热器中各排管子的温度也有较大的差异，因此在结构设计上应使管子与管板不承受在工作时由于变形约束而带来的附加荷载；

(5) 为保证密封及换热器中金属元件的工作可靠性，须合理选择高温密封垫片材料以及高温隔热措施。

为强化传热，可采取相应的技术措施，如在碳化硅列管换热器的空管内插入星形陶瓷内插件（内插件型式见图 3-1-25 所示），或在碳化硅管壁上设置肋片（见图 3-1-26 所示）。

国内某单位研制的碳化硅管的尺寸如下：

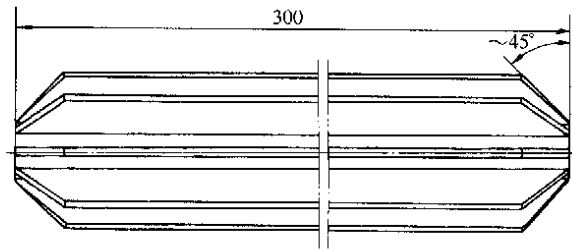


图 3-1-25 星形陶瓷内插件

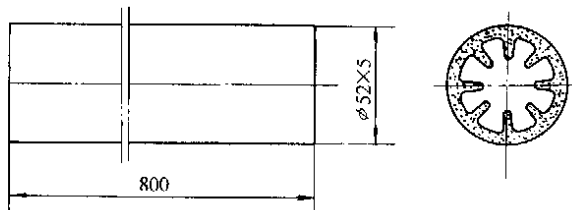


图 3-1-26 带内肋片的碳化硅管

(1) 碳化硅光管，有效长度：1060mm，管子外径：75mm，内径 50mm；

(2) 碳化硅内肋片管，有效长度：800mm，管子外径：52mm，内径 42mm；肋片为纵向直肋片，综合考虑传热面积与流体阻力等诸因素，选取肋片数为 8，肋片高度为 10mm。

碳化硅列管换热器已在我国的大型熔铝炉、锻造加热炉等工业炉上成功地进行了工业性试验应用，但还需要进一步完善。

碳化硅列管换热器的传热计算及流体阻力计算可参见金属列管换热器的有关部分。

为较好回收高温烟气的余热，将碳化硅高温换热器和金属换热器组合使用，可收到更加理想的效果。图 3-1-27 所示即为一碳化硅列管换热器和一 U 型管金属换热器组成组合换热器的示意图。

在该组合装置中，以碳化硅列管换热器承受高温烟气的热冲击，以金属换热器提高中温段换热的综合热效率，并综合考虑设备的传热特点。其中金属换热器为 U 型管及可拆平板壳体结构，便于消除管壳温差应力和与碳化硅换热器组合。这种 U 型管结构与传统结构不同，不存在内部管子无法更换和清洗困难的不足，而且结构简单，制作方便。同时在该换热器与管板连接处进行了有效隔热防护。在流程上以 50% 冷空气降低与高温烟气接触的第一排金属管的壁温，大大增强了整体结构可靠性。碳化硅换热器采用双程列管式结构，换热元件是带纵向直肋片的碳化硅管；管子与管板的密封采用填料函密封结构，该结构在填料径向密封

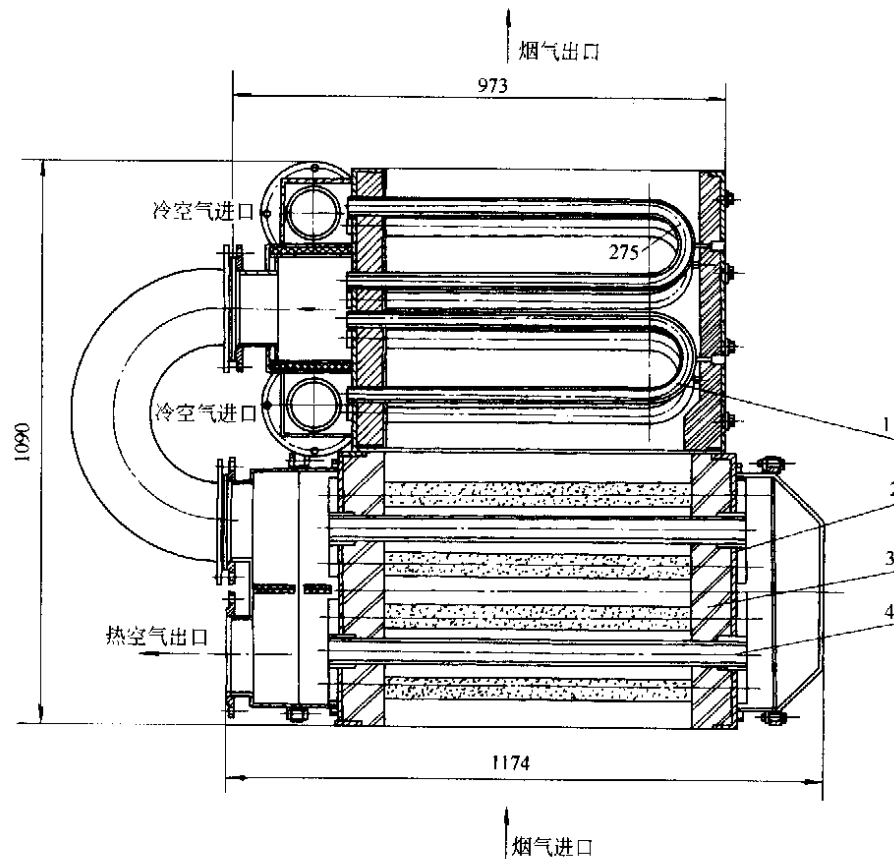


图 3-1-27 碳化硅列管换热器和 U 型管金属换热器的组合装置
1—U 型金属换热管；2—金属管板；3—耐火隔热层；4—碳化硅管

管子与管板间隙的同时，允许管子沿轴向伸缩，基本上消除了管子与壳体间的温差应力。

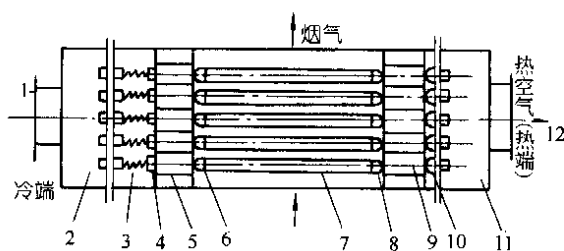


图 3-1-28 管壳式陶瓷高温换热器

- 1—进口管；2—进口管箱；3—弹簧组件；
4—弹簧接头；5—冷端浮动管板；6—管子前端接头；
7—碳化硅管；8—管子后端接头；9—固定管板；
10—出口接头；11—出口管箱；12—出口管

碳化硅列管换热器和 U 型管金属换热器组成的组合换热器已在某锻造加热炉上使用，取得了较好的效果。

近十几年来国外在陶瓷换热器的研究及应用方面已有了相当大的发展，由 Hague International 研制的为双程错流管束的管壳式换热器（图 3-1-28），管子材质为磷酸盐粘合碳化硅，可制成光管或翅片管，管端应用承载弹簧固定并密封。这两种结构都已应用于生产中，其操作性能都优于传统的金属设备，能够回收获得 648~615℃ 的预热燃烧空气。在美国、英国、日本等一些新型结构的陶瓷换热器都已申请了专利。

近十几年来国外在陶瓷换热器的研究及应用方面已有了相当大的发展。由 CTE Sylvania 研制的板翅式换热器“Super Recuper”是一种非常紧凑的错流式模型（图 3-1-29），它可以制成各种尺寸的通道。由 Hague International 研制的“Cerhx”为双程错流管束的管式换热器，见图 3-1-30。但这些换热器不易于清洗，适用于较为缓和的腐蚀环境，用于小型炉上。

在众多新型陶瓷换热器中，管壳式应用最为广泛，其基本结构和密封型式有以下五种，图 3-1-31。

A 型为 Hague International 首创，其侧壁由六角形型砖砌成，两端圆弧行结构与型砖凹槽形成球面密

封，一端用弹簧压紧，可保证各管子有不同的伸缩。

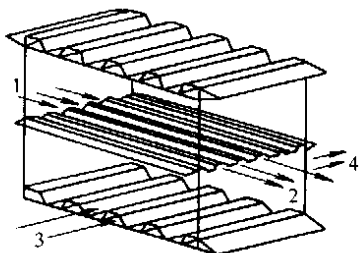


图 3-1-29 板翅式结构图
1—冷空气入口；2—预热后冷空气出口；
3—高温空气入口；4—烟气出口

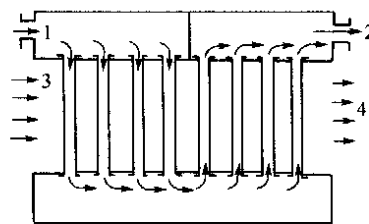


图 3-1-30 双管程错流管式结构图
1—冷空气入口；2—预热后冷空气出口；
3—高温空气入口；4—烟气出口

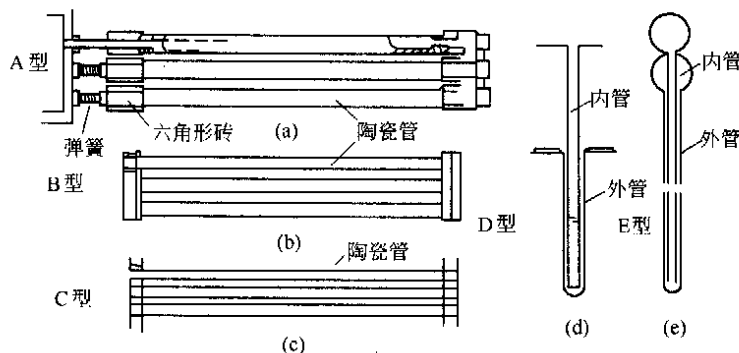


图 3-1-31 管式陶瓷换热器类型

B型为 C&H Combustion 提出，其侧壁用舌型凹槽型砖砌成，通过带螺纹的管塞压紧陶瓷纤维实现密封。

C型由 Garret AiResearch 所开发，这种结构既无弹簧，又无槽，它主要依靠一特殊配方制成的圆环状玻璃杯固定陶瓷管并形成密封。

D型由 Babcock&Wilcox 所发展。管子垂直悬于烟道上方，依靠其重力压紧密封垫片；外管材料为碳化硅，内管材料可以是金属。

E型已在 Solar Turbine International 经过样机试验，外管为烧结 a-SiC，内管为金属，密封是通过一种陶瓷管于螺纹套管联接的一项专利技术，螺旋套管再旋进上方金属管头，这种结构使装拆管子尤为方便。

由于高温环境（815℃以上）会降低换热器的结构强度而增加其腐蚀速率，大的含灰量降低其操作性能，换热器遭受腐蚀的同时强度也降低，从而减少其使用寿命。为提高抗污染及腐蚀性能，Carrett-Airesearch Co 和 Babcock&c wilcox 研制了两种高温炉烟道换热器（HTBDR）（一种为管壳式图 3-1-32 和另一种为套管式图 3-1-33）。这两种结构的操作性能都较好（效率接近 80%），预热燃烧空气可达到 1100℃，且高温腐蚀性气体中没有过多的结垢，所以使用寿命较长。Thermo Electron 研制了硫化床式陶瓷换热器，Acrojer 研制了硫化床锅炉陶瓷

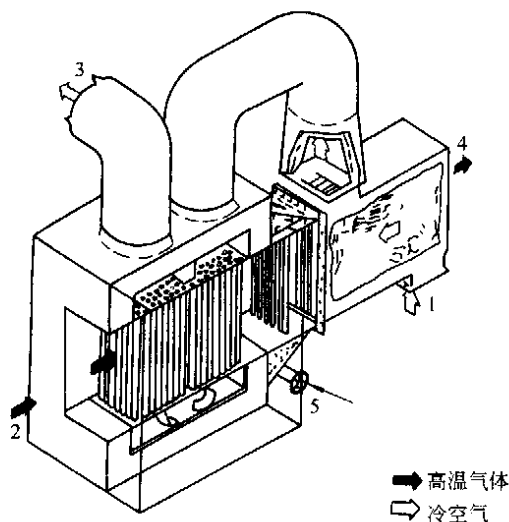


图 3-1-32 “SiC-金属”管壳式换热器

1—冷空气入口；2—1300℃高温烟气进口；
3—空气加热到 1100℃后出口；
4—烟气出口；5—稀释空气入口

系统，这两种结构都较紧凑，传热性能好且具有自清洁能力，但其分布板材料（金属）受到了限制。另外 Unitex/Millcreek 设计并试验了一种具有螺旋形分界面的逆流换热器，用于条件非常苛刻的波动窑炉上（图 3-1-34）。Sclar Turbines 设计了一种能用于较高压力下操作的管壳式换热器。图 3-1-35 所示换热器系用多节陶瓷管段连接而成，这样就可基本消除了高温下管子内热应力。以上诸类型换热器基本上代表了目前的发展水平。

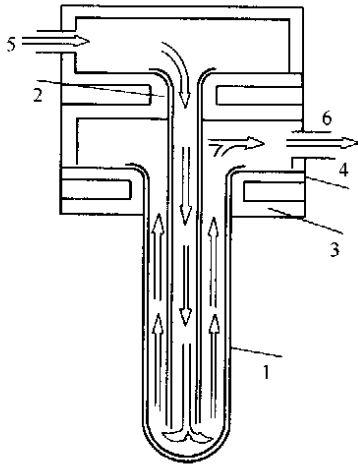


图 3-1-33 SiC 套管式换热器

1—陶瓷管；2—陶瓷纤维组合密封；3—陶瓷纤维热绝缘；
4—钢座；5—气体入口；6—气体出口

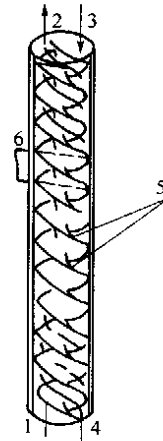


图 3-1-34 具螺旋分界面的逆流式换热器

1—高温烟气入口；2—烟气出口；3—冷空气入口；
4—预热后空气出口；5—热传递面；6—传热单元高

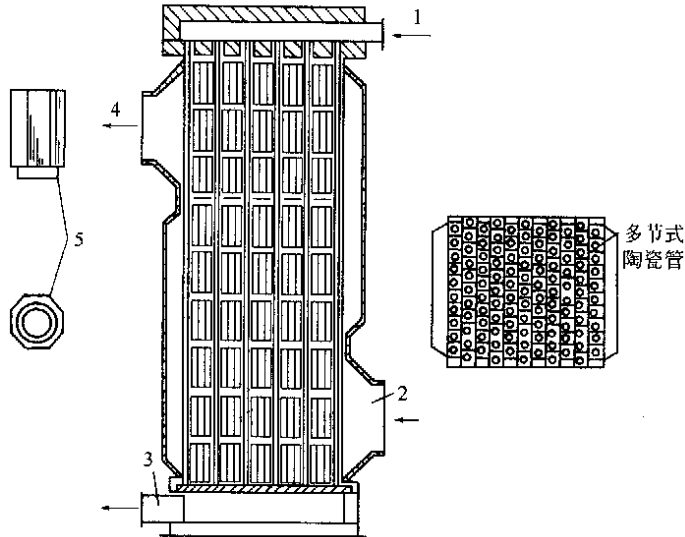


图 3-1-35 多节式陶瓷管换热器

1—高温烟气入口；2—冷空气入口；3—烟气出口；
4—预热后空气出口；5—陶瓷管节

在我国，工业窑炉的热能有效利用率仅为 20% 左右，其中有将近 50%~70% 的热量是以高温烟气的状态直接排放于大气之中，所以在我国应用陶瓷作为换热器材料以回收高温烟气所带走的热量具有广泛的应用前景。前成都科技大学应用自烧结碳化硅法制造换热管，是以单相碳化硅粉料掺入暂时性的粘合剂，通过成型、固化、烧结而成。应用这种方法制成的碳化硅管式换热器，能广泛地适用于各种工作环境，并具有良好的传热效果。在材料配方、成型工艺及结构的改进，较之美国的生产成本大大降低了。据报道，山东工业陶

瓷设计研究院利用焦宝石、滑石和粘土等原料，制成的陶瓷换热器，满足了换热器的结构要求，他们探索了应用水溶性和热溶性有机粘合剂；为提高陶瓷换热器单位体积的换热面积，其换热通道设计成正弦波片翅状和薄壁十字交叉整体结构，前者应用辊压成型，后者应用震动成型，在烧结过程中采用支承烧结技术，有效地克服和减少了整体式陶瓷换热器的变形和开裂问题；这种陶瓷换热器在以煤气、天然气为燃料的间歇式加热炉上运行，当炉子温度为 1050℃ 时，空气预热温度可达到 495℃，热效率为 56.4%，节能为 41%，具有显著的经济效益。

华南理工大学化机所与广东佛山陶瓷研究所共同开发的碳化硅陶瓷换热管，是采用等静压成型技术在 1400℃ 的高温下烧结而成，在熔锌炉和陶瓷窑炉上进行了工业应用试验，效果良好。

在传热技术方面对于高温换热器，如何充分利用和强化辐射传热，已引起人们足够的重视。日本东京大学物理工程系的 Y. Mori 及 Y. Yamada 在这方面进行了卓有成效的研究。有文献研究了层流和湍流时，相邻矩形通道流过冷热流体（热透明体）时，在顺流和逆流两种情况下的对流-辐射耦合传热。文献通过能量平衡建立了一系列的微积分方程，分别提出了温度分布和辐射传热强化系数的近似解和数值解。理论分析和实验证明，随着流体平均温度的增高，辐射强化传热系数增大；壁面黑度值增大也有利于辐射强化传热。

Y. Yamada 和 Y. Mori 还对壳侧加设辐射板、陶瓷换热管管内插十字型铁的全错流式换热器的辐射强化进行了研究，数值分析和实验结果表明：设置平直辐射板后，可使该侧换热量提高 70%~150%。

日本的渡边健次，平辰二通过电加热麻花铁与空气的对流传热膜系数，在实验测定了麻花铁与空气的温差后，计算了麻花铁的辐射强化传热。

国内开展辐射强化传热的研究起步较晚，见诸文献不多，清华大学等研究了插入物对辐射与对流耦合换热过程的影响；上海交通大学提出了在壳侧加插异型辐射板，借以同时强化烟气的辐射和对流换热，并以十字型辐射元件为例，用有限差分法进行了数值分析，结果表明，异型辐射板使得烟气侧的总换热量提高为原来的 1.25~1.8 倍，辐射换热量提高为原来的 1.15~1.4 倍。

2.3 其他型式换热器简介

2.3.1 八角形管砖换热器

图 3-1-36 所示为八角形管砖换热器结构示意图。这种换热器是用高约 300~400mm 的八角形管砖砌筑而成，八角形管砖呈棋盘式配置，其间用耐火粘土八角形接头连接起来。换热器上部设有专门的砂封结构，

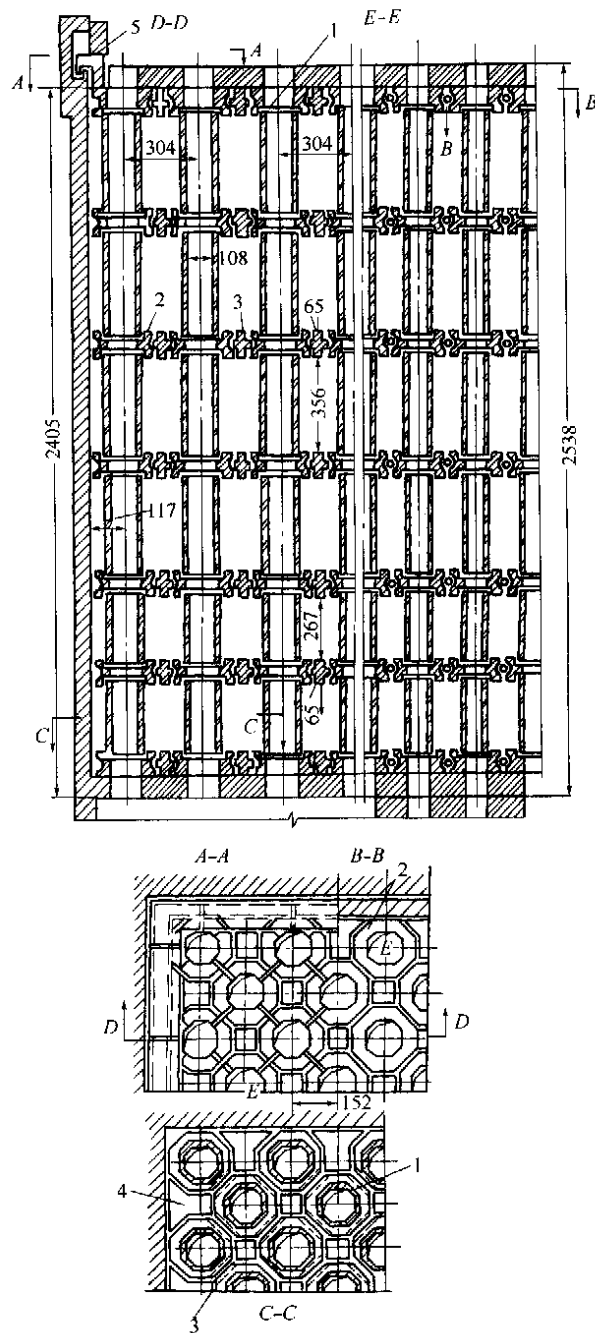


图 3-1-36 八角形管砖换热器结构

1—陶质八角形管砖；2—耐火粘土接头；3—中间塞砖；
4—边缘塞砖；5—砂封刀

以保持换热器的密封性。烟气自上而下流经管内，空气绕流管外。空气水平流经多个行程，由换热器下部升到上部。

八角形管砖高 400mm 时，空气流通的净空截面积约为 55%，烟气流通的净空截面积约为 20%；正常条件下的空气流速为 1~3m/s，烟气流速为 0.7~1m/s。

这种八角形管砖换热器可用于烟气温度为 1000~1400℃ 的工业炉，总传热系数约为 8~11W/(m²·℃)，烟气侧的单位体积传热面积约为 9.5m²/m³，空气侧的单位体积传热面积约为 7.5m²/m³，平均为 8.5m²/m³（器体），1m³ 器体的重量约为 550kg。八角形管砖换热器的管砖材质为碳化硅粘土质（SiC 约占 36% 左右）和耐火粘土质的，其余元件均为耐火粘土质，碳化硅粘土管砖的导热和耐火性能均较好，但抵抗氧化铁渣腐蚀的性能差。

管砖的使用寿命与其内外表面的温差有很大关系。当温差超过允许的范围时，管砖可能开裂。在同样的条件下，碳化硅粘土管砖的温差总比耐火粘土管砖要小一些（因碳化硅粘土的导热率高一些），因此，换热器的上部（烟气温度最高处）和下部（烟气和空气温差最大处）采用碳化硅粘土管砖，而换热器中间部分可用耐火粘土管砖。

八角形管砖换热器常用于均热炉、连续加热炉等工业炉上。

2.3.2 回转式陶瓷蓄热器

蓄热式换热器简称蓄热器，其操作原理和结构与一般的对流或辐射换热器有很大的区别。蓄热器可以是固定的，也可以是移动式或回转式的。

回转式蓄热器又称为“热轮”。外壳为筒形结构，其换热本体为一多孔的圆盘状蓄热体，蓄热体的材质可以是金属或陶瓷的。由于陶瓷的高温性能比金属要好，所以用陶瓷材料作蓄热体的蓄热器的使用范围更广。

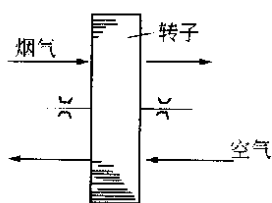


图 3-1-37 回转式蓄热器原理示意图

回转式蓄热器的工作原理是：在圆盘蓄热体绕其中轴缓慢旋转的过程中，高温烟气按一定的时间顺序通过圆盘蓄热体的一部分面积，而与此同时待加热的空气则通过圆盘蓄热体的另一部分面积；其结果是，随着圆盘蓄热体的旋转，高温烟气顺序地将热量传递给圆盘蓄热体，而圆盘蓄热体再顺序地将热量传递给空气，周而复始。可参见图 3-1-37。

回转式蓄热器的主要优点有烟气的热量回收效率较高、相对的体积和占地面积均较小等，但这种换热方式会带来两种换热介质之间一定程度的相互残留污染，这是在使用时必须注意的。

回转式蓄热器在设计制造时要特别注意防止蓄热格子体变形，还要在结构上提高其气密性。陶瓷材料与金属材料相比，其突出优点是：热膨胀小，热稳定性、耐高温、抗腐蚀、气密性问题也容易解决。

图 3-1-38 所示即为一回转式蓄热器。在此回转式蓄热器中，转子分成 12 个扇形区域，在每一个扇形区

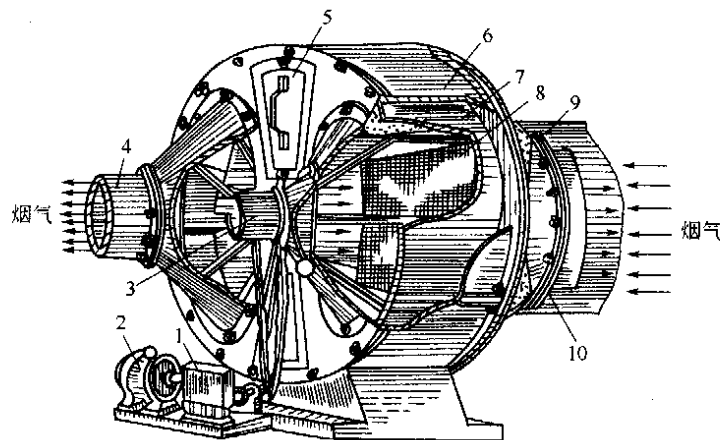


图 3-1-38 回转式蓄热器

1—减速器；2—电机；3—冷空气入口；4—烟气；5—人孔；6—固定机壳；7—旋转体外壳；8—蓄热格子体；9—烟气入口；10—热空气出口

域里放置高效蓄热格子体。转子由电动机通过减速机带动，中轴通水冷却。高温烟气从该回转式蓄热器的一侧进入，从另一侧引出；烟气通过蓄热格子体时将热量传递给蓄热格子体，本身的温度降低；随着转子的旋转，已被加热的蓄热格子体又与通过该蓄热格子体接触，蓄热格子体将热量传递给空气。烟气与空气的逆向流动保证了高效的热交换，而且有利于将蓄热格子体内的烟尘吹出。

传统的蓄热装置采用格子砖为蓄热体，新型的蓄热装置则采用了单位体积内热交换面积更大的高效蓄热格子体，以提高蓄热装置的热交换强度。由于一般的材料经受不住介质每分钟内变向若干次所产生的巨大温度冲击，因此对蓄热体材料的基本要求除了蓄热能力、单位体积内的热交换面积以外，还要包括高温强度、热稳定性等等。

有资料表明，氮化硅作为高效蓄热格子体是一种很有希望的材料，它能很好地抵抗温度高达 1400℃ 高温烟气的作用，而且加工制作格子体也很方便。还有一种成分是硅酸铝镁和硅酸铝锂的新型陶质材料也很好，其温度膨胀系数很小，在室温至 540℃ 的范围内其值几乎为零，故能承受极大的热冲击；它的耐热耐腐蚀性能好，容重约为 560kg/m³，使用温度达 800℃。

2.3.3 高铝（刚玉）管式换热器

高铝（刚玉）管式换热器的换热元件是用含刚玉 65% 以上的高铝材料制成的。这种材料的高温性能较一般耐火陶瓷材料要好，其耐腐蚀性能比碳化硅材料还要好，但其导热性和热稳定性不如碳化硅。图 3-1-39 为刚玉管换热器的结构示意图。该换热器的主要优点是材料的高温性能较好，使用寿命较长以及结构上较好地解决了换热器的密封问题。

这种换热器的换热管由两段组成，全长达 2000mm，管子外径 96mm，内径 86mm。每根管子的两段借助于一个横截面为正六边形的六角形接头组合成一体（见图 3-1-39），六角形接头使得管子在高温膨胀时有自由伸长的可能，同时还作为空气侧的水平隔挡。管子的上、下端采用类似的六角形接头和耐火粘土异型元件连接，并用适当材料的薄片来密封。烟气自下而上流经管内，而空气则横向（即错流）流过管外。

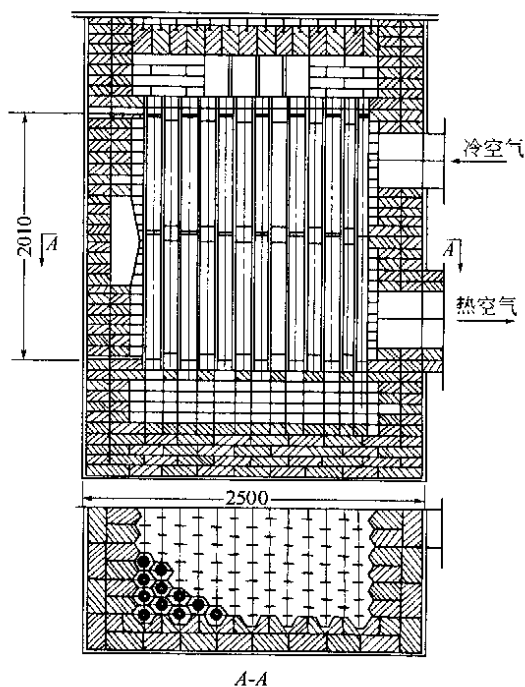


图 3-1-39 刚玉管换热器

参 考 文 献

- 1 王秉铨主编. 工业炉设计手册（第二版）. 北京：机械工业出版社，1996
- 2 《钢铁厂工业炉设计参考资料》编写组. 钢铁厂工业炉设计参考资料. 北京：冶金工业出版社，1979
- 3 《重有色冶金炉设计参考资料》编写组. 重有色冶金炉设计参考资料. 北京：冶金工业出版社，1979
- 4 [美] C. Bliem 等著. 王希芬等译. 陶瓷换热器设计原理及材料技术. 成都：成都科技大学出版社，1993
- 5 卿定彬编著. 工业炉用热交换装置. 北京：冶金工业出版社，1986
- 6 钱颂文等著. 管束流体力学及传热. 北京：中国石化出版社，2002
- 7 S. W. Qian, H. Z. Cen, X. L. Ma and S. Q. Wang. Heat Transfer Enhancement of High Temperature Sic Ceramic Tube Heat Exchangers: ASME PVP conference, 1994; Session 24HCFSI-3DJ
- 8 S. W. Qian, X. M. Ma. Radiation Heat Transfer Enhancement and Enhancement of Sic High Temperature Tube Bundles: MFHT, Third Intern, symp, vol. 2, New York: XJU, 1994. 1444~1449

第 2 章 非金属换热器

1 概述

1.1 非金属材料换热器的重要性

据世界各工业发达国家的统计, 腐蚀造成的直接损失大体为国民生产总值的 3%~5%, 我国 1993 年的统计年腐蚀损失在 1000 亿人民币以上。60% 以上的金属设备失效与腐蚀有关, 每年因腐蚀而损失的金属达该年金属总产量的 1/10。化工及石油化工行业中换热器所用金属量占机械装备金属总量的 60% 以上, 有不少金属制换热器在使用不长时间后即因均匀腐蚀或局部腐蚀而致减薄、开裂、泄漏, 进而报废。解决换热器的耐蚀性问题有着非常重要的经济意义和社会意义。

由于介质的腐蚀作用, 在金属材料不能保证有足够的耐蚀性时, 选用非金属材料往往能解决问题, 这时选用非金属材料制造换热器无疑是必然的; 在某些情况下, 普通碳钢和低合金钢不耐蚀, 而选用高合金钢或合金材料则价格昂贵, 此时能用非金属材料制造换热器则更是合理的和必需的。

非金属材料对许多强腐蚀性介质有良好的耐腐蚀性能, 且往来源容易、价格相宜、成型工艺不难, 因此非金属换热器的应用日趋广泛, 为特殊工况实施换热操作、延长换热器使用寿命起到了重要的作用。

1.2 正确选用非金属材料换热器

非金属材料的品种繁多, 性能各异, 要根据换热器具体情况不同, 为其选用不同的非金属材料。

(1) 换热介质条件

主要是指操作压力、温度和介质的腐蚀性。每一种非金属材料都有一定的强度、刚度及耐温指标, 不能超越指标范围使用; 每一种非金属材料对不同的介质条件表现不同的耐蚀行为, 要重视实际的使用经验, 要查阅材料腐蚀数据手册及通过实验来确定。同时也要考虑导热性、耐磨性等其他物化性能。

(2) 换热器的类型

每一种非金属材料的加工工艺性能不同, 对加工成各种类型的换热器有一定的适应性, 不是每一种非金属材料都能制造各种型式的换热器。如石墨的机械加工性能好, 易于加工到准确的精度, 但它的机械强度低, 不抗弯曲和拉伸, 且有脆性, 易脆裂, 不宜制造小直径薄壁长管束; 氟塑料虽然机械性能不高, 但有很好的柔韧性, 当制成小直径薄壁长管束时, 除能补足导热性能低的缺点, 又能保证强度。

(3) 经济合理性

在满足使用和制造要求的前提下, 应选用原材料来源广泛、价格相宜的非金属材料制造换热器, 尽量节约成本及投资。

1.3 非金属材料换热器现状

制造换热器的非金属材料有石墨、氟塑料、玻璃及陶瓷等。前二者应用广泛, 是换热器主要采用的非金属材料。

1.3.1 石墨换热器

世界上工业发达国家从 20 世纪 30 年代起, 便相继发展了结构型式各异的石墨换热器。六、七十年代其制造与应用进入了大发展阶段, 石墨换热器生产已形成专业化生产, 工业水平和自动化程度迅速提高, 能制造出适用范围广、传热面积大的石墨换热器, 且产量不断提高。国内从 50 年代中沈阳化工研究院开始研究试制, 60 年代沈阳化工机械厂、天津化工厂开始生产, 80 年代发展较快。目前全国有四十多个厂家, 其中南通碳素厂、上海碳素厂、沈阳化工机械厂、辽阳碳素厂等实力较强, 石墨换热器生产正处于一个相对稳定阶段, 致力提高质量、创名牌及扩大应用范围。

1.3.2 氟塑料换热器

氟塑料换热器是 1965 年由美国杜邦公司首先试制成功的, 日本 1968 年引进生产。氟塑料换热器的优越性能正为工业界所公认。美国杜邦公司、日本大宫化成工业所每年都要生产数百台氟塑料换热器, 用于耐蚀性有特殊要求的场合。我国郑州工学院与锦西化工厂 70 年代初期开展了聚四氟乙烯换热设备的制造工艺研

究工作,已探索出可行的聚四氟乙烯换热器制造工艺并设计、试制出适合我国工业应用的各种氟塑料换热器。生产厂家有郑州工业大学化工总厂、锦西化工厂、宏达热交换器厂及化工机械研究院等。目前氟塑料换热器还处在完善发展时期,管板焊接技术较难掌握,制作远达不到机械化和自动化,尚待进一步探索改进。但氟塑料换热器具有十分广阔的发展前景。

1.3.3 玻璃换热器

由于玻璃吹制技术的发展,使玻璃制造换热器应用日渐增多。一般用来制造换热器的玻璃材料为硼硅玻璃和石英玻璃等,而不能用普通的钠钙玻璃,这是由于后者热稳定性差。玻璃具有光滑的表面,透明,容易清洗,对流体阻力小,对酸有高的耐腐蚀性能,不耐高温碱与氟硅酸。玻璃是脆性材料,容易碎裂。

用玻璃制成的换热器有如下优点:(1)管径小,管壁薄,总传热系数可达 $1110\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$,流体阻力小,几乎没有摩擦损失及压力降,表面光滑,不易形成水垢,换热管可不用清洗;(2)抗腐蚀能力强,设备的使用寿命较长;(3)单位传热面积的重量轻等。但玻璃管壁热阻大,一般适宜于蒸气冷凝或液体的沸腾传热。

玻璃换热器的形式主要有盘管式和喷淋式、也有列管式和套管式。主要用于与湿氯气、氯化氢和盐酸接触的换热设备上。

1.3.4 化工陶瓷换热器

陶瓷盐酸冷凝器使用效果尚可。化工陶瓷具有良好的耐腐蚀性,除氢氟酸、氟硅酸和强碱外,能耐各种浓度的无机酸、有机酸和有机溶剂等介质的腐蚀。陶瓷有足够的抗渗性、耐热性和一定的机械强度,但耐高温急变性能较差、脆性大,化工陶瓷换热器应用不广。

2 不透性石墨换热器

2.1 不透性石墨的特性及其在换热器中的应用

2.1.1 石墨与不透性石墨简介

石墨是碳的同素异构体之一,具有优良的导热、导电、耐腐蚀及其他许多特性。石墨有天然石墨及人造石墨之分。天然石墨纯度较低,含杂质多,组织松散,不宜单独作结构材料。人造石墨由焦炭、沥青混捏压制成型,于电炉中隔绝空气煅烧,在 1300°C 温度下保持20天左右,再在 $2400\sim 3000^\circ\text{C}$ 高温下石墨化而制成。人造石墨纯度高,但因其在焙烧过程中,有机物质分解成气体逸出,使石墨材料形成多孔性,气孔率一般达 $20\%\sim 30\%$,个别达 50% ,且多数呈通孔,对气体及液体有很强的渗透性,因而实际应用中要采取措施用密实介质堵塞石墨的孔隙,使其成为不透性石墨材料。不透性处理方法有三种:浸渍、热压聚合和浇注。用各种化学稳定性好的物质对人造石墨进行抽真空浸渍处理,以堵塞孔隙得到浸渍石墨;用各种树脂与石墨粉按一定比例混捏,在加热条件下挤压或模压制取压型石墨;用各种树脂与石墨粉按一定比例混合均匀后,注入模具中成型,经热处理得浇注石墨。

换热器用的不透性石墨材料大部分采用浸渍法制取,也有用压型石墨。目前浸渍石墨已能解决大部分的腐蚀问题,而这其中的 95% 是由酚醛树脂浸渍石墨解决的,其余则由聚四氟乙烯、呋喃树脂、二乙烯苯、水玻璃等及少量应用环氧、有机硅浸渍石墨等来解决。

2.1.2 不透性石墨的特性

石墨材料是目前已知的最耐高温的轻质材料之一,有很高的导热、导电性能,有很优良的化学稳定性,有一定的力学性能和机械加工工艺性能。人造石墨经不透性处理后,虽然各种性能有所变化,但都具有与人造石墨基本相同的特性。

(1) 优良的化学稳定性

石墨是化学稳定性最好的物质之一,除强氧化性物质及部分卤素以外,几乎在所有化学介质中均稳定;在空气、水蒸气及二氧化碳中虽可被氧化,但温度不高时,氧化速率低,一般在大于 400°C 的空气和水蒸气,大于 600°C 的二氧化碳中才定义为开始氧化。对人造石墨进行不透性处理,一般选用化学稳定性高的密实介质作填充剂,才能保持优良的化学稳定性。表3-2-1列出最常用的酚醛树脂浸渍石墨的耐蚀性。在常用的化学介质中,不透性石墨优良的化学稳定性还包括材料对使用介质的性质没有影响,不透性石墨材料在介质中使用不污染介质,能保证产品的纯度。

(2) 理想的物理性能

表3-2-2列出人造石墨与酚醛浸渍石墨的物理性能。性能数据显示不透性石墨有高的导热系数、小的线

表 3-2-1 酚醛树脂浸渍石墨的耐蚀性 (在下列介质条件下耐腐蚀)

介 质	浓度, %	温度, ℃	介 质	浓度, %	温度, ℃
盐酸	~	沸点	甲醇	100	25
硫酸	<50	130	乙醇	95	25
	<80	25	丙酮	100	25
硝酸	5	25	苯	100	50
磷酸	~	180	苯胺	100	50
氢氟酸	40	40	苯酚	<5	25
铬酸	<10	25	氯苯	100	25
醋酸	~	25	氯仿	100	25
醋酸蒸气		50	四氯化碳	100	25
苯磺酸	<10	25	四氯乙烷	100	25
甲酸、柠檬酸					
酒石酸、脂肪酸	100	100			

表 3-2-2 酚醛树脂浸渍石墨的物理性能

项 目	浸 渍 前	浸 渍 后
比重	2.2~2.27	2.03~2.07
密度, kg/m ³ (g/cm ³)	1400~1600 (1.4~1.6)	1800~1900 (1.8~1.9)
硬度 (布氏)	10~12	25~35
吸水率, %	12~14	—
孔隙率, %	28~32	—
增重率, %	—	14~15
导热系数, W/(m·℃)	116.3~127.9	116.3~127.9
温差急变性 (150℃急冷至 20℃次数)	20	20
浸渍深度, mm	—	12~15
渗透性 (厚度为 10mm)	渗透	2 倍工作压力下不渗透
线膨胀系数, 1/℃	2.5×10^{-6}	5.5×10^{-6}
氧化温度, ℃	400	—
使用温度, ℃	—	+170

膨胀系数, 低的孔隙率和高抗渗性, 是合乎换热器材料要求的物理性能。

不透性石墨的导热系数仅次于铜和铝, 比不锈钢大 5 倍, 比碳钢大 2 倍, 居于非金属材料的首位; 不透性石墨的线膨胀系数仅为碳钢的 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$, 对温度的敏感性小, 耐温度急变性能好, 能很好地抵抗热冲击; 不透性处理后的石墨材料要求孔隙率极低, 在一定的条件下不渗漏; 不透性石墨材料还有小的比重, 使制造出的换热器比金属换热器重量轻, 便于运输和安装。

(3) 一定的力学性能

表 3-2-3 列出人造石墨与酚醛浸渍石墨的力学性能。人造石墨是一种非均质性的材料, 力学性能较低, 经酚醛树脂浸渍, 力学性能有所提高, 但抗拉强度及抗冲击强度仍然偏低, 不宜承受太高的操作压力及冲击载荷。耐腐蚀性能好, 高温强度不下降。

表 3-2-3 酚醛树脂浸渍石墨的力学性能
(括号内为 HG 2370—92 标准要求数值)

项 目	浸 渍 前	浸 渍 后
抗压强度, MPa	20~24 (≥ 17.6)	60~70 (≥ 60.0)
抗拉强度, MPa	2.5~3.5 (≥ 3.50)	8~10 (≥ 14.0)
抗弯强度, MPa	8.5~10 (≥ 6.40)	24~28 (≥ 27.0)
冲击韧性, 10 ³ J/m ²	1.37~1.57	2.74~3.14

(4) 材料表面不易结垢

不透性石墨与大多数介质之间的亲和力极小，污垢不易附在表面上。

(5) 材料各向异性

不透性石墨材料在各向异性程度的变化上，一般表现为垂直于挤压方向与平行于挤压方向性能数据略有差别。如前者的线膨胀系数、导热系数比后者略低；而前者的力学性能比后者略高等。

(6) 机械加工性能良好

不透性石墨材料不能压延、锻制和焊接，但机械加工性能良好，可进行车、刨、铣、钻、锯等机械加工，易于制成各种形状的构件。

2.1.3 不透性石墨在换热器中的应用

由于不透性石墨有以上的特性，尤其是突出的导热性能、高的热稳定性和化学稳定性、材料表面不易结垢，是换热器优良的结构材料。在金属材料不能胜任的很多场合，如处理盐酸、硫酸、醋酸和磷酸等腐蚀介质的换热工况下，在结构设计上对不透性石墨性能扬长避短，用不透性石墨制成各种类型的不透性石墨换热器得到广泛的应用。

2.2 不透性石墨制设备的设计特点、强度计算及典型结构结点

2.2.1 设计特点

(1) 设计压力不高。

不透性石墨属于脆性材料，其抗拉强度、抗弯强度及抗冲击强度均较低，因此设备及构件的设计压力不高，一般为 1MPa 以下。

(2) 设计不透性石墨元件尽量处于受压应力工作状态，避免形状突变引起应力集中。

不透性石墨材料的抗压强度是抗拉强度的 4~5 倍，是抗弯强度的 2~2.5 倍，因此应尽量发挥不透性石墨材料的耐压性能，使其均匀受压，尽量减少受拉、弯应力。应力集中容易产生裂纹效应，脆性材料抗裂性能差，设计不透性石墨元件几何形状及设备结构应尽量简单，没有突变。

(3) 当采用不透性石墨与金属材料或其他材料组合制造设备时，其结构组合设计应尽量避免由于异种材料热膨胀系数差异带来过大的温度应力。

例如尽量减少用粘接缝结构，因粘接剂与石墨材料的热膨胀系数不同，粘接缝在较高温度下将产生较大的温度应力，而且它在介质温度及时效的作用下可能引起脆化，容易断裂。如必须采用粘接结构，在保证质量的前提下，粘接缝宽度以 0.5~1.0mm 为宜。

(4) 设计中尽量考虑不透性石墨材料的各向异性，充分利用石墨各向异性带来的最佳受力方向及最佳导热方向。

(5) 金属材料连接件如螺栓等不宜直接拧在石墨元件上；设备的吊装位置不宜直接设计在石墨构件上；石墨接管、伸出设备外壁不宜过长等。

(6) 易损坏的石墨构件结构设计应易于装拆更换，便于安装调整及修理。

2.2.2 强度计算

对受力构件，需进行必要的强度计算。不透性石墨构件是非均质的脆性材料，受力构件厚度又比较大，其内部分布不均匀微裂纹，如从断裂力学角度进行应力分析和强度计算应是合理和较准确的。但目前尚没有对非金属材料断裂作深入细致的研究，缺乏断裂判据，仅能从理想材料传统的强度理论，以符合脆性材料使用的最大主应力理论作为强度计算的依据，认为最大拉伸主应力是材料破坏的主要原因。以构件最大主应力不超过材料由抗拉、抗弯或抗压强度极限所决定的许用应力值 $[\sigma]$ 来判断。静载下的安全系数一般取为 9~10。如为胶接缝结构，考虑胶接树脂老化等因素，许用应力乘上一个 0.7~0.8 的胶接系数 ϕ 。

设计压力可取最大工作压力或略大于最大工作压力。水压试验压力以 1.5 倍设计压力为宜。石墨材料抗拉强度低，经不起较高的水压试验，但最低不得低于 0.2MPa。

当考虑会产生较大的温度应力时，绝不能用钢制受压构件在安定性理论上确定的强度条件。不论是温度应力或是温度应力与其他应力的叠加应力，均以许用应力为限。

一般石墨圆筒或管道，壁厚参数内外径之比 k 值均较大，在承受外压时一般不容易发生失稳破坏，其破坏往往在失稳之前，强度已达到极限。表 3-2-4 列出受力构件主要强度计算公式供参考。

2.2.3 典型结构节点

通过强度计算决定受力构件的强度尺寸后，要考虑工程实际，据经验和具体要求确定结构联接的具体设

表 3-2-4 不透性石墨设备主要零件的强度计算公式

项目	内压圆筒壁厚计算	列管式换热器管板厚度计算	平板盖厚度计算
公式	$S = R_{内} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}} - 1 \right)$ $[\sigma] = \frac{\sigma}{n}$	$S = \phi D \sqrt{\frac{100 \phi t}{[\sigma]_{弯} (t - d_{外})}}$ $[\sigma]_{弯} = \frac{\sigma_{弯}}{n}$	$S = D_{内} \sqrt{\frac{Kp}{[\sigma]_{弯}}}$
符号说明	<p>S—圆筒壁厚,mm; R_内—圆筒内半径,mm; [σ]—抗拉许用应力,MPa; σ—抗拉强度,MPa; n—安全系数(一般取 9~10); p—设计压力,MPa</p>	<p>S—管板最小厚度,mm; D—管板支承的平均直径(一般取垫片平均直径),mm; φ—管板支撑系数,一般取 1/25(周边半固定); p—设计压力,MPa; t—管间距,mm; d_外—管子外径,mm; [σ]_弯—弯曲许用应力,MPa; σ_弯—抗弯强度,MPa; n—安全系数,一般取 9~10</p>	<p>S—盖的最小厚度,mm; D_内—计算直径,mm; p—计算压力,MPa; [σ]_弯—弯曲许用应力,MPa; K—结构系数,一般取 0.25</p>

计。图 3-2-1 所列的结构节点图可供参考。

- (1) 粘接结构,如图 3-2-1 (a) 所示;
- (2) 螺纹连接结构,如图 3-2-1 (b) 所示;
- (3) 填塞式连接结构,如图 3-2-1 (c) 所示;
- (4) 法兰连接结构,如图 3-2-1 (d) 所示。

2.3 不透性石墨换热器的类型、结构及传热特点

2.3.1 不透性石墨换热器的类型

自 20 世纪 30 年代板槽式、列管式不透性石墨换热器研制成功以来,不透性石墨换热器的制造和使用迅速投入工业生产,并在盐酸工业及冶炼工业解决了大量金属材料不能解决的传热与抗腐蚀并列问题后,相继发展了满足各种工艺条件要求的不透性石墨换热器,使不透性石墨换热器的使用量占据石墨设备用量的首位。

不透性石墨换热器的类型有列管式、块孔式、板式、板槽式、喷淋式、套管式、浸没式等。目前国内使用最多的不透性石墨换热器仍然与金属换热器一样是列管式换热器,因其结构简单、制造方便,可制成较大传热面积,用于处理大量的换热介质,且操作、维修、清洗方便,造价低廉,被广泛采用;块孔式石墨换热器因其结构坚固、紧凑,有较高的传热系数,零件互换性好及使用寿命长而多被用于温度、压力较高,或操作中有振动冲击的场合;其他类型不透性石墨换热器各有特点,但优点不明显,都使用不多。因此,在石墨换热器的结构及传热特点中主要对列管式及块孔式作介绍。

不同结构类型的石墨换热器,在化工生产过程中的适用场合列于表 3-2-5,可作参考。

表 3-2-5 各种类型石墨换热器的适用场合

设备类型	生 产 工 艺 过 程									
	液-液 热交换	液-气 热交换	气-气 热交换	冷凝	蒸发	降膜 冷却	降膜 蒸发	降膜 吸收	容器内 的加热 或冷却	酸的 稀释
列管式	○	△	△	△	○	○	○	○	×	△
圆块孔式	○	△	△	△	△	○	○	○	×	○
矩形块孔式	○	△	△	△	△	×	×	×	×	×
喷淋式	△	△	×	△	×	×	×	×	×	○
套管式	○	×	×	×	×	×	×	×	×	○
浸没式	×	×	×	×	×	×	×	×	○	×
板式	△	△	○	×	×	×	×	×	×	×

注:表中符号的意义:○—优先采用,△—可以采用,×—不宜采用。

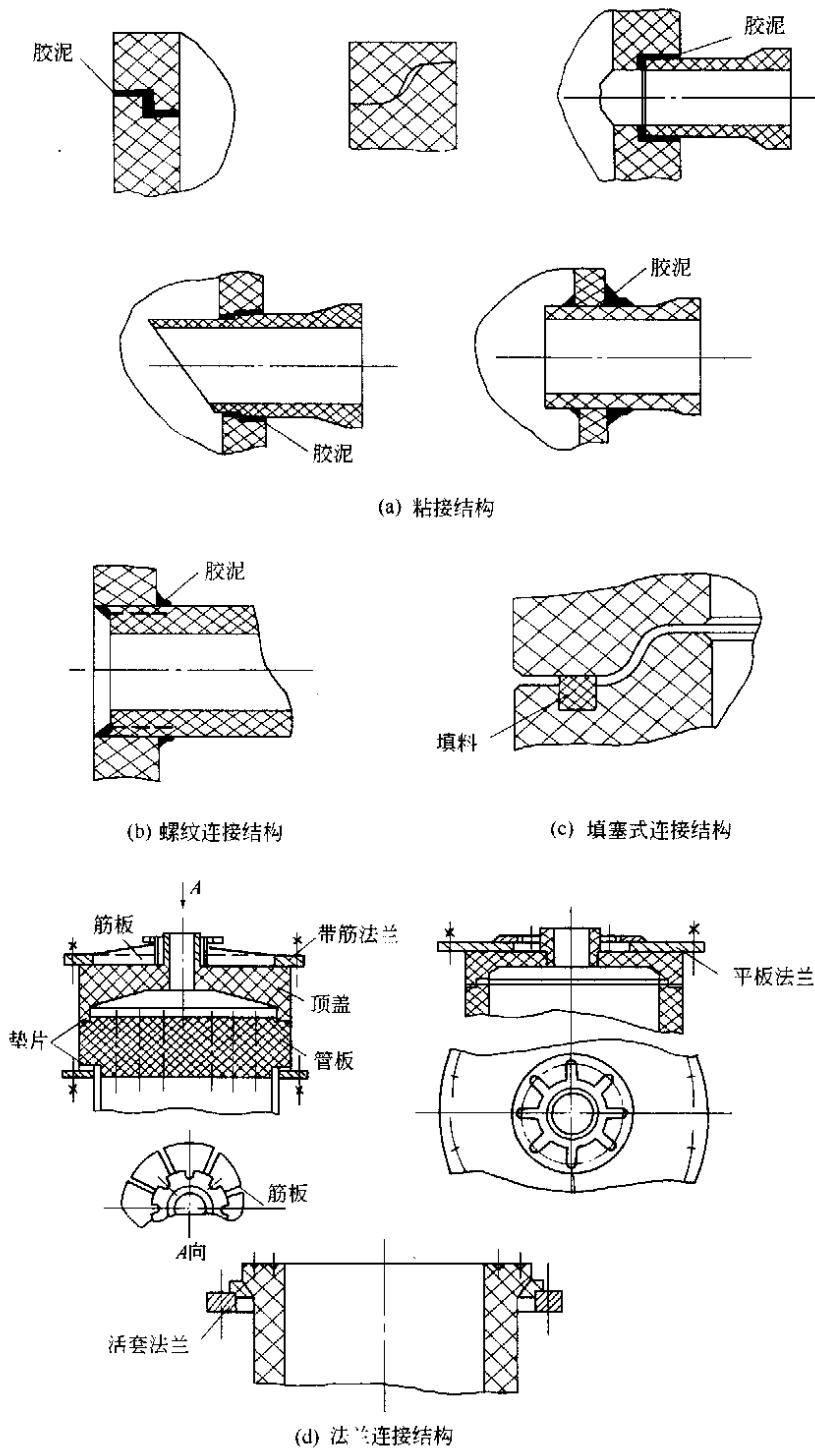


图 3-2-1 石墨构件连接结构节点图

2.3.2 浮头列管式石墨换热器的结构

列管式石墨换热器由不透性石墨换热管和管板用胶粘剂粘接组成管束，旋置于钢制圆筒壳体内，两端放置由不透性石墨材料或其他防腐蚀材料制造的封头，封头与壳体用螺栓坚固联接。列管式换热器的管程通腐蚀性介质，壳程通加热或冷却介质，当管壳程都通腐蚀性介质进行换热时，可以在钢壳内采取防腐措施或用不透性石墨制成壳体。列管式换热器按结构不同有固定管板式、浮头式和单管板式。因为对石墨与钢材组合

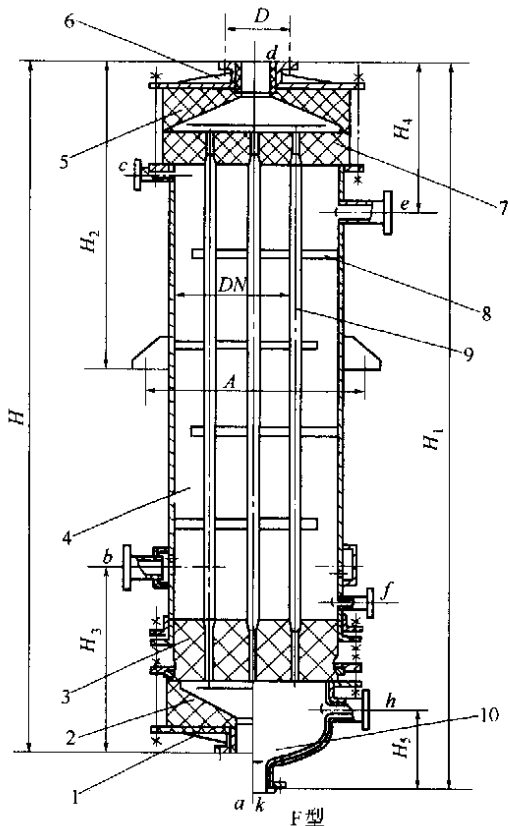


图 3-2-2 浮头列管式石墨换热器结构简图

- 1—下盖板；2—下封头；3—浮动管板；4—壳体；
5—上封头；6—上盖板；7—固定管板；
8—折流板；9—换热管；10—F型下封头

在 120℃ 以上的加热设备，建议采用经 300℃ 中温处理的压型管，其热稳定性及化学稳定性都有所提高，线膨胀系数大大减小，且温度的变化值波动不大，经中温处理后的机械强度虽略有下降，但可满足作换热管的要求，最适宜用作加热器的换热管。

换热管必须固化完全、表面光洁、无宏观裂纹、砂眼等缺陷。管子直径的选择取决于处理物料的特性，如粘度大小、是否含有固体颗粒、结垢情况及相态等具体工作条件。一般情况下，液体介质的管径较小，取 20~50mm；气态或粘度大、易结垢、易堵塞的介质，管径较大，可取至 80mm。目前国内常用的规格为 $\phi 22/\phi 32$ 及 $\phi 36/\phi 50$ 两种。由于管子的长度和弯曲度偏差对装配应力有较大影响，故其尺寸偏差应符合以下要求：

- 长度偏差 $\leq \pm 0.5\text{mm}$
- 壁厚偏差 $\leq \pm 0.5\text{mm}$
- 弯曲度 $\leq 30\text{mm/m}$
- 总弯曲度 $\geq 15\text{mm}$

一般换热器采用 $\phi 22/\phi 32$ 的管子；为减小管程的流体阻力，对处理量大，面积较大的换热器，可采用 $\phi 36/\phi 50$ 的管子，管子有效长度一般采用 1m、2m、3m、4m、5m 和 6m 六种，考虑两端插入管板的长度，总长应加长 100~120mm。

(1.2) 管板

固定管板的厚度可按强度计算决定。浮头管板的厚度，除满足强度要求外，尚需考虑浮动头填料箱或 O 形密封圈，以及封头连接结构尺寸的需要。对直径小于 500mm 的管板，尽可能采用整体材料。须要采用拼接结构时，应按拼接平板的粘接结构要求，不得有通缝。

的石墨换热器，不仅管壳内的温差，而且操作温度相对于装配温度的温差，对温度应力都有较大的影响，石墨是脆性材料，温度应力对换热器的安全有较大的威胁，所以目前排除刚性固定管板列管式换热器，而使用浮头式。一般广泛使用的是单程浮头式，这种换热器的结构简单、适应性强，国内外均已标准化。

浮头式石墨列管换热器与浮头式金属列管换热器因材料性能不同，在结构设计上略有区别，而传热过程与传热计算完全相同，因此只对浮头列管式不透性石墨换热器的结构及标准作介绍。

(1) 浮头列管式石墨换热器的结构设计

浮头列管式石墨换热器是由石墨管束、管板、管箱和壳体等部分构成，其结构如图 3-2-2 所示。管束与管板连接后，安装于外壳内。管子与管板采用胶结剂粘接，其中一个管板是浮动管板，以填料箱或 O 形密封圈与壳体密封。这样，由于管子和壳体材料的膨胀系数不同以及两者的温差，随着温度的变化，管束与壳体的伸长和收缩量不一致时，可以通过管束的自由浮动而得到补偿，不致使管束承受温差应力而破坏。石墨封头借助于金属盖板分别与固定管板和浮头管板相连接，中间以衬垫密封，在壳程中设置折流挡板，以增大流速和改变流体的方向，用以提高传热效率。现就各零部件的结构设计要点分述如下。

(1.1) 管子

作为传热元件的石墨管，有浸渍石墨管和压型石墨管两种。浸渍石墨管的导热系数较高，一般约为压型管的 2~3 倍，但机械强度较低，制造加工麻烦，线膨胀系数小而且价格高；目前，国内普遍使用酚醛石墨压型管作为换热管，一般使用温度在 120℃ 以下，效果尚好。使用温度

管子的排列,应考虑设备结构的紧凑性,力求在一定的壳体内安排最多的管子,并使管间空间之截面积最小,以增高壳程流体流速,从而提高传热系数,同时要考虑管间清洗方便。石墨列管的间距应比钢制列管换热器的管间距稍大些。一般推荐管间距 $t = d_o + (7 \sim 9) \text{ mm}$, 对于 $\phi 22/\phi 32$ 和 $\phi 36/\phi 50$ 管子间距分别为 39mm 和 59mm。如果壳程需要进行机械清洗,管间距还应相应加大。管子在管板上的排列有三种方式:正三角形、正方形和同心圆,与金属换热器相同。

管子与管板的连接结构,应具有足够的机械强度,气密性好,装配方便,使用可靠。在连接面上,必须承受由温度和操作压力以及装配时所产生的轴向力。立式安装时还应考虑物料和设备重量所引起的轴向力。以上几部分轴向力之和对粘接缝产生的剪切应力,必须小于或等于胶结剂的许用剪切应力。连接质量直接影响到换热器的使用寿命。因此,除了正确地选择管子、管板和胶结剂外,还应采用合理的接合结构。一般推荐采用埋入式锥面粘接结构,如图 3-2-3 所示。管端锥度大小,应考虑加工方便,保证管子端部加工部位有足够的强度,在加工过程中不易受损伤。一般锥部的小端壁厚不应小于 2mm。管子与管板的粘接,除插入式锥面粘接结构外,尚有贯穿式锥面粘接结构,仅用于薄管板的粘接。某些管子不需加工,直接将管子插入管板孔中,将胶粘剂填充其缝间,捣实。这种结构虽省去管子的加工工作量,但装配时麻烦,特别是管子粘接部位四周的胶泥不易均匀,易产生气孔,管子不易与管板孔严密紧贴,当温度变化大时,石墨管根部会产生应力集中,造成管子断裂,其粘接强度和气密性均较差,只能用于管板厚度较小,使用温度低于 60°C , 并且温度变化不大的场合。另外还有管子与管板可拆卸的连接结构。这种结构避免了粘接结构因材料线膨胀系数不同而带来的弊病,管板材料可用其他防腐蚀材料,但结构较复杂,加工及装配均不方便,须选择耐温耐蚀垫片和填料,而且紧固螺母须占用一定管板位置,管间距也要相应加大。这种连接,只有在特殊情况下采用。

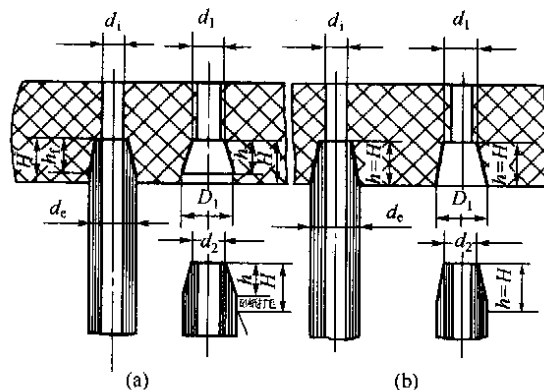


图 3-2-3 埋入式锥面粘接结构

(1.3) 挡板

石墨换热器最普遍采用的是弓形挡板。弓形挡板的尺寸决定参照金属换热器,若挡板用石墨材料制造,则要加厚,一般采用酚醛浸渍石墨板,对于壳体直径小于 $\phi 1000\text{mm}$ 时,取 20~30mm 左右,壳体直径大于 $\phi 1000\text{mm}$ 时,取 30~40mm。

挡板可固定于最外圈的若干换热管上,挡板上下由与换热管粘接的瓦片装卡环夹住。固定挡板的管子数目,可根据挡板的外径而定,均匀对称配置。小直径的一般取 4 根,大直径的取 6~8 根。换热管为 $\phi 22/\phi 32$ 时,卡环可用 $\phi 36/\phi 50$ 的石墨管,长 40~50mm,切成 2~3 片。此固定方法比用定距管固定的方法简便。

(1.4) 浮动管板与壳体的密封结构

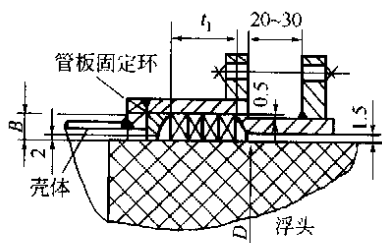


图 3-2-4 钢制焊接填料箱结构

浮动管板与壳体壁之间的密封结构与填料箱和 O 形密封圈两种结构。

填料箱结构除确保良好的密封性能外,还要考虑制造加工和安装管束以及使用中更换填料的方便,同时要保证操作时管束能自由伸缩。目前,列管式石墨换热器使用压力较低。一般推荐采用图 3-2-4 所示的钢制焊接填料箱结构,制造加工方便。填料室的宽度,根据所采用的填料规格决定,考虑组装、维修以及填料的更换,根据管板直径的大小分别选用边长或直径为 10mm、13mm、16mm 等几种规格。填料层高度与操作压力、管板直径有关,使用压力在

1MPa 以下,可取填料宽度的 3~4 倍左右,太高则会使填料箱外形尺寸和浮动管板厚度相应增大。填料的材质,用于使用温度较低的冷却器时,可采用浸白铅油石棉绳;用于使用温度较高的加热器时,可采用浸二硫化铜石棉绳填料,此外,还可采用矩形截面的编织石墨石棉盘根。

O 形密封圈结构简单、紧凑,密封性能好,浮头伸缩灵活,是一种较为理想的密封结构。O 形圈的材

料, 根据使用条件, 可采用乙丙橡胶, 氟橡胶或其他耐温橡胶。O 形圈需用专用模具压制。鉴于目前较大直径的 O 形圈尚无标准元件, 需特殊订制, 单件生产成本较高。

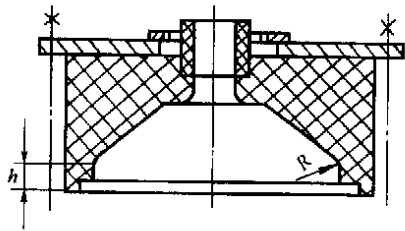


图 3-2-5 浸渍石墨制封头

(1.5) 封头及其金属盖板

封头材料一般可采用浸渍石墨加工而成, 如图 3-2-5 所示。由于石墨封头承受拉应力和弯曲应力, 故直边高度 h 不宜太高, R 不可太小。

在气(汽)态介质的冷却或冷凝时, 化工工艺上则要求有足够的封头空间, 以利于气体的分布或气液分离, 但石墨制封头材料消耗较大。因此, 封头材料尚可根据介质、压力和温度等条件, 采用钢衬橡胶、钢衬石墨板或衬玻璃钢以及整体硬聚氯乙烯或整体玻璃钢等非金属材料。

石墨封头与管板和壳体之间的连接, 是在石墨封头上设金属制盖板, 通过法兰螺栓连接, 盖板可用钢板焊制或铸铁制; 铸铁件常用于成批生产。

(1.6) 壳体

壳体的直径应使换热器管束能顺利装入壳内, 又使壳体的内径最小。壳体内壁与管束最外边管子间的间隙应尽可能小。列管式石墨换热器通常为浮头式结构, 应使浮头管板或挡板能顺利穿过壳体为限。壳体内径 D_i 一般可按下式计算:

$$D_i = t(B - 1) + 2e$$

式中 B ——最外层六边形对角线上的管数或管板直径上的最大管数;

e ——最外层管子的中心到壳壁的距离。对浮头式石墨换热器, 取 $e = (1.0 \sim 1.5) d_0$ 为宜 (mm)。

列管式石墨换热器的壳体, 一般由碳钢制成。换热器作加热器用时, 壳程通水蒸气, 蒸汽入口处应设蒸汽扩散器, 以免高温蒸汽流冲刷石墨管, 影响使用寿命。扩散器有喇叭口形和环状两种结构。一般采用环状蒸汽扩散器, 蒸汽经壳体四周的孔道均匀、缓慢地进入壳程, 效果较好。

用海水作冷却介质时, 应考虑到海水对碳钢的腐蚀; 可在壳体内涂刷防腐涂料, 如过氯乙烯; 对酚 A 型不饱和聚酯等。

对于壳程防腐要求较高的, 且使用温度低于 70°C , 可采用钢衬橡胶。

对于两种介质都是腐蚀性介质, 壳程操作压力不太高的场合, 也有采用石墨壳体的, 但此种结构复杂, 石墨材料消耗大, 造价高, 除特殊需要外, 一般不推荐采用。

当设备的操作温度低于 -20°C 时, 承受压力的壳体应采用耐低温材料。如 16MnDR 等。

(2) 浮头列管式石墨换热器的标准 HG/T 3112—1998

(2.1) 浮头列管式石墨换热器结构型式

结构型式见图 3-2-2, 下封头分为不带分离结构及带分离结构两种类型, 换热器的上下封头也可采用衬里结构, 换热器按石墨换热管直径分为 A、B 两种型号, A 型换热管直径为 $\phi 32/\phi 22$, B 型换热管直径为 $\phi 50/\phi 36$, 换热管有效长度分为 2m、3m、4m、5m、6m, 共 5 种规格。

(2.2) 浮头列管式石墨换热器技术特性

a. 设计温度

管程: $-20 \sim 130^\circ\text{C}$;

壳程: $-20 \sim 120^\circ\text{C}$ 。

b. 设计压力

管程: $DN \leq 900\text{mm}$, 0.3MPa; $DN > 900$, 0.2MPa;

壳程: $DN \leq 1100\text{mm}$, 0.3MPa; $DN > 1100$, 0.2MPa。

c. 换热管规格

细管: $\phi 32/\phi 22$;

粗管: $\phi 50/\phi 36$ 。

d. 换热面积

细管系列: $5 \sim 810\text{m}^2$;

粗管系列: $160 \sim 660\text{m}^2$ 。

e. 材料

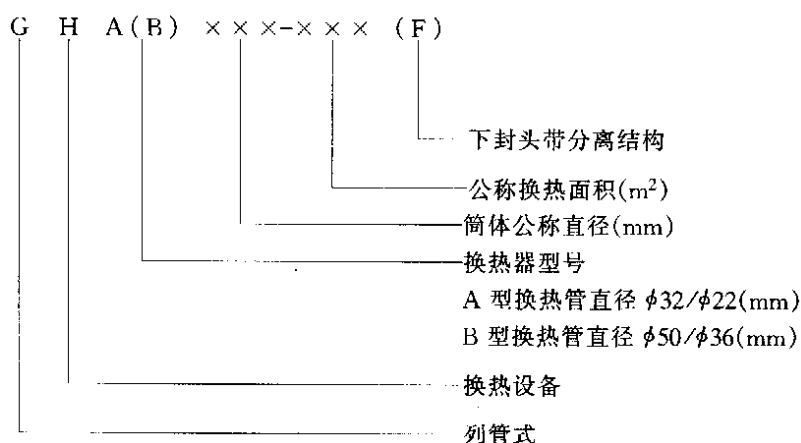
见表 3-2-6 所示浮头列管式石墨换热器主要零部件材料, 可供参考。

表 3-2-6 浮头列管式石墨换热器主要零部件材料

筒体 DN, mm	300~650		700~900		≥1000	
壁厚, mm	5		6		8	
材料	Q235-A					
名称	管板	换热管	钢制封头(F型)	螺栓螺母	上下盖板	折流板
材料	浸渍石墨	压型石墨	Q235-A	Q235-A	铸铁 HT200	浸渍石墨
名称	上下封头	密封材料(O形)	密封材料(填函型)	封头衬里材料(F型)	垫片	
材料	浸渍石墨	耐酸耐湿橡胶	石棉填料	硬质耐酸橡胶	石棉橡胶板	

(2.3) 标记

a. 符号说明



b. 标记示例

GHA 550—30:筒体公称直径为 φ550mm,公称换热面积 30m²,换热管直径为 φ32/φ22mm,下封头不带分离结构的浮头列管式石墨换热器。

GHB 1200—200F:筒体公称直径为 φ1200mm,公称换热面积 20m²,换热管直径为 φ50/φ36mm,下封头带有分离结构的浮头列管式石墨换热器。

(2.4) 系列参数

系列参数见表 3-2-7 与表 3-2-8。

表 3-2-7 GHA 浮头列管式石墨换热器系列参数

筒体直径 DN, mm	管数 (根)	有效管长, mm				
		2000	3000	4000	5000	6000
传热面积, m ²						
300	38	5 (6.45)	10 (9.65)	—	—	—
400	61	10 (10.35)	15 (15.50)	20 (20.70)	—	—
450	85	—	20 (21.60)	30 (28.85)	—	—
500	109	—	25 (27.70)	35 (36.95)	—	—
550	121	—	30 (30.70)	40 (41.00)	—	—
600	151	—	35 (38.40)	50 (51.20)	—	—
650	187	—	45 (47.55)	60 (63.45)	—	—

续表

筒体直径 DN, mm	管数 (根)	有效管长, mm				
		2000	3000	4000	5000	6000
		传热面积, m ²				
700	235	—	60 (59.30)	80 (79.70)	100 (99.55)	—
800	313	—	80 (79.55)	105 (106.20)	130 (132.50)	—
900	417	—	105 (106.15)	140 (141.50)	175 (176.50)	—
1000	505	—	130 (128.50)	170 (171.00)	210 (213.50)	—
1100	625	—	160 (158.50)	210 (212.00)	260 (264.50)	—
1200	721	—	—	—	305 (305.50)	365 (367.00)
1400	931	—	—	—	395 (395.00)	475 (474.00)
1600	1177	—	—	—	500 (499.50)	600 (599.00)
1800	1597	—	—	—	675 (677.50)	810 (812.50)

注: 括号内为平均直径计算面积, 括号外为公称换热面积。

表 3-2-8 GHB 浮头列管式石墨换热器系列参数

筒体直径 DN, mm	管数 (根)	有效管长, mm				
		2000	3000	4000	5000	6000
		传热面积, m ²				
1200	295	—	—	160 (159.00)	200 (199.50)	—
1400	367	—	—	200 (198.50)	250 (248.00)	—
1600	499	—	—	270 (270.00)	335 (337.00)	—
1800	649	—	—	—	440 (438.50)	525 (526.00)
2000	817	—	—	—	550 (552.00)	660 (662.00)

2.3.3 块孔式石墨换热器的结构与传热

(1) 块孔式石墨换热器的特点及分类

(1.1) 特点

块孔式石墨换热器由若干带有流体通道的石墨换热块有序叠合构成, 组合石墨块放置钢壳内, 两端设置石墨封头及金属盖板, 零件之间用衬垫密封, 并以长螺栓紧固, 两种换热流体在换热块内互不相通的两组流道内流动, 利用换热块石墨实体进行间壁式的换热。块孔式石墨换热器有如下特点:

a. 结构坚固, 石墨块体主要承受压应力, 能充分利用石墨材料抗压强度高的特点, 可提高操作压力, 适用于有热冲击或振动的场合。

b. 结构紧凑, 占地面积小。

c. 适应性强, 可用于加热、冷却、冷凝、蒸发、再沸、吸收、解吸等许多化工过程。

d. 零件的互换性好, 采用“积木式”的可拆卸组合结构, 只需数量不多的标准元件, 可组装成各种不同换热面积的设备, 其拆卸、安装、清洗、检修和运输方便, 这对制造和维修都具有很大优越性。

e. 不需用胶结剂连接, 避免了其他型式的石墨换热器因胶结剂本身材质的缺陷, 或粘接缝施工质量问题而引起的损坏。因此, 可在较高温度下使用, 寿命较长。

f. 可利用石墨材料的各向异性使热流具有最佳的传热方向; 设计低流速下的湍流流态, 使换热器有较高的传热系数。

g. 流体阻力较大。

h. 其传热面积一般不宜太大, 以免使封头或金属板做得很笨重, 若处理量较大时, 可采用多台串联或并联使用。

i. 物料的孔道较小，易堵塞，不宜用于处理有悬浮固体颗粒的物料。

(1.2) 分类

块孔式石墨换热器按石墨换热块的形状不同分为圆块式和矩形块式（包括立方块式）两种；按照石墨块体上两种流体孔道的相对位置可分为两相孔道垂直交错式和平行交错式。一般广泛使用的是两相孔道垂直交错的圆块孔式石墨换热器，因此本节主要对这种型式的圆块孔式石墨换热器的传热特点、设计结构及标准作介绍。

(2) 圆块孔式石墨换热器的结构与传热特点

图 3-2-6 是圆块孔式石墨换热器的结构示意图，石墨块上有平行于轴向和垂直于轴向的流道，前者称为纵向流道，后者称为横向流道，其中横向流道位于各纵向流道的间隔中间。一种流体沿纵向流道流动，可从上往下，或从下往上流动；另一种流体沿横向流道流动，相邻两块换热块横向流动方向相逆，一块从圆外向圆内，另一块则从圆内向圆外，形成内外折流流动。在换热块的圆端面上有分别靠近内外圆周的两个环形密封槽，其上装 O 形密封圈，用以从块体内外两圆周面将纵向流道加以密封。圆端面上两个密封槽中间面积加工凹形的横槽，换热块组装后，两换热块之间的凹形环槽组成一个湍流室。介质由每个块体的纵向流道进入湍流室时，增强了湍流作用。石墨块装在圆筒钢壳内后，其上下分别装上石墨封头，封头兼有集流分配作用，兼作纵向流体的进出口。每隔两块换热块的连接处，外周有环形外折流板，与外折流板相邻的两块换

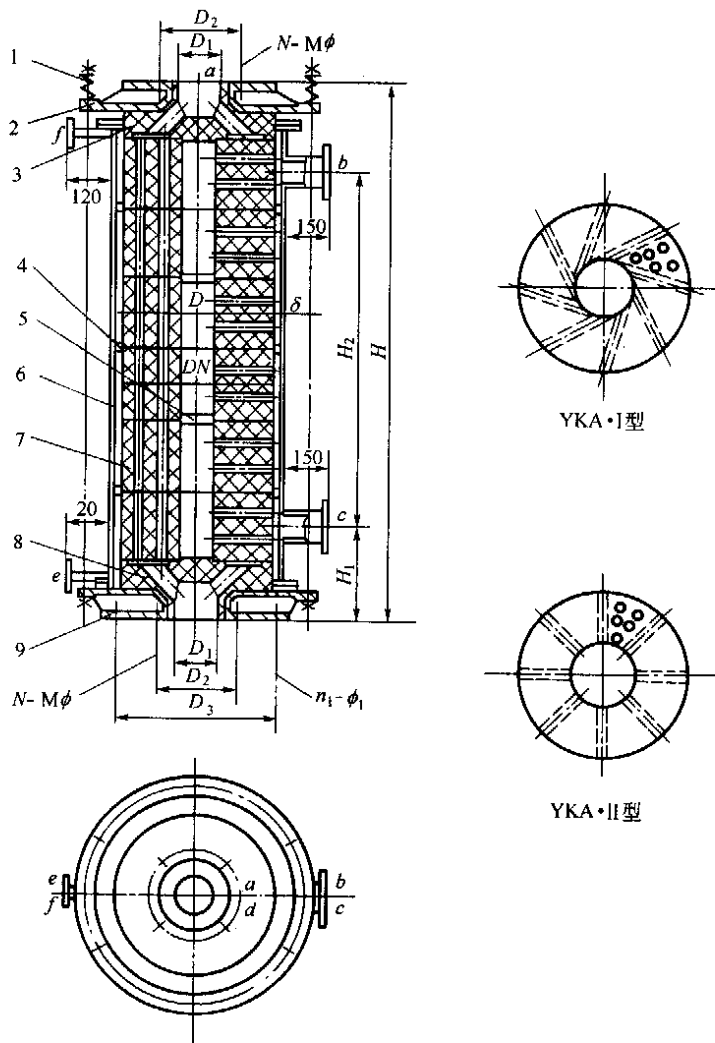


图 3-2-6 圆块孔式石墨换热器结构示意图

- 1—调节弹簧；2—上盖板；3—上封头；4—外折流环；5—内折流板；
6—钢制外壳；7—换热块；8—下封头；9—下盖板

热块之间的中心处,设置内折流板,借助内外折流板的设置,实现径向内外折流流动。换热器壳体外面用长螺栓拉紧,借上下金属盖板压紧力将上下封头、石墨换热块组装成一体。从以上结构介绍可看出圆块孔式石墨换热器有以下结构特点与传热特点。

(2.1) 结构特点

a. 换热块采用圆柱体,不仅有效地利用了石墨材料,而且便于解决石墨块体间(即两种介质之间)的密封问题,可以采用较理想的密封元件——聚四氟乙烯 O 形密封圈,能耐较高的温度和压力,密封性能良好,使用寿命长。解决了矩形块式换热器较难解决的块体之间密封衬垫材料问题。

b. 圆柱形石墨件和圆筒外壳的受力情况远比矩形的石墨块体、封头及金属盖板的受力情况良好,金属元件不至于太笨重,故可提高使用压力,国外此种类型的石墨换热器的使用压力已达到 2.1MPa。

c. 在石墨块上,可最大限度地布置介质孔道,石墨体积利用率(每单位体积的石墨块材安排的换热面积)可达 60~70m²/m³。

d. 每对换热块之中,两相介质均采用短通道,并有再分配室,有利于产生湍流效应,从而提高传热效率。

e. 换热块采用标准单元块,便于互换,检修拆装。

f. 拉杆螺栓装设压缩弹簧。设备组装完成后,在非操作状态下,就受到一定的预压缩应力,操作时,在介质压力作用下,整个组装件仍可处于压应力状态,它使设备合理地利用石墨材料抗压强度高的特点。在操作温度下,由于石墨件与金属件的线膨胀系数不同或温度不同,所产生的伸缩量不同,弹簧可起补偿作用。使石墨件不至于承受过大的应力,又保证具有衬垫密封所必需的压紧力。同时,还可避免设备组装时因拧紧螺栓的外力过大而使石墨件或压盖损坏。

(2.2) 传热特点

a. 可获得较高的传热效果。纵向流道的湍流室、横向流道的内外折流板可分别提高传热两流体的传热膜系数;可利用石墨材料的各向异性,在钻制流道时,使热流方向和块体传热的最佳方向一致,使获得较高的传热效率;换热块的短流道、流程上增设再分配室、增加末端效应(入口或出口)等都能使在低雷诺数下获得湍流从而强化传热。

b. 流体阻力较大。

(3) 圆块孔式石墨换热器的结构设计

(3.1) 石墨换热块体

石墨块体是换热器的传热元件,各结构尺寸的设计是否合理,对设备的传热效率、流体阻力损失、密封性能以及材料的消耗等经济技术指标和使用可靠性有很大关系。

a. 介质通道的配置方式 换热块体是一个中央设有中心孔的圆柱体,其横截面是一圆环面,分布在环面上沿轴线方向的孔道称为纵向孔,垂直于轴线的孔道称为横向孔。横向孔有沿圆柱体的半径方向和与半径方向偏离一个角度的两种,前者简称为径向式,后者简称为切向式,如图 3-2-6 右两小图,Ⅰ型为切向式,Ⅱ型为径向式。

径向式块体,制造加工较为方便,但石墨材料的体积利用率较低,流体阻力损失较大;切向式块体则相反,可使流体进出横向孔道时均沿同一个方向旋转,这样可减少流体阻力,并有利于产生湍流效应而提高传热效率,块体的受力状况也较好。采用切向块体设备组装时,应注意,使相邻两块体的横向孔旋转方向相反,这样组装才能使流体从块体的中心管至外周的环形空间来回上下流动,经横向孔道时沿同一个方向旋转。

b. 块体的直径与高度 块体应尽可能采用整体结构,根据目前我国圆柱坯料石墨的最大规格为 $\phi 600\text{mm}$,并考虑到聚四氟乙烯 O 形密封圈最大尺寸的限制,选用的块体直径,一般不超过 $\phi 600\text{mm}$,块体的高度与纵向孔道有关,为获得较高的传热效率,孔深 L 与纵向孔径 d 之比 (L/d) 推荐不大于 15。

c. 孔径及孔间壁厚的选择 孔径越小,块体的石墨材料体积利用率越高,因而设备紧凑,传热效果好,但孔径太小会增大流体阻力,易引起孔道堵塞,也增加钻孔的困难,因此,选择孔径时,应考虑介质的性质是否会引起孔道堵塞,冷却水水质情况,介质体积流量的大小,对设备阻力降的要求以及制造加工条件等因素。我国块孔式石墨换热器采用的孔径有 $\phi 12$ 、 $\phi 14$ 、 $\phi 15$ 、 $\phi 16$ 、 $\phi 20$ 、 $\phi 22$ 、 $\phi 25$ 、 $\phi 28\text{mm}$ 等规格,如果化工工艺方面没有特殊要求,推荐采用的孔径:切向式的横向孔为 $\phi 10\text{mm}$,径向式的横向孔为 $\phi 10$ 、 $\phi 12$ 及 $\phi 15\text{mm}$ 三种,小孔用于蒸气加热或冷却水水质较好的场合;纵向孔为 $\phi 10$ 、 $\phi 12$ 、 $\phi 16$ 、 $\phi 18$ 、 $\phi 22\text{mm}$ 。

孔间壁厚在满足强度要求的情况下,取较小壁厚,可提高石墨材料的体积利用率,也减小孔壁的热阻,

提高传热效率。但应考虑到钻孔时加工偏差,石墨材料及其浸渍的质量,采用适当的壁厚,尤其是异向孔之间的壁厚,以避免两相介质互相串漏。推荐的设计壁厚为同向孔 $\geq 3\text{mm}$,异向孔 $\geq 5\text{mm}$,并要求制造中壁厚偏差不大于 1mm 。随着钻孔技术的提高,孔间壁厚可随之减小。国外已采用同向孔之距壁厚为 $\leq 2\text{mm}$,异向孔距之壁厚 $\leq 3\text{mm}$ 。

d. 尽量使两向的换热面积相接近 根据两种介质操作条件下的传热膜系数,传热膜系数较大的一侧,传热面积可选小些。

e. 块体中心孔尺寸 中心孔的横截面积应尽量接近于横向孔总截面积,以减小阻力损失,但不宜太大,以免降低材料的体积利用率。块体之间的密封面有半圆截面密封环槽和凹凸面密封两种型式,前者加工要求高一些,密封性能好,可用于较高的使用压力,后者加工容易,组装密封件较方便,在一般操作压力下,同样可获得良好的密封效果。

设计块体时,应根据具体使用条件,综合考虑上述诸因素,作多种方案对比,选择较为合理的设计。

(3.2) 集流分配盖

设备的上、下封头是带有物料进出口的设备封头,它将物料均匀地分配到块体的纵向料孔中,或将经热交换后的物料汇集于封头的出口管排出。在保证必要的机械强度的前提下,连通石墨封头内腔与进出管口的分配孔总截面,应大于相应的物料进出管口,而又尽可能接近于纵向孔道的总截面积。

(3.3) 壳体

壳体内径尺寸应满足石墨块体与壳体间的环形截面积略大于横向孔的总截面积。壳体有用法兰连接的多节短圆筒和单节长圆筒两种。多节短圆筒结构的金属件的材料消耗及加工工作量大些,其外折流板固定在筒节法兰之间,它与石墨块体的间隙可小些,减少横向介质短路,折流作用好。安装检修时,装拆块体方便,特别是现场空间高度受限制时,壳体分段连接,优点则更突出。采用单节长筒结构则相反。在现场孔间高度许可,又有起吊设备时,为了减少金属材料的消耗及加快安装的速度,也可采用保留一节较长的外壳,其余为短筒节的综合结构。当两种介质都是腐蚀性介质时,壳体材料可根据操作的物料和温度,采用钢衬橡胶或其他防腐蚀衬里。

(3.4) 壳体与集流分配盖(即上下石墨封头)间的密封,如同列管式石墨换热器壳体与浮动管板之间的密封,有填料箱和O形圈两种结构,其优缺点及结构设计见列管式换热器有关部分。

(3.5) 各石墨块体及上下封头之间的密封力是由螺栓连接的压紧力借助上下金属盖板传递的。其连接方式有以下几种:

a. 上下金属盖板之间,用长拉杆螺栓单独拉紧。虽然金属材料消耗略多,但设备的受力情况较好。采用这种结构,装拆方便,不受现场空间高度的限制,长螺栓可分两段,用一松紧螺母连接。

b. 上下盖板用短螺栓分别与壳体两端的法兰连接,这种连接方式的优缺点正好与前一种方式相反,但同样也可满足使用要求。

(3.6) 流程及折流板

a. 横向流程及折流板 横向的介质均采用多程,每一块体可作为一程。内外折流板起分程的作用。折流板的固定:对于多节短筒壳体、壳体的短节与短节之间密封衬垫(石棉橡胶板)兼作外折流板,其内径与石墨块体外壁之间隙较小,一般为 $1\sim 2\text{mm}$ 。内折流板搁置于两石墨块之间的环形槽中。对单节长筒外壳:内外折流板分别相间隔置于两石墨块之间的内外环槽内,环槽高度比折流板厚度大 1mm ,以免影响块体之间密封垫的压紧。外折流板的外径与壳体内壁的间隙一般为 $2\sim 3\text{mm}$ 。内折流板不接触腐蚀介质,其材料可采用石墨材料,亦可用铸铁或碳钢制,尚可根据使用的温度,采用硬聚氯乙烯或其他材料。

b. 纵向流程 圆块孔式石墨换热器纵向流程,一般采用单程,必要时也可采用多程,不同之处是改变集流分配盖的结构。多程的宜采用奇数程,物料进出口分别在设备上下封头上,结构比较简单。

(4) 块孔式石墨换热器的传热计算和误差校正

(4.1) 传热计算

块孔式石墨换热器的传热计算与列管式有很多相似之处,例如它们的传热原理与传热膜系数的计算方法是一致的,可以采用类似的关联式计算传热膜系数。在计算中应注意到孔道长度与孔道直径之比(L/d)常常会小于50,流体在孔道中不断改变运动方向,有强化传热的作用,因此应对传热系数的计算值乘上一个大于1的修正系数。当 $L/d > 30$,该系数小于1.07;若不考虑修正,对计算结果影响也不大。

(4.2) 平均温差的校正

对于孔道平行型块孔式换热器，如果两种流体为全逆流或全并流，则不需进行平均温差校正。其他流型平均温差校正可参考列管换热器相应的流型。

对于孔道相互垂直型块孔式换热器的温差校正计算较为繁复。这是因为孔道相互垂直型块孔式换热器就其某一块孔单元来说属于错流传热，而且两个流体均不自相混合，但就多个块孔单元组合后就不是简单的错流，而成为非常复杂的错流流动，这就需要采用传热单元数 (NTU) 的方法进行。此时，块孔换热器的平均温差校正方法为：

$$\Delta t_m = \epsilon'_{\Delta t} \cdot \Delta t_m$$

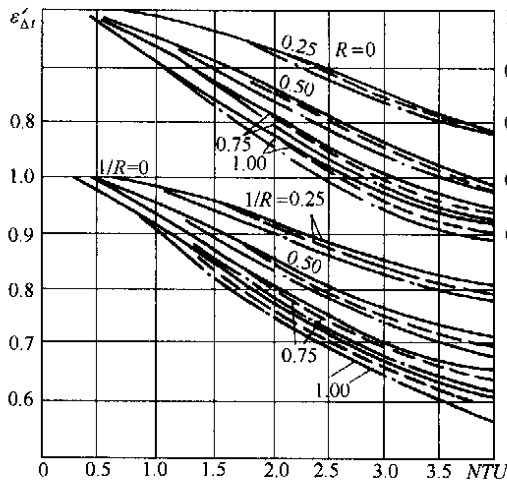


图 3-2-7 温差修正曲线

NTU—传热单元数；R—水当量比；
——二程；……四程；
---四程以上

W——流体的重量流量，kg/h；
 c_p ——流体的定压比热容，J/(kg·°C)。

(4.3) 块孔传热壁厚的计算

由于块孔式石墨换热器的传热间壁厚度是变化的，不是常量，因此在计算总传热系数 K 时所用的壁厚就需要适当加以修正。这里推荐的修正方法是当量厚度法。

首先将钻去孔道的块孔单元体积算出，用此体积除以平均传热表面积，便得当量厚度，即：

$$\delta_{\text{当}} = \frac{V'}{F_m}$$

式中 $\delta_{\text{当}}$ ——石墨块孔的当量传热壁厚，m；
V'——块孔单元钻去孔道后的剩余体积，m³；
F_m——石墨块孔的平均传热表面积，m²；

$$F_m = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

F₁ 与 F₂——分别为按两种孔道尺寸计算出的孔道表面积，m²。

(5) 圆块孔式石墨换热器的标准

以 YKA 型圆块孔式石墨换热器标准 (HG/T 3113—1998) 为例进行说明，该标准适用于以酚醛树脂浸渍石墨制造的 YKA 型圆块孔式石墨换热器，可用作再沸器、加热器和冷却器。

(5.1) 结构型式

基本结构见图 3-2-6，YKA 型圆块孔式石墨换热器以纵向孔为物料孔，横向孔为载热体孔，两向孔内的流体通过间壁进行热量的传递。换热器按其横向孔的特征分为 YKA-I 型和 YKA-II 型两种，YKA-I 型换热器的横向孔为切向式，YKA-II 型换热器的横向孔为径向式。

式中 Δt_m ——已校正了的平均温差(计算温差)，°C；
 Δt_m ——计算的平均对数温差，°C；
 $\epsilon'_{\Delta t}$ ——温差修正系数，其值取决于换热器的程数、传热单元数 (NTU) 以及水当量比 R 这三个量。可从图 3-2-7 查知。

如果已知冷流体所获得的热量为 Q_c，两流体的平均对数温差为 Δt_m ，两流体中的较小水当量为 (Wc_p)_{min}，则可计算传热单元数：

$$NTU = \frac{KF}{(Wc_p)_{\min}} = \frac{Q_c/\Delta t_m}{(Wc_p)_{\min}}$$

传热单元数 (NTU)，可以看做单位传热温差，单位水当量的传热量，它表示了传热的难度，是换热器的一个无因次特性数。

水当量比 R 表示两流体中较小水当量与较大水当量之比：

$$R = \frac{(Wc_p)_{\min}}{(Wc_p)_{\max}}$$

式中 (Wc_p)_{min}——较小的水当量，J/(h·°C)；
(Wc_p)_{max}——较大的水当量，J/(h·°C)；

(5.2) 技术特性

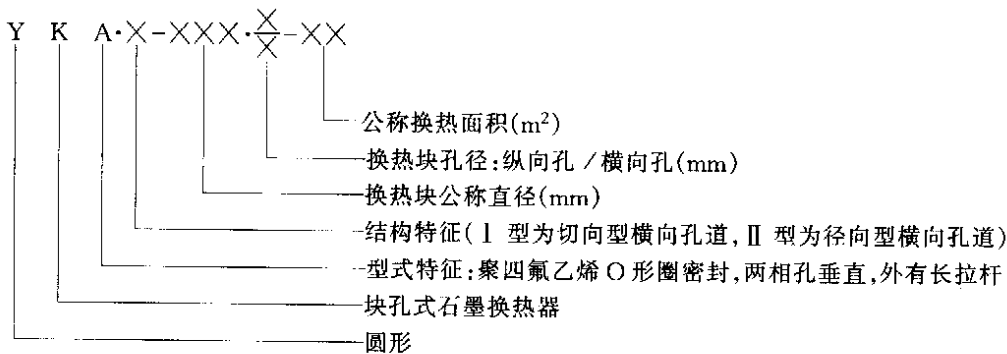
- a. 设计温度: $-20\sim 165^{\circ}\text{C}$
- b. 设计压力: 0.4MPa
- c. 石墨块的直径: $\phi 300\text{mm}$ 、 $\phi 400\text{mm}$ 、 $\phi 500\text{mm}$ 、 $\phi 600\text{mm}$
- d. 公称换热面积: $5\sim 60\text{m}^2$
- e. 材料: 见表 3-2-9

表 3-2-9 主要零件材料表

名称	材料	名称	材料	名称	材料
换热块	不透性石墨	外折流板	HT200 或 Q235-A	钢制外壳	Q235-A
上、下封头	不透性石墨	O形密封圈	聚四氟乙烯, 氟橡胶	螺杆	Q235-A
内折流板	不透性石墨	上、下盖板	HT200	调节弹簧	60Si2Mn

(5.3) 标记

a. 符号说明



b. 标记示例:

YKA·I-500· $\frac{16}{10}$ -20: 换热器的换热块公称直径为 $\phi 500\text{mm}$, 纵向孔径为 $\phi 16\text{mm}$, 横向孔径为 $\phi 10\text{mm}$, 公称换热面积为 20m^2 的切向型圆块孔式石墨换热器。

(5.4) 技术要求

- a. 设备的制造、试验和验收应符合行业标准 HG 2370—92《石墨制化工设备技术条件》的规定。
- b. 换热块浸渍后, 表面不得有影响密封与安装的树脂瘤, 其孔道内表面不应有明显的树脂膜。
- c. 换热块的高度偏差为 $\pm 0.2\%$ 。
- d. 换热块两端密封面的平行度公差为 0.15% 。
- e. 换热块的两端密封面对外圆轴线的垂直度公差为 0.1% 。
- f. 换热块上, 同一孔两端对钻时, 其同轴度公差为 $\phi 0.5\text{mm}$ 。
- g. 换热块的异向孔间壁厚减薄量 $\leq 1.2\text{mm}$ 。
- h. 换热块的堵孔率 $\leq 1\%$ 。
- i. 换热块在组装前应进行水压试验, 试验压力按产品设计压力的 1.5 倍, 并保压 30min, 无渗漏为合格。

(5.5) 系列参数

YKA·I 型和 YKA·II 型圆块孔式石墨换热器的系列参数分别见表 3-2-10 及表 3-2-11。

表 3-2-10 YKA·I 型圆块孔式石墨换热器系列参数

型号	换热面积, m^2			换热块尺寸, mm			筒体尺寸, mm	
	公称值	纵向	横向	直径	纵向孔径	横向孔径	直径	厚度
YKA·I-300· $\frac{10}{10}$	5	6.7	5.4	300	10	10	330	4
	10	11.2	9.0					

续表

型 号	换热面积, m ²			换热块尺寸, mm			筒体尺寸, mm	
	公称值	纵向	横向	直径	纵向孔径	横向孔径	直径	厚度
YKA·I-300· $\frac{16}{10}$	5	4.9	4.9	300	16	10	330	4
	10	9.8	9.8					
YKA·I-400· $\frac{10}{10}$	10	12.5	9.0	400	10	10	430	4
	15	16.6	12					
	20	25	18					
YKA·I-400· $\frac{16}{10}$	10	13.1	10.7	400	16	10	430	4
	15	16.4	13.4					
	20	23	18.8					
YKA·I-400· $\frac{22}{10}$	10	11.6	8.4	400	22	10	430	4
	15	17.4	12.8					
	20	23.2	17					
YKA·I-500· $\frac{16}{10}$	20	22.8	20.2	500	16	10	530	4
	25	27.4	24.2					
	30	31.9	28.3					
YKA·I-500· $\frac{22}{10}$	20	21.6	19	500	22	10	530	4
	25	27	23.7					
	30	32.4	28.4					
YKA·I-600· $\frac{16}{10}$	40	47.1	37	600	16	10	640	5
	50	56.5	44.3					
	60	65.9	51.7					

表 3-2-11 YKA·II 型圆块孔式石墨换热器系列参数

型 号	换热面积, m ²			换热块尺寸, mm			筒体尺寸, mm	
	公称值	纵向	横向	直径	纵向孔径	横向孔径	直径	厚度
YKA·II-300· $\frac{12}{10}$	1.4	1.56	1.32	300	12	10	360	4
	4.2	4.68	3.96					
	7.0	7.80	6.60					
	9.8	10.92	9.24					
YKA·II-400· $\frac{12}{10}$	2.3	2.47	2.17	400	12	10	450	5
	6.9	7.41	6.51					
	11.5	12.35	10.85					
	16.1	17.29	15.19					
	20.7	22.23	19.53					
YKA·II-400· $\frac{18}{15}$	1.6	1.8	2.0	400	18	15	450	5
	4.8	5.4	6.0					
	8.0	9.0	10.0					
	11.2	12.6	14.0					
	14.4	16.2	18.0					

续表

型 号	换热面积, m ²			换热块尺寸, mm			筒体尺寸, mm	
	公称值	纵向	横向	直径	纵向孔径	横向孔径	直径	厚度
YKA·II·500· $\frac{12}{12}$	3.4	4.3	2.9	500	12	12	560	5
	10.2	12.9	8.7					
	17.0	21.5	14.5					
	23.8	30.1	20.3					
	30.6	38.7	26.1					
	37.4	47.3	31.9					
YKA·II·500· $\frac{18}{15}$	3	3.3	2.9	500	18	15	560	5
	9	9.9	8.7					
	15	16.5	14.5					
	21	23.1	20.3					
	27	29.7	26.1					
	33	36.3	31.9					
YKA·II·600· $\frac{18}{15}$	30	35	28.8	600	18	15	660	5
	35	38.5	33.6					
	40	44	38.4					
	45	49.5	43.2					
	50	55	48					
	55	60.5	52.8					
	60	66	61.8					

2.3.4 其他型式石墨换热器及蒸发器简介

其他型式的石墨换热器种类很多,在此只对尚在普遍使用的几种作简单介绍。

(1) 矩形块孔式石墨换热器

基本结构与圆块孔式石墨换热器相同,只是石墨换热块及设备横截面的形状呈矩形,换热块间的介质密封,不使用粘结剂而采用垫片,采用整体石墨块材机械加工后积木式叠装组成。

与圆块孔式石墨换热器相比,矩形块孔式重量大,换热块的体积利用率低于圆块,使用压力不能太高,一般不超过 0.5MPa,规格不能太大,介质密封、侧板密封及密封材料选用均比圆块孔式难解决。因此其使用范围随着圆块的扩大而减少。

(2) 板槽式石墨换热器

板式换热器内两种流体,分别在换热板的两侧流动,通过换热板进行换热。金属板式换热器是应用较普遍的高效换热器,但石墨板式换热器应用则不普遍。由于石墨材料的强度,尤其是抗弯强度远低于金属,平板本已受力不佳,石墨平板的强度更低,因而石墨板式换热器的应用不多。根据石墨材料强度较低的特点而设计出的板槽式(国内原称板室式)石墨换热器是一种特殊的板式换热器。板与板之间的距离稍增大,增设了按规律布置的石墨垫块,主要是为支撑石墨平板承受的流体压力,使大平板面积分解为许多小的承压面积,从而减小板厚;同时它又起着折流的作用,使流体由层流转向紊流,强化了传热。较早的制作方法是用胶粘剂把垫块粘到换热平板上,费时费工且不节约材料。现已采用于厚平板上直接加工留下垫块的办法。为导流,除垫块外还设有垫条。而两种流体均靠内部的导流管进行导流。

这种类型的石墨换热器有如下特点:

- a. 两种流体接触的都是浸渍石墨，没有钢外壳。故最适宜用于两种腐蚀性介质的热交换。
- b. 采取标准件组装，通过增减换热室的数目即可制成不同规格设备。
- c. 石墨件间均采用胶泥胶结，胶接缝多，限制了总体性能，而且内部泄漏既难检查，也难检修。
- d. 石墨材料利用率低，体积利用率一般为 $20\sim 30\text{m}^2/\text{m}^3$ ，是一般矩形块的 $50\%\sim 60\%$ 。
- e. 使用压力一般小于 0.3MPa 。
- f. 宜用作加热、冷却，也可用于冷凝及气体吸收，例如用水吸收 HCl 生成盐酸。但不适用于蒸发、再沸。
- g. 传热效率尚可，据资料介绍，加热时 K 值可达 $1160\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

(3) 喷淋式石墨冷却器

喷淋式石墨冷却器将一排或者几排石墨管由上而下水平地排列，两端用石墨接头（或其他方式）导流，管内流通腐蚀性介质，管外由顶部喷淋下冷却水，利用管壁进行间壁式传热，喷淋下来的冷却水靠重力依次向下流过各换热管。排管内的流动可以是串联，也可以是并联；换热管与两端的导流接头间的连接，可以采用胶结剂，也可以采用填料密封；两端的导流绝大多数采用石墨制“接头”，个别也有用某些软弯管。

喷淋式石墨冷却器的传热效率与冷却水的蒸发强度相对应，因而应安装在通风良好的场合。为减少喷淋水飞溅造成环境的不洁，可装设防止飞溅的挡板。早期的安装方法是将喷淋下的冷却水排入地沟，因而没有集液装置；为节约能源，近年已多采用集液装置以便将冷却水回收利用。

喷淋式冷却器有下列优缺点：

- a. 材料消耗少、制造方便、成本低、安装、清洗、检修方便；
- b. 是对腐蚀性流体作冷却而又有较高传热系数的换热器中最简单的装置；
- c. 对冷却水质要求不高；
- d. 由于冷却水的蒸发作用，总传热系数与管壳式相当；
- e. 采用积木式标准件叠装，一般现场安装，便于运输及现场改变换热面积大小；
- f. 占地面积较大，操作场地有水雾。

(4) 套管式石墨换热器

由内外管套装组成换热元件，两端用石墨接头导流，利用内套管管壁进行传热，实质是单根管壳式换热器（或串联组）。其内管均为石墨管，流通腐蚀性物料。如外管为钢管，则管间流通冷却水；如外管为石墨管或 PVC 等，则可实现两种腐蚀性介质的换热。

套管式换热器的连接，其内管与接头间可以胶结，也可以是可拆式的填料密封；外管可以采用填料密封结构，此时夹套水通过法兰串联，也可将夹套冷却水引入石墨接头内进行导流（此时石墨接头内有两条不同的导流通道），套管式换热器可提高套管内液体流速来提高传热效率。但与喷淋式相比，结构复杂，材料消耗多，成本也较高。但可实现两种腐蚀性流体的换热。总的来说，本型应用不广泛。

(5) 浸没式石墨换热器

浸没式石墨换热器用于设备内部的加热或冷却，它实质上是其他化工设备内的一个换热元件。设备内的物料，一般是腐蚀性介质，换热元件内通冷却水或蒸汽等非腐蚀性流体。这种换热器通常用于金属清洗、浸渍、蚀刻、电镀或类似的工序。浸没式石墨换热元件按结构可分为管式、板式和鼠笼式三类，管式又有直管、蛇管之分。其中直管式换热元件使用较多。直管式换热元件结构简单，装卸容易，使用方便，既可用于加热，亦可用于冷却。可按工艺需要，装设一个或几个换热元件，其直径和长度可根据需要决定。直管式换热元件一般在设备中垂直放置。如水平位置布置，由于元件与物料的重力作用，管子承受弯曲应力，直管不宜太长，当设备内的液体粘度较高，流速较大时，应校核管子的弯曲强度。

(6) 石墨蒸发器

石墨换热器也常常用作蒸发设备的加热器，这种蒸发器用于浓缩酸性腐蚀性物料。一般蒸发器系采用蒸汽加热，使用温度较高，有时还有剧烈的振动。因此，采用圆块孔式石墨换热器较为合适。它可以作为蒸发器的加热室，而且多用作外循环式蒸发器的加热室。

(7) 固定管板式石墨换热器

石墨管与两端管板采用胶接结构联接，效果不好，现在使用的产品是早期生产的，逐渐被淘汰。

2.4 不透性石墨换热器应用实例

表 3-2-12 与表 3-2-13 分别列举列管式及块孔式石墨换热器的应用实例。

表 3-2-12 列管式石墨换热器应用实例

序号	生产装置	设备名称	换热面积 m ²	台数	操作介质						使用效果	使用寿命 (年)
					介 质		温度,℃		压力,10 ⁵ Pa			
					管程	壳程	管程	壳程	管程	壳程		
1	合成盐酸	氯化氢冷却器	30	6	HCl 气体	冷却水	入口: <200 出口: 60	20~30	真空	2~3	接触氯化氢气体的上管板和换热管粘接处容易损坏;封头外面有冷却水套,使用情况良好	2~3
2	盐酸脱吸	再沸器	30	1	25% 盐酸	水蒸气	120	130	0.5	2	石棉橡胶板衬垫在高温介质中易老化、需定期更换;使用情况良好	7
3	盐酸脱吸	再沸器	30	1	浓盐酸	水蒸气	120	130	真空	2	使用十年后,只在蒸汽进口管附近的换热管和管板的粘接缝出现渗漏,其余部分完好	10
4	三氯乙醛	粗醛冷凝器	10	2	HCl C ₂ H ₅ Cl CCl ₃ CHO	冷却水	95	28	0.3	1	良好,后因换热管被腐蚀串漏,钢制外壳也因大气腐蚀泄漏而更新设备	6
5	敌百虫	冷凝器	10	9	HCl CH ₃ OH CCl ₃ CHO 敌百虫液	冷冻盐水	125	-14	真空	3	衬垫用石棉橡胶板易老化,因外壳被腐蚀,设备更新	5
6	染料(氯乙烷)	氯乙烷冷凝器	18	2	盐酸 乙醇 氯乙烷	海水	入口: 110 出口: 80	20	常压	0.5	良好	5~7
7	染料(萘酚As)	缩合冷凝器	15	1	盐酸 氯苯 三氯化磷	冷却水	入口: 130 出口: 30~60	20	1.5	2	良好	4~5
8	苯酚	冷凝器	20	2	SO ₂ 苯磺酸 水蒸气	冷却水	100	18	真空	常压	已使用3年,衬石墨板的封头发现过渗漏,经检修后继续使用;物料易堵塞管子	3~5
9	味精	蒸发外加热器	18	2	HCl 谷氨酸	水蒸气	70~80	120	真空	1.5	其中一台使用2年后,封头与管板的拼接缝裂开,部分管子渗漏。另一台使用3年后,先后共有十几根管子渗漏	2~3
10	醋酸回收	醋酸冷却器	15	1	苯<5% 醋酐<4% 醋酸>90%	冷却水	50	20~30	真空	2	良好,除检修更换衬垫外,设备长期使用,保持完好	13

表 3-2-13 块孔式石墨换热器应用实例

序号	生产装置	设备名称	结构型式	换热面积 m ²	台数	操作介质						衬垫材料	使用效果	使用寿命 (年)
						介质		温度,℃		压力,10 ⁵ Pa				
						纵向	横向	纵向	横向	纵向	横向			
1	合成盐酸	氯化氢冷却器	方块孔	12	1	HCl 气体	冷却水	85	20~40	微负压	3	普通橡胶	使用3年后,密封衬垫处发生渗漏,金属盖板及底板被腐蚀,5件石墨块体中,有4件产生裂缝	3
2	合成盐酸	氯化氢冷却器	圆块孔	20	2	HCl 气体	冷却水	120~140	14~40	0.5	2~4	耐酸橡胶	已使用1.5年,设备尚完好。耐酸橡胶衬垫可用半年左右	已用1.5年
3	顺丁橡胶	再沸器	方块孔	20	2	50% H ₂ SO ₄	水蒸气	130	150	1	4	耐酸橡胶	良好	4
4	苯酚	尾气冷凝器	方块孔	10	2	苯磺酸	冷却水	50~60	常温	0.1	1	石棉橡胶板缠绕聚四氟乙烯生料带	良好,使用8年后,其中一台接管损坏检修更换新设备,其他2台仍在使用	已用8年
				20	1									
5	盐酸脱吸	稀盐酸冷却器	方块孔	8.4	2	稀盐酸	河水	入口: 118 出口: 70~80	20~30	0.73	2	氯丁橡胶	使用10年后,设备基本完好,只更换过衬垫	已用10年
6	盐酸脱吸	盐酸预热器	方块孔	8.4	1	浓盐酸	稀盐酸	120	70~80	0.5	0.67	氯丁橡胶	使用5年后,设备完好无损	已用5年
7	合成纤维	醋酸尾气冷凝器	方块孔	11.7	3	醋酸蒸气	河水	118	20~30	常压	4		使用7年后,其中一台因温差剧变,振动使块体粘接缝出现裂纹,其他尚完好;水相孔较小(φ9)易被水垢、杂物堵塞	已用7年
8	轧钢厂酸洗	加热器	圆块孔	3	9	H ₂ SO ₄ HF HNO ₃	水蒸气	40~60	130	<1	2	聚四氟乙烯或耐温橡胶	采用聚四氟乙烯悬浮液浸渍,已使用半年,设备尚完好,物料孔(φ8)易被硫酸亚铁结晶堵塞	已用半年

2.5 国内外石墨换热器发展概况

2.5.1 国外石墨换热器的发展

石墨换热器是随着盐酸与冶炼工业的需要而发展起来的,从20世纪30年代开始,首先在工业发达的国家,如英国、法国、美国、日本、法国等先后研制成功各种石墨材料、各种结构型式的石墨换热器,解决了盐酸与冶炼工业的需求。石墨换热器的出现得到世界各个国家的重视,经几十年的努力,目前各种石墨换热器正在各行各业腐蚀性很高的介质换热过程中使用,石墨换热器的性能参数达到很高的水平,如石墨换热器的规格,列管式传热面积大于1500m²,块孔式换热器也能达到1500m²,块孔式换热器的石墨块直径可达

1800mm。

(1) 不透性石墨材料性能的改进

(1.1) 采用细颗粒、低孔隙（指未浸前）、高强度的石墨坯材

40年代至50年代，国外石墨制化工设备的块材一般采用电极石墨作为不透性石墨设备的主要坯料，电极石墨坯料属粗颗粒结构，对于热挤压坯材有明显的各向异性。因此，坯材的热性能、力学性能、加工性能及材料利用率均受到限制。显而易见，这种材料不能适应石墨化工设备的发展需要。为此，国外石墨设备制造厂家开发了细颗粒、低孔隙、高强度的石墨坯体来作为制造高性能石墨化工设备的坯材。细颗粒石墨坯材与粗颗粒石墨坯料相比，其力学性能、加工性能均好，这反映到产品上则设备的使用压力大、换热块孔间距可减小到2mm。

(1.2) 复合石墨材料

列管式换热器的使用压力、温度普遍低于块孔式，其原因除了粘接结构以外，所用石墨管性能的局限性也是个主要原因。因此，开发增强石墨材料，可扩大换热器的使用范围，如采用碳纤维增强列管式石墨换热器的石墨管和石墨管板，增强块孔式石墨换热器的浸渍石墨块；开发表面涂敷耐磨陶瓷氧化物涂层的石墨材料构件等。采取这些增强措施后，大大提高了石墨换热器的抗热震性、抗磨蚀性和抗裂性，拓展了石墨换热器在高温、高压、耐冲刷等环境中的应用范围。

(2) 浸渍剂品种的开发应用

不透性材料的不透性主要靠石墨材料经过浸渍来获得，所以浸渍剂质量的好坏直接影响着石墨制设备的使用性能。常用的浸渍剂有热固性、低粘度的酚醛树脂、改性酚醛树脂、呋喃树脂、聚四氟乙烯分散液、糠酮树脂、糠醇树脂和有机硅树脂等。目前国外如英、美、日、德、法和独联体等国还选用了二乙烯基苯树脂、聚苯乙烯树脂、聚氯乙烯树脂、环氧树脂和聚酯树脂。

(3) 换热器结构的改进

设备结构的改进主要是朝着提高设备的使用性能及安全性方向发展，如在解决换热器钢外壳与内部石墨构件的膨胀系数不一致的问题上，一直在进行工作，逐渐淘汰刚性固定的列管式换热器的生产与使用，不断完善浮头式石墨换热器的结构，或在钢外壳上增加波形膨胀节等，以消除由于石墨构件和钢壳膨胀系数不一致而产生的热应力。又如块孔式换热器设计湍流增进器及涡流分配器，大大提高了液体的流动性及提高了传热效率。

(4) 换热器构件加工手段改进

换热器石墨构件的生产工艺技术路线已由压型不透性石墨工艺、电极浸渍酚醛树脂工艺转向综合性工艺技术路线及化工专用石墨浸渍树脂工艺路线，使石墨构件质量与性能得到不断提高。又如石墨构件的机加工不断开发新的加工机械，德国某公司目前使用的石墨块加工机械为数字式多钻头钻床，钻孔深度为1200mm，可加工石墨直径为2400mm，提高了加工精度和生产效率。

(5) 现代化手段的利用

目前国外大部分生产厂家的产品设计、工厂管理均采用计算机网络系统，这样只需把有关数据如介质、压力降、使用压力、污垢系数及允许容量等输入计算机，就可以得到高效、经济的设计。

2.5.2 我国不透性石墨换热器的现状和发展方向

我国的不透性石墨列管式换热器、圆块孔式换热器已有系列化产品。生产能力逐年提高，以传热面积计算，目前每年生产量已超过40000m²，单台产品列管式已达1030m²，块孔式也达65m²，但从整个行业的技术水平和装备来看，还是较为落后的，如规格大、适合于特种介质及特殊要求的石墨换热器尚处于试制阶段；又如浸渍石墨材料的性能不够均匀，各向异性明显。就浸渍剂而言，我国与国外的差距也较大，主要是浸渍剂的品种单调，这使石墨设备的使用范围受到了很大的限制。

从国外石墨设备的现状和发展趋势及我国石墨设备行业目前的状况来看，经缩短与国外先进水平的差距，需要国内研究、设计、生产部门的人员共同努力，以满足国内用户的使用要求，提高石墨设备的档次，扩大其应用领域，参与国际市场的竞争。其主要研究方向为：

(1) 加快开发细颗粒、高强度石墨材料，并逐步使人造石墨材料系列化，以满足不同用户的多种要求。

(2) 开发新的浸渍剂品种，以扩大石墨设备的使用范围。

(3) 采用新的工艺，提高整套设备的使用性能，如采用材料表面涂层工艺，以提高换热块的耐腐蚀磨损性能，采用增强石墨换热管等以提高列管式换热设备的运行稳定性及安全性。

- (4) 优化传热结构, 提高传热效率。
- (5) 提高机加工设备的加工能力的加工精度。
- (6) 加速大规格、高参数石墨换热器的研制过程。

总之, 只有各有关方面通力合作, 才能使我国石墨设备行业摆脱生产的低水平重复现象, 提高整体生产水平, 生产出高质量、高档次的产品。

3 氟塑料换热器

3.1 氟塑料的特性及其在换热器中的应用

3.1.1 氟塑料的特性

由带有氟原子(F)的单体自聚合、或与其他不含氟的不饱和单体共聚而制得的聚合物为基材的塑料, 总称为氟塑料。氟塑料由于其分子结构中有较强的氟碳键及屏蔽效应, 一般都具有优异的耐化学腐蚀、耐高温、耐低温等性能, 因而在耐蚀设备用材方面占有一定的地位。在金属材料难于胜任换热器材料要求而要选用非金属材料时, 石墨、玻璃、陶瓷等材料, 虽然防腐性能较好, 但易碎、体积大, 因而氟塑料从20世纪60年代中期便成功被应用于制造换热器。目前, 在换热器应用较广泛的氟塑料有聚四氟乙烯、聚全氟乙丙烯, 以下对这两种氟塑料特性作介绍。

(1) 聚四氟乙烯

取四氟乙烯简称F4, 是具有 $-(CF_2-CF_2)-$ 结构的完全对称的线性高分子化合物, 是用氟原子完全代替聚乙烯中的氢原子而形成的。氟原子共价半径大于氢原子, 正好包围在碳链外形成紧密的保护层, 使碳链不易受外界侵袭, 碳氟键的结合能较高, 并使整个分子有较好的强韧性。这也就是聚四氟乙烯热稳定性和化学惰性高的主要原因。以下对聚四氟乙烯用以制造换热器的相关特性作介绍。

(1.1) 耐化学性

聚四氟乙烯的碳氟键和氟原子外壳使它具有优异的耐化学性能, 除了能与熔融的碱金属、氟和强的氟化介质以及高于300℃的氢氧化钠反应外, 它几乎对所有常用的化学品和溶剂都呈现惰性。

在一般的有机溶剂中聚四氟乙烯还表现了解溶性, 除了一些全氟代氟碳化合物能在它的熔点温度下溶胀外, 几乎没有一种溶剂或化合物可以在300℃以下溶解它。表3-2-14列出了聚四氟乙烯在常用介质中的耐腐蚀性能。

(1.2) 耐热性

聚四氟乙烯对热稳定, 在260℃以下不发生热老化现象。随着温度的升高, 特别是在熔点以上长期加热会使聚合物分子量降低, 拉伸强度降低, 比重增加。温度升至400℃以上, 聚合物性能急剧下降, 并伴有重量减少。质谱分析发现聚四氟乙烯分解始于440℃, 540℃达到最大值, 分解持续至590℃。

(1.3) 表面性能

聚四氟乙烯有较低的分子内聚力和表面能, 因而它的表面特性是硬度低、摩擦系数小、液体的润湿性差。聚四氟乙烯的摩擦系数是固体中最低的。随着负荷的增加, 摩擦系数先快速降低, 然后变慢。由于摩擦系数低的特性, 聚四氟乙烯成为优异的自润滑材料, 但是由于硬度低, 聚四氟乙烯的磨耗性能不如其他工程塑料, 因此, 一般在聚四氟乙烯内加入填料, 以改善它的耐磨性能。如果根据应用的情况, 选择合适的填料和合适的填充量, 聚四氟乙烯在高的负荷下可以得到良好的耐磨性。

聚四氟乙烯表面是非常难润湿的, 因此其他材料都难以附着于聚四氟乙烯的表面, 特别是粘性物质。聚四氟乙烯的这种抗粘性, 使它作为换热器材料有很好的抗污塞性能。

(1.4) 渗透性

聚四氟乙烯具有低的渗透性, 除了对其化学组成相似的氟碳化合物有较高的渗透率外, 大部分的气体和液体的渗透性都比较小。由于聚四氟乙烯是高结晶聚合物, 分子间的空间比低结晶度的聚合物小, 因此, 气体、液体的渗透比其他聚合物小。

(1.5) 耐候性

聚四氟乙烯不受气候影响, 可在任何气候条件下暴露10年以上, 不发生任何物性上的劣化。

(1.6) 物理力学性能

聚四氟乙烯的分子量和结晶度直接影响制品的物理力学性能, 分子量大、结晶度小的聚四氟乙烯塑料, 其物理力学性能较好。表3-2-15列出物理力学性能的指标范围。

表 3-2-14 聚四氟乙烯的耐化学腐蚀性能
(在下列介质条件下耐腐蚀)

介 质	浓度, %	温度, ℃	介 质	浓度, %	温度, ℃
硫酸	任何浓度	240	庚烷		240
发烟硫酸	任何浓度	240	氯乙烯		240
硝酸	任何浓度	240	二氯乙烯		240
发烟硝酸	任何浓度	240	三氯乙烯		240
盐酸	任何浓度	240	四氯乙烯		240
磷酸	任何浓度	240	苯		240
氢氟酸	任何浓度	240	甲苯		240
氢溴酸	任何浓度	240	二甲苯		240
氢氰酸	任何浓度	240	硝基苯		240
亚硫酸	任何浓度	240	苯胺		240
亚硝酸	任何浓度	240	溴苯		60
氯酸	任何浓度	240	氟苯		240
次氯酸	任何浓度	240	乙醇(酒精)		240
高氯酸	任何浓度	240	丁醇		240
铬酸	任何浓度	240	戊醇		240
氯磺酸	任何浓度	240	环己醇		240
王水	任何浓度	240	苯甲醇		240
甲酸	任何浓度	240	乙二醇		240
醋酸(乙酸)	任何浓度	240	丙三醇(甘油)		240
丙酸	任何浓度	65	苯酚		沸点
丁酸	任何浓度	240	甲酚		沸点
氢氧化钠	任何浓度	240	甲醛		240
氢氧化钾	任何浓度	240	苯甲醛		240
氟		150	丙酮		240
溴		65	环己酮		60
氯		240	醋酸甲酯		60
二氯甲烷		240	醋酸乙酯		240
二氯甲烷(氯仿)		240	苯二甲酸二丁酯		240
四氯甲烷(四氯化碳)		240	二乙胺		240
二氯乙烷		24	三乙胺		240
三氯乙烷		60	乙醚		240
五氯乙烷		60	二硫化碳		60
二氯丙烷		240	矿物油		240
三氯丙烷		240	汽油		93
己烷		240	过氧化氢	90	66

表 3-2-15 聚四氟乙烯的物理、力学性能

项 目	指 标	项 目	指 标
相对密度	2.1~2.26	拉伸强度	13.7~24.5MPa
比热容	$1.05 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	压缩强度	11.8MPa
热导率	$0.244 \sim 0.273 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	弯曲强度	10.8~13.7MPa
线膨胀系数(20~50℃)	$25 \sim 11 \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$	冲击强度(缺口)	$16.1 \times 10^3 \text{ J}/\text{m}^2$
非晶区玻璃化温度	-120℃	杨氏模量	392MPa
晶体熔点	327℃	伸长率	300%~500%
开始分解温度	415℃	介电常数(10 ⁶ Hz时)	2.0~2.2

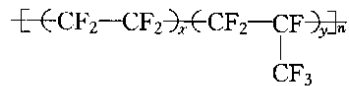
从表中数据可看出,与制造换热器材料相关的物理、力学性能不大理想,热导率比较低、线膨胀系数比较大;拉伸强度值变化大,受加工情况影响大,且聚四氟乙烯在长期高温负载下,蠕变较大。

(1.7) 加工性能

聚四氟乙烯在熔点以上，粘度极高，即使在高出熔点几十度的情况下，仍似橡胶、凝胶一样保持其原有形状，因而不可能用通常的熔融加工的模压、挤出、注射等方法成型，而采用先冷压成型，然后烧结固化的方法加工。聚四氟乙烯构件的连接可采用焊接或机械接合，最理想的方法是焊接，可热压焊或热风焊，如要粘接是很困难的，因为聚四氟乙烯表面对液体的接触角大，粘附能小，要粘接需经特殊处理。美国有树脂粘接及本体熔接的专利，我国也有金属浴熔合法。

(2) 聚全氟乙丙烯

聚全氟乙丙烯也称四氟乙烯-六氟丙烯共聚物，简称 F₄₆，其分子结构式为



此共聚物中，一般 F₄ 占 80%~90%，F₆ 占 10%~20%，通常 F₄ 占 83%，F₆ 占 17%。

F₄₆ 的突出优点是加工性能比 F₄ 好，可用通常的热塑性塑料加工方法，制造出各种形状构件，如模压、挤出、注射等。F₄₆ 在熔融状态下还能和金属粘接，克服了 F₄ 在加工性能方面的缺点。

F₄₆ 的耐化学性、耐热性、表面性能等与 F₄ 相差不大，略有不同。耐化学性能仍可用表 3-2-14 的数据，只是各种介质的使用温度为 150℃ 以下性能与之相当，长期使用温度比 F₄ 要降低 50℃。F₄₆ 的物理力学性能与 F₄ 有一些差别，如 F₄₆ 的热导率比 F₄ 要低；F₄₆ 室温下的蠕变性能虽优于 F₄，但在 100℃ 相同应力下的蠕变量却高于 F₄。F₄₆ 的物理力学性能如表 3-2-16 所示。

表 3-2-16 F₄₆ 的物理、机械性能

项 目	指 标	项 目	指 标
相对密度	2.14~2.17	开始分解温度	400℃
热导率	0.184W/(m·K)	拉伸强度	20.3~24.5MPa
比热容	1.17×10 ³ J/(kg·K)	伸长率	250%~330%
线膨胀系数	8.3~10.5×10 ⁻⁵ K ⁻¹	杨氏模量	343MPa
玻璃化温度	130℃	冲击强度(带缺口)	不断
熔点	265~278℃	介电常数(10 ⁶ Hz 时)	2.0~2.2

3.1.2 氟塑料在换热器中的应用

由于氟塑料具有以上的特性，用其制造的氟塑料换热器与金属换热器相比，有其独特的优点。

(1) 抗腐蚀性能好

由于氟塑料优异的耐腐蚀性能，已成为在允许温度范围内首选的耐腐蚀材料，广泛称为“塑料王”，用氟塑料解决了金属难以胜任的许多腐蚀问题。国外介绍，氟塑料换热器已用于 100 多种特殊介质的换热，如表 3-2-17 所示，能进行加热、冷却和结晶的传热过程。国内生产的氟塑料换热器多用于严酷的腐蚀条件下，如各种电镀槽液、高温高浓度酸碱液及部分含卤素的有机溶剂等。

表 3-2-17 应用氟塑料换热器的介质

硝酸	偏硅酸钠	四氯化碳	乙二醇	水蒸气	聚酯树脂
硫酸	次氯酸钠	庚烷溶剂	溴化氢	盐水(35% CaCl ₂ 、25% NaCl)	染料介质
发烟硫酸	过氧化氢	己烷	混合酸(氢氟酸和硝酸同水混合物，硝酸和硫酸混合物等)	海水、工业及民用水	有机磷化合物
盐酸	氯化锌	聚烯烃、烯烃	草酸	镀铬、镀镍、镀锡液	溴化物
盐酸泥浆	硫酸锌	醋酸乙烯	苛性钠	二氯甲烷	甲基溶剂剂
氢氟酸	氯化亚铜	苯	磷酸锌碱溶液	二氯乙烷	妥尔油
磷酸	碳酸钙	苯、二甲苯	硅酸钠碱溶液	四氯乙烷	淬火油
醋酸	硫酸钙	醋酸戊酯			透平油
氯磺酸	氯气	丙酮			皂液
氯化氢淤浆					

(2) 抗污塞

氟塑料管具有平滑的表面(表面自由能低)、热膨胀量大和较大挠性的特点，使它不易积污形成垢层。对

大部分介质有良好的化学稳定性,使腐蚀产物大量地减少或消失,平滑的表面有很强的憎水性、不粘性及很低的摩擦系数(纯F4制品对钢的摩擦系数为0.04),使管壁表面沉积形成的污秽物或垢层会被减少或消除,热膨胀系数大(约比金属大10倍)和挠性大的氟塑料管子,特别是管子被编织成麻花状时,流体的搅动引起的管子振动,使管壁上形成的垢层也会倾向于剥离,从而使这种换热器的管壁在运转中保持相对地洁净。

例如,在碳酸钙溶液加热器中,用镍管和氟塑料管比较,经过76小时,镍管上生成碳酸钙垢层的厚度已使传热速率比初始下降80%,而氟塑料管仅下降约10%。生成的垢层性质也是完全不同的。镍管完全被粘结牢固的硬垢所覆盖,清理时需要很大的机械力,而氟塑料管上的垢层是疏松的,很容易清除。在此应指出,沉积在氟塑料管上的垢层,切忌用机械方法清理,以免破损管子。可用水、压缩空气、蒸汽或化学方法处理,用水或空气处理时,可同时在对管的另一侧加热使管子膨胀效果更好。

氟塑料换热器由于管子较细,对介质中的固体颗粒有一定要求。试验表明,只要介质中固体颗粒小于管子内径的1/4时,管子就不易堵塞。

(3) 体积小、重质轻、结构紧凑

氟塑料的导热系数较低,为普通碳钢的1/250。为降低管壁热阻,提高总传热系数,而采用了薄壁管。为保证薄壁管的强度,宜采用小直径管。由于采用大量小直径管,使单位体积内传热面积很大,可达 $650\text{m}^2/\text{m}^3$,而典型的金属元件(管子为 $\phi 25 \times 3\text{mm}$)换热器传热面积为 $130\text{m}^2/\text{m}^3$ 。若在氟塑料中添加导热系数较高又耐腐蚀的填充物,可进一步提高其导热性能。可见这种换热器可以做到体积小和重量轻,节省运输、安装和操作费。

(4) 适应性强

氟塑料管柔韧性好,壁厚0.4mm的F4管的弯曲疲劳寿命为20万次,冲击强度(缺口)在 -57°C 时为 $1.09\text{J}/\text{cm}^2$, 23°C 时为 $1.63\text{J}/\text{cm}^2$, 77°C 时为 $3.27\text{J}/\text{cm}^2$ 。因此管束可以制成各种所需的特殊形状,并在流体造成的冲击和振动的条件下,长期可靠运行。这是石墨、玻璃、陶瓷以及稀有金属等其他耐腐蚀材料难以做到的。

(5) 成本较低

作为传热元件的氟塑料,虽然目前价格仍相当昂贵,但由于采用小直径薄壁管,使换热器每平方米的换热面积所消耗的管材其量甚少。例如,国内某制造厂采用 $\phi 5 \times 0.5\text{mm}$ 的管材,每平方米换热面仅需1.1~1.4kg塑料,由此可估算出,在较完善的制造工艺条件下批量生产这种换热器,其造价将不仅低于稀有金属材料制品,甚至可望低于一般管式石墨换热器,更重要的是其高的耐腐蚀性,能代替稀有金属,从而可以节约大量稀有金属的消耗。此外,应注意到,由于氟塑料换热器耐腐蚀和防污塞等特点,能在使用过程中获得其他经济效益。因此,综合制造、安装、操作和维修等方面因素,其实际费用是较低的。

氟塑料换热器优点显著,其成功投入使用满足了工业上既需耐腐蚀、又需高洁净度要求的换热材料的要求,从而在化工、轻工等领域逐步得到广泛的应用。国内从20世纪70年代中期开始研制,目前已有多个单位制造供货。如河南省郑州工业大学化工厂、锦西化工厂、湖南省长沙市宏达热交换器厂、湖南省株洲塑料厂等。但因氟塑料换热器目前尚没有标准化、系列化,也没有定点单位,因而推广应用受到一定限制。

3.2 氟塑料换热器的结构型式

氟塑料换热器,采用大量小直径管,密集排列,通过特殊的制造工艺,使管子两端彼此牢固连接,在管束端部形成了蜂窝状管板。按工业生产使用的不同需要,将管束与圆柱形外壳或其他型式的壳体组合,可构成管壳式换热器或沉浸式换热器。

除上述常见的管式换热器外,已用于工业生产的,还有电热板、电热管等其他型式的氟塑料加热元件。本节将着重讨论管式换热器。

3.2.1 管束

管束是氟塑料管式换热器的最主要组成部分。由于管束端部管子间联接的制造工艺不尽相同,致使管束端部管板有不同的结构型式。

美国DuPont公司,在管束制造中曾采用过的管子外径为0.05~25.4mm,壁厚为5%~20%的管子外径,管子数量从7根到约5000根,曾高达20000根管。但最常用的管束是由管心距为4~6.4mm,管子外径为2.5mm,壁厚0.26mm,60~5000根管和管子外径为6.4mm,壁厚0.64mm,40~800根管组成。将氟塑料卷带紧绕在管子端部,把管子相互隔开,并保持适当的间隔。将组装好的管束在管壁间有压力的条件下加热熔焊,使管束端彼此连接在一起,形成整体的蜂窝状管板。

国内管束的制造中,按管材供货情况多采用外径为3~6.4mm的管子。已在生产厂中使用的换热器管束是由26~40根管子组成。其管子尺寸 $\phi 6 \times 0.5\text{mm}$,管间距8.5mm; $\phi 5.5 \times 0.5\text{mm}$,管间距7mm; $\phi 3.6 \times 0.7\text{mm}$,管间距5mm。管子均为等边三角形排列。管子材质为F₄和F₄₆。管束的制造通常采用“F₄管板限胀施压加热焊接”工艺和“金属浴芯胀一次熔合法”。这两种方法是按所需的焊接管材尺寸,在氟塑料管板上钻孔。然后将管子装入管板上的管孔中,并在每根管子中插入一根导热钢芯。第一种方法还需在管板外套上钢质的限胀模具,用熔融态的金属浴按规定的工艺温度曲线加热,使管子与管板牢固地连接在一起,再经拔芯和修整等工序制成管束。然后再进行整体耐压试验,在590kPa下30min不漏为合格。

用这两种工艺方法制成的管束,与通常的金属元件管式换热器管束的结构相似,均是将挠性或刚性的管子固定在一刚性管板上。因此,在管束端部形成的是管子密集排到的管板,而不是蜂窝状的结构。这种结构降低了管板的布管密度,管板的材料消耗较多。目前,国内管壳式氟塑料换热器的单位体积传热面积一般均在 $200\text{m}^2/\text{m}^3$ 以下。

3.2.2 管壳式换热器

管壳式换热器主要由管束和壳体两部分组成。管束的制造工艺决定了管束与壳体应是可拆连接。管束的端部管板与壳体连接有固定的结构和沿轴向可移动的结构。

图3-2-8是标准DuPont换热器结构图。其管束由2550根管子组成,管子外径为2.5mm,管壁厚度为0.25mm。

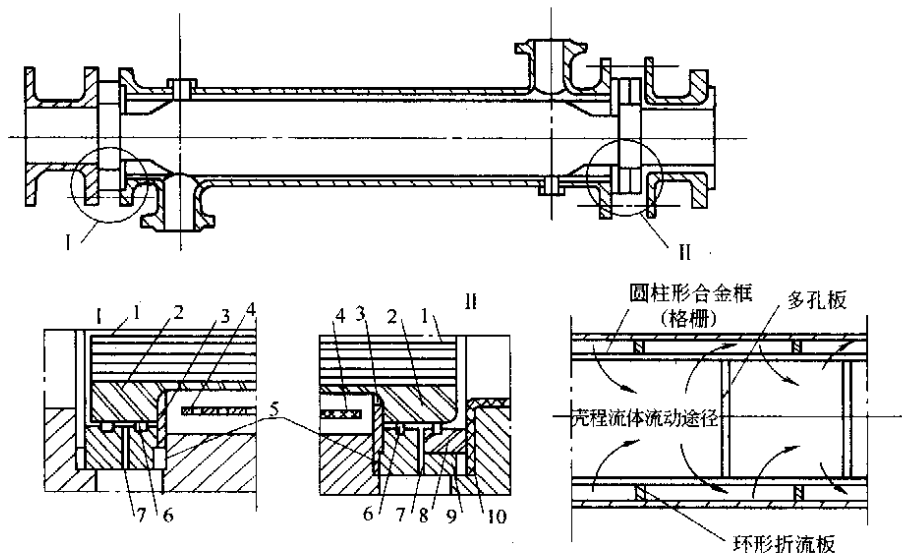


图3-2-8 DuPont管壳式换热器结构简图

- 1—管子(泰氟隆); 2—护套(泰氟隆); 3—对开环(304不锈钢); 4—格栅(304不锈钢);
5—石棉垫片; 6—O形环(Viton); 7—排放孔; 8—衬环(泰氟隆);
9—套筒(304不锈钢); 10—衬里(泰氟隆)

图3-2-9是我国制造的FHLK6×0.5-181-3.3型氟塑料换热器。其管束由181根管子组成,管子外径为6mm,管壁厚度为0.5mm,传热面积为 3.3m^2 。

现以上述两台换热器为例,对其主要结构进行分析讨论。

(1) 壳体

刚性壳体可由各种材料制成,例如碳钢、不锈钢、黄铜和某些塑料(玻璃纤维增强环氧树脂、酚醛树脂等)。为使管程或壳程获得抗腐蚀的表面,壳体和封头由聚四氟乙烯、聚全氟乙丙烯等耐腐蚀材料衬里或涂耐腐蚀涂料。封头也有用氟塑料整体材料的。

挠性壳体用标准软管制成,软管通常用聚四氟乙烯线编织而成,壳体的直径尺寸,应保证管间有较大的流动截面,以尽量减少壳程压力降。

(2) 壳程结构

DuPont管壳式换热器中,管束沿轴向装有若干块多孔圆板,使列管在整个壳体横截面上能均匀分布,

并有支承列管的作用。管束装在一个多孔的圆柱形合金框里，称为格栅，使软管束形成刚性的传热元件。在格栅和壳体内表面之间有一系列环形折流板（乙烯-丙烯橡胶O形密封环），改变这些折流板和分布板的数量和位置，可以控制壳程的传热性能和压力降。

此外，DuPont管壳换热器还有这样的结构，管束装在格栅中形成刚性传热元件，格栅与壳体内表面之间，在格栅全长的中间位置处，装有一个环形密封环，以消除旁路。管束中管间的距离用焊在管子上的螺旋卷带隔开，管间的流体沿着螺旋卷带回旋转前进。

目前国内制造的氟塑料管壳式换热器，壳程结构与通常金属制造的列管式换热器相似。在管束上装有折流板，折流板用拉杆、定距管和螺母固定，使软管束形成刚性的传热元件。由图3-2-9所示，管板两端距管板100~200mm处，各装有一块圆形多孔板，使列管能均匀地排列在壳体的整个横截面上。管束上沿轴向以一定间距装着弓形折流板，以支承列管或改变流体的流向。为使拉杆均匀地分布在靠近壳体内壁的圆周上，便于安装，因此不使用圆环形折流板。折流板和圆形多孔板材质为氟塑料，厚度为3~4mm，这种换热器壳体为碳钢时，定距管、拉杆、螺母材质均为碳钢。

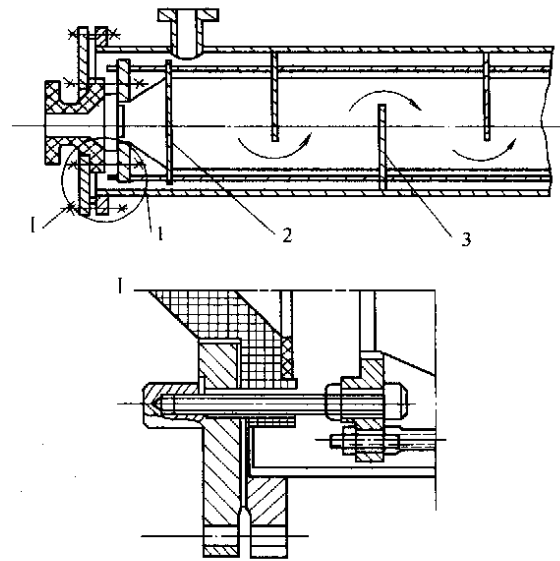


图 3-2-9 FHLK 氟塑料换热器结构简图
1—拉杆、定距管；2—圆形多孔板；3—弓形折流板

DuPont 换热器壳程结构，在制造和安装时要求较高，但壳程中流体流动状况较好，有利于传热效率的提高和减少压力降。国内所设计的壳程结构，制造和安装要求较低，适合目前国内制造水平。

(3) 管束与壳体的连接

DuPont 换热器，在蜂窝状管板和壳体法兰之间放置剖分环，用螺栓、螺母将头盖套筒、剖分环与筒体法兰紧紧地固定在一起，而管束端部可在剖分环与头盖之间作少量的轴向移动。头盖与套筒和套筒与筒体法兰之间的平垫片密封结构，保证了管程、壳程与壳外空间的密封。管束的每一端蜂窝管板和套筒之间装有两个O形环，一个环防止管间流体的泄漏，另一个环防止管内流体的泄漏。密封环的可靠性由排放孔来监察，当密封出现问题时，介质将从排放孔流出。

图3-2-9所示结构中，管束端部通过内压圈、封头和外压圈用两组螺栓、螺母将管束与壳体相固定。管程与壳程间，壳程与外壳空间采用平垫密封结构。

比较上述两种结构，可见后者结构零件数量较多、安装工作量大，易使管板受到附加的螺栓力，但这种结构适合于拉杆的结构需要。

3.2.3 沉浸式换热器

沉浸式换热器，是将一定方式编排的管子所形成的管束，置于槽等不同型式的容器中构成。在每一管子的周围要保留合适的空间，以保证管子表面能有效地进行热交换。挠性管束的形状和安装方式均由具体的工艺过程确定。

DuPont 沉浸管束，采用外径为2.5mm的氟塑料管子编织或聚集（非编织）而成，它主要有下列型式。

(1) 编织沉浸盘管 (Braided dimension coil)

这种盘管现场使用证明了，在腐蚀性介质中、管束表面不粘附、不腐蚀，大大地减少了停机清理的时间。使用较多的有同心编织管束和松散盘管式管束（分别如图3-2-10和图3-2-11所示），后者适用于结晶器和矿浆换热器。

(2) U形细长沉浸式管束 (Slimline coils)

U形细长管束（如图3-2-12所示）适用于紧凑的空间中，大换热面的换热。它能用于加热、冷却或保持腐蚀溶液的温度。

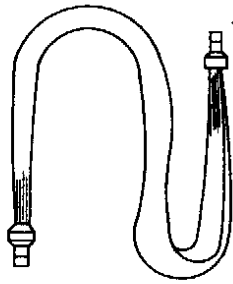


图 3-2-10 同心编织管束

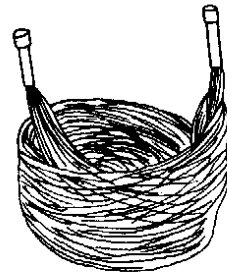


图 3-2-11 松散盘管式管束

(3) 槽形沉浸式管束 (Tank coils)

这是一种大容量沉浸式换热器，已在化学工业中得到广泛的应用。它首次应用于一种特殊结构的圆形或矩形沟槽中冷却硫酸，此槽是泵的贮槽的一个附加部分，由于此酸在进入泵槽前已冷却，这显著地减少了腐蚀作用，大大延长了泵的使用寿命。这种管束的长度范围从 3.3~8.6m，热交换面积 65.3~205m²。一典型管束如图 3-2-13 所示，由 3100 根聚四氟管组成，换热面积为 176m²，换热量达 2.56MW。

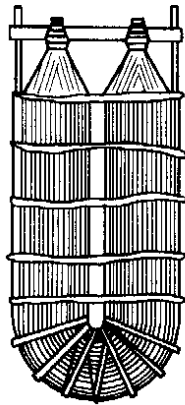


图 3-2-12 U形细长沉浸式管束

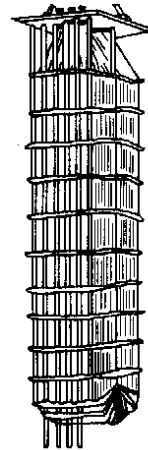


图 3-2-13 槽形沉浸式管束

3.3 氟塑料换热器的传热系数与流体阻力

氟塑料换热器的总传热系数取决于传热壁的热阻。如图 3-2-14 所示，对于氟塑料换热器，传热壁两侧

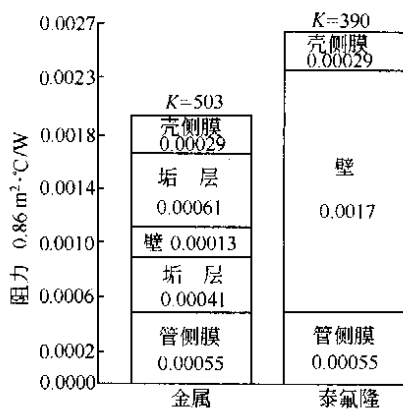


图 3-2-14 金属与氟塑料换热器热阻比较

垢层及腐蚀产物层可忽略，热阻就取决于氟塑料传热壁的 δ/λ ，因氟塑料的导热系数较低，为钢的 1/250~1/217，故尽量减薄管壁厚度，以降低热阻。对于金属换热器，虽然金属壁本身的热阻很小，但金属壁两侧存在污垢及腐蚀产物层等，相当于两侧各加了有一定厚度的高热阻层。因此，氟塑料换热器的总热阻在大多数流体操作中，比金属换热器只是高约 50% 以下。

表 3-2-18 及表 3-2-19 为氟塑料换热器在各种介质及不同操作条件下的总传热系数，可供参考。

氟塑料换热器由大量小直径管组成，流速较高，高流速带来高的流体阻力。且氟塑料管束强度和刚性差，壳程流速太大有可能造成振动破坏，华南理工大学曾对原湖南株洲化工厂硫酸氟塑料换热器长期流体振动壳程进口接管口对塑料管的切割破坏进行研究、计算和改进^[20]。

对于氟塑料换热器，管子的流速不宜过大，否则流体阻力太大。例如，对于清洁无垢物的 $\phi 6 \times 0.5\text{mm}$ 的 F46 塑料管，当管内外传热膜系数即使都达到无穷大时，其极

限总传热系数 $K = \frac{\lambda}{\delta} = \frac{0.184}{0.5 \times 10^{-3}} = 368 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 对于 F4 塑料则为 $\frac{0.244 \sim 0.273}{0.5 \times 10^{-3}} = 488 \sim 546 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。而美国杜邦公司的 $\phi 2.54 \times 0.27 \text{mm}$ 的 F4 塑料换热器, 其总传热系数极限值为 $688.5 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。故对于氟塑料换热器, 无须以提高流速获得高的雷诺数 Re 来提高传热膜系数, 传热膜系数对氟塑料换热器总的传热系数贡献不大。图 3-2-15 为 F46 换热器管内和管外的摩擦系数图, 可供设计计算参考。

表 3-2-18 聚四氟乙烯换热器的总传热系数 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

加 热		水 冷		加 热		水 冷	
用蒸汽:		管壳式:		用烟道气:			
水	567	冷凝液	483	水	142	有机物蒸气	284
酸	397	酸	398	空气	34	空气蒸发冷却	284
空气	85	油	340	沉浸式管束 (通蒸汽)		沉浸式管束 (对流冷却)	426
苛性介质	453	盐水	340	自然对流	256		

表 3-2-19 聚四氟乙烯换热器 (管子 $\phi 2.5 \times 0.25 \text{mm}$) 在各种装置中的传热特性

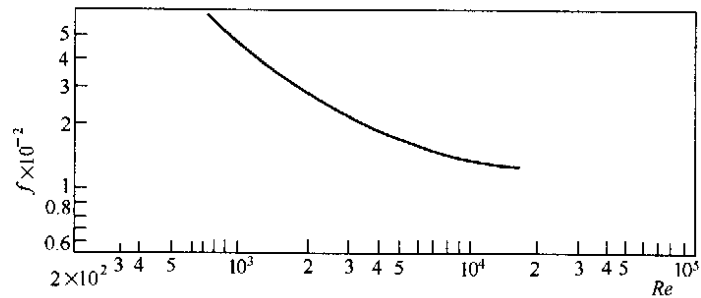
应 用	最高入口温度, $^\circ\text{C}$	最大入口压力, 10^5Pa	热负荷, W	总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
管壳式水冷却器:				
混合二甲苯	113	0.84	16600	414
硫酸	61	4.22	15800	335
硝酸	106	0.49	15300	386
乳酸	40	0.35	3900	284
次氯酸钠溶液	43	2.81	26400	510
空气 (压缩机后冷却器)	120	8.79	12100	142
透平油	33	1.76	26400	148
沉浸式冷却器:				
高硼酸钠结晶器	35	1.76	4130	402
氯化氢淤浆	32	2.46	468600	340
氯磺酸	78	1.41	58600	153
沉浸式加热器:				
氯化钠溶液	129	1.76	29300	288
硅酸盐溶液	94	1.05	76500	301
磷酸锌碱溶液	121	1.05	11100	114
管壳式蒸汽加热器:				
氢氧化物溶液	123	2.67	47400	556
民用水	98	2.11	89400	449
醋酸	126	1.41	130000	510

3.4 国内氟塑料换热器产品简介

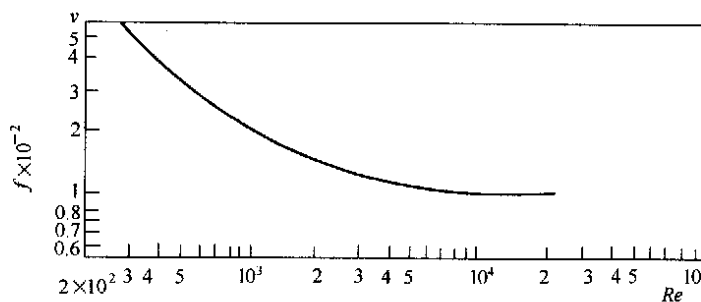
我国自 1973 年开始研制生产工业用氟塑料换热器, 至今虽然生产数量不多, 使用时间不长, 产品还没有标准系列。但某些制造厂已制订了产品的规格系列, 并按厂标准生产换热器, 亦可供设计选用参考。

3.4.1 郑州工业大学化工总厂及锦西化工厂产品

由郑州工业大学 (原郑州工学院) 研制的聚四氟乙烯焊接工艺及聚四氟乙烯换热器的制造技术多年来经不断探索, 不仅积累了大量数据资料及一整套成熟技术, 还先后开发了 181、325、475、670、1015 等多种系列产品, 并根据用户要求, 生产了不同规格的聚四氟乙烯换热器 4000 多台, 为我国化学工业的发展提供了良好的服务。如: 北京第二制药厂至今已用了 23 台。在此之前, 曾使用过聚丙烯、石墨和紫铜、搪瓷及钛合金等换热器, 比较起来都不如 F4 换热器, 有的易漏, 有的易损, 有的昂贵, 82 年开始使用该厂生产的聚四氟乙烯换热器至今, 仍完好无损, 几乎不用维修。上海新亚制药厂过去使用的玻璃换热器, 其寿命仅一个月, 自从使用该厂生产的聚四氟乙烯换热器后, 多年来一切正常, 1991 年他们在工厂扩建时, 又先后订购了 40 台, 至今仍在用。



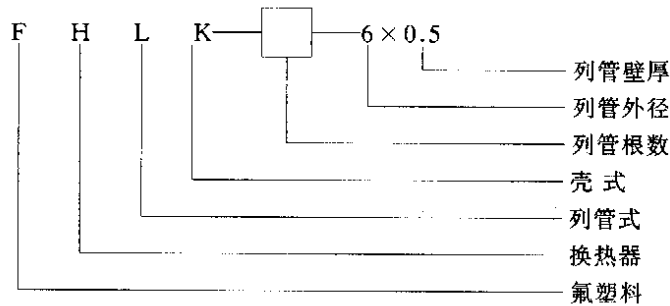
(a)管内



(b)管外

图 3-2-15 F46 管壁面摩擦系数 $f \sim Re$ 关系

图 3-2-16 为该校生产的聚四氟乙烯盘管式换热器及管壳式换热器实物照片。该校生产的管壳式换热器的规格尺寸和主要技术特性见表 3-2-20。表中型号为该厂自编，其含义为：



(a) 聚四氟乙烯盘管式换热器



(b) 聚四氟乙烯管壳式换热器

图 3-2-16 郑州工业大学生产的聚四氟乙烯换热器

表 3-2-20 FHLK 型管壳式氟塑料换热器的主要规格尺寸和技术参数

规格型号	换热面积 m ²	换热管		壳体		管程通流 截面, m ²	壳程通流 截面, m ²	折流板数 块	换热器总长 mm
		外径/壁厚 mm	管子数 根	外径 mm	壁厚 mm				
181	1	6/0.5	181	219	9	0.0036	0.0266	0	709
	2	6/0.5	181	219	9	0.0036	0.0266	2	1017
	3	6/0.5	181	219	9	0.0036	0.0266	4	1326
	5	6/0.5	181	219	9	0.0036	0.0266	6	1943
325	5	6/0.5	325	325	9	0.0064	0.0648	4	1360
	8	6/0.5	325	325	9	0.0064	0.0648	6	1875
	10	6/0.5	325	325	9	0.0064	0.0648	8	2219
	15	6/0.5	325	325	9	0.0064	0.0648	10	3079
475	8	6/0.5	475	402	10	0.0093	0.1012	2	1541
	10	6/0.5	475	402	10	0.0093	0.1012	4	1775
	15	6/0.5	475	402	10	0.0093	0.1012	6	2364
	20	6/0.5	475	402	10	0.0093	0.1012	8	2952
670	10	6/0.5	670	480	10	0.0130	0.1471	2	1534
	15	6/0.5	670	480	10	0.0130	0.1471	4	1951
	20	6/0.5	670	480	10	0.0130	0.1471	4	2368
	25	6/0.5	670	480	10	0.0130	0.1471	6	2785
1015	30	6/0.5	1015	530	10	0.0200	0.1755	4	2451
	40	6/0.5	1015	530	10	0.0200	0.1755	6	3002
	50	6/0.5	1015	530	10	0.0200	0.1755	8	3552
	60	6/0.5	1015	530	10	0.0200	0.1755	10	4103

此外, 锦西化工厂也生产氟塑料换热器, 其型号、规格、系列与上述内容基本相同。管束是由外径 6.4mm, 壁厚 0.6mm 的聚全氟乙丙烯管子构成。主要规格、系列有三种: 管板直径 100mm、管数 102 根, 最大换热面积 6m², 管束的最大实际长度 3280mm; 管板直径 150mm, 管数 246 根, 最大换热面积 15m², 管束的最大实际长度 3480mm; 管板直径 200mm, 管数 420 根, 最大换热面积 24m², 管束的最大实际长度 3300mm。

3.4.2 长沙市宏达热交换器厂产品

(1) 管束式氟塑料换热器产品规格尺寸

图 3-2-17 为该厂生产的管束式氟塑料换热器的外形图, 表 3-2-21 为该厂各种型号氟塑料换热器的产品规格尺寸。管束式换热器由活接头(或法兰)与不同管径($\phi 3/\phi 2.3$ 、 $\phi 4/\phi 3.2$ 等)的管束按蜂窝孔排列整体同步焊接, 并用定位板将管束按径向隔开、沿轴向疏导成型, 两端的活接头(或法兰)再与加热(或冷却)系统管路连接。由于管束的柔软性好, 可以根据槽体或反应釜尺寸随意安装。确定热交换器面积后, 再结合槽体结构和提供热(冷)源管径的大小, 确定具体的设计方案, 可以采用一组或多组构成热交换系统。换热面积及型号可根据用户要求按表选定。



图 3-2-17 宏达管束式氟塑料换热器外形图

表 3-2-21 氟塑料换热器产品规格尺寸

型 号	规 格	换热面积, m ²				
		φ3/φ2.3	φ4/φ3.2	φ6/φ5	φ13.8/φ12 (套管式)	
61 系列	F4—61—2	1.149	1.532	2.298	5.2865	
	F4—61—3	1.724	2.298	3.448	7.9297	
	F4—61—4	2.298	3.064	4.597	10.5730	
	F4—61—5	2.873	3.831	5.746	13.2162	
	F4—61—6	3.448	4.597	6.895	15.8595	
91 系列	F4—91—2	1.714	2.286	3.429	7.8864	
	F4—91—3	2.572	3.429	5.143	11.8296	
	F4—91—4	3.429	4.572	6.858	15.7728	
	F4—91—5	4.286	5.715	8.572	19.7160	
	F4—91—6	5.143	6.858	10.286	23.6592	
	F4—91—7	6.000	8.000	12.001	27.6025	
	F4—91—8	6.857	9.143	13.715	31.5457	
127 系列	F4—127—3	3.589	4.785	7.178	16.5095	
	F4—127—4	4.785	6.380	9.571	22.0126	
	F4—127—5	5.981	7.975	11.963	27.5158	
	F4—127—6	7.178	9.571	14.356	33.0190	
	F4—127—7	8.374	11.166	16.749	38.5221	
	F4—127—8	9.571	12.761	19.141	44.0253	
	F4—127—9	10.767	14.356	21.534	49.5285	
	F4—127—10	11.963	15.951	23.927	55.0316	
	169 系列	F4—169—3	4.776	6.368	9.552	21.9693
		F4—169—4	6.368	8.490	12.736	29.2924
F4—169—5		7.960	10.613	15.920	36.6155	
F4—169—6		9.552	12.736	19.104	43.9386	
F4—169—7		11.144	14.858	22.288	51.2617	
F4—169—8		12.736	16.981	25.471	58.5848	
F4—169—9		14.328	19.104	28.656	65.9080	
F4—169—10		15.920	21.226	31.840	73.2311	
F4—169—11		17.512	23.349	35.023	80.5542	
F4—169—12		19.104	25.472	38.207	87.8773	

型号规格说明:

例如 F4—61—2, 其中 F4—聚四氟乙烯; 61—换热管根数; 2—换热管长度 (m)

(2) 管壳式换热器

图 3-2-18 为该厂生产的管壳式换热器内芯的外形图。表 3-2-22 为该厂各型号换热器的换热面积, 可供选用。

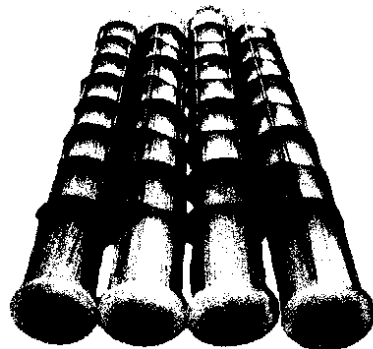


图 3-2-18 宏达管壳式换热器内芯的外形图

表 3-2-22 宏达管壳式换热器换热面积

管子根数	181				325					500				1200			
换热面积 m ²	5	10	15	5	10	15	20	25	30	40	50	50	70	100	120	150	

3.4.3 北京化工大学等单位的石墨改性聚全氟乙丙烯换热器

由于F46的导热系数小，只有0.20~0.25W/(m·K)，这对制作换热器是一个重要的不利因素。为弥补此不足，在用F46制换热器时可采取两种补救措施：一是用F46制成薄壁细管($\phi 6 \times 0.6\text{mm}$)，管壁变薄可减小传热热阻，提高换热效率，但壁薄了，管径一定要小，以可承担一定的压力。目前国内生产的F46换热器均采用这种薄壁细管制成，有列管式换热器或盘管式(浸入式)换热器。这种换热器的缺点是只适用于流动性能好、不夹带固相物的流体换热，且在多数工艺条件下换热效率低。另一种措施是在F46中填充导热性能好的材料，进行改性，使改性后的材料导热性能提高，使之适于制作换热器的换热管。北京化工大学即采用此种途径，用导热性能极好的天然鳞片状石墨[导热系数 $>100\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]对F46进行填充改性。实践证明，随石墨填充量加大，改性后的F46导热系数大大提高，但其机械强度，焊接性能等也随之下落。考虑综合性能，选择适当的填充量，使其导热系数 $\geq 2\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ (比纯F46提高10倍左右)。用这种石墨改性聚全氟乙丙烯制成 $\phi 20 \times 2\text{mm}$ 管子，制成列管式换热器。这种换热器既保留了纯F46薄壁细管换热器的耐高温、耐腐蚀等优点，又克服了其不足，能更好地满足不同场合之需求。

石墨改性聚全氟乙丙烯换热器为列管式，用石墨改性聚全氟乙丙烯制作换热管，管径 $\phi 20 \times 2\text{mm}$ (可根据需而变)，壳体、接管用聚丙烯塑料加工而成，封头用碳钢内表面喷涂F46，这种结构型式的换热器双程均耐蚀；亦可用碳钢制壳体，这种结构型式适用于单程耐蚀的场合，但其壳程强度、刚性均好；也可在碳钢壳体内表面喷涂F46，使之双程耐蚀。

石墨改性聚全氟乙丙烯换热器的使用条件为：压力，管程 $\leq 0.3\text{MPa}$ ，壳程 $\leq 0.2\text{MPa}$ ；在常压下，其使用温度为 $-85 \sim 200^\circ\text{C}$ (管程，壳程视材料而定)，短时节程最高使用温度可达 230°C ；其化学稳定性(耐腐蚀性)与俗称“塑料王”的聚四氟乙烯(F4)相似，只有高温下的元素氟、个别氟化物及熔融碱金属等能与之作用，而对其他无机酸、碱、盐、醇、酮、芳烃、去污剂、油脂等均有优良的耐蚀性。在 149°C 、 0.055MPa 条件下，浸入四氯化碳(CCl_4)中，会增重1%~3%，在类似条件下浸入全氟化合物溶剂中，增重达10%，增重后会溶胀，但完全是物理作用，当这些被吸收的溶剂去除后，即能恢复原有性能。其耐候性也优良。

石墨改性聚全氟乙丙烯换热器的突出优点是：导热性能好，传热效率高，能在 200°C 条件下使用；耐蚀性优越，几乎可在常见的所有介质中应用。

石墨改性聚全氟乙丙烯换热器已获得国家专利，专利号为96-21860.2，已在江苏省太仓市双凤化工设备厂投产。

3.5 氟塑料换热器存在的问题及发展方向

就目前来讲，聚四氟乙烯换热器管板焊接技术较难掌握，制作远达不到机械化和自动化，尚待进一步探索改进，与其他任何材质的换热器一样，氟塑料换热器不是任何条件下都能使用的设备，应用时必须根据它的特性，合理使用才能收到预期技术经济效果。由于采用小口径薄壁聚四氟乙烯换热管，故其温度使用范围和耐压程度受到极大限制，同时必须预防机械性损伤。为预防较大介质颗粒产生堵塞，有必要在换热器入口处安装颗粒分离器，如果颗粒浓度不高，可定期使流体反向流动，这样从一定程度上增加了设备的适用性。由于聚四氟乙烯的管板焊接工艺原理不同于钢制换热器管板焊接，就目前来讲还无法进行内部焊接质量检测，只能通过宏观检验手段，如水压试验或气密性试验，来确定焊接面的牢固性。对焊接面上存在的个别缺陷无法立即测定，只能在使用一段时间后定期检查弥补。

总之，聚四氟乙烯换热器具有十分广阔的发展前景，加强对F4基材料研究、开发新品种新系列以提高产品的应用范围是今后发展的主要方向。我国市场广阔，氯碱、硫酸、化肥、医药等行业设备也要更新换代，因而需要大量的、先进的聚四氟乙烯设备。

参 考 文 献

1 化工设备设计全书编辑委员会. 石墨制化工设备设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1989

- 2 化工设备设计全书编辑委员会.《换热器设计》.上海:上海科学技术出版社,1988
- 3 《化工设备设计手册》编写组.非金属防腐蚀设备.上海:上海人民出版社,1972
- 4 化工部化工机械研究院.腐蚀与防护手册·耐蚀非金属材料及防腐施工.北京:化学工业出版社,1991
- 5 李士贤,姚建,林立浩.腐蚀与防护全书·石墨.北京:化学工业出版社,1991
- 6 邬润德,萧绪佩,李生柱.腐蚀与防护全书·耐腐蚀塑料.北京:化学工业出版社,1988
- 7 HG 2370—92 石墨制化工设备技术条件
- 8 HG/T 3112—1998 浮头列管式石墨换热器
- 9 HG/T 3113—1998 YKA 型圆块孔式石墨换热器
- 10 李士贤,王炳和.石墨改性聚四氟乙烯换热器.化工腐蚀与防护,1996,(4):33~34
- 11 汪琦.聚四氟乙烯换热器.化工装备技术,1992,13(6):15~20
- 12 马双林,马文峥.聚四氟乙烯防腐产品简述.化工装备技术,1997,18(4):52~53
- 13 宋智毅,杨丽萍.不透性石墨制化工设备现状和发展趋势.化工机械,1993,20(5):55~58
- 14 周杰.我国石墨制化工设备现状及发展方向.化工装备技术,1993,14(2):40~43
- 15 梁若清,冯勇祥等.国内外石墨换热器的发展与分析.化工装备设计,1997,34(6):39~45
- 16 上海碳素厂.石墨设备—不透性石墨材料及制品
- 17 郑州工业大学.聚四氟乙烯换热器简介
- 18 长沙市宏达热交换器厂.氟塑料(F4、F46)换热设备
- 19 化工部合成材料老化研究所.F46人工气候加速老化试验报告,1983
- 20 钱颂文等.湖南某化工厂硫酸水冷用氟塑料换热器的振动破坏及理论分析.炼油化工机械,1982,6
- 21 株洲化工厂.40m²F46换热器设计计算书,1983
- 22 John Redman, Non-Metallic Heat Exchangers. The Chemical Engineer. 1989, April

第4篇 换热器先进制造技术

第1章 先进制造技术概论

随着社会需求个性化、多样化的发展,生产规模沿小批量—大批量—多品种变批量的方向发展,以及以计算机为代表的高技术和现代化管理技术的引入、渗透与融合,不断地改变着传统制造技术的面貌和内涵,从而形成了先进制造技术(Advanced Manufacturing Technology, AMT)。

1 先进制造技术基础

先进制造技术是一个大制造的概念,涵盖了市场分析、产品设计、工艺规划、制造装配、监控检测、质量保证、生产管理、售后服务等整个生产过程。综合国内外在先进制造技术领域的发展,将其外延归结如下。

1.1 现代设计理论和方法

市场竞争对产品设计的的要求是要面向市场、面向用户。并行工程(CE)的设计方法,以及由此派生出的一系列新的设计理念,如面向制造的设计(Design for Manufacturability, DFM)、面向装配的设计(Design for Assembly, DFA)、面向检测的设计(Design for Testability)、可负担性设计(Design for Affordability)、绿色设计等,使设计与制造系统的全过程相结合,产品开发的重点向产品设计过程转移,使设计涵盖了从产品概念设计到产品报废处理的整个生命周期中的所有因素,包括质量、成本、进度计划和用户需求,并通过CAD/CAPP/CAM、快速原型制造(Rapid Prototyping Manufacturing, RPM)、虚拟制造技术(Virtual Manufacturing, VM)等在设计的初期对产品的结构、工艺进行优化,对产品的性能进行预测。

1.2 先进的加工制造技术

产品的加工制造是AMT的基础,是实现快速、灵活地生产出创新产品的主体,进入90年代以来,加工制造技术有以下的发展趋势:

- (1) 精密成形技术 包括精密铸造、精密锻造、精密焊接以及精密超精密机加工。
- (2) 特种加工技术 如激光、电子、离子束、高压水束、电化学及电火花加工技术。
- (3) 快速原型制造技术 RPM (Rapid Prototyping Manufacturing)。
- (4) CAD/CAE/CAM/PDM 集成的制造系统。
- (5) 柔性快速制造系统 FMS。
- (6) 微米/纳米加工技术。
- (7) 少无污染制造与报废产品的可拆卸重组技术。
- (8) 制造过程自动化 如数控(NC)技术、CIMS, 虚拟制造(Virtual Manufacturing)、全能制造(Holonc Manufacturing)、智能制造(Intelligent Manufacturing)、敏捷制造(Agile Manufacturing)、智能4M (Modeling, Manufacturing, Measurement, Manipulation) 技术等。

1.3 先进的生产资源管理模式

从60年代初的物料需求计划(Material Requirement Planning, MRP)到制造资源计划(Manufacturing Resource Planning, MRP II),以至准时化生产(Just-In-time, JIT)、企业资源计划(Enterprise Resources Planning, ERP),形成以MRP II/ERP为代表的,以信息技术为基础的,包含先进管理哲理、理论和方法的,进行企业资源计划与控制的高度集成的管理信息系统,成为对企业影响深远的战略工具。

同时,产品的质量已经成为企业生存的命脉,对制造全过程进行质量管理,把形成产品质量的设计试制过程、制造过程、辅助生产过程、使用过程都管起来的全面质量管理(Total Quality Control, TQC)应运而生,它不仅全面提高产品质量,而且还要保证使用质量,把质量管理从原来的生产制造过程扩展到市场调

研、质量发展规划、研究开发、设计、试制、试验、工艺技术、原材料供应、检测仪表、生产、工序控制、成品检验、包装、销售、用户服务等各个环节。

作为概括，可按照美国联邦科学、工程和技术协调委员会（FCCSET）下属的工业和技术委员会先进制造技术工作组的定义，将先进制造技术定义为以下三个技术群：

- (1) 主体技术群
 - a. 面向制造的设计技术群；
 - b. 制造工艺技术群。
- (2) 支撑技术群
- (3) 制造基础设施（制造技术环境）

上述三部分相互联系，相互促进，组成一个完整的体系，每一部分均不可缺少，否则就很难发挥预期的整体功能效益。FCCSET 先进制造技术的系统结构及主要内容如图 4-1-1 所示。

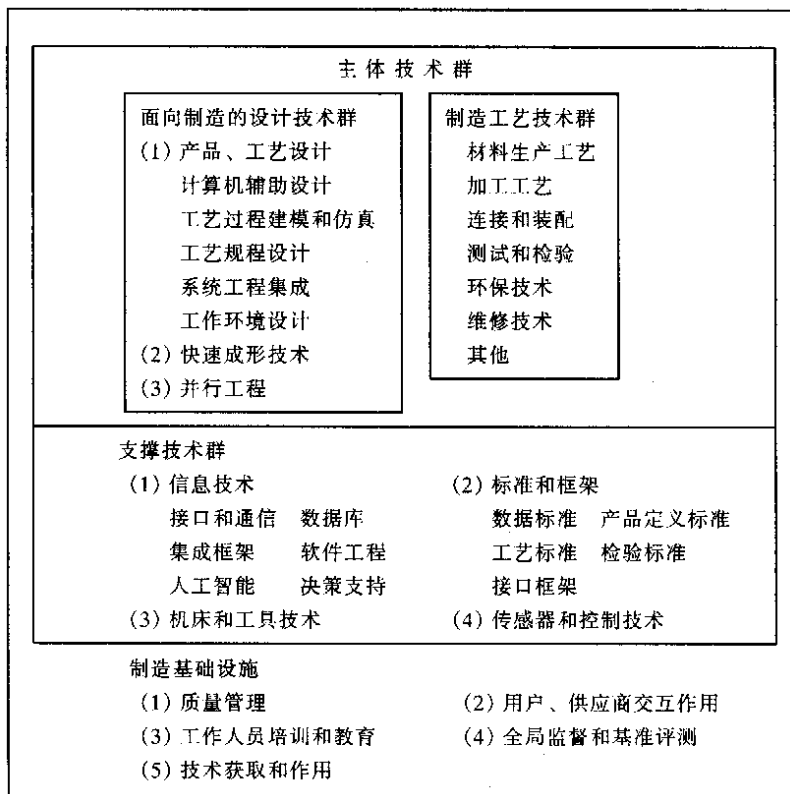


图 4-1-1 先进制造技术的系统结构

2 换热设备的先进制造

换热设备的特点是传热过程及其相关工艺所决定的，在流程工业中为了实现不同的物理化学的反应，工艺过程常常千变万化，因此换热设备的工艺性很强；其次过程装置趋向于单系列化，装置规模趋向于大型化，要求更长的运行周期，对其中换热设备的长期可靠性提出了极高的要求。再者换热设备服役条件千差万别，有高温、低温、深冷；有超高压、高压、中压、低压、真空等；有强酸、强碱、剧毒、易燃、易爆等；这些工艺特点决定了换热设备相关知识体系的复杂性，并由此导致了产品开发周期长、设计效率低的问题。

此外，换热设备的制造还有如下特点：(1) 产品设计属被动型式（由买方决定），产品非标准件多，单件小批生产为主要生产任务，单独设计、改造任务繁重；(2) 制造加工过程具有很强的综合性，制造工艺复杂，除了各种机加工制造外，还包括大量焊接制造。生产周期长、设备资金占用量大；(3) 法规性强，鉴于换热设备服役条件的复杂性，它的法规性比其他行业更强。

由此可见，实现换热设备的先进制造，首先是设计速度的提高，其次是制造工艺，此外生产管理和制造

环境也是不容忽视的环节。

产品竞争力的关键在于创新，“设计是制造业的灵魂”，现代的设计理论和方法是我国制造业发展的首要问题。由于换热设备所涉及知识体系的复杂性，影响换热设备创新的瓶颈主要是设计，因此提高设计创型的速度是换热设备先进制造的核心。在换热设备的概念设计阶段，必须有化学化工、新材料、机械制造的一般知识进行构思，在这一阶段数据库、知识库的支持是十分重要的；设备原型确定后进行初步设计，则须以传热学、流体力学、固体力学、振动学等多学科知识为基础进行检验，现代计算力学技术（计算流体力学、计算固体力学以及先进计算机群）为初步方案的论证和工程放大提供了十分重要的工具。在详细设计阶段，目前已有大量的先进设计技术可供使用，如：参数化 CAD 技术、DFx 技术、快速响应设计、分布网络化设计等等。

在先进制造工艺方面，精确高效塑性成形技术，优质、高效焊接与切割技术，优质低耗洁净热处理技术，高效、高精机械加工工艺，现代特种加工工艺，新型材料成型与加工工艺，优质清洁表面工程新技术，快速模具制造技术，拟实制造成形加工技术等使得换热设备从零部件到整体制造的效率都得到了极大的提高。

在制造环境方面，信息化建设是关键，目前的 MRP II / ERP、电子商务、并行工程、分散网络化制造等的实施奠定了先进制造的环境。

目前发达国家的换热设备制造商对先进制造技术表现出了极大的热情，普遍采用计算机辅助设计软件提高设计效率。此外还特别重视创新速度的提高、个性化的设计方法、电子商务等等。如美国的 YUBA 换热器公司积极采用计算流体力学技术（CFD）、有限元技术（FEM）等手段来提高创新速度；瑞典 ALFA LAVAL 公司发展基于互联网的 CAD 技术、产品和部件管理技术，使得客户可以自行设计其产品并在网络数据库中选择产品和配件；Thermacore 公司致力微小换热设备的制造，采用 CFD 技术预测换热器的性能，并开发了基于互联网的热管设计系统；美国 EXERGY 公司致力于发展微小换热器制造工艺；目前大多公司均有互动式网页，自动接收客户传热工艺的数据和技术要求，一些公司已着手电子商务的考虑，如 API 传热公司提出了实现电子商务的计划，将实现顾客自行设计、在线订货、查询订货状态、项目执行状态、运输记录等等。为了提高换热器制造商的设计能力，美国 HTRI 传热研究公司开发了许多设计分析软件，如强化传热设计（EHT）、空冷换热器设计与模拟（ACF）、单相与两相流管壳式换热器设计与模拟（IST）、板式换热器设计（PHE）、换热器振动分析（VIB）等等。上述技术的进一步推进，使得换热器产品朝多品种变批量的方向发展，最大限度地满足了各种客户的需要。

第2章 换热器热力设计物性数据计算机化

物性数据及其推算是换热器模拟优化、设计、开发所必需的,准确可靠的数据是换热器热力计算的基础。近十几年来数据工作愈来愈受到重视,国内外许多学者都在进行物性数据的收集评选工作^[1-3],提出了许多比较准确的物性推算模型^[1,4]。

换热器热力设计涉及的热物性主要有密度、比热容、粘度、导热系数等,对于多组分混合物有相变的传热设计还需要露点、泡点、相平衡常数、焓和熵等热物性。换热器热力设计中靠人工查图和查表的方式来获取换热介质物性数据显然是不可取的,目前实现物性数据计算机化有两种方法,一种是公式法,另外一种方法就是数据库法,下面介绍数据库法。

应用公式法进行热力学性质的计算是较为复杂的,各种理论、半经验、经验公式各有特点,目前还没有一种能计算所有物质的热力学量的公式,只能根据物质类型和计算要求选择合适的公式。数据库系统,由于其持久性、有效性、共享性,因此可以弥补公式法的某些不足。到目前为止,已出现了许多物性数据库,有的是关系型^[5],还有的是面向对象的^[6],这些数据库各有特点。

1 物性数据的选择

基础物性的准确与否直接影响换热器热力计算的可靠性,因此首先必须对入库数据进行严格审核。收集数据时,一般可按如下原则进行评选工作:

(1) 数据来源可靠,尽量选用较新版的权威专著^[1,2,7]及专家评估推荐的数据。一些物质的数据没有实验值,则选用目前公认的准确度高的推算方法推算得到。

(2) 由实验数据回归得到的关联式,如理想气体焓公式,液体粘度公式,饱和蒸汽压公式等,在误差允许范围内,选取范围较宽的实验数据进行回归处理,必要时采用分段回归处理。

(3) 对有关数据进行热力学一致性检验。

2 物性数据库结构及特点

目前的化工物性数据库一般采用主流的关系数据库,也有采用面向对象数据库系统,下面简单介绍关系数据库与面向对象数据库的特点。

在关系数据库中,数据结构简单且单一,各数据之间的地位平等,不存在层次结构。对数据的操作为关系代数,且操作结构仍是关系,可以复合、连锁地进行。因此对于复杂的查询要求可以转化为关系代数表达式来完成,可以完美地实现各种复杂查询。但这种没有层次的数据结构与自然语言差距较大,因此在将自然事物转化成关系模型时存在一定的困难,也非常不直观。

面向对象数据库支持抽象数据模型^[8],也就是说可以将简单的数据类型复合起来构成新的类型。面向对象数据库还支持对象标识,即指向对象的指针。因此,同一个数据可以被多个对象同时使用。这些特点与自然事物的性质相符,因此能更好地描述事物^[8]。

3 物性数据库系统特点

物性数据库系统结构分为三层:存储层,概念层,用户层。各层间通过映射以维护结构一致性。

存储层是数据库系统的最低层,它是物理存储设备上实际存储数据的物理抽象。数据库在此层以数据文件为基本单位,可以采用各种商业数据库系统的文件格式,这样可使用其他数据库的数据。概念层是系统的核心,它将需要管理的数据都统一起来,形成概念模式,并提供对此概念意义下的数据库的查询、维护等操作。应用层包括一些附加的模块,包括对组分、公式的具体操作界面,与应用程序的接口。

存储层与概念层之间的映射是通过开放数据库互连接口(简称ODBC)实现的。目前具有商业应用的数据库系统有数十种,各自采用不同的数据文件格式,这样妨碍了异质数据库之间的数据交换。Microsoft公司开发出的开放数据库互连接口,正是为解决对不同数据文件的操作问题。采用这一技术,上层程序只与ODBC接口联系,可以忽略具体的文件格式。这里采用ODBC接口,不但满足标准化的要求,也能够使用

已有的物性数据库，扩大了其使用范围，使得异质数据库之间的数据交换成为可能。

4 物性数据库系统功能

物性数据库一般具有下列功能：

(1) 物性查询，根据化合物的中文名、英文名、分子式、某些原子的个数、分类进行查询。对查询结果可以打印或保存。

(2) 物性数据库维护，经授权的系统维护人员对数据库的物质添加、删除，物性数据的修改、添加等，一般用户使用这些功能对用户数据库进行操作。

(3) 提供应用程序接口，为其他系统使用本物性数据库提供接口。

第3章 先进设计方法及其在换热器设计中的应用

1 先进设计方法概述

产品设计是产品设计、制造、装配、销售和使用整个生命周期中的第一个环节，是整个制造业的灵魂。产品设计的合理与否往往决定了产品加工制造、使用性能等一系列因素，所以产品设计是先进制造技术各个环节中知识含量最高的，对产品的知识含量、成本、质量等具有预先的决定性作用。随着世界化市场的形成，用户不再仅仅满足于产品的功能，其需求日趋多样化。为了在日益激烈的国际市场竞争中占有一席之地，产品设计制造商必须能够快速响应用户需求的变化，因此能否采用合理的设计方法加速产品设计显得十分重要。先进设计理论和方法的运用，对于优化和加速产品设计过程起着十分重要的作用。

由于换热器结构的复杂性和操作工况的多变性，使得换热器的设计十分繁复；因此先进设计理论和方法的运用对于换热器的设计具有同样重要的意义。国外许多知名的大公司都纷纷推出了自己的换热器设计计算软件，如美国的 HTRI (Heat Transfer Research, Inc.) 的管壳式换热器设计软件 IST，板式换热器设计软件 PHE 等；英国的 AEA TECHNOLOGY 的管壳式换热器设计软件 TASC，板翅式换热器设计软件 MUSE，板式换热器设计软件 APLE 等，都提供了换热器设计、计算、模拟、评定的系列软件；而瑞典的 Alfa Laval 公司开发了针对板式换热器的基于 Web 的远程设计计算软件 WebcALc™, Palladio, WebcALc™ R。先进设计方法尤其是计算机辅助设计技术的采用，使得这些系统在换热器设计领域各领风骚。本章分别介绍先进设计理论和方法——模糊优化设计方法，CAD 甚至 Web CAD 在换热器设计中的应用。

2 先进设计理论和方法

2.1 换热器优化设计方法简介

换热器通常是作为热力系统的一个组成部分。换热器的设计目标是在完成热力系统给定的传热任务下，具有最小的投资费用与运转费用。具体地说，就是在给定的容积尺寸、制造费用、泵送功率、维修水平下，使所设计的换热器具有最大的传热效率；或者在给定传热率、制造费用、泵送功率、维修水平下，使所设计的换热器具有最小的容积尺寸。

近 30 年来，在换热器设计领域开始推行优化设计，换热器优化设计的框图见图 4-3-1^[9]。由传热、流动阻力计算得到的随意解作为优化设计程序的输入，在优化程序中进行约束条件、目标函数的运算与优化，通过合适的优化方法，调整设计变量，重复进行物性、表面性能、传热、流动阻力计算，从而产生新的逼近解，再进入优化程序重复进行运算，直到约束条件得到满足，目标函数得到优化设计为止。某些情况下约束条件可能无法得到满足，这时对于约束条件的取舍，优化设计结果是否达到要求，设计者的判断是不可少的。

换热器的基本优化方法有：

(1) 线性规划，指当约束条件、目标函数均为线性函数，此时优化方法为具有线性约束或线性不等量约束的线性函数极值求取方法。主要有单纯形法，对偶单纯形法。

(2) 非线性规划，指当约束条件与目标函数中至少有一个为非线性函数时求目标函数极值的方法。关于单变量求非线性函数极值的方法有：两分法、切分法、弦截法、抛物线法等；多变量求非线性函数极值的方法有：最速降法、切线法、共轭方向法等。

近几年来，一些先进的优化方法也不断的被引进到换热器的优化设计中，如模糊优化设计方法，基于人工神经网络和遗传算法的换热器网络优化等等。限于篇幅，本文仅对换热器的模糊优化设计方法做一简单介绍。

2.2 模糊优化设计方法

模糊集理论自从 1965 年由 Zadeh 创立以来，正逐渐被应用于各工程领域，如人工智能、火箭、生物和医药、经济管理诸方面。模糊集理论运用到结构优化设计中就创立了结构模糊优化理论。工程结构优化中存

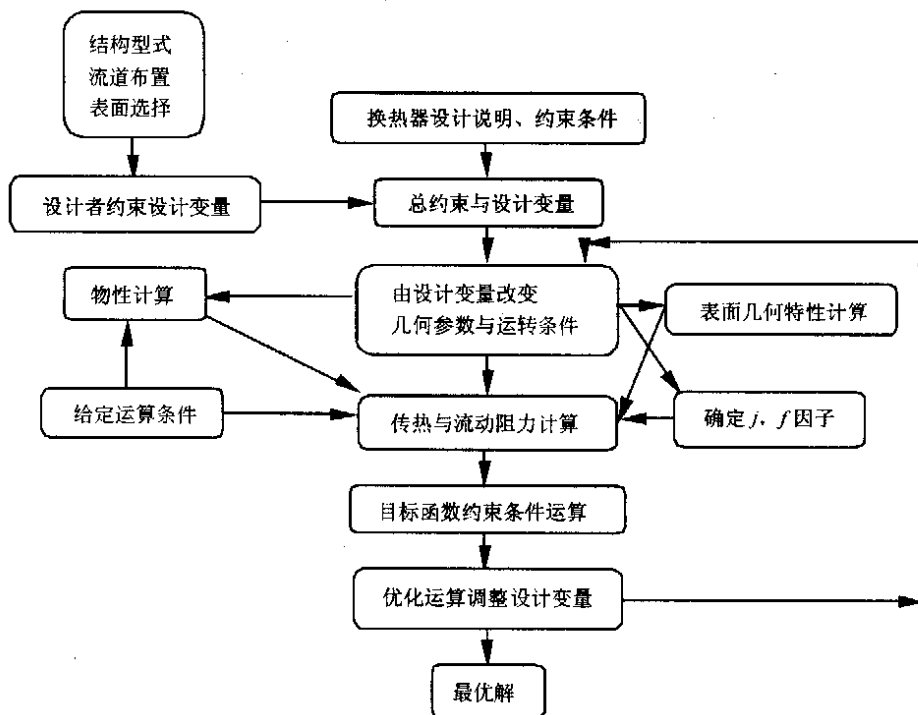


图 4-3-1 换热器优化设计程序框图

在许多模糊信息，换热器的设计也不例外。通常换热器的设计原则是：重量轻、换热效率高、压降小，这里的“轻、高、小”就是模糊的概念，设计者无法给出它们确切的边界，这是一个多目标的问题。由于各目标之间的相互矛盾性以及关系的不确定性，要使各目标同时达到最优是不可能的，这就需要提出某种方法，使其目标相对地达到最优；结构模糊优化理论可以用来解决此类问题。目前模糊优化理论在换热设备中的应用很少，主要原因是实际工程的复杂性使得构造目标函数最优点集的隶属函数比较困难。目前应用于换热器实际设计中的模糊优化方法主要有：最大最小法、线性加权法、贴近度法^[10]，而线性加权法是比较常用的方法。

多目标结构优化问题的一般形式为：求 X^* 使得 $\min F(X) = [f_1(X), f_2(X) \dots, f_n(X)]^T$, $X \in R^n$, 受约束于 $b_m^l \leq gm(X) \leq b_m^u$, 其中 $X = |X_1, X_2 \dots X_k|^T$ 。正如前述，换热器包括板式换热器的设计原则是：重量轻，压降较小，传热效率较高，所以选重量、压降和热效率为目标函数，例如板式换热器设计变量选择换热器有效宽度 b ，有效长度 L ，总通道数 N 。其数学模型可表示为：求 $X^* = |b, L, N|$ ，使得 $\min F(X) = [W(X), \Delta P(X), t/\epsilon(X)]$, $X \in R^n$ ，受约束于 $b_m^l \leq gm(X) \leq b_m^u$ ，式中 W 、 ΔP 和 ϵ 分别表示重量、压降和传热效率，为表达方便，令 $\beta = \frac{1}{\epsilon}$ 。隶属函数构造如下：

$$\mu W(X) = \begin{cases} 1 & W(X) < W_{\min} \\ W_{\max} - W(X) / (W_{\max} - W_{\min}) & W_{\min} \leq W(X) \leq W_{\max} \\ 0 & W(X) > W_{\max} \end{cases}$$

$$\mu \Delta P(X) = \begin{cases} 1 & \Delta P(X) < \Delta P_{\min} \\ \Delta P_{\max} - \Delta P(X) / (\Delta P_{\max} - \Delta P_{\min}) & \Delta P_{\min} \leq \Delta P(X) \leq \Delta P_{\max} \\ 0 & \Delta P(X) > \Delta P_{\max} \end{cases}$$

$$\mu \beta(X) = \begin{cases} 1 & \beta(X) < \beta_{\min} \\ \beta_{\max} - \beta(X) / (\beta_{\max} - \beta_{\min}) & \beta_{\min} \leq \beta(X) \leq \beta_{\max} \\ 0 & \beta(X) > \beta_{\max} \end{cases}$$

求解多目标问题，实质为把多目标转化为单目标进行求解，多目标模糊优化设计可归结为多目标模糊数学规划问题。基于凸模糊判决原理，可以运用多种方法构造不同背景下的模糊判断集 D 的隶属函数

$\mu_D(X)$ 。模糊最优解即为, 求 X^* , 使得 $\mu_D(X^*) = \max \mu_D(X)$, 即导出一个普通单目标求解的数学规划。线性加权法是多目标模糊优化求解常用的方法, 该方法实际上是模糊判决的一种推广, 它是对各目标函数 $f_i(X)$ 最优点集的隶属函数 $\mu_{f_i}(X)$ 进行加权求和, 并求其最大值, 所得解即为最优解。对于板式换热器, 求三目标模糊最优化解的数学模型可转化为: 求 $X^* = |X_1, X_2, X_3|^T$, 使得 $\max \mu_D(X) = \alpha_1 \mu W(X) + \alpha_2 \mu \Delta P(X) + \alpha_3 \mu \beta(X)$, 受约束于 $L \geq \mu_{f_i}(X) \geq 0, b_m^l \leq gm(X) \leq b_m^u$ 。式中 $\alpha_i (i=1,2,3)$ 为加权系数, 即各目标函数的权重, 且 $\sum \alpha_i = 1$ 。权重主要根据具体情况取不同的权值, 使各目标函数之间的地位不等同。一般综合考虑, 重量最重要, 压降次之, 热效率再次之。其权分别为 μ, μ^2, μ^3 , 根据归一化 $\mu + \mu^2 + \mu^3 = 1$, 解得 $\mu = 0.544$, 故 $\mu^2 = 0.296, \mu^3 = 0.161$ 。

对于两股流板式换热器, 其常规约束条件共有 13 个。第 1 至第 6 个约束为自变量的上、下限约束, 第 7 个约束为冷流体的出口温度上限约束; 第 8、9 个约束为冷、热流体流速约束; 第 10、11 个约束为长宽比 L/b 的上、下限约束; 第 12、13 个约束为热流体出口温度的上、下限约束^[11]。

2.3 计算机辅助参数化绘图 (CAPD)

2.3.1 计算机辅助参数化绘图简介

众所周知, 换热器设计往往是一个“设计—评价—再设计”的反复迭代、不断优化的过程。由于换热器结构的复杂性和操作工况的不同, 换热器的设计过程十分复杂, 需要反复迭代, 如果采用人工设计的方法, 设计周期很长, 因此实现某种程度的设计自动化, 缩短设计周期, 降低设计成本, 提高设计质量, 就成为换热器设计发展的迫切要求, 而计算机辅助设计 (CAD) 正是在这样的背景下产生的。计算机辅助设计技术包括计算机辅助计算和计算机辅助绘图两部分, 而计算机辅助参数化绘图已成为 CAD 中最为热门的应用技术, 能否实现参数化已成为评价 CAD 系统优劣的重要技术指标^[12]。

计算机辅助参数化绘图是基于参数驱动可变化图形的技术, 就是将图形的尺寸与一定的设计条件 (或约束条件) 相关联, 即将图形尺寸看成是“设计条件”的函数, 当设计条件发生变化时, 图形尺寸便会随之得到相应的更新。参数化绘图是相对于交互式绘图而言的, 早期的 CAD 系统, 只提供交互式绘图功能, 交互式绘图只是对手工绘图的简单替代, 只有参数化绘图才能充分发挥 CAD 准确、快速的特点。

目前参数化绘图的基本手段主要有程序驱动法和尺寸驱动法两种^[13]。所谓程序驱动法, 就是将产品设计过程中的所有关系式溶入应用程序中, 然后在程序的控制之下, 顺序执行这些设计表达式, 通过与用户的交互完成三视图的绘制。这一方法的主要特点是: 如果要修改图形, 一般要重新运行应用程序, 给应用程序输入不同的值, 便生成不同的图形。所谓尺寸驱动法, 实际上是对程序驱动法的扩展, 首先由应用程序生成所设计零件的基图, 该基图的所有尺寸用 a, b, c 等一系列符号标识, 然后, 用户可交互修改 a, b, c 等符号的值 (或关系式), 修改完后, 应用程序一次性地更新图形, 使之满足用户的约束值或关系式。由于尺寸驱动法只适用于结构较简单的零件设计, 所以程序驱动法是二维参数化绘图最基本的手段。

2.3.2 以 AutoCAD 为平台进行的二次开发技术

到目前为止, 国内外常见的参数化绘图主要有两种方式, 一种是利用自己熟悉的编程语言从底层开始开发, 另一种是以已经成熟的 CAD 软件 (如 AutoDesk 公司的 AutoCAD) 为开发平台, 进行二次开发。后者避免了底层开发的许多复杂工作, 并且可以利用原有开发平台已经具备的许多功能和数据库, 相对比较简单, 是比较常见的方式。本文主要介绍以 AutoCAD 为开发平台的参数化绘图技术^[14]。

(1) 脚本文件. SCR

AutoCAD 提供从文本文件中读取命令的脚本功能, 可连续执行一系列命令。用户可以在启动 AutoCAD 的同时调用脚本, 也可以用 SCRIPT 命令在 AutoCAD 中运行脚本。脚本文件相当于批处理文件, 用户可以在任何文本编辑器 (如 Windows 自带的记事本 NOTEPAD) 按照一定的格式要求, 根据预期的 CAD 命令 (如画直线 LINE、画圆 CIRCLE 等) 执行顺序创建, 都可以在 AutoCAD 中按照用户预期的方式完成一系列的功能。需要注意的是, 能够在 AutoCAD 中执行的脚本文件的扩展名必须为. SCR。

(2) ActiveX Automation

ActiveX Automation 是 Microsoft 基于 COM 体系结构开发的一项技术, 是 AutoCAD 编程的新接口。用户可以用它来定义 AutoCAD, 与其他应用程序共享图形数据及自动化任务。通过 Automation, AutoCAD 提供了由 AutoCAD 对象模型描述的可编程对象。这些可编程对象可由其他应用程序创建、编辑和操纵。可以访问 AutoCAD 对象模型的应用程序由 Automation 控制程序, 使用 Automation 操纵另一个应用程序的最常

用工具是 Visual Basic for Application (VBA)。关于 VBA 控制 AutoCAD ActiveX Automation 的详细信息, 可参见相关资料如: ActiveX and VBA Developer's Guide 和 ActiveX and VBA Reference。

(3) AutoLISP 和 Visual LISP

AutoLISP 基于简单易学而又功能强大的 LISP 编程语言。AutoCAD 内置了 LISP 解释器, 用此解释器可以在命令行中输入 AutoLISP 代码, 或从外部文件中加载 AutoLISP 代码。Visual LISP 进一步增强了 AutoLISP 的功能, VLISP 提供了一个集成开发环境, 其中包括编译器、调试器和其他提高生产效率的开发工具。VLISP 代表了下一代的 AutoCAD LISP, 它添加了更多的功能, 并扩展语言与使用 ActiveX 的对象进行交互。VLISP 的主体模块是一个 ObjectARX 应用程序, 和其他 ARX 应用程序一样, 该模块在 AutoCAD 环境下按需调入, 具有即插即用的特征。Visual LISP 可以把 LISP 原代码编译成 ObjectARX 应用程序, 从运行效率上看, 编译后的程序比解释型的 AutoLISP 程序要快 3~10 倍。

(4) ObjectARX

ObjectARX 是 Autodesk 公司提供的以 AutoCAD 为开发平台的面向对象的开发系统, 是用来开发 AutoCAD ARX (AutoCAD Runtime Extension) 实时运行扩展的一种新的编程环境。编译后的 ARX 程序实际上是 Windows DLL 程序, 它与 AutoCAD、Windows 之间均采用 Windows 的消息传递机制直接通信, 通过调用 acrxEntryPoint () 函数建立与 AutoCAD 消息传递的入口。

用 ObjectARX 开发的面向对象的 AutoCAD 应用程序, 具有以往 ADS 或 Auto LISP 开发的应用程序所不具备的许多重要特征, 主要如下: a. 直接访问 AutoCAD 数据库; b. 与 AutoCAD 编辑器进行交互; c. 使用 MFC (Microsoft Foundation Classes) 创建用户界面; d. 支持多文档界面 (MDI); e. 可以与其他应用程序如 Visual LISP、ActiveX、COM 等进行通讯, 可与 Internet 连接后从网络上装载和保存图形文件^[15]。这对于实现基于换热器 Internet 的 Web-CAD 设计系统具有十分重要的意义。

2.4 基于 Web 的异地远程设计 (Web-CAD)

计算机网络技术的发展为 CAD 技术开辟了一片全新的天地, Internet 基础上的全球化和地域上的分散化是未来 CAD 开发环境发展的必然趋势^[16], Web-CAD 逐渐成为一个十分有前途的研究和应用方向。国外许多学者对 Web 技术和计算机辅助设计技术的结合进行了广泛和深入的研究, 并取得了一定的成果。瑞典的 Alfa Laval 公司开发了针对板式换热器的 WebcAlc 系统, 美国 California 大学 Berkeley 分校的集成制造实验室专门设立了 Web-CAD 计算中心^[17], 新加坡国立大学的设计实验室开发了 Cyber-CAD 软件^[18]。在中国, 基于 Web 的 CAD 技术已经开始得到重视, 南京航空航天大学机电学院开展了基于 Web 的数控编程系统的研究^[19], 南京工业大学 (原南京化工大学) 的先进制造技术研究室对远程故障诊断作了先期的研究^[20], 并正在进行基于 Web 的板翅式换热器远程设计计算系统的研究与开发。然而网络技术在中国 CAD 技术中的发展应用速度远远低于网络本身的发展速度, 没有得到充分的利用开发和给予应有的重视^[21], Web 技术在换热器设计制造中的应用更是罕见, 因此 Web-CAD 在中国有更宽广的市场。

Web-CAD 将计算机网络技术和计算机辅助设计技术结合起来, 采用目前国际上比较流行的 B/S (浏览器/服务器) 模式, 借助于 ASP 技术或 Java 技术进行开发。以 B/S 模式为基础, Java 技术^[22]在客户端采用 Java Applet 开发, 而服务器端采用 Java Servlet 开发, 具有与平台无关性、网络分布性等特性, 使得它可以跨越多种硬件和软件环境, 是 Internet/Intranet 开发的理想开发平台, 可以开发出高性能的基于 Web 的应用软件; 而 ASP (Active Server Page) 技术是 Microsoft 的新技术^[23], 它是一种用于 WEB 服务器端的脚本环境, 具有开发简单、功能强大等优点。利用 ASP, 可以很容易地把 HTML 标签和文本, 脚本命令 (包括 VBScript 和 Java Script) 及 COM 组件 (Component Object Model, 组件对象模型) 组合在一起构成基于 WEB 的动态的、交互的、功能强大的应用程序^[24]。

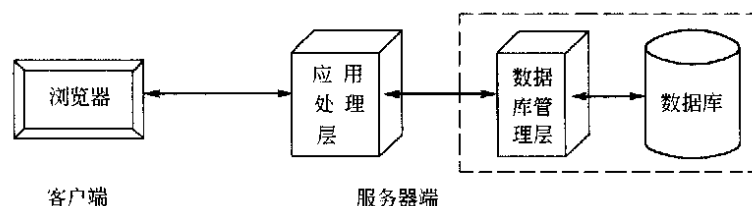


图 4-3-2 Web 应用的三层结构

目前基于 B/S 的远程系统多为如图 4-3-2 所示的三层结构：位于客户端的显示层（浏览器），位于服务器端的应用处理层（Web 服务器）和数据库管理层（数据库服务器）。浏览器负责发出用户请求并显示结果，应用服务器负责处理用户请求，并将用户对数据库的查询请求递交数据库管理服务器，数据库管理服务器负责处理用户对数据库的操作请求，将数据库操作结果返回应用服务器，应用服务器处理返回的数据，将结果以 Web 页面的形式发往客户端，在浏览器中显示。

3 基于 Web 的板翅式换热器异地远程设计系统的开发

板翅式换热器是一种结构紧凑、换热效率高、稳定可靠的新型换热设备，可以广泛用于化工、生工、能源、制药、制冷、汽车、航空航天等工业。由于其复杂的结构和广泛的适应性，其操作工况千变万化，使得设计过程十分繁复。因此如何加速其设计过程，缩短其生命周期，提高市场竞争力，是板翅式换热器设计亟待解决的问题，从而把板翅式换热器的快速设计提上了日程。

长期以来，板翅式换热器的设计都是通过传真、信函或电话方式进行的，通常分为以下几个步骤：(1) 用户提出操作工况要求，通过信函、传真或电话将要求传递给生产单位；(2) 生产单位经过计算，提出设计方案；(3) 生产单位通过相同方式反馈给用户。整个过程往往需要花费大量时间在信息传递过程。实际上，这个过程完全可以借助 Internet 的快捷、方便的功能在几分钟内完成，从而实现快速设计。

板翅式换热器的远程快速设计系统是一种基于 Web 的，集热力与强度计算、参数化绘图及快速报价于一体的参数化设计系统，该系统的一切操作均由参数驱动，应实现三种基本功能：(1) 提供友好直观的用户参数输入界面；(2) 具备板翅式换热器参数化快速设计、参数化绘图和快速报价的相关软件；(3) 提供简单易懂的供用户参考的反馈信息。在开发过程中，系统采用浏览器/服务器 (B/S) 模型，在技术上采用 ASP 技术与 COM 技术相结合的方法。

在板翅式换热器的远程设计系统中，COM 组件被用于实现板翅式换热器热力与强度计算，这是因为：(1) COM 组件与开发的工具语言无关，从而可以充分发挥不同编程语言的特长，例如用 Fortran 进行科学计算，而借助于 C++ Builder 进行界面设计或 ActiveX 的开发；(2) 通过接口有效保证了组件的复用性。组件和应用程序的连接是通过其接口实现的，负责集成的开发人员无需了解组件功能是如何实现的，和其接口建立连接就可以使用组件的功能。在保证接口一致性的前提之下，可以调换组件、更新版本；(3) 组件运行

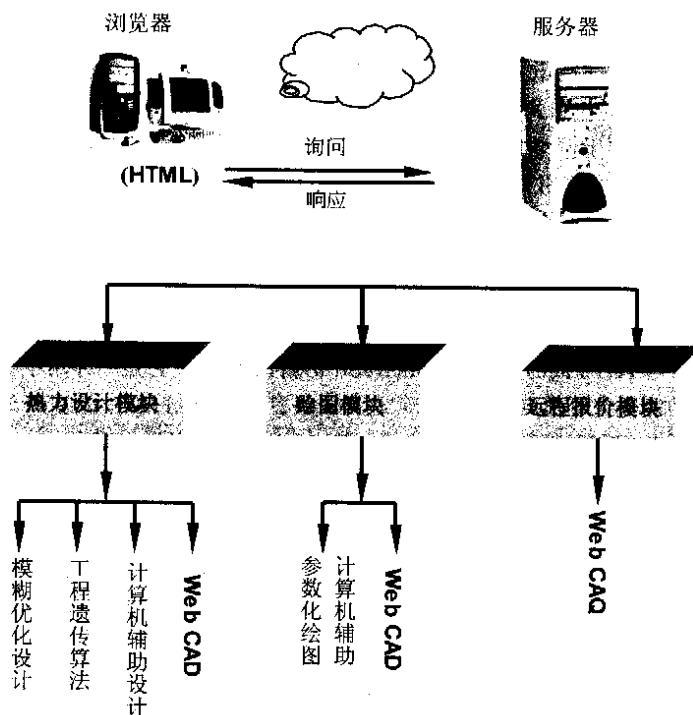


图 4-3-3 板翅式换热器快速设计、报价系统示意图

效率高^[25]。板式换热器参数化绘图模块借助于 Autodesk 公司推出的 ObjectyARX2.0 在 AutoCAD2000 平台上开发。参数化绘图模块的运行是在建立热力设计结果数据库的基础上进行的，可以直接读取数据库数据，也可以由用户自己输入绘图所需参数^[26, 27]。板式换热器远程报价系统由 ASP 技术开发。

如果用户需要快速设计一台板式换热器，用户所需做的所有工作只是登录提供板式换热器远程快速设计服务的远程服务器，在指定位置输入相应的设计参数，几乎是同时在浏览器上得到最终的设计结果，包括板式换热器的有效尺寸、总体尺寸、换热器设计结果图（二维和三维）及最终报价。具体过程如下图 4-3-3 所示。

在连接 Internet 的任何一台计算机上，打开 Web 浏览器，在浏览器地址栏中输入提供板式换热器远程快速设计服务的服务器地址 (http://httd.njuct.edu.cn/nanhua/design_frame.htm)，登录到该远程服务器。

登录之后，用户可以看到如图 4-3-4 所示的页面：

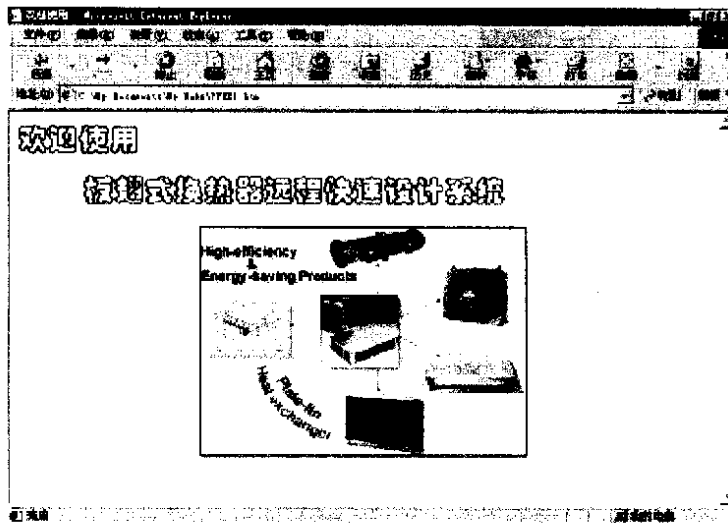


图 4-3-4 板式换热器远程快速设计系统登录界面

点击文字下方的图片，即可登录到板式换热器远程快速设计的主界面，如图 4-3-5 所示，完成之后，单击页面下方的“提交”按钮。至此，用户（即浏览器端）所需做的工作结束，下面的工作交给快速设计系统（即服务器端）来完成。

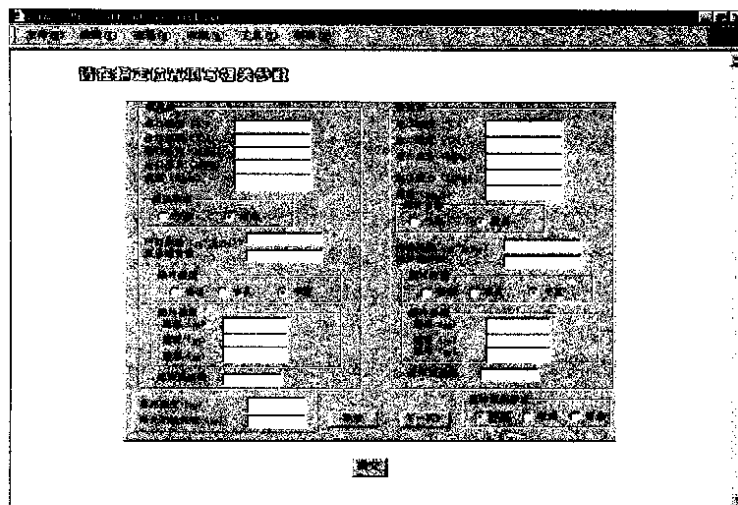


图 4-3-5 用户输入参数界面

服务器端程序运行结束后，用户将看到图 4-3-6 所示的页面。此时，用户可以根据需要点击页面最右边的超级链接，查看相应的计算结果。

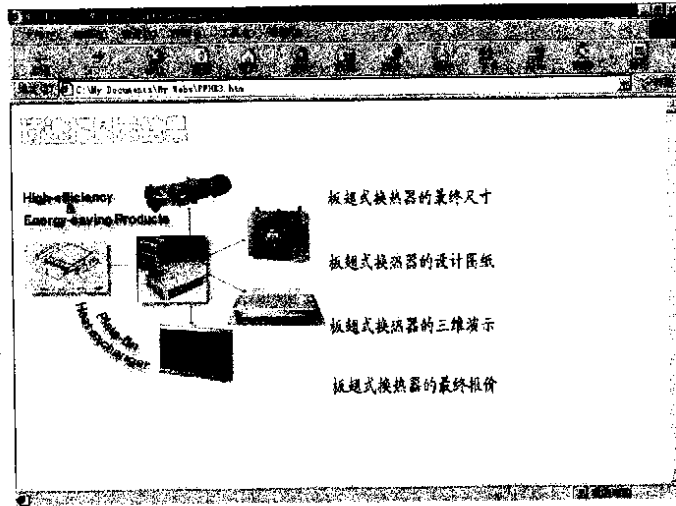


图 4-3-6 显示结果选择界面

第4章 换热器虚拟工程放大技术

换热器是一种重要和复杂的化工过程机械,和其他化工过程机械一样,其开发涉及化学、机械、材料以及先进制造技术本身等多个方面的复杂知识^[28],对其创新知识的获取与发展已成为制约我国由传统换热设备转向先进换热装置、促进先进换热装置国产化的瓶颈,直接影响着我国该类化工机械制造业及其相关工业的竞争力。

在换热器的设计和制造流程中,当具备完整的设计方法和相应的产品图纸后,还必须检验产品在实际应用中的性能。这要求企业具有知识推理、演绎的能力,借此做到对产品性能改进和创新的准确理解和快速反应,这一点对于换热器这种在整个生产流程和单元操作过程中起着重要作用的化工机械产品尤为重要。由于结构与材料、传热与传质、流动特性等与空间尺度乃至时间尺度均有很大关系,传统的开发方式往往需要小试、中试和工业试验的工程放大环节,试验的周期少则数月多则数年,这极大地限制了产品开发、创新的速度。随着计算模拟技术的日益发展,许多试验的环节已经可以通过模拟予以实现,为此提出虚拟工程放大技术的概念,致力于通过计算模拟技术实现过程设备的工程放大,并通过模拟计算,进一步改进设计方案,创新设计方法,保证产品一次试制成功。在产品竞争日益激烈、产品创新、快速响应市场的能力直接决定着一种产品的命运。新型、高效换热装置生命力旺盛,代表了产品创新的主流。在这个过程中,虚拟工程放大技术功不可没。

1 虚拟工程放大技术简介

虚拟工程放大技术是指根据工业装置的要求,将理论结果和小型试验装置的成果虚拟转变到工业生产装置中,并达到优良生产、控制成本、保证质量、缩短时间、保护环境等等多方面的要求,为此目的采用的技术总称。虚拟工程放大技术要承担起既能明显改善工业生产的收益,又能预测、避免工业装置设计、运行中出现的重大错误或事故的责任。

虚拟工程放大技术在工程应用中比比皆是。实际上,几乎所有的实验室试验都不能完整地具有工业体系的一切系统信息,因此任何小规模试验转移到大规模设备上去都存在虚拟工程放大的问题。以换热器为例,在众多的方面存在放大:换热器的形状(如板式、螺旋管式、板翅式、套管式、夹套式等的形状各不相同,带来表面积、几何尺寸、传热、流动形态、器壁、边缘效应等多方面的复杂问题)、操作模式(加热、冷凝、蒸发等)、介质及其性质(液体、气体;单相、多相等)、反应(物理反应、化学反应等)、结构材料(各种金属、非金属等)、流体性能(流动形态、流体性质、流动稳定性、参与化学反应的流体流动等)等。放大模型和工业装置存在着相同的重要现象,在一个重要或复杂的工业装置的研究过程中,往往存在多次相同或不同内容的放大。

与上述要求相对应,在虚拟工程放大的过程中要包括一系列的关键技术^[29]:

(1) 物性的模拟。对目前热力学和动力学物性数据库还没有的数据,通过计算分子动力学模拟或其他简化模型进行预测。

(2) 传递现象的模拟。通过计算流体动力学(CFD)模拟装置内的传热、传质与动量传递过程。反应工程的模拟还没有统一的解决方案,但其结果可以从传递过程模拟的结果中演绎而得。

(3) 结构与材料特性的模拟。主要通过计算固体力学进行模拟,有时,既要有空间尺度上的放大,也有时间尺度上的外推^[29]。

在换热器的各个研究、设计、开发、制造的环节,都存在不同工作量的虚拟放大技术。换热器的研究如流程图4-4-1所示。

在上述的开发实施过程中,创新设计往往须从设计计算方法开始,为此可能要从化学制造工艺的需要出发,提出工质的物性数据需求和传热学的需求;然后通过各种书籍、公开文献、研究报告和互联网的查询,归纳、总结出设计方法,这种设计可以是不完备的和初步的。

这种不完备的设计可以通过虚拟工程放大技术加以完善,例如可以从计算传热学和计算固体力学的角度加以检验。通过计算传热学分析验证了文献中经验公式的可靠性,通过计算固体力学的模拟,得到了改进结

构设计的方法，提高了承压能力，而计算流体力学模拟亦使进口流体分布更加均匀。对特殊工况，仅须采用小模型进行试验，即可完善设计方法。为了确保产品一次试制成功，还需要对特殊工况和可预见的情况进行分析、模拟、实验，补充虚拟放大所涵盖的内容，尽可能做到最佳设计、运行效果。

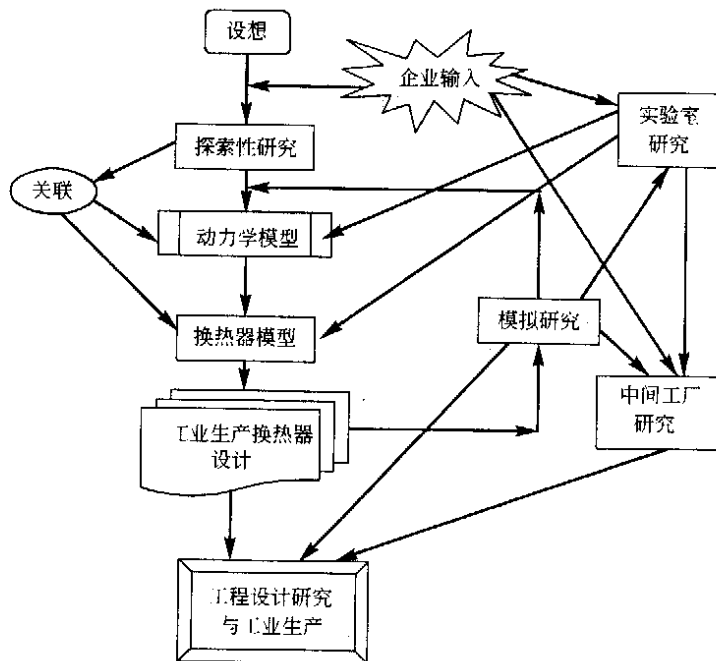


图 4-4-1 换热器开发中的虚拟工程放大示意图

2 计算机模拟技术

2.1 计算固体力学技术

20 世纪 50 年代初，力学中一门崭新的分支学科——计算力学，在计算机的冲击下开始萌芽，并随着现代有限元法的出现而迅速发展。20 世纪 70 年代以前，计算力学的研究重点集中在结构力学和固体力学方面。从 20 世纪 70 年代开始，发展的重点逐渐转向空气动力学和流体力学。20 世纪 80 年代中期，计算结构力学和计算固体力学又开始复苏，重新获得巨大的发展势头。应用计算固体力学可以进行数值试验。所谓的数值试验就是用数字计算机上的数值计算来代替一部分常规的验证性试验和小部分研究性试验。数值试验可以用从计算机得到的活化响应图像来模拟真实结构在真实实验室环境条件下观测到的响应。基于计算固体力学的数值试验可以在设计阶段为设计者提供制造信息，可以优化产品和过程设计，从而实现制造目标。已有研究表明，有限元分析与虚拟制造系统的集成可有效地减少产品开发的时间和成本，提高产品质量^[30]。

换热器的结构一般比较复杂，对其力学特性进行分析相对比较困难，如列管式换热器的管板和大开孔接管等部位的应力分析问题，换热器流体诱导振动问题^[31]等等，显然，要用解析的方法求解，必须作大量的简化假设。为了保证安全，这些假设将是十分保守的，这势必使设计的结构十分庞大，产品成本高。另一种办法，就是做实验，通过实验验证来保证结构的安全，这种方法的缺点是：小型试验无法保证结果与真实结构的一致性；大型实物试验费用高昂。应用基于计算固体力学的数值试验则可以解决上述两难问题，数值试验可以大幅度降低试验费用，可以明显缩短试验周期，所有的试验环境和条件，即使真实实验室条件和环境，都可以在计算机上重现。

2.2 计算流体力学技术

计算流体动力学 CFD (Computational Fluid Dynamics) 是近年发展起来的一门独立的学科，它与实验流体力学和理论流体力学相互补充，各有侧重。它通过应用有限差分等求解偏微分方程数值解的方法对流体力学问题进行数值模拟，为以前没有解的流体力学问题提供计算相似解。CFD 从 60 年代出现以来，已在航空、航天、自动设计、天气预报、海洋学和核试验等方面有着广泛的应用。目前，CFD 的发展很大程度上

依赖于求解 CFD 中大量偏微分方程的网格划分技术和数值算法。现在, 经历了一段时间的发展, 两者均已相当成熟。在 CFD 未投入实际应用之前, 对于流体力学中的非线性问题, 常常采取简化假设的方法, 将方程和几何边界简化, 用少数方程性质比较简单、且几何形状相当规则的情况作为问题在简化状态下的解答。但这种方法只有在有限可行的情况下可行, 因为过多的简化可能导致结果的误差很大, 甚至得到错误的解答。对于 KM 元件中湍流流动复杂的流动机理和涉及混沌混合的情况来讲, CFD 是求解这类非线性问题的数值解法的一种有用的工具。

回顾 CFD 发展的历史, 1971 年 Murman 和 Cole 的计算首次表明可以取得正确的物理解, 3 年后 Thompson 等首次生成绕任意二维物体的贴体计算网格, 此后直到 80 年代中期计算格式和方法有了飞跃的发展, CFD 的应用跃入了一个新阶段^[32]。

CFD 应用的思想与其他数值计算和模拟一样: 当处理连续问题受到不可逾越的阻碍时, 就试图将这种连续问题转换成离散化方法可以处理的情形, 使得当离散变量的数目增加时, 它如所希望的那样逼近于真实的连续解。目前已经有各种 CFD 商用计算机软件的发布, 提供可用于复杂外形的可靠和实用的网格生成技术, 增加了前、后处理功能, 网格能自动生成或分割, 而且其相关技术, 如 CFD 可视化技术等, 也得到了发展。

在换热器的虚拟放大过程中, 计算流体动力学的应用至关重要。由于换热器的形状一般都很复杂, 造成其中的流体的流动形态、传热方式都非常复杂, 因此准确描述流体的模型几乎无法得到, 在这种情况下, 将流体模型方程离散, 用近似数值解描述流体的行为具有更重要的意义。

目前, 在计算流体动力学模拟的参与下, 换热器中的许多理论计算原先无能为力的放大, 都已经得到了可用于工程应用的结果, 保证了流体放大、传热放大、结构放大等许多方面放大技术的顺利进行。计算流体动力学技术已经发展为对换热器的发展具有重要意义的关键技术之一。

3 虚拟工程放大中的实验方法

由于有限差分法等计算方法的引入和高速、大容量计算机的出现, 使计算力学在虚拟工程放大技术中的应用有了飞速发展, 为流体力学研究提供了强有力的工具支持, 但这并不意味着可以取消或削减流体试验, 相反, 却对流体试验提出了更多、更高和更具体的要求。一个合适的数学模拟结果往往是在对流动现象的观测和实验数据进行分析的基础上提出, 将之应用于流体的数值模拟, 得到的结果又必须投入实验研究中验证, 并进一步修正和校核理论模型和模拟结果, 从而推动研究工作的不断进步。因为实际问题往往非常复杂, 例如换热器这样具有复杂几何结构和复杂的流体流动状态的设备, 即使经过简化, 也不一定加以定量理论分析。或者如果过多进行简化, 将导致理论分析所得到的结果与实际相差太远, 甚至会得到错误的结论。换言之, 任何理论计算都包含了一定程度的近似和简化, 因此它不可能完全替代相应的实验研究。与此同时, 任何实验中都包含了虚拟工程放大技术。因此, 应用实验方法来解决实际问题, 或实验与计算相参照并结合方法得到实际问题的更合理解释, 也是虚拟工程放大技术的重要方法之一^[33]。

换热器的实验可以是针对任何一方面的, 如本章第 1 节所提到的材料、操作工艺、技术特性参数等等, 也可以是针对几个方面的组合。在实验过程所包含的工程放大技术中, 最重要的是要建立换热器与实验模型之间可靠的相似关系。例如流体实验中可能包含几何相似、运动相似、动力学相似等多方面的要求。另外, 虚拟放大在实验和中间试验的验证过程中, 实验的重点可能会转移, 所针对的对象会越来越具体。而实验过程的本身, 也是一个充满了创造性的过程。

4 换热器虚拟工程放大技术实例

4.1 管壳式换热器的虚拟工程放大实例

本节将通过一个换热器设计计算的实例说明虚拟工程放大的实施过程。该例来源于一个德国的化工公司, 该公司设计的一台换热器无法达到预期的设计目的, 所以求助于虚拟工程放大技术, 最终在虚拟工程放大技术的支持下, 解决了原先认为无法解决的问题^[34]。该换热器直径为 700mm, 长度为 2500mm, 管程内有 200mm 的管子。设计时入口流体温度为 69.5℃, 密度为 873kg/m³, 粘度为 1cP (10⁻³Pa·s)。如图 4-4-2 所示。

理论上该热交换器能够达到设计的预期充分分散流体的目的, 假设按照传统方法设计计算, 假定所有管子对流体起同样作用的前提下, 计算得到的表面积完全能满足换热要求。但实际上, 该换热器设计完成后与

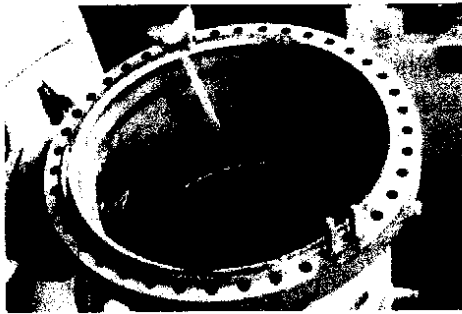


图 4-4-2 管壳式换热器

预期目标严重偏离，无法投入应用。

CAL GAVIN 公司在对该换热器用计算流体力学虚拟研究的过程中发现，两种情况制约了流体换热效果的发挥。一是流体在每根管子里是否具有相同的均匀分配。因为如果绝大多数流体只经过少数管子，那么将造成大多数换热面积的浪费，导致热交换器提供的热交换量比设计值少得多。经过 CFD 软件的模拟，展示了换热器 70% 的压力降是通过管子时产生的，如图 4-4-3 所示。余下的压力不足以使流体最终分散在整个管束中。因此需要采取具体的措施来解决这一问题。二是在单根管子里的流体情况。因为光滑管的流体动力学研究对加热和冷却没有提供理想操作条件。在管子壁面流体的

摩擦阻力和粘性剪切力的存在，使流体的速度剖面图为管子中心速度为最大值而壁面处为零的形状。即使是充分发展的湍流，也会有明显的边界层存在。结果造成边界层处的传热效果很差，因此使实际需要的换热面积比理论值大得多。

为了改善换热器中的流体不良分配和分散状况，在管子里面放置了扰流的内插件。为了考察内插件的作用，同样使用 CFD 软件模拟了管子里的压力状况，与原来相比较，得到了图 4-4-4 所示的结果。加入内插件提高了管束中流体阻力，使得各管程的流速相当，因此换热面积得到充分利用，显著提高了换热效率。

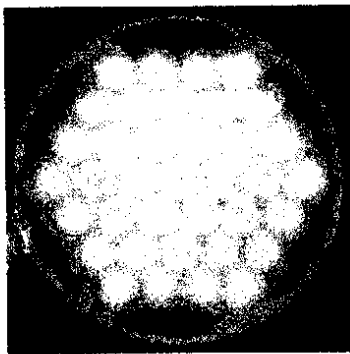


图 4-4-3 CFD 方法模拟换热器光管束内的压力分布情况

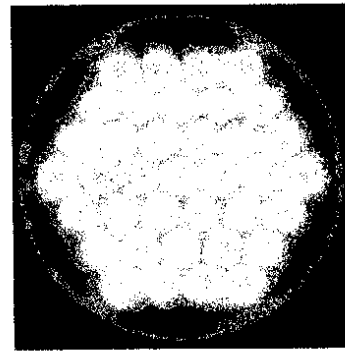


图 4-4-4 CFD 方法模拟换热器加入内插件后管束内的压力分布情况

4.2 Kenics 静态混合换热器 (KM) 的虚拟工程放大实例

静态混合器属于换热器的一种，在许多工业过程中，如石油、化工、能源、水和污水处理、造纸等，都有静态混合器的应用。当在化工中应用时，对于化工过程机械来讲，由于大部分的化工单元操作和生产过程都与传热问题相关，涉及传热的混合问题应用十分普遍，对其混合与传热耦合状态的问题的研究往往是人们关注的重点。如在乙烯裂解炉管中，添加静态混合器元件，是一种新颖的创意。但是，由于乙烯裂解装置的操作条件要求是高温、高压，而且介质和反应非常复杂，因此在没有任何依据知识的前提下，不可能直接应用于工业装置的生产中去。因此，在研究的过程中考虑了虚拟工程放大技术。

在虚拟放大研究中，对 KM 的操作和流体力学优化，引入计算流体力学 CFD 方法 (Computational Fluid Dynamics)，进行理论研究，主要目的是解决静态混合器理论难题，确保以最小的能耗，达到最优的混合效果，同时满足工业操作对不同流体本身的物性要求。由于混合器中流体的混合机理非常复杂，所以对流体混合效果的研究非常困难，以前主要以实践经验为参考进行。近几十年来，流体力学理论与实验技术、计算技术的发展为理论分析提供了依据，数值模拟和计算科学发展逐渐成熟，并已经进入实际应用阶段，依靠流场模拟和流场可视化技术，可以对流体的混合效果做出更科学的评价。

另一方面，主要针对静态混合器的研究、开发、制造中的问题开展虚拟放大。由于 KM 元件几何结构复杂，机械加工困难，而且难以保证其加工精度。在研发、试制阶段，实验室实验和工业试验较多，试件改型往往引起一系列变动，特别是涉及新材料应用与应用推广时所做的微小变动，对后续工作来讲都造成很大

的工作量，导致产品设计到投放市场的时间延滞，不利于产品的推广使用，无法做到敏捷化生产。在本例中引入快速创型的方法，运用反求工程原理 (Reverse Engineering)，对 KM 进行研发制造，以促进 KM 制造快速响应市场和更快地推广应用。从全局观点出发，CFD 模拟计算和优化 KM 设计与制造，能为 KM 的快速原型制造提供科学依据和反馈信息，促使 KM 的快速创型能迅速有效进行。在数值模拟放大和实验室模拟放大反复进行多次后，如果已经达到我们的预期目标，就能得到较好的结果，直接进入工业装置制造和生产收益阶段。在这个过程中，虚拟放大技术的应用见流程图 4-4-5。

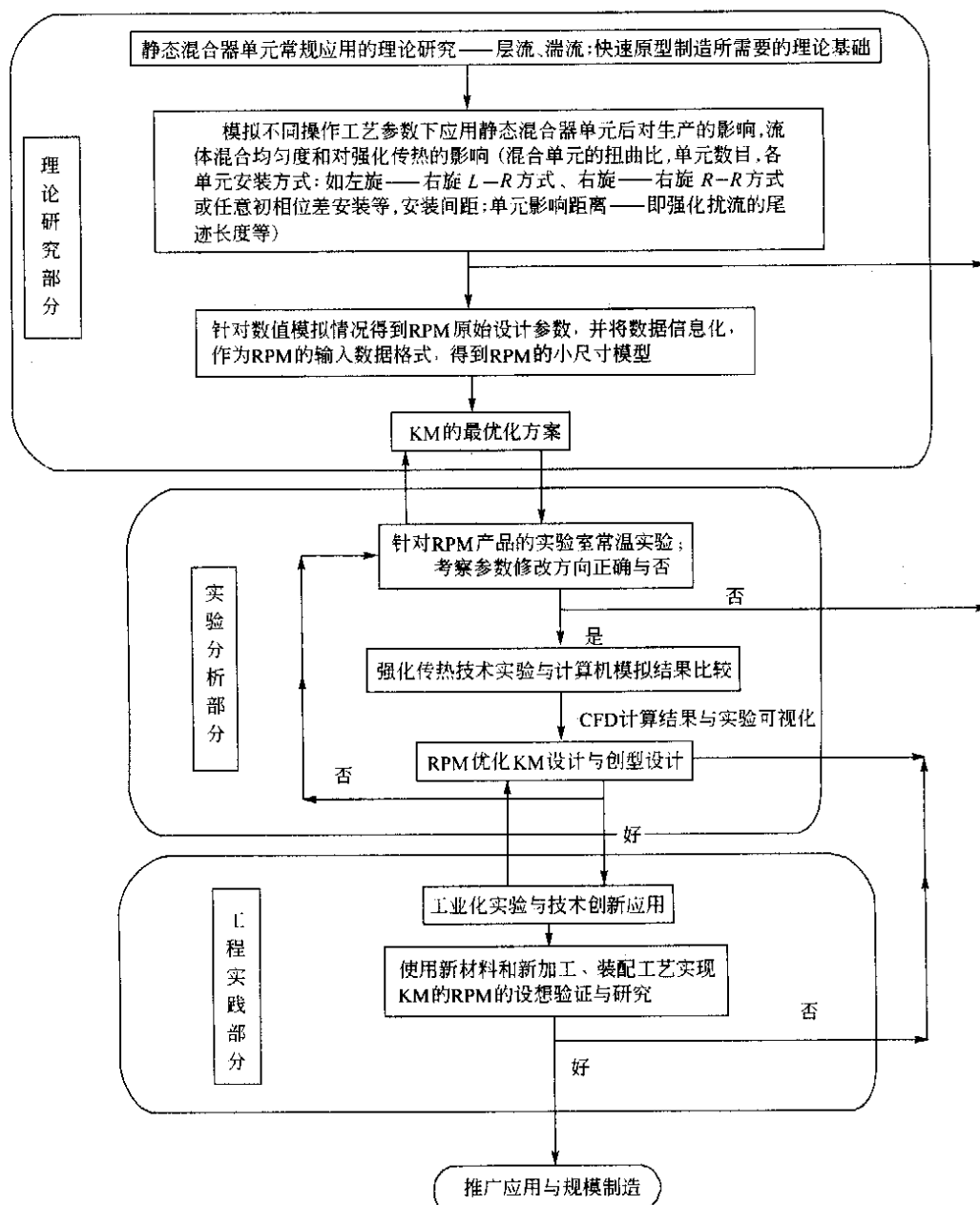


图 4-4-5 静态混合器中的虚拟工程放大技术示意图

图中线条为流体粒子的轨迹，其余分别为对应考察截面处的矢量图、等值线云图等等。

在实际应用中，以一种静态混合换热器为例，采用快速原型快速设计制造了其工作元件(如图 4-4-6)，然后对之进行全面的 CFD 理论模拟，得到了数值模拟的结果(见图 4-4-7)，然后再用原型零件进行实验研究，并与工厂中间放大研究综合考察，最终获得了符合要求的产品，节约了生产周期，并保证了产品的功能实现。



图 4-4-6 静态混合换热器的快速原型零件图

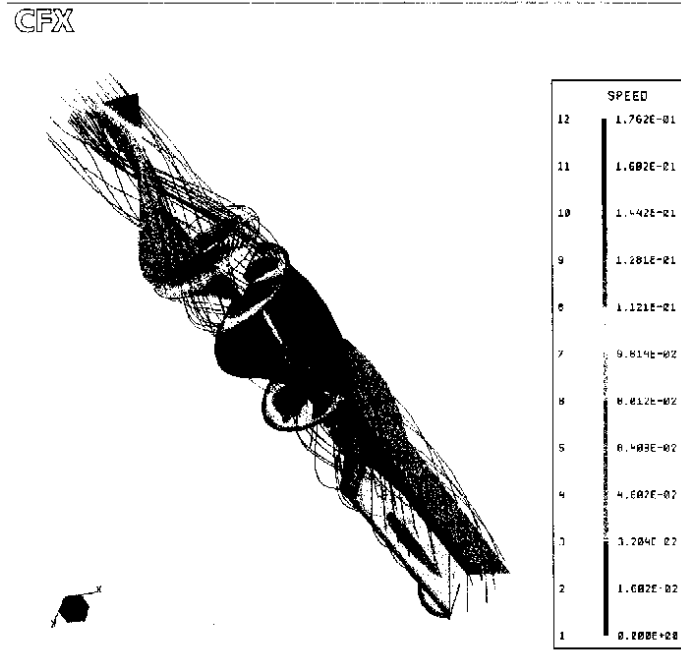


图 4-4-7 对静态混合换热器的 CFD 软件模拟计算结果

第5章 先进加工工艺在换热器中的应用

先进加工工艺是先进制造技术在产品加工和检测中的应用,其主要特征在于能够实现优质、高效、低耗、清洁、灵活生产。先进加工工艺的方法很多,目前已用于换热器制造的主要有:激光焊、超塑性成型扩散连接(SPF/DB)、微型加工技术等等。本小节将对这几种先进加工工艺逐一介绍。

1 激光焊接技术及在换热器中的应用

激光焊接技术具有应用范围广、工艺灵活多样、加工精度高、质量好、生产清洁、易逐步实现自动化、柔性化和智能化等优点。激光焊接可以对金属和非金属材料进行焊接,瑞典 Alfa Laval 公司应用激光焊接技术已制造出全焊接的板式换热器(见图 4-5-1)^[35]。这种板式换热器以激光焊接来完全取代橡胶垫进行密封(见图 4-5-2),可适用于温度和压力有激烈变化的高温高压过程及对密封垫有侵蚀的流体,其用途广泛,例如:重复加热、冷却多种化学物质的化学工厂及医药品工厂,还有石油、瓦斯精制工厂的加热、冷却、凝聚、蒸发。

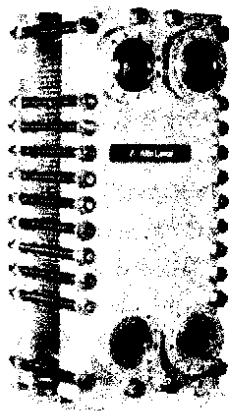


图 4-5-1 激光全焊接板式换热器

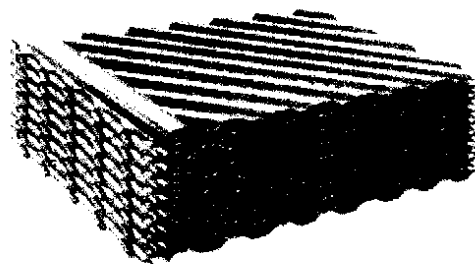


图 4-5-2 全焊密封结构

1.1 激光焊机理^[36, 37]

按激光器输出能量方式的不同,激光焊分为脉冲激光和连续激光焊(包括高频脉冲连续激光焊);按激光聚焦后光斑上功率密度的不同,激光焊可分为传热焊和深熔焊。

(1) 传热焊 采用的激光光斑功率密度小于 $10^5 \text{W}/\text{cm}^2$ 时,激光将金属表面加热到熔点与沸点之间,焊接时,金属材料表面将所吸收的激光能转变为热能,使金属表面温度升高而熔化,然后通过热传导方式把热能传向金属内部,使熔化区逐渐扩大,凝固后形成焊点或焊缝,其熔深轮廓近似为半球形。这种焊接机理称为传热焊,它类似于 TIG 焊等钨极电弧焊过程,如图 4-5-3 (a) 所示。

(2) 深熔焊 当激光光斑上的功率密度足够大时 ($\geq 10^6 \text{W}/\text{cm}^2$),金属在激光的照射下被迅速加热,其表面温度在极短的时间内 ($10^{-8} \sim 10^{-6} \text{s}$) 升高到沸点,使金属熔化和汽化。当金属汽化时,所产生的金属蒸气以一定的速度离开熔池,金属蒸气的逸出对熔化的液态金属产生一个附加压力(例如对于铝, $p \approx 11 \text{MPa}$; 对于钢, $p \approx 5 \text{MPa}$),使熔池金属表面向下凹陷,在激光光斑下产生一个小凹坑[图 4-5-3 (b)]。当光束在小孔底部继续加热汽化时,所产生的金属蒸气一方面压迫坑底的液态金属使小坑进一步加深,另一方面,向坑外飞出的蒸气将熔化的金属挤向熔池四周。这个过程连续进行下去,便在液态金属中形成一个细长的孔洞。当光束能量所产生的金属蒸气的反冲压力与液态金属的表面张力和重力平衡后,小孔不再继续加深,形成一个深度稳定的孔而进行焊接,因此称之为激光深熔焊[图 4-5-3(b)]。如果激光功率足够大而材料相对较薄,激光焊形成的小孔贯穿整个板厚且背面可以接收到部分激光,这种焊法也可称之为薄板激光小孔效应焊。从机理上看,深熔焊和小孔效应焊的前提都是焊接过程中存在着小孔,二者没有本质的区别。

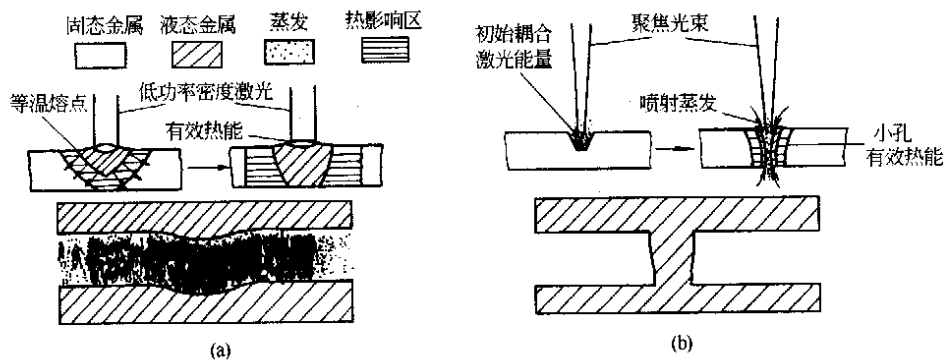


图 4-5-3 不同功率密度时的加热现象
(a) 功率密度 $<10^5 \text{ W/cm}^2$; (b) 功率密度 $>10^6 \text{ W/cm}^2$

1.2 金属的激光焊接性

激光焊焊接接头具有一些常规焊接方法所不能比拟的性能，这就是接头良好的抗热裂能力和抗冷裂能力。

(1) 抗热裂能力 热裂纹敏感性的评定标准有两个：一个是正在凝固的焊缝金属所允许的临界变形速率 (v_{cr})；二是金属处于液固两相共存的“脆性温度区” (1200~1400℃) 中单位冷却速度下的临界变形速率 (a_{cr})。试验结果表明，CO₂ 激光焊与 TIG 焊相比，焊接低合金高强度钢时，有较大的 v_{cr} 和较低的 a_{cr} ，所以焊接时热裂纹敏感性较低。激光焊虽然有较高的焊接速度，但其热裂纹敏感性却低于 TIG 焊。这是因为激光焊焊缝组织晶粒较细，可有效地防止热裂纹的产生。如果焊接参数选择不当，也会产生热裂纹。

(2) 抗冷能力 冷裂纹的评定指标是 24h 在试样中心不产生裂纹所加的最大载荷所产生的应力，即临界应力 (σ_{cr})。对于低合金高强度钢，激光焊和电子束焊的临界应力 σ_{cr} 大于 TIG 焊，这就是说激光焊的抗冷裂纹能力大于 TIG 焊。焊接 10 钢 (低碳钢)，两种焊接方法的 σ_{cr} 几乎相同。焊接含碳量较高的 35 钢，激光焊与 TIG 焊相比，有较大的冷裂纹敏感性。

合金结构钢 12Cr2Ni4A 进行 TIG 焊时，其焊缝和 HAZ 组织为马氏体加贝氏体，而激光焊时，则是低碳马氏体，两者的显微硬度相当，但后者的晶粒却细得多。高的焊接速度和较小的热输入，使激光在焊接合金结构钢等时，可获得综合性能特别是抗冷裂性能良好的低碳细晶粒马氏体，接头具有较好的抗冷裂纹能力。

用同样的热循环焊接含碳量较高的 35 钢，焊缝和 HAZ 组织就不同了。35 钢的原始组织是珠光体，由于 TIG 焊焊接速度慢，热输入大，冷却过程中奥氏体发生高温转变，焊缝和 HAZ 的组织大都为珠光体。激光焊和电子束焊的冷却速度快，焊缝和 HAZ 是典型的奥氏体低温转变产物——马氏体。因为含碳量高，所形成的板条状马氏体具有很高的硬度 (650HV)，这种马氏体是四方晶体，具有较高的组织转变应力，冷裂纹敏感性高。激光焊冷却速度快，导致含碳量高的材料产生硬度高、含碳量高的片状或板条状马氏体，是冷裂纹敏感性大的主要原因。若接头设计不当而造成应力集中，也会促使冷裂纹的形成。

(3) 接头的残余应力和变形 CO₂ 激光焊加热光斑小，热输入小，使得焊接接头的残余应力和变形比普通焊接方法小得多。

(4) 冲击性能 人们在研究 HY-130 钢 (美国钢号) 激光焊焊接接头的冲击性能的试验中发现了表 4-5-1 的结果，焊接接头的冲击吸收功大于母材金属的冲击吸收功。进一步深入研究发现，HY-130 钢 CO₂ 激光焊焊接接头冲击吸收功提高的主要原因之一是焊缝金属的净化效应。

表 4-5-1 HY-130 钢激光焊焊接接头的冲击吸收功

激光功率, kW	焊接速度, cm/s	试验温度, ℃	焊接接头冲击吸收功, J	母材金属冲击, J
5.0	1.90	-1.1	52.9	35.8
5.0	1.90	23.9	52.9	36.6
5.0	1.48	23.9	38.4	32.5
5.0	0.85	23.9	36.6	33.9

(5) 不同材料间的激光焊接性 各种材料用激光焊的焊接性与用传统焊接方法的焊接性类似。不同材料之间的激光焊只有在一些特定的材料组合间才可能进行。

1.3 换热器所用典型材料的激光焊

CO₂ 激光焊^[38]的特点之一就是适用于多种材料的焊接。所有可以用常规焊接方法的材料或具有冶金相容性的材料都可以用 CO₂ 激光束进行焊接。尽管 CO₂ 激光束波长长 (10.6μm), 金属表面对它的反射率高, 但随着高功率 CO₂ 激光器的出现和应用, 人们逐步消除了金属高反射率及等离子体造成的障碍, 得到了与电子束焊类似的基于小孔效应的深熔焊。用 10~15kW 的激光功率, 单道焊缝深可达 15~20mm。激光焊的高功率密度及高焊接速度, 使得激光焊缝及热影响区 (HAZ) 很窄, 所引起的焊件变形小。

本节介绍几种典型材料的 CO₂ 激光焊, 从中可以进一步了解激光焊的特点。

(1) 不锈钢

奥氏体不锈钢由于具有良好的抗腐蚀性, 以及高温和低温韧性而获得广泛的应用。这类不锈钢的特点是合金元素含量高, 导热性仅为低碳钢的 1/3, 线膨胀系数大, 为低碳钢的 1.5 倍。

对 Ni-Cr 系 (300 系列) 不锈钢进行激光焊时, 具有很高的能量吸收率和熔化效率。用 CO₂ 激光焊焊接 304 不锈钢 (美国牌号), 在功率为 5kW, 焊接速度为 1m/min, 光斑直径为 0.6mm 的条件下, 光吸收率为 85%, 熔化效率为 71%, 由于焊接速度快, 减轻了不锈钢焊接时的过热现象和线膨胀系数大的不良影响, 焊缝无气孔、夹杂等缺陷, 接头强度与母材相当。不锈钢激光焊的另一个特点是, 用小功率 CO₂ 激光焊焊接不锈钢薄板, 可以获得外观上成形良好、焊缝平滑美观的接头。

(2) 钛及其合金的激光焊

钛合金具有高的比强度 (强度和重量比), 钛合金化学活性高, 在高温下易氧化, 在 330℃ 时晶粒即开始长大。在进行激光焊时, 正反面均必须施加惰性气体保护。气体保护范围须扩大到 400~500℃ (即拖罩保护)。

钛合金对接时, 焊前必须把坡口清洗干净, 可先用喷砂处理, 再用化学方法清洗。另外, 装配要精确, 间隙宽度要严格控制。激光焊焊接钛合金, 焊接速度一般较高 (80~100m/h), 焊接深度大致为 1mm/1kW。

对工业纯钛和 Ti-6Al-4V (质量分数, %) 的 CO₂ 激光焊研究表明, 使用 4.7kW 的激光功率, 焊接板厚为 1mm 的 Ti-6Al-4V, 焊接速度可达 15m/min。经 X 射线检测表明, 接头致密, 无气孔、裂纹和夹杂。也没有发现明显的咬边。接头的屈服强度, 极限拉伸强度与母材相当, 塑性不降低。在适当的焊接参数下, Ti-6Al-4V 的接头性能有与母材同等的弯曲疲劳性能。钛及其合金焊接时, 氧气的溶入对接头的性能有不良影响, 在激光焊时, 只要使用了保护气体, 焊缝中氧就不会有显著变化。激光焊焊接高温钛合金, 也可以获得强度和塑性良好的接头。

(3) 耐热合金的激光焊

许多镍基和铁基耐热合金都能用 CO₂ 激光焊进行焊接。激光焊焊接这类材料时, 容易出现裂纹和气孔。用 2kW 快速轴向流动式激光器, 对厚 2mm 的 M-152 (美国牌号) 合金进行焊接, 最佳焊接速度为 8.3mm/s; 1mm 厚的 Ni 基合金, 最佳焊接速度为 34mm/s。

(4) 异种金属的激光焊

在一定条件下, Cu-Ni、Ni-Ti、Cu-Ti、Ti-Mo、黄铜-铜、低碳钢-铜、不锈钢-铜及其他一些异种金属材料, 都可以进行激光焊。对 Ni-Ti 焊接熔合区的金相分析表明, 熔合区主要由高分散度的微细组织组成, 并有少量金属间的化合物分布在熔合区界面。

金属基复合材料 (metal matrix composites, MMCs) 也应用于换热器领域。焊接 MMCs 的难点是脆性相的产生, 以及由这些脆性相导致的裂纹和接头强度降低。虽然在一定条件下可以获得满意的接头, 但目前仍处于研究阶段。

2 超塑性成型扩散连接 (SPF /DB)

钛合金的超塑性成型/扩散连接 (SPF/DB) 组合工艺可以减少零件的制造和装配工作量, 并可以设计出高效的结构, 如蜂窝结构板等, 采用这种工艺可以节省成本 50%, 减轻重量 30%。瑞典 Alfa Laval 公司^[39, 40]已用超塑性成型扩散连接技术生产出钛材的板翅式换热器, 其产品如图 4-5-4 所示。所用的扩散焊和超塑性成型技术原来自航空工业技术。该换热器的重量和体积仅为普通的管壳式换热器的 1/7。英国 IMI

MARSTON 公司应用扩散焊和超塑性生产不锈钢换热器。

2.1 超塑性成型扩散连接工艺



图 4-5-4 钛板翅式换热器示意图

扩散连接为固态连接工艺 (Solid state joint), 可定义为靠一定的压力、温度和时间使两个待连接表面达到紧密连接, 并进而扩散形成单一的致密材料。按照这个定义, 既然扩散连接工艺不同于其他典型的焊接工艺, 因而典型的扩散连接工艺参数所形成的结果也与其他焊接过程的结果不同。超塑性成型扩散连接的典型结构如图 4-5-5 所示。图 4-5-5 (a) 是单层板加强结构, 其加工工艺过程是: 把一块钛板放在两个模盒 (或模具) 之间, 此时钛合金板如同一张薄膜将上、下模具隔开。装卡好的模具放在一个夹紧装置中 (例如压力机), 然后把它加热到 $899\sim 954^{\circ}\text{C}$ (Ti-6Al-4V), 并在这个温度下将惰性气体以一定的压力引入其中的一个模具内, 强迫钛合金薄膜进入第二个模具腔内, 这样它就按预先设计好的第二个模具腔的形状成形。为增强结构的强度和刚性, 可以事先将钛合金小零件放入模腔内, 成形的钛板会与这些小零件扩散连接在一起。为实现这种连接, 所需要的压力是相当低的, 厚板扩散连接时所使用的典型压力值是 14MPa 。该压力的作用是使板材表面相向移动, 直至两个表面达到紧密的接触。而薄板材超塑性成型/扩散连接工艺 (SPF/DB) 中, 为使表面紧密接触, 只需 $1.4\sim 2\text{MPa}$ 的压力就足够了。图 4-5-5 (b) 是双板结构^[41], 其制造过程中, 钛合金板材的非连接部位上要涂上一层扩散连接隔离剂 [如氮化硼 (BN) 或氧化钇 (Y_2O_3)], 涂敷的部位应与板材下面模具的凹入部位的型腔相对应。开始时先向下模腔内注入一定压力的气体, 使两个钛板连接在一起。然后把腔内气体抽出, 并通过小管将气体注入到两块钛板之间。这样钛板上没有发生扩散连接的部位就会在气体压力作用下被吹胀分离, 并迫使下面一块钛板进入下模的凹入部位, 形成一个整体加强结构。图 4-5-5 (c) 是把三块或多块钛板用隔离剂进行局部涂敷后, 进行扩散连接, 然后吹胀分离。用这种方法可以制造板翅式换热器的芯体 (图 4-5-4)。几个小芯体可以组焊成一个大的芯体 (如图 4-5-6), 芯体再焊上封头和接管就组成一个完整的换热器 (如图 4-5-7)。

图 4-5-5 (a) 是单层板加强结构, 其加工工艺过程是: 把一块钛板放在两个模盒 (或模具) 之间, 此时钛合金板如同一张薄膜将上、下模具隔开。装卡好的模具放在一个夹紧装置中 (例如压力机), 然后把它加热到 $899\sim 954^{\circ}\text{C}$ (Ti-6Al-4V), 并在这个温度下将惰性气体以一定的压力引入其中的一个模具内, 强迫钛合金薄膜进入第二个模具腔内, 这样它就按预先设计好的第二个模具腔的形状成形。为增强结构的强度和刚性, 可以事先将钛合金小零件放入模腔内, 成形的钛板会与这些小零件扩散连接在一起。为实现这种连接, 所需要的压力是相当低的, 厚板扩散连接时所使用的典型压力值是 14MPa 。该压力的作用是使板材表面相向移动, 直至两个表面达到紧密的接触。而薄板材超塑性成型/扩散连接工艺 (SPF/DB) 中, 为使表面紧密接触, 只需 $1.4\sim 2\text{MPa}$ 的压力就足够了。图 4-5-5 (b) 是双板结构^[41], 其制造过程中, 钛合金板材的非连接部位上要涂上一层扩散连接隔离剂 [如氮化硼 (BN) 或氧化钇 (Y_2O_3)], 涂敷的部位应与板材下面模具的凹入部位的型腔相对应。开始时先向下模腔内注入一定压力的气体, 使两个钛板连接在一起。然后把腔内气体抽出, 并通过小管将气体注入到两块钛板之间。这样钛板上没有发生扩散连接的部位就会在气体压力作用下被吹胀分离, 并迫使下面一块钛板进入下模的凹入部位, 形成一个整体加强结构。图 4-5-5 (c) 是把三块或多块钛板用隔离剂进行局部涂敷后, 进行扩散连接, 然后吹胀分离。用这种方法可以制造板翅式换热器的芯体 (图 4-5-4)。几个小芯体可以组焊成一个大的芯体 (如图 4-5-6), 芯体再焊上封头和接管就组成一个完整的换热器 (如图 4-5-7)。

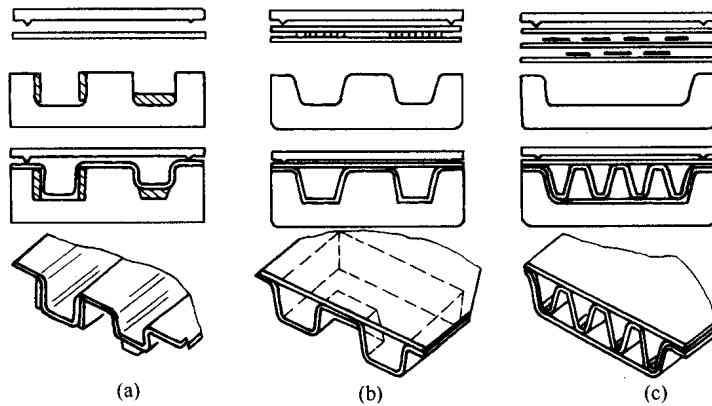


图 4-5-5 超塑性成型扩散连接的典型结构



图 4-5-6 扩散连接件组焊成一个芯体



图 4-5-7 焊接封头和接管

2.2 扩散连接参数

影响扩散连接^[42]的主要因素是压力、温度、时间和真空度等四个参数，另外还与材料流变应力和应变、材料变形速率的敏感性、表面粗糙度、表面清洁度、晶粒尺寸等有关。考虑到工艺过程的性质，除上述各种参数外，另外两个附加因素也是很重要的。第一，如果在连接之前必须先成型 [如图 4-5-5 (a)], 那么连接表面必须保持无污染、无氧化状态；第二，如果进行局部扩散连接需要使用防护涂层 [如图 4-5-5 (b) 和 4-5-5 (c)], 那么该防护涂层应不妨碍周围未涂防护层的表面进行扩散连接。

因为温度、压力和时间三者在某程度上是相互依赖的，所以单独地讨论这些参数对过程的影响是比较困难的。但是我们可以采用将其中一个参数固定，研究另外两个工艺参数的相互关系，这样就可以确定每个参数的相对重要性。

图 4-5-8 表示时间和压力与扩散连接接头质量之间的关系，在实线以上为质量保证区域，在虚线以下不能获得良好的连接质量，接头连接率小于 50%。从图 4-5-8 曲线还可以看出：当压力越来越高时，过程的时间就会越来越短，但是很可能为了达到紧密接触而施以很高的压力时，过程进行得非常快，以致扩散、晶粒长大和金属连接都来不及发生。超塑成型的加工温度范围是 1650~1750°F，因此研究扩散连接也在这个温度范围之内，此时不会在扩散连接方面引起很大的差异。通常温度越高，扩散连接时间越短，或者在相同的时间内，所达到的连接强度较高。如果温度太高，就会达到 β 状态下，材料失去超塑性，并且晶粒很快长大。 β 转变对扩散连接而言，是一个有趣的研究课题。一般说，已发生 β 转变的材料，由于缺乏超塑性（因而达到紧密接触比较困难）以及因为晶粒尺寸大、原子活动能量低等原因，不易进行扩散连接，然而如果我们用正常组织的材料在 β 转变之前进行变形，然后再将它们加热到 β 转变温度，那么就有可能得到良好的扩散连接（图 4-5-4）。显然，在这样的工艺条件下，材料在 β 转变之前，有时间进行蠕变变形，以达到紧密接触。而随后的快速晶粒长大，促进了扩散的进行。

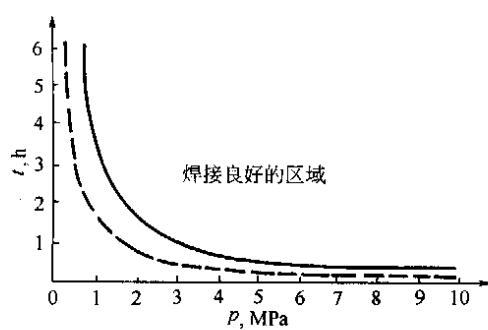


图 4-5-8 Ti-6Al-4V 超塑性成形扩散连接接头质量与压力和时间的关系 ($T=1200\text{K}$)

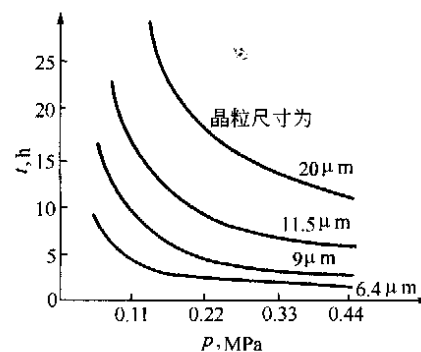


图 4-5-9 钛合金的晶粒尺寸对连接时间和压力的影响

如果温度太低，材料的超塑性较低，为达到紧密接触所需要的时间较长，同样扩散速度也会减慢，从而影响了扩散连接所需要的时间。由于多方面的原因，时间是一个重要的参数。首先，蠕变变形与时间有关，正因如此，为达到紧密接触需要一个最小的时间期限（依赖于压力和温度）。其次，在如图 4-5-5 所示的过程中，为使钛合金板材与待扩散连接的零件接触，需要先进行超塑成形，根据板材的厚度，该过程可能在 1h 内完成，但如果模具也必须从室温加热到超塑成形温度的话，那么钛合金板材在高温下停留的时间可能远远超过两小时，在这种情况下，可能会产生两个问题：首先，在模具中保持住惰性气体非常困难，由于此原因，钛合金即倾向于发展成表面 α -单相组织，这种组织会妨碍扩散连接。其次，晶粒会随着温度提高而长大（见图 4-5-9），这就减少了促使原子活动的能量，并提高了为达到紧密接触所需的流变压力值。

3 微型加工技术

微型换热器的制造技术我们称为微型加工技术。澳大利亚的 Heatric 公司在 1986 年开发了印刷线路板式换热器，这是第一个推向市场成为产品的微型换热器。美国也已研制了冷却液通道宽 25 μm ，深 200 μm ，导热片厚度 15 μm 的微型换热器，设计能承受的局部热量大于 1kW/cm²，固定面与工作液体之间的温差为

10~20℃，可用于卫星的温度控制系统。1999年7月，美国哥伦比亚号航天飞机携带了30个这样的微型换热器。本节将以技术成熟的印刷线路板式换热器为例介绍换热器微型加工技术。

3.1 印刷线路板式换热器的特点

印刷线路板式换热器的微型通道宽度小于1mm^[43]。该类换热器已用于海洋平台^[44]，在高温核反应器中的应用也已出现^[45]。其微型通道的主要加工工艺有化学蚀刻、显微机械加工和激光焊等^[46]。优点：与常规的管壳式换热器相比，重量和所占的体积可以节省高达85%；可以耐高温、耐强腐蚀和高压；可以减少振动和热应力等问题，因此换热器更加安全可靠。印刷线路板式换热器由于通道很小，因此其应用的主要限制是压力降太大。印刷线路板式换热器的使用压力在50至100MPa，使用温度可达900℃。

3.2 印刷线路板式换热器的制造工艺

第一步 板片化学蚀刻

印刷线路板式换热器芯子由化学蚀刻的金属平板组成，这种化学蚀刻的方法类似于印刷电路板的蚀刻工艺，因此可以任意蚀刻出复杂的流体通道。

第二步 板片组装

如图4-5-10所示，根据流体流动形式，可以将板片组装成逆流或错流结构。组装后的芯体如图4-5-11所示。

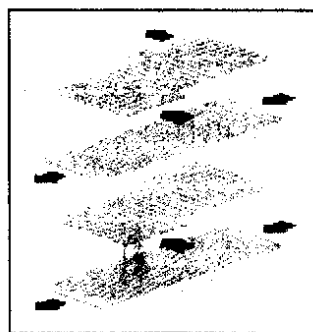


图 4-5-10 板片组装示意图

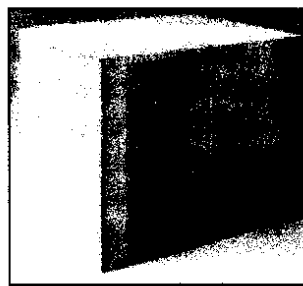


图 4-5-11 组装后的芯体

第三步 扩散焊

由于真空扩散炉腔的限制，有时将芯体（core）分成几块（block）。对组装后的分块进行扩散连接。图4-5-12中可以看出：蚀刻后横截面可以看出晶粒已越过板的表面生长。在图片中由四块板连接而成，这些板组成了错流通道，中间的板上通道在图中无法看到。图4-5-13是芯体一部分，通道的尺寸一般为1.0mm×2.0mm，板的尺寸一般为1.0mm×0.6mm。



图 4-5-12 显微照片

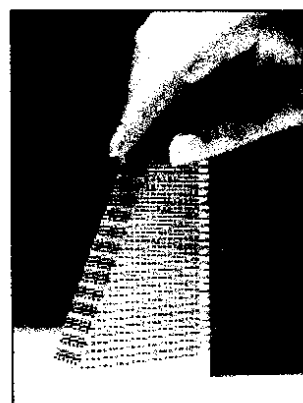


图 4-5-13 芯体的一部分

第四步 装配组焊

为满足换热要求，可以把单个的扩散连接块组焊成一个完整的芯体，最后将封头和接管与芯体焊上。印刷线路板式换热器作为化学反应器的研究正在进行中，欧洲正资助几个项目研究其热力和水力性能。

第6章 换热设备先进制造模式的探索

1 换热设备快速创型制造的基本构想

产品的创型要解决两个方面的问题,一是创新的思想,二是创新的实施。前者的基本要求是“新”,后者的基本要求是“快”。“新”是指产品的知识含量高,知识附加值高;“快”则体现为制造企业对市场需求的快速响应和制造资源的快速有效集成和重组。

解决第一个方面的问题,必须使企业具备信息获取和知识集成的能力。现代企业通过网络可以访问各种信息数据库并和各地销售人员联系,通过信息查询和销售报告,分析市场走势,迅速捕捉复杂多变的市场动态信息,及时做出正确的预测和决策,以决定新产品的功能特征和上市时间。在此基础上,通过实际生产工艺调查、网络查询以及各种研究报告、文献资料等信息渠道,集成与所开发产品相关的知识,建立相应的数据库、知识库、形成初步设计方法。设计知识获取能力是一种综合实力,既包括经营管理,也包括技术水平;既包括资本实力,也包括人才实力;既包括先进的设备,也包括过去的经验。它们的总和,可以看成是一种资源。发达国家的企业多以所谓研究开发(R&D)中心的组织形式来发展这种资源^[47]。我国由于各方面原因^[48],国家创新体系还缺乏许多必要环节,企业内部研发力量未能得到充分发展,不少企业到目前为止还根本没有研发力量。短时期内,要形成这种力量,无论是资金投入、人才集聚、设备建设,还是经验积累都是很困难的。换热设备是知识密集型的产品,但我国换热设备制造商普遍不具备知识的演绎与集成的能力,因此必须采用新的模式来提高产品的开发速度。

为了充分利用我国分布的知识和潜在的资源,当前值得尝试的解决方案便是分布式异地协作开发与设计,其基本原则是:分散建设,网上组项、市场驱动、强强联合。

1.1 异地协作开发与设计

由于日益激烈的市场竞争,现代制造业在经营运作中大量应用总承包商与大量子承包商、零件供应商合作提供优质服务的方式,来以最快的速度响应用户的需求。尤其在大型设备的开发中,不进行适当的分解与协同,不可能顺利完成任务。为了满足协同开发的需求,企业基于 Internet 互联网络,利用计算机集成制造系统、并行工程^[49]、敏捷制造等现代全球制造技术来提高协同开发能力。这样在生产上表现为全球性供应链,在设计上表现为相关企业群体的异地协同设计。美国敏捷制造企业论坛从 1994 年 11 月起开展了“最佳敏捷实践参考基础”研究,其中敏捷制造的第一个参考技术就是集成的产品和过程开发^[50]。欧洲的 EspritII 计划中的 EurocoOp 项目就是为了开发能够支持分布式协同工作的系统。亚洲国家自 1996 年起每年召开一次 CSCW in Design 的国际会议,讨论设计中的协同工作问题。协同设计优势是在产品开发早期实现方案的协调、设计决策的优化,全面消除产品生命周期中由于初期阶段的错误而造成的更改,方便对类似产品进行再设计。

基于 Internet 的协同设计包括 4 个基本问题:协同产品开发工作模式;共同理解的产品数据;跨异构平台的数据互操作与信息资源的动态调配技术;多用户决策的协调与优化技术。协同设计实现的一个方法是:单元子产品模型系列化、标准化、模块化、客户化,可以将其封装在网上提供服务;设计发起方快速在网上查询数据,并选定协同设计联盟伙伴;对选定的对象通过网络进行远程访问和调用;建立协同设计共享过程;最后实现设计产品的整体优化、冲突协调和协同决策^[51]。

解决第二个方面的问题,亦即“快”,则包括设计、放大、制造、销售诸环节的快速实现。异地协作开发与设计,提供了快捷进行初步设计的平台。具备了设计的方法和相应的产品图纸后,还必须检验产品在实际应用中的性能。由于结构与材料、传热与传质、流动特性等与空间尺度乃至时间尺度均有很大关系,传统的开发方式往往需要小试、中试和工业试验的工程放大环节,试验的周期少则数月多则数年,这极大地限制了产品创型的速度。随着计算模拟技术的日益发展,许多试验的环节已经可以通过模拟予以实现,为此我们提出虚拟工程放大的概念,致力于通过计算模拟技术实现换热设备的工程放大,并通过模拟计算,进一步改进设计方案,完善设计方法,保证产品一次试制成功。

1.2 虚拟工程放大

笔者于 1998 年提出虚拟工程放大的概念^[29],对高温过程设备的全寿命设计通过计算机模拟予以实现。

美国机械工程师协会杂志《机械工程》1998年2月的主题文章“一个新的工程前沿”提出了智能集成环境的概念^[52]，论述了高度复杂产品的协作设计、快速集成以及计算机工程放大技术。对于换热设备的开发，比较费时、难度较大的工作是工程放大。要真正实现虚拟的工程放大，其中的关键技术包括：

(1) 物性的模拟：对目前热力学、动力学物性数据库还没有的数据，通过计算分子动力学模拟或其他简化模型进行预测。

(2) 传热现象的模拟：通过计算流体动力学(CFD)模拟装置内的传热与动量传递过程。

(3) 结构与材料特性的模拟：主要通过计算固体力学进行模拟，对高温设备则既有空间尺度上的放大，也有时间尺度上的外推。

1.3 分散网络化制造

中国是一个幅员辽阔、经济发展不平衡的大国，不同地区的制造资源差别很大、劳动力成本也不相同，传统的制造方式缺乏信息技术的支持，制造资源之间缺乏必要的协调与联系，有的地区资源过剩。现在制造已经进入了全球性竞争的新纪元。网络技术的普及使地理位置已不再成为一种障碍，因此竞争者可以在世界范围内制造和销售他们的产品。在我国沿海的制造商可利用内陆相对廉价的劳动力和丰富的土地资源，在全国范围内形成了一个生产网络，从而使得我国的制造业在国际上具备较强的竞争力。这样的网络无疑会加快产品的设计与开发速度。同时，由于中小型企业能够共享投资，从而减少了多品种、小批量生产的成本，这也正是换热设备制造所寻求的目标。分散网络化制造的生产模式提供了这种可能。

分散网络化制造^[53] (Dispersed Network Manufacture) 是利用信息技术实现高层次异地制造资源共享的制造模式，是我国重点发展的九项先进制造技术之一。分散网络化制造指的是：面对市场机遇，针对某一市场需要，利用以因特网 (INTERNET) 为标志的信息高速公路，灵活而迅速地组织社会制造资源，把分散在不同地区的现有生产设备资源、智力资源和各种核心能力，按资源优势互补的原则，迅速地组合成一种没有围墙的、超越空间约束的、靠电子手段联系的、统一指挥的经营实体——网络联盟企业，以便快速推出高质量、低成本的新产品。

实施网络化制造技术的行为主体是网络联盟，因此需从网络联盟的全生命周期来考察研究与网络联盟相关的一系列问题，网络联盟的生命周期按时序大致划分为：面对市场机遇时的市场分析、资源重组分析、网络联盟组建设计、网络联盟组建实施、网络联盟运营、网络联盟终止。

在网络联盟全生命周期内，所涉及到的实施技术涵盖了以下几方面：组织管理与运营管理技术；资源重组技术；网络与通讯技术；信息传输、处理与转换技术等。由于网络化制造是建立在以因特网为标志的信息高速公路的基础上，因此必须建立和完善相应的法律、法规框架与电子商务环境，建立国家制造资源信息网，形成信息支持环境。

检验产品创新成功与否的惟一标准是产品的市场占有率，因此建立快捷的销售网络是产品创新不能忽视的环节，越来越多的案例表明：网上商务 (e-commerce) 和协作商务 (c-commerce) 能够帮助企业获得成功^[54]。

1.4 电子商务

电子商务顾名思义是采用电子技术开展的商务活动。电子商务 (E-Commerce 电子商务)、电子商业 (E-Business)、电子购物 (E-Shopping) 等实际上具有类似的含义，只是各自涉及的范围不同而已，此处将这些统称为电子商务。应当说，目前利用电话、传真开展的商务活动也属电子商务的范畴。但随着计算机和计算机网络的应用普及，电子商务被赋予新的含义。被认为是通过信息技术 (IT) 将企业、用户、供应商及其他商贸活动涉及的职能机构结合起来的应用，是完成信息流、物流和资金流转移的一种行之有效的办法。随着因特网的普及，尤其是 WWW 服务的提供，可以声、文、图并茂的方式体现商品的特征，并尽可能地便利用户，尤其是潜在的、对其他产业的影响，使得电子商务在国内外再掀热潮，电子商务亦被列为未来十大 IT 主导技术之一，迎接新的“电子商务时代”成为人们讨论的主题。

电子商务的主要过程包括，参加交易的买卖双方在做好交易前的准备之后，通常将根据电子商务标准规定开展电子商务交易活动：

(1) 客户方通过供货方提供的远程设计软件进行换热设备选型设计 (DESIGN)，确定设备型号或定制要求；

(2) 客户方向供货方提出报价请求 (REQOTE)，说明想购买的换热设备信息；

(3) 供货方向客户方回答该设备的报价 (QUOTES)，说明该设备的报价信息；

(4) 客户方向供货方提出设备订购单 (ORDERS)，说明初步确定购买的设备信息；

- (5) 供货方向客户方对提出的设备订购单的应答 (ORDESP), 说明有无此商品及规格型号、品种、质量, 是否定制等信息;
 - (6) 客户方根据应答提出是否对订购单有变更请求 (ORDCHG), 说明最后确定购买设备信息;
 - (7) 客户方向供货方提出设备运输说明 (IFTMIN), 说明运输工具、交货地点等信息;
 - (8) 供货方向客户方发出发货通知 (BESADN), 说明运输公司、发货地点、运输设备、包装等信息;
 - (9) 客户方向供货方发回收货通知 (RECADV), 报告收货信息;
 - (10) 交易双方收发汇款通知 (REMADV), 买方发出汇款通知, 卖方报告收款信息;
 - (11) 买方收到商品, 卖方收到货款并出具电子发票 (INVOIC), 完成全部交易。
- 图 4-6-1 示意了客户和厂商之间为了完成一次跨国贸易时应当与各个机构之间交换的业务单证。

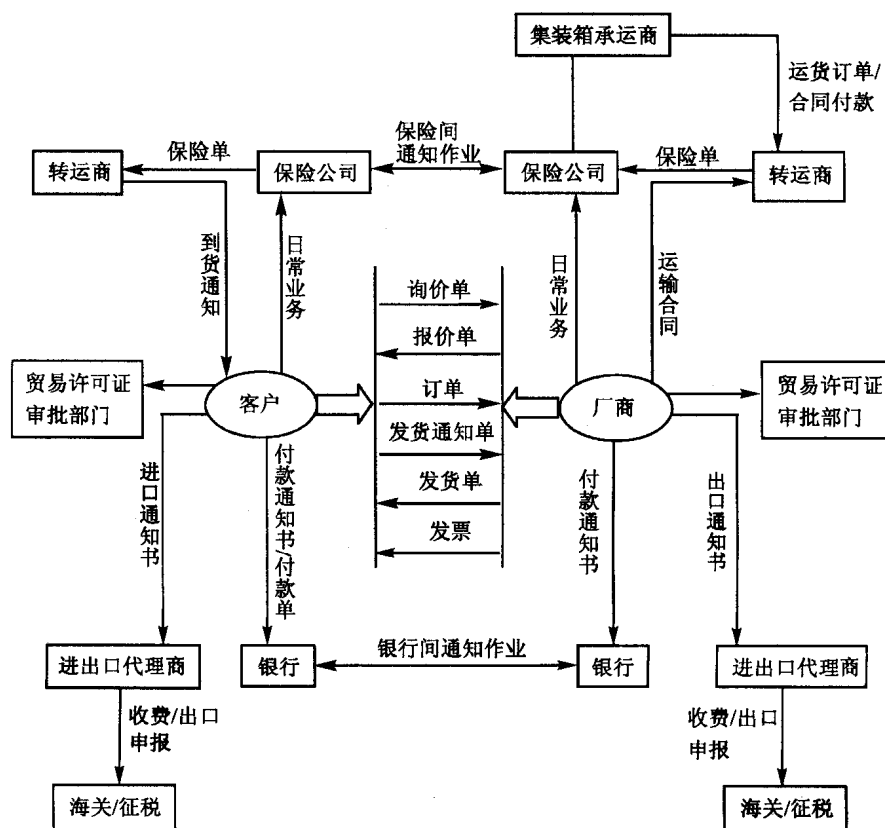


图 4-6-1 国际贸易所涉业务单证

2 换热设备先进制造的实例——新型板翅式换热器的开发与制造

板翅式换热器是一种高效、紧凑、轻巧的换热设备, 目前已在石油化工、航空航天、电子、原子能、导弹、车辆、船舶、动力机械、机床(油冷却器)、冶金、制冷、空调等领域得到广泛应用, 并在利用热能、回收余热、节约原料、降低成本以及一些特殊用途上取得了显著的经济效益。但是板翅式换热器也存在一些不足, 如板翅式换热器的设计公式较为复杂, 通道设计十分困难, 不利于手工计算; 同时传统板翅式换热器的材料多为铝板, 要求介质对铝不腐蚀, 若腐蚀而造成内部串漏, 则很难修补。为此作者对板翅式换热器的快速创型进行了尝试, 所用到的主要步骤如图 4-6-2 所示。

创新设计往往须从设计计算方法开始, 为此作者从化学制造工艺的需要出发, 提出工质的物性数据需求和传热学的需求; 然后通过各种书籍、公开文献、研究报告和互联网的查询, 归纳、总结出设计方法, 这种设计可以是不完备的和初步的。

这种不完备的设计可以通过虚拟工程放大技术加以完善。作者主要从计算传热学和计算固体力学的角度加以检验。通过计算传热学分析验证了文献中经验公式的可靠性, 通过计算固体力学的模拟, 得到了改进结

构设计的方法，提高了承压能力。而计算流体力学模拟亦使进口流体分布更加均匀。对特殊工况，仅须采用小模型进行试验，即可完善设计方法。为了确保产品一次试制成功，对高温真空钎焊的工艺过程进行仿真模拟，据此改正了夹具的型式，精确确定了不同尺寸的板翅式换热器所需配重。

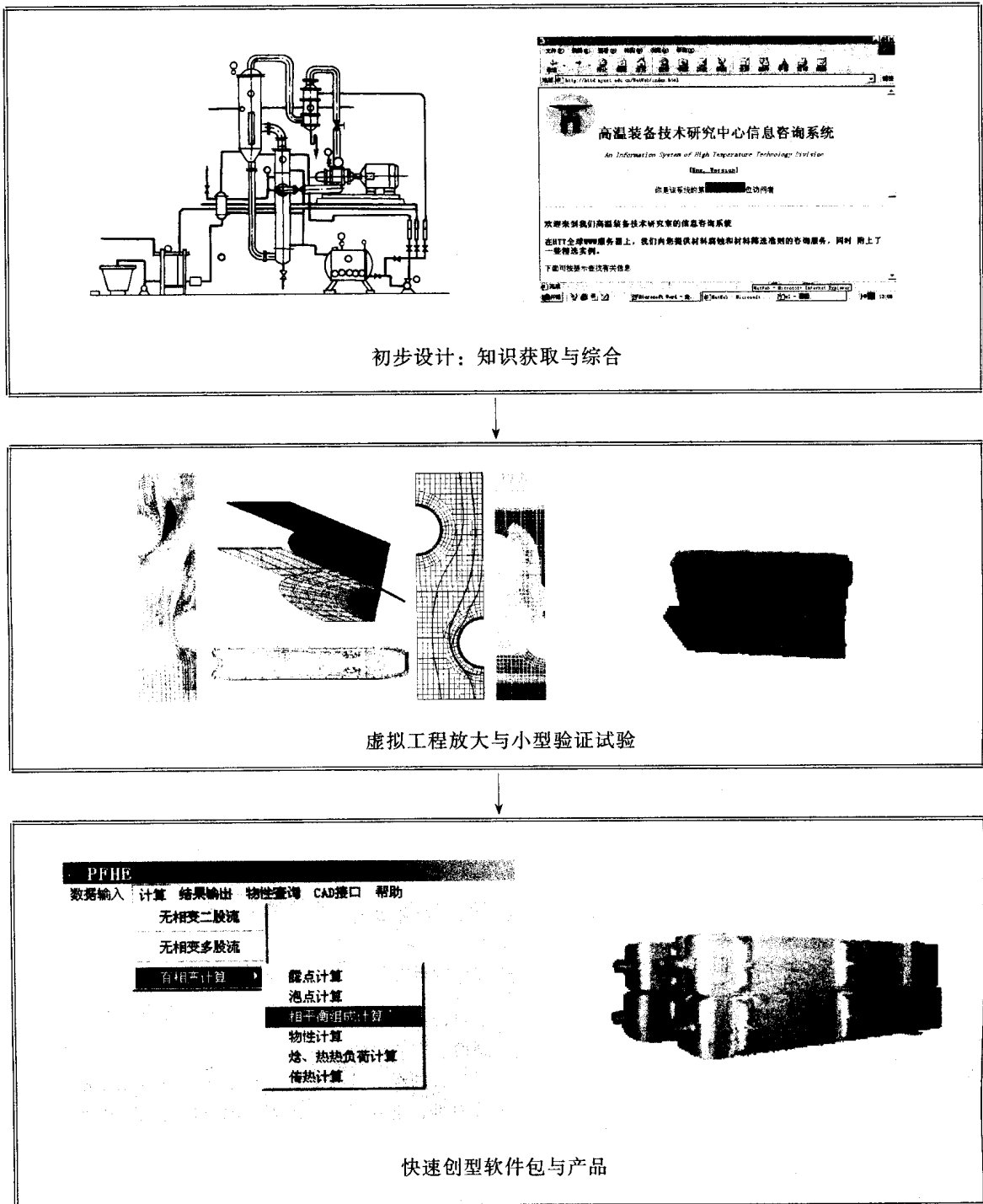


图 4-6-2 过程设备快速创型的步骤

在上述基础上形成了板翅式换热器的集成制造软件系统 PFHE。该系统的人机接口采用 C 语言编制的下拉式菜单，使用方便、界面友好。性能计算模块可进行板翅式换热器设计、校核及最优化计算。处理物流可多至 10 股，可以是单相或有相变，亦可以是单组分或多组分。多股物流通道的设计应用人工智能神经网络

和遗传算法相结合的优化方法来确定。物性数据可由程序自动估算或用户提供^[55]。参数化绘图设计模块采用 ObjectARX 和 VC++ 编制, 运行环境为 AutoCAD。本系统实际使用表明可提高设计效率 8~10 倍, 大大减少了过去设计、绘图和文件生成中的许多人为错误, 整个产品的研制周期大为缩短。同时根据系统提供的钎焊工艺, 显著减少了试制的废品率。

作者以板式换热器快速创型系统 PFHE 为基础组建公司, 并按照分散网络化制造的思想, 进一步为成果的产业化配备先进制造的信息环境, 使公司从一开始便具备了较强的电子商务能力以进行国际贸易。如图 4-6-3 所示为快速创型制造模式示意图。大学的 CAE 中心是知识创新的源头, 公司的服务器通过 Windows NT 协议或广域的 TCP/IP 协议从大学得到技术创新的支持, 而从市场获得需求的信息, 公司与各部门通过制造数据的交换、按照并行工程的原则协调不同部门的制造, 大大缩短创型的周期。服务器上配备有远程询价系统、故障诊断系统, 客户可以直接访问公司的服务器, 通过远程计算, 得到板式换热器的特征尺寸或型号及相应的报价, 如使用中遇到问题, 亦可通过访问故障排除系统自行解决。虽然上述系统还有待完善, 但已在成果产业化过程中取得了令人鼓舞的成效。

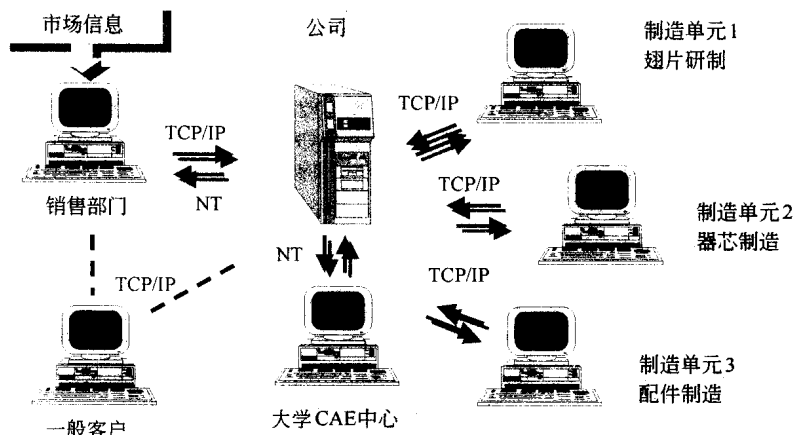


图 4-6-3 快速创型制造模式

倡导异地协作设计与制造的模式在我国还有不少路要走, 企业必须从组织形式到技术路线实行一系列变革。对于处于效益低谷的中国过程机械制造企业, 更当痛下决心进行调整、改革、改制, 建立协作文化, 同时迅速建设数字化制造的环境, 争取在 3~5 年内能进入国际市场, 实现跨越式的发展。由于国外大型制造企业的高度发展和垄断, 我国在大型过程装备制造上能有所作为的企业越来越少, 因此我们应更加重视中小企业技术创新能力和市场响应能力的提高, 重视协作制造、协作商务理念的培育, 逐步实施分散网络化制造, 从面向全局的视野出发, 以产品为纽带, 以效益为中心, 不分企业内外、地域差异, 实行动态联盟, 有效地组织产品的设计、制造和营销。

参 考 文 献

- 1 Reid R. C., Prausnitz J. M., Sherwood T. K. The properties of gases and liquid. 4 th ed. New York: McGraw Hill
- 2 Technical data book petroleum refining. 4th ed. Washington: API, 1983
- 3 Yaws C. L., Chen D., Yang H. C., Sherwood T. K. The critical properties of chemicals. Hydrocarbon Processing. 1989, (7): 61~64
- 4 王福安, 蒋登高. 化工数据导引. 北京: 化学工业出版社, 1995
- 5 曾令可, 吴清仁, 李霞等. 陶瓷材料热物性数据库管理系统的研究. 硅酸盐通报. 1997, (5): 57~59
- 6 张健, 陈丙珍. 基于面向对象的化工物性数据库系统. 计算机与应用化学. 1999, 16 (4): 245~248
- 7 马沛生等. 石油化工基础数据手册(续编). 北京: 化学工业出版社, 1993
- 8 Yang youqi. Process flow sheeting. Computers and Applied Chemistry. 1995, 12 (1): 2
- 9 Shah R. K., Afimiwala K. A., Mayne R. W. Heat exchanger optimization. Heat transfer, 1978, 4: 185~191
- 10 于颖, 李永生. 换热器多目标最佳化中模糊分析理论的应用. 南京化工大学学报. 1996, 18 (2): 51~57
- 11 高向东. 板式换热器模糊优化设计. 江苏化工. 1997, 25 (6): 39~41
- 12 Roller D., Schonek F., Verrouast A. Dimension-Driven Geometry in CAD: A Survey Theory and Geometric Model-

- ing, London: Springer-Verlag, 1989, 509~523
- 13 王福军. Auto CAD R12/R13 应用 C 程序设计——机械 CAD 编程方法与实例. 北京: 电子工业出版社, 1995
 - 14 江雪松. AutoCAD2000 二次开发指南. 北京: 国防工业出版社, 2000
 - 15 王福军, 张志民, 张师伟. AutoCAD2000 环境下 C/Visual C++ 应用程序开发教程. 北京: 北京希望电子出版社, 2000, 6
 - 16 Lee J. Y., Kim H. and Kim K. A Web-Enabled Approach to Feature-Based Modeling in a Distributed and Collaborative Design Environment. *Concurrent engineering: Research and Applications*. 2001, 9 (1): 74~88
 - 17 Web-CAD. <http://cybercut.berkeley.edu/html/design/webcaduser.htm>
 - 18 CyberCAD. <http://dlab.nus.edu.sg/cybercad/>
 - 19 陈文亮. 基于 Web 的数控编程系统及其关键技术研究. 南京航空航天大学博士论文. 2001, 3
 - 20 耿鲁阳. 基于 B/S 网络模式的高温设备远程寿命评价技术的研究. 南京化工大学硕士论文. 2000, 6
 - 21 马艳红. CAD 发展的现状与未来. 第一届国际机械工程学术会议论文集. 北京: 机械工业出版社, 2000
 - 22 Bruce Eckle (京京工作室译). *Thinking in JAVA*. 北京: 机械工业出版社, 1999
 - 23 Scot Johnson (新智工作室译). *Active Server Pages 详解*. 北京: 电子工业出版社, 1999
 - 24 李黎明, 陈志刚. 基于 Web 的三层 C/S 计算开发技术分析. *微型电脑应用*. 1999, 15 (11): 57~59
 - 25 潘爱民. *COM 原理与应用*. 北京: 清华大学出版社, 1999, 11
 - 26 凌祥, 邹群彩, 涂善东. 板翅式换热器参数化绘图. *化工机械*. 1999, 27 (6): 325~327
 - 27 邹群彩, 凌祥, 涂善东. 用 ObjectARX 开发板翅式换热器参数化 CAD 系统. *压力容器*. 2001, 18 (2): 38~41
 - 28 涂善东等. 以知识为基础的化工过程机械产品的快速创型. *化工机械*. 2000, 27 (6): 347~351
 - 29 涂善东. 高温装置工程放大的基础技术. *南京化工大学学报*. 1998, 20 (增刊): 92~97
 - 30 吴祚宝, 肖田元. 虚拟制造环境下有限元分析的应用. *清华大学学报(自然科学版)*. 2000, 40 (7)
 - 31 钱颂文, 岑汉钊, 曾文明. 换热器内流体诱导振动. 北京: 烱加工出版社, 1989
 - 32 李晓梅, 黄朝晖等. *科学计算可视化导论*. 长沙: 国防科技大学出版社, 1996
 - 33 比索 A, 卡贝尔 R. L. 化工过程放大——从实验室实验到成功的工业规模设计. 北京: 化学工业出版社, 1992, 3
 - 34 Peter Ellerby. *Computer Simulation Facilitates Ninefold Improvement In Heat Exchanger Efficiency*. *Engineering Manager*. Cal Gavin Limited. Birmingham, United Kingdom.
 - 35 瑞典阿法拉伐公司. 板式换热器样本. TG001K-09/98
 - 36 Dawers C. *Laser Welding*. Abington Publishing, 1992
 - 37 Walter W. D. *Laser Welding*. A Wiley-Interscience Publication, 1999
 - 38 Powell J. *CO₂ Laser cutting*. London: Springer-Verlag Limited, 1993
 - 39 Alfa Laval Thermal Inc. *Welded Heat Exchanger-Rolls Laval Heat Exchanger [EB/OL]*. <http://www.us.thermal.alfalaval.com/products/welded/main.html>
 - 40 Adderley C. I., Fowler J. O. High performance titanium plate fin exchanger using a novel manufacturing process. *Design and Operation of Heat Exchangers*. Springer-Verlag, 1992
 - 41 Weisert E. D., Stacher G. W. and Kim B. W. Manufacturing methods for super plastic forming/diffusion bonding process, AFMLTR 79-4053, final report AF contract F33615-85-C-5058. Rockwell Internal, Los Angeles, California, 1979
 - 42 Piling J. Solid state bonding in superplastic Ti-6Al-4V. *Metal Science*. 1984, 18 (3): 117~122
 - 43 Mehendale S., Jacoby A. and Shah R. Heat exchangers at micro and meso-scale, *Compact Heat Exchangers and Enhancement Technologies for the Process Industries*, Editor R. K. Shah et al, Begell House, 1999: 55~74
 - 44 Johnston N. Development and applications of printed circuit heat exchangers. Communication at the Compact heat exchangers for the process industry conference, Snowbird, June 1997
 - 45 Takeda T., Kunitomi K., Horie T. and Iwata K. Feasibility on the applicability of a diffusion welded compact intermediate heat exchanger to next generation high temperature gas cooled reactor. *Nuclear Engineering and Design*. 1997, 168: 11~21
 - 46 Tonkovich A. L. et al. Microchannel heat exchanger for chemical reactors. *AIChE symposium series*. 1996, 92 (310): 119~125
 - 47 刘蕴博. 日、美汽车的研究、设计与开发. *机械工业发展战略与科技管理*. 1996 (增刊)
 - 48 谢友柏. 现代设计与知识获取. *中国机械工程*. 1996, 7 (6): 36~40
 - 49 张玉云, 熊光楞, 李伯虎. 并行工程方法、技术与实践. *自动化学报*. 1996, 22 (6): 745~753
 - 50 Dove R. Best agile practice reference base-1994. *Challenge Models and Benchmarks, Creating the Agile Organization*:

- Models, Metrics and Pilots. 4-th Annual Conference Proceedings, Nov. 1994
- 51 李健, 张鸿梁, 王计斌等. 基于网络的协同设计方法研究. 清华大学学报(自然科学版). 2000, 40 (9): 93~96
 - 52 Goldin D. S., Venneri S. L. and Noor A. K. A New Frontier in Engineering. Mechanical Engineering, 1998
 - 53 张曙. 分散网络化制造. 北京: 机械工业出版社, 2000
 - 54 Malone T. W. Collaborative Commerce in Practice Today. Keynote lecture, Collaborative Commerce Conference. The Future of the Manufacturing and Distribution Enterprise in the Internet Age, 2000, Chicago
 - 55 凌祥, 柳雪华, 涂善东. 板式换热器 CAD 系统开发. 炼油设计. 1997, 27 (6): 57~59

内 容 提 要

本书共分四篇。第1篇为管壳式换热器，介绍管壳式换热器的结构型式和主要参数，选用和设计，冷凝传热和冷凝器计算，流体流动诱发振动，结构设计和管板设计，以及翅片管式换热器；第2篇介绍各种板式换热器计算；第3篇介绍高温换热器和非金属换热设备，其中包括碳化硅陶瓷高温换热器；第4篇介绍换热器快速先进制造等技术。

本书收集资料新颖全面，内容丰富实用，可供从事化工过程机械换热设备设计、制造及应用的工程技术人员，以及高等院校相关专业师生参考，也可供热能动力、制冷、轻工、食品及石油化工等领域有关工程技术人员参考。