

前 言

本标准系根据国家质量技术监督局 1993 年“制修订标准项目计划”的安排对 GB 151—1989 进行修订。

本标准依据 GB 151—1989 实施以来所取得的经验和国内管壳式换热器发展的需要,并参照近期国际同类标准进行了下列变动:

1. 修订了适用参数。
2. 由于增加了铝、铜、钛换热管,故标准名称由《钢制管壳式换热器》改为《管壳式换热器》。
3. 增加了以下内容:

前言;

引用标准;

附录 C(标准的附录)换热管用奥氏体不锈钢焊接钢管;

附录 D(标准的附录)有色金属设计数据;

附录 K(提示的附录)壳体与管束间的入口或出口面积的计算。

4. 撤消了 GB 151—1989 中下列内容:

附录 A 膨胀节(补充件);

附录 E 螺纹换热管(参考件)。

5. 修改了平盖、U 形管式换热器管板和浮头式换热器浮头法兰的计算公式,给出了孔桥宽度的计算式。

6. 由于 I、II 级换热器的差别只体现在管束上,将 I、II 级换热器修订为 I、II 级管束。

除了上述变动外,在各章节中还进行了相应的变动。

本标准从实施之日起,同时代替 GB 151—1989。

本标准的附录 A、附录 B、附录 C、附录 D 都是标准的附录。

本标准的附录 E、附录 F、附录 G、附录 H、附录 J、附录 K 都是提示的附录。

本标准由全国压力容器标准化技术委员会提出,由全国压力容器标准化技术委员会换热设备分委员会归口。

本标准的起草单位和起草人:

原机械部兰州石油机械研究所:朱巨贤、张延丰、马小珍;

中国寰球化学工程公司:郑天孙;

中石化洛阳石化工程公司:桑培清、李明伟;

中石化北京石化工程公司:兰文清、李世玉;

中石化兰州石油化工设计院:何勇才;

中国五环化学工程公司:刘佑义;

兰州石油化工机器厂:方祖赐、李晓阳;

清华大学:黄克智、薛明德;

天津大学:聂清德。

参加本标准编制的工作单位及人员有:

中石化规划院:黄秀戎、寿比南、顾振铭、王为国、叶乾惠;

GB 151—1999

中国通用石化机械工程总公司：张忠考；

原劳动部职业安全卫生与锅炉压力容器监察局：侯明烈；

原化学工业部建设协调司：梁之洵；

原机械部兰州石油机械研究所：邹建东、陈晓洲。

本标准于 1989 年 2 月首次发布，1989 年 9 月 1 日实施；于 1999 年 2 月第一次修订。

本标准由全国压力容器标准化技术委员会负责解释。

中华人民共和国国家标准

GB 151—1999

管壳式换热器

代替 GB 151—1989

Tubular heat exchangers

1 范围

本标准规定了非直接受火管壳式换热器(以下简称“换热器”)的设计、制造、检验和验收的要求。

1.1 本标准适用于固定管板式、浮头式、U形管式和填料函式换热器。

1.2 适用的参数为

公称直径 $DN \leq 2600\text{mm}$;

公称压力 $PN \leq 35\text{MPa}$;

且公称直径(mm)和公称压力(MPa)的乘积不大于 1.75×10^4 。

超出上述参数范围的换热器也可参照本标准进行设计与制造。

1.3 本标准适用的设计温度范围按金属材料允许的使用温度确定。

1.4 下列各类换热器不属本标准管辖

a) 直接火焰加热的换热器及废热锅炉;

b) 受核辐射的换热器;

c) 要求作疲劳分析的换热器;

d) 已有其他行业标准管辖的换热器。诸如制冷、制糖、造纸、饮料等行业中的某些专用换热器。

1.5 设计压力低于 0.1MPa 及真空度低于 0.02MPa 的换热器,可按 JB/T 4735 及本标准的有关规定进行设计、制造、检验与验收。

1.6 当采用以下方法设计时,须经全国压力容器标准化技术委员会评定认可。

a) 应力分析(已取得应力分析设计资格的单位除外);

b) 验证性液压试验;

c) 用可比的已投入使用的结构进行对比经验设计。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB 150—1998 钢制压力容器

GB/T 229—1994 金属夏比缺口冲击试验方法

GB/T 230—1991 金属洛氏硬度试验方法

GB/T 242—1997 金属管 扩口试验方法

GB/T 699—1988 优质碳素结构钢 技术条件

GB/T 700—1988 碳素结构钢

GB/T 1220—1992 不锈钢棒

GB/T 1221—1992 耐热钢棒

GB/T 1527—1997 铜及铜合金拉制管

国家质量技术监督局 1999-02-26 批准

2000-01-01 实施

- GB/T 1804—1992 一般公差 线性尺寸的未注公差
GB/T 3077—1988 合金结构钢技术条件
GB/T 3621—1994 钛及钛合金板材
GB/T 3624—1995 钛及钛合金管
GB/T 3625—1995 换热器及冷凝器用钛及钛合金管
GB/T 3880—1997 铝及铝合金轧制板材
GB/T 6893—1986 工业用铝及铝合金拉(轧)制管
GB/T 8163—1987 输送流体用无缝钢管
GB/T 8165—1997 不锈钢复合钢板和钢带
GB/T 8547—1987 钛-钢复合板
GB/T 8890—1998 热交换器用铜合金管
GB 9948—1988 石油裂化用无缝钢管
GB/T 12771—1991 输送流体用不锈钢焊接钢管
GB/T 13149—1991 钛及钛合金复合钢板焊接技术条件
GB/T 13238—1991 铜-钢复合钢板
GB 13296—1991 锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管
GB/T 13306—1991 标牌
GB/T 14976—1994 流体输送用不锈钢无缝钢管
GB 16749—1997 压力容器波形膨胀节
JB 2536—1980 压力容器油漆、包装和运输
JB 4700—1992 压力容器法兰分类与技术条件
JB 4701—1992 甲型平焊法兰
JB 4702—1992 乙型平焊法兰
JB 4703—1992 长颈对焊法兰
JB 4707—1992 等长双头螺柱
JB 4708—1992 钢制压力容器焊接工艺评定
JB/T 4709—1992 钢制压力容器焊接规程
JB/T 4712—1992 鞍式支座
JB/T 4718—1992 管壳式换热器用金属包垫片
JB/T 4719—1992 管壳式换热器用缠绕垫片
JB/T 4720—1992 管壳式换热器用非金属垫片
JB/T 4722—1992 管壳式换热器用螺纹换热管基本参数与技术条件
JB/T 4725—1992 耳式支座
JB 4726—1994 压力容器用碳素钢和低合金钢锻件
JB 4727—1994 低温压力容器用碳素钢和低合金钢锻件
JB 4728—1994 压力容器用不锈钢锻件
JB 4730—1994 压力容器无损检测
JB 4732—1995 钢制压力容器—分析设计标准
JB 4733—1996 压力容器用爆炸不锈钢复合钢板
JB/T 4735—1997 钢制焊接压力容器

3 总则

3.1 换热器的设计、制造、检验和验收除必须符合本标准的规定外,还应遵守 GB 150 和国家颁布的有

关法令、法规和规章。

3.2 资格与职责

3.2.1 资格

3.2.1.1 换热器的设计、制造单位必须具备健全的质量管理体系。设计单位应持有压力容器设计单位批准书,制造单位应持有压力容器制造许可证。

3.2.1.2 换热器的设计、制造必须接受国家质量技术监督局各级锅炉压力容器安全监察机构的监察。

3.2.2 职责

3.2.2.1 设计单位的职责

3.2.2.1.1 设计单位应对设计文件的正确性和完整性负责。

3.2.2.1.2 换热器的设计文件至少应包括设计计算书和设计图样。

3.2.2.1.3 换热器设计总图应盖有压力容器设计单位批准书标志。

3.2.2.2 制造单位的职责

3.2.2.2.1 制造单位必须按照设计图样要求进行制造,如需对原设计进行修改,应取得原设计单位的认可。

3.2.2.2.2 制造单位的检查部门在换热器制造过程中和完工后,应按本标准和图样规定对换热器进行检验和试验,提供报告,并对报告的正确性和完整性负责。

3.2.2.2.3 制造单位对其制造的每台换热器产品至少应具有下列技术文件备查,技术文件至少应保存7年。

- a) 制造工艺图或制造工艺卡;
- b) 材料证明文件及材料表;
- c) 换热器的焊接工艺和热处理工艺记录;
- d) 标准中允许制造厂选择的项目的记录;
- e) 换热器制造过程中及完工后的检查记录;
- f) 换热器原设计图和竣工图。

3.2.2.2.4 制造单位在取得检验机构确认换热器质量符合本标准和图样的要求后,须填写产品质量证明书并交付用户。

3.3 换热器范围

本标准管辖的换热器,其范围是指换热器(管箱、壳体、管束、头盖)及与换热器连为整体的受压零部件,且划定在下列范围内。

3.3.1 换热器与外管道连接

- a) 焊接连接的第一道环向接头坡口端面;
- b) 螺纹连接的第一个螺纹接头端面;
- c) 法兰连接的第一个法兰密封面;
- d) 专用连接件或管件连接的第一个密封面。

3.3.2 接管、人孔、手孔等的承压封头、平盖及其紧固件。

3.3.3 非受压元件与换热器壳体、管箱、头盖内、外表面的焊接接头。接头以外的元件如支座、支耳、垫板等也应符合本标准或相应标准的规定。

3.4 换热器的零、部件名称见表1和图1至图6。

3.5 换热器的主要组合部件

换热器的主要组合部件有前端管箱、壳体和后端结构(包括管束)三部分。详细分类及代号见图7。

表 1

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	耳式支座(部件)
4	管箱法兰	24	浮头法兰	44	膨胀节(部件)
5	固定管板	25	浮头垫片	45	中间挡板
6	壳体法兰	26	球冠形封头	46	U形换热管
7	防冲板	27	浮动管板	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	壳体(部件)	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
13	拉杆	33	活动鞍座(部件)	53	剖分剪切环
14	定距管	34	换热管	54	活套法兰
15	支持板	35	挡管	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	液面计接口
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	圆筒
20	外头盖法兰	40	管箱圆筒(短节)	60	管箱侧垫片

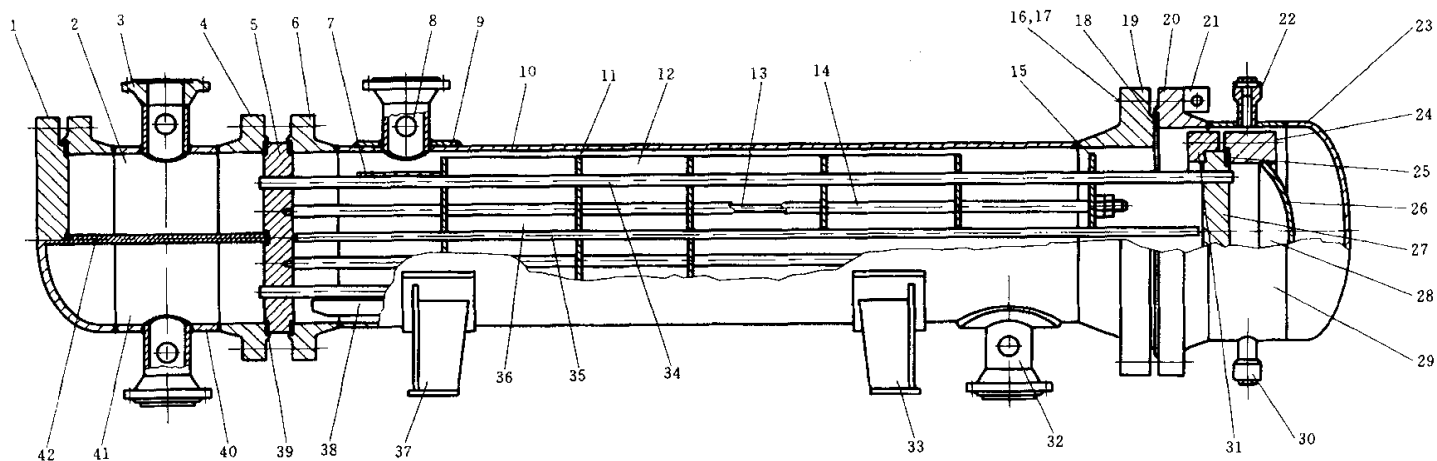


图 1 AES, BES 浮头式换热器

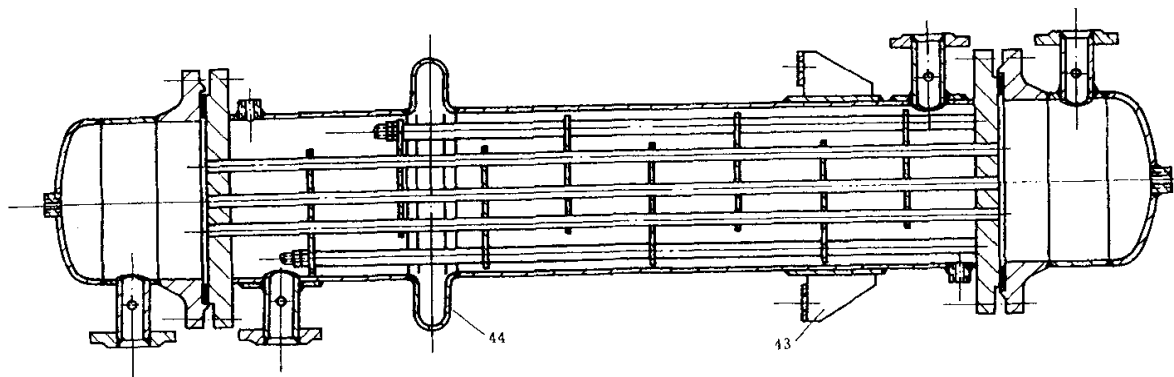


图 2 BEM 立式固定管板式换热器

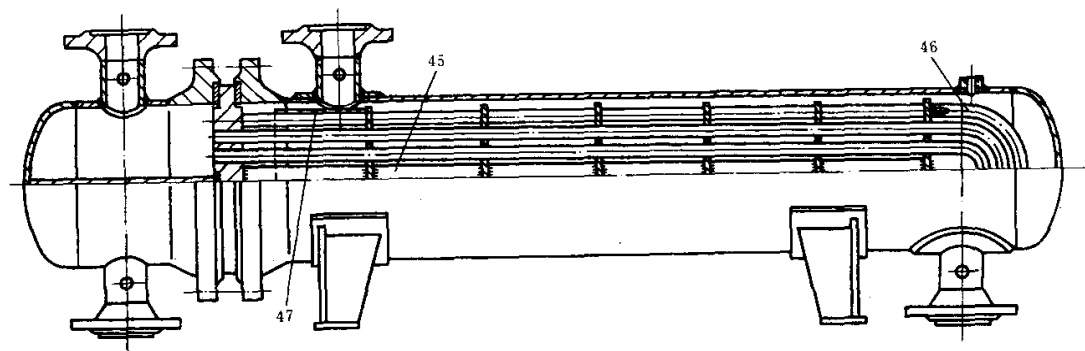


图 3 BIU U 形管式换热器

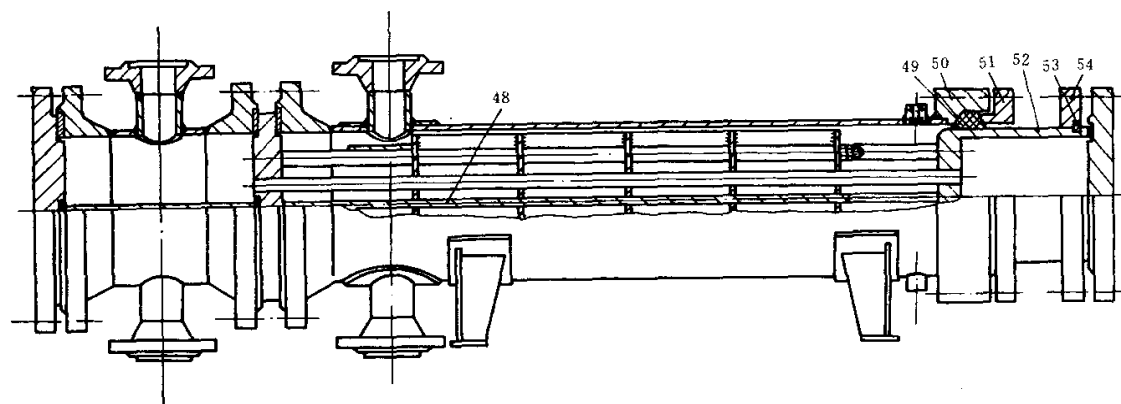


图 4 AFP 填料函双壳程换热器

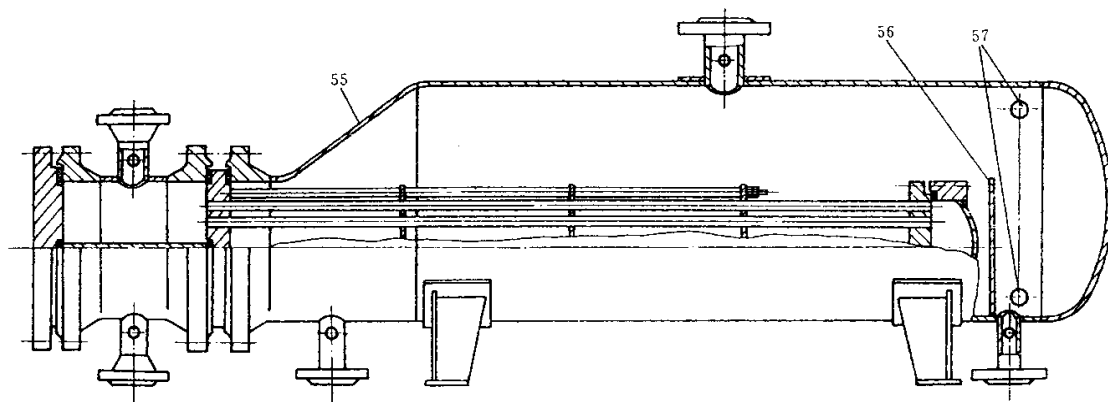


图 5 AKT 釜式重沸器

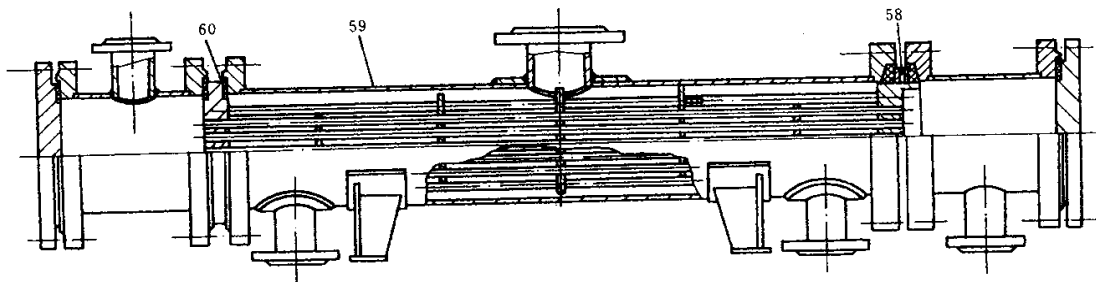


图 6 AJW 填料函分流式换热器

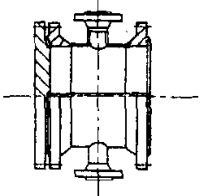
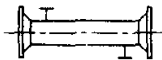
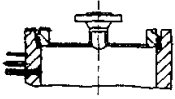
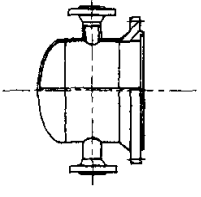
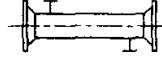
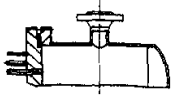
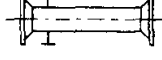
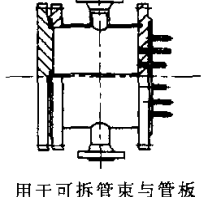
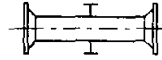
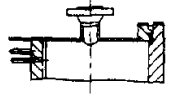
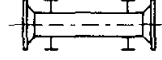
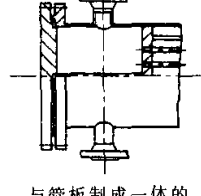
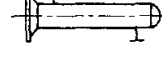
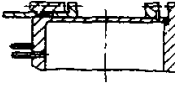
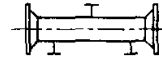
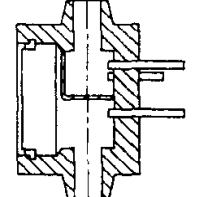
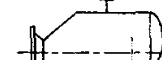
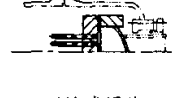
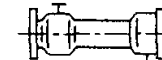
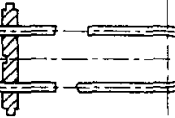
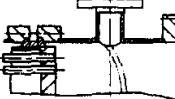
前端管箱型式		壳体型式		后端结构型式	
A		E		L	
B		Q		M	
		F			
C		G		N	
		H			
N		I		P	
		J		S	
D		K		T	
		O		U	
				W	

图 7 主要部件的分类及代号

3.6 公称直径 DN

3.6.1 卷制圆筒 以圆筒内直径(mm)作为换热器的公称直径。

3.6.2 钢管制圆筒 以钢管外径(mm)作为换热器的公称直径。

3.7 换热面积 A

3.7.1 计算换热面积 以换热管外径为基准,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;对于 U 形管式换热器,一般不包括 U 形弯管段的面积, m^2 。

3.7.2 公称换热面积 经圆整后的计算换热面积, m^2 。

3.8 公称长度 LN

以换热管的长度(m)作为换热器的公称长度。换热管为直管时,取直管长度;换热管为 U 形管时,取 U 形管直管段的长度。

3.9 管程和壳程

3.9.1 管程 系指介质流经换热管内的通道及与其相贯通部分。

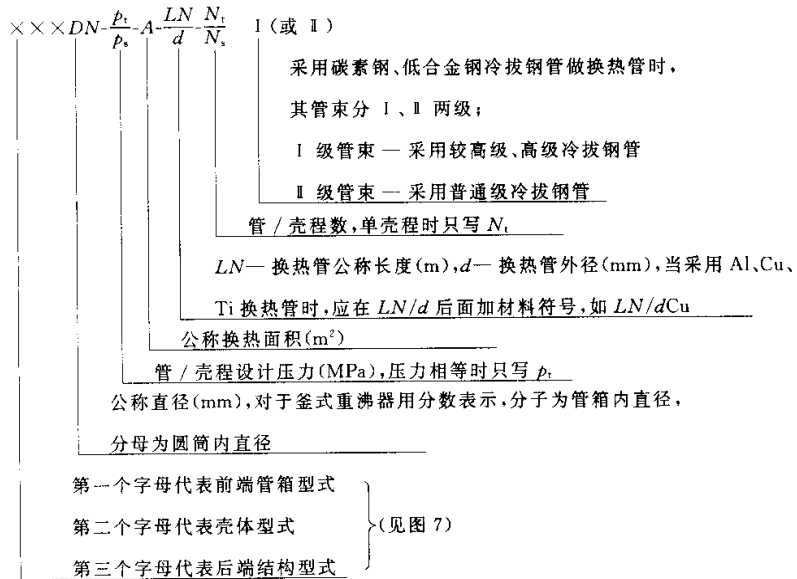
3.9.2 壳程 系指介质流经换热管外的通道及与其相贯通部分。

3.9.3 管程数 N_t ,系指介质沿换热管长度方向往、返的次数。

3.9.4 壳程数 N_s ,系指介质在壳程内沿壳体轴向往、返的次数。

3.10 换热器型号的表示方法

本表示方法适用于卧式和立式换热器。



示例:

a) 浮头式换热器

平盖管箱,公称直径 500 mm,管程和壳程设计压力均为 1.6MPa,公称换热面积 $54m^2$,碳素钢较高级冷拔换热管外径 25mm,管长 6m,4 管程,单壳程的浮头式换热器,其型号为:

$$AES\ 500-1.6-54-\frac{6}{25}-4\ I$$

b) 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 $200m^2$,碳素钢较高级冷拔换热管外径 25mm,管长 9m,4 管程,单壳程的固定管板式换热器,其型号为:

$$\text{BEM}700-\frac{2.5}{1.6}-200-\frac{9}{25}-4 \text{ I}$$

c) U 形管式换热器

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 75m²,不锈钢冷拔换热管外径 19mm,管长 6m,2 管程,单壳程的 U 形管式换热器,其型号为:

$$\text{BIU}500-\frac{4.0}{1.6}-75-\frac{6}{19}-2$$

d) 釜式重沸器

平盖管箱,管箱内直径 600mm,圆筒内直径 1 200mm,管程设计压力 2.5MPa,壳程设计压力 1.0MPa,公称换热面积 90m²,碳素钢普通级冷拔换热管外径 25mm,管长 6m,2 管程的釜式重沸器,其型号为:

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

e) 浮头式冷凝器

封头管箱,公称直径 1 200mm,管程设计压力 2.5MPa,壳程设计压力 1.0MPa,公称换热面积 610m²,碳素钢普通级冷拔换热管外径 25mm,管长 9m,4 管程,单壳程的浮头式冷凝器,其型号为:

$$\text{BJS}1200-\frac{2.5}{1.0}-610-\frac{9}{25}-4 \text{ I}$$

f) 填料函式换热器

平盖管箱,公称直径 600mm,管程和壳程设计压力均为 1.0MPa,公称换热面积 90m²,16Mn 较高级冷拔换热管外径 25mm,管长 6m,2 管程,2 壳程的填料函浮头式换热器,其型号为:

$$\text{AEP}600-1.0-90-\frac{6}{25}-\frac{2}{2} \text{ I}$$

g) 固定管板式铜管换热器

封头管箱,公称直径 800mm,管程和壳程设计压力均为 0.6MPa,公称换热面积 150m²,较高级 H68A 铜换热管,外径 22mm,管长 6m,4 管程,单壳程固定管板式换热器,其型号为:

$$\text{BEM}800-0.6-150-\frac{6}{22}-\text{Cu}-4$$

3.11 压力

除注明者外,压力均指表压力。

3.11.1 工作压力

工作压力指在正常工作情况下,换热器管、壳程顶部可能达到的最高压力。

3.11.2 设计压力

设计压力指指定的换热器管、壳程顶部的最高压力,与相应的设计温度一起作为设计载荷条件,其值不得低于工作压力。

对于同时受管、壳程压力作用的元件,仅在能保证管、壳程同时升、降压时,才可以按压差设计,否则应分别按管、壳程工作压力确定设计压力,并应考虑可能存在的最苛刻的管、壳程压力组合。按压差设计时,压差的取值还应考虑在压力试验过程中可能出现的最大压差值,同时设计者应提出压力试验的步进程序。

真空换热器真空侧的设计压力按承受外压考虑,当装有安全控制装置(如真空泄放阀)时,设计压力取 1.25 倍最大内外压力差,或 0.1MPa 两者中的较低值;当没有安全控制装置时,取 0.1MPa。真空换热器非真空侧,同时受管、壳程压力作用的元件,其设计压力应为内压侧和真空侧设计压力之和。

3.11.3 计算压力

计算压力指在相应设计温度下,用以确定换热器元件厚度的压力,其中包括液柱静压力。当元件所

承受的液柱静压力小于 5% 的设计压力时,可忽略不计。

3.11.4 试验压力

试验压力指在压力试验时,换热器管、壳程顶部的压力。

3.12 温度

3.12.1 设计温度

设计温度指换热器在正常工作情况下,设定的元件金属温度(沿元件金属横截面的温度平均值),设计温度与设计压力一起作为设计载荷条件。

在任何情况下,元件金属的表面温度不得超过材料的允许使用温度。

设计温度不得低于元件金属在工作状态可能达到的最高温度。对于 0℃ 以下的金属温度,设计温度不得高于元件金属可能达到的最低温度。

标志在铭牌上的管、壳程设计温度,分别为管程管箱和壳程壳体的设计温度。对于同时受管、壳程温度作用的元件可按金属温度确定设计温度,也可取较高侧的设计温度。

金属温度可按附录 F(提示的附录)求得,或在已使用的同类换热器上测定,也可根据成熟的设计经验确定。

低温换热器的设计温度按附录 A(标准的附录)确定。

3.12.2 试验温度

试验温度指压力试验时,管箱和壳体的金属温度。

3.13 载荷

3.13.1 设计时应考虑以下载荷:

- a) 内压、外压或最大压差;
- b) 膨胀量不同引起的作用力;
- c) 液柱静压力。

3.13.2 需要时尚应考虑下列载荷:

- a) 换热器自重及正常工作条件下或试验条件下内装物料的重力载荷;
- b) 附属设备及隔热材料、管道、扶梯、平台等的重力载荷;
- c) 风载荷、地震力、雪载荷;
- d) 支座及其他型式支撑件的反作用力;
- e) 连接管道和其他部件的作用力;
- f) 温度梯度引起的作用力;
- g) 压力急剧波动引起的冲击载荷;
- h) 冲击反力,如由流体冲击引起的反力等;
- i) 运输或吊装时的作用力。

3.14 厚度

3.14.1 厚度附加量

厚度附加量按式(1)确定:

$$C=C_1+C_2 \dots\dots\dots (1)$$

式中: C ——厚度附加量,mm;

C_1 ——材料厚度负偏差,按 3.14.1.1,mm;

C_2 ——腐蚀裕量,按 3.14.1.2,mm。

3.14.1.1 材料厚度负偏差

板材或管材的厚度负偏差按材料标准的规定,当材料的厚度负偏差不大于 0.25mm,且不超过名义厚度的 6% 时,负偏差可忽略不计。

换热管不考虑厚度负偏差。

3.14.1.2 腐蚀裕量

为防止换热器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄,应考虑腐蚀裕量,具体规定如下:

- a) 对有腐蚀或磨损的零件,应根据预期的寿命和介质对金属材料的腐蚀速率确定腐蚀裕量;
- b) 换热器各元件受到的腐蚀程度不同时,可采用不同的腐蚀裕量;
- c) 介质为压缩空气、水蒸汽或水的碳素钢或低合金钢制换热器,腐蚀裕量不小于 1mm。

3.14.1.3 换热器主要元件腐蚀裕量的考虑原则:

- a) 管板、浮头法兰、球冠形封头和钩圈两面均应考虑腐蚀裕量;
- b) 平盖、凸形封头、管箱和圆筒的内表面应考虑腐蚀裕量;
- c) 管板和平盖上开槽时,可把高出隔板槽底面的金属作为腐蚀裕量,但当腐蚀裕量大于槽深时,还应加上两者的差值;
- d) 压力容器法兰和管法兰的内直径面上应考虑腐蚀裕量;
- e) 换热管不考虑腐蚀裕量;
- f) 拉杆、定距管、折流板和支持板等非受压元件,一般不考虑腐蚀裕量。

3.14.2 计算厚度

计算厚度指按 GB 150 和本标准有关公式计算得到的厚度;需要时,尚应计入 3.13.2 中载荷所需的厚度。

3.14.3 设计厚度

设计厚度指计算厚度与腐蚀裕量之和。

3.14.4 名义厚度

名义厚度指设计厚度加上材料厚度负偏差后向上圆整至材料标准规格的厚度。即标注在图样上的厚度。

3.14.5 有效厚度

有效厚度指名义厚度减去腐蚀裕量和材料厚度负偏差。

3.15 许用应力

3.15.1 符号

- σ_b ——材料标准抗拉强度下限值,MPa;
- $\sigma_s(\sigma_{0.2})$ ——材料标准常温屈服点(或 0.2% 屈服强度),MPa;
- $\sigma'_s(\sigma'_{0.2})$ ——材料在设计温度下的屈服点(或 0.2% 屈服强度),MPa;
- σ_{b1} ——材料在设计温度下经 10 万 h 断裂的持久强度的平均值,MPa;
- σ_{n1} ——材料在设计温度下经 10 万 h 蠕变率为 1% 的蠕变极限,MPa。

3.15.2 确定许用应力的依据为:金属材料(螺栓材料除外)按表 2,螺栓材料按表 3。

表 2

材 料	许用应力(取下列各值中最小值),MPa				
碳素钢、低合金钢	$\sigma_b/3.0$	$\sigma_s/1.6$	$\sigma'_s/1.6$	$\sigma_{b1}/1.5$	$\sigma_{n1}/1.0$
高合金钢	$\sigma_b/3.0$	$\sigma_s(\sigma_{0.2})/1.5$	$\sigma'_s(\sigma'_{0.2})/1.5$	$\sigma_{b1}/1.5$	$\sigma_{n1}/1.0$
铝、铜及其合金 ²⁾	$\sigma_b/4.0$	$\sigma_s/1.5$	$\sigma'_s/1.5$		
钛及钛合金 ²⁾	$\sigma_b/3.0$	$\sigma_s/1.5$	$\sigma'_s/1.5$		

1) 对奥氏体高合金钢制受压元件,当设计温度低于蠕变范围,且允许有微量的永久变形时,可适当提高许用应力至 0.9 $\sigma'_s(\sigma'_{0.2})$,但不超过 $\sigma_s(\sigma_{0.2})/1.5$ 。此规定不适用法兰或其他有微量永久变形就产生泄漏或故障的场合。
2) 铝、铜、钛及其合金在本标准中主要用于换热管及复合板的复层。

表 3

材 料	螺栓直径 mm	热处理状态	许用应力,MPa 取下列各值中的最小值	
碳素钢	≤M22	热轧、正火	$\sigma_s/2.7$	$\sigma_b/1.5$
	M24~M48		$\sigma_s/2.5$	
低合金钢 马氏体高合金钢	≤M22	调 质	$\sigma'_s(\sigma'_{b,2})/3.5$	
	M24~M48		$\sigma'_s(\sigma'_{b,2})/3.0$	
	≥M52		$\sigma'_s(\sigma'_{b,2})/2.7$	
奥氏体高合金钢	≤M22	固 溶	$\sigma'_s(\sigma'_{b,2})/1.6$	
	M24~M48		$\sigma'_s(\sigma'_{b,2})/1.5$	

3.15.3 本标准所用钢材的许用应力按 GB 150 第 4 章选取;铝、铜、钛及其合金的许用应力按附录 D (标准的附录)选取。

3.15.4 设计温度低于 20℃时,取 20℃时的许用应力。

3.15.5 复合板的许用应力

设计计算中如需计入复层材料的强度时,其设计温度下的许用应力按式(2)确定。

$$[\sigma]^t = \frac{[\sigma]_1^t \delta_1 + [\sigma]_2^t \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} \dots\dots\dots (2)$$

式中: $[\sigma]^t$ ——设计温度下复合板的许用应力,MPa;

$[\sigma]_1^t$ ——设计温度下基层钢板的许用应力,MPa;

$[\sigma]_2^t$ ——设计温度下复层材料的许用应力,MPa;

δ_1 ——基层钢板的名义厚度,mm;

δ_2 ——复层金属板的厚度,不计入腐蚀裕量,mm。

3.15.6 对于地震力或风载荷与 3.13.2 中其他载荷相组合时,立式换热器壁的应力允许不超过许用应力的 1.2 倍。

地震力和风载荷同时作用的情况可不考虑。

3.16 焊接接头系数

3.16.1 钢制换热器焊接接头系数 ϕ 按表 4 选取。

表 4

焊接接头型式	焊接接头系数 ϕ	
	全部无损检测	局部无损检测
双面焊对接接头和相当于双面焊的全焊透对接接头	$\phi=1.00$	$\phi=0.85$
单面焊对接接头(沿焊接接头根部全长有紧贴基本金属的垫板)	$\phi=0.90$	$\phi=0.80$

对于无法进行无损检测的固定管板式换热器壳程圆筒的环向焊接接头,当采用氩弧焊打底或沿焊接接头根部全长有紧贴基本金属的垫板时,其焊接接头系数 $\phi=0.6$ 。

3.16.2 铝、铜、钛及其合金的焊接接头系数按附录 D(标准的附录)的规定。

3.17 压力试验

换热器制成后应对换热管与管板的连接接头、管程和壳程进行压力试验。压力试验的种类和要求应在图样上注明。

压力试验一般采用液压试验；对于不适合作液压试验的换热器，例如换热器内不允许有微量残留液体，或由于结构原因不能充满液体的换热器，可采用气压试验。压力试验还应满足 GB 150 第 10 章的要求。

外压和真空换热器以内压进行压力试验。

按压差设计的换热器应在图样上提出压力试验时升、降压的具体要求。

对于管程设计压力大于壳程设计压力的换热器，图样上应对换热管与管板连接接头的试验方法和压力提出详细要求。

3.17.1 试验压力

试验压力的最低值按下述规定，试验压力的上限应满足 3.17.2 应力校核的限制。

3.17.1.1 内压换热器

液压试验压力按式(3)计算：

$$p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]'} \quad (3)$$

气压试验压力按式(4)计算：

$$p_T = 1.15p \frac{[\sigma]}{[\sigma]'} \quad (4)$$

式中： p_T ——试验压力，MPa；

p ——设计压力，MPa；

$[\sigma]$ ——换热器元件材料在试验温度下的许用应力，MPa；

$[\sigma]'$ ——换热器元件材料在设计温度下的许用应力，MPa。

注

1 换热器铭牌上规定有最大允许工作压力时，公式中应以最大允许工作压力代替设计压力 p 。

2 换热器各元件(圆筒、封头、法兰、膨胀节、管板、浮头法兰、球冠形封头及紧固件等)所用材料不同时，应取各元件材料 $\frac{[\sigma]}{[\sigma]'}$ 比值中的最小者。

3 立式换热器卧置液压试验时，试验压力应为立置时的试验压力 p_T 加液柱静压力。

3.17.1.2 外压和真空换热器

液压试验压力按式(5)计算：

$$p_T = 1.25p \quad (5)$$

气压试验压力按式(6)计算：

$$p_T = 1.15p \quad (6)$$

式中： p_T ——试验压力，MPa；

p ——设计压力，MPa；

3.17.2 压力试验前的应力校核

压力试验前，应校核圆筒和椭圆形封头的应力(当采用其他封头时，也应校核封头应力)。

圆筒应力：

$$\sigma_T = \frac{p_T(D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \quad (7)$$

椭圆形封头应力：

$$\sigma_T = \frac{p_T(D_i + 0.5\delta_e)}{2\delta_e} \quad (8)$$

式中： σ_T ——试验压力下圆筒或椭圆形封头的应力，MPa；

D_i ——圆筒或椭圆形封头的内直径,mm;

p_T ——圆筒或椭圆形封头的试验压力,MPa;

δ_e ——圆筒或椭圆形封头的有效厚度,mm。

σ_T 应分别满足下列条件:

液压试验时, $\sigma_T \leq 0.9\sigma_s\phi$

气压试验时, $\sigma_T \leq 0.8\sigma_s\phi$

式中: σ_s ——圆筒或椭圆形封头材料在试验温度下的屈服点或 0.2% 屈服强度,MPa;

ϕ ——圆筒或椭圆形封头的焊接接头系数。

3.17.3 气密性试验

介质的毒性程度为极度或高度危害或管、壳程介质互漏会产生严重危害时,应在压力试验合格后进行气密性试验。需作气密性试验时,试验压力、试验介质和检验要求应在图样上注明。

注:介质毒性程度的分级按《压力容器安全技术监察规程》的规定(下同)。

4 材料

4.1 选材原则

4.1.1 换热器用钢的标准、冶炼方法、热处理状态、许用应力、无损检测标准及检测项目均按 GB 150—1998 第 4 章及其附录 A 的规定。设计温度低于或等于 -20°C 时,应按本标准附录 A(标准的附录)选择低温用钢。

4.1.2 换热器用有色金属的冶炼方法、热处理状态、许用应力、无损检测标准、检测项目按相应的国家标准、行业标准或参照附录 D 选取。有色金属的使用范围规定如下:

a) 铝和铝合金设计压力应不大于 8MPa。设计温度为 $-269\sim 200^\circ\text{C}$,当设计温度高于 65°C 时,不宜选用含镁量大于 3% 的铝镁合金;

b) 铜和铜合金应在退火状态下使用。纯铜设计温度应不高于 150°C ;铜合金应不高于 200°C ;

c) 纯钛和钛合金材料的设计温度不高于 300°C ;钛复合板应不高于 350°C 。

4.1.3 选用未引入本标准且已有成功使用经验的材料时,应符合 GB 150—1998 附录 A 的要求。

4.2 圆筒及封头

4.2.1 用于制造换热器圆筒或封头的钢板应符合 GB 150 的规定。

4.2.2 用作换热器圆筒的碳素钢、低合金钢钢管应采用无缝钢管。

4.2.3 符合 GB 150—1998 A4.2 的奥氏体不锈钢焊接钢管,可用作换热器圆筒。

4.3 管板、平盖、法兰

4.3.1 锻件

4.3.1.1 用于制造管板、平盖、法兰的钢锻件,其级别不得低于 JB 4726 和 JB 4728 规定的 II 级。

4.3.1.2 管板本身具有凸肩并与圆筒(或封头)对接连接时,应采用锻件。

4.3.1.3 厚度大于 60mm 的管板,宜采用锻件。

4.3.2 钢板

4.3.2.1 用于制造管板、平盖、平焊法兰的钢板应符合 GB 150 的规定。

4.3.2.2 当采用钢板制造长颈法兰时,必须符合下列要求:

a) 钢板不得有分层等缺陷,且应按 JB 4730 进行超声检测,质量等级不低于 III 级;

b) 应沿钢板轧制方向切割板条,经弯制对焊成圆环,并使钢板表面成为环的柱面;

c) 圆环的对接接头应采用全焊透结构;

d) 圆环对接接头应经焊后热处理及 100% 射线或超声检测;按 JB 4730 规定的射线检测 II 级合格,超声检测 I 级合格。

4.3.2.3 复合板

管板、平盖可采用堆焊、轧制或爆炸复合板。当管程压力不是真空状态时,平盖亦可采用衬层结构。复合板可按下列标准选用:

- a) 不锈钢复合钢板按 GB/T 8165 和 JB 4733 选用。选用 GB/T 8165 时,管板选用 I 级,平盖不低于 III 级;选用 JB 4733 时,管板选用 B1 级,平盖不低于 B3 级;
- b) 钛-钢复合板按 GB/T 8547 选用。管板选用 B0;平盖不低于 B2 或 BR2。
- c) 铜-钢复合钢板按 GB/T 13238 选用。作为管板时,应采用强度胀或强度胀加密封焊结构。

不锈钢复合钢板和钛-钢复合板制管板,当管孔与换热管采用强度胀加密封焊结构或能保证未结合部分在钻孔去除时,管板所选用的级别可分别比 a) 和 b) 规定低一级。

4.4 换热管

4.4.1 常用换热管可按下列标准选用

- a) GB/T 1527《铜及铜合金拉制管》;
- b) GB/T 3625《换热器及冷凝器用钛及钛合金管》;
- c) GB/T 6893《工业用铝及铝合金拉(轧)制管》;
- d) GB/T 8163《输送流体用无缝钢管》;
- e) GB/T 8890《热交换器用铜合金管》;
- f) GB 9948《石油裂化用无缝钢管》;
- g) GB 13296《锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管》;
- h) GB/T 14976《流体输送用不锈钢无缝钢管》。

4.4.2 符合本标准附录 C(标准的附录)的奥氏体不锈钢焊接钢管可用作换热管,但不得用于极度危害介质的工况。设计参数为:

- a) 设计压力不大于 6.4MPa;
- b) 使用温度与相应钢号的无缝管相同。

4.4.3 允许使用螺旋管(整体低翅片管)和波纹管等强化传热管。

4.4.4 当有成熟使用经验时,也可选用其他牌号或其他材料的换热管。

4.5 螺柱、螺栓、螺母

4.5.1 螺栓、螺柱用钢的标准、使用状态及许用应力按 GB 150 的规定。

4.5.2 压力容器法兰的螺柱按 JB 4707 选用。

4.5.3 螺柱、螺栓的硬度宜比螺母稍高。

4.5.4 螺柱、螺栓和螺母的组合可按表 5 选取。

表 5

螺柱螺栓钢号	螺 母 用 钢			
	钢 号	钢材标准	使用状态	使用温度范围, C
Q235-A	Q235-A、Q215-A	GB/T 700	热 轧	> -20~300
35	Q235-A			
	20, 25	GB/T 699	正 火	> -20~350
40MnB	35, 40Mn, 45			> -20~400
40MnVB				
40Cr				
30CrMoA				
	40Mn, 45	GB/T 3077	调 质	-100~500
	30CrMoA			
35CrMoA	40Mn, 45	GB/T 699	正 火	> -20~400

表 5(完)

螺柱螺栓钢号	螺 母 用 钢			
	钢 号	钢材标准	使用状态	使用温度范围, C
35CrMoA	30CrMoA, 35CrMoA	GB/T 3077	调质	-100~500
35CrMoVA	35CrMoA, 35CrMoVA			>-20~425
25Cr2MoVA	30CrMoA, 35CrMoA			>-20~500
	25Cr2MoVA			>-20~550
40CrNiMoA	35CrMoA, 40CrNiMoA			-70~350
1Cr5Mo	1Cr5Mo	GB/T 1221	退火	>-20~600
2Cr13	1Cr13, 2Cr13	GB/T 1220		>-20~400
0Cr18Ni9	1Cr13			>-20~600
	0Cr18Ni9		固溶	-253~700
0Cr18Ni10Ti	-196~700			
0Cr17Ni12Mo2	0Cr17Ni12Mo2			-253~700

5 设计

5.1 平盖

本设计只适用于螺柱连接的圆形平盖的计算。

5.1.1 符号

A_b ——实际使用的螺柱总截面积,以螺纹小径计算或以无螺纹部分的最小直径计算,取小者,mm²;

D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径(按 GB 150—1998 第 9 章选取),mm;

d_n ——螺柱公称直径,mm;

E ——平盖材料在设计温度下的弹性模量,MPa;

K ——结构特征系数:

操作时
$$K=0.3+\frac{1.78WL_G}{p_cD_G^3}$$

预紧时
$$K=\frac{1.78WL_G}{p_cD_G^3}$$

p_c ——管程计算压力,MPa;

L_G ——垫片压紧力的力臂,为螺柱中心圆直径与 D_G 之差的一半,mm;

W ——预紧状态或操作状态时的螺柱设计载荷(按 GB 150—1998 第 9 章计算),N;

Y ——平盖中心处的挠度,mm;

Y 值推荐如下: $DN\leq 600\text{mm}$ 时, $Y=0.75\text{mm}$

$$DN>600\text{mm 时}, Y=\frac{DN}{800}, \text{mm}$$

ϕ ——焊接接头系数;

δ_n ——平盖计算厚度,mm;

$[\sigma]$ ——设计温度下平盖材料的许用应力,MPa;

$[\sigma]$ ——常温下平盖材料的许用应力,MPa;

$[\sigma]_b$ ——设计温度下螺柱材料的许用应力,MPa。

5.1.2 平盖厚度计算

5.1.2.1 管箱内无隔板时,平盖厚度按式(9)和式(10)计算,取大值。

操作时

$$\delta_p=D_G\sqrt{\frac{Kp_c}{[\sigma]^t\phi}}\cdots\cdots\cdots(9)$$

预紧时

$$\delta_p=D_G\sqrt{\frac{Kp_c}{[\sigma]\phi}}\cdots\cdots\cdots(10)$$

5.1.2.2 管箱内有隔板时,平盖厚度按式(9)、式(10)、式(11)计算,取大值。

$$\delta_p=D_G\left[\frac{D_G}{EY}\left(0.0435p_c+\frac{0.5[\sigma]^tA_bL_G}{D_G^2}\right)\right]^{1/3}\cdots\cdots\cdots(11)$$

5.2 管箱

5.2.1 管箱圆筒(短节) 管箱圆筒计算按 GB 150—1998 第 5 章的有关规定;其开孔补强的计算按 GB 150—1998 第 8 章的有关规定。

管箱圆筒的最小厚度按 5.3.2 的规定。

5.2.2 管箱的最小内侧深度

- a) 轴向开口的单管程管箱,开口中心处的最小深度应不小于按管内直径的 1/3;
- b) 多程管箱的内侧深度应保证两程之间的最小流通面积不小于每程换热管流通面积的 1.3 倍;当操作允许时,也可等于每程换热管的流通面积。

5.2.3 分程隔板

5.2.3.1 分程隔板的最小厚度应不小于表 6 的规定。

表 6 mm

公 称 直 径 DN	隔板最小厚度	
	碳素钢及低合金钢	高 合 金 钢
≤600	8	6
>600~≤1 200	10	8
>1 200~≤2 000	14	10
>2 000~≤2 600	14	10

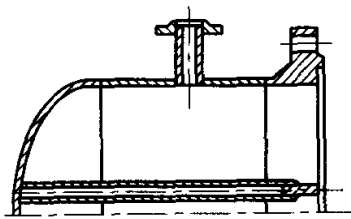


图 8

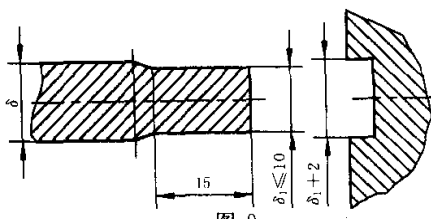


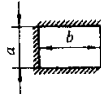
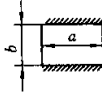
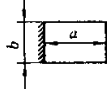
图 9

5.2.3.2 必要时分程隔板应按式(12)校核。

$$\delta=b\sqrt{\frac{\Delta pB}{1.5[\sigma]^t}}\cdots\cdots\cdots(12)$$

- 式中: δ ——分程隔板厚度,mm;
 B ——尺寸系数,按表 7 查取(中间值用内插法查);
 Δp ——隔板两侧压力差值,MPa;
 $[\sigma]^t$ ——隔板设计温度下的许用应力,MPa;
 a,b ——隔板结构尺寸,mm。

表 7

		
a/b B	a/b B	a/b B
0.250.020	1.00.4182	1.00.4182
0.500.081	1.20.4626	1.20.5208
0.750.173	1.40.4860	1.40.5988
1.00.307	1.60.4968	1.60.6540
1.50.539	1.80.4971	1.80.6912
2.00.657	2.00.4973	2.00.7146
3.00.718	>2.00.5000	>2.00.7500

5.2.3.3 结构

- 承受脉动流体或隔板两侧压差很大时,隔板的厚度应适当增厚,或改变隔板的结构;
- 大直径换热器隔板应设计成如图 8 所示的双层结构;
- 必要时,分程隔板上可开设排净孔,排净孔的直径宜为 6mm;
- 厚度大于 10mm 的分程隔板,密封面处应按图 9 削边至 10mm。

5.3 圆筒

5.3.1 圆筒公称直径

- 卷制圆筒的公称直径以 400mm 为基数,以 100mm 为进级档;必要时,也可采用 50mm 为进级档;

- 公称直径 $DN \leq 400\text{mm}$ 的圆筒,可用钢管制作。

5.3.2 厚度

圆筒的厚度应按 GB 150—1998 第 5 章计算,但碳素钢和低合金钢圆筒的最小厚度应不小于表 8 的规定,高合金钢圆筒的最小厚度应不小于表 9 的规定。

表 8

mm

公称直径	400~≤700	>700~≤1 000	>1 000~≤1 500	>1 500~≤2 000	>2 000~2 600
浮头式,U 形管式	8	10	12	14	16
固定式管板	6	8	10	12	14

注:表中数据包括厚度附加量 C_2 (按 1mm 考虑)。

表 9

mm

公称直径	400~≤500	>500~≤700	>700~≤1 000	>1 000~≤1 500	>1 500~≤2 000	>2 000~2 600
最小厚度	3.5	4.5	6	8	10	12

5.4 接管

5.4.1 接管的结构设计应符合 GB 150—1998 第 8 章和附录 J 的有关规定。

5.4.2 接管(或接口)的一般要求

- 接管宜与壳体内表面平齐;
- 接管应尽量沿换热器的径向或轴向设置;
- 设计温度高于或等于 300℃时,应采用对焊法兰;
- 必要时应设置温度计接口,压力表接口及液面计接口;
- 对于不能利用接管(或接口)进行放气和排液的换热器,应在管程和壳程的最高点设置放气口,最低点设置排液口,其最小公称直径为 20mm;
- 立式换热器可设置溢流口。

5.5 换热管

5.5.1 换热管的长度推荐采用:1.0,1.5,2.0,2.5,3.0,4.5,6.0,7.5,9.0,12.0m。

5.5.2 换热管的规格和尺寸偏差

常用换热管的规格和尺寸偏差见表 10。

奥氏体不锈钢焊接钢管的规格和尺寸偏差见附录 C(标准的附录)。

5.5.3 U 形管

5.5.3.1 U 形管弯管段的弯曲半径

U 形管弯管段的弯曲半径 R (见图 10)应不小于两倍的换热管外径,常用换热管的最小弯曲半径 $R_{\min}$ 可按表 11 选取。

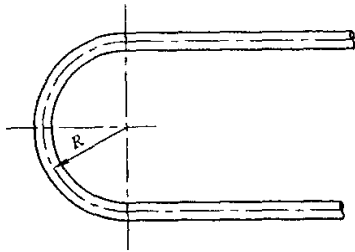


图 10

表 10

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	厚 度	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	$\geq 14 \sim 30$	2~2.5	± 0.20	+12%	± 0.40	+15%
	GB 9948	$> 30 \sim 50$	2.5~3.0	± 0.30	-10%	± 0.45	-10%
		57	3.5	$\pm 0.8\%$	$\pm 10\%$	$\pm 1.0\%$	+12% -10%
不 锈 钢	GB 13296	$\geq 14 \sim 30$	$> 1.0 \sim 2.0$	± 0.20	+12% -10%	—	—
	GB 9948	$> 30 \sim 50$	$> 2.0 \sim 3.0$	± 0.30			
	GB/T 14976	57		$\pm 0.8\%$			
铝 铝合金	GB/T 6893	≤ 34	2.0~3.5	± 0.20	$\delta \leq 2.0 \pm 0.20$	—	—
		36~50		± 0.30	$\delta = 2.5 \pm 0.25$		
		$> 50 \sim 55$		± 0.35	$\delta = 3.0 \pm 0.30$ $\delta = 3.5 \pm 0.35$		
铜	GB/T 1527	10	1.0~3.0	-0.12	$\delta \leq 1.0 \pm 0.10$	—	—
		11~18		-0.16	$\delta = 2.0 \pm 0.20$		
		19~30		-0.24	$\delta = 2.5 \pm 0.25$ $\delta = 3.0 \pm 0.25$		
铜合金	GB/T 8890	10~12	1.0~3.0	-0.14	$\pm 10\%$	—	—
		$> 12 \sim 18$		-0.20			
		$> 18 \sim 25$		-0.24			
		$> 25 \sim 35$		-0.30			
钛 钛合金	GB/T 3625	10~30	0.5~2.5	± 0.13	$\delta = 0.5 \pm 0.06$	—	—
		$> 30 \sim 40$		± 0.15	$\delta = 1.0 \pm 0.12$		
		$> 40 \sim 50$		± 0.18	$\delta > 1.0 \pm 10\%$		

表 11

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	20	22	25	30	32	35	38	45	50	55	57
$R_{\min}$	20	24	30	32	40	40	45	50	60	65	70	76	90	100	110	115

5.5.3.2 U形弯管段弯曲前的最小壁厚按式(13)计算:

$$\delta_o = \delta_i \left(1 + \frac{d}{4R}\right) \dots\dots\dots (13)$$

式中: d ——换热管外径, mm;

R ——弯管段的弯曲半径(见图 10), mm;

δ_o ——弯曲前换热管的最小壁厚, mm;

δ_i ——直管段的计算壁厚, mm。

5.5.4 换热管的拼接

换热管拼接时应符合 6.3.3 的要求, 如不允许拼接时, 应在图样中注明。

5.5.5 螺纹管(整体低翅片管)

典型的螺纹管参数和技术要求按 JB/T 4722 的规定。

5.6 管板结构设计

5.6.1 管板有效厚度

5.6.1.1 整体管板的有效厚度

管板有效厚度系指管程分程隔板槽底部的管板厚度减去下列二者厚度之和:

a) 管程腐蚀裕量超出管程隔板槽深度的部分;

b) 壳程腐蚀裕量与管板在壳程侧的结构开槽深度二者中的较大值。

5.6.1.2 复合管板的有效厚度

复层与基层的结合要求符合 4.3.2.3 中对复合管板的规定时, 其复层厚度可计入复合管板的有效厚度中。当复层材料的强度低于基层材料时, 应以复层当量厚度计入复合板的有效厚度中, 复层当量厚度按式(14)计算:

$$\delta_c = \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]_1} \delta_2 \dots\dots\dots (14)$$

式中: δ_c ——复层当量厚度, mm;

$[\sigma]_2$ ——设计温度下复层材料的许用应力, MPa;

$[\sigma]_1$ ——设计温度下基层材料的许用应力, MPa;

δ_2 ——复层最薄处的厚度, mm。

5.6.2 管板最小厚度

5.6.2.1 管板与换热管采用胀接连接时, 管板的最小厚度 $\delta_{\min}$ (不包括腐蚀裕量) 按如下规定:

a) 用于易燃、易爆及有毒介质等严格场合时, 管板的最小厚度应不小于换热管的外径(d_o);

b) 用于一般场合时, 管板的最小厚度, 应符合如下要求:

$$d_o \leq 25 \text{ 时} \quad \delta_{\min} \geq 0.75 d_o$$

$$25 < d_o < 50 \text{ 时} \quad \delta_{\min} \geq 0.70 d_o$$

$$d_o \geq 50 \text{ 时} \quad \delta_{\min} \geq 0.65 d_o$$

5.6.2.2 管板与换热管采用焊接连接时, 管板的最小厚度应满足结构设计和制造的要求, 且不小于 12mm。

5.6.2.3 复合管板复层最小厚度及相应要求

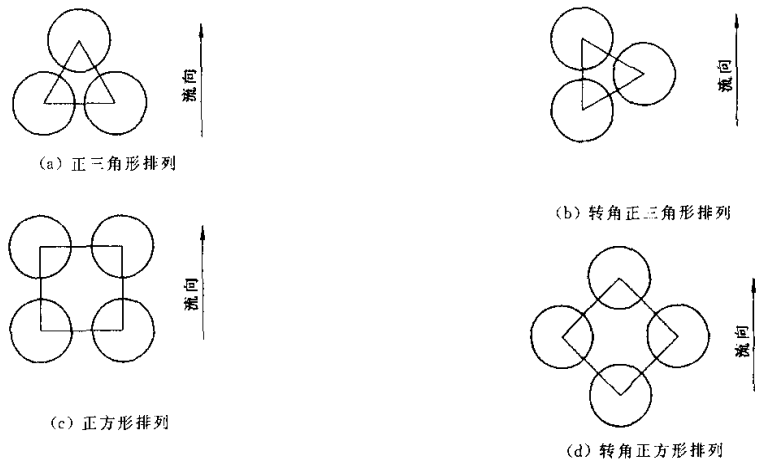
a) 管板与换热管焊接连接的复合管板, 其复层的厚度应不小于 3mm。对有耐腐蚀要求的复层, 还应保证距复层表面深度不小于 2mm 的复层化学成分和金相组织符合复层材料标准的要求;

b) 采用胀接连接的复合管板,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标准的要求。

5.6.3 布管

5.6.3.1 换热管的排列形式

换热管标准排列形式见图 11。



注:流向垂直于折流板缺口

图 11

5.6.3.2 换热管中心距

换热管中心距宜不小于 1.25 倍的换热管外径,常用的换热管中心距见表 12。

表 12															mm	
换热管外径 d	10	12	14	16	19	20	22	25	30	32	35	38	45	50	55	57
换热管中心距 S	13 ~14	16	19	22	25	26	28	32	38	40	44	48	57	64	70	72
分程隔板槽两侧相邻管中心距(见图 12) S_n	28	30	32	35	38	40	42	44	50	52	56	60	68	76	78	80

a) 换热器管间需要机械清洗时,应采用正方形排列,相邻两管间的净空距离($S-d$)不宜小于 6mm,对于外径为 10、12 和 14mm 的换热管的中心距分别不得小于 17、19 和 21mm;

b) 外径为 25mm 的换热管,当用转角正方形排列时,其分程隔板槽两侧相邻的管中心距应为 32mm×32mm 正方形的对角线长。即 $S_n=32\sqrt{2}$ mm。

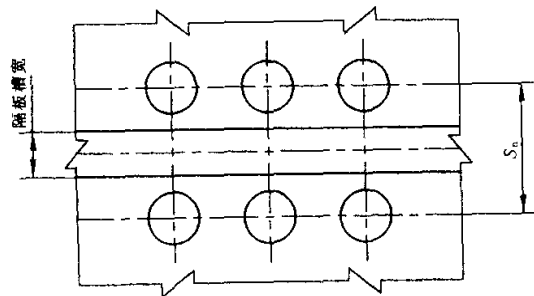


图 12

5.6.3.3 布管限定圆

布管限定圆按表 13 确定。

表中：

b ——见图 13，其值按表 14 选取，mm；

b_1 ——见图 13，其值按表 15 选取，mm；

b_2 ——见图 13， $b_2=b_n+1.5$ ，mm；

b_3 ——固定管板换热器或 U 形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 14）， $b_3=0.25d$ ，一般不小于 8mm；

b_n ——垫片宽度，其值按表 15 选取，mm；

D_L ——布管限定圆直径，mm；

D_i ——圆筒内直径，mm；

d ——换热管外径，mm。

表 13 mm

换热器型式	固定管板式、U 形管式	浮头式
布管限定圆直径 D_L	D_i-2b_3	$D_i-2(b_1+b_2+b)$

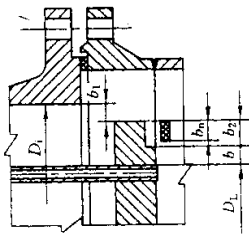


图 13

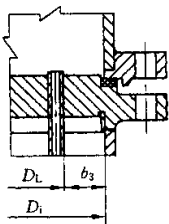


图 14

表 14 mm

D_i	b
$<1\ 000$	>3
$1\ 000\sim2\ 600$	>4

表 15 mm

D_i	b_n	b_1
≤ 700	≥ 10	3
> 700	≥ 13	5

5.6.3.4 管程分程

管程数一般有 1、2、4、6、8、10、12 等七种，常用的管程布置形式可参照图 15，并应考虑：

- a) 应尽可能使各管程的换热管数大致相等；
- b) 分程隔板槽形状简单，密封面长度较短。

5.6.3.5 壳程进出口处的布管

壳程进出口处的布管，应考虑壳体内壁与管束之间的流通面积和介质进出口管处的流通面积相当，详见 5.11.3。

程数	流动方向	前端管箱隔板 (介质进口侧)	后端隔板结构 (介质返回侧)	程数	流动方向	前端管箱隔板 (介质进口侧)	后端隔板结构 (介质返回侧)
1				8			
2							
4							
6				10			
				12			

图 15

5.6.4 管孔

5.6.4.1 钢换热管的管板管孔直径及允许偏差。

a) I 级管束(适用于碳素钢、低合金钢和不锈钢换热管)管板管孔直径及允许偏差应符合表 16 的规定；

表 16 mm

换热管外径	14	16	19	25	32	38	45	57
管孔直径	14.25	16.25	19.25	25.25	32.35	38.40	45.40	57.55
允许偏差	+0.15 0				+0.20 0			+0.25 0

b) II 级管束(适用于碳素钢、低合金钢换热管)管板管孔直径及允许偏差应符合表 17 的规定。

表 17

mm

换热管外径	14	16	19	25	32	38	45	57
管孔直径	14.40	16.40	19.40	25.40	32.50	38.50	45.50	57.70
允许偏差	+0.15 0	+0.20 0			+0.30 0		+0.40 0	

5.6.4.2 铝和铝合金换热管

a) 铝合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 18 的规定;

表 18

מן

换热管外径	14	16	18	22	25	30	32	38	45	55
管孔直径	14.25	16.25	18.25	22.25	25.25	30.30	32.35	38.38	45.40	55.45
允许偏差	+0.15 0							+0.17 0		

b) 铝换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 19 的规定。

表 19

mm

换热管外径	14	16	18	22	25	30	32	38	45	55
管孔直径	14.25	16.25	18.25	22.25	25.25	30.30	32.35	38.38	45.40	55.45
允许偏差	+0.08 0							+0.10 0		

5.6.4.3 铜和铜合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 20 的规定。

表 20

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32	35
管孔直径	10.25	12.25	14.25	16.25	19.25	22.25	25.25	30.30	32.35	35.40
允许偏差	+0.10 0							+0.12 0		

5.6.4.4 钛和钛合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 21 的规定。

表 21

mm

换热管外径	10	12	14	16	20	25	35	45	50
管孔直径	10.18	12.18	14.30	16.30	20.35	25.35	35.40	45.45	50.50
允许偏差	+0.10 0						+0.20 0		

5.6.5 拉杆孔

5.6.5.1 拉杆与管板焊接连接的拉杆孔结构见图 16(a), 拉杆孔深度 l_1 等于拉杆孔直径 d_1 。拉杆孔直径按式(15)确定。

$$d_1 = d + 1.0 \dots \dots \dots (15)$$

式中: d ——拉杆直径, mm;

d_1 ——拉杆孔直径,mm。

5.6.5.2 拉杆与管板螺纹连接的拉杆螺纹结构见图 16(b), 螺纹深度按式(16)确定。

$$l_2=1.5d_n \dots\dots\dots (16)$$

式中: l_2 ——螺孔深度, mm;

d_n ——拉杆螺孔公称直径,mm。



图 16

5.6.6 管板密封面

5.6.6.1 管板与法兰连接的结构尺寸及制造、检验要求等,按 JB 4700~4703 的规定。

5.6.6.2 分程隔板槽

- a) 槽深宜不小于 4mm;
- b) 分程隔板槽的宽度为:碳钢 12mm,
不锈钢 11mm;
- c) 分程隔板槽拐角处的倒角一般为 45° ,倒角宽度 b 近似等于分程垫片的圆角半径 R ,见图 17。

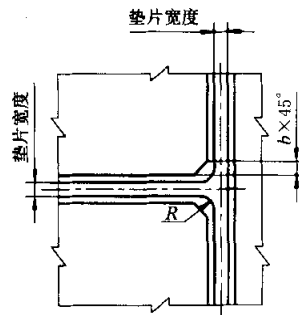


图 17

5.7 管板计算

本计算方法适用于 U 形管式、浮头式、填函式和固定管板式换热器的管板及其相关元件(如换热管、壳体等)的强度校核和设计计算。管板与壳程圆筒、管箱圆筒之间可以有不同的连接方式,如图 18 所示。

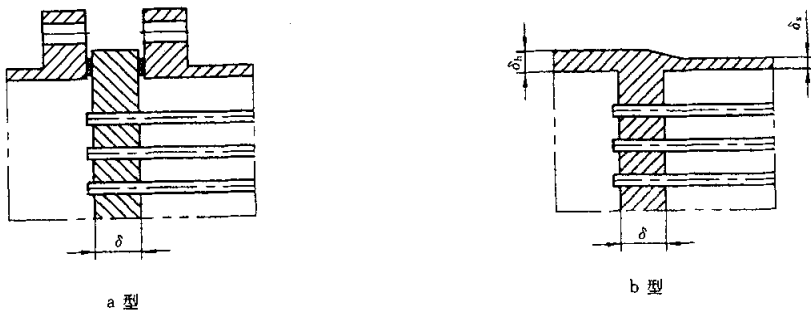


图 18 管板与壳体、管箱的连接方式

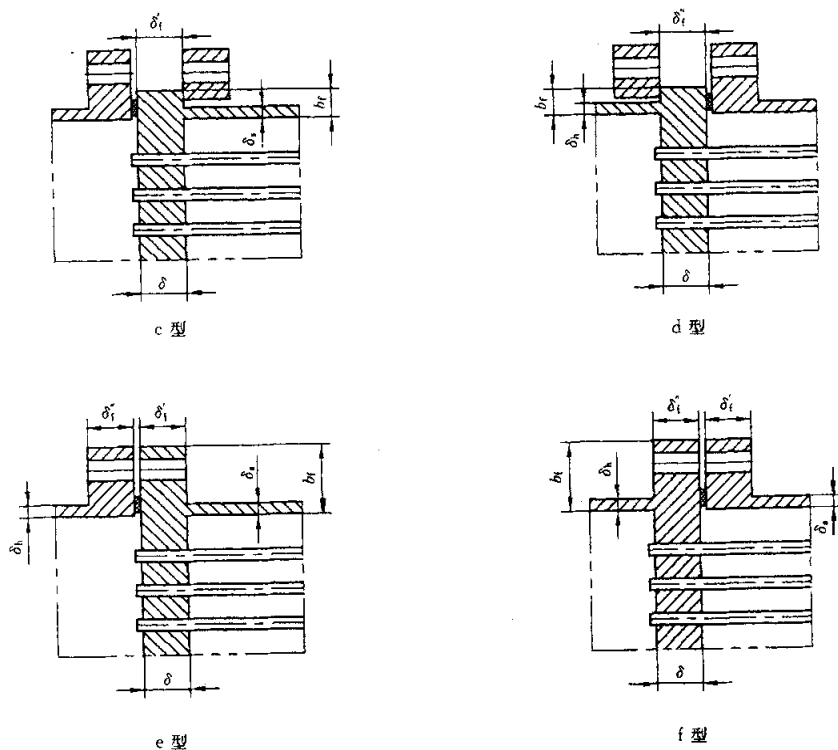


图 18(完)

- a 型:管板通过垫片与壳体法兰和管箱法兰连接;
 b 型:管板直接与壳程圆筒和管箱圆筒形成整体结构;
 c 型: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: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: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: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)以及布管或载荷条件反常的管板(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:

- a) 管板的计算厚度或 5.6.2 规定的最小厚度,取大者;
 b) 壳程腐蚀裕量或结构开槽深度,取大者;
 c) 管程腐蚀裕量或分程隔板槽深度,取大者;

5.7.1 U 形管式换热器管板

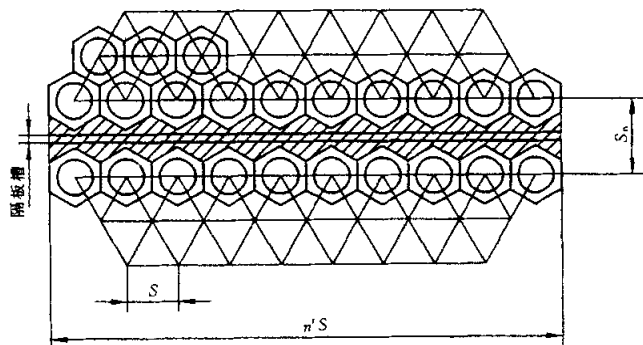
本计算适用于图 18 中所示各种连接方式的 U 形管式换热器管板的计算。

5.7.1.1 符号

A_0 ——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

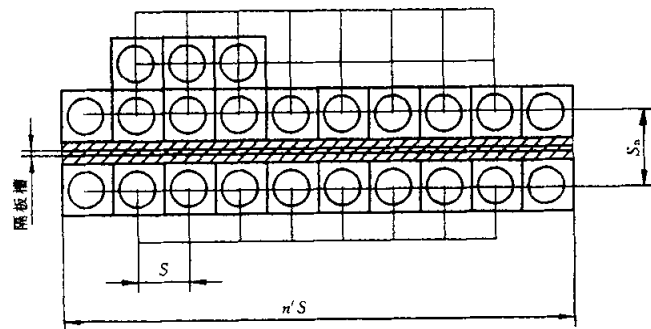
双管程管板,对于三角形排列:

$$A_0 = n' S (S_n - 0.866S)$$



对于正方形排列

$$A_d = n' S (S_n - S)$$



式中: 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。

A_t ——管板布管区面积, mm^2 ;

三角形排列 $A_t = 1.732nS^2 + A_d$

正方形排列 $A_t = 2nS^2 + A_d$

a ——一根换热管管壁金属的横截面积, mm^2 ;

b_t ——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;

C_c ——系数,按 $\tilde{K}_t$ 和 $1/\rho_t$ 查图 19;

C_e ——系数,按 $\tilde{K}_t$ 和 $1/\rho_t$ 查图 20;

C_M ——系数,按 $\tilde{K}_t$ 和 $1/\rho_t$ 查图 21;

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_G ——垫片压紧力作用中心圆直径,按 GB 150—1998 第 9 章, mm;

D_i ——壳程圆筒和管箱圆筒内直径, mm;

D_t ——管板布管区当量直径, mm;

$$D_i = \sqrt{4A_i/\pi}$$

d ——换热管外径, mm;

E'_i ——下述元件材料的弹性模量, MPa;

对于 c 型、e 型连接方式, 指管板材料;

对于 f 型连接方式, 指壳体法兰材料;

E''_i ——下述元件材料的弹性模量, MPa;

对于 d 型、f 型连接方式, 指管板材料;

对于 e 型连接方式, 指管箱法兰材料;

E_h ——下述元件材料的弹性模量, MPa;

对于 b 型、d 型、f 型连接方式, 指管箱圆筒材料, 对于 e 型连接方式, 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 b 型、c 型、e 型连接方式, 指壳程圆筒材料, 对于 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;

K_i ——管板边缘旋转刚度参数, MPa;

$$K_i = K'_i + K''_i$$

对于 a 型连接方式, $K_i = 0$

K'_i ——壳程圆筒与法兰(或凸缘)的旋转刚度参数, MPa;

$$K'_i = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_i b_i \left(\frac{2\delta'_i}{D_i} \right)^3}{D_i + b_i} + \omega' E_s \right]$$

K''_i ——管箱圆筒与法兰(或凸缘)的旋转刚度参数, MPa;

$$K''_i = \frac{1}{12} \left[\frac{2E''_i b_i \left(\frac{2\delta''_i}{D_i} \right)^3}{D_i + b_i} + \omega'' E_h \right]$$

$\tilde{K}_i$ ——旋转刚度无量纲参数;

$$\tilde{K}_i = \frac{D_i^3 D_i}{8D} K_i$$

$\tilde{K}_i^0$ ——无量纲参数;

对于 e 型连接方式, $\tilde{K}_i^0 = \tilde{K}_i \cdot K'_i / K_i$

对于 f 型连接方式, $\tilde{K}_i^0 = \tilde{K}_i \cdot K''_i / K_i$

l ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度, 按 5.8.2.3 或 5.8.3.2 规定, mm;

M_m ——法兰预紧力矩, N·mm/mm;

M_m ——基本法兰力矩, N·mm;

$$M_m = A_m \cdot L_G [\sigma]_b$$

式中 $A_m, L_G, [\sigma]_b$ 按 GB 150—1998 第 9 章规定;

M_p ——操作工况法兰力矩, N·mm;

按 GB 150—1998 第 9 章确定。 M_m, M_p 的计算, 对于 e 型连接方式, 取计算压力为 p_c ; 对于 f 型连接方式, 取计算压力为 p_s ;

M_{ws} ——法兰设计力矩, N·mm/mm;

n ——U 形管根数, 管板开孔数为 $2n$;

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 ——换热管与管板连接的拉脱力, MPa;
 $[q]$ ——许用拉脱力, 按 5.7.5 规定, MPa;
 R ——半径, mm;
 对于 a 型连接方式, $R=D_G/2$;
 对于其他连接方式, $R=D_i/2$;
 S ——换热管中心距, mm;
 Y ——系数, 见 GB 150—1998 第 9 章, 按 $K=(D_i+2b_t)/D_i$ 查取;
 δ ——管板计算厚度, mm;
 δ_i ——管板延长部分的法兰(或凸缘)厚度, mm;
 δ'_i ——壳体法兰(或凸缘)厚度, mm;
 δ''_i ——管箱法兰(或凸缘)厚度, mm;
 δ_h ——管箱圆筒厚度, mm;

对于 e 型连接方式, 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 ——壳程圆筒厚度, mm;

对于 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;

μ ——管板强度削弱系数, 一般可取 $\mu=0.4$;

ν ——管板材料泊松比, 取 $\nu=0.3$;

ξ_R ——管板边缘法兰力矩折减系数, 按 $\widetilde{K}_i^*$ 和 $1/\rho_i=1$ 查图 22;

ξ_T ——布管区法兰力矩折减系数, 按 $\widetilde{K}_i^*$ 和 $1/\rho_i$ 查图 22;

ρ_i ——布管区当量直径 D_i 与直径 $2R$ 之比;

σ_i ——管板延长部分(法兰或凸缘)应力, MPa;

$\sigma_r|_{r=0, R_i, R}$ ——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;

$\sigma_r^0|_{r=0, R_i, R}$ ——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_t ——换热管轴向应力, MPa;

$[\sigma]_t$ ——设计温度下, 管板的延伸法兰材料许用应力, MPa;

$[\sigma]_s$ ——设计温度下, 管板材料的许用应力, MPa;

$[\sigma]_t$ ——设计温度下, 换热管材料的许用应力, MPa;

ω' ——系数, 按 δ_s/D_i 和 δ'_i/D_i 查图 26;

ω'' ——系数, 按 δ_h/D_i 和 δ''_i/D_i 查图 26。

5.7.1.2 a 型连接方式管板的计算步骤

a) 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 。

b) 计算 ρ_i , 以 $1/\rho_i$ 查表 22 得 C_c , 或以 $1/\rho_i$ 查图 19, 由纵坐标轴上查得 C_c 。

c) 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

$$p_d = |p_s - p_t| \quad \dots\dots\dots (17)$$

否则取下列两者中的较大者:

$$p_d = |p_s| \text{ 或 } p_d = |p_t| \dots\dots\dots (18)$$

d) 管板计算厚度

$$\delta = 0.82 \cdot D_G \sqrt{\frac{C_c p_d}{\mu [\sigma]_t}} \dots\dots\dots (19)$$

e) 换热管轴向应力

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \dots\dots\dots (20)$$

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:

只有壳程设计压力 p_s ,管程设计压力 $p_t=0$;

只有管程设计压力 p_t ,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_t 同时作用。

计算结果应满足 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t$ 。

f) 换热管与管板连接的拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| \dots\dots\dots (21)$$

计算结果应满足 $q \leq [q]$ 。

表 22

$1/\rho_t$	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
$1/\rho_t$	1.55	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	

5.7.1.3 b、c、d 型连接方式管板的计算步骤

a) 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。

b) 根据布管尺寸计算 A_d, A_t, D_t 和 ρ_t 。

c) 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_t 和厚度 δ'_t 或 δ''_t 。

d) 计算管板抗弯刚度 D 和各项旋转刚度参数 $K'_t, K''_t, K_t, \widetilde{K}_t$;

对于 b 型连接方式: $\delta'_t=0, \delta''_t=0, b_t=0$; 以 δ_s, δ_h 计算 K'_t 和 K''_t ;

对于 c 型连接方式: $K''_t=0$; 以 δ'_t, b_t, δ_s 计算 K'_t ;

对于 d 型连接方式: $K'_t=0$; 以 δ'_t, b_t, δ_h 计算 K''_t 。

e) 由图 19, 图 20 和图 21 按 $\widetilde{K}_t$ 和 $1/\rho_t$ 分别查取 C_c, C_e, C_M 。

f) 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 $p_d = |p_t|$ 。

g) 计算管板中心处 ($r=0$), 布管区周边处 ($r=R_t$), 边缘处 $r=R$ 的径向应力

$$\sigma_r|_{r=0} = \frac{C_c}{\mu} p_d \left(\frac{D_t}{\delta} \right)^2 \dots\dots\dots (22)$$

$$\sigma_r|_{r=R_t} = \frac{C_e}{\mu} p_d \left(\frac{D_t}{\delta} \right)^2 \dots\dots\dots (23)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = \frac{3}{2} C_M p_d \left(\frac{D_t}{\delta} \right)^2 \dots\dots\dots (24)$$

计算结果应满足 $|\sigma_r| \leq 1.5 [\sigma]_t$ 。

h) 换热管轴向应力

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad \dots\dots\dots (25)$$

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:

只有壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 $p_t = 0$;

只有管程设计压力 p_t , 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_t 同时作用。

计算结果应满足 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t$ 。

i) 换热管与管板连接的拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| \quad \dots\dots\dots (26)$$

计算结果应满足 $q \leq [q]$ 。

5.7.1.4 e、f 型连接方式管板的计算步骤

a) 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布管方式。

b) 根据布管尺寸计算 A_d, A_t, D_t 和 ρ_t 。

c) 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_f , 厚度 δ'_f 或 δ''_f 。

d) 计算管板抗弯刚度 D 和各项旋转刚度参数: $K'_t, K''_t, K_t, \widetilde{K}_t, \widetilde{K}''_t$ 。

e) 由图 19、图 20 和图 21, 按 $\widetilde{K}_t$ 和 $1/\rho_t$ 分别查取 C_c, C_e, C_m 。

f) 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 $p_t = 0$) 和以管程设计压力 p_t (令 $p_s = 0$) 作用, 计算管板中心处 ($r = 0$), 布管区周边处 ($r = R_t$) 和边缘处 ($r = R$) 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:

$$\sigma_r|_{r=0} = \pm \frac{C_c}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_t}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (27)$$

$$\sigma_r|_{r=R_t} = \mp \frac{C_e}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_t}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = \mp \frac{3}{2} C_m (p_s - p_t) \left(\frac{D_t}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (29)$$

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。

g) 由图 22 按 $\widetilde{K}_t$ 和 $1/\rho_t$ 分别查取 $\xi_R(\widetilde{K}_t, 1/\rho_t = 1)$ 和 $\xi_T(\widetilde{K}_t, 1/\rho_t)$ 。

h) 计算基本法兰力矩 M_m , 操作工况法兰力矩 M_p 。

i) 按表 23 计算法兰预紧力矩 M_{f0} 。

表 23

压力组合	预紧力矩 $M_{f0}, \text{N} \cdot \text{mm/mm}$	
	e 型	f 型
p_s 作用	$\frac{M_m}{\pi D_t}$	$-\frac{M_p}{\pi D_t} - \frac{K'_t}{K_t} C_m R^2 p_s$
p_t 作用	$\frac{M_p}{\pi D_t} + \frac{K'_t}{K_t} C_m R^2 p_t$	$-\frac{M_m}{\pi D_t}$
$(p_s - p_t)$ 作用	$\frac{M_p}{\pi D_t} - \frac{K'_t}{K_t} C_m R^2 (p_s - p_t)$	$-\frac{M_p}{\pi D_t} - \frac{K'_t}{K_t} C_m R^2 (p_s - p_t)$

j) 分别以不同工况(同 f 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($r=R_i$)和边缘处($r=R$)的径向应力:

$$\sigma_r|_{r=0} = \sigma_r|_{r=R_i} = \mp \frac{\xi_T 6M_{f0}}{\mu \delta^2} \dots\dots\dots (30)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = \mp \xi_R \frac{6M_{f0}}{\delta^2} \dots\dots\dots (31)$$

k) 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:

$$\sigma_i = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_i^2} \dots\dots\dots (32)$$

式中 δ_i 和 M_{ws} 见表 24。

表 24

	设计力矩 $M_{ws}, N \cdot mm/mm$	δ_i, mm
e 型	$(1 - \xi_R)M_{f0} - \frac{K_i'}{K_i} C_M R^2 (p_s - p_t)$	δ_i'
f 型	$-(1 - \xi_R)M_{f0} + \frac{K_i'}{K_i} C_M R^2 (p_s - p_t)$	δ_i''

l) 应力校核,前述计算结果应满足表 25 中所列校核条件,否则应调整厚度,重新计算。

表 25

	应 力	校 核 条 件
管板应力	$\sigma_r _{r=0} + \sigma_r^e _{r=0}$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
	$\sigma_r _{r=R_i} + \sigma_r^e _{r=R_i}$	
	$\sigma_r _{r=R} + \sigma_r^e _{r=R}$	
法兰应力	σ_i	$\leq 1.5[\sigma]_i$

m) 换热管轴向应力

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \dots\dots\dots (33)$$

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:

只有壳程设计压力 p_s ,管程设计压力 $p_t=0$;

只有管程设计压力 p_t ,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_t 同时作用。

计算结果应满足 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t$ 。

n) 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| \dots\dots\dots (34)$$

计算结果应满足 $q \leq [q]$ 。

5.7.1.5 应力计算公式

应力计算公式见表 27 应力计算公式汇总表。

5.7.2 浮头式与填函式换热器管板

本计算适用于不带法兰的管板,即图 18 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。

5.7.2.1 符号

A_d ——见 5.7.1.1 符号说明, mm^2 ;

A_t ——管板布管区内开孔后的面积, mm^2 ;

$$A_1 = A_t - n \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

A_1 ——管板布管区面积, mm^2 ;

对于单管程换热器:

三角形排列 $A_1 = 0.866nS^2$

正方形排列 $A_1 = nS^2$

对于多管程换热器, A_1 应取上式计算值与 A_d 之和;

a ——一根换热管管壁金属的横截面积, mm^2 ;

C ——系数, 按 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_s^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$ 查图 23;

D_G ——固定端管板垫片压紧力作用中心圆直径, 按 GB 150—1998 第 9 章, mm ;

D_t ——管板布管区当量直径, mm ;

$$D_t = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}$$

d ——换热管外径, mm ;

E_p ——设计温度时, 管板材料的弹性模量, MPa ;

E_t ——设计温度时, 换热管材料的弹性模量, MPa ;

G_{we} ——系数, 按 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_s^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$ 查图 24;

K_t ——管束模数, MPa ;

$$K_t = \frac{E_t n a}{L D_t}$$

$\tilde{K}_t$ ——管束无量纲刚度:

$$\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p}$$

L ——换热管有效长度(两管板内侧间距), mm ;

l ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度, 按 5.8.2.3 或 5.8.3.2 规定, mm ;

n ——换热管根数;

$\tilde{P}_s$ ——无量纲压力, $\tilde{P}_s = \frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_t}$;

P_c ——当量压力组合, MPa ;

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 ——换热管与管板连接拉脱力, MPa ;

$[q]$ ——许用拉脱力, 按 5.7.5 选取, MPa ;

S ——换热管中心距, mm ;

β ——系数, $\beta = \frac{n a}{A_1}$;

δ ——管板计算厚度, mm ;

δ_t ——换热管管壁厚度, mm ;

η ——管板刚度削弱系数, 一般可取 μ 值;

μ ——管板强度削弱系数,一般可取 $\mu=0.4$;

ρ_t ——系数, $\rho_t = \frac{D_t}{D_G}$;

σ_t ——换热管轴向应力, MPa;

$[\sigma]_{cr}$ ——换热管稳定许用压应力,按 5.7.4 确定, MPa;

$[\sigma]_t^t$ ——设计温度时,管板材料的许用应力, MPa;

$[\sigma]_t$ ——设计温度时,换热管材料的许用应力, MPa。

5.7.2.2 计算步骤

a) 计算 $A_t, D_t, D_G, \rho_t, na, A_l, \beta, K_t, \widetilde{K}_t, [\sigma]_{cr}$ 。

b) 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

$$p_d = |p_s - p_t| \quad \dots\dots\dots (35)$$

否则取下列两值中的较大者:

$$p_d = |p_s| \text{ 或 } p_d = |p_t| \quad \dots\dots\dots (36)$$

对于填函式换热器

$$p_d = |p_t| \quad \dots\dots\dots (37)$$

c) 计算 $\widetilde{P}_a$,并按 $\widetilde{K}_t^{1/3}/\widetilde{P}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$ 查图 23 得到 C ,查图 24 得到 G_{we} 。

d) 管板计算厚度

$$\delta = CD_t \sqrt{\widetilde{P}_a} \quad \dots\dots\dots (38)$$

e) 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 $p_t=0$;

只有管程设计压力 p_t ,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_t 同时作用。

浮头式换热器:

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_l} G_{we} \right] \quad \dots\dots\dots (39)$$

填函式换热器:

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} (P_c + p_t \frac{A_t}{A_l} G_{we}) \quad \dots\dots\dots (40)$$

式中: $P_c = p_s - p_t(1+\beta)$

计算结果应满足:

当 $\sigma_t > 0$ 时 $\sigma_t \leq [\sigma]_t^t$

当 $\sigma_t < 0$ 时 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}$

f) 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right| \quad \dots\dots\dots (41)$$

计算结果应满足 $q \leq [q]$ 。

5.7.2.3 浮头式、填函式换热器管板计算表见表 29。

5.7.3 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 18 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 18 中所示 e 型连接方式的管板,且管板周边不布管区较窄($k \leq 1.0$)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。

5.7.3.1 符号

A ——壳程圆筒内直径横截面积, mm^2 ;

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

A_d ——见 5.7.1.1 符号说明, mm^2 ;

A_1 ——管板开孔后的面积, mm^2 ;

$$A_1 = A - n \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

A_s ——圆筒壳壁金属横截面积, mm^2 ;

$$A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s)$$

A_t ——管板布管区面积, mm^2 ;

对于单管程换热器:

$$\text{三角形排列 } A_t = 0.866nS^2$$

$$\text{正方形排列 } A_t = nS^2$$

对于多管程换热器, A_t 应取上式计算值与 A_d 之和;

a ——一根换热管管壁金属的横截面积, mm^2 ;

b_t ——壳体法兰或管箱法兰的宽度,对于 c 型连接方式则为管板延长部分形成的凸缘宽度, mm ;

$$b_t = \frac{1}{2}(D_i - D_i')$$

C' ——系数,按 δ_s/D_i 和 δ'_i/D_i 查图 25;

C'' ——系数,按 δ_h/D_i 和 δ''_i/D_i 查图 25;

D_i' ——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_i ——壳程圆筒和管箱圆筒内直径, mm ;

D_i ——管板布管区的当量直径, mm ;

$$D_i = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$$

d ——换热管外径, mm ;

E'_i ——壳体法兰材料弹性模量, MPa ;

E''_i ——管箱法兰材料弹性模量, MPa ;

E_{h_1} ——管箱圆筒材料弹性模量,当管箱法兰采用长颈对焊法兰时,取管箱法兰的材料弹性模量;当管箱法兰采用乙型平焊法兰时,取法兰短节材料的弹性模量, MPa ;

E_p ——管板材料的弹性模量, MPa ;

E_s ——壳程圆筒材料的弹性模量, MPa ;

E_t ——换热管材料的弹性模量, MPa ;

G_1 ——系数,当 $m > 0$ 时,取 G_{1e} 与 G_{1h} 两者中的较大值;当 $m < 0$ 时,取 G_{1h} 值;

G_{1e} ——系数,仅用于 $m > 0$ 时, $G_{1e} = 3\mu m/K$;

G_{1h} ——系数,当 $m > 0$ 时,按 K 和 m 查图 31(a) 实线;

当 $m < 0$ 时,按 K 和 m 查图 31(b);

G_2 ——系数,按 K 和 $\widetilde{K}_1$ 查图 29;

G_3 ——系数,按 K 和 Q 查图 30;

K ——换热管加强系数;

$$K = \left[1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_s n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2}$$

K_{ex} ——波形膨胀节刚度,按 GB 16749 6.6 中的 K 或 K_n , N/mm;

K'_i ——壳体法兰与圆筒的旋转刚度参数, MPa;

$$K'_i = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_i b_i}{D_i + b_i} \left(\frac{2\delta'_i}{D_i} \right)^3 + \omega' E_s \right]$$

对于不带法兰的 b 型连接方式的管板,取消公式方括弧中的第一项;

K''_i ——管箱圆筒与法兰的旋转刚度参数, MPa;

$$K''_i = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_i b_i}{D_i + b_i} \left(\frac{2\delta''_i}{D_i} \right)^3 + \omega'' E_h \right]$$

对于不带法兰的 b 型连接方式的管板,取消公式方括弧中的第一项;对于 c 型连接方式的管板, $K''_i = 0$;

K_i ——旋转刚度参数, MPa;

对于不带法兰的管板: $K_i = K'_i + K''_i$

对于其延长部分兼作法兰的管板: $K_i = K'_i$

$\widetilde{K}_i$ ——旋转刚度无量纲参数;

$$\widetilde{K}_i = \frac{\pi K_i}{4K_t}$$

K_t ——管束模数, MPa;

$$K_t = \frac{E_s n a}{L D_i}$$

k ——管板周边不布管区无量纲宽度;

$$k = K(1 - \rho_i)$$

L ——换热管有效长度(两管板内侧间距), mm;

l ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度,按 5.8.2.3 或 5.8.3.2 规定, mm;

$\widetilde{M}$ ——管板边缘力矩系数;

对于不带法兰的管板: $\widetilde{M} = \widetilde{M}_b$;

对于其延长部分兼作法兰的管板, $\widetilde{M}$ 即是法兰力矩系数;

壳程压力作用工况: $\widetilde{M} = \widetilde{M}_m + (\Delta \widetilde{M}) M_i$

管程压力作用工况: $\widetilde{M} = \widetilde{M}_p$;

M_i ——系数;

$$M_i = \frac{m_i}{2K(Q + G_2)}$$

$\widetilde{M}_b$ ——边界效应压力组合系数;

$$\widetilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_s}$$

M_m ——基本法兰力矩, N·mm;

$$M_m = A_m \cdot L_G [\sigma]_b$$

式中 A_m , L_G , $[\sigma]_b$ 按 GB 150—1998 第 9 章规定;

$\widetilde{M}_m$ ——基本法兰力矩系数；

$$\widetilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda \pi D_i^3 P_s}$$

M_p ——管程压力操作工况下的法兰力矩，按 GB 150—1998 第 9 章确定，取计算压力为 p_t ，
N·mm；

$\widetilde{M}_p$ ——管程压力操作工况下的法兰力矩系数；

$$\widetilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda \pi D_i^3 P_s}$$

$\Delta \widetilde{M}$ ——管板边缘力矩变化系数；

$$\Delta \widetilde{M} = \frac{1}{\xi + \frac{K_t}{K_i}}$$

$\Delta \widetilde{M}_t$ ——法兰力矩变化系数；

$$\Delta \widetilde{M}_t = \frac{K_t}{K_i} \Delta \widetilde{M}$$

$\widetilde{M}_{ws}$ ——壳体法兰力矩系数；

壳程压力作用工况：

$$\widetilde{M}_{ws} = \xi \cdot \widetilde{M}_m - (\Delta \widetilde{M}_t) M_t$$

管程压力作用工况：

$$\widetilde{M}_{ws} = \xi \cdot \widetilde{M}_p - M_t$$

m ——管板总弯矩系数；

$$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$$

m_1 ——管板第一弯矩系数，按 K 和 $\widetilde{K}_t$ 查图 27；

m_2 ——管板第二弯矩系数，按 K 和 Q 查图 28(a) 或 (b)；

n ——换热管根数；

P_s ——有效压力组合，MPa；

$$P_s = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta \gamma E_t$$

P_b ——边界效应压力组合，MPa；

对于不带法兰的管板；

$$P_b = C' (p_s - 0.15 p_t) - 0.85 C'' p_t$$

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；

$$P_c = p_s - p_t (1 + \beta)$$

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；

$$Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s}$$

Q_{ex} ——壳体带波形膨胀节时，换热管束与圆筒刚度比；

$$Q_{ex} = E_{tna} \frac{E_s A_s + K_{ex} L}{E_s A_s K_{ex} L}$$

q ——换热管与管板连接的拉脱力, MPa;

$[q]$ ——许用拉脱力, 按 5.7.5 选取, MPa;

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 ——管板边缘剪切系数;

$$\nu = \psi \cdot \tilde{M}$$

Y ——系数, 见 GB 150—1998 第 9 章, 按 $K = D_i/D_o$ 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, $(^{\circ}\text{C})^{-1}$;

β ——系数;

$$\beta = \frac{na}{A_1}$$

γ ——换热管与壳程圆筒的热膨胀变形差;

$$\gamma = \alpha_t(t_t - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$$

δ ——管板计算厚度, mm;

δ'_t ——壳体法兰厚度, 对于 c 型连接方式, 则为管板延长部分形成的凸缘厚度, mm;

δ'_f ——管箱法兰厚度, mm;

δ_h ——管箱圆筒厚度, 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, mm;

δ_s ——壳程圆筒厚度, mm;

δ_t ——换热管壁厚, mm;

η ——管板刚度削弱系数, 一般可取 μ 值;

λ ——系数;

$$\lambda = \frac{A_1}{A}$$

μ ——管板强度削弱系数, 一般可取 $\mu = 0.4$;

ξ ——法兰力矩折减系数;

$$\xi = \frac{\tilde{K}_1}{\tilde{K}_1 + G_3}$$

ρ_t ——管板布管区的当量直径与壳程圆筒内径之比;

$$\rho_t = \frac{D_t}{D_i}$$

Σ_s ——系数;

$$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda}(1+Q)$$

Σ_t ——系数;

$$\Sigma_t = 0.4(1+\beta) + \frac{1}{\lambda}(0.6+Q)$$

σ_c ——壳程圆筒轴向应力, MPa;

σ'_t ——壳体法兰应力, MPa;

σ_r ——管板径向应力, MPa;

σ'_r ——管板布管区周边处的径向应力, MPa;

$\tilde{\sigma}_r$ ——管板径向应力系数;

$$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$$

$\tilde{\sigma}'_r$ ——管板布管区周边处径向应力系数;

$$\tilde{\sigma}'_r = \frac{3m(1+\nu)}{4K(Q+G_2)}$$

σ_t ——换热管轴向应力(位于管束周边处换热管轴向应力), MPa;

$[\sigma]_s$ ——在设计温度时,壳程圆筒材料的许用应力, MPa;

$[\sigma]_{st}$ ——换热管稳定许用压应力,按 5.7.4 确定, MPa;

$[\sigma]_f$ ——壳体法兰许用应力, MPa;

$[\sigma]_b$ ——在设计温度时,管板材料的许用应力, MPa;

$[\sigma]_t$ ——在设计温度时,换热管材料的许用应力, MPa;

ψ ——系数;

$$\psi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_t}$$

τ_p ——管板布管区周边剪切应力, MPa;

$\tilde{\tau}_p$ ——管板布管区周边剪切应力系数;

$$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q+G_2}$$

ϕ ——壳程圆筒的装配环向焊缝系数;

ω' ——系数,按 δ_s/D_i 和 δ'_t/D_i 查图 26;

ω'' ——系数,按 δ_b/D_i 和 δ''_t/D_i 查图 26。

5.7.3.2 设计条件的危险组合

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,还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:

5.7.3.2.1 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 $\tilde{M}=\tilde{M}_b$ 。

5.7.3.2.2 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

$$\tilde{M}=\tilde{M}_m+(\Delta\tilde{M})M_1;$$

- c) 只有管程设计压力 p_i , 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 $\widetilde{M}=\widetilde{M}_p$;
 d) 只有管程设计压力 p_i , 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

$$\widetilde{M}=\widetilde{M}_p。$$

5.7.3.3 计算步骤

- a) 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。
 b) 计算 $A, A_s, na, K_t, [\sigma]_t, A_1, A_t, D_1, \lambda, Q$ (或 Q_{ex} , 见表 27 说明)、 $\beta, \Sigma_s, \Sigma_t, \rho_t$ 。
 c) 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, 还需按结构要求确定壳体法兰 (或凸缘) 厚度

δ'_t , 计算 K, k 和 $\widetilde{K}_t$ 。

- e) 由图 27, 按 K 和 $\widetilde{K}_t$ 查 m_1 , 计算 ϕ 值; 由图 29 按 K 和 $\widetilde{K}_t$ 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 30 按 K 和 Q 查 G_3 , 计算 $\xi, \Delta\widetilde{M}, \Delta\widetilde{M}_t$ 。

- g) 由图 28(a) 按 K 和 Q 查 m_2 ; 或由图 28(b) 按 K 和 Q 查 m_2/Q , 计算 m_2 。

$$m_2 = \left(\frac{m_2}{Q}\right) \cdot Q \dots\dots\dots (42)$$

- h) 按壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 p_i , 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 (见 5.7.3.2), 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_s 以及 $\widetilde{M}_m, \widetilde{M}_p$ (管板延长部分兼作法兰时) 或 $P_b, \widetilde{M}_b$ (管板不带法兰时)。

- i) 计算 $\widetilde{M}, v, m$ 。

- j) 确定 G_1 值:

当 $m > 0$ 时, 计算 G_{1e} [即图 31(a) 中的虚线], 并由图 31(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 31(b) 按 K 和 m 查 G_{1i} , 取 G_1 为 G_{1i} 。

- k) 按表 30 (延长部分兼作法兰的管板) 或表 31 (不带法兰的管板) 中相应公式计算应力 $\sigma_r, \sigma'_r, \tau_p, \sigma_c, \sigma_t, q$; 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:	计入膨胀变形差:
$\sigma_r \leq 1.5[\sigma]_t$	$\sigma_r \leq 3[\sigma]_t$
$ \sigma'_r \leq 1.5[\sigma]_t$	$ \sigma'_r \leq 3[\sigma]_t$
$ \tau_p \leq 0.5[\sigma]_t$	$ \tau_p \leq 1.5[\sigma]_t$
$ \sigma_c \leq [\sigma]_c$	$ \sigma_c \leq 3[\sigma]_t$
$ \sigma_t \leq [\sigma]_t$	$ \sigma_t \leq 3[\sigma]_t$
$ \sigma_t \leq [\sigma]_{\alpha},$ 当 $\sigma_t < 0$ 时	$ \sigma_t \leq [\sigma]_{\alpha},$ 当 $\sigma_t < 0$ 时,
$q \leq [q]$	$q \leq [q],$ 胀接时或 $q \leq 3[q],$ 焊接时

对于管板的延长部分, 作为法兰还应按表 30 计算 σ'_t , 并满足:

$|\sigma'_t| \leq 1.5[\sigma]_t$, 不计膨胀变形差;

$|\sigma'_t| \leq 3[\sigma]_t$, 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 (见 5.7)。

n) 如壳程圆筒带有波形膨胀节,则上述计算步骤中,除 Σ_i 式中的 Q 值不变外,其他出现的 Q 均应换用 Q_{ex} 值计算。

5.7.3.4 应力计算公式及管板计算表

见 5.7.6 表 27,表 30 和表 31。

5.7.4 换热管稳定许用压应力

本条适用于浮头式、填函式和固定管板式换热器的换热管受压失稳的校核。

5.7.4.1 符号

C_r ——系数;

$$C_r=\pi\sqrt{\frac{2E_t}{\sigma_s^i}}$$

d ——换热管外径,mm;

E_t ——设计温度时,换热管材料的弹性模量,MPa;

i ——换热管的回转半径,mm;

$$i=0.25\sqrt{d^2+(d-2\delta_t)^2}$$

l_{cr} ——换热管受压失稳当量长度,按图 32 确定,mm;

δ_t ——换热管壁厚,mm;

σ_s^i ——设计温度时,换热管材料的屈服点,MPa;

$[\sigma]_{cr}$ ——换热管稳定许用压应力,MPa。

5.7.4.2 计算公式

当 $C_r\leq l_{cr}/i$ 时,

$$[\sigma]_{cr}=\frac{E_t}{2}\cdot\frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2}\cdots\cdots\cdots(43)$$

当 $C_r>l_{cr}/i$ 时,

$$[\sigma]_{cr}=\frac{\sigma_s^i}{2}\cdot[1-\frac{l_{cr}/i}{2C_r}]\cdots\cdots\cdots(44)$$

$[\sigma]_{cr}$ 值不应大于设计温度时的换热管材料许用应力 $[\sigma]_t$ 。

5.7.5 换热管与管板连接的许用拉脱力按表 26 选取。

表 26 MPa

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)			$0.5[\sigma]_t$

5.7.6 计算用表

- 表 27 应力计算公式汇总表
- 表 28 U 形管式换热器管板计算表(b、c、d、e、f 型连接方式)
- 表 29 浮头式、填函式换热器管板计算表
- 表 30 延长部分兼作法兰的固定式管板计算表
- 表 31 不带法兰的固定式管板计算表。

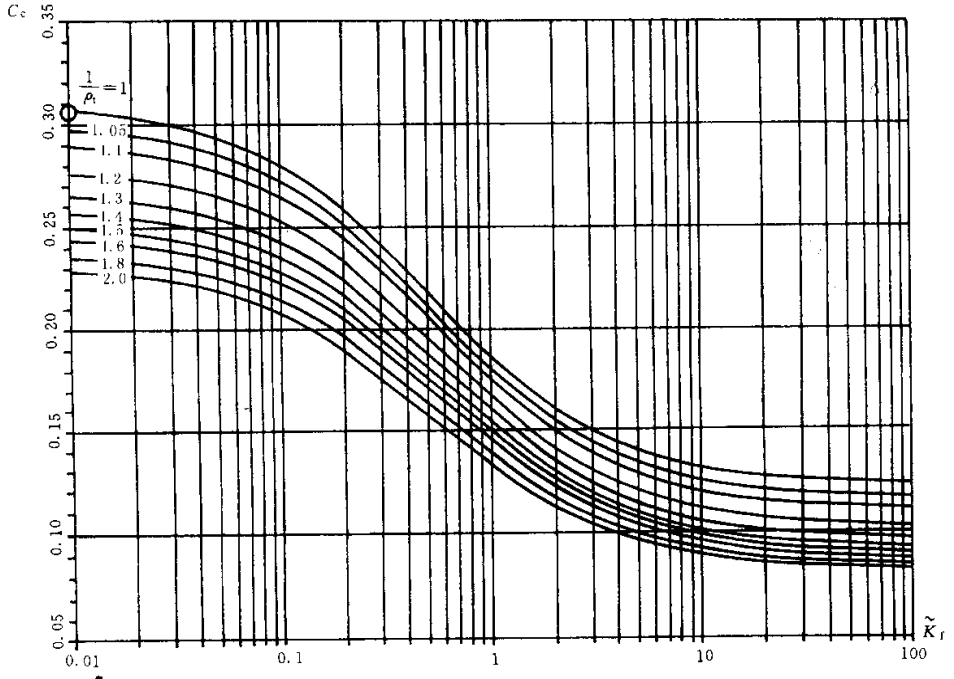


图 19

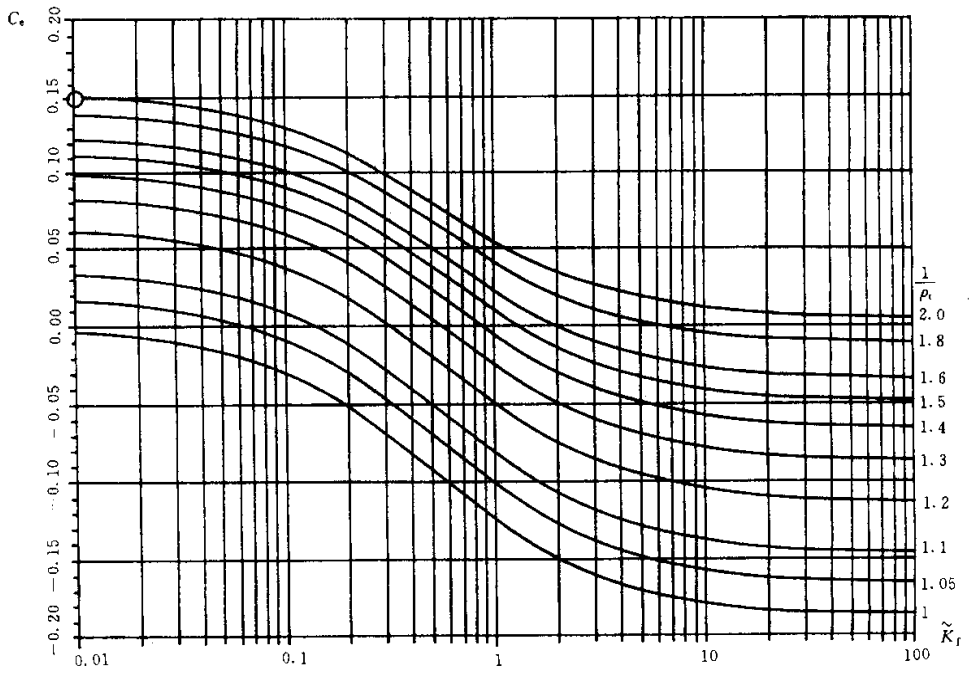


图 20

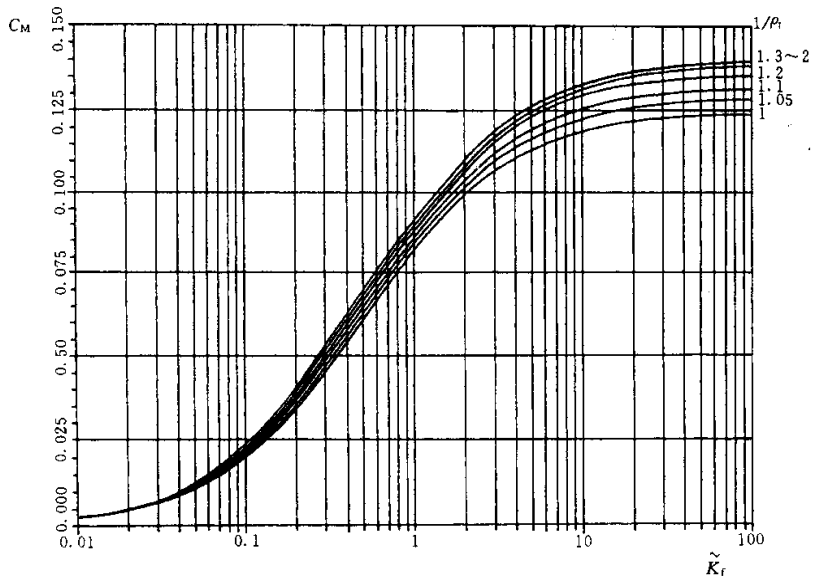


图 21

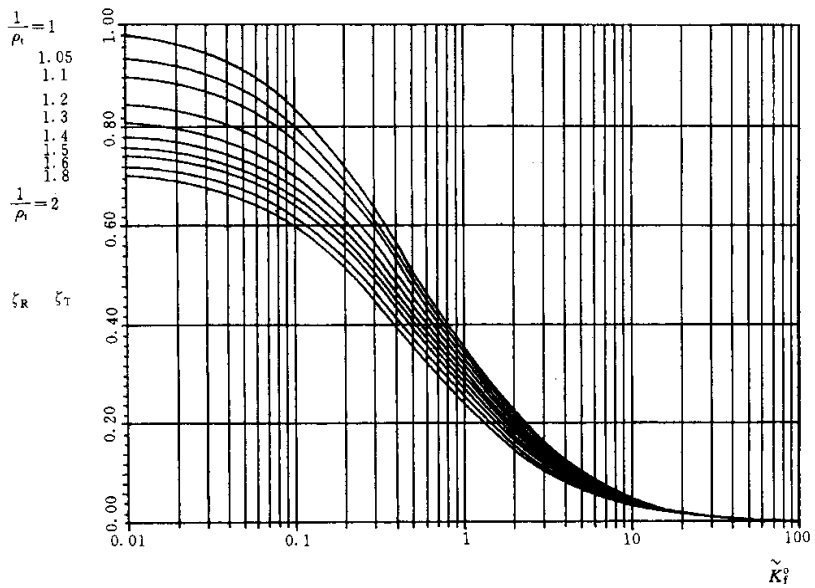


图 22

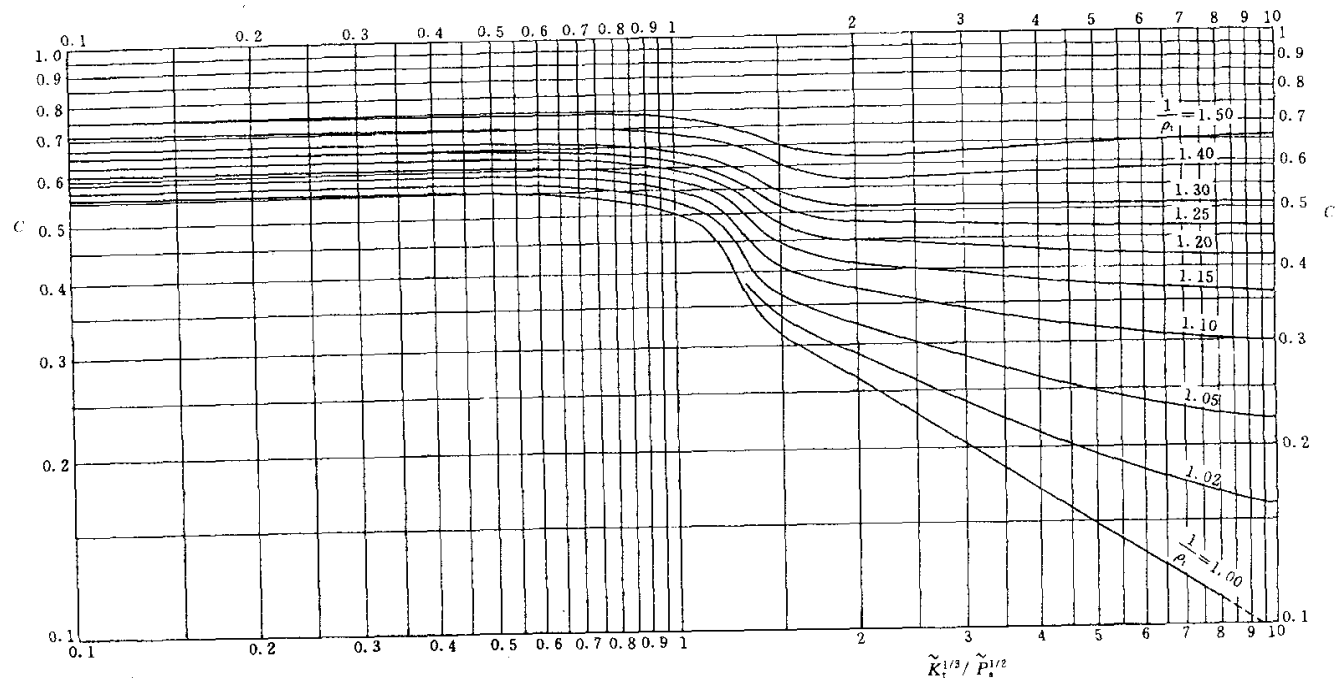


图 23(a)

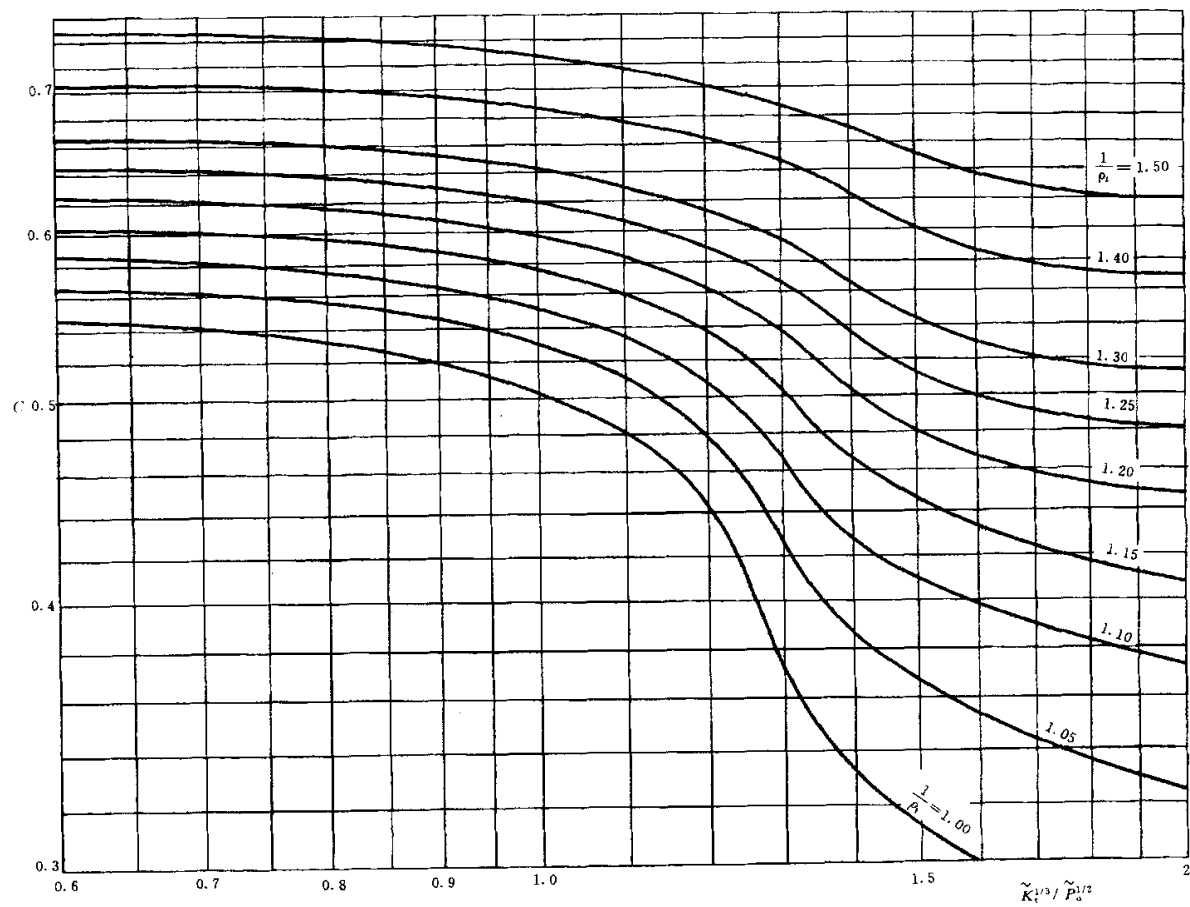


图 23(b)

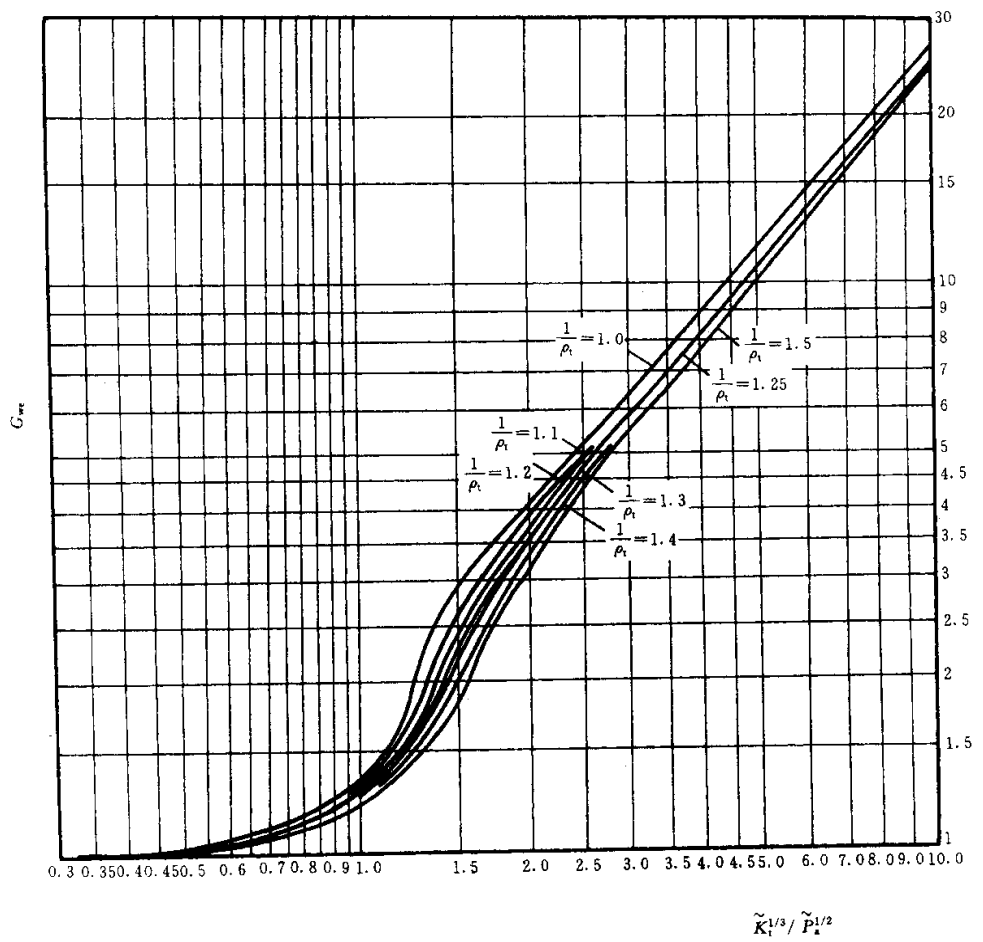


图 24(a)

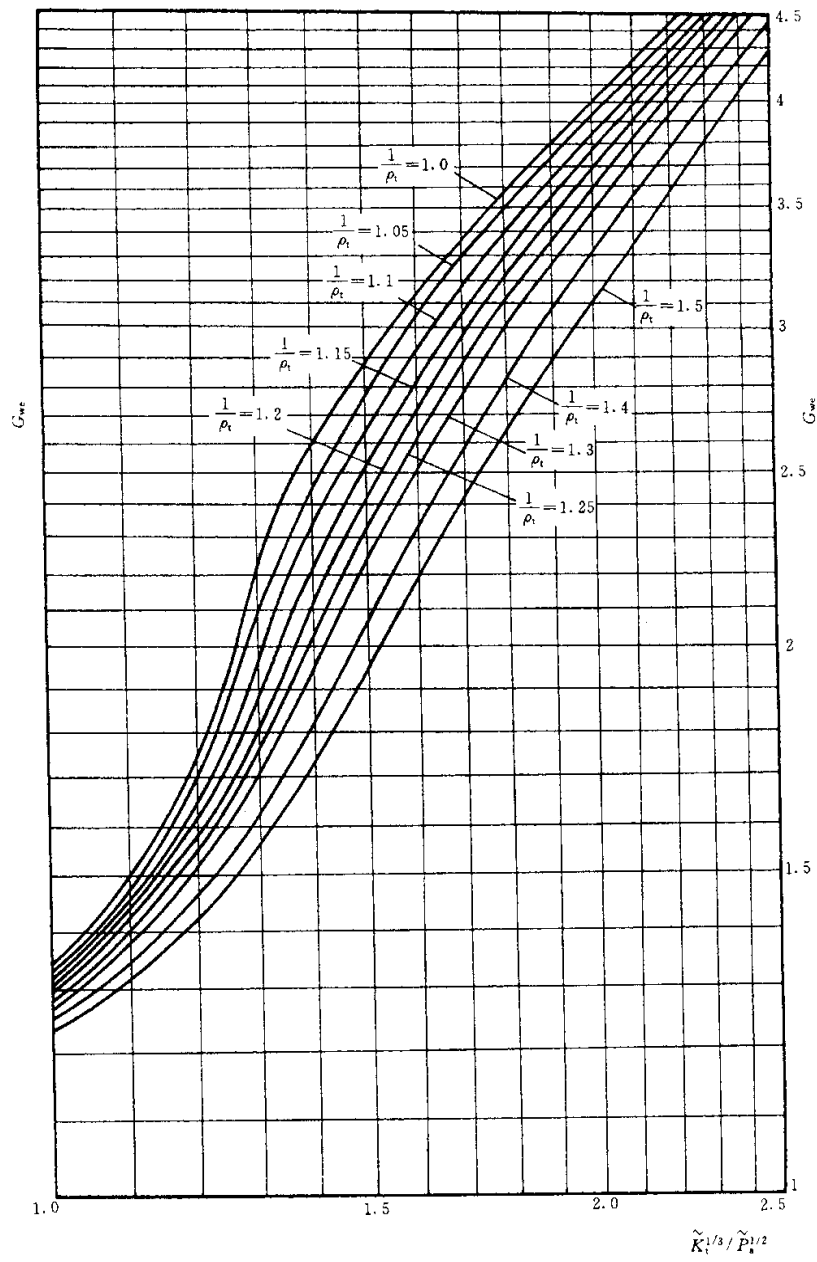


图 24(b)

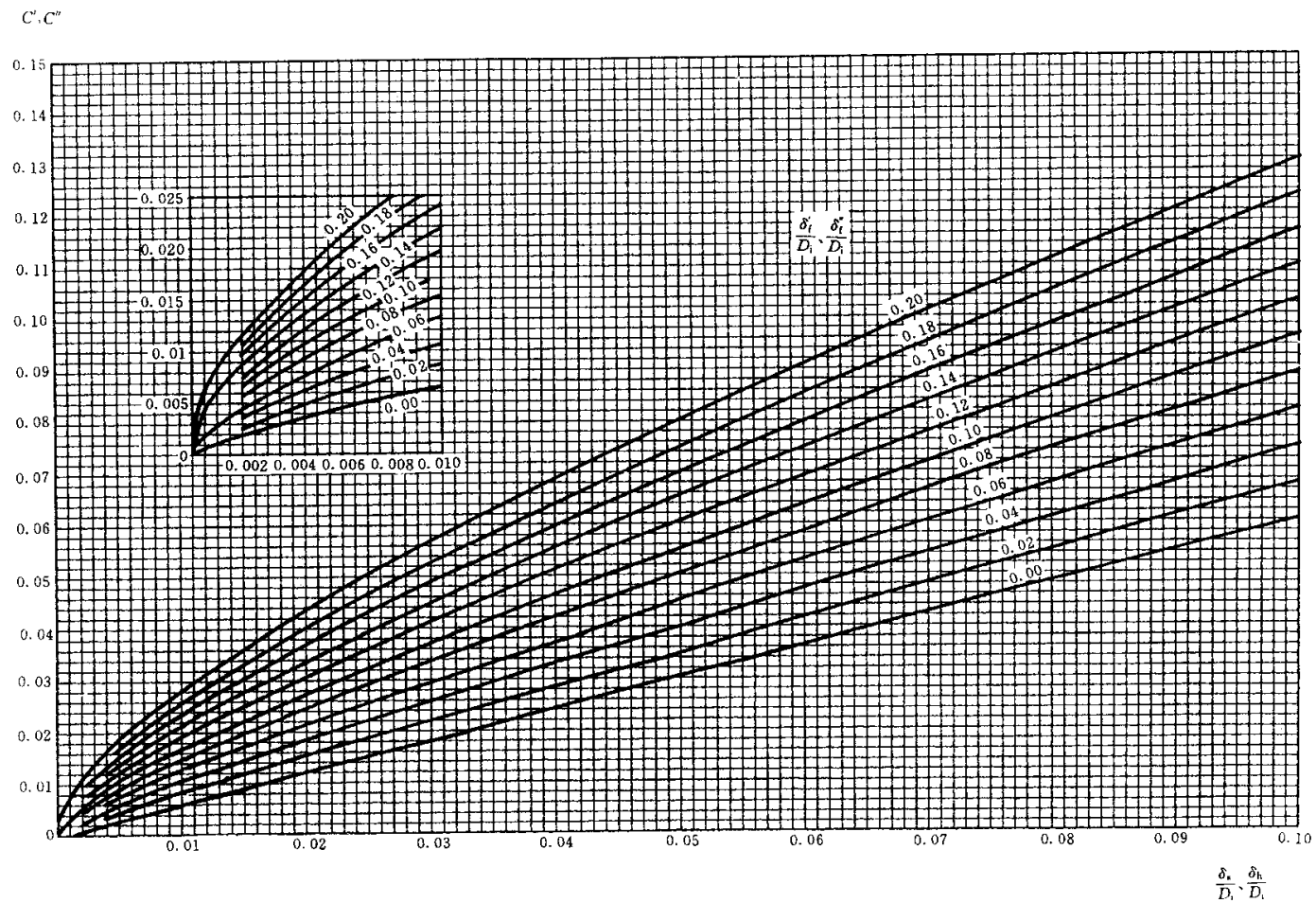


图 25

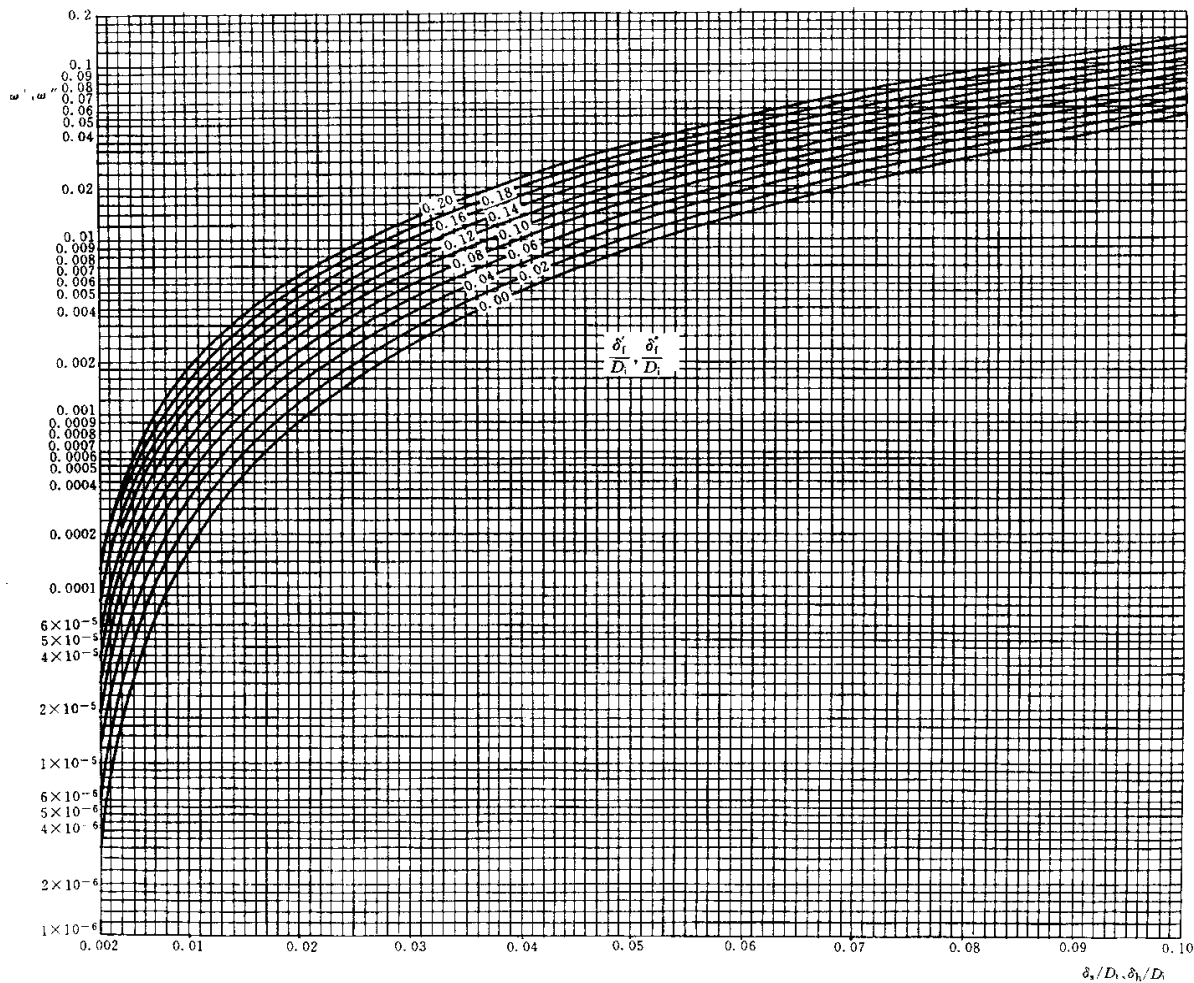


图 26

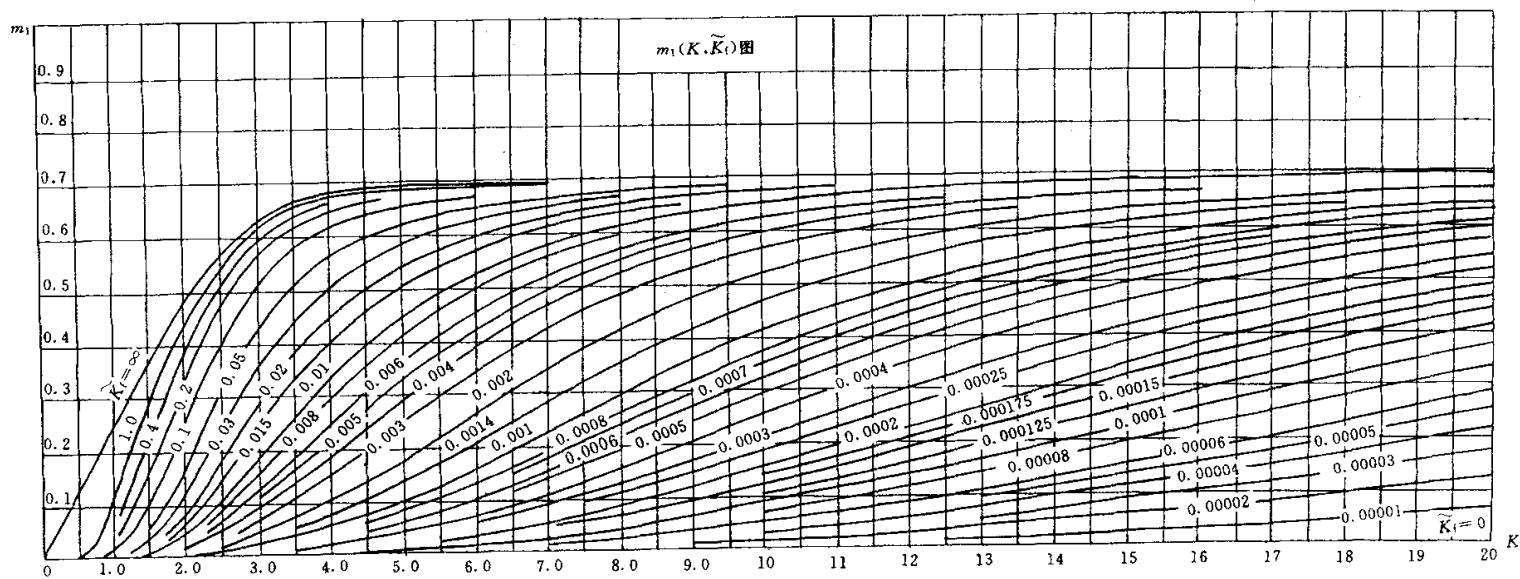


图 27

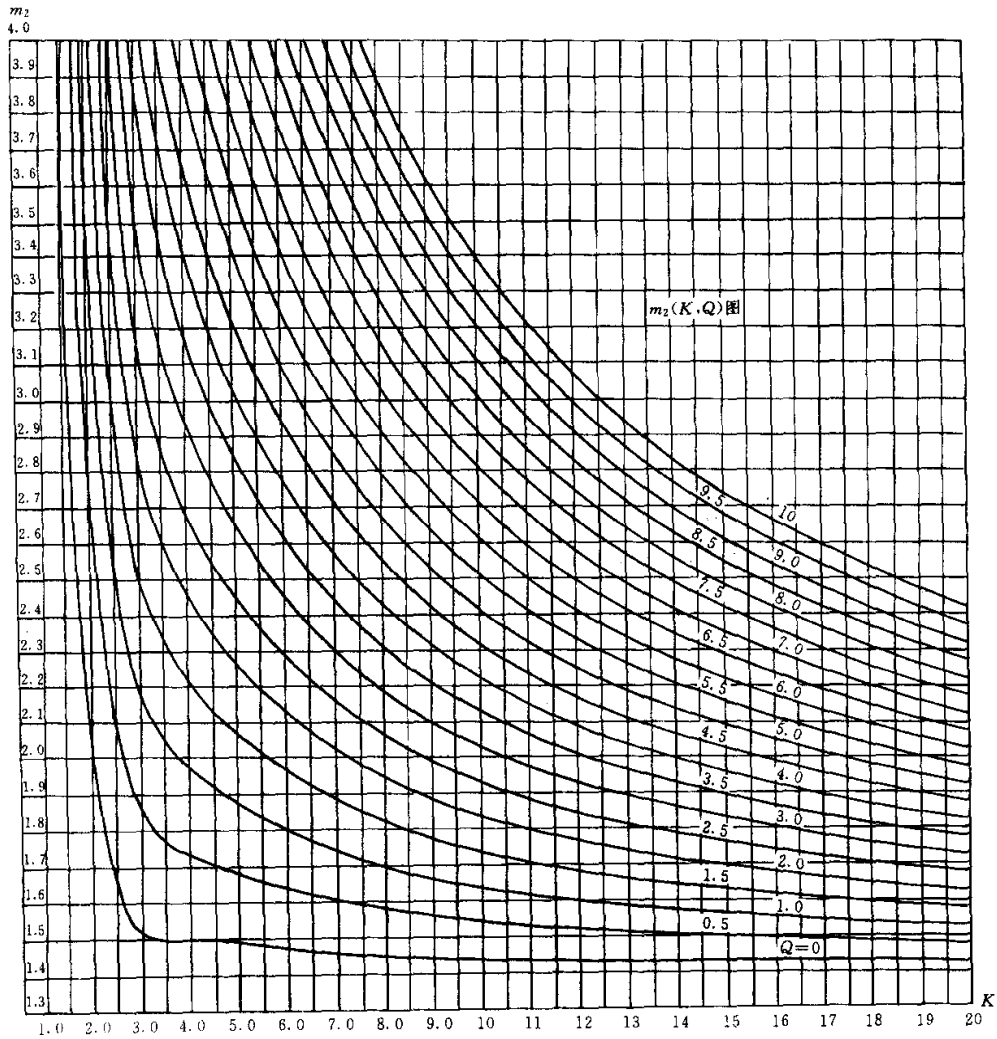


图 28(a)

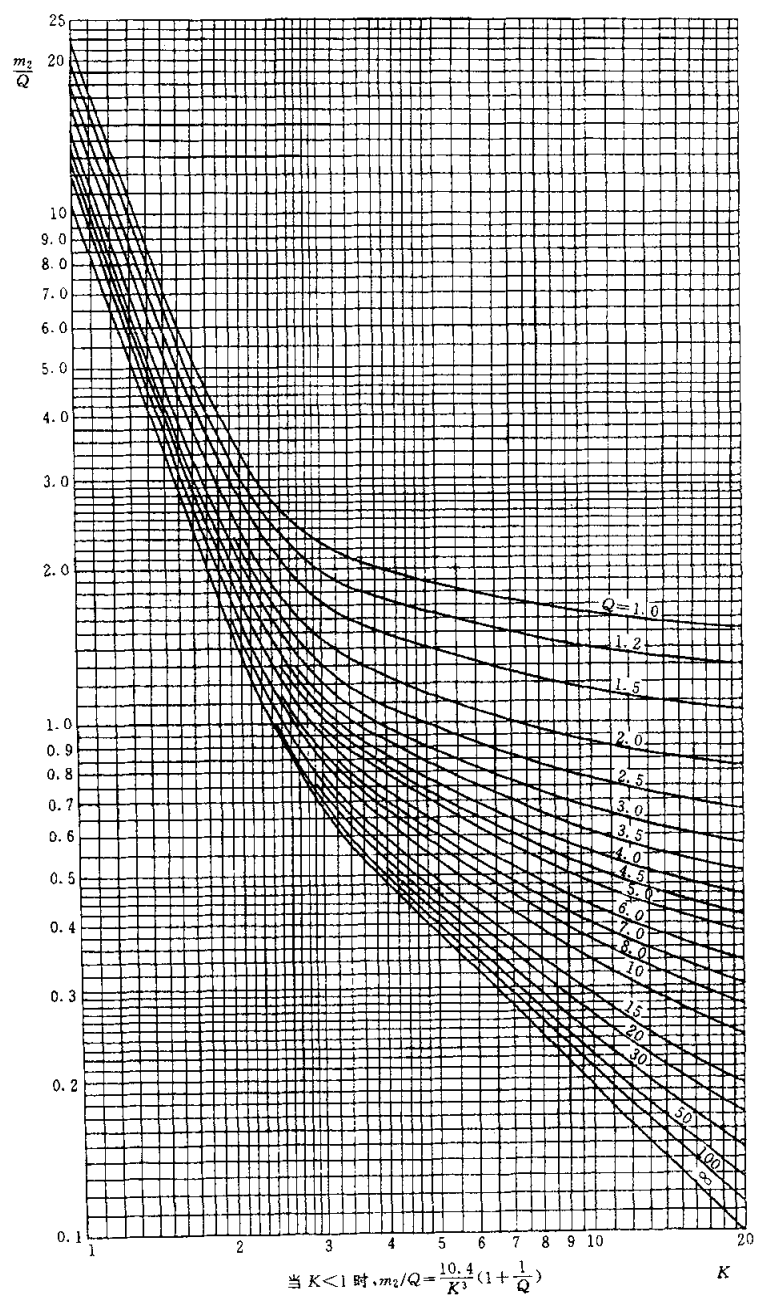


图 28(b)

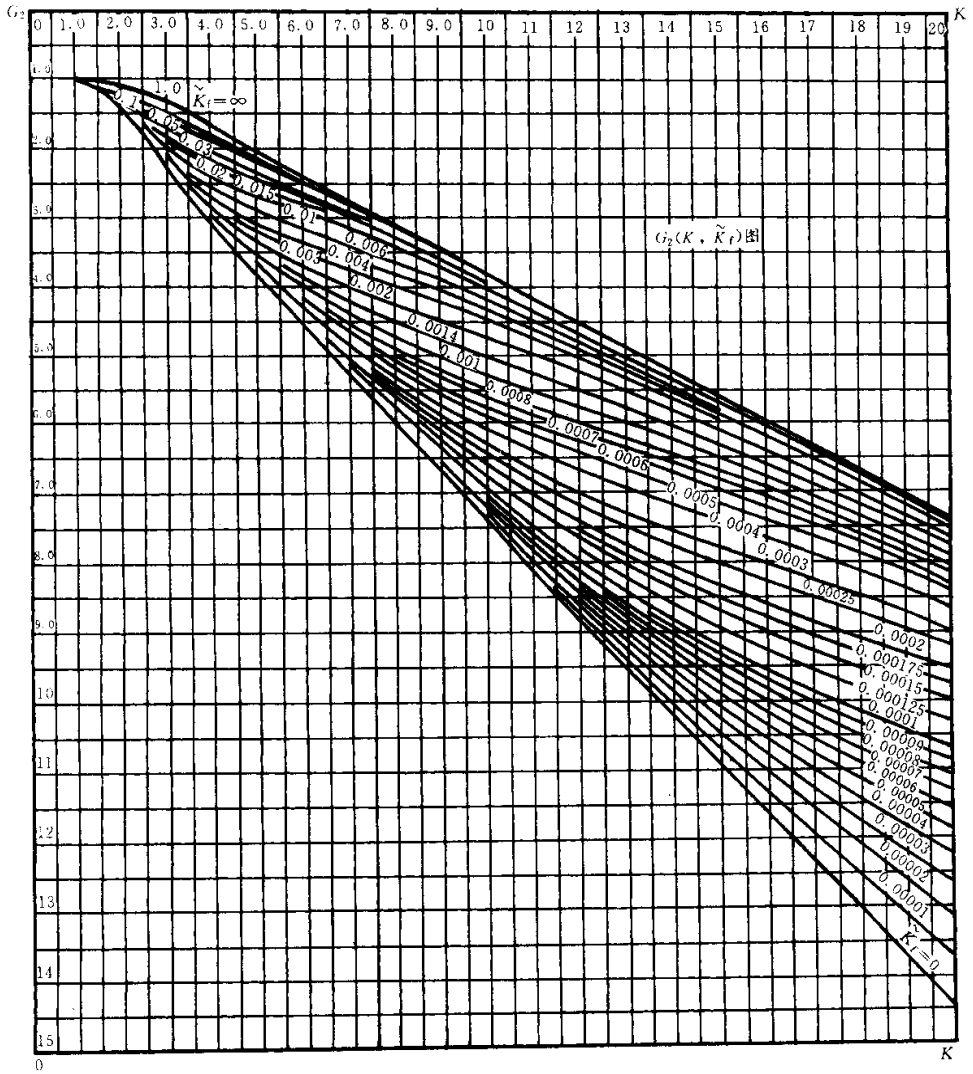
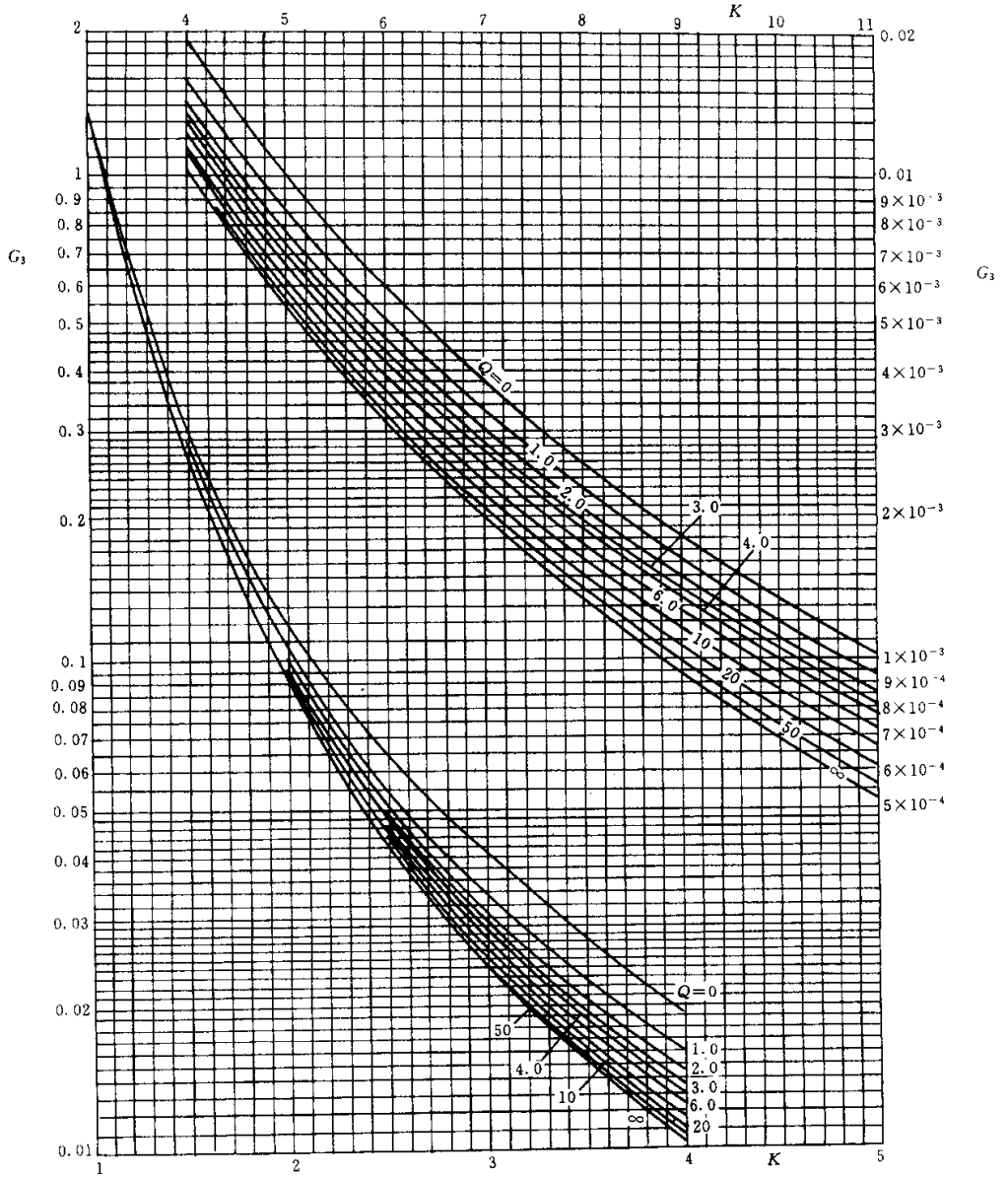


图 29



当 $K < 1$ 时, $G_3 = 1.3/K^4$

图 30(a)

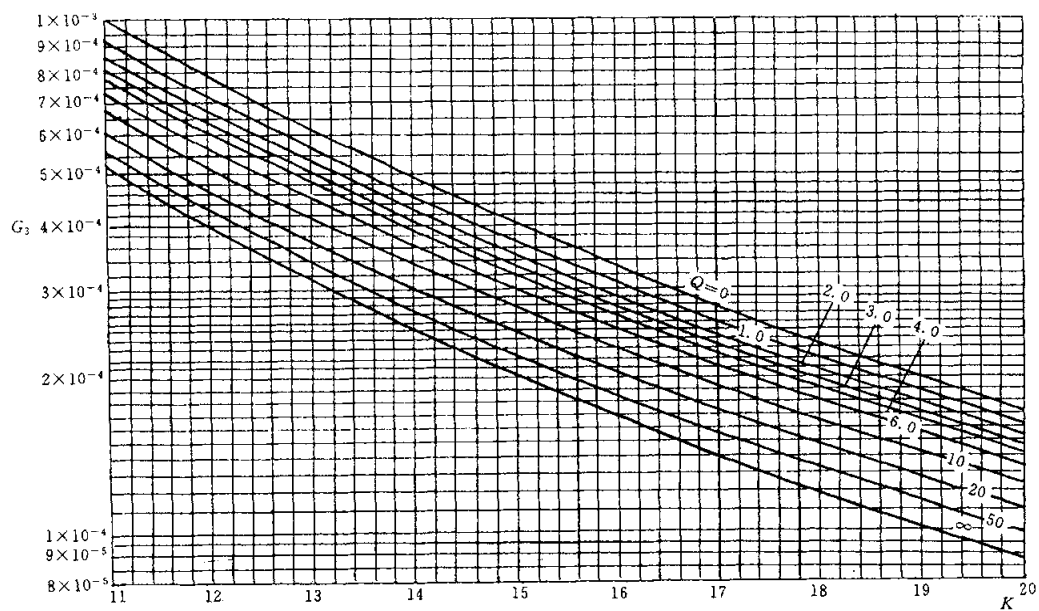


图 30(b)

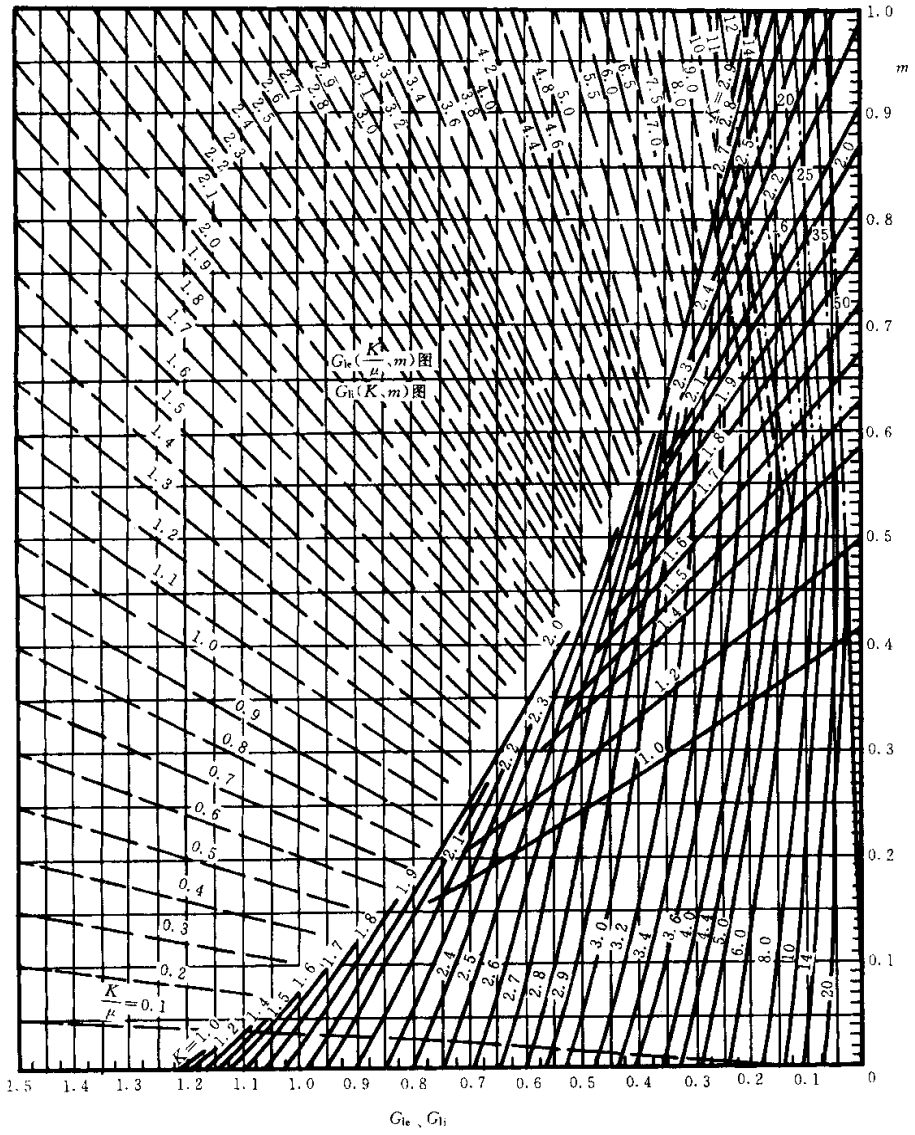
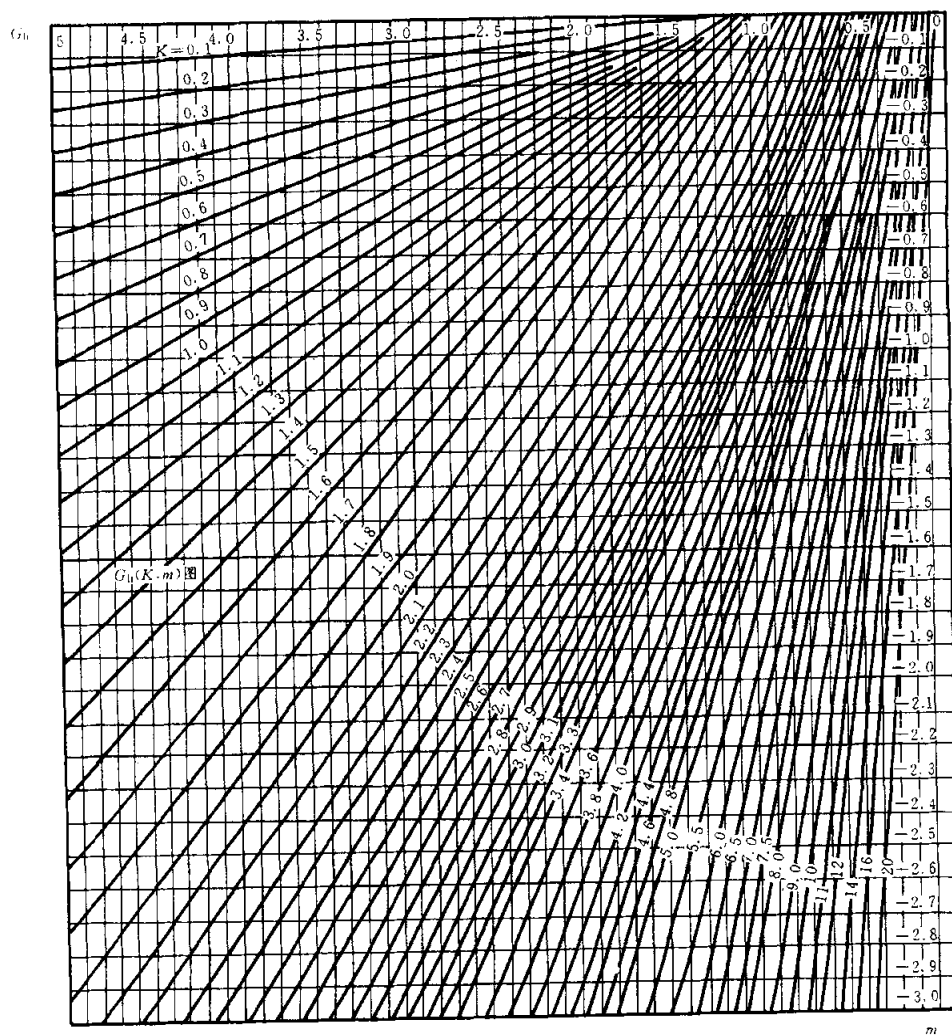


图 31(a)



超出图之范围时,可按下列公式计算 G_{11} 值

$$\text{当 } K \leq 1.3 \text{ 时, } G_{11} = \frac{3|m|}{K} + 1.24$$

$$\text{当 } K > 1.3 \text{ 时, } G_{11} = \frac{3|m|}{K} + \frac{2.1}{K^2}$$

图 31(b)

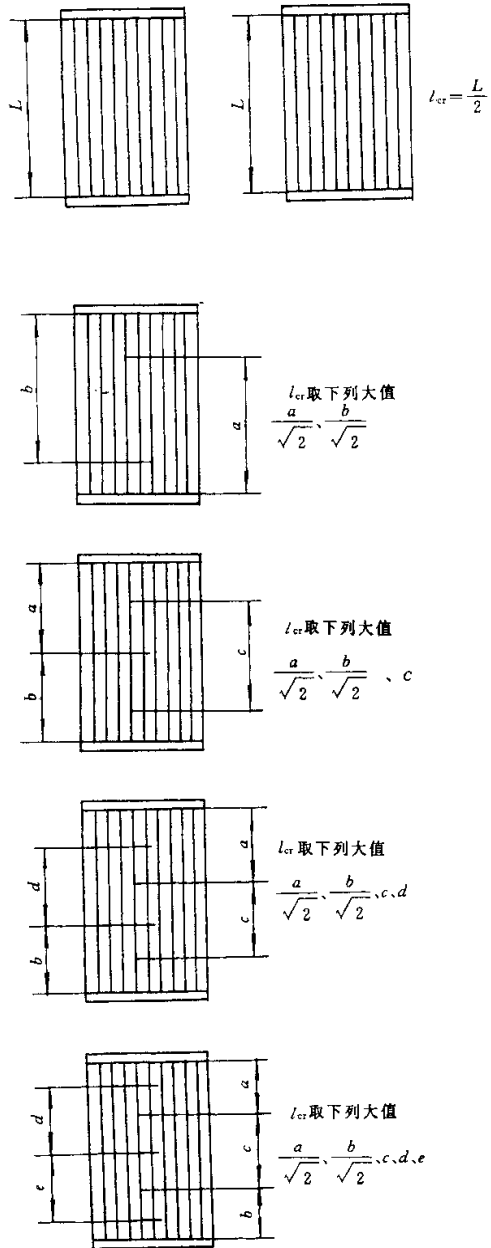


图 32 换热管受压失稳的当量长度 l_{cr}

表 27

应 力 计 算 公 式 汇 总 表			
换热器型式	应力类别	应 力 计 算 公 式	说 明
固定式	σ_r	$\sigma_r = \left \tilde{\sigma}_r P_s \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $ 其中: $\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+\nu)G_1}{Q-G_2}$	当壳体采用波形膨胀节时,除系数 Σ_s 中的 Q 值不变以外,其他的 Q 值均应改为 Q_s 。
	σ'_r	$\sigma'_r = \frac{\lambda P_s \tilde{\sigma}'_r}{\mu} \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right] \cdot \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2$ 其中: $\tilde{\sigma}'_r = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$	
	τ_p	$\tau_p = \frac{\lambda P_s \tilde{\tau}_p}{\mu} \left(\frac{D_1}{\delta} \right)$ 其中: $\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q+G_2}$	
	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 + \nu Q}{Q+G_2} \cdot P_s \right]$	
	σ_c	$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_s + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q+G_2} P_s \right]$	
	σ'_t	$\sigma'_t = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_s \left(\frac{D_1}{\delta_t} \right)^2$	仅对管板延长部分兼作法兰的换热器计算
	q	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	
浮头式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_1}{A_1} G_{wc} \right]$	G_{wc} 值按 $\frac{\bar{K}_t^{1/3}}{\bar{P}_s^{1/2}} \cdot \frac{1}{\rho_t}$ 查图 24
	q	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	
填函式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} (P_c + \frac{A_1}{A_1} G_{wc} p_t)$	查图 24
	q	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right $	
U 形管式	σ_r	$\sigma_r _{r=0} = \left \frac{C_s}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 - \frac{\xi_T}{\mu} \frac{6M_{t0}}{\delta^2} \right $ $\sigma_r _{r=R_1} = \left \frac{C_s}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 + \frac{\xi_T}{\mu} \frac{6M_{t0}}{\delta^2} \right $ $\sigma_r _{r=R} = \left \frac{3}{2} C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 + \xi_R \frac{6M_{t0}}{\delta^2} \right $	对于 a, b, c, d 型 $M_{t0} = 0$
	σ_t	$\sigma_t = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_t^2}$	仅对 e, f 型
	σ_c	$\sigma_c = \left - (p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \right $	
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	

表 28

U 形管式换热器管板计算表(b,c,d,e,f 型连接方式)									
初 始 数 据					管 板 延 长 部 分 (凸 缘 或 法 兰)	宽度 b_i mm			
壳程	内径 D_i	mm				确定管箱法兰(凸缘)厚度 δ_i'' mm			
	厚度 δ_s	mm				$\frac{\delta_h}{D_i} =$ $\frac{\delta_i''}{D_i} =$ } 查图 26, $\omega'' =$			
管箱	圆筒厚度 δ_h	mm				旋转刚度 MPa			
U 形管	外径 d	mm				$K_i'' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_i'' b_i}{D_i + b_i} \left(\frac{2\delta_i''}{D_i} \right)^3 + \omega'' E_k \right]$			
	壁厚 δ_i	mm				确定壳体法兰(凸缘)厚度 δ_i' mm			
	根数 n					$\frac{\delta_s}{D_i} =$ $\frac{\delta_i'}{D_i} =$ } 查图 26, $\omega' =$			
	管心距 S	mm				旋转刚度 MPa			
	一根管壁横截面积 a	mm ²				$K_i' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_i' b_i}{D_i + b_i} \left(\frac{2\delta_i'}{D_i} \right)^3 + \omega' E_k \right]$			
布管区	A_d —见 5.7.1.1 符号说明	mm ²				$K_i = K_i' + K_i''$ MPa			
	布管区面积 A_i	mm ²				旋转刚度无量纲参数			
	$\triangle$ 排列: $A_i = 1.732nS^2 + A_d$ $\square$ 排列: $A_i = 2nS^2 + A_d$ 布管区当量直径 $D_i = 1.128 \sqrt{A_i}$ $\rho_i = D_i/D_i$	mm			$\bar{K}_i = \frac{D_i^2 D_i}{8D} K_i$				
管板	假设计算厚度 δ	mm			按 $\bar{K}_i, 1/\rho_i$ 查图 19, $C_c =$ 查图 20, $C_s =$ 查图 21, $C_M =$				
	开孔前抗弯刚度 $D = \frac{E_p \delta^3}{12(1-\nu^2)}$	N · mm							
本框计算仅用于 e, f 型连接方式									
对于 e 型连接方式, 以管程设计压力 p_i 进行 M_m, M_p 计算; 无量纲参数 $\bar{K}_i = \bar{K}_i K_i' / K_i =$ 对于 f 型连接方式, 以壳程设计压力 p_s 进行 M_m, M_p 计算; 无量纲参数 $\bar{K}_i = \bar{K}_i K_i'' / K_i =$ 基本法兰力矩 $M_m =$ N · mm 按 $\bar{K}_i, 1/\rho_i$ 查图 22, $\xi_r =$ 操作法兰力矩 $M_p =$ N · mm 按 $\bar{K}_i, 1/\rho_i = 1$ 查图 22, $\xi_R =$ 按 $K = (D_i + 2b_i)/D_i$ 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 $p_s = 0$			管程压力作用工况 $p_s = 0$				
		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 $\leq 1.5[\sigma]$	$p_d = -p_i =$		管板应力 $\leq 1.5[\sigma]$		
法兰预紧力矩 M_{l0} N · mm/mm		—	见表 23		—	见表 23			
法兰设计力矩 M_{es} N · mm/mm		—	见表 24		—	见表 24			
中间计算参数 MPa		$A = p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 =$	$B = \frac{6M_{l0}}{\delta^2} =$		$A = p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 =$	$B = \frac{6M_{l0}}{\delta^2} =$			
管板应力 MPa	$\sigma_r _{r=0} + \sigma_r^0 _{r=0}$	$\pm \frac{C_c}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$		$\pm \frac{C_c}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$			
	$\sigma_r _{r=R_i} + \sigma_r^0 _{r=R_i}$	$\mp \frac{C_c}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$		$\mp \frac{C_c}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$			
	$\sigma_r _{r=R} + \sigma_r^0 _{r=R}$	$\mp \frac{3}{2} C_M A =$	$\mp \xi_R B =$		$\mp \frac{3}{2} C_M A =$	$\mp \xi_R B =$			

表 28(完)

管板法兰应力	$\sigma_t = \frac{\pi Y M_{w_0}}{\delta_t^2}$ MPa		$\leq 1.5[\sigma]_t$		$\leq 1.5[\sigma]_t$
换热管轴向应力	MPa				
	$\sigma_r = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t$		$\leq [\sigma]_t$		$\leq [\sigma]_t$
拉脱力	$q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$ MPa		$\leq [q]$		$\leq [q]$
注					
1 在计算换热管轴向应力和拉脱力时,一般还应校核 $p_d = p_s - p_t$ 的压力作用工况。					
2 对于 e、f 型连接方式,在计算管板法兰时,一般还应校核 $p_d = p_s - p_t$ 的压力作用工况。					

表 29

浮头式、填函式换热器管板计算表					
初 始 数 据					
壳程设计压力 p_s		MPa	管 板	管板设计温度下的弹性模量 E_p	MPa
管程设计压力 p_t		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	
				管子与管板胀接长度或焊脚高度 l	mm
管 子	管子外径 d	mm		管板设计温度下许用应力 $[\sigma]_t$	MPa
	管子壁厚 δ_t	mm		许用拉脱力 $[q]$	MPa
	管子根数 n		系 数 计 算		
	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			
	管子设计温度下弹性模量 E_t	MPa			
	管子设计温度下许用应力 $[\sigma]_t$	MPa			
	管子设计温度下屈服点 σ_s	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 32)	mm			
	系数 $C_r = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma_s^2}}$				
	管子稳定许用压力 $[\sigma]_{cr}$				
当 $\frac{l_{cr}}{i} \geq C_r$ 时					
$[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$		MPa			
当 $\frac{l_{cr}}{i} < C_r$ 时					
$[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma_s}{2} [1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r}]$		MPa			
管板计算厚度 $\delta = D_r C \sqrt{\bar{P}_s}$		mm			
当量压力组合 $P_c = p_s - p_t(1 + \beta)$		MPa			

表 29 (完)

浮头式、填函式换热器管板计算表			
管子应力 ¹⁾			
浮头式	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} [P_t - (p_s - p_t) \frac{A_2}{A_1} G_{we}]$	MPa	$\leq [\sigma]$; 当 $\sigma_t < 0$ 时 $\leq [\sigma]_{cr}$
填函式	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} (P_t + p_t \frac{A_2}{A_1} G_{we})$	MPa	
拉脱力	$q = \left \frac{\sigma_t a}{\pi dl} \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,见 5.7.2.2。			

表 30

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 δ mm	
壳 程 圆 筒	内径 D_i	mm		管子加强系数	
	厚度 δ_s	mm		$K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_s n a}{E_p \eta L \delta}}$	
	内径面积 $A = \pi D_i^2 / 4$	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			
管箱	圆筒厚度 δ_b	mm		法兰外径 D_1 mm	
管 子	管子外径 d	mm		法兰宽度 $b_1 = (D_1 - D_i) / 2$ mm	
	管子壁厚 δ_t	mm		管箱法兰厚度 δ''_t mm	
	管子根数 n			$\left. \begin{array}{l} \frac{\delta_b}{D_i} = \\ \frac{\delta''_t}{D_i} = \end{array} \right\} \text{查图 26 } \omega'' =$	
	管心距 S	mm		旋转刚度	
	面积 A_d	mm ²		$K''_t = \frac{1}{12} \left[\frac{2E''_t b_1}{D_i + b_1} \left(\frac{2\delta''_t}{D_i} \right)^3 + E_b \omega'' \right]$ MPa	
	管子金属总截面积 $na = n\pi \delta_t (d - \delta_t)$	mm ²		确定壳体法兰厚度 δ'_t	
	开孔面积 $n\pi d^2 / 4$	mm ²		$\left. \begin{array}{l} \frac{\delta_s}{D_i} = \\ \frac{\delta'_t}{D_i} = \end{array} \right\} \text{查图 26 } \omega' =$	
	管子有效长度 L	mm		旋转刚度	
	管束模数 $K_t = \frac{E_s n a}{L D_i}$	MPa	法 兰	$K'_t = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_t b_1}{D_i + b_1} \left(\frac{2\delta'_t}{D_i} \right)^3 + E_s \omega' \right]$ MPa	
	管子回转半径 $i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$	mm		旋转刚度无量纲参数	
	管子受压失稳当量长度 l_{cr}	mm		$\bar{K}_t = \frac{\pi K'_t}{4 \bar{K}_t}$	
	系数 $C_t = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma'_s}}$			壳体法兰应力参数 Y	
	管子稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}$			(按 $K = \frac{D_i}{D_1}$ 查 GB 150—1998 第 9 章图 9-8 或表 9-5)	
	当 $\frac{l_{cr}}{i} \geq C_t$ 时				
	$[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$	MPa			
	当 $\frac{l_{cr}}{i} < C_t$ 时				
	$[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma'_s}{2} \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_t} \right]$	MPa			

表 30(续)

延长部分兼作法兰的固定式管板计算表					
系数 计算	开孔后面积 $A_1=A-n\pi d^2/4$	mm ²		按 $K, \bar{R}_t$ 查图 27 $m_1=$	
	管板布管区面积 A_1	mm ²		$\phi=\frac{m_1}{K\bar{K}_t}$	
	三角形排列 $A_t=0.866nS^2+A_s$	mm ²		按 $K, \bar{R}_t$ 查图 29 $G_2=$	
	正方形排列 $A_t=nS^2+A_s$	mm ²		$M_1=\frac{m_1}{2K(Q+G_2)}$	
	管板布管区当量直径 $D_t=\sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}$	mm		按 K, Q 查图 30 $G_3=$	
	系数 $\lambda=\frac{A_1}{A}, Q=\frac{E_t n a}{E_s A_s}, \beta=\frac{n a}{A_1}$			$\xi=\frac{\bar{R}_t}{\bar{R}_t+G_3}$	
	$\Sigma_s=0.4+\frac{0.6}{\lambda}+0.6\frac{Q}{\lambda}$			$\frac{K'_t}{K''_t}=$	
	$\Sigma_c=0.4+\frac{0.6}{\lambda}+\frac{Q}{\lambda}+0.4\beta$			$\Delta\tilde{M}=\frac{1}{\xi+\frac{K'_t}{K''_t}}$	
	$\rho_t=\frac{D_t}{D_i}$			$\Delta\tilde{M}_t=\frac{K'_t}{K''_t}\cdot\Delta\tilde{M}$	
法 兰 力 矩	基本法兰力矩			按 K, Q 查图 28 $m_2=$	
	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			管程压力作用下的危险组合		
壳程设计压力 $p_s=P_c=$			壳程压力 $p_s=0$		
管程压力 $p_t=0$			管程设计压力 $p_t=$, $P_c=-p_t(1+\beta)=$		
	不计膨胀差	计入膨胀差		不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma=a_s(t_s-t_o)-a_s(t_s-t_o)$	0		$\gamma=a_s(t_s-t_o)-a_s(t_s-t_o)$	0	
$\beta\gamma E_t$ MPa	0		$\beta\gamma E_t$ MPa	0	
$P_s=\Sigma_s p_s+\beta\gamma E_t$ MPa			$P_s=-\Sigma_t p_t+\beta\gamma E_t$ MPa		
$\tilde{M}_m=\frac{4M_m}{\lambda\pi D_i^3 P_s}$			$\tilde{M}_p=\frac{4M_p}{\lambda\pi D_i^3 P_s}$		
$\tilde{M}=\tilde{M}_m+(\Delta\tilde{M})M_1$			$\tilde{M}=\tilde{M}_p$		
$v=\phi\tilde{M}$			$v=\phi\tilde{M}$		
$m=\frac{m_1+v m_2}{1+v}$			$m=\frac{m_1+v m_2}{1+v}$		
G_1 (见 5.7.3.1)			G_1 (见 5.7.3.1)		
$\tilde{\sigma}_t=\frac{1}{4}\cdot\frac{(1+v)G_1}{Q+G_2}$			$\tilde{\sigma}_t=\frac{1}{4}\cdot\frac{(1+v)G_1}{Q+G_2}$		
$\tilde{\sigma}'_t=\frac{3}{4}\cdot\frac{m(1+v)}{K(Q+G_2)}$			$\tilde{\sigma}'_t=\frac{3}{4}\cdot\frac{m(1+v)}{K(Q+G_2)}$		
$\tilde{\tau}_p=\frac{1}{4}\cdot\frac{1+v}{Q+G_2}$			$\tilde{\tau}_p=\frac{1}{4}\cdot\frac{1+v}{Q+G_2}$		

表 30(完)

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			管程压力作用下的危险组合		
壳程设计压力 $p_s = P_c =$ 管程压力 $p_t = 0$			壳程压力 $p_s = 0$ 管程设计压力 $p_t =$, $P_c = -p_t(1+\beta) =$		
	不计膨胀差	计入膨胀差		不计膨胀差	计入膨胀差
$\bar{M}_{ws} = \xi \bar{M}_m - (\Delta \bar{M}_t) M_1$			$\bar{M}_{ws} = \xi \bar{M}_p - M_1$		
管 板 应 力 MPa			管 板 应 力 MPa		
$\sigma_t = \left \tilde{\sigma}_t \cdot P_s \cdot \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma_t = \left \tilde{\sigma}_t \cdot P_s \cdot \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2 \right $	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\sigma'_t = \frac{\lambda \cdot P_s}{\mu} \cdot \tilde{\sigma}'_t \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2-m}) \right] \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma'_t = \frac{\lambda \cdot P_s}{\mu} \cdot \tilde{\sigma}'_t \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2-m}) \right] \left(\frac{D_1}{\delta} \right)^2$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\tau_p = \frac{\lambda P_s}{\mu} \tilde{\tau}_p \left(\frac{D_1}{\delta} \right)$	$\leq 0.5[\sigma]_t$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\tau_p = \frac{\lambda P_t}{\mu} \tilde{\tau}_p \left(\frac{D_1}{\delta} \right)$	$\leq 0.5[\sigma]_t$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
MPa			MPa		
壳体法兰应力 MPa			壳体法兰应力 MPa		
$\sigma'_t = \frac{\pi}{4} Y \bar{M}_{ws} \lambda P_s \left(\frac{D_1}{\delta'_t} \right)^2$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	$\sigma'_t = \frac{\pi}{4} Y \bar{M}_{ws} \lambda P_s \left(\frac{D_1}{\delta'_t} \right)^2$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
管子应力 MPa	$\leq 1.0[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$	管子应力 MPa	$\leq 1.0[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\sigma_t = \frac{1}{\beta} [P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s]$	若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} [P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s]$	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		
$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \cdot \frac{\lambda(1+\nu)}{Q + G_2} P_s$	$\leq \phi[\sigma]_t$	$\leq 3\phi[\sigma]_t$	$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \cdot [p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q + G_2} P_s]$	$\leq \phi[\sigma]_t$	$\leq 3\phi[\sigma]_t$
拉脱应力 MPa		胀接 $\leq [q]$	拉脱应力 MPa		胀接 $\leq [q]$
$q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$	$\leq [q]$	焊接 $\leq 3[q]$	$q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$	$\leq [q]$	焊接 $\leq 3[q]$

表 31

不带法兰的固定式管板计算表(b、c 型连接方式)				
初 始 数 据			假定管板厚度 δ mm	
壳 程 圆 筒	内径 D_i	mm	管 板	管子加强系数
	厚度 δ_s	mm		$K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_v \eta L \delta}}$
	内径面积 $A = \pi D_i^2 / 4$	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		
管箱	厚度 δ_h	mm	管箱(对于 c 型连接方式, $\delta_h = 0$)	
管 子	管子外径 d	mm	法 兰	$\frac{\delta_h}{D_i} = \left. \begin{array}{l} \delta''_t = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{查图 25C''} = \\ \text{查图 26}\omega'' = \end{array}$
	管子壁厚 δ_t	mm		
	管子根数 n			
	管心距 S	mm		壳程圆筒(对于 b 型连接方式, $\delta'_t = 0$)
	面积 A_d	mm ²		$\frac{\delta_s}{D_i} = \left. \begin{array}{l} \delta'_t = \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{查图 25C'} = \\ \text{查图 26}\omega' = \end{array}$
	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		旋转刚度
	管束模数 $K_t = \frac{E_t n a}{L D_i}$	MPa		$K'_t = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_t b_t}{D_i + b_t} \left(\frac{2\delta'_t}{D_i} \right)^3 + E_s \omega' \right]$ MPa
	管子回转半径 $i = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$	mm		$K''_t = \frac{1}{12} E_s \omega''$ MPa
	管子受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 32)	mm		(对于 c 型连接方式, $K''_t = 0$)
	系数 $C_r = \sqrt{\frac{2\pi^2 E_t}{\sigma_s}}$			$\tilde{K}_t = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{K'_t + K''_t}{K_t}$
	管子稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}$			
	当 $\frac{l_{cr}}{i} \geq C_r$ 时			
	$[\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$	MPa		
	当 $\frac{l_{cr}}{i} < C_r$ 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 $A_1 = A - n\pi D_i^2 / 4$	mm ²		按 $K, \tilde{K}_t$ 查图 27
	管板布管区面积 A_t	mm ²		$m_1 =$
	三角形排列 $A_t = 0.866nS^2 + A_d$	mm ²		$\psi = \frac{m_1}{K\tilde{K}_t}$
	正方形排列 $A_t = nS^2 + A_d$	mm ²		按 $K, \tilde{K}_t$ 查图 29
	管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$	mm		$G_2 =$
	系数 $\lambda = \frac{A_1}{A}, Q = \frac{E_t n a}{E_s A_t}, \beta = \frac{n a}{A_1}$			按 K, Q 查图 28
	$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + 0.6 \frac{Q}{\lambda}$			$m_2 =$
	$\Sigma_t = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} + \frac{Q}{\lambda} + 0.4\beta$			
	$\rho_t = \frac{D_i}{D_t}$			

表 31(完)

不带法兰的固定式管板计算表(b、c型连接方式)					
壳程压力作用下的危险组合			管程压力作用下的危险组合		
壳程设计压力 $p_s = P_c =$ 管程压力 $p_t = 0$			壳程压力 $p_s = 0$ 管程设计压力 $p_t =$, $P_c = -p_t(1+\beta) =$		
	不计膨胀差	计入膨胀差		不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = \alpha_s(t_s - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0		$\gamma = \alpha_s(t_s - t_o) - \alpha_s(t_s - t_o)$	0	
$\beta\gamma E_s$ MPa	0		$\beta\gamma E_s$ MPa	0	
$P_s = \Sigma_s p_s + \beta\gamma E_s$ MPa			$P_s = -\Sigma_t p_t + \beta\gamma E_s$ MPa		
$P_b = C' p_s$			$P_b = -0.15C' p_t - 0.85C'' p_t$		
$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_s}$			$\tilde{M} = \tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_s}$		
$\nu = \phi \tilde{M}$			$\nu = \phi \tilde{M}$		
$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$			$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu}$		
G_1 (见 5.7.3.1)			G_1 (见 5.7.3.1)		
$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$			$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$		
$\tilde{\sigma}_t' = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$			$\tilde{\sigma}_t' = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$		
$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q+G_2}$			$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q+G_2}$		
管板应力 MPa			管板应力 MPa		
$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r \cdot P_s \frac{\lambda}{\mu} (\frac{D_1}{\delta})^2 $	$\leq 1.5[\sigma]_s$	$\leq 3[\sigma]_s$	$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r \cdot P_s \frac{\lambda}{\mu} (\frac{D_1}{\delta})^2 $	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\sigma_t' = \frac{1}{\mu} \cdot \tilde{\sigma}_t' P_s \lambda [1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2-m})] (\frac{D_1}{\delta})^2$	$\leq 1.5[\sigma]_s$	$\leq 3[\sigma]_s$	$\sigma_t' = \frac{1}{\mu} \cdot \tilde{\sigma}_t' P_s \lambda [1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2-m})] (\frac{D_1}{\delta})^2$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\tau_p = \frac{\lambda P_s}{\mu} \tilde{\tau}_p (\frac{D_1}{\delta})$	$\leq 0.5[\sigma]_s$	$\leq 1.5[\sigma]_s$	$\tau_p = \frac{\lambda P_s}{\mu} \tilde{\tau}_p (\frac{D_1}{\delta})$ MPa	$\leq 0.5[\sigma]_t$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
管子应力 MPa	$\leq [\sigma]_s$	$\leq 3[\sigma]_s$	管子应力 MPa	$\leq [\sigma]_t$	$\leq 3[\sigma]_t$
$\sigma_t = \frac{1}{\beta} [P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s]$	若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}$	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} [P_c - \frac{G_2 - \nu Q}{Q + G_2} P_s]$	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		
$\sigma_c = \frac{A \lambda (1+\nu)}{A_s Q + G_2} P_s$	$\leq \phi[\sigma]_s$	$\leq 3\phi[\sigma]_s$	$\sigma_c = \frac{A}{A_s} [p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q + G_2} P_s]$	$\leq \phi[\sigma]_t$	$\leq 3\phi[\sigma]_t$
拉脱应力 MPa	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3[q]$	拉脱应力 MPa	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3[q]$
$q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$			$q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$		

5.8 换热管与管板的连接

换热管与管板的连接方式有胀接、焊接、胀焊并用等型式,但也可采用图 33~图 36 以外其他可靠的连接型式。

5.8.1 术语

- a) 强度胀接 系指为保证换热管与管板连接的密封性能及抗拉脱强度的胀接;
- b) 贴胀 系指为消除换热管与管孔之间缝隙的轻度胀接;
- c) 强度焊 系指保证换热管与管板连接的密封性能及抗拉脱强度的焊接;
- d) 密封焊 系指保证换热管与管板连接密封性能的焊接。

5.8.2 强度胀接

5.8.2.1 适用范围

- 设计压力小于等于 4MPa;
- 设计温度小于等于 300℃;
- 操作中无剧烈的振动,无过大的温度变化及无明显应力腐蚀。

5.8.2.2 一般要求

- a) 换热管材料的硬度值一般须低于管板材料的硬度值;
- b) 有应力腐蚀时,不应采用管端局部退火的方式来降低换热管的硬度。

5.8.2.3 结构尺寸

- a) 强度胀接的最小胀接长度 l 应取管板的名义厚度减去 3mm 或 50mm 二者的最小值;
- b) 当有要求时,管板名义厚度减去 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;
- c) 结构型式及尺寸按表 32 和图 33(a)~33(c)的规定;

表 32 mm

换热管外径 d	≤ 14	16~25	30~38	45~57
伸出长度 l_1	3^{+2}		4^{+2}	5^{+2}
槽 深 K	不开槽	0.5	0.6	0.8

d) 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 33(d)和表 32 确定;

e) 根据不同的胀接方法可适当修改表 32 和图 33 中的尺寸。

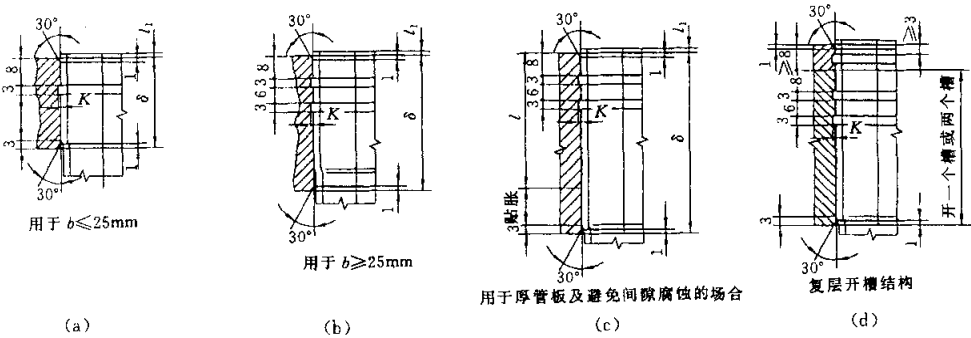


图 33

5.8.3 强度焊

5.8.3.1 适用范围

可用于本标准规定的设计压力,但不适用于有较大振动及有间隙腐蚀的场合。

5.8.3.2 结构型式及尺寸按图 34 和表 33 的规定。

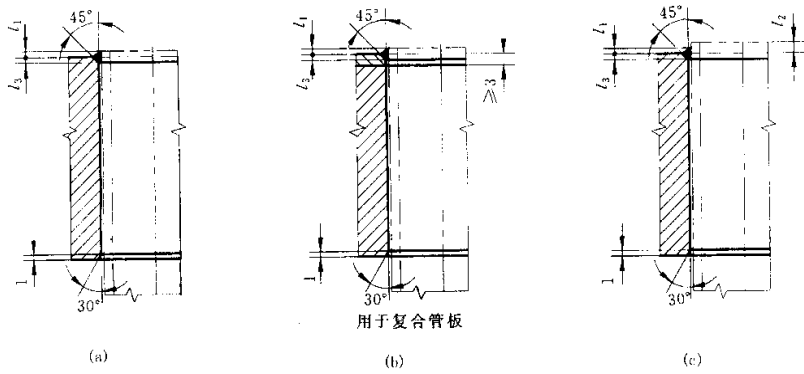


图 34

表 33

mm

换热管规格 外径×壁厚		10×1.0	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			
注											
1 当工艺要求管端伸出长度小于表列值(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 当换热管直径和壁厚与表列值不同时, l_1 、 l_2 、 l_3 值可适当调整。											
3 图 34(c)用于压力较高的工况。											

5.8.4 胀焊并用

5.8.4.1 适用范围

- 密封性能要求较高的场合;
- 承受振动或疲劳载荷的场合;
- 有间隙腐蚀的场合;
- 采用复合管板的场合。

5.8.4.2 结构型式及尺寸按图 35、和图 36,同时还应遵守 5.8.2 和 5.8.3 的规定。

- a) 强度胀加密封焊
- b) 强度焊加贴胀(强度焊结构型式及尺寸按 5.8.3 规定)

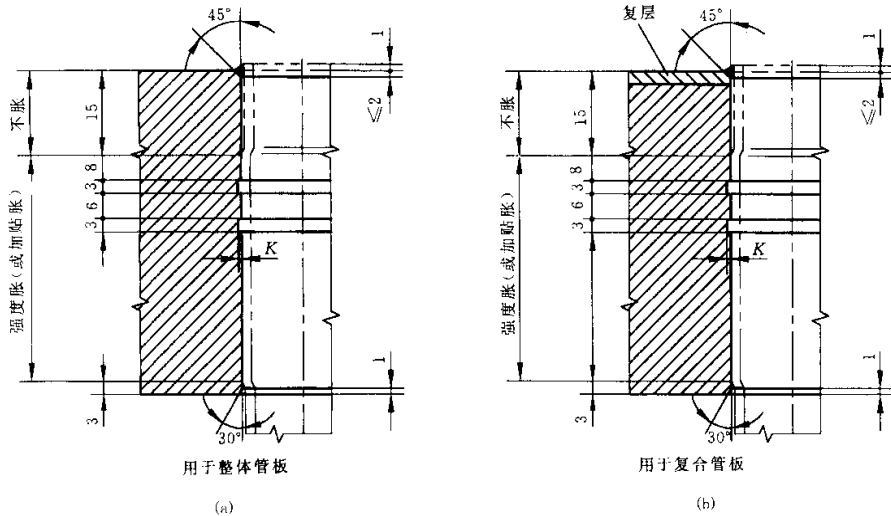


图 35

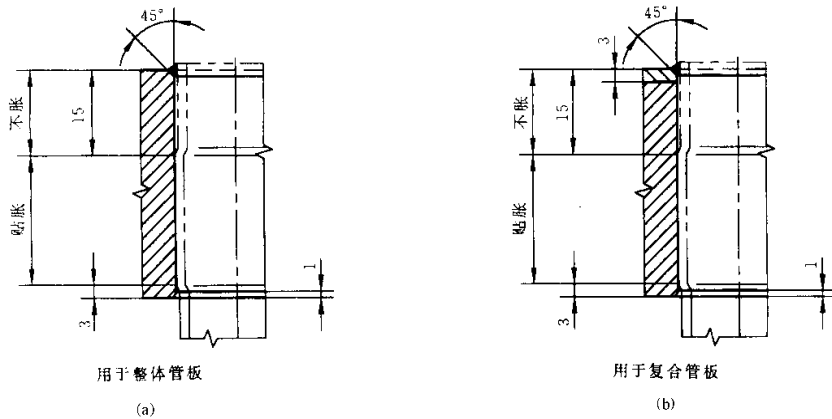


图 36

5.8.5 钢制Ⅰ级管束和铝、铜、钛换热管,当换热管与管板采用强度焊或强度焊加贴胀,换热管与管板的焊接接头承受换热管轴向载荷时,5.6.4中的管孔直径及偏差和6.4.5中的桥宽偏差可参照碳素钢、低合金钢制Ⅱ级管束的管孔和桥宽尺寸及偏差予以适当放宽。

5.9 折流板和支持板

5.9.1 折流板和支持板的形式

常用的折流板和支持板的形式有弓形和圆盘-圆环形两种。弓形折流板有单弓形、双弓形和三弓形三种,各种形式的折流板见图 37。

根据需要也可采用其他形式的折流板与支持板。

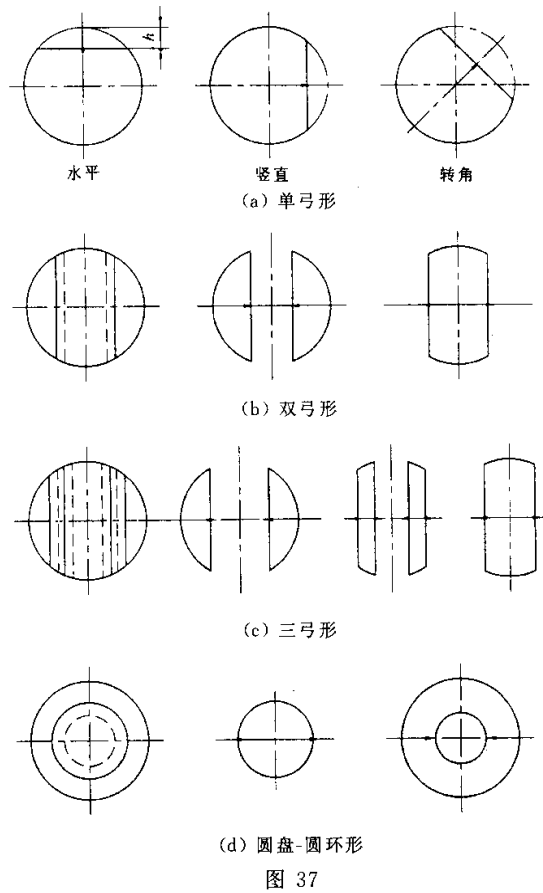


图 37

5.9.2 折流板尺寸

5.9.2.1 弓形折流板缺口高度

弓形折流板缺口高度应使流体通过缺口时与横过管束时的流速相近。缺口大小用切去的弓形弦高占圆筒内直径的百分比来确定,单弓形折流板缺口见图 37(a),缺口弦高 h 值,宜取 0.20~0.45 倍的圆筒内直径。

弓形折流板的缺口可按图 38 切在管排中心线以下,或切于两排管孔的小桥之间。

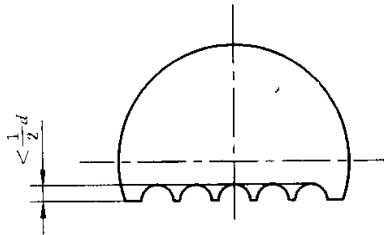


图 38

5.9.2.2 折流板和支持板的最小厚度应符合表 34 的规定。

表 34 mm

公称直径 DN	换 热 管 无 支 撑 跨 距 <i>l</i>					
	≤300	>300~600	>600~900	>900~1 200	>1 200~1 500	>1 500
	折 流 板 或 支 持 板 最 小 厚 度					
<400	3	4	5	8	10	10
400~≤700	4	5	6	10	10	12
>700~≤900	5	6	8	10	12	16
>900~≤1 500	6	8	10	12	16	16
>1 500~≤2 000	—	10	12	16	20	20
>2 000~≤2 600		12	14	18	20	22

5.9.3 折流板和支持板管孔

5.9.3.1 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)折流板和支持板管孔直径及允许偏差应符合表 35 的规定；

表 35 mm

换热管外径 <i>d</i> 或无支撑跨距 <i>l</i>	<i>d</i> >32 或 <i>l</i> ≤900	<i>l</i> >900 且 <i>d</i> ≤32
管孔直径	<i>d</i> +0.7	<i>d</i> +0.4
允许偏差	+0.30 0	

b) II 级管束(适用于碳素钢、低合金钢)折流板和支持板管孔直径及允许偏差应符合表 36 的规定。

表 36 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	

5.9.3.2 铝和铝合金换热管

a) 铝合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差应符合表 37 的规定。

表 37 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	55.70
允许偏差	+0.20 0							+0.25 0		+0.30 0

b) 铝换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差应符合表 38 的规定。

表 38 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	55.70
允许偏差	+0.10 0							+0.15 0		+0.20 0

5.9.3.3 铜和铜合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差应符合表 39 的规定。

表 39 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		

5.9.3.4 钛和钛合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差应符合表 40 的规定。

表 40 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	

5.9.3.5 当不会产生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。

5.9.4 折流板和支持板外径及允许偏差应符合表 41 的规定。

表 41 mm

公称直径 DN	<400	400~ <500	500~ <900	900~ <1 300	1 300~ <1 700	1 700~ <2 000	2 000~ <2 300	2 300~ ≤2 600
折流板名义外径	DN-2.5	DN-3.5	DN-4.5	DN-6	DN-8	DN-10	DN-12	DN-14
折流板外直 径允许偏差	0 -0.5	0 -0.8	0 -1.2	0 -1.4	0 -1.6			

注

- 1 用 $DN \leq 426\text{mm}$ 无缝钢管作圆筒时,折流板名义外径为无缝钢管实际内径减 2mm。
2 对传热影响不大时,折流板外径的允许偏差可比表中值大一倍。
3 换热器采用内导流结构时,支持板与圆筒内径的间隙应比表中值小。

5.9.5 折流板

5.9.5.1 折流板一般应按等间距布置,管束两端的折流板尽可能靠近壳程进、出口接管。

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 39(a);若液体中含有少量气体时,则应在缺口朝下的折流板最高处开通气口,如图 39(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 39(c)。

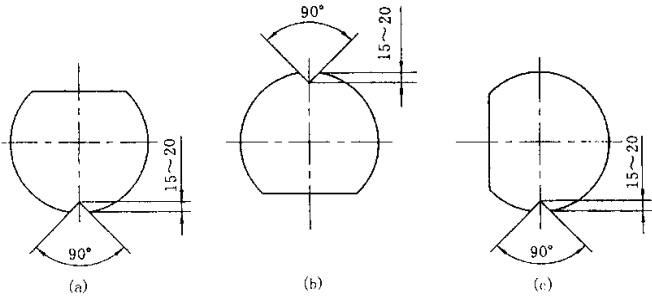


图 39

5.9.5.2 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 50mm；特殊情况下也可取较小的间距。

5.9.5.3 最大无支撑跨距

换热管在其材料允许使用温度范围内的最大无支撑跨距，应按表 42 的规定。

表 42 mm

换热管外直径		10	12	14	16	19	25	32	38	45	57
最大无支撑跨距	钢 管	—	—	1 100	1 300	1 500	1 850	2 200	2 500	2 750	3 200
	有色金属管	750	850	950	1 100	1 300	1 600	1 900	2 200	2 400	2 800
注 1 不同的换热管外直径的最大无支撑跨距值，可用内插法求得。 2 环向翅片管可用翅片根径作为换热管外直径，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（即成正比比的缩小）。 3 本表列出的最大无支撑跨距不考虑流体诱导振动，否则应参照附录 E 的准则。											

5.9.5.4 U 形管的尾部支撑

U 形管换热器中，靠近弯管段起支撑作用的折流板，如图 40 所示，结构尺寸 $A+B+C$ 之和应不大于表 42 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。

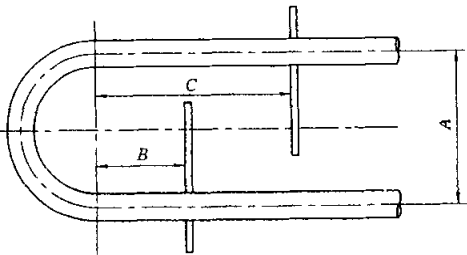


图 40

5.9.6 支持板

当换热器不需设置折流板，但换热管无支撑跨距超过表 42 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。

浮头式换热器浮头端宜设置加厚环板的支持板。

5.9.7 允许采用折流杆等其他折流结构形式。

5.10 拉杆、定距管

5.10.1 拉杆的结构形式

常用拉杆的形式有两种，见图 41。

- a) 拉杆定距管结构，适用于换热管外径大于或等于 19mm 的管束， $l_2 > L_n$ (L_n 按表 45 规定)；
- b) 拉杆与折流板点焊结构，适用于换热管外径小于或等于 14mm 的管束， $l_1 \geq d$ ；
- c) 当管板较薄时，也可采用其他的连接结构。

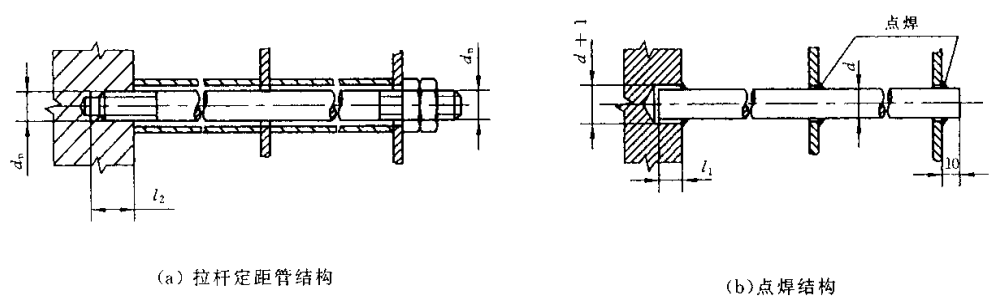


图 41

5.10.2 拉杆的直径和数量

拉杆的直径和数量可以按表 43 和表 44 选用。

表 43 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 44

公称直径 DN, mm	< 400	$\geq 400 \sim < 700$	$\geq 700 \sim < 900$	$\geq 900 \sim < 1\,300$	$\geq 1\,300 \sim < 1\,500$	$\geq 1\,500 \sim < 1\,800$	$\geq 1\,800 \sim < 2\,000$	$\geq 2\,000 \sim < 2\,300$	$\geq 2\,300 \sim < 2\,600$
拉杆直径 d_n, mm									
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

在保证大于或等于表 44 所给定的拉杆总截面积的前提下，拉杆直径和数量可以变动，但其直径不得小于 10mm，数量不少于 4 根。

5.10.3 拉杆的尺寸

拉杆的连接尺寸按图 42 和表 45 确定。

拉杆的长度 L 按需要确定。

5.10.4 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。

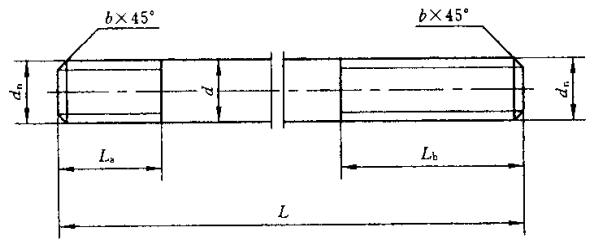


图 42

表 45

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

5.11 防冲与导流

5.11.1 管程设置防冲板的条件

当管程采用轴向入口接管或换热管内流体流速超过 3 m/s 时,应设置防冲板,以减少流体的不均匀分布和对换热管端的冲蚀。

5.11.2 壳程设置防冲板或导流筒的条件

5.11.2.1 当壳程进口管流体的 ρv^2 值(ρ —流体密度, kg/m³; v —流体流速, m/s)为下列数值时,应在壳程进口管处设置防冲板或导流筒。

a) 非腐蚀、非磨蚀性的单相流体, $\rho v^2 > 2\,230$ kg/(m·s²)者;

b) 其他液体,包括沸点下的液体, $\rho v^2 > 740$ kg/(m·s²)者。

5.11.2.2 有腐蚀或有磨蚀的气体,蒸汽及汽液混合物,应设置防冲板。

5.11.2.3 当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,以减小流体停滞区,增加换热管的有效换热长度。

5.11.3 流通面积

壳程和管束进、出口处流体流通面积应不小于进、出口接管截面积,并使流体流经进、出口处时的 ρv^2 值不超过 5 950 kg/(m·s²)。

5.11.3.1 设置防冲板的壳程进、出口处流通面积

壳程进、出口处设有防冲板或导流筒时,进出口处的流通面积为接管处圆筒内表面与防冲板或导流筒表面之间流体通过的面积,如图 43(a)所示一端为马鞍形,另一端为平面的圆柱形的侧面积。

5.11.3.2 无防冲板的壳程进、出口处流通面积

无防冲板的壳程进、出口处的流通面积为下列二者之和:

a) 如图 43(a)所示一端为马鞍形,另一端为平面的圆柱形的侧面积;

b) 接管内径投影范围内换热管间的通道面积[图 43(b)中的阴影面积]。

5.11.3.3 设置防冲板的管束进、出口处流通面积

壳程进、出口处设置防冲板时,管束进、出口处流通面积为折流板与管板或折流板与折流板间距内换热管之间的通道面积减去防冲挡板的投影面积,如图 43(c)中的阴影面积。

5.11.3.4 无防冲板的管束进、出口处的流通面积

壳程进出口无防冲板时,管束进、出口处的流通面积为折流板与管板或折流板与折流板间距内换热管间的通道面积,如图 43(d)中的阴影面积。

5.11.4 防冲板

防冲板外表面到圆筒内壁的距离,应不小于接管外径的 1/4。

防冲板的直径或边长,应大于接管外径 50 mm。

防冲板的最小厚度:碳钢为 4.5 mm,不锈钢为 3 mm。

防冲板的固定形式为:

a) 防冲板的两侧焊在定距管或拉杆上;也可同时焊在靠近管板的第一块折流板上;

b) 防冲板焊在圆筒上;

c) 用 U 形螺栓将防冲板固定在换热管上。

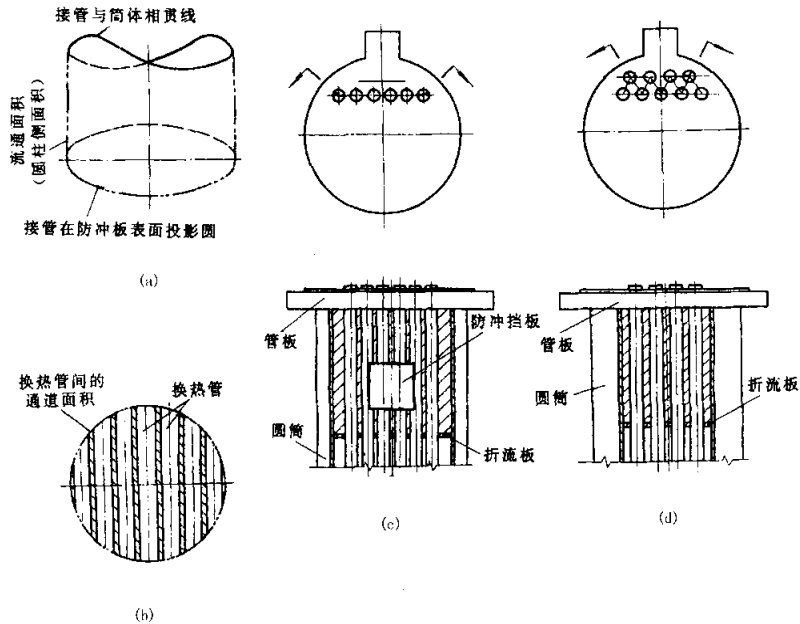


图 43

5.11.5 导流筒

一般有内导流筒和外导流筒两种形式。

a) 内导流筒 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 $1/3$ 。导流筒端部至管板的距离,应使该处的流通面积不小于导流筒的外侧流通面积。

b) 外导流筒 内衬筒内表面到外导流筒的内表面间距为:

接管外径 $d \leq 200$ mm 时,间距不小于 50 mm;

$d > 200$ mm 时,间距不小于 75 mm。

立式外导流换热器,应在内衬筒下端开泄孔。

5.11.6 扩大管

必要时,蒸汽进口管可采用扩大管,以起缓冲作用。

5.12 双壳程结构

双壳程是用纵向隔板将壳程分为双程,如图 44 所示。

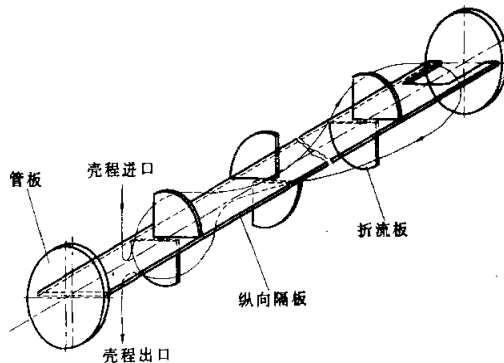


图 44

5.12.1 纵向隔板的厚度

纵向隔板的最小厚度为 6 mm, 当壳程压力降较大时, 隔板应适当加厚。

5.12.2 纵向隔板与管板的连接

纵向隔板与管板的连接可用焊接或可拆卸连接, 见图 45。纵向隔板回流端的改向通道面积应大于折流板的缺口面积。

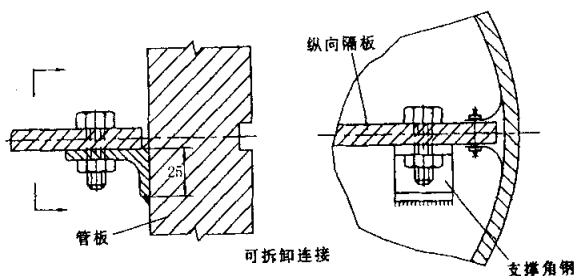


图 45

5.12.3 纵向隔板的密封

需要抽出管束的换热器, 应在隔板的两侧与壳体的间隙处设置如图 46(a)所示的二壳程之间的密封结构。

固定管板式换热器的纵向隔板可直接与圆筒焊接或插入导向槽中见图 46(b)、46(c)。

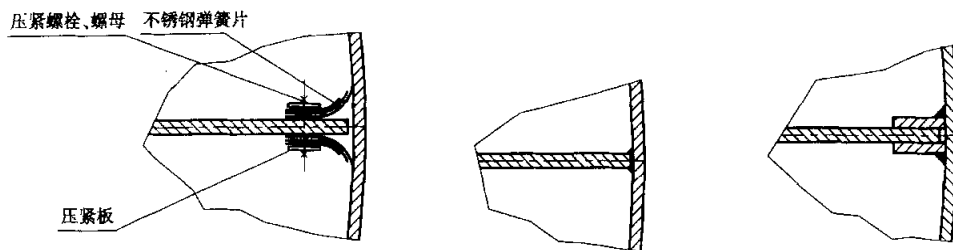


图 46

5.13 防短路结构

5.13.1 旁路挡板

旁路挡板应与折流板焊接牢固, 如图 47 所示。

旁路挡板的厚度可取与折流板相同的厚度。

旁路挡板的数量推荐如下:

公称直径 $DN \leq 500$ mm 时, 一对挡板;

$500 \text{ mm} < DN < 1\,000$ mm 时, 二对挡板;

$DN \geq 1\,000$ mm 时, 不少于三对挡板。

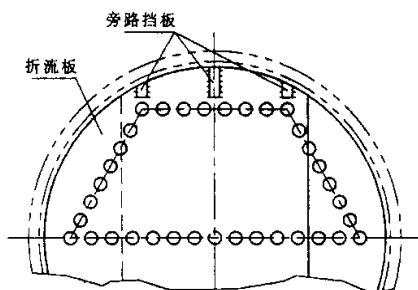


图 47

5.13.2 挡管

挡管为两端堵死的换热管, 设置于分程隔板槽背面两管板之间, 挡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。

挡管应每隔 3~4 排换热管设置一根, 但不应设置在折流板缺口处。如图 48 所示。

挡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 50 mm。

挡管应与任意一块折流板焊接固定。

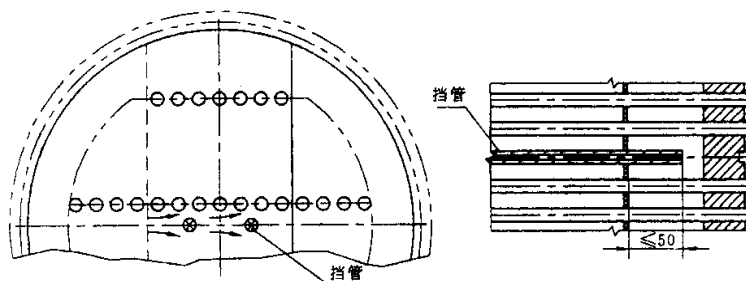


图 48

5.13.3 中间挡板

中间挡板设置在 U 形管束的中间通道处, 并与折流板点焊固定, 如图 49(a)所示; 也可按图 49(b)把最里面一排的 U 形弯管倾斜布置使中间通道变窄, 同时加挡管以防止流体短路。

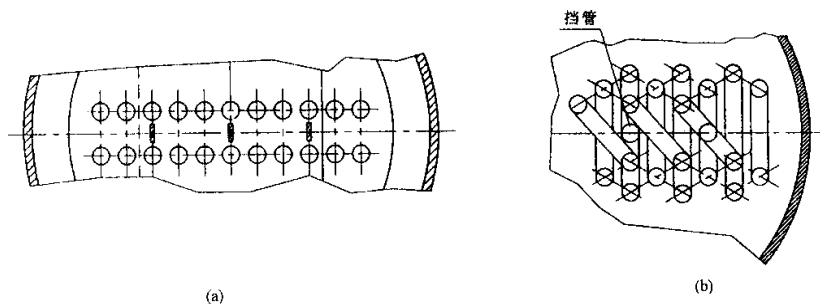


图 49

中间挡板的数量推荐如下:

公称直径 $DN \leq 500$ mm 时, 一块挡板;

500 mm < DN < 1 000 mm 时, 二块挡板;

$DN \geq 1\,000$ mm 时, 不少于三块挡板。

5.14 钩圈式浮头

5.14.1 钩圈式浮头换热器的浮头详细结构见图 50, 浮头盖推荐采用球冠形封头。对于单管程的浮头接管和填料函(图中假想线部分)尚应符合 5.4 及 5.16 中的有关规定。

钩圈式浮头的结构尺寸如下:

a ——根据管束和壳体的伸缩量来确定;

b, b_1, b_2, b_n ——按 5.6.3.3 的规定;

c ——安装及拧紧浮头螺母所需空间尺寸, 应考虑在各种情况下的热膨胀量, 宜不小于 60 mm;

D_{fi} ——浮头法兰和钩圈的内直径, $D_{fi} = D_i - 2(b_1 + b_n)$, mm;

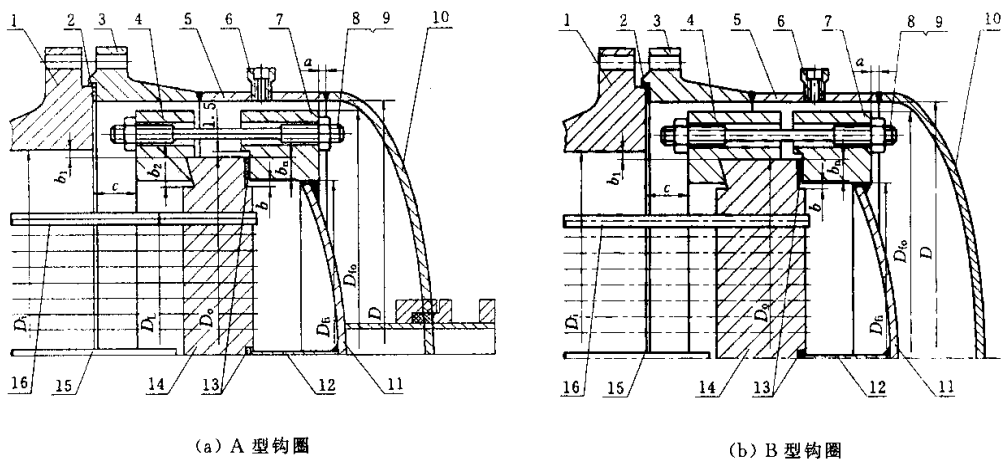
D_{fo} ——浮头法兰和钩圈的外直径, $D_{fo} = D_i + 80$, mm;

D_i ——换热器圆筒内直径, mm;

D_L ——布管限定圆直径, 按 5.6.3.3 确定, mm;

D ——外头盖内直径, $D = D_i + 100$, mm;

D_o ——浮动管板外直径, $D_o = D_i - 2b_1$, mm。



(a) A 型钩圈

(b) B 型钩圈

1—外头盖侧法兰; 2—外头盖垫片; 3—外头盖法兰; 4—钩圈; 5—短节;

6—排气口或放液口; 7—浮头法兰; 8—双头螺栓; 9—螺母; 10—封头;

11—球冠形封头; 12—分程隔板; 13—垫片; 14—浮动管板; 15—挡管; 16—换热管

图 50

5.14.2 多管程的浮头盖, 其最小内侧深度应使相邻管程之间的横跨流通面积至少等于每程换热管流通面积的 1.3 倍。单管程的浮头盖, 其接管中心处最小内侧深度为接管内径的三分之一。

5.14.3 分程隔板的最小厚度按 5.2.3 规定。

5.14.4 双头螺栓、螺母除按 4.5 螺栓、螺母材料选用外, 尚应考虑壳程介质的腐蚀性。

5.14.5 浮头盖的设计计算

球冠形封头、浮头法兰应分别按管程压力 p_t 作用下和壳程压力 p_s 作用下进行内压和外压的设计计算, 取其大者为计算厚度。

5.14.5.1 符号

D_o ——法兰外直径,mm;

D_b ——螺栓中心圆直径,mm;

D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径,mm;

D_i ——法兰内直径,mm;

F_D ——作用在法兰环内侧封头压力载荷引起的轴向分力,N; $F_D=0.785D_i^2 \cdot p$;

F_r ——作用在法兰环内侧封头压力载荷引起的径向分力,N; $F_r=F_D \tan^{-1} \beta_1$;

p_c ——计算压力,MPa;分别取管程压力 p_i (内压)和壳程压力 p_s (外压);

R_i ——封头球面内半径,mm;按表 46 选取;

表 46

mm

壳体内直径	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400	1 500
R_i	300		400	500	600		700	800	900	1 000		1 100	1 200
壳体内直径	1 600	1 700	1 800	1 900	2 000	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500	2 600		
R_i	1 300		1 400	1 500			1 600		1 800		2 000		

L_D ——螺栓中心至法兰环内侧的径向距离,mm;

L_r —— F_r 对法兰环截面形心的力臂,mm;

β_1 ——封头边缘处球壳中面切线与法兰环的夹角,见表 47 中的图,°;

$$\beta_1 = \arcsin \frac{0.5D_i}{R_i + 0.5\delta}$$

δ ——球冠形封头计算厚度,mm;

δ_n ——球冠形封头名义厚度,mm;

δ_f ——浮头法兰计算厚度,mm;

$[\sigma]$ ——封头材料在设计温度下的许用应力,MPa;

ϕ ——焊接接头系数。

5.14.5.2 管程压力 p_i 作用下(内压)浮头盖的计算

a) 球冠形封头计算厚度按式(45)计算:

$$\delta = \frac{5p_i R_i}{6[\sigma]\phi} \dots\dots\dots (45)$$

b) 浮头法兰计算厚度按表 47 计算。

表 47 中凡 5.14.5.1 未列入的符号均按 GB 150 第 9 章“法兰”。计算压力 $p_c = p_i$ 。

5.14.5.3 壳程压力 p_s 作用下(外压)浮头盖的计算:

a) 球冠形封头应按 GB 150—1998 第 6 章“外压圆筒和外压球壳”进行外压计算。

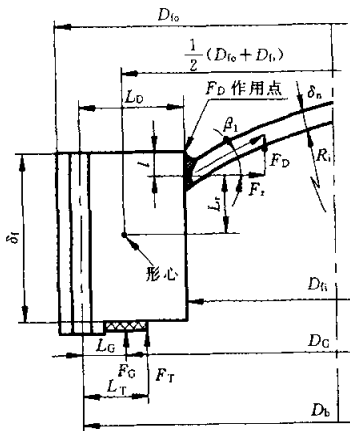
b) 浮头法兰计算厚度按表 47 计算。

此时,表中的 M_p 应改为:

$M_p = F_D(L_D - L_G) + F_T(L_T - L_G) - F_r L_r$ (或 $+F_r L_r$, 依形心与封头的位置而定)。

计算压力 $p_c = p_s$ 。

表 47

设计条件				垫片及螺栓计算										
计算压力 p_c			MPa	垫	材料	$N =$	mm	$y =$	MPa					
设计温度 $t =$			℃	片	外径 $\times$ 内径 $\times$ 厚度	$b =$	mm	$m =$						
法 兰	材料			螺栓直径 $d_b =$			mm			螺栓数量 $n =$	个			
	许 用 应 力	$[\sigma]_t =$	MPa	$F_p = 6.28 D_G b m p_c =$			N							
		$[\sigma]_b =$	MPa	$F = 0.785 D_0^2 p_c =$			N							
	设 $\delta_t =$			$l =$	mm	$W_s = 3.14 D_G y b =$			N	$F + F_p =$		N		
螺 栓	材料			$A_{m1} = (F + F_p) / [\sigma]_b =$			mm ²			$A_{m2} = \frac{W_s}{[\sigma]_b} =$		mm ²		
	许 用 应 力	$[\sigma]_b$	MPa	$A_m = A_{m1}$ 或 A_{m2} (取两者中较大值) =			mm ²							
		$[\sigma]_b$	MPa	$A_b =$			mm ²							
	$\beta_1 = \arcsin \frac{0.5 D_0}{R_i + 0.5 \delta}$				(°)			$W = 0.5 (A_m + A_b) \cdot [\sigma]_b =$			N			
操作情况下法兰的受力				力 臂				力 矩						
$F_D = 0.785 D_0^2 p_c =$				N			$L_D = \frac{1}{2} (D_0 - D_i) =$			mm		$M_D = F_D L_D =$	N · mm	
$F_G = F_p =$				N			$L_G = \frac{1}{2} (D_0 - D_G) =$			mm		$M_G = F_G L_G =$	N · mm	
$F_T = F - F_D =$				N			$L_T = \frac{1}{2} (L_D + L_G) =$			mm		$M_T = F_T L_T =$	N · mm	
$F_r = F_D \cdot \csc \beta_1 =$				N			$L_r = \frac{\delta_t}{2} - \frac{\delta}{2 \cos \beta_1} - l =$			mm		$M_r = F_r L_r =$	N · mm	
操作情况下法兰总力矩				$M_p = M_D + M_G + M_T - M_r$			N · mm							
预紧螺栓时法兰的受力				力 臂				力 矩						
$F_G = W =$				N			$L_G = \frac{1}{2} (D_0 - D_G) =$			mm		$M_s = F_G L_G =$	N · mm	
														
$L = \frac{p_c D_0 \sqrt{4 R_i^2 - D_0^2}}{8 [\sigma]_t (D_{10} - D_i)}$													mm	
操作状态 $J_p = \frac{M_p}{[\sigma]_t D_i} \left[\frac{D_{10} + D_i}{D_{10} - D_i} \right] =$													mm ²	
预紧状态 $J_s = \frac{M_s}{[\sigma]_t D_i} \left[\frac{D_{10} + D_i}{D_{10} - D_i} \right] =$													mm ²	
法 兰 厚 度		操作状态 $\delta_{tp} = L + \sqrt{J_p + L^2} =$											mm	
		预紧状态 $\delta_{ts} = \sqrt{J_s} =$											mm	
		法兰厚度 δ_t 取 δ_{tp} 与 δ_{ts} 之大者, 且不小于球冠形封头名义厚度 δ_n 的两倍												

5.15 钩圈

钩圈分为 A 型和 B 型两种。

a) A 型钩圈与浮动管板相配合的尺寸及允许偏差按图 51, A 型钩圈的设计厚度按表 48 计算。

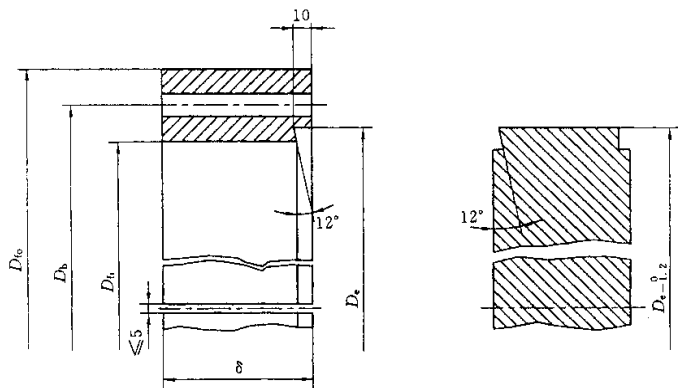


图 51

表 48

材料	
设计温度下的许用应力 $[\sigma]$	MPa
直径比 $K=D_{to}/D_{ti}$	
系数 Y —根据 K ,按 GB 150—1998 第 9 章中查得 Y	
$L_G=0.5[D_h-0.5(D_*+D_{ti})]$	mm
$M-WL_G$	N·mm(W —取自表 47)
$\delta=\sqrt{\frac{2YM}{D_{ti}[\sigma]}}+2C_2$	mm

b) B 型钩圈与浮动管板相配合的尺寸及允许偏差按图 52。B 型钩圈的设计厚度按式(46)计算：

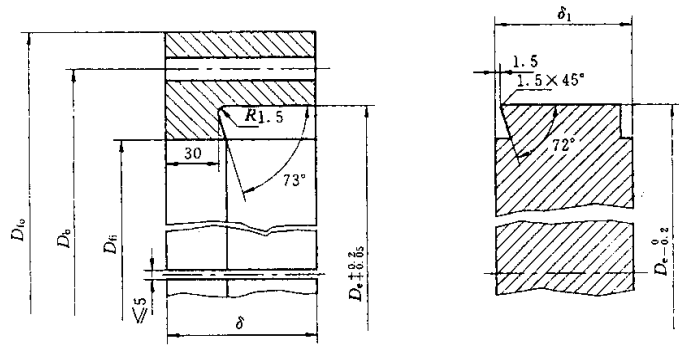


图 52

$$\delta=\delta_1+16 \cdots \cdots (46)$$

式中： δ ——钩圈设计厚度，mm；
 δ_1 ——浮动管板厚度，mm。

5.16 填料函

5.16.1 结构型式

填料函式换热器的结构型式可分为外填料函浮头式，单填料函滑动管板式和双填料函滑动管板式

三种。

填料函式换热器不适用于易挥发、易燃、易爆、有毒及贵重介质。

5.16.1.1 外填料函式浮头换热器宜用于 2.5MPa 以下,其结构及尺寸见图 53 和表 49。

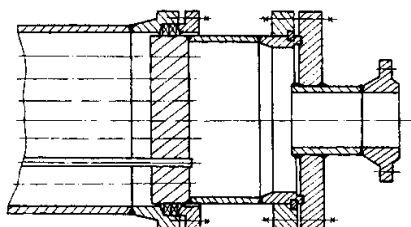


图 53

表 49

mm

圓筒直径	A	B	C		E	F	螺栓	
			≤1.0 MPa	≤2.0 MPa			数量 个	规格
200	10	11.5	33	43	25	25	4	M16
250~350							6	
350~450							8	
450~550							10	
550~600							12	
600~750	13	14.5	45	58	28	32	16	
750~850							20	
850~1 100							24	
1 100~1 300							28	
1 300~1 500	16	17.5	54	70	32	40	32	

最大为 0.8

填料

最大为 0.8

15°

15°

软金属环

填料函

最大为 0.8

填料压盖

F

E

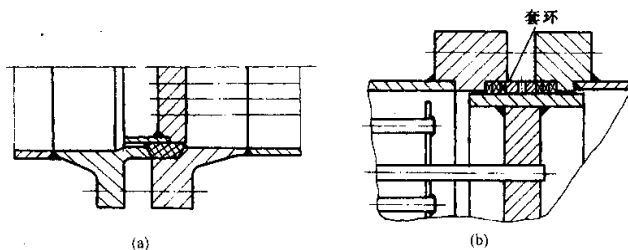


图 54

5.16.1.2 单填料函滑动管板结构及尺寸见图 54 和表 49。

图 54(a)的结构不适用于管、壳程介质严禁混合的情况;图 54(b)的结构可以从套环中间孔检查介质泄漏的情况。

5.16.1.3 双填料函滑动管板结构及尺寸见图 55 和表 49。

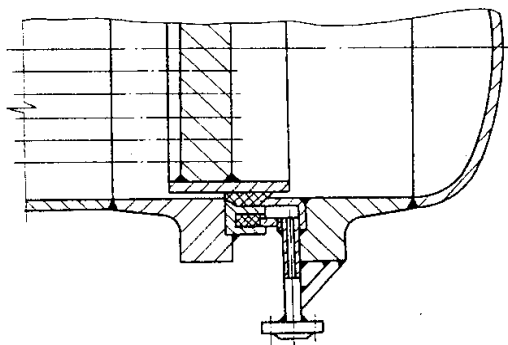


图 55

该结构具有双重填料,内层填料对管、壳程进行密封;外层填料主要起保护作用,收集泄漏的介质,并由接管引出。此种结构用于要求比较严格的场合。

5.16.2 一般规定

a) 宜在填料函底部设置一个软金属环,见图 53。软金属环与裙板之间的间隙应小于管板裙和填料函之间的最小间隙。

b) 浮动管板裙向外延伸,见图 54(a)和图 55。当管板裙必须向内延伸时,应采取适当的方法防止壳程与管板之间产生较大的流体停滞区。

c) 凡与填料接触的管板、管板裙和填料函的表面均应进行机加工,表面粗糙度 $Ra \leq 12.5 \mu\text{m}$ 。

5.16.3 填料的选择

填料的选择应根据管、壳程介质、操作温度、操作压力等确定,可以采用油浸石棉填料、橡胶石棉填料、聚四氟乙烯浸石棉填料和柔性石墨填料。

5.17 滑道

滑道的结构有滑板、滚轮和滑条等型式。

5.17.1 滑板的结构型式见图 56。滑板焊在折流板或支持板的槽内,在直径方向高出折流板 $0.5 \sim 1 \text{ mm}$,并与管束成一体。滑板的尺寸可根据换热器直径、长度和管束质量确定。

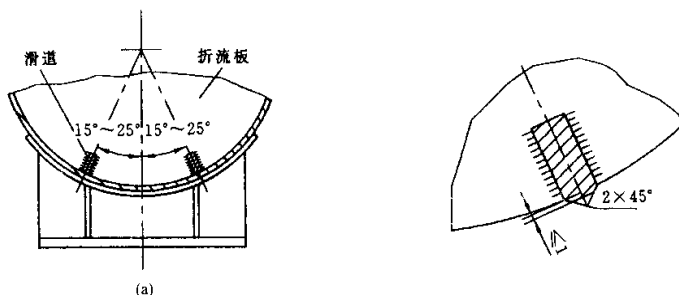


图 56

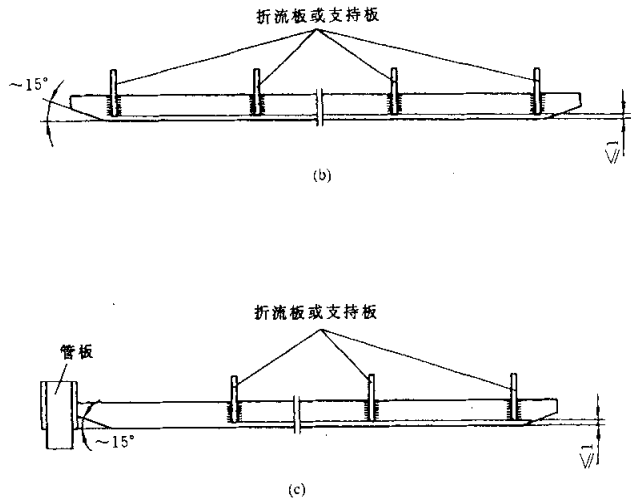


图 56(完)

5.17.2 滚轮结构见图 57。滚轮数量应根据管束的质量和一对滚轮间夹角的大小来确定,但一个管束至少应有三对滚轮。

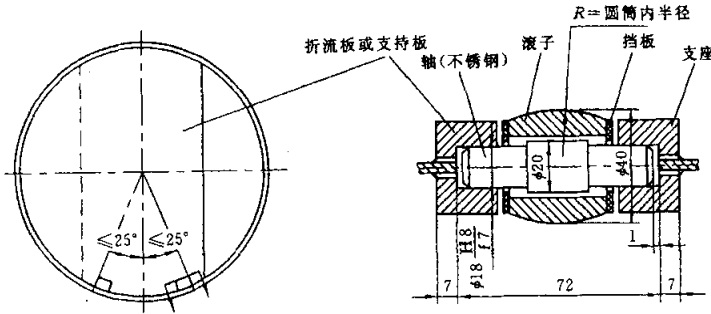


图 57

5.17.3 釜式重沸器管束滑道结构见图 58。这些结构除在折流板或支持板上装有滑板式滑条外,还要在壳体底部设置支撑导轨。

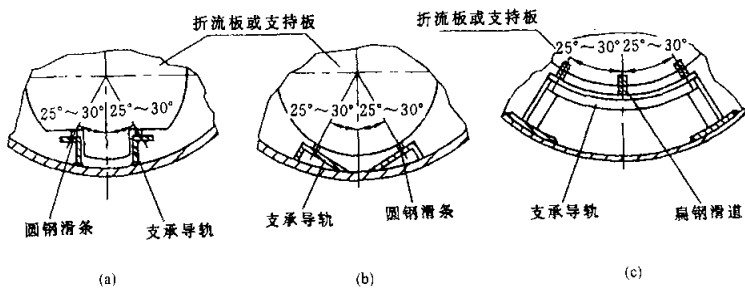


图 58

5.18 波形膨胀节

换热器的波形膨胀节应按 GB 16749 进行设计、制造、检验与验收。但波形膨胀节与换热器壳体组装时,还应符合本标准第 6 章的有关要求。

5.19 垫片

换热器应根据工作条件(介质、温度、压力)参照附录 H(提示的附录)选用垫片。

- a) 换热器用金属包垫片可按 JB/T 4718 进行选用与验收;
- b) 换热器用缠绕垫片可按 JB/T 4719 进行选用与验收;
- c) 非金属垫片可按 JB/T 4720 进行选用与验收;
- d) 金属平垫片、金属齿形垫片、椭圆形垫片、八角形垫片、透镜垫等可按有关标准进行设计;
- e) 当有成熟使用经验时,壳体法兰也可采用其他密封结构。

5.20 支座

换热器鞍式支座可按 JB/T 4712 选用;耳式支座可按 JB/T 4725 选用。

5.20.1 鞍式支座如图 59 所示。鞍式支座在换热器上的布置应按下列原则确定:

- a) 当 $L \leq 3\,000\text{ mm}$ 时,取 $L_B = (0.4 \sim 0.6)L$;
- b) 当 $L > 3\,000\text{ mm}$ 时,取 $L_B = (0.5 \sim 0.7)L$;
- c) 尽量使 L_c 和 L'_c 相近。

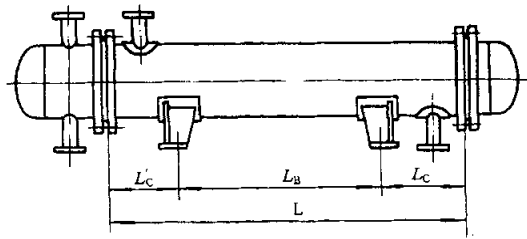


图 59

5.20.2 耳式支座如图 60 所示。耳式支座在换热器上的布置应按下列原则确定:

- a) 公称直径 $DN \leq 800\text{ mm}$ 时,至少应安装两个支座,且应对称布置;
- b) 公称直径 $DN > 800\text{ mm}$ 时,至少应安装四个支座,且应均匀布置。

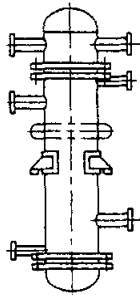


图 60

5.20.3 重叠式换热器支座的安装形式如图 61 所示,要求如下:

- a) 重叠式换热器之间的支座应设置调整高度用的垫板；
- b) 支座底板到设备中心线的距离应比接管法兰密封面到设备中心线的距离至少小 5 mm；
- c) 重叠式换热器支座除按 JB/T 4712 选用外，必要时应对支座和壳体进行校核；
- d) 当重叠换热器质量较大时，可增设一组重叠支座。

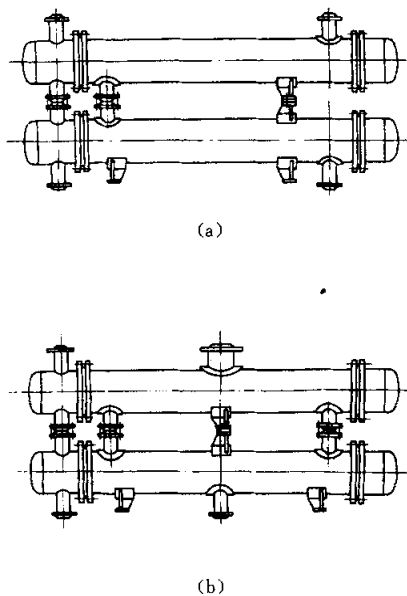


图 61

5.21 附件

5.21.1 起吊附件

质量大于 30 kg 的管箱及管箱盖宜设置吊耳。

5.21.2 环首螺钉

浮头式换热器、U 形管式换热器、填料函换热器和釜式重沸器可在管板上设置环首螺钉孔；在正常操作时，应安装丝堵和垫片加以保护；维修时换装环首螺钉以便抽装管束。

6 制造、检验与验收

换热器的制造、检验与验收，除遵守本章规定外，还应符合 GB 150—1998 第 10 章的有关规定。

6.1 换热器主要受压部分的焊接接头分为 A、B、C、D 四类，如图 62 所示。

6.2 管箱、壳体、头盖

6.2.1 圆筒内直径允许偏差

6.2.1.1 用板材卷制时，内直径允许偏差可通过外圆周长加以控制，其外圆周长允许上偏差为 10 mm，下偏差为零。

6.2.1.2 用钢管作圆筒时，其尺寸允许偏差应符合 GB/T 8163 和 GB/T 14976 的规定。在遵循 4.4.2 规定时，附录 C 的奥氏体不锈钢焊接钢管也可用作圆筒。

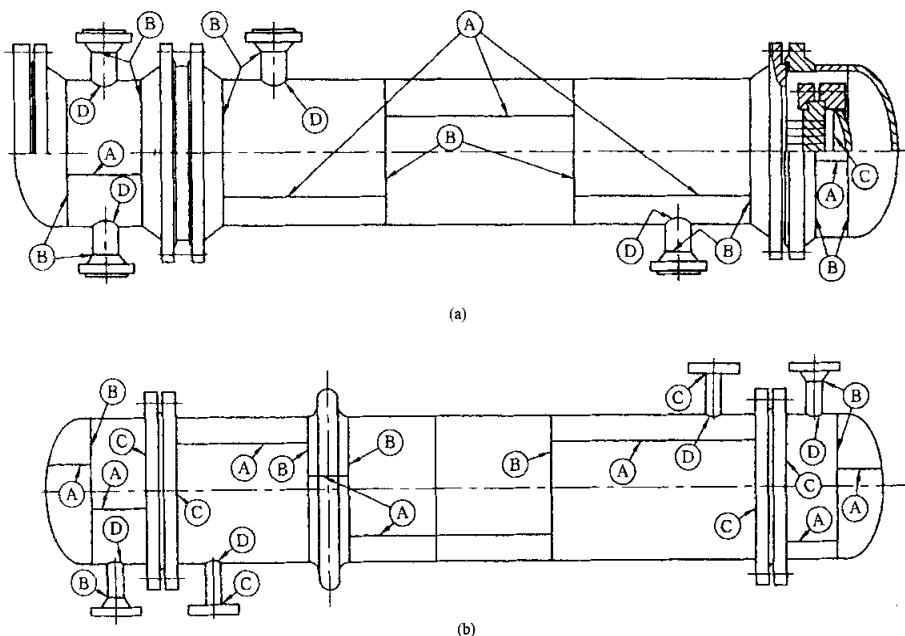


图 62

6.2.2 圆筒同一断面上,最大直径与最小直径之差为 $e \leq 0.5\% DN$,

且:当 $DN \leq 1\,200\text{ mm}$ 时,其值不大于 5 mm;

$DN > 1\,200\text{ mm}$ 时,其值不大于 7 mm。

6.2.3 圆筒直线度允许偏差为 $L/1\,000$ (L 为圆筒总长),

且:当 $L \leq 6\,000\text{ mm}$ 时,其值不大于 4.5 mm;

$L > 6\,000\text{ mm}$ 时,其值不大于 8 mm。

直线度检查,应通过中心线的水平和垂直面,即沿圆周 0° 、 90° 、 180° 、 270° 四个部位测量。

6.2.4 壳体内壁凡有碍管束顺利装入或抽出的焊缝均应磨至与母材表面齐平。

6.2.5 在壳体上设置接管或其他附件而导致壳体变形较大,影响管束顺利安装时,应采取防止变形措施。

6.2.6 插入式接管、管接头等,除图样另有规定外,不应伸出管箱、壳体和头盖的内表面。

6.3 换热管

6.3.1 碳素钢、低合金钢换热管管端外表面应除锈,铝、铜、钛及其合金换热管管端应清除表面附着物及氧化层。用于焊接时,管端清理长度应不小于管外径,且不小于 25 mm;用于胀接时,管端应呈现金属光泽,其长度应不小于二倍的管板厚度。

6.3.2 用于胀接的换热管,其硬度应满足 5.8.2.2 的要求,如不能满足时,制造单位应采取措施予以保证。

6.3.3 换热管拼接时,应符合以下要求:

a) 对接接头应作焊接工艺评定。试件的数量、尺寸、试验方法按 JB 4708 的规定;铝、铜、钛焊接接头可参照执行;

b) 同一根换热管的对接焊缝,直管不得超过一条;U 形管不得超过二条;最短管长不应小于 300 mm;包括至少 50 mm 直管段的 U 形弯管段范围内不得有拼接焊缝;

c) 管端坡口应采用机械方法加工,焊前应清洗干净;

d) 对口错边量应不超过换热管壁厚的 15%，且不大于 0.5 mm；直线度偏差以不影响顺利穿管为限；

e) 对接后，应按表 50 选取钢球直径对焊接接头进行通球检查，以钢球通过为合格：

表 50

mm

换热管外径 d	$d \leq 25$	$25 < d \leq 40$	$d > 40$
钢球直径	$0.75d_i$	$0.8d_i$	$0.85d_i$
注： d_i —换热管内径。			

f) 对接接头应进行射线检测，抽查数量应不少于接头总数的 10%，且不少于一条，以 JB 4730 的Ⅲ级为合格；如有一条不合格时，应加倍抽查；再出现不合格时，应 100% 检查；

g) 对接后的换热管，应逐根进行液压试验，试验压力为设计压力的 2 倍。

6.3.4 U 形管的弯制

6.3.4.1 U 形管弯管段的圆度偏差，应不大于换热管名义外径的 10%；但弯曲半径小于 2.5 倍换热管名义外径的 U 形弯管段可按 15% 验收。

6.3.4.2 U 形管不宜热弯。

6.3.4.3 当有耐应力腐蚀要求时，冷弯 U 形管的弯管段及至少包括 150 mm 的直管段应进行热处理。

a) 碳钢、低合金钢钢管进行消除应力热处理；

b) 奥氏体不锈钢管可按供需双方商定的方法进行热处理。

6.3.4.4 有色金属管一般不作消除应力热处理。确有需要时，可按供需双方协商的方法及要求消除应力热处理。

6.4 管板

6.4.1 拼接管板的对接接头应进行 100% 射线或超声检测，按 JB 4730 射线检测不低于Ⅱ级，或超声检测中的Ⅰ级为合格。

6.4.2 除不锈钢外，拼接后管板应作消除应力热处理。

6.4.3 堆焊复合管板

a) 堆焊前应作堆焊工艺评定；

b) 基层材料的待堆焊面和复层材料加工后（钻孔前）的表面，应按 JB 4730 进行表面检测，检测结果不得有裂纹、成排气孔，并应符合Ⅱ级缺陷显示；

c) 不得采用换热管与管板焊接加桥间空隙补焊的方法进行管板堆焊。

6.4.4 管板孔直径及允许偏差按表 16~表 21 规定。钻孔后应抽查不小于 60°管板中心角区域内的管孔，在这一区域内允许有 4% 的管孔上偏差比表 16~21 中的数值大 0.15 mm。

6.4.5 孔桥宽度偏差

6.4.5.1 终钻（出钻）一侧管板表面，其相邻两管孔之间的孔桥宽度 B ，最小孔桥宽度 $B_{\min}$ 分别按式（47）和式（48）计算。常用的钢制Ⅰ级管束按表 51 规定；钢制Ⅱ级管束按表 52 规定。

$$B = (S - d) - \Delta_1 \quad (47)$$

式中：(S-d)——见表 51，mm；

Δ_1 ——孔桥偏差， $\Delta_1 = 2\Delta_2 + C$ ，mm；

Δ_2 ——钻头偏移量， $\Delta_2 = 0.0016 \times \delta$ ，mm；

C——附加量，mm；

当 $d_o < 16$ mm 时， $C = 0.508$ mm；

$d_o \geq 16$ mm 时， $C = 0.762$ mm；

d_o ——换热管名义外径，mm；

δ ——管板厚度，mm。

$$B_{\min}=1/2(S-d)+C_1 \dots\dots\dots (48)$$

式中：C₁——附加量，mm；
当 d₀≤32 mm 时，C₁=0.1 mm；
d₀>32 mm 时，C₁=0。

表 51 mm

钢制 I 级管束孔桥宽度													
换热管外径 d_o	孔心距 S	$\frac{S}{d_o}$	管孔直径 d	名义孔桥宽度 $S-d$	允许孔桥宽度 B ($\geq 96\%$ 的孔桥宽度不得低于下列值)								$B_{\min}$ 允许的最小宽度 ($\leq 4\%$ 的孔桥数)
					管板厚度 δ								
					20	40	60	80	100	120	140	160	
14	19	1.36	14.25	4.75	4.18	4.11	4.05	3.99	3.92	3.86	3.79	3.73	2.48
16	22	1.38	16.25	5.75	4.92	4.86	4.80	4.73	4.67	4.60	4.54	4.48	2.98
19	25	1.32	19.25	5.75	4.92	4.86	4.80	4.73	4.67	4.60	4.54	4.48	2.98
25	32	1.28	25.25	6.75	5.92	5.86	5.80	5.73	5.67	5.60	5.54	5.48	3.48
32	40	1.25	32.35	7.65	6.82	6.76	6.70	6.63	6.57	6.50	6.44	6.38	3.93
38	48	1.26	38.40	9.60	8.77	8.71	8.65	8.58	8.52	8.45	8.39	8.33	4.80
45	57	1.27	45.40	11.60	10.77	10.71	10.65	10.58	10.52	10.45	10.39	10.33	5.80
57	72	1.26	57.55	14.45	13.62	13.56	13.50	13.43	13.37	13.30	13.24	13.18	7.23

表 52 mm

钢制Ⅱ级管束孔桥宽度													
换热管外径 d_o	孔心距 S	$\frac{S}{d_o}$	管孔直径 d	名义孔桥宽度 $S-d$	允许孔桥宽度 B (≥96%的孔桥宽度不得低于下列值)								$B_{\min}$ 允许的最小宽度(≤4%的孔桥数)
					管板厚度 δ								
					20	40	60	80	100	120	140	160	
14	19	1.36	14.40	4.60	4.03	3.96	3.90	3.84	3.77	3.71	3.64	3.58	2.40
16	22	1.38	16.40	5.60	4.77	4.71	4.65	4.58	4.52	4.45	4.39	4.33	2.90
19	25	1.32	19.40	5.60	4.77	4.71	4.65	4.58	4.52	4.45	4.39	4.33	2.90
25	32	1.28	25.40	6.60	5.77	5.71	5.65	5.58	5.52	5.45	5.39	5.33	3.40
32	40	1.25	32.50	7.50	6.67	6.61	6.55	6.48	6.42	6.35	6.29	6.23	3.85
38	48	1.26	38.50	9.50	8.67	8.61	8.55	8.48	8.42	8.35	8.29	8.23	4.75
45	57	1.27	45.50	11.50	10.67	10.61	10.55	10.48	10.42	10.35	10.29	10.23	5.75
57	72	1.26	57.70	14.30	13.47	13.41	13.35	13.28	13.22	13.15	13.09	13.03	7.15

6.4.5.2 终钻后应抽查不小于 60°管板中心角区域内的孔桥宽度，B 值的合格率应不小于 96%，B_{min}值的数量应控制在 4%之内，超过上述合格率时，则应全管板检查。

6.4.6 管孔表面粗糙度

- a) 当换热管与管板焊接连接时，管孔表面粗糙度 Ra 值不大于 25μm；
- b) 当换热管与管板胀连接时，管孔表面粗糙度 Ra 值不大于 12.5μm。

6.4.7 胀连接时，管孔表面不应有影响胀接紧密性的缺陷，如贯通的纵向或螺旋状刻痕等。

- 6.4.8 隔板槽密封面应与环形密封面平齐,或略低于环形密封面(控制在 0.5 mm 以内)。
- 6.5 换热管与管板的连接
- 6.5.1 连接部位的换热管和管板孔表面应清理干净,不应留有影响胀接或焊接连接质量的毛刺、铁屑、锈斑、油污等。
- 6.5.2 胀接连接时,其胀接长度,不应伸出管板背面(壳程侧),换热管的胀接部分与非胀接部分应圆滑过渡,不应有急剧的棱角。
- 6.5.3 焊接连接时,焊渣及凸出于换热管内壁的焊瘤均应清除。焊缝缺陷的返修,应清除缺陷后焊补。
- 6.5.4 换热管与管板的强度焊焊接接头,施焊前应按附录 B(标准的附录)作焊接工艺评定。
- 6.6 折流板、支持板
- 6.6.1 折流板、支持板的管孔直径及允差按 5.9.3 的规定,但允许超差 0.1 mm 的管孔数不得超过 4%。
- 6.6.2 折流板、支持板外圆表面粗糙度 R_a 值不大于 25 μm ,外圆面两侧的尖角应倒钝。
- 6.6.3 应去除折流板、支持板上的任何毛刺。
- 6.7 管束的组装
- a) 拉杆上的螺母应拧紧,以免在装入或抽出管束时,因折流板窜动而损伤换热管;
 - b) 穿管时不应强行敲打,换热管表面不应出现凹瘪或划伤;
 - c) 除换热管与管板间以焊接连接外,其他任何零件均不准与换热管相焊。
- 6.8 管箱、浮头盖的热处理
- a) 碳钢、低合金钢制的焊有分程隔板的管箱和浮头盖以及管箱的侧向开孔超过 1/3 圆筒内径的管箱,在施焊后作消除应力的热处理,设备法兰密封面应在热处理后加工;
 - b) 除图样另有规定,奥氏体不锈钢制管箱、浮头盖可不进行热处理。
- 6.9 产品焊接试板
- 产品焊接试板应按 GB 150 有关规定。
- 6.10 釜式重沸器
- a) 支撑导轨上有碍滑道通过的焊接接头应修磨齐平;
 - b) 支撑导轨应与设备纵向中心线保持平行,其平行度偏差应不超过 2/1 000,且不大于 5 mm;
 - c) 溢流板的上端面应水平,其倾斜度不应大于 3 mm。
- 6.11 换热器的密封面应予以保护,不得因磕碰划伤、电弧损伤、焊瘤、飞溅等而损坏密封面。
- 6.12 密封垫片应为整体垫片,特殊情况下允许拼接,但垫片拼接接头不得影响密封性能。
- 6.13 补强圈的信号孔,应在压力试验前通入 0.4~0.5 MPa 的压缩空气检查焊接接头质量。
- 6.14 重叠换热器须在制造单位进行重叠预组装。重叠支座间的调整板应在压力试验合格后点焊于下台换热器的重叠支座上,并在重叠支座和调整板的外侧标有永久性标记,以备现场组装对中。
- 6.15 换热器组装
- 6.15.1 换热器零、部件在组装前应认真检查和清扫,不应留有焊疤、焊接飞溅物、浮锈及其他杂物等。
- 6.15.2 吊装管束时,应防止管束变形和损伤换热管。
- 6.15.3 螺栓的紧固至少应分三遍进行,每遍的起点应相互错开 120°,紧固顺序可按图 63 的规定。

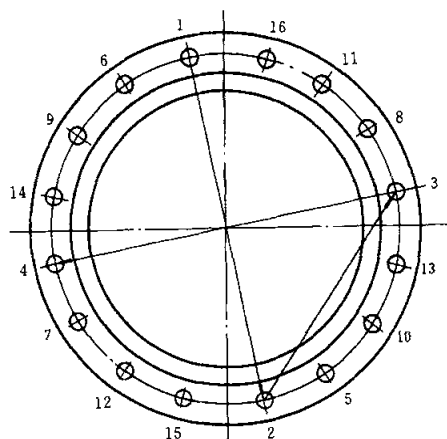


图 63

6.16 尺寸偏差

6.16.1 换热器组装尺寸的允许偏差见图 64。

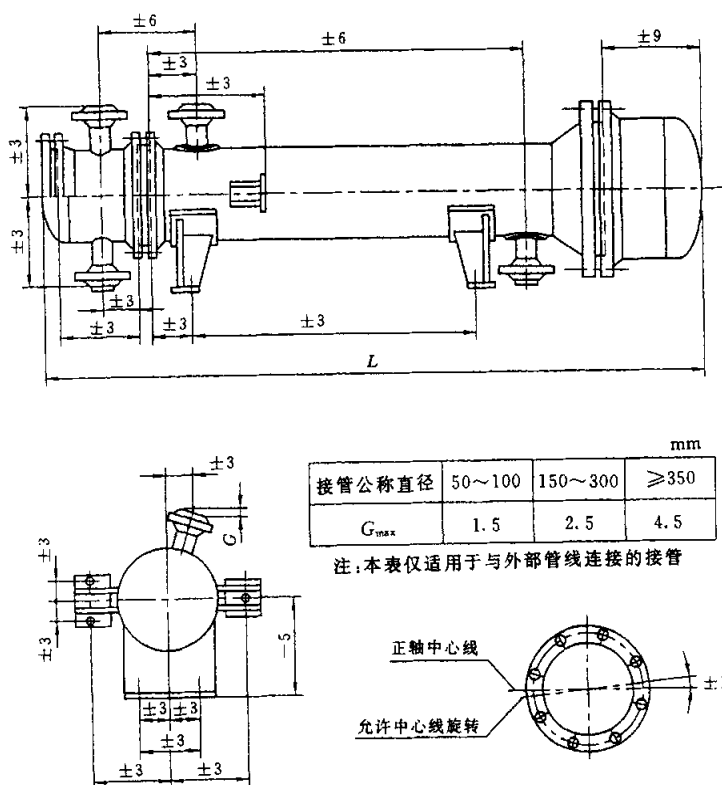


图 64

6.16.2 平盖、法兰、隔板、管板等装配尺寸的允许偏差见图 65。

图中 $D_1 \sim D_7$ 的允许偏差按 GB/T 1804 规定的 m 级,但最大偏差不得超过 $\pm 1.2 \text{ mm}$ (D_5 、 D_7 的允许偏差只适用于 A 型钩圈)。

6.16.3 填料函式浮动结构及尺寸允许偏差见图 66。

6.16.4 双壳程换热器纵向隔板的宽度允许偏差与折流板外直径允许偏差相同;纵向隔板两对角线之差应不超过 2.5 mm 。

6.16.5 换热器自由尺寸偏差

- a) 机加工面的自由尺寸允许偏差按 GB/T 1804 中 m 级;
- b) 非加工面的自由尺寸允许偏差按 GB/T 1804 中 c 级。

6.17 无损检测

焊接接头无损检测的检查要求和评定标准,应根据换热器管、壳程不同的设计条件,按 GB 150—1998 中 10.8 的规定和图样要求执行。

6.18 压力试验

换热器压力试验的顺序应按本标准规定。压力试验的方法及要求应按 GB 150—1998 中 10.9 的规定。

6.18.1 固定管板换热器压力试验顺序

- a) 壳程试压,同时检查换热管与管板连接接头(以下简称接头);
- b) 管程试压。

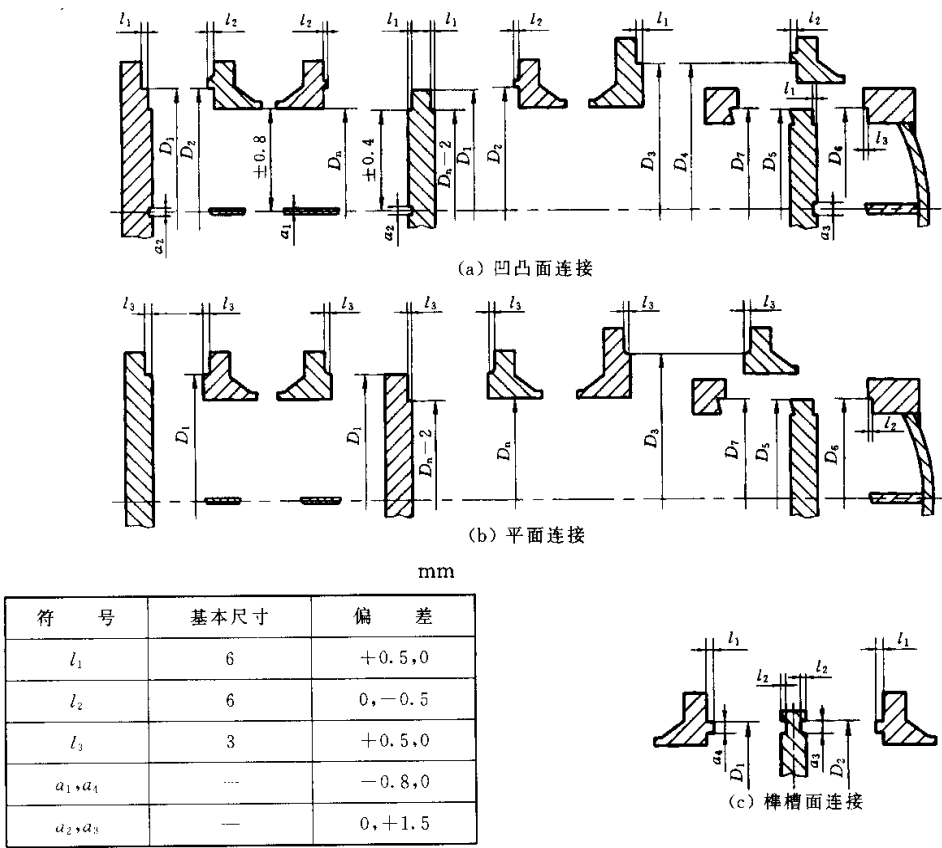


图 65

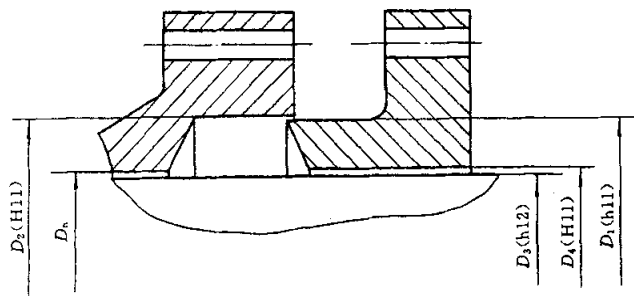


图 66

6.18.2 U 形管式换热器、釜式重沸器(U 形管束)及填料函式换热器压力试验顺序:

- a) 用试验压环进行壳程试验,同时检查接头;
- b) 管程试压。

6.18.3 浮头式换热器、釜式重沸器(浮头式管束)压力试验顺序:

- a) 用试验压环和浮头专用试压工具进行管头试压。对釜式重沸器尚应配备管头试压专用壳体;
- b) 管程试压;
- c) 壳程试压。

6.18.4 按压差设计的换热器

- a) 接头试压(按图样规定的最大试验压力差);
- b) 管程和壳程步进试压(按图样规定的试验压力和步进程序)。

6.18.5 当管程试验压力高于壳程试验压力时,接头试压应按图样规定,或按供需双方商定的方法进行。

6.18.6 重叠换热器

接头试压允许单台进行。当各台换热器程间连通时,管程及壳程试压应在重叠组装后进行。

6.18.7 换热器液压试验后,内部积水应放净、吹干。

6.19 铭牌

6.19.1 换热器应装有标明下列内容的铭牌:

- a) 制造单位名称及制造许可证号码;
- b) 制造单位出厂编号;
- c) 产品名称;
- d) 产品图号或设备位号;
- e) 产品型号(按 3.10 规定);
- f) 折流板间距;
- g) 设计温度(分管程和壳程);
- h) 设计压力(分管程和壳程);
- i) 试验压力(分管程和壳程);
- j) 类别;
- k) 重量;
- l) 制造日期;
- m) 监检标记。

根据图样要求,可在铭牌上补充特殊内容,如:最大允许温差、最大允许压差等。

6.19.2 重叠换热器的每台换热器上,应各有一块铭牌,在铭牌的产品图号末尾上标注上、中、下等字

样。

6.19.3 卧式换热器的铭牌,应安装在壳体中间或管箱盖中间;立式换热器的铭牌应按图样规定的位置安装。

6.19.4 当图样规定了保温层厚度时,铭牌托架的高度应大于保温层厚度。

6.19.5 铭牌的材料应具有耐蚀性,一般为黄铜、铝或协议规定的其他材料。

6.19.6 铭牌规格按 GB/T 13306 选用。特殊铭牌或附加铭牌的规格由制造单位自定。当协议另有规定时,应按协议规定制作。

6.20 换热器的油漆、包装、运输按 JB 2536 的规定。

7 安装、试车和维护

7.1 安装

7.1.1 场地和基础

7.1.1.1 应根据换热器的结构型式,在换热器的两端留有足够的空间来满足拆装、维修的需要。

7.1.1.2 活动支座的基础面上应预埋滑板。

7.1.2 安装前的准备

7.1.2.1 可抽管束换热器安装前应抽芯检查、清扫。抽管束时,应注意保护密封面和折流板。移动和起吊管束时,应将管束放置在专用的支承结构上,以避免损伤换热管。

7.1.2.2 安装前一般应进行压力试验。当图样有要求时,应进行气密性试验。

7.1.3 地脚螺栓和垫铁

7.1.3.1 活动支座的地脚螺栓应装有两个锁紧的螺母,螺母与底板间应留有 1~3 mm 的间隙。

7.1.3.2 地脚螺栓两侧均应有垫铁。设备找平后,斜垫铁可与设备支座底板焊牢,但不得与下面的平垫铁或滑板焊死。

7.1.3.3 垫铁的安装不应妨碍换热器的热膨胀。

7.1.4 其他要求

7.1.4.1 应在不受力的状态下连接管线,避免强力装配。

7.1.4.2 拧紧换热器螺栓时,一般应按图 63 表示的顺序进行,并应涂抹适当的螺纹润滑剂。

7.2 试车

7.2.1 试车前应查阅图纸有无特殊要求和说明,铭牌有无特殊标志,如管板是否按压差设计,对试压、试车程序有无特殊要求等。

7.2.2 试车前应清洗整个系统,并在入口接管处设置过滤网。

7.2.3 系统中如无旁路,试车时应增设临时旁路。

7.2.4 开启放气口,使流体充满设备。

7.2.5 当介质为蒸汽时,开车前应排空残液,以免形成水击;有腐蚀性的介质,停车后应将残存介质排净。

7.2.6 开车或停车过程中,应缓慢升温 and 降温,避免造成压差过大和热冲击。

7.3 维护

7.3.1 换热器不得在超过铭牌规定的条件下运行。

7.3.2 应经常对管、壳程介质的温度及压降进行监督,分析换热器的泄漏和结垢情况。

在压降增大和传热系数降低超过一定数值时,应根据介质和换热器的结构,选择有效的方法进行清洗。

7.3.3 应经常监视管束的振动情况。

附 录 A
(标准的附录)
低温管壳式换热器

A1 总则

A1.1 本附录适用于设计温度低于或等于 -20°C 钢制低温管壳式换热器(简称“低温换热器”)的设计、制造、检验和验收。当采用有色金属作换热管或管板时,换热器钢制元件应遵循本附录规定,有色金属的使用温度应按本标准 4.1.2 和有关标准的规定。

A1.2 对本附录未作规定者,还应符合 GB 150 和本标准有关章节的规定。

A1.3 由于环境温度的影响,壳体金属温度低于或等于 -20°C 时,也应遵循本附录的规定。

A1.4 铬镍奥氏体不锈钢低温换热器,在设计温度高于或等于 -196°C ,且满足下列各项要求时,可不遵循本附录的规定。

a) 母材应为含碳量小于或等于 0.10%,并符合 GB 150—1998 第 4 章的铬镍奥氏体不锈钢;

b) 焊接材料和工艺应符合 JB/T 4709 的要求;

c) 设计温度低于 -100°C 时,应按 JB 4708 进行焊缝金属的低温夏比(V 形缺口)冲击试验,且应符合 A2.1 和 A2.2 的要求。

A1.5 当换热器壳体或其受压元件使用在“低温低应力工况”下,其设计温度加 50°C 后,高于 -20°C 时,不必遵循本附录的规定。

“低温低应力工况”系指壳体或其他受压元件的设计温度虽然低于或等于 -20°C ,但其环向应力小于或等于钢材标准常温屈服点的六分之一,且不大于 50MPa 时的工况。

“低温低应力工况”不适用于钢材标准抗拉强度下限值大于 540MPa 的低温换热器。

螺栓材料一般不列入低温低应力工况考虑,但应计及螺栓和壳体设计温度间的差异。

A2 材料

A2.1 一般规定

A2.1.1 低温换热器受压元件用钢必须是镇静钢,钢材的使用温度下限可不同于钢材标准中规定的最低试验温度。

A2.1.2 直接与受压元件焊接的非受压元件用钢,应符合下列要求:

a) 承受较大载荷需做强度计算的非受压元件用钢,应具有与受压元件相当的韧性;

b) 应是焊接性能良好的钢材。

A2.1.3 换热器壳体钢板厚度大于 20mm 时,应逐张进行超声检测,按 JB 4730 规定的 III 级为合格,小于或等于 20mm 的钢板按 GB 150—1998 第 4 章的有关规定。

A2.1.4 凡受压元件用钢符合下列条件之一者,可免做低温夏比(V 形缺口)冲击试验。

a) 表 A3 所列低温用钢管,因尺寸限制而无法制备 5mm $\times$ 10mm $\times$ 55mm 冲击试样时,其使用温度仍可按该表的规定;

b) 符合 GB 150—1998 表 4-3 所列的低碳钢和碳锰钢管,因尺寸限制而无法制备 5mm $\times$ 10mm $\times$ 55mm 冲击试样,且设计温度不低于表 A1 者;

c) 符合 A1.4 要求的铬镍奥氏体不锈钢;

d) 按 4.1.2 规定使用的有色金属换热管;

e) 符合 A1.5 要求的低温低应力工况;

f) 螺母用材。

表 A1

钢管名义厚度 mm	最低设计温度, C	
	焊后状态使用	焊后热处理状态使用
8	-20	-35
6	-25	-40
4	-40	-45
2	-45	-45

A2.1.5 钢材冲击试验方法,应符合 GB/T 229 的规定。冲击试样为 10mm×10mm×55mm 标准试样。若无法制备标准试样时,也可采用厚度为 7.5mm 或 5mm 的小尺寸试样,小尺寸试样的缺口宽度一般应不小于钢材厚度的 80%。试样的缺口应沿厚度方向(棒材沿径向)切取,并以三个试样为一组。

A2.2 钢材牌号及按批复验的要求

A2.2.1 钢板

低温换热器用低合金钢钢板的牌号,使用状态及最低冲击试验温度按表 A2 的规定。

表 A2

钢 号	使用状态	厚 度, mm	最低冲击试验温度, C
16MnR	热 轧	6~25	-20
	正 火	6~120	
07MnCrMoVR	调 质	16~50	-20
16MnDR	正 火	6~36	-40
		>36~100	-30
07MnNiCrMoVDR	调 质	16~50	-40
15MnNiDR	正火、正火加回火	6~60	-45
09Mn2VDR	正火、正火加回火	6~36	-50
09MnNiDR	正火、正火加回火	6~60	-70

每批钢板由同一牌号、同一炉罐号、同一厚度和同一热处理制度组成。每批钢板按厚度分类:6~16mm 钢板应不大于 15t;大于 16mm 钢板应不大于 25t。每批取一组试样,试样方向为横向。

A2.2.2 钢管

低温换热器用碳素钢和低合金钢钢管的牌号,使用状态及最低冲击试验温度按表 A3 的规定。

表 A3

钢 号	使用状态	壁 厚, mm	最低冲击试验温度, C
10	正 火	≤16	-30
20G	正 火	≤16	-20
16Mn	正 火	≤20	-40
09MnD	正 火	≤16	-50

每批钢管由同一牌号、同一炉罐号、同一规格和同一热处理制度组成。每批钢管按直径分类:外直径大于 351mm 的钢管每批不超过 50 根;外直径小于或等于 351mm 的钢管每批不超过 200 根。在每批中的任意两根钢管上各取一组试样。

用于制造换热器圆筒、管箱圆筒,且厚度大于 16mm 的钢管,按批抽 10%,且不少于两根,每根取一组试样;当只使用一根时,也应在该根上取一组试样。

取样位置应靠近钢管内壁，一般为纵向，对大直径厚壁管可沿切向取样。缺口应沿厚度方向切取。

A2.2.3 锻件

低温换热器用碳素钢和低合金钢锻件的牌号，使用状态及最低冲击试验温度按表 A4 的规定。

表 A4

钢 号	使用状态	厚 度,mm	最低冲击试验温度, C
16MnD	正火加回火、调质	≤200	-40
		>200~300	-30
09Mn2VD	正火加回火、调质	≤200	-50
09MnNiD	调 质	≤300	-70
16MnMoD	调 质	≤300	-40
20MnMoD	调 质	≤500	-30
		>500~700	-20
08MnNiCrMoVD	调 质	≤300	-40
10Ni3MoVD	调 质	≤300	-50

锻件按照 JB 4727 规定的取样数量和取样部位切取试样。

A2.2.4 低温换热器用钢的冲击试验温度，应低于或等于壳体或其受压元件的最低设计温度。当壳体或其受压元件使用在符合 A1.5 要求的低温低应力工况时，钢材的冲击试验温度应低于或等于最低设计温度加 50℃（若加 50℃后，温度高于-20℃时，按 A1.5 有关规定）。钢材试验温度下的冲击功指标，按钢材标准抗拉强度下限值确定，具体要求应满足表 A5 的规定。小试样的冲击功指标根据试样宽度按比例缩减。

A2.2.5 冲击试样不符合 A2.2.4 要求时，按下列规定处理：

- a) 三个试样的冲击功均低于表 A5 的规定值，或两个试样低于规定值的 70%，则受检钢材判为不合格；
- b) 除 a) 所述情况外，可在同批中再取一组试样进行复验，其六个试样的冲击功平均值不得低于表 A5 的规定；六个试样的冲击功低于规定值的不得多于两个，其中低于规定值 70% 的只能有一个，否则受检钢材判为不合格；
- c) 对按批试验判为不合格的钢材，可改作逐张(件)试验，或将该批钢材进行热处理，重新组批试验。逐张(件)试验还不合格的钢材，也可进行热处理后复验。

表 A5

钢材标准抗拉强度下限值 σ_b ,MPa	三个试样的冲击功平均值 A_{kv} ,J
	10mm×10mm×55mm
≤450	18
>450~515	20
>515~650	27
奥氏体钢焊缝金属	31
注	
1 试验温度下三个试样的冲击功平均值不得低于表中的规定。其中单个试样的冲击功可小于平均值，但不得小于平均值的 70%。	
2 标准抗拉强度下限值大于 650MPa 的螺栓等钢材的冲击功值按标准抗拉强度下限值等于 650MPa 钢材的要求，但 40CrNiMo 的低温冲击功应不小于 31J(三个试样平均值)。	

A2.3 焊接材料

A2.3.1 碳素钢、碳锰钢制换热器用焊材,应选用与母材成分和性能相同或相似的高韧性材料,也可选用低镍合金焊材。

当焊缝两侧母材具有不同冲击试验要求时,焊接材料的选用应符合 A4.3.2 的要求。

A2.3.2 焊接材料的型号、牌号、技术要求、试验方法、检验规则以及质量管理等,应符合相应标准的规定。

A2.3.3 焊条应按批进行药皮含水量或熔敷金属扩散氢含量的复验,其检验方法按相应的焊条标准或技术要求。

A3 设计

A3.1 低温换热器受压元件的许用应力按 GB 150—1998 第 4 章中各相应材料在 20℃ 时的许用应力值选取,或按 3.15 确定。

A3.2 低温换热器结构设计应有足够的柔性,并充分考虑下列问题。

A3.2.1 结构尽量简单,减少约束。

A3.2.2 设计时,尽量避免换热器产生过大的温度梯度。不同膨胀系数的材料相互连接时应予特殊考虑。

A3.2.3 应使结构连续且平滑过渡,避免截面的急剧变化以减少局部应力。

A3.2.4 换热器的鞍座、耳座、支腿不得同壳体直接焊接,应设置垫板。垫板材料与壳体相同。

A3.2.5 壳体开孔补强应采用整体补强或厚壁管补强。接管端部应与换热器内表面齐平,端部内角应打磨成 $R \geq 3\text{mm}$ 的圆角。

A3.3 焊接接头

A3.3.1 A 类焊接接头应采用双面焊或相当于双面焊的全焊透对接接头。

A3.3.2 B 类焊接接头的要求与 A 类相同,但因结构限制不能采用双面焊时,允许采用焊后不拆除垫板的单面焊对接接头。

A3.3.3 球冠形封头、半顶角大于 30° 的锥壳、平盖、接管、凸缘等部件与壳体连接的 C 类焊接接头应采用全焊透焊接接头,也可采用 GB 150—1998 图 J10 所示结构。

A3.3.4 D 类焊接接头可采用下列形式:

a) 插入式接管、安放式接管及凸缘与壳体的连接,可分别采用 GB 150—1998 图 J3、图 J6(a)、(b)、(c) 和图 J8 或与其相类似的全焊透结构。

b) 带补强圈的接管与壳体的连接,以及补强圈与壳体塔接的角接接头可采用 GB 150—1998 图 J4 (a)、(b)、(c) 所示的全焊透结构。

A3.3.5 管板与壳体的焊接应采用附录 G(提示的附录)中图 G1(d)、(e) 和图 G2(b)、(c)、(d)、(e)、(f) 所示的结构。

A3.4 法兰

A3.4.1 设计压力大于等于 1.6MPa,用于极度危害、高度危害、易燃、易爆介质的压力容器法兰、管法兰应采用对焊法兰。

A3.4.2 设计压力大于等于 2.5MPa 的压力容器法兰、管法兰应采用对焊法兰。

A3.4.3 设计温度低于 -40℃ 时,压力容器法兰、管法兰应选用对焊法兰。

A3.5 垫片

设计温度低于 -40℃ 时的垫片应采用奥氏体不锈钢、铜、铝包的金属包垫片或用上述金属带制成的缠绕式垫片,金属垫。

A3.6 U 形换热管宜采用整根换热管制成,当超过供货长度时允许拼接;拼接时,除符合 6.3.3 的规定外,焊接接头应作 100% 射线检测,合格标准不低于 JB 4730 中的 II 级规定。

A3.7 低温换热器的平台连接板与平台之间、梯子连接板与梯子之间、鞍座与基础之间,应放置浸透沥青的松木或杂木保冷。

A4 制造、检验与验收

A4.1 凡本附录未作规定的制造、检验与验收的要求,均按第6章的有关条文执行。

A4.2 加工成形与组装

A4.2.1 换热器不得采用锤击等强制手段进行成形或组装;不得在受压元件上刻划或敲打材料标记、焊工钢印等。

A4.2.2 采用经过正火、正火加回火,或调质处理的钢材制造的受压元件,宜采用冷成形或回火温度以下的温成形,采用温成形时,须避开钢材的回火脆性区。若在回火温度以上热成形时,应根据需要进行与母材相同或相类同的热处理。

A4.2.3 U形弯管采用冷弯,且弯曲半径小于10倍换热管外径时,冷弯后须进行消除应力热处理。对经过热处理的管材,在热弯或弯曲半径小于10倍换热管外径时的冷弯后,须重新进行与原热处理工艺相同的热处理。

A4.3 焊接

A4.3.1 低温换热器施焊前应按JB 4708进行焊接工艺评定试验,包括焊缝和热影响区的低温夏比(V形缺口)冲击试验。冲击试验的取样方法和合格指标按A2.1和A2.2中母材的要求确定。

A4.3.2 当焊接接头两侧母材具有不同冲击试验要求时,焊接接头金属的冲击试验温度应低于或等于两侧母材中的较高者。低温冲击功按两侧母材抗拉强度的较低值符合表A5的要求。热影响区按相应母材要求确定。接头的拉伸和弯曲性能按两侧母材中的较低要求。

A4.3.3 按照JB 4708进行焊接工艺评定,由不同组别号的母材组成焊接接头时,其焊接接头的低温冲击试验需重新评定。

A4.3.4 应严格控制焊接线能量。在焊接工艺评定所确认的范围内,选用较小的焊接线能量,以多道施焊为宜。

A4.4 表面质量

A4.4.1 焊接接头表面不得有裂纹、气孔、咬边等缺陷。焊缝与母材应平滑过渡。对接焊接接头的焊缝余高不得大于焊件厚度的10%,且不大于3mm,超过部分应磨平。

A4.4.2 应将壳体表面划痕、焊疤、弧坑等缺陷修磨成光滑曲面,修磨后的厚度不得小于计算厚度与腐蚀裕量 C_2 之和;修磨深度不得大于壳体名义厚度的5%,且不大于2mm。

A4.4.3 换热管及机加工后的管件和锻件上出现结疤、重皮、刻划等缺陷,其深度不超过名义厚度的5%,且不超过2mm,同时缺口又不呈现切口状时,可不予清除,否则应加以清除和修补。

A4.4.4 必须清除的缺陷,可采用砂轮或机械加工方法修磨成圆滑曲面。

A4.5 焊补要求

A4.5.1 需补焊的部位,焊前应进行表面检测确认无缺陷后,才能补焊。焊缝表面缺陷进行焊补时,焊补长度应大于50mm。材料标准抗拉强度下限值 $\sigma_b > 540\text{MPa}$ 的钢材焊缝补焊后,应在补焊焊道上加焊一道凸起的回火焊道。回火焊道焊完后,应磨去回火焊道多余的焊缝金属,使其与主体焊缝平缓过渡。

A4.5.2 所有补焊部位磨平后均应进行表面检测,不允许裂纹等缺陷存在。

A4.5.3 对已进行过热处理的壳体,焊补后应进行与原热处理工艺相同的热处理。

A4.6 焊后热处理

A4.6.1 钢板厚度大于16mm的碳素钢和低合金钢制低温换热器或元件应进行焊后热处理。

A4.6.2 需做焊后热处理的低温换热器,热处理应包括A2.1.2a)中的受压元件与非受压元件的连接接头。

A4.7 产品焊接试板

A4.7.1 每台低温换热器都应制备产品焊接试板。试板的尺寸、试样截取、检验项目、试验方法以及合格指标等,均按 GB 150—1998 附录 E 的规定。

A4.7.2 产品焊接试板,应进行焊接接头金属及热影响区的低温夏比(V形缺口)冲击试验,其冲击试验温度和合格指标按 A2.2.4 对母材的要求。除 A1.4 规定者外,母材符合 A2.1.4 规定者,可免做低温冲击试验。

A4.7.3 换热器的不同温度段由不同钢材组成时,则应分别制备产品焊接试板,其低温冲击试验要求按 A2.2.4 规定。

A4.8 焊接接头检测

A4.8.1 换热器的对接接头(A、B类接头)凡符合下列条件之一者,应进行 100%射线或超声检测:

- a) 换热器设计温度低于 -40°C ;
- b) 换热器设计温度虽高于等于 -40°C ,但接头厚度大于 25mm;
- c) 符合 GB 150—1998 10.8.2.1 和 10.8.2.2 者。

A4.8.2 除 A4.8.1 规定者外,允许进行局部无损检测。检查长度不得少于各条焊接接头长度的 50%,且不小于 250mm。

A4.8.3 凡符合 A4.8.1 规定进行 100%射线或超声检测的换热器,所有受压元件焊接接头均需做 100%磁粉或渗透检测;受压元件与非受压件的连接焊接接头亦按本条要求检查。

A4.9 低温换热器液压试验时的液体温度应不低于壳体材料和焊接接头的冲击试验温度(取其高者)加 20°C 。

A4.10 低温换热器的铭牌不能直接铆固在壳体上。

附 录 B

(标准的附录)

换热管与管板接头的焊接工艺评定

B1 总则

钢制换热管和钛制换热管与管板连接的强度焊焊接接头,应按本附录的要求进行焊接工艺评定。本附录包括换热管与管板强度焊焊接接头的工艺评定规则,检验方法和合格指标。如图样有特殊要求时,还应满足图样的要求。

B2 试件

B2.1 材料分类

- a) 钢材分类按 JB 4708 的规定;
- b) 钛材分类参照 GB/T 13149—1991 附录 A 的有关规定执行。

B2.2 试板

B2.2.1 试板规格

试板应按不同的换热管规格参照图 B1 制作,试板厚度应不小于 20mm。当使用复合板时,复层可计入试板厚度。

B2.2.2 试板加工

- a) 试板钻 10 个孔,其排列如图 B1 所示;
- b) 试板孔直径和公差按 5.6.4 规定;钢换热管按表 16 及表 17 选取;钛换热管按表 21 选取;
- c) 试板孔中心距 S 按 5.6.3.2 表 12 的规定;
- d) 试板孔的坡口尺寸按 5.8.3 表 33 的有关规定。

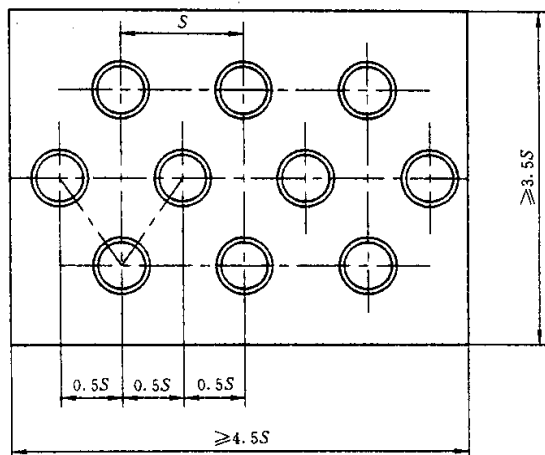


图 B1

B2.3 评定用管**B2.3.1 评定用管规格**

a) 当换热管壁厚小于或等于 2.5mm 时,与换热管的直径及壁厚相差应不超过 15%;当换热管壁厚大于 2.5mm 时,评定用管壁厚应大于 2.5mm;

b) 评定用管的长度应不小于 80 mm。

B2.3.2 钢管管端应除锈,钛管管端应清除附着物及氧化层,清理长度应比试板厚度大 5mm,且不小于 25mm。

B2.4 装配要求

a) 评定用管伸出试板的长度按 5.8.3.2 图 34 和表 33 的规定;

b) 评定用管与试板点焊定位时,焊条或焊丝的牌号应与施焊时的牌号相同。

B2.5 焊接

根据不同的焊接方法,应记录相应的焊接工艺参数。

B2.5.1 手工焊

a) 焊条牌号及直径;

b) 焊接电流及极性;

c) 焊接位置;

d) 其他有关参数。

B2.5.2 气体保护焊

a) 焊丝牌号及直径;

b) 焊接电流及极性;

c) 填丝与否;

d) 是否加脉冲及脉冲参数;

e) 保护气体的种类,混合配比及流量;

f) 设备型号;

g) 焊接电压、焊接速度;

h) 其他有关参数。

B3 检验项目、方法及合格标准

B3.1 应对 10 个焊接接头进行着色检查,无裂纹为合格。

B3.2 沿评定用管中心线至少切开两个焊接接头,对其中 4 个剖面的 8 个观察面(如图 B2 实线所示)进行检查,其中应包括一个取自焊接收弧部分剖面。检查项目如下:

- a) 对观察面用 10 倍的放大镜进行宏观检查,应无裂纹、未熔合等缺陷;
- b) 所有受检查剖面角接接头的 H 值不得小于管壁厚度的 1.4 倍。

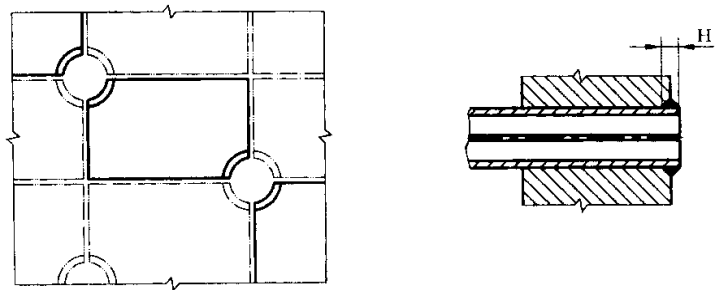


图 B2

B4 重新评定的规定

凡属下列情况之一者,必须重新进行评定:

- a) 换热管或管板材料组别号改变时;
- b) 当换热管壁厚小于等于 2.5mm,且其直径或壁厚与已评定管的差值大于 15%时;
- c) 焊接方法改变时;
- d) 焊丝或附加的填充金属公称截面积的变化超过 10%时;
- e) 填丝改为不填丝或相反时;
- f) 除横焊、立焊或仰焊位置的评定适用于平焊位置外,改变评定合格的焊接位置时;
- g) 多道焊改为单道焊或相反时;
- h) 变更保护气体种类或混合气体配比时;
- i) 取消保护气体或保护气体流量比评定范围的下限值降低 10%以上时。

附录 C

(标准的附录)

换热管用奥氏体不锈钢焊接钢管

GB/T 12771 中的奥氏体不锈钢焊接钢管符合本附录规定时,允许用作管壳式换热器的换热管,适用范围按 4.4.2 的规定。

C1 焊接钢管用作换热管时,应符合下列技术要求。

C1.1 钢管的外径允许偏差按表 C1 的规定。

表 C1 mm

换热管外径 d_o	10~30	>30~50	>50
允许偏差	±0.20	±0.30	±0.8%

C1.2 钢管的壁厚允许偏差按表 C2 的规定。

表 C2 mm

换热管壁厚	1.0	>1.0~2.0	>2.0~3.0
允许偏差	±0.15	±0.20	±10%

- C1.3 钢管的弯曲度不得大于 1.5mm/m。
- C1.4 钢管采用不加填充金属的自动电弧焊或电阻焊的焊接方法制造。
- C1.5 钢管经固溶处理及酸洗后交货；凡经光亮固溶处理的钢管，可不经酸洗交货。
- C1.6 壁厚等于或大于 2mm 的钢管，应按 GB/T 230 进行洛氏硬度试验，每批抽二根钢管，每根钢管各取一个试样，每个试样各测 3 处（在焊缝外），要求洛氏硬度 $HRB \leq 90$ 。
- C1.7 当用户有要求时，钢管可按 GB 13296 的相应规定逐根进行液压试验。试验压力为设计压力的 2 倍，但不大于 13MPa。
- C1.8 钢管应按 GB/T 12771 逐根进行涡流检测。
- C1.9 钢管应按 GB/T 12771 进行压扁试验，每批应抽验二根钢管，每根钢管各取一个试样，试样长度应大于 50mm
- C1.10 钢管应按 GB/T 242 进行扩口试验，每批抽查二根钢管，每根钢管各取一个试样，试样长度大于 50mm，顶心锥度为 60°，扩口后外径的扩口值为 20%，扩口后试样不得出现裂纹和裂口。
- C1.11 钢管应进行展平试验（对壁厚与外径之比等于或大于 10% 的钢管）或反向弯曲试验（对壁厚与外径之比小于 10% 的钢管），每批抽验二根钢管，每根钢管各取一个试样，试样长度为 100mm。展平试验时，试样沿与焊接接头成 90° 角的两侧纵向剖开，将带焊接接头的半圆弧形试样平放在二块平行板之间，用压力机或其他方法均匀地展平，展平后试样上不得出现裂纹，未焊透和因精整内焊接接头而形成的折叠。反向弯曲试验时，按展平的方法将试样展平，再将展平的试样围绕一个直径为 4 倍壁厚的心轴弯曲，心轴平行于焊接接头，原钢管内壁焊接接头应位于试样外侧最大弯曲处，试验后试样上不得出现裂纹、未焊透和因精整内焊接接头而形成的折叠。
- C1.12 钢管需做弯曲试验时，应在订货合同中注明具体技术要求。
- C1.13 外径小于或等于 50mm 的钢管表面的焊筋高度不得大于 0.15mm；外径大于 50mm 的钢管表面的焊筋高度不得大于 0.25mm。

C2 许用应力

奥氏体不锈钢焊接钢管的许用应力，应对照表 C3，并按 GB 150—1998 第 4 章表 4-3 选取，且应乘以 0.85 的焊接接头系数。

表 C3

GB/T 12771 焊接钢管牌号	0Cr19Ni9	0Cr18Ni11Ti	0Cr17Ni12Mo2	00Cr19Ni11	00Cr17Ni14Mo2
GB 150 对应的高合金钢牌号	0Cr18Ni9	0Cr18Ni10Ti	0Cr17Ni12Mo2	00Cr19Ni10	00Cr17Ni14Mo2

附录 D
(标准的附录)
有色金属设计数据

D1 焊接接头系数

铝、铜、钛及其合金的焊接接头系数 ϕ ，应根据受压元件焊接接头的型式和射线检测的长度比例按表 D1 选取。

表 D1

接 头 形 式		全部无损检测			局部无损检测		
		铝	铜	钛	铝	铜	钛
双面焊或相当于 双面焊的全焊透 对接接头	熔化极惰性气体保护焊	0.90	0.95	0.90	0.85	0.85	0.85
	非熔化极气体保护焊	0.85	0.85		0.80	0.80	
有金属垫板的单 面焊对接接头	熔化极惰性气体保护焊	0.85	0.85	0.85	0.80	0.80	0.80
	非熔化极气体保护焊	0.80	0.80		0.70	0.70	
注							
1 本表所指无损检测,系射线检测。							
2 对无法进行无损检测的有金属垫板的单面对接焊钛制换热器取 $\phi=0.65$ 。							

D2 许用应力

铝、铜、钛及其合金的许用应力按 3.15.2 计算,或按本附录选取。

D2.1 钛和钛合金的许用应力按表 D2 和表 D3 选取。

表 D2

牌号	标 准	厚度 mm	常温强度指标 MPa		钛板在下列设计温度下(℃)的许用应力,MPa													
			σ_b	$\sigma_{0.2}$	20	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350
TA0	GB/T 3621	≤10	280	170	94	85	76	69	62	55	51	45	42	38	37	34	33	33
TA1			370	250	123	121	116	107	98	90	84	78	74	68	63	59	43	42
TA2		≤25	440	320	146	145	144	136	126	119	112	106	101	96	94	92	56	52
TA3		≤10	540	410	180	179	177	166	155	147	138	130	124	118	115	114	69	64

表 D3

牌号	标 准	厚度 mm	常温强度指标 MPa		钛管在下列设计温度下(℃)的许用应力,MPa													
			σ_b	$\sigma_{0.2}$	20	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350
TA0	GB/T 3625 GB/T 3624	≤10	280	170	94	85	76	69	62	55	51	45	42	38	37	34	33	33
TA1		≤25	370	250	123	121	116	107	98	90	84	78	74	68	63	59	43	42
TA2		≤10	440	320	146	145	144	136	126	119	112	106	101	96	94	92	56	52

D2.2 铝和铝合金板和管材的许用应力分别按表 D4 和表 D5 选取。表中为最大许用拉伸应力值,换算为最大压应力值时,应乘以 1.6;换算为最大剪切应力值时,应乘以 0.8。

表 D4

牌号	状态	板厚 mm	常温力学性能				铝板在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值 MPa											
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{0.2} \geq$ MPa	伸长率,%		-269 ~20	50	65	75	100	125	150	175	200			
					5D	50 mm												
1070A 1060	O H112	1.3~10	55	15	—	35	10	10	10	10	9	8	7	6	5			
		4.5~6.5	75	35	—	13	19	19	18	17	15	13	11	10	7			
		>6.5~12.5	70	35	—	15	17	17	16	16	15	13	11	10	7			
		>12.5~25.0	60	25	20	—	15	15	14	14	13	11	10	8	6			
		>25.0~80.0	55	15	25	—	10	10	10	10	9	8	7	6	5			

表 D4 (完)

牌号	状态	板厚 mm	常温力学性能				铝板在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值									
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{p0.2} \geq$ MPa	伸长率,%		MPa									
					5D	50 mm	-269 ~20	50	65	75	100	125	150	175	200	
1050A	O	1.3~10	60	20	—	28	13	13	13	13	12	11	10	8	6	
	H112	12.5~25.0	70	35	16	—	23	23	23	23	23	20	16	13	10	
		>25.0~80.0	65	20	22	—	13	13	13	13	12	11	10	8	6	
1200	O	1.3~10	75	25	—	28	16	16	15	14	14	12	10	8	6	
	H112	12.5~50.0	85	35	14	—	21	21	20	20	19	17	15	12	8	
		>50~80	80	25	20	—	16	16	15	14	13	12	10	8	6	
8A06	O	4.5~10.0	(59)	(22)	—	30	13	13	13	13	12	11	10	8	6	
	H112	4.5~10.0	70	(25)	—	19	16	16	15	14	13	12	10	8	6	
		>10.0~25.0	80	(25)	—	19	16	16	15	14	13	12	10	8	6	
		>25.0~80.0	85	(20)	19	—	13	13	13	13	12	11	10	8	6	
5A02	O	1.0~10.0	165	(60)	—	19	41	41	41	41	41	41	37	28	19	
5A03	O	0.5~4.5	195	100	—	16	48	48	48	—	—	—	—	—	—	
	H112	>4.5~10.0	185	80	—	16	46	46	46	—	—	—	—	—	—	
		>10.0~25.0	175	70	—	13	43	43	43	—	—	—	—	—	—	
		25.0~50.0	165	60	12	—	40	40	40	—	—	—	—	—	—	
5083	O	0.5~4.5	275	125	—	16	68	68	68	—	—	—	—	—	—	
5A05	O	0.5~4.5	275	145	—	16	68	68	68	—	—	—	—	—	—	
	H112	>4.5~10.0	275	125	—	16	68	68	68	—	—	—	—	—	—	
		>10.0~25.0	265	115	—	13	66	66	66	—	—	—	—	—	—	
		25.0~50.0	255	105	12	—	66	66	66	—	—	—	—	—	—	
3A21	O	0.8~10.0	100	(35)	—	21	23	23	23	23	23	20	16	13	10	
	H112	>4.5~10.0	110	(65)	—	16	27	27	26	26	25	21	16	13	10	
		>10.0~12.5	120	(70)	—	16	30	30	30	30	29	27	25	21	17	
		>12.5~25.0	120	(40)	16	—	26	26	26	26	25	21	16	13	10	
		>25.0~80.0	110	(40)	16	—	26	26	26	26	25	21	16	13	10	
注																
1 任何状态的铝材经焊接后,其许用应力值应采用退火状态的许用应力值,或采用专门指定的焊接状态的许用应力值。																
2 表中带括号()的值为推荐值,只有在保证表中 σ_b 和 $\sigma_{p0.2}$ 值(包括推荐值)的情况下,才能采用表中所列最大许用拉伸应力值。																
3 5A03、5083、5A05 用作受压元件时,夏比(V)冲击功应不低于 25J(O 状态)或 20J(H112 状态)。																

表 D5

牌号	状态	常温力学性能			铝管在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值 MPa								
		$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{p0.2} \geq$ MPa	$\delta_{10} \geq$ %	-269 ~20	50	65	75	100	125	150	175	200
1070A	O	(55)	(15)	20	10	10	10	10	9	8	7	6	5
	H112	(60)	(15)	20	10	10	10	10	9	8	7	6	5
1060	O	(60)	(15)	20	10	10	10	10	9	8	7	6	5
	H112	(55)	(15)	20	10	10	10	10	9	8	7	6	5
1050A	O	(60)	(15)	20	10	10	10	10	9	8	7	6	5
	H112	(65)	(20)	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6

表 D5 (完)

牌号	状态	常温力学性能			铝管在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值 MPa								
		$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{p0.2} \geq$ MPa	$\delta_{10} \geq$ %	-269 ~20	50	65	75	100	125	150	175	200
1200	O	(75)	(20)	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6
	H112	(75)	(20)	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6
8A06	O	(60)	(20)	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6
	H112	(70)	(25)	20	16	16	15	14	13	12	10	8	6
5A02	O	(165)	(65)	—	41	41	41	41	41	41	37	28	17
5A03	O	(175)	(75)	15	43	43	43	—	—	—	—	—	—
	H112	(165)	(65)	15	43	43	43	—	—	—	—	—	—
5A05	O	(215)	(85)	15	53	53	53	—	—	—	—	—	—
	H112	(255)	(105)	15	63	63	63	—	—	—	—	—	—
3A21	O	(95)	(35)	—	23	23	23	23	23	20	16	13	10
	H112	(95)	(35)	—	23	23	23	23	23	20	16	13	10
注 1 同表 D4 注 1~注 3。 2 表中力学性能仅适用于外径 6~120 mm,壁厚小于 5 mm 的无缝铝管。													

D2.3 铜和铜合金管材的许用应力按表 D6 选取。

表 D6

牌 号	标 准	状 态	常温力学性能		设计温度(℃)下的许用应力,MPa													
			MPa		20	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300		
T2、T3	GB/T 1527	退 火	207	62	41	38	34	33	33	32	28	22	—	—	—	—		
		轻 拉	248	207	62	62	62	62	62	60	59	57	—	—	—	—		
H68A	GB 8890	退 火	276	83	55	55	55	55	55	55	49	37	20	—	—	—		
HSn70-1			310	103	69	69	69	69	69	69	69	30	14	—	—	—		
HA1 77-2			345	124	83	82	82	82	82	80	47	25	15	—	—	—		
BFe 30-1-1			345	124	83	81	79	77	76	74	73	71	70	69	68	67		
BFe 10-1-1			276	103	69	68	66	65	62	60	59	57	56	52	45	—		

D3 线膨胀系数

D3.1 钛和钛合金的平均线膨胀系数按表 D7 选取。

表 D7

牌 号	在下列温度(℃)与 20℃之间的平均线膨胀系数,10 ⁻⁶ mm/mm·℃			
	100	200	300	350
TA0	8.20	8.60	9.10	9.17
TA1				
TA2				
TA3				

D3.2 铝和铝合金在 20℃与 200℃之间的平均线膨胀系数按表 D8 选取。

表 D8 10⁻⁶ mm/mm·℃

温度 ℃	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
平均线膨胀系数	22.03	22.34	22.71	23.07	23.32	23.60	23.81	24.02	24.23	24.43

D3.3 铜和铜合金的线膨胀系数按表 D9 选取。

表 D9

牌 号	在下列温度(℃)与 20℃之间的平均线膨胀系数,10 ⁻⁶ mm/mm·℃		
	100	150	200
T2、T3	16.92	17.10	17.28
H68A	20.5		
HSn70-1	20.3		
HA177-2	18.5		
BFe 30-1-1	16.2		
BFe 10-1-1	17.10		

附 录 E
(提示的附录)
管 束 振 动

E1 流体诱发振动的计算

在管壳式换热器的壳程中,流体横向流过管束时,流体诱发振动的主要成因是:

- a) 卡门旋涡(有声振动或无声振动);
- b) 紊流抖动(有声振动或无声振动);
- c) 流体弹性不稳定。

E1.1 卡门旋涡频率

卡门旋涡频率按公式(E1)确定:

$$f_v=S_t \frac{V}{d_o} \cdots \cdots \cdots (E1)$$

式中: f_v ——卡门旋涡频率,Hz;
 d_o ——换热管外径,m;
 S_t ——斯特罗哈数,无因次,对于按正三角形与正方形排列的管束,可根据节径比 S/d_o 。由图 E1 查得;
 S ——换热管中心距,m;
 V ——横流速度,根据管间最小的自由截面计算,m/s。

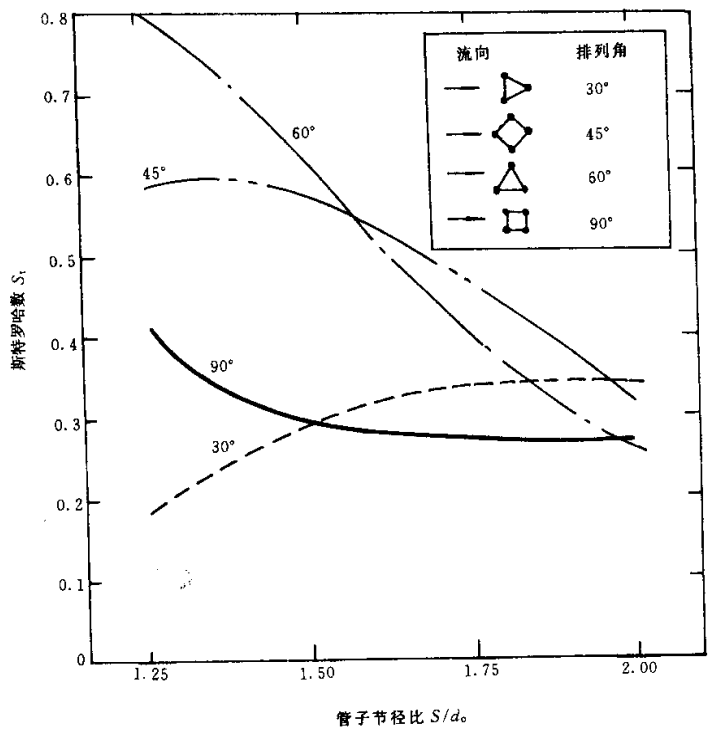


图 E1

E1.2 紊流抖振主频率

紊流抖振主频率 f_t 按公式(E2)确定,且只在流体为气体时予以计算。

$$f_t = \frac{V d_o}{l T} \left[3.05 \left(1 - \frac{d_o}{T} \right)^2 + 0.28 \right] \dots\dots\dots (E2)$$

式中: T ——横向的换热管中心距,如图 E2 所示,m;

l ——纵向的换热管中心距,如图 E2(b)所示,m;对顺排管束,取 $l=L$ 。

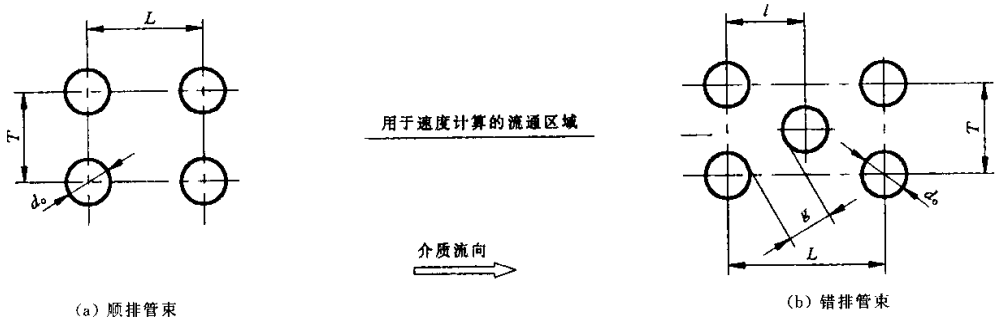


图 E2 管束中的几何尺寸符号

E1.3 声学驻波频率

气体或蒸汽进入壳程后,将在与流动方向和换热管轴线都垂直的方向上形成声学驻波(见图 E3)。当声学驻波频率与卡门旋涡频率或紊流抖振主频率一致时,便发生声共振。

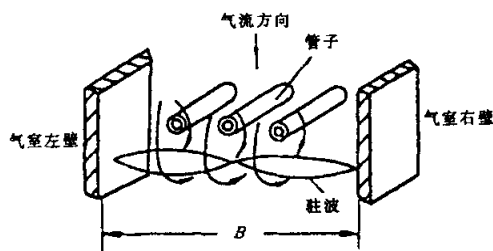


图 E3 声学驻波

E1.3.1 声速

在气体中声波的传播速度 c 按公式(E3)计算：

$$c = 1\,000 \sqrt{Z\gamma \frac{p_s}{\rho_0}} \quad \text{..... (E3)}$$

式中： c ——声速，m/s；

γ ——定压比热与定容比热的比值；

p_s ——壳程设计压力（绝对压力），MPa；

Z ——压缩系数，对理想气体取 $Z=1$ ；

ρ_0 ——壳程流体密度，kg/m³。

E1.3.2 声频

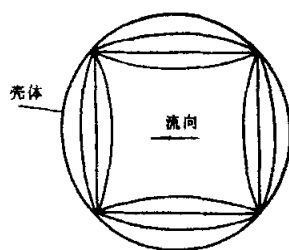
声频 f_s 由公式(E4)计算：

$$f_s = \frac{nc}{2D} \quad \text{..... (E4)}$$

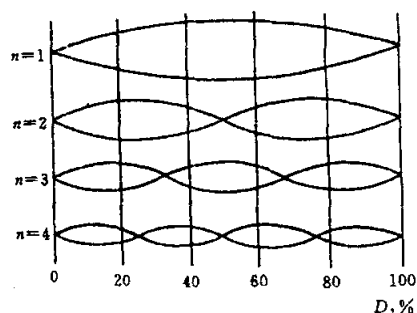
式中： c ——声速，m/s；

D ——特性长度，m；对矩形气室（见图 E3），取气室的宽度 B ；对圆柱形壳体则取内直径；在正方形排列的管束中，有可能形成如图 E4(a)所示的内接正方形的驻波，此时 D 值取壳体内直径的 0.707 倍；

n ——振型数，指半波的整数倍，无因次，见图 E4(b)。



(a)



(b)

图 E4

E1.4 临界横流速度

管束发生流体弹性不稳定时的临界横流速度 V_c 按公式(E5)计算：

$$V_c = K_c f_n d_o \delta_s^b \quad \text{..... (E5)}$$

式中： δ_s ——质量阻尼参数，无因次；按公式(E6)计算：

$$\delta_s = m\delta / (\rho_o d_o^2) \quad \text{..... (E6)}$$

d_o ——换热管的外径,m;
 f_n ——换热管的固有频率,计算方法见 E2,Hz;
 K_c ——比例系数,根据换热管的排列方式和节径比,质量阻尼参数等可由表 E1 所列的关系式确定;关系式中的符号 S 为换热管中心距,m;

表 E1 不同情况下的 K_c 与 b 值

流 动 角	δ_o 的范围	K_c	b
正三角形(30°) 	0.1~2 >2~300	3.58($S/d_o-0.9$) 6.53($S/d_o-0.9$)	0.1 0.5
转角正方形(45°) 	0.1~300	3.54($S/d_o-0.5$)	0.5
转角三角形(60°) 	0.01~1 >1~300	2.8 2.8	0.17 0.5
正方形(90°) 	0.03~0.7 >0.7~300	2.1 2.35	0.15 0.5

b ——指数,其值由表 E1 给出;
 m ——单位管长的质量,计算方法见 E2,kg/m,;
 ρ_o ——壳程流体的密度,kg/m³;
 δ ——换热管的对数衰减率,无因次;
在气体环境中 $\delta=0.01\sim0.06$;
在液体环境中 $\delta=0.04\sim0.16$;
阻尼大的,固有频率低的换热管可取较大值。

E2 换热管的固有频率

E2.1 符号说明

d_i ——换热管内径,m;
 d_o ——换热管外径,m;
 E ——材料的弹性模量,MPa;
 l ——跨距,m;
 m ——单位换热管长的质量,kg/m,且
 $m=m_i+m_o+m_t$
 m_i ——换热管内流体的质量, $m_i=\pi d_i^2 \rho_i/4$,kg/m;
 m_o ——被振动管排开的虚拟的管外流体的质量, $m_o=\pi d_o^2 \rho_o C_M/4$,kg/m;
 m_t ——空管质量,kg/m;
 C_M ——附加惯性系数,根据节径比 S/d_o 由图 E5 查得;
 ρ_i ——管内流体的密度,kg/m³;
 ρ_o ——管外流体的密度,kg/m³。

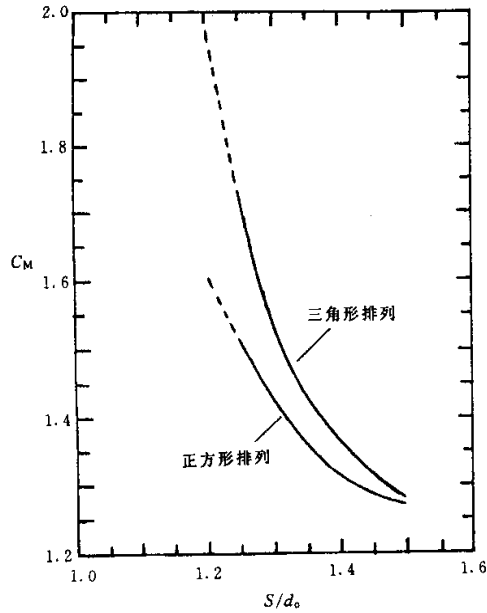


图 E5 附加惯性系数
(静止流体)

E2.2 支承条件

一般情况下换热管的支承条件是:在管板端为固定支承,在折流板处为简支。

E2.3 等跨直管(见图 E6)的固有频率 f_n 按公式(E7)计算:

$$f_n = 35.3 \lambda_n \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{m l^4}} \dots\dots\dots (E7)$$

式中: λ_n ——频率常数,无因次。下标 n 为振型的阶数。其值根据管端固定条件、跨数与振型确定,可利用表 E2 或图 E11~图 E13 查得。查图时,取 $K=1$ 。

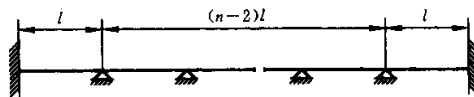


图 E6

表 E2 频率常数 λ_n

跨 数		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
λ_n	一阶	22.396	15.418	12.648	11.514	10.950	10.631	10.434	10.305	10.215	10.150	9.941
	二阶	61.737	22.373	18.469	15.418	13.693	12.648	11.973	11.514	11.188	10.950	10.150

E2.4 非等跨直管的固有频率

E2.4.1 各跨间距不相等时,直管的固有频率 f_n 按公式(E8)计算:

$$f_n = 35.3 k^2 \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{m}} \dots\dots\dots (E8)$$

式中: k ——弯曲系数, $\text{rad}^{1/2}/\text{m}$ 。各跨管均为同一数值。对于两端固定,其他支承都是简支的直管,可通过求解下列频率方程得出:

$$\alpha_n \beta_o + \beta_n \delta_o = 0 \quad \dots\dots\dots (E9)$$

$\alpha_n, \beta_n, \beta_o, \delta_o$ 分别按公式(E10)、(E11)计算:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_n &= S_n - \frac{T_n U_n}{V_n} \\ \beta_n &= T_n - \frac{U_n^2}{V_n} \\ \gamma_n &= V_n - \frac{T_n^2}{V_n} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (E10)$$

$$\text{式中: } S_n = \frac{1}{2} (\operatorname{ch} k l_n + \cos k l_n)$$

$$T_n = \frac{1}{2} (\operatorname{sh} k l_n + \sin k l_n)$$

$$U_n = \frac{1}{2} (\operatorname{ch} k l_n - \cos k l_n)$$

$$V_n = \frac{1}{2} (\operatorname{sh} k l_n - \sin k l_n)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_o & \beta_o \\ \gamma_o & \delta_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{n-1} & \beta_{n-1} \\ \gamma_{n-1} & \alpha_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{n-2} & \beta_{n-2} \\ \gamma_{n-2} & \alpha_{n-2} \end{bmatrix} \dots\dots \begin{bmatrix} \alpha_2 & \beta_2 \\ \gamma_2 & \alpha_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 \\ \gamma_1 & \alpha_1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (E11)$$

式中: n ——总跨数;

l_n ——第 n 跨的间距, m。

E2.4.2 端跨距为 l_1 , 其他跨距均为 l 时(见图 E7), 直管的固有频率按公式(E12)计算:

$$f_n = 35.3 \lambda_n \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{m l^4}} \quad \dots\dots\dots (E12)$$

式中的频率常数 λ_n 由图 E12、E13 查得, 图中的跨距比 $K = l_1/l$ 。

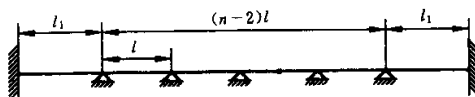


图 E7

E2.4.3 两端跨距分别为 l_1 与 l_2 , 其他跨距均为 l 时, 换热管的固有频率按公式(E8)计算。但当跨数 $n > 4$, 跨距比 $K_1 = l_1/l$ 和 $K_2 = l_2/l$ 均小于 2.5 时, 对于两端固定, 其他支承都是简支的直管, 可利用公式(E12)来估算其第一振型的固有频率。频率常数 λ_n 由图 E12、E13 查得, 但跨距比应按 K_1, K_2 中的较大值。

E2.5 有轴向力作用时直管的固有频率

两端固定的直管在轴向力作用下固有频率按公式(E13)计算:

$$f_{na} = f_n \sqrt{1 + \frac{16 F l^2}{E(d_o^4 - d_i^4) \pi^3} \times 10^{-6}} \quad \dots\dots\dots (E13)$$

式中: f_{na} ——轴向力作用下管子固有频率, Hz;

f_n ——未受轴向力时换热管的固有频率, Hz;

F ——轴向力, 拉伸时取正值, 压缩时取负值; N。

E2.6 U 形管的固有频率

E2.6.1 直管段设置折流板时, U 形管的最低固有频率 f_{nU} 按公式(E14)计算:

$$f_{nU} = 35.3 \lambda_U \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{m l^4}} \quad \dots\dots\dots (E14)$$

式中: f_{nU} ——U 形管的最低固有频率, Hz;

E ——U 形管材料的弹性模量, MPa;

m ——单位管长的质量, kg/m;

λ_0 ——U 形管的频率常数, 无因次; 与振型、折流板布置的方式以及参数 $R/l, l_1/l$ 有关, 由图 E14 或图 E15 确定;

l ——折流板间距, m;

l_1 ——半圆形的弯管端部与相邻折流板间的距离, m;

R ——弯管的平均半径, m。

E2.6.2 弯管段中部增设支承板或支承条时, U 形管的最低固有频率为平面外振动与平面内振动一阶固有频率中的较小值。计算时仍用公式(E14), 但频率常数取自图 E16~图 E19 中的较小值。

E3 振动的判据

E3.1 壳程流体为气体或液体时, 只要符合下列条件中的任何一条, 就有可能发生管束振动。

- a) 卡门旋涡频率 f_v 与换热管最低固有频率 f_n 之比大于 0.5;
- b) 紊流抖振频率 f_t 与换热管最低固有频率 f_n 之比大于 0.5;
- c) 横流速度 V 大于临界横流速度 V_c 。

E3.2 壳程流体为气体或蒸汽时, 只要符合下列条件中的任何一条, 有可能发生声振动。

- a) 任何振型的声频处于下列范围内:

$$\left. \begin{array}{l} 0.8f_v < f_n < 1.2f_v \\ \text{或} \\ 0.8f_t < f_n < 1.2f_t \end{array} \right\} \dots\dots\dots \text{(E15)}$$

- b) 对顺排管束〔参见图 E2(a)〕, 按公式(E16)计算的无因次声共振参数 $\psi > 2\,000$ 。

$$\psi = \frac{Re}{S_t} \left(\frac{L-d_o}{L} \right)^2 \frac{d_o}{T} \dots\dots\dots \text{(E16)}$$

式中: L ——纵向的管中心距, m;

T ——横向的管中心距, m;

S_t ——斯特罗哈数, 可由 s/d_o 查图 E1;

Re ——雷诺数, 无因次, 其值为 Vd_o/ν ;

d_o ——换热管外径, m;

ν ——壳程气体的运动粘度, m^2/s ;

V ——横流速度, 根据管间最小的自由截面计算, m/s ;

- c) 对错排管束〔参见图 E2(b)〕, 按公式(E17)计算的无因次声共振参数 G_s 值处于图 E8 的声共振区内。

$$G_s = \sqrt{\frac{Vd_o}{\nu}} \left[\frac{\sqrt{L(T-d_o)}}{L-d_o} \right] \frac{\nu}{cd_o} \dots\dots\dots \text{(E17)}$$

公式(E17)与图 E8 中的符号

c ——声速, m/s ;

L ——纵向的管中心距, m;

T ——横向的管中心距, m;

g ——管间隙〔参见图 E2(b)〕, m;

h ——管束中气体喷射的最小宽度, m。

$g > (T-d_o)/2$ 时, $h = (T-d_o)/2$

$g < (T-d_o)/2$ 时, $h = g$

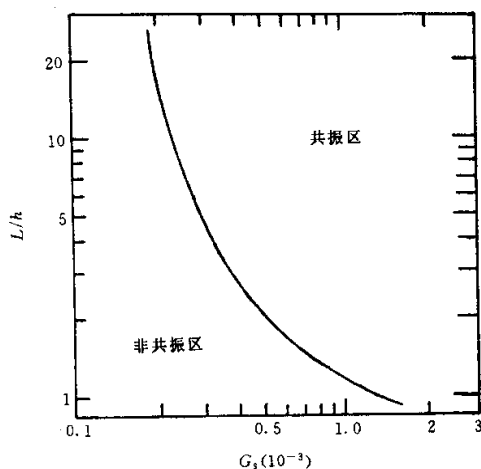


图 E8

E4 防振措施

E4.1 改变流速

减少壳程流量,以分流壳程代替单壳程(参见图 7),以双弓形折流板代替单弓形折流板,都能降低横流速度,防止振动。但传热效率将有所改变。

E4.2 改变换热管的固有频率

- 减小换热管的跨距;
- 折流板缺口区不布管,使换热管受到所有折流板的支承;
- 在不影响横流速度的情况下,折流板之间增设支承板;
- 在换热管二阶振型的节点位置处增设支承件;
- U 形弯管段设置支承板或支承条。

E4.3 在壳程沿平行于气流的方向插入纵向隔板,以减小公式(E4)中的特性长度 D ,可提高声频,防止声振动。纵向隔板的位置,应错开驻波的节点而靠近波腹。

E4.4 采用杆状或条状支承,代替折流板。

E4.5 在换热管外表面沿周向缠绕金属丝或沿轴向安装金属条,可抑制周期性旋涡的形成。

E5 例题

--台型号为 $\text{BEM1000}-\frac{0.54}{0.88}-343-\frac{6}{25}-2\text{I}$ 钢制固定管板换热器。

已知:换热管 $d_o=0.025\text{m}$,壁厚 0.0025m ,管长 6m ,两管板内侧间距为 5.89m 。折流板布置见图 E9。

管孔中心距 $S=0.032\text{m}$;

孔桥宽度 $B=0.007\text{m}$;

各排换热管最边缘的一根离圆筒内壁的距离(参见图 E10),依次为:

$a_1=0.0327\text{m}, a_2=0.0329\text{m}, a_3=0.0309\text{m}, a_4=0.0266\text{m}, a_5=0.0202\text{m},$

$a_6=0.0117\text{m}, a_7=0.0329\text{m}, a_8=0.0208\text{m}, a_9=0.0390\text{m}。$

操作条件见表 E3,须预测管束振动情况。

表 E3

	管程	壳程
介 质	水	乙 烯
工作压力(绝压),MPa	0.539 6	0.882 9
工作温度,℃	37	46
密度,kg/m ³	1 000	9.64
流量 Q,kg/h		30 000

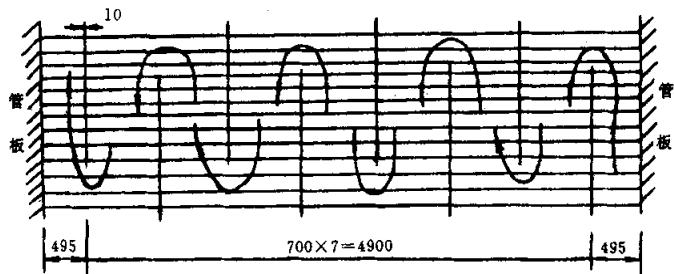


图 E9

E5.1 计算横流速度

计算各排换热管之间的总间隙量 b_i , 其中第六排换热管的总间隙量 b_6 最小(见图 E10)。

$$b_6 = b_{\min} = 2a_5 + 29B = 2 \times 0.011\ 7 + 29 \times 0.007 = 0.226\ 4\text{m}$$

进、出口处的横流速度 V_1

$$V_1 = \frac{Q_o}{3\ 600 b_{\min} l_i \rho_o} = \frac{30\ 000}{3\ 600 \times 0.226\ 4 \times 0.495 \times 9.64} = 7.79\text{m/s}$$

折流板间的横流速度 V_2

$$V_2 = \frac{Q_o}{3\ 600 b_{\min} l_o \rho_o} = \frac{30\ 000}{3\ 600 \times 0.226\ 4 \times 0.69 \times 9.64} = 5.53\text{m/s}$$

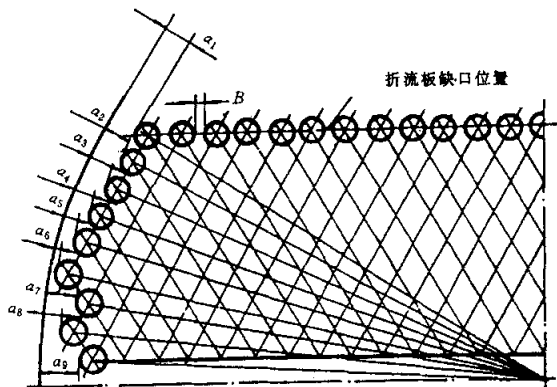


图 E10 布管图

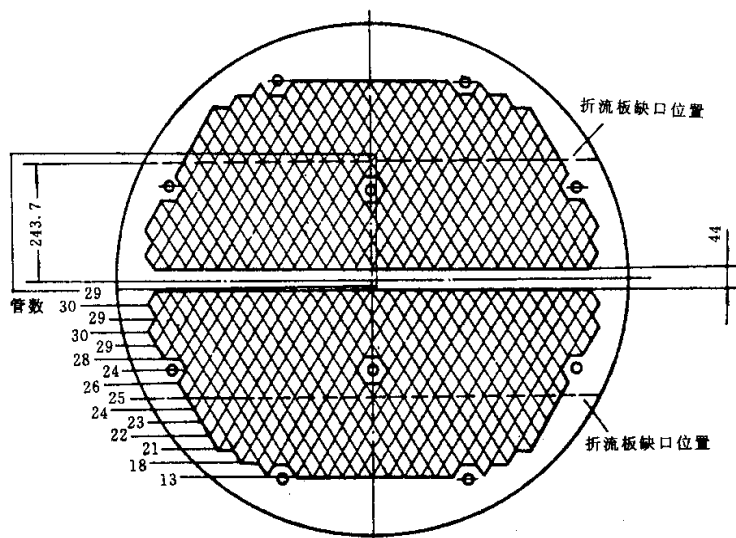


图 E10(完)

E5.2 计算卡门旋涡频率

节径比 $\frac{S}{d_o} = \frac{0.032}{0.025} = 1.28$; 排列角为 30° ,

由图 E1 查得 $S_1 = 0.19$ 。

进、出口处的卡门旋涡频率为:

$$f_{v1} = S_1 \frac{V_1}{d_o} = 0.19 \times \frac{7.79}{0.025} = 59.2 \text{ Hz}$$

折流板间的卡门旋涡频率为:

$$f_{v2} = S_1 \frac{V_2}{d_o} = 0.19 \times \frac{5.53}{0.025} = 42.0 \text{ Hz}$$

E5.3 计算紊流抖振主频率

$T = S = 0.032\text{m}$, $l = S \cdot \sin 60^\circ = 0.0277\text{m}$, 由公式 (E2) 知进、出处的紊流抖振主频率为:

$$f_{t1} = \frac{7.79 \times 0.025}{0.0277 \times 0.032} \left[3.05 \left(1 - \frac{0.025}{0.032} \right)^2 + 0.28 \right] = 93.6 \text{ Hz}$$

折流板间的紊流抖振主频率为:

$$f_{t2} = \frac{5.53 \times 0.025}{0.0277 \times 0.032} \left[3.05 \left(1 - \frac{0.025}{0.032} \right)^2 + 0.28 \right] = 66.4 \text{ Hz}$$

E5.4 计算声频

乙烯的定压比热与定容比热的比值 $\gamma = 1.25$ 。

取乙烯的压缩系数 $Z = 1$ 。

声速为:

$$c = 1000 \sqrt{Z\gamma \frac{p_s}{\rho_o}} = 1000 \sqrt{1 \times 1.25 \times \frac{0.8829}{9.64}} = 338.4\text{m/s}$$

声频为:

$$f_s = \frac{nc}{2D} = \frac{1 \times 338.4}{2 \times 1} = 169.2 \text{ Hz}$$

E5.5 换热管的固有频率

由图 E.9 知换热管刚性较差的部位在折流板的缺口处, 故:

跨数: $n=5$

折流板缺口区跨距: $l=1.4\text{m}$

管板与相邻折流板间的距离: $l_1=0.495\text{m}, l_2=1.195\text{m}$,

换热管材料的弹性模量: $E=2.03 \times 10^5 \text{MPa}$;

由附录 J(提示的附录)查得换热管空管质量: $m_i=1.39 \text{kg/m}$

管内流体质量: $m_i=\pi d_i^2 \rho_i/4=3.14 \times 0.02^2 \times 1000/4=0.314 \text{kg/m}$

由图 E5 查得附加惯性系数 $C_M=1.57$

管外流体虚拟质量: $m_o=\pi d_o^2 \rho_o C_M/4$

$$=3.14 \times 0.025^2 \times 9.64 \times 1.57/4=0.0076 \text{kg/m}$$

单位管长质量: $m=m_i+m_i+m_o=1.71 \text{kg/m}$

利用公式(E8)至公式(E11)给出的关系式编制计算机程序进行电算,可以确定换热管一、二阶固有频率。其值为:

$$f_1=34.36 \text{ Hz}$$

$$f_2=46.09 \text{ Hz}$$

也可利用 E2.4.3 节的方法估算换热管一阶固有频率。

因 $K_2=l_2/l=1.195/1.4=0.854>K_1, n=5$,

查图 E12, 知 $\lambda_1=11.4$

根据公式(E12)得:

$$f'_1=35.3 \times 11.4 \sqrt{\frac{2.03 \times 10^5 (0.025^4 - 0.02^4)}{1.71 \times 1.4^4}}=34.0 \text{ Hz}$$

电算与估算法得出的结果相差仅为 1.05%。

E5.6 临界横流速度

排列角为 30° , 节径比为 1.28 的管束, 其 K_c 值与 b 值可根据表 E1 确定。假设换热管的对数衰减率 $\delta=0.03$, 故:

$$\delta_s=m\delta/\rho_o d_o^2=1.71 \times 0.03/(9.64 \times 0.025^2)=8.51$$

$$\text{则: } K_c=6.53\left(\frac{S}{d_o}-0.9\right)=6.53(1.28-0.9)=2.48$$

$$b=0.5$$

$$V_{c1}=K_c f_1 d_o \delta_s^b=2.48 \times 34.36 \times 0.025 \times 8.51^{0.5}=6.21 \text{m/s}$$

$$V_{c2}=K_c f_2 d_o \delta_s^b=2.48 \times 46.09 \times 0.025 \times 8.51^{0.5}=8.34 \text{m/s}$$

E5.7 结论

(1) 由于

$$f_{v1}/f_s=59.2/169.2=0.34<0.8$$

$$f_{v2}/f_s=42.0/169.2=0.24<0.8$$

$$f_{t1}/f_s=93.6/169.2=0.55<0.8$$

$$f_{t2}/f_s=66.4/169.2=0.39<0.8$$

故不会发生声振动。

(2) 由于

$$V_1=7.79 \text{m/s} > V_{c1}$$

$$V_2=5.53 \text{m/s} < V_{c1}$$

故在壳程流体进、出口处将因流体弹性不稳定而使管束产生振动。

(3) 由于

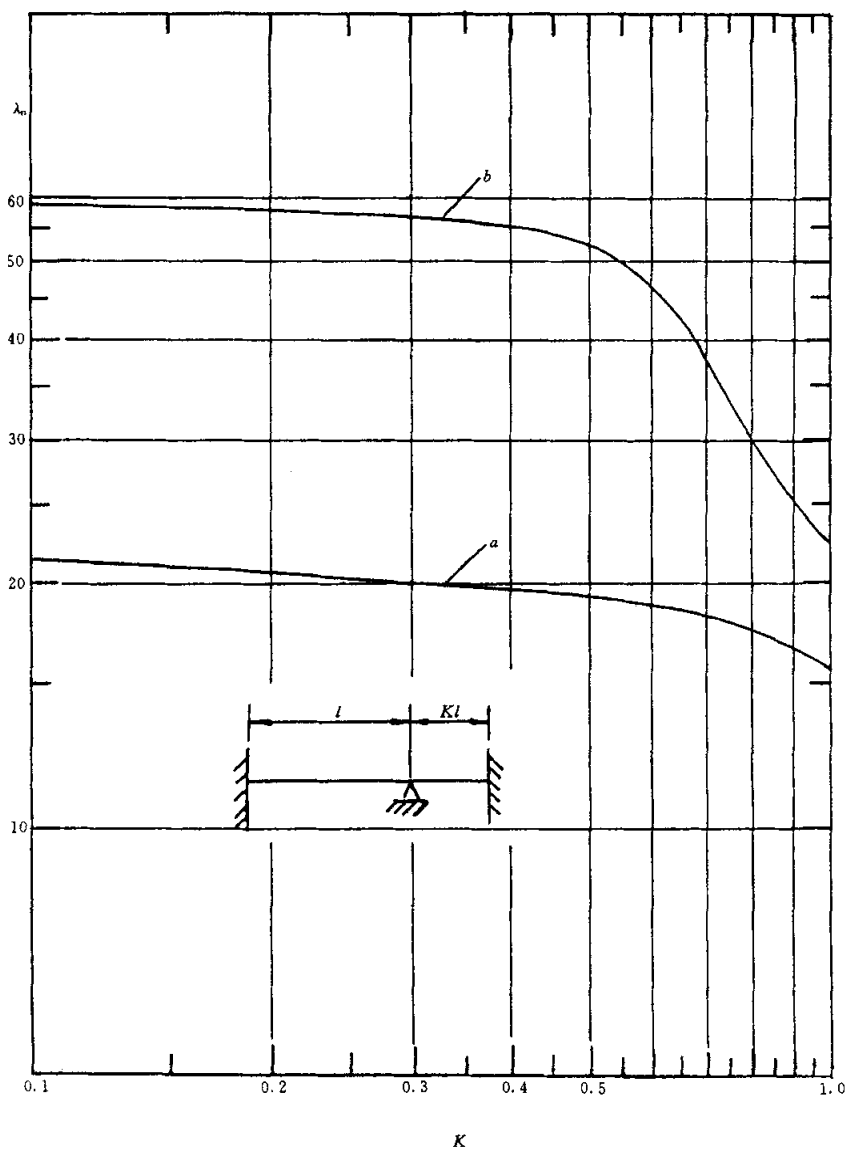
$$f_{v1}/f_1 = 59.2/34.36 = 1.72 > 0.5$$

$$f_{v2}/f_1 = 42.0/34.36 = 1.22 > 0.5$$

$$f_{t1}/f_1 = 93.6/34.36 = 2.72 > 0.5$$

$$f_{t2}/f_1 = 66.4/34.36 = 1.93 > 0.5$$

故在壳程流体进、出口处及折流板缺口区,可能因卡门旋涡或紊流抖振使管束产生振动。



a —一阶振型; b —二阶振型

图 E11 两端固定的二跨管频率常数图

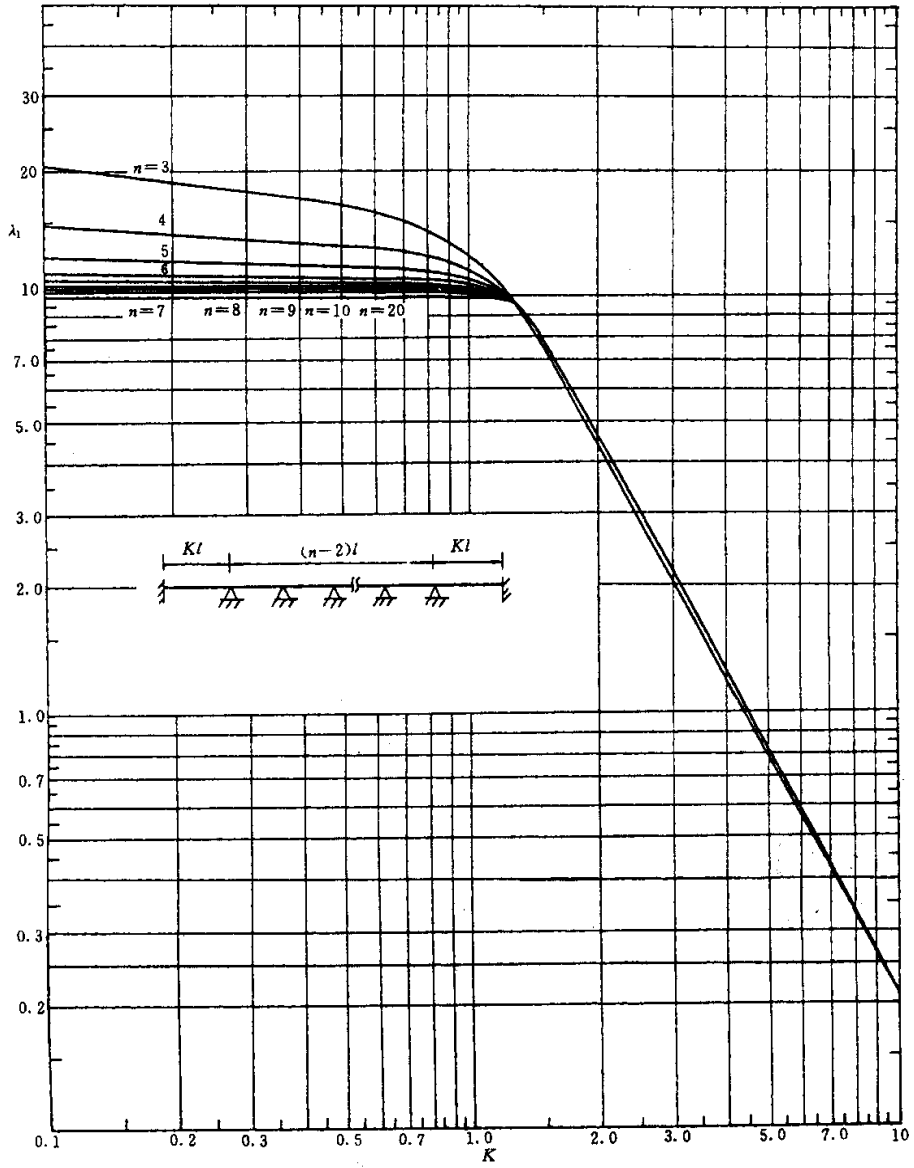


图 E12 多跨管频率常数图(两端固定、一阶)

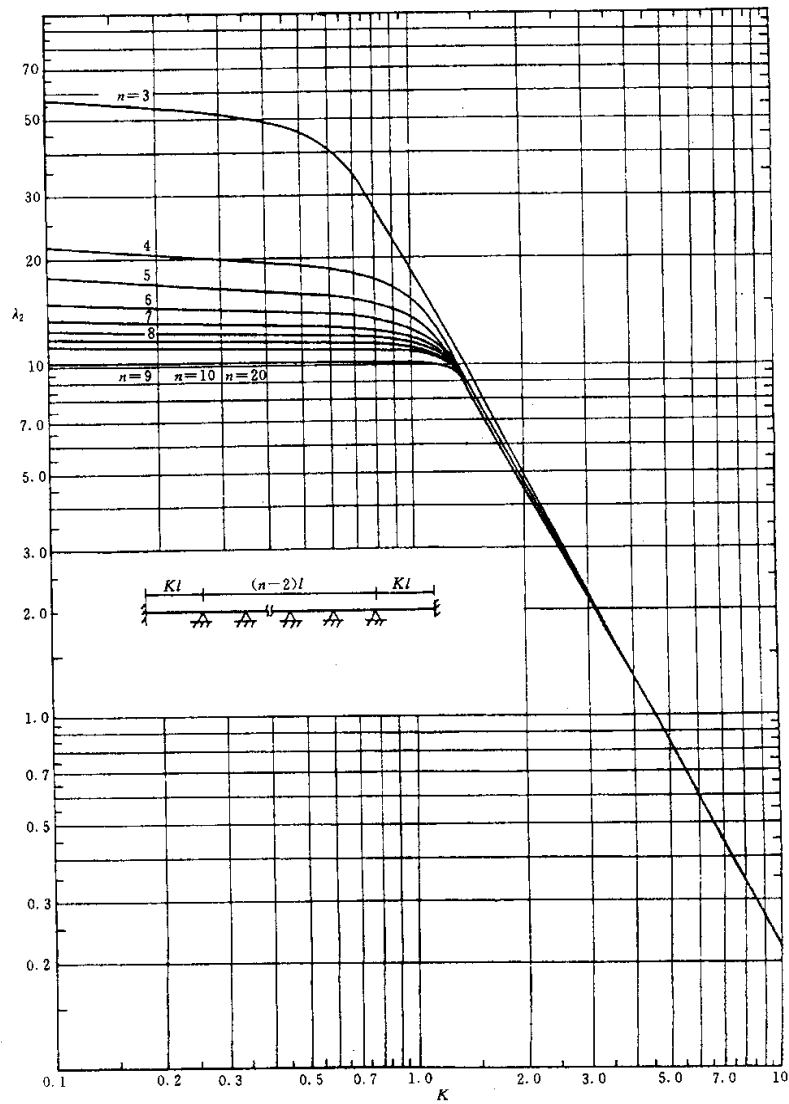


图 E13 多跨管频率常数图(两端固定、二阶)

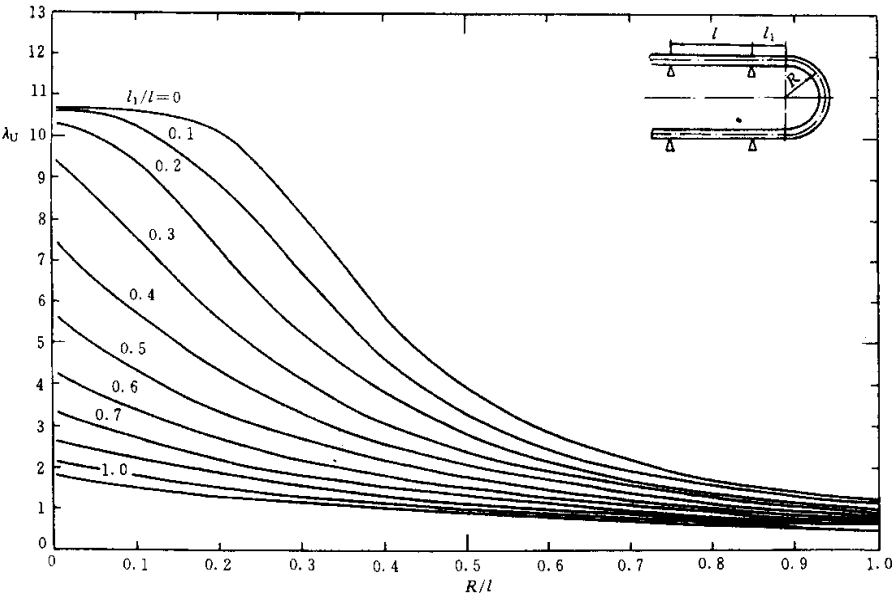


图 E14 对称支承时 U 形管的频率常数图

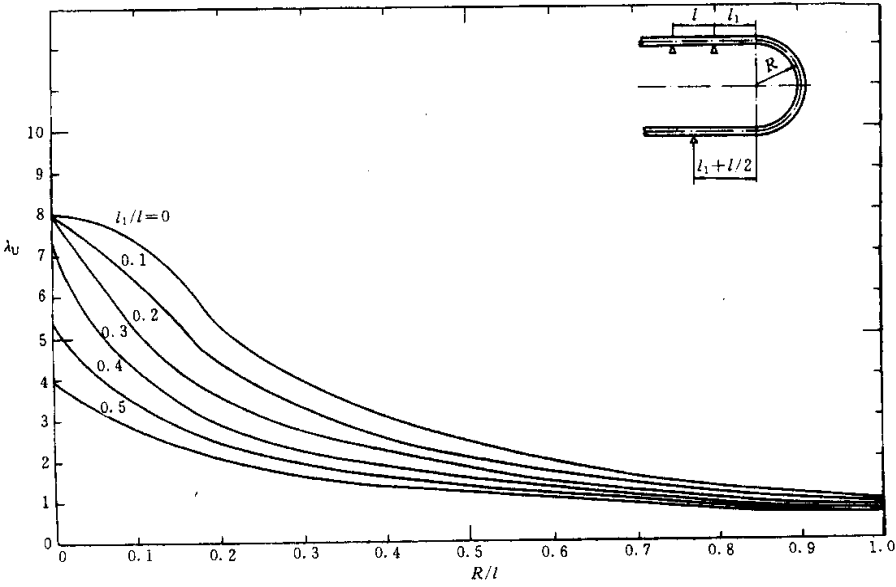


图 E15 非对称支承时 U 形管的频率常数图

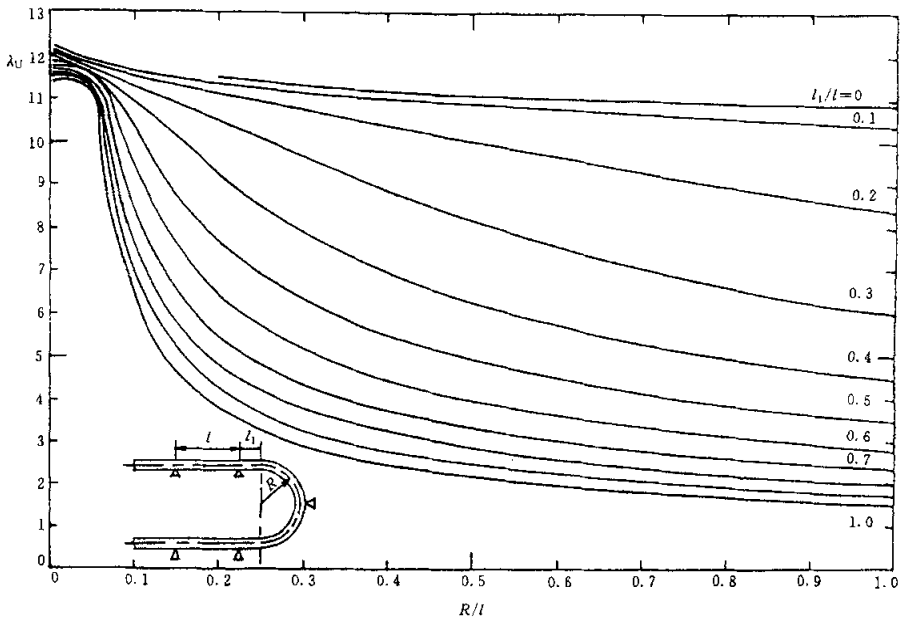


图 E16 对称支承时 U 形管的频率常数图(平面外振动、一阶)

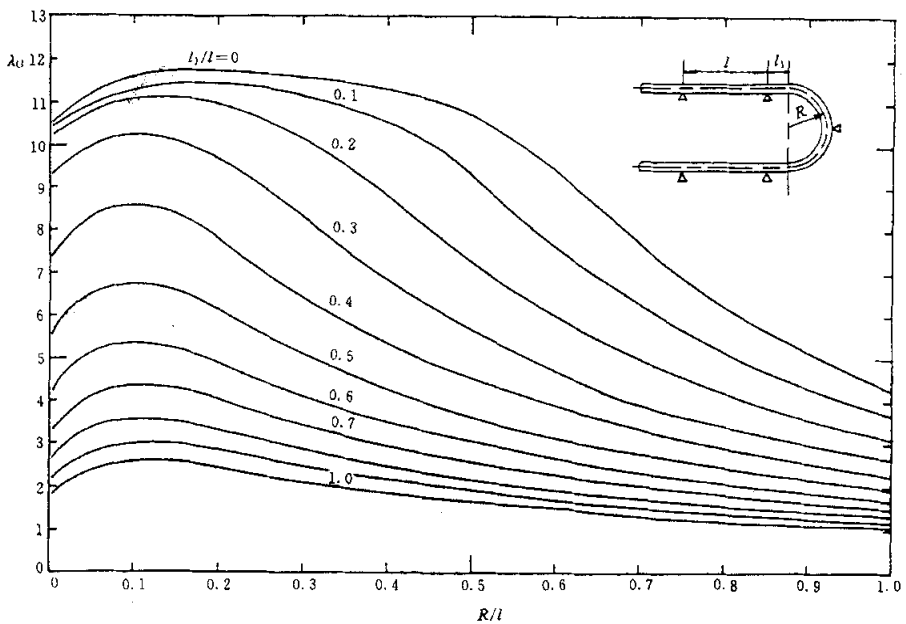


图 E17 对称支承时 U 形管的频率常数图(平面内振动、一阶)

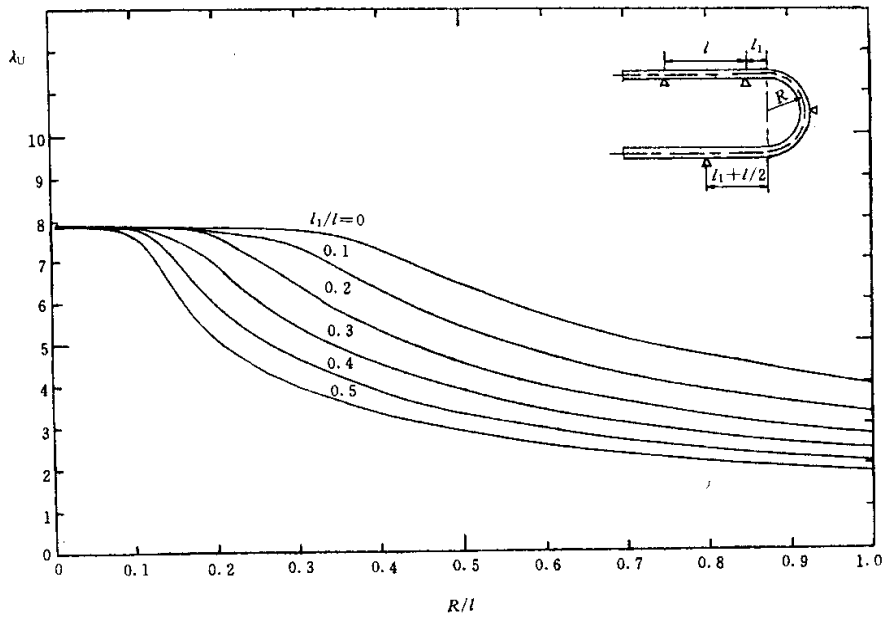


图 E18 非对称支承时 U 形管的频率常数图(平面外振动、一阶)

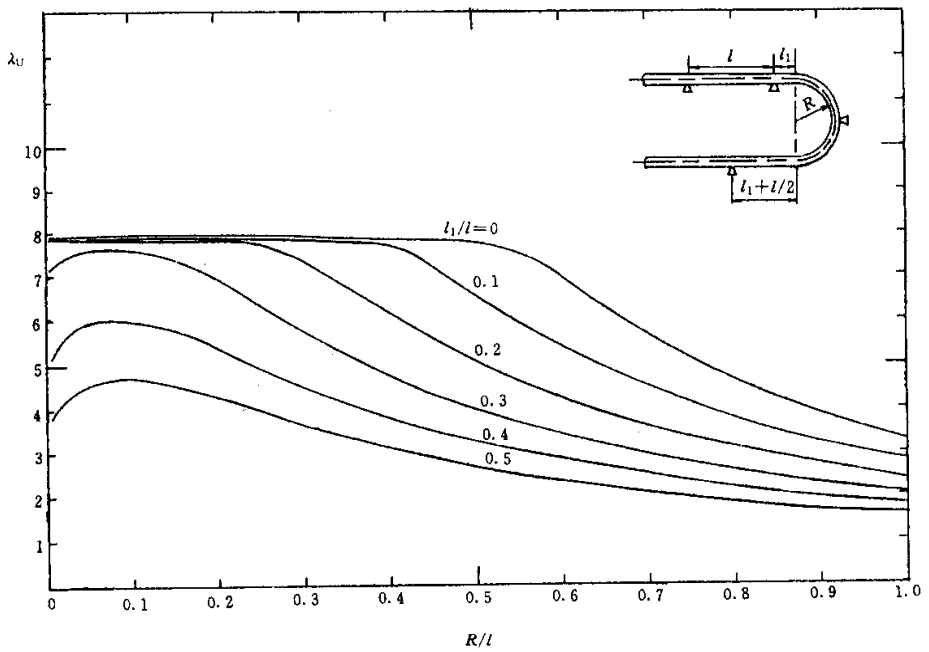


图 E19 非对称支承时 U 形管的频率常数图(平面内振动、一阶)

附 录 F
(提示的附录)
壁 温 计 算

F1 符号

- K ——以换热管外表面积为基准计算的总传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;
 q ——热强度, W/m^2 ;
 r_d ——污垢热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$;
 T_m, t_m ——分别为热、冷流体的平均温度, $^\circ C$;
 T_i, T_o ——分别为热流体的进、出口温度, $^\circ C$;
 t_i, t_o ——分别为冷流体的进、出口温度, $^\circ C$;
 t_t ——管壁温度, $^\circ C$;
 t_s ——壳壁温度, $^\circ C$;
 Δt_M ——流体的有效平均温差, $^\circ C$;
 α ——以换热管外表面积为基准计算的给热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。
 下标: h——热流体侧;
 c——冷流体侧。

F2 壁温计算

F2.1 换热管壁温 t_t 的计算

热流体侧的壁温按公式(F1)计算:

$$t_{th} = T_m - K \left(\frac{1}{\alpha_h} + r_{dh} \right) \Delta t_M = T_m - q \left(\frac{1}{\alpha_h} + r_{dh} \right) \dots\dots\dots (F1)$$

冷流体侧的壁温按公式(F2)计算:

$$t_{tc} = t_m + K \left(\frac{1}{\alpha_c} + r_{dc} \right) \Delta t_M = t_m + q \left(\frac{1}{\alpha_c} + r_{dc} \right) \dots\dots\dots (F2)$$

一般情况下取:

$$t_t = \frac{1}{2} (t_{th} + t_{tc}) \dots\dots\dots (F3)$$

当管壁热阻很小(此时 $t_{th} = t_{tc}$)且管壁很薄(此时 $q_h = q_c$)时,可按公式(F4)计算:

$$t_t = t_{th} = t_{tc} = \frac{T_m \left(\frac{1}{\alpha_c} + r_{dc} \right) + t_m \left(\frac{1}{\alpha_h} + r_{dh} \right)}{\frac{1}{\alpha_c} + r_{dc} + \frac{1}{\alpha_h} + r_{dh}} \dots\dots\dots (F4)$$

作为估算,可取

$$t_t = \frac{T_m \alpha_h + t_m \alpha_c}{\alpha_h + \alpha_c} \dots\dots\dots (F5)$$

F2.2 圆筒壁温 t_w 的计算

圆筒壁温的计算方法与 F2.1 条管壁温度计算方法相同。

当圆筒外部有良好的保温,或壳程流体温度接近环境温度,或传热条件使得圆筒壁温接近介质温度时,壳体壁温取壳程流体的平均温度。

F3 流体的平均温度

T_m 应按公式(F6)或公式(F8)计算; t_m 按公式(F7)或公式(F9)计算。

液体的平均温度(过渡流及湍流阶段):

$$T_m = 0.4T_i + 0.6T_o \dots\dots\dots (F6)$$

$$t_m = 0.4t_o + 0.6t_i \dots\dots\dots (F7)$$

液体(层流阶段)和气体的平均温度:

$$T_m = \frac{1}{2}(T_i + T_o) \dots\dots\dots (F8)$$

$$t_m = \frac{1}{2}(t_i + t_o) \dots\dots\dots (F9)$$

F4 有效平均温差 Δt_M 的计算

本条适用于传热系数 K 值固定不变时 Δt_M 的计算。

F4.1 并流和逆流换热器

在纯并流和纯逆流换热器中,或一侧为等温时,流体温度变化情况如图 F1 所示。

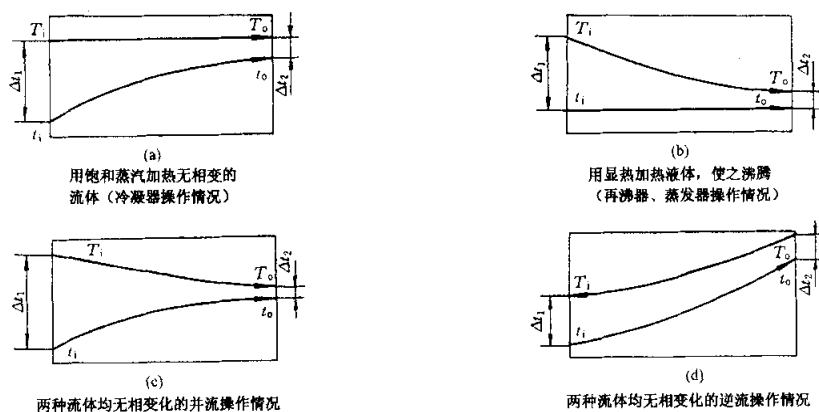


图 F1

有效平均温差可用对数平均温差 $\Delta t_{\log}$ 表示:

$$\Delta t_M = \Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \dots\dots\dots (F10)$$

式中: Δt_1 ——换热器大温差端的流体温差, °C;

Δt_2 ——换热器小温差端的流体温差, °C。

F4.2 多程换热器

在两种流体均无相变化时, 有效平均温差按公式(F11)计算:

$$\Delta t_M = \varphi \Delta t_{\log} \quad \text{..... (F11)}$$

式中: φ ——温度校正系数, 根据 ρ 和 R 两个参数由图 F2 查得。

$$R = \frac{\text{热流体温降}}{\text{冷流体温升}} = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad \text{..... (F12)}$$

$$\rho = \frac{\text{冷流体温升}}{\text{两流体的最初温差}} = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad \text{..... (F13)}$$

当 φ 值小于 0.8 时, 换热器的经济效益是不合理的, 此时应当增加管程数或壳程数, 或者用几台换热器串联, 必要时亦可调整温度条件。

当参数 R 值超过图中所示的范围或 φ 的读数不易确定时, 可用 $\frac{1}{R}$ 代替 R , 以 ρR 代替 ρ , 从图 F2 中相应图线查得 φ 值。

F5 热强度 q 的计算

F5.1 传热系数 K 值固定不变时

$$q = K \Delta t_M \quad \text{..... (F14)}$$

F5.2 传热系数 K 变化时

本条计算方法适用于传热系数在整个换热器内与温度成线性变化, 但不适用于冷却-冷凝器(过热蒸汽的冷凝, 多组分蒸汽的冷凝以及含有大量不凝气的蒸气冷却过程)的计算。

a) 对于逆流换热器

$$q = [K \Delta t_M]_m = \frac{K_2 \Delta t_1 - K_1 \Delta t_2}{\ln \frac{K_2 \Delta t_1}{K_1 \Delta t_2}} \quad \text{..... (F15)}$$

b) 对于其他流向的换热器

$$q = [K \Delta t_M]_m = \varphi \frac{K_2 \Delta t_1 - K_1 \Delta t_2}{\ln \frac{K_2 \Delta t_1}{K_1 \Delta t_2}} \quad \text{..... (F16)}$$

公式(F15)和公式(F16)误差在 $\pm 10\%$ 范围以内。

式中: $[K \Delta t_M]_m$ ——整个换热器各段 $K \Delta t_M$ 的平均值;

φ ——系数,由图 F2 查得;

K_1 ——温差为 Δt_1 端的传热系数;

K_2 ——温差为 Δt_2 端的传热系数。

本条的情况也可近似地按 F5.1 的方法计算。

F6 总传热系数 K 和给热系数 α

流体的总传热系数 K 值和给热系数 α ,应在换热器的工艺计算时确定。

包括污垢在内的,以换热管外表面积为基准的总传热系数 K 按公式(F17)计算:

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{\alpha_o} + r_{do} \right) \frac{1}{\eta} + r_w + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + r_{di} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) \dots\dots\dots (F17)$$

式中: K ——总传热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

α_o ——管外流体给热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

α_i ——管内流体给热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

r_{do} ——管外污垢热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$;

r_{di} ——管内污垢热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$;

r_w ——用管外表面表示的管壁热阻,如有延伸表面,也包括在内, $m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。

光管热阻:

$$r_w = \frac{d}{2\lambda_w} \ln \left(\frac{d}{d-2\delta_w} \right)$$

翅片管(螺纹管)热阻:

$$r_w = \frac{\delta_w}{\lambda_w} \cdot \left[\frac{d+2N_f H_f (d+H_f)}{(d-\delta_w)} \right]$$

式中: d ——光管外径或螺纹管根部直径, m ;

H_f ——齿高, m ;

δ_w ——光管壁厚或螺纹管齿根壁厚, m ;

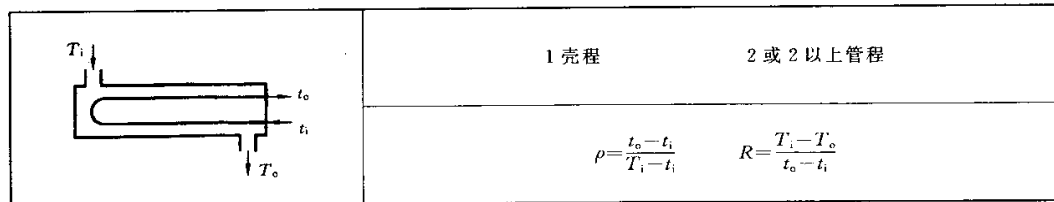
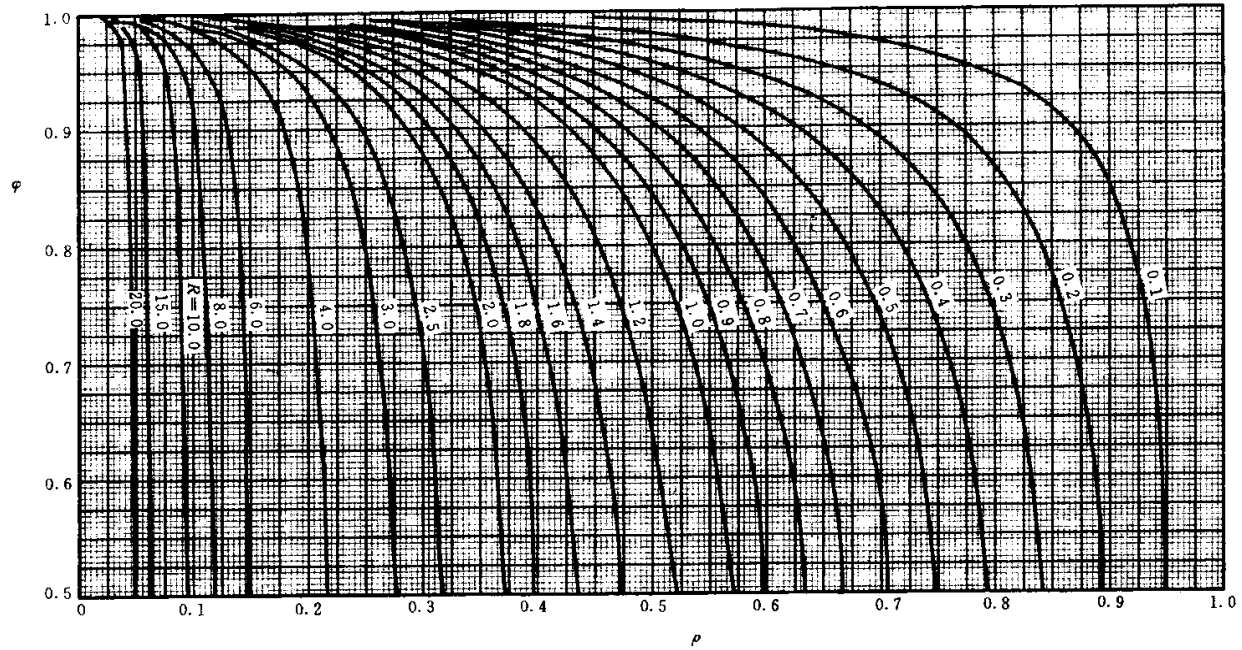
λ_w ——换热管材料导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

N_f ——螺纹管每米齿数, m^{-1} ;

r_w ——管壁热阻(外表面积), $m^2 \cdot ^\circ C/W$;

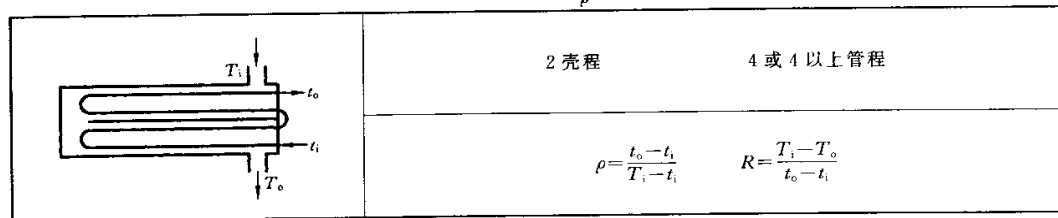
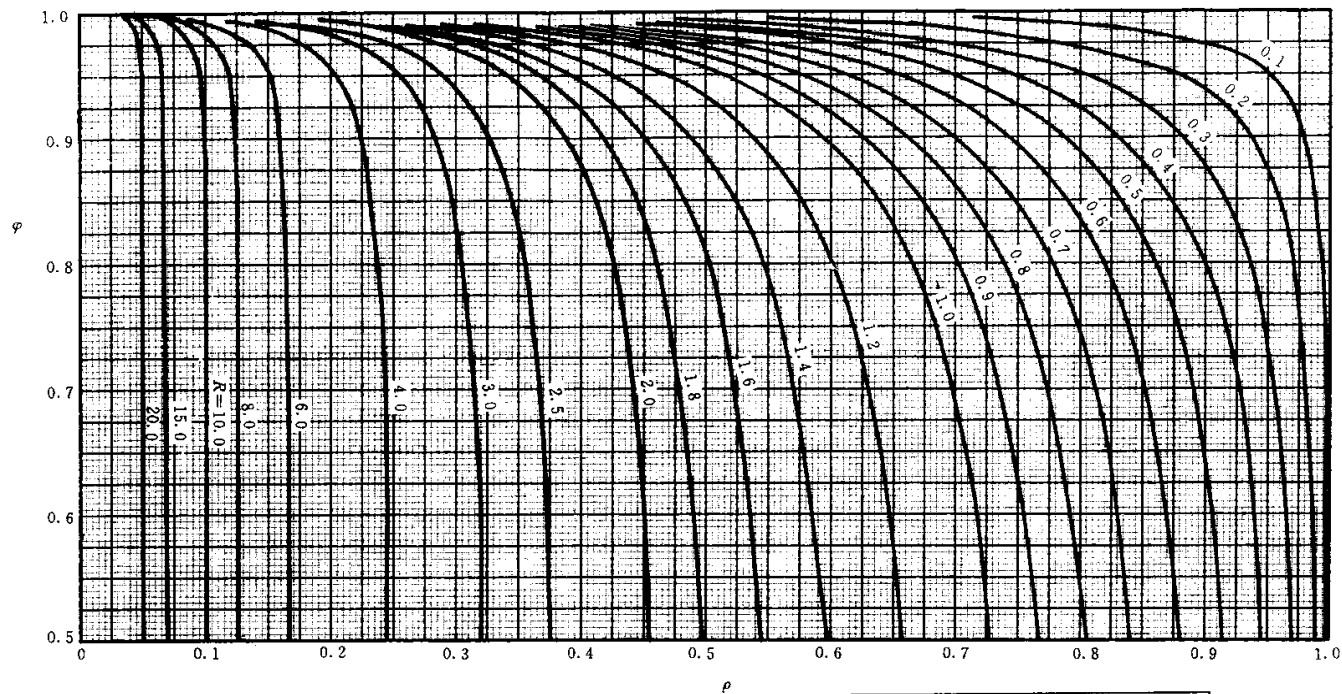
$\frac{A_o}{A_i}$ ——换热管外表面积与内表面积之比;

η ——翅化比(螺纹管外表面积/光管外表面积),采用光管时 $\eta=1$ 。



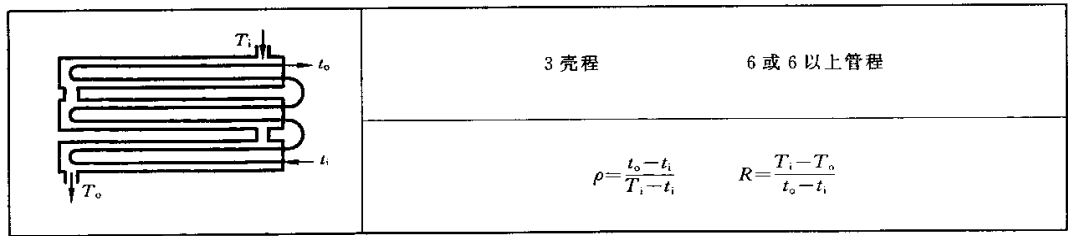
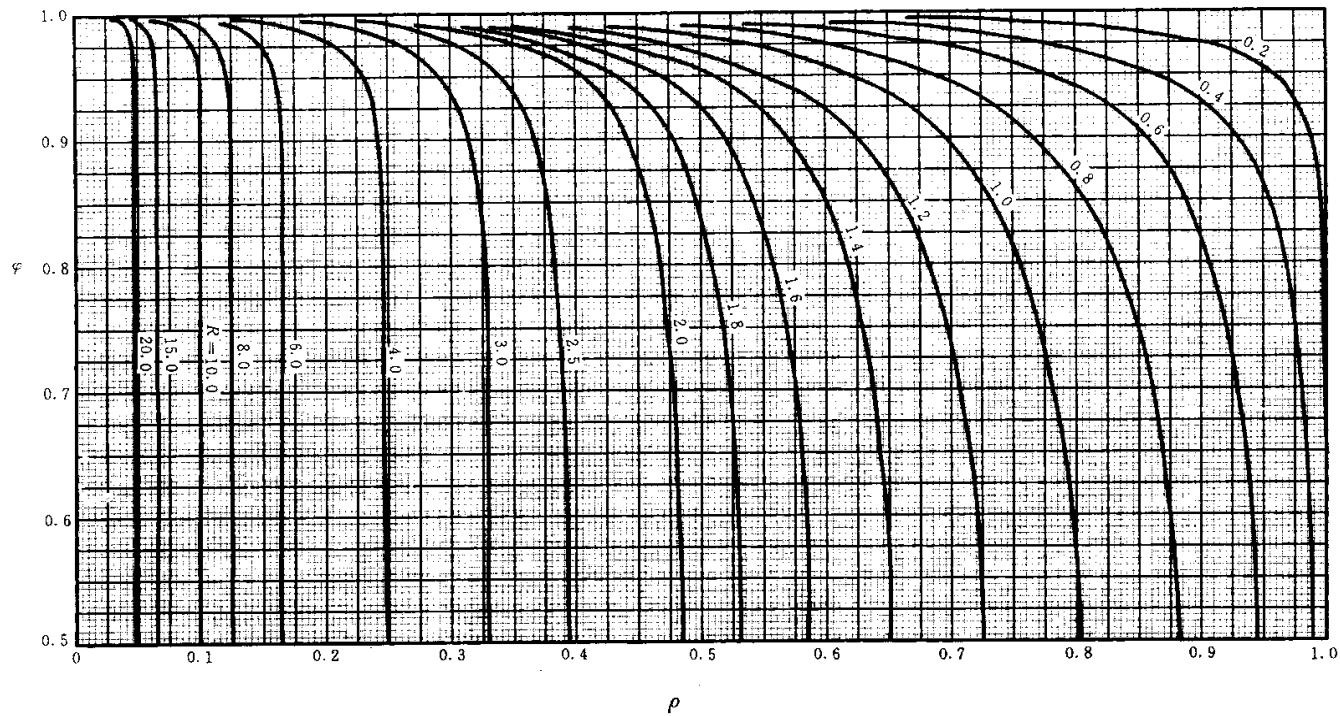
(a)

图 F2

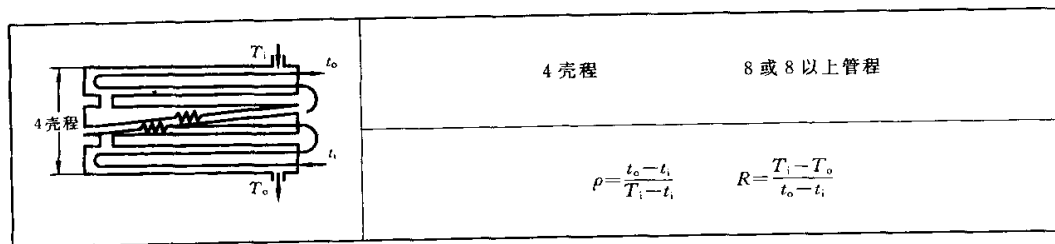
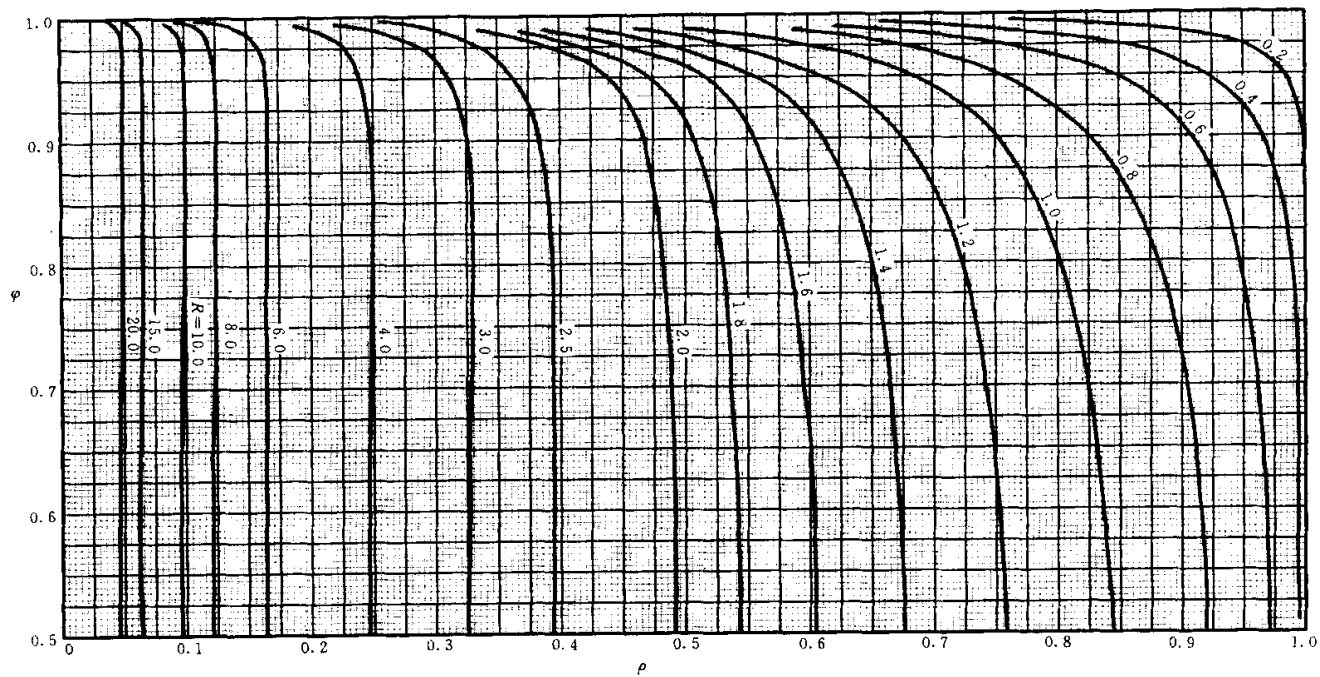


(b)

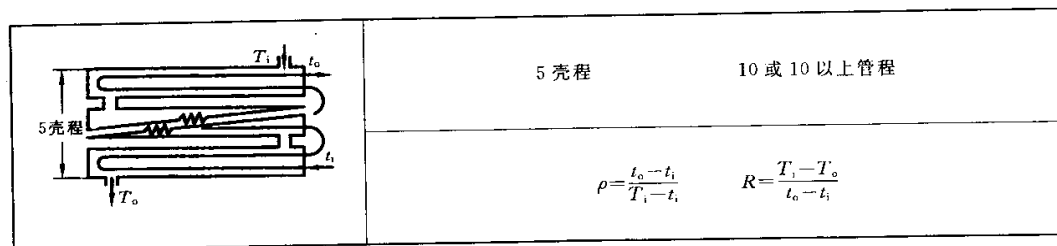
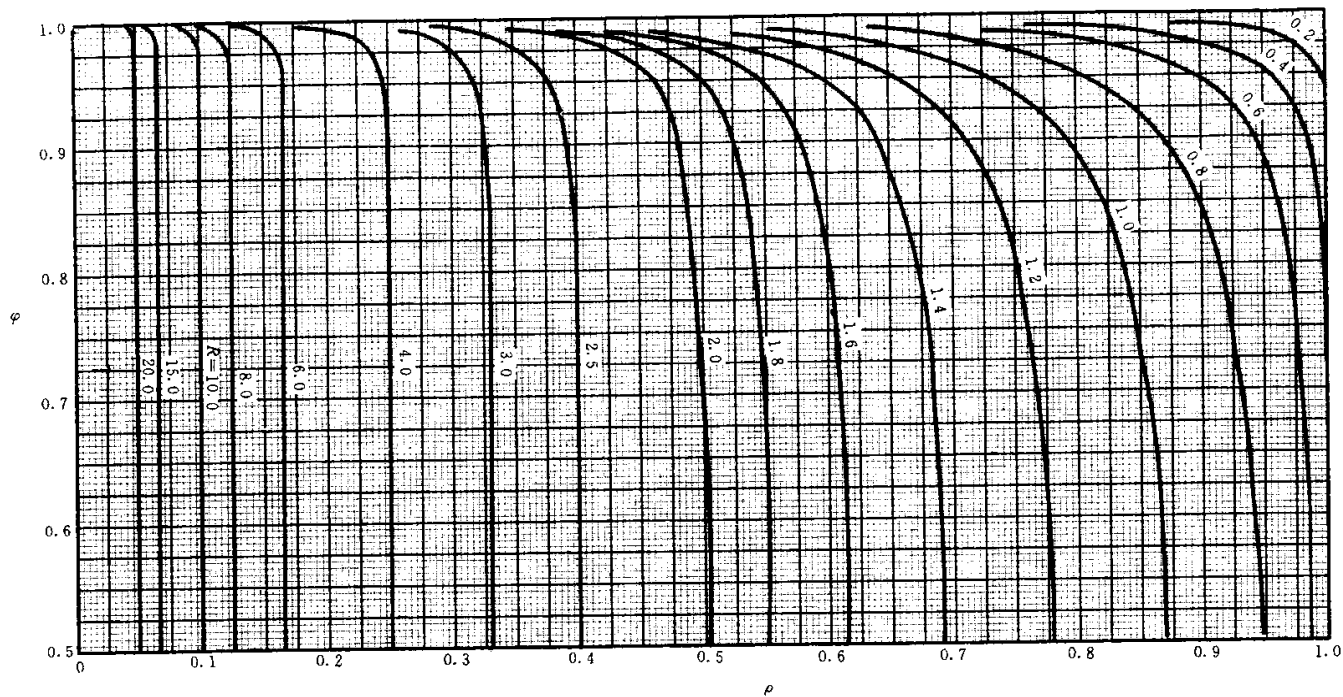
图 F2(续)



(c)
图 F2(续)

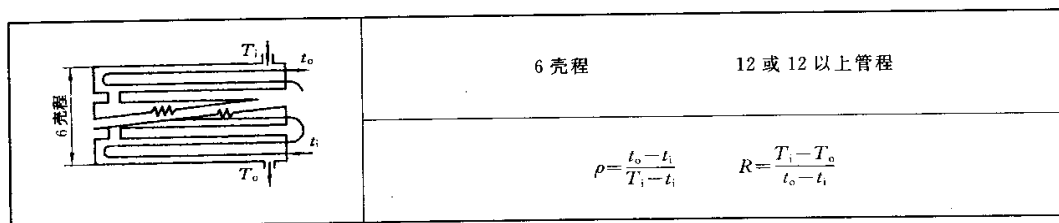
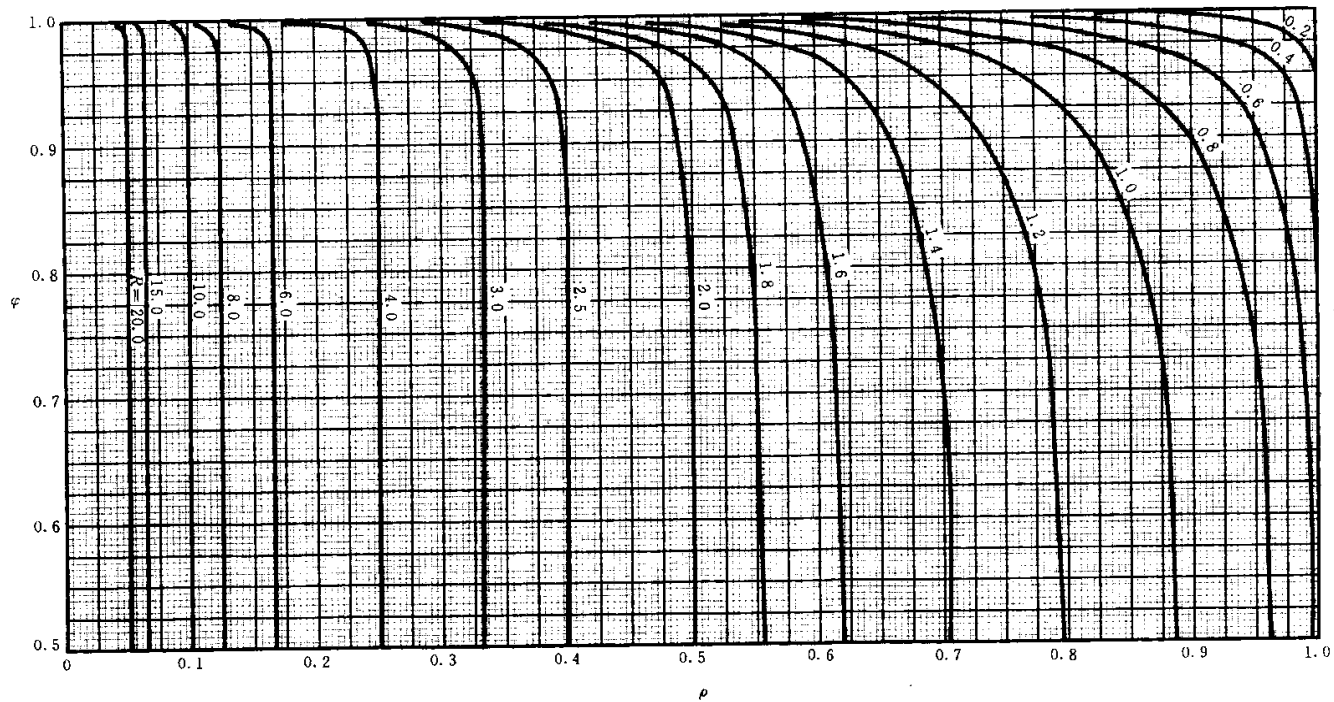


(d)
图 F2(续)



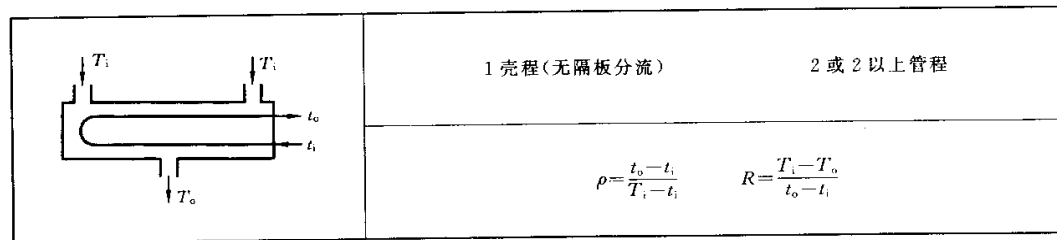
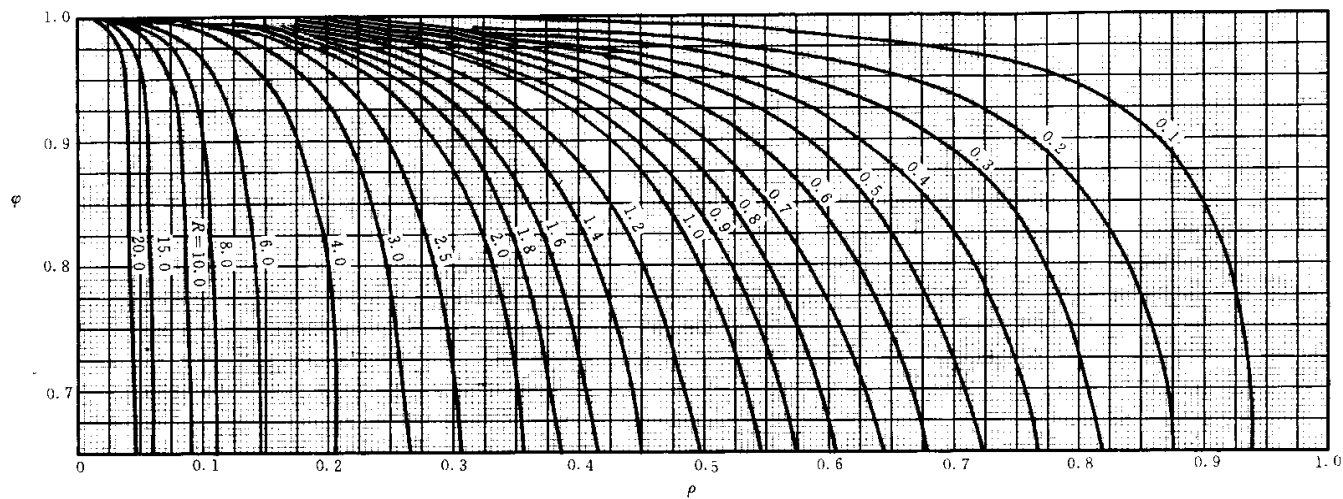
(e)

图 F2(续)



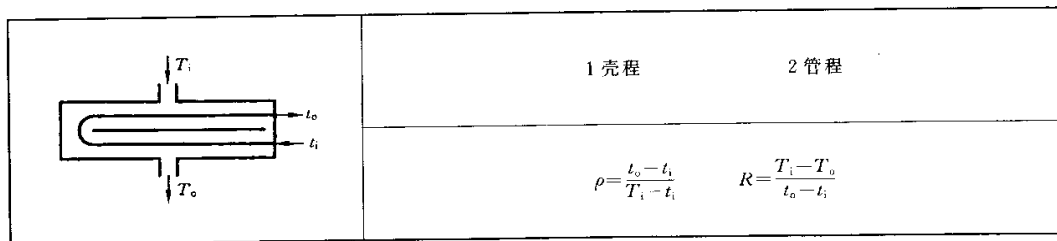
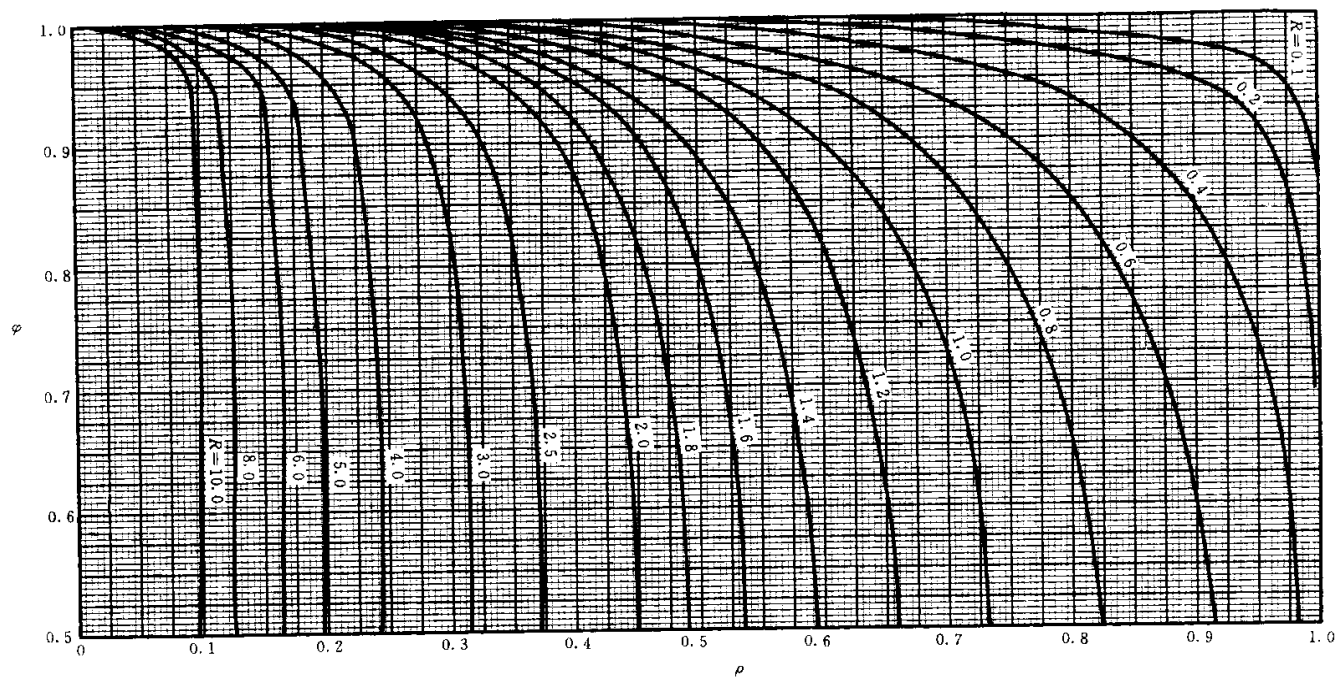
(f)

图 F2(续)



(g)

图 F2(续)



(h)

图 F2(完)

F7 污垢热阻 r_d

在缺少具体数据时,可选用以下推荐数据。

F7.1 水的污垢热阻见表 F1。

表 F1 $10^{-5} \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$

加热介质温度		$\leq 115^\circ\text{C}$		$116^\circ\text{C} \sim 205^\circ\text{C}$	
水的温度		$\leq 52^\circ\text{C}$		$> 52^\circ\text{C}$	
水的种类		水 速, m/s		水 速, m/s	
		≤ 1	> 1	≤ 1	> 1
海 水		8.8	8.8	17.6	17.6
微咸水		35.2	17.6	52.8	35.2
冷却塔和人 工喷淋池	处理过的补给水	17.6	17.6	35.2	35.2
	未处理的补给水	52.8	52.8	88.0	70.4
自来水、地下水、湖水		17.6	17.6	35.2	35.2
河 水	最小值	35.2	17.6	52.8	35.2
	平均值	52.8	35.2	70.4	52.8
泥 水		52.8	35.2	70.4	52.8
硬水 ($> 257\text{ppm}$)		52.8	52.8	88.0	88.0
发动机夹套水		17.6	17.6	17.6	17.6
蒸馏水		8.8	8.8	8.8	8.8
处理过的锅炉给水		17.6	8.8	17.6	17.6
锅炉排污水		35.2	35.2	35.2	35.2
注: 加热介质温度超过 205°C , 且冷介质会结垢时, 表中数值应作相应修改。					

F7.2 工业流体的污垢热阻 ($10^{-5} \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)

- a) 油类:
- | | |
|--------|------|
| 燃料油 | 88.0 |
| 淬火油 | 70.4 |
| 变压器油 | 17.6 |
| 发动机润滑油 | 17.6 |
- b) 气体和蒸气:
- | | |
|--------------------------------------|-------|
| 工厂废气(高炉燃烧气) | 176.1 |
| 发动机排气 | 176.1 |
| 水蒸气(不带油) | 8.8 |
| 废水蒸气(带油) | 17.6 |
| 制冷剂蒸气(带油) | 35.2 |
| 工业用有机载热体蒸气 | 17.6 |
| 压缩空气 | 35.2 |
| 干燥气体(如 H_2 、 N_2) | 8.8 |
| 潮湿空气 | 26.4 |

常压空气	8.8~17.6
c) 液体:	
制冷剂液体	17.6
液压流体	17.6
工业用有机载热体液体	17.6
传热用的熔融盐	8.8
F7.3 化工过程流体的污垢热阻($10^{-5}\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)	
a) 气体和蒸气:	
酸性气体	17.6
溶剂蒸气	17.6
稳定塔顶馏出物蒸气	17.6
乙烯	35.2
HCl 气	52.8
含饱和水蒸气的氢	35.2
氯化碳氢化合物蒸气	17.6
乙醇蒸气	0
带触媒的气体	52.8
可聚合蒸气(含有缓蚀剂)	52.8
b) 液体:	
一乙醇胺和二乙醇胺溶液	35.2
二甘醇和三甘醇溶液	35.2
稳定塔侧线塔底物料	17.6
苛性碱溶液	35.2
植物油	52.8
盐酸	0
乙醇	17.6
轻有机化合物	17.6
氯化碳氢化合物	17.6~35.2
一般稀无机物溶液	88.0
F7.4 天然气-汽油加工流体的污垢热阻($10^{-5}\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)	
a) 气体和蒸气:	
天然气	17.6
塔顶蒸气	17.6
b) 液体:	
贫油	35.2
富油	17.6
天然汽油和液化石油气	17.6
F7.5 石油炼制过程液体的污垢热阻($10^{-5}\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)	
a) 常、减压装置中的气体和蒸气:	
常压精馏塔塔顶蒸气	17.6
轻质石脑油蒸气	17.6
减压精馏塔塔顶蒸气	35.2
b) 常、减压装置中的液体:	

汽油	17.6
石脑油和轻馏分	17.6
重质柴油	52.8
重质燃料油	88.0
煤油	17.6
轻质柴油	35.2
沥青和残渣油	176.1
原油	(见表 F2)

表 F2

$10^{-5} \text{m}^2 \cdot \text{C/W}$

介 质	温 度, °C	流 速, m/s		
		<0.6	0.6~1.2	>1.2
脱水原油	0~92	52.8	35.2	35.2
含盐原油		52.8	35.2	35.2
脱水原油	93~148	52.8	35.2	35.2
含盐原油		88.0	70.4	70.4
脱水原油	149~259	70.4	52.8	35.2
含盐原油		105.7	88.0	70.4
脱水原油	>260	88.0	70.4	52.8
含盐原油		123.3	105.7	88.0

c) 裂化和焦化装置中的流体:

塔顶蒸气	35.2
轻质循环油	35.2
重质循环油	52.8
轻质焦化瓦斯油	52.8
重质焦化瓦斯油	70.4
塔底油浆(最小流速 1.4m/s)	52.8
轻质液态产品	35.2

d) 催化重整和加氢脱硫装置中的流体:

重整炉进料	35.2
重整炉出料	17.6
加氢脱硫进料和出料	35.2
塔顶蒸气	17.6
50°以上 API 的液态产品	17.6
30~50°API 的液态产品	35.2

e) 轻馏份加工物料:

塔顶蒸气及气体	17.6
液态产品	17.6
吸收油	35.2

微酸烷基化物料	35.2
再沸器物料	52.8
f) 润滑油加工物料:	
进料	35.2
混合溶剂进料	35.2
溶剂	17.6
提取物	52.8
提余液	17.6
沥青	88.0
蜡膏	52.8
精制润滑油	17.6

F8 金属导热系数 λ

见表 F3。

表 F3 W/(m·℃)

材 料 \ 温度,℃	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
碳素钢	51.8	50.2	48.6	47.1	45.5	44.0	42.5	40.9	—	—	—	—	—	—
碳钼($\frac{1}{2}\%$)钢	50.0	48.5	46.8	45.3	43.8	43.4	42.4	40.9	—	—	—	—	—	—
铬钼钢														
1%Cr, $\frac{1}{2}\%$ Mo	46.8	46.8	45.1	44.3	42.1	41.6	40.7	38.4	36.4	—	—	—	—	—
2 $\frac{1}{4}\%$ Cr,1%Mo	43.2	41.6	40.0	39.9	38.6	38.1	37.2	36.4	35.9	34.7	—	—	—	—
5%Cr, $\frac{1}{2}\%$ Mo	36.4	36.4	36.4	33.3	34.7	34.7	34.7	34.0	32.9	32.9	—	—	—	—
12%Cr	24.5	26.1	26.1	26.1	27.2	27.2	27.7	27.7	28.2	29.4	29.4	31.2	—	—
奥氏体不锈钢														
18%Cr,8%Ni	16.3	17.0	17.3	18.8	19.1	20.2	20.8	21.6	22.6	23.0	24.3	24.3	25.8	26.1

F9 有色金属的导热系数 λ

分别见表 F4、表 F5 和表 F6、表 F7。

表 F4 铝和铝合金导热系数 W/(m·℃)

牌 号	1070A、1060、1050A、1200、8A06	5A02	5A03、5A05	3A21
导热系数	281	166	151	232
注：表中为 20~100℃ 的值。				

表 F5 纯铜导热系数 W/(m·℃)

牌 号	温 度 ℃						
	-256	-160	-79	0	20	100	150
T2、T3	~5024	450	400	391	390	380	374

表 F6 铜合金导热系数 W/(m·℃)

牌 号	HSn70-1	HA177-2	H68A	BFe30-1-1	BFe10-1-1
导热系数	91.3	100.4	117.2	35	36
注：表中为 0~100℃ 的值。					

表 F7 钛和钛合金导热系数 W/(m·℃)

牌 号	温 度 ℃				
	常 温	100	200	300	350
工业纯钛	16.3			16.7	17.2
TA1					
TA2					

附 录 G

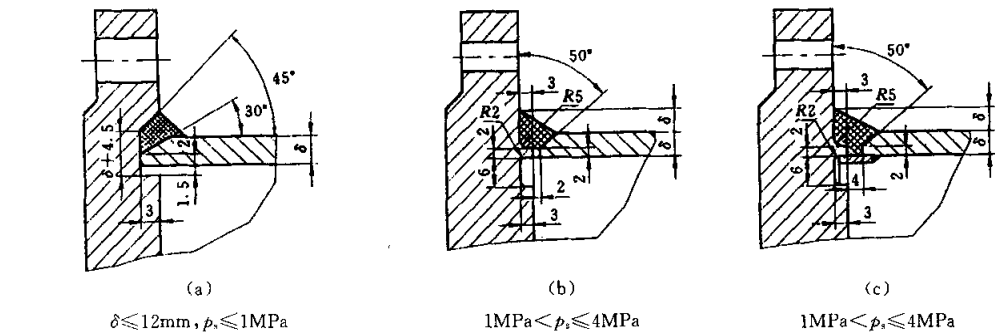
(提示的附录)

管板与圆筒、管箱的连接

G1 管板与圆筒、管箱圆筒的连接

G1.1 延长部分兼作法兰的管板

图 H1 为常用的兼作法兰的管板与圆筒的连接结构,根据具体情况也可选用其他的连接型式。



不宜用于易燃、易爆、易挥发及有毒介质的场合

图 G1

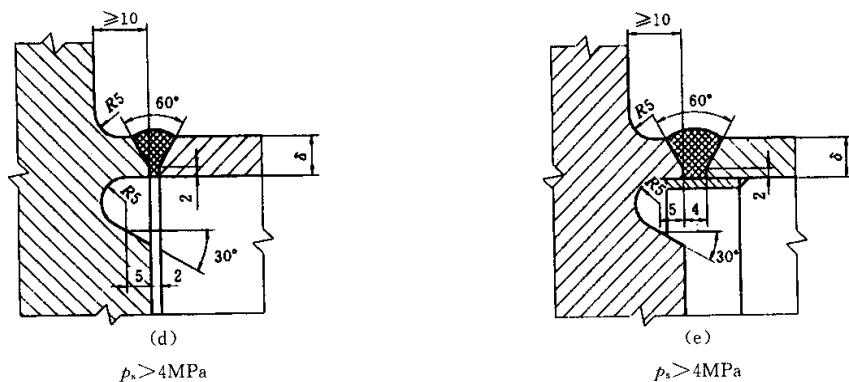


图 G1(完)

G1.2 不带法兰的管板

图 G2 为常用的不带法兰的管板与圆筒的连接结构。

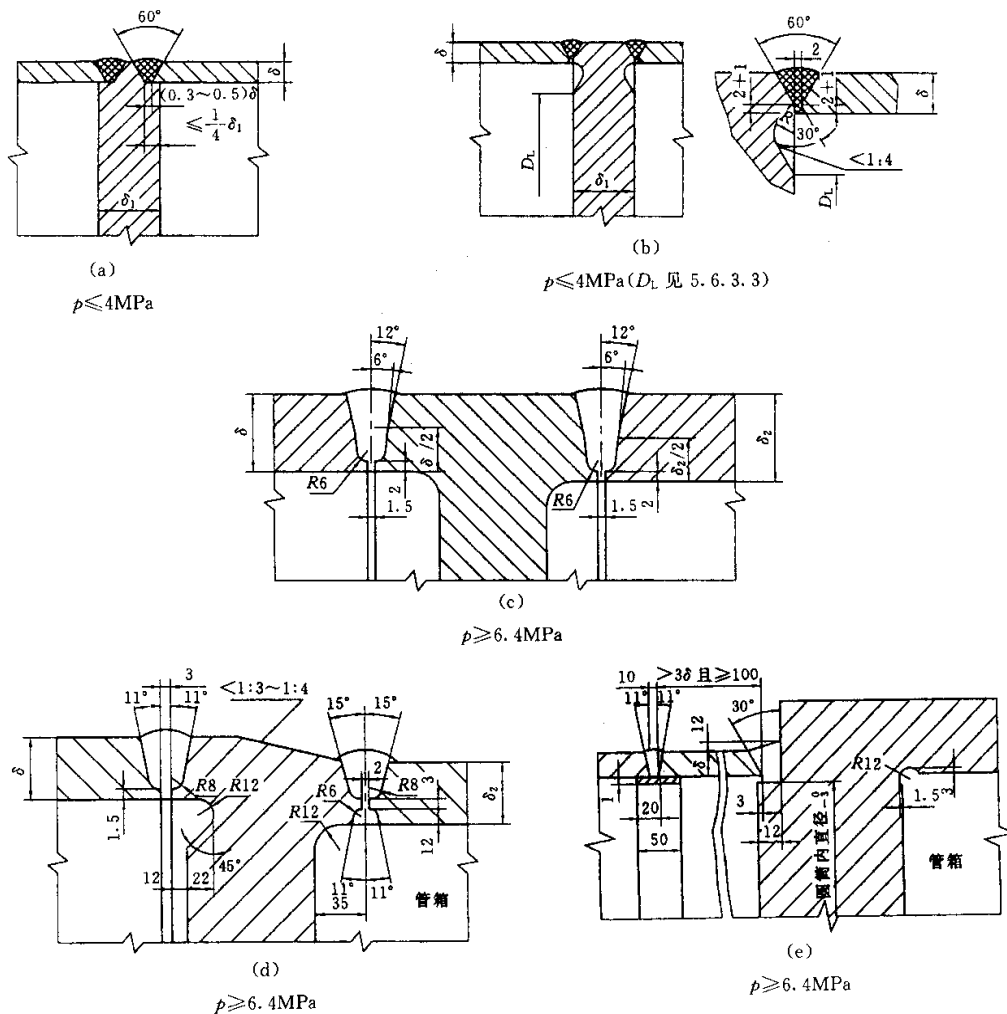
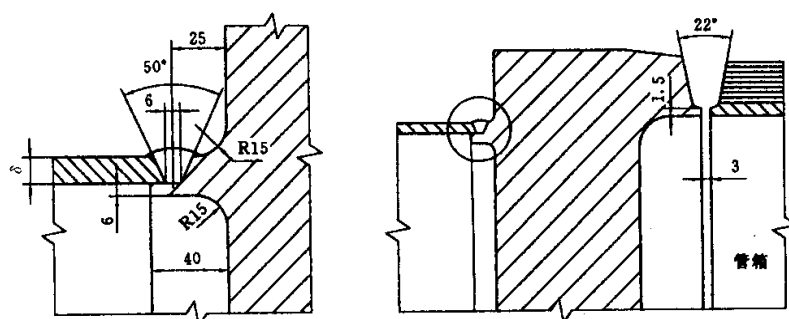


图 G2



(f)

$p_s < 4\text{MPa}$ $p_t \geq 6.4\text{MPa}$

图 G2(完)

G2 管箱与壳体的连接密封形式

G2.1 固定管板式换热器管板的连接密封形式见图 G3。

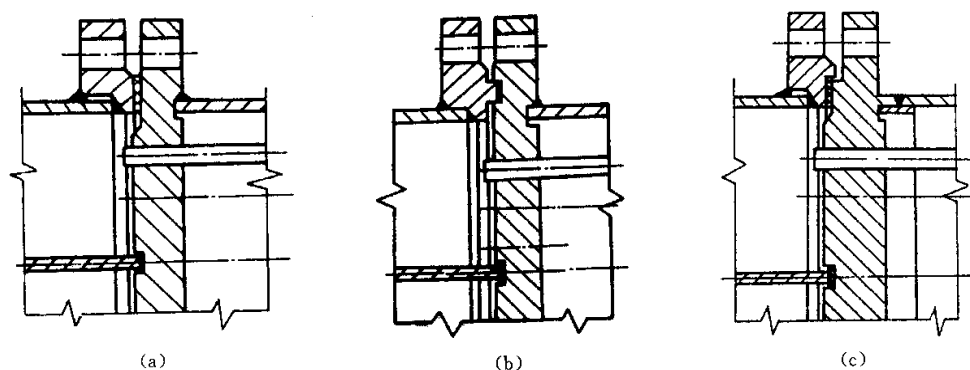


图 G3

G2.2 浮头式、填料函式、U 形管式换热器和釜式重沸器管板的连接密封形式见图 G4。

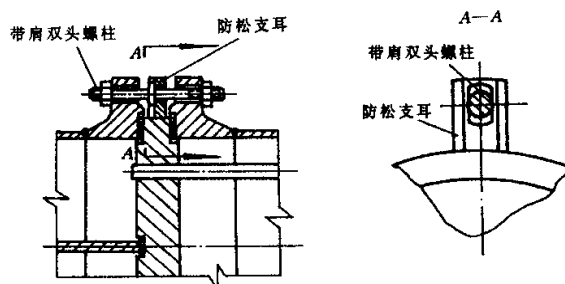


图 G4

公称直径小于或等于 800mm 时,设两个防松支耳;公称直径大于 800mm 时,设四个防松支耳。防松支耳应均匀对称布置。

附 录 H
(提示的附录)
垫 片

换热器垫片一般可按表 H1 选用。

表 H1

介 质	法兰公称压力 MPa	介质温度 ℃	法兰密封 面型式	垫片名称	垫片材料或牌号
烃类化合物(烷烃、芳香 烃、环烷烃、烯烃)、氢气 和有机溶剂(甲醇、乙醇、 苯、酚、糠醛、氨)	≤1.6	≤200	平面 凹凸面 榫槽面	耐油橡胶石棉板垫片	耐油橡胶石棉板
		201~300		缠绕式垫片	金属带、石棉
	2.5	≤200		耐油橡胶石棉板垫片	耐油橡胶石棉板
	4.0、6.4	≤200		缠绕式垫片	金属带、石棉
	2.5、4.0、6.4	201~450		金属包橡胶石棉垫片	镀锌、镀锡薄铁皮、橡胶石棉板、 0Cr18Ni9
	2.5、4.0、6.4	451~600		缠绕式垫片	1Cr18Ni9Ti 金属带、柔性石墨
	≤35.0	≤200	平面	平垫	铝
		≤450	凹凸面	金属齿形垫片	10
		451~550			1Cr13、1Cr18Ni9
		≤450	梯形槽	椭圆形垫片或八角形 垫片	10
		451~550			1Cr13、1Cr18Ni9
		≤200	锥面	透镜垫	20
		≤475			10MoWVNb
水、盐、空气、煤气、蒸气、 液碱、惰性气体	1.5	≤200	平面 凹凸面	橡胶石棉垫片	XB-200 橡胶石棉板
	4.0	≤350			XB-350 橡胶石棉板
	6.4	≤450			XB-450 橡胶石棉板
	4.0、6.4	≤450	凹凸面	缠绕式垫片	金属带、石棉
				金属包橡胶石棉垫片	镀锌薄铁皮、0Cr18Ni9、橡胶石 棉板
	10.0	≤450	梯形槽	椭圆形垫片或八角形 垫片	10
注 1 苯对耐油橡胶石棉垫片中的丁腈橡胶有溶解作用,故 $PN \leq 2.5 \text{ MPa}$ 。 2 温度小于或等于 200℃ 的苯介质也应选用缠绕式垫片。 3 浮头等内部连接用的垫片,不宜用非金属软垫片。 4 易燃、易爆、有毒、渗透性强的介质,宜选用缠绕式垫片或金属包橡胶石棉板。					

附录 J
(提示的附录)
换热管特性表

J1 换热管几何特性见表 J1。

表 J1

换热管 外径 d_o mm	换热管 壁 厚 δ mm	每米管长 外表面积 m^2/m	每米管长 内表面积 m^2/m	惯性矩 $I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$ cm^4	截面系列 $W = \frac{\pi(d_o^3 - d_i^3)}{32d_o}$ cm^3	回转半径 $i = \frac{1}{4} \sqrt{d_o^2 + d_i^2}$ cm	金属横截面积 $F = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$ cm^2	换热管内径 横截面积 $f = \frac{\pi}{4} d_i^2$ cm^2
10	1.5	0.031 4	0.022 0	0.037 3	0.074 6	0.305 2	0.400 6	0.384 8
14	2	0.044 0	0.031 4	0.139 5	0.199 3	0.430 1	0.754 0	0.785 4
19	2	0.059 7	0.047 1	0.391 2	0.411 8	0.605 2	1.068 1	1.767 1
25	2	0.078 5	0.066 0	0.962 8	0.770 3	0.816 2	1.445 1	3.463 6
	2.5		0.062 8	1.132 1	0.905 7	0.800 4	1.767 1	3.141 6
32	2	0.1005	0.088 0	2.130 0	1.331 2	1.063 0	1.885 0	6.157 5
	3		0.081 7	2.904 0	1.815 0	1.030 8	2.733 2	5. 309 3
38	2.5	0.119 4	0.103 7	4.414 0	2.323 2	1.258 2	2.788 2	8.553 0
	3		0.100 5	5.088 2	2.678 0	1.242 0	3.298 7	8.042 5
45	2.5	0.141 4	0.125 7	7.562 5	3.361 1	1.505 2	3.337 8	12.566 4
	3		0.122 5	8.772 8	3.899 0	1.488 7	3.958 4	11.945 9
57	2.5	0.179 1	0.163 4	15.925 8	5.588 0	1.928 9	4.280 4	21.237 2
	3.5		0.157 1	21.137 0	7.416 5	1.895 6	5.882 6	19.635 0
注: d_o ——换热管外径,mm; d_i ——换热管内径,mm。								

J2 换热管单位长度质量见表 J2。

表 J2 kg/m

换热管外径,mm		10	14	19	25		32		38		45		57	
换热管壁厚,mm		1.5	2	2	2	2.5	2	3	2.5	3	2.5	3	2.5	3
碳素钢、低合金钢		0.315	0.592	0.838	1.130	1.390	1.480	2.150	2.190	2.590	2.620	3.110	3.360	4.620
高合金钢		0.321	0.604	0.855	1.150	1.420	1.510	2.190	2.230	2.640	2.670	3.170	3.430	4.710
有色金属	铝	0.108	0.204	0.288	0.389	0.478	0.509	0.740	0.753	0.891	0.901	1.070	1.160	1.590
	铜	0.357	0.671	0.950	1.280	1.610	1.680	2.440	2.480	2.940	2.970	3.530	3.810	5.240
	钛	0.181	0.340	0.481	0.649	0.799	0.850	1.240	1.260	1.490	1.510	1.790	1.930	2.650
注: 本表分别按碳素钢、低合金钢 7.85×10^3 、高合金钢 7.92×10^3 、铝 2.70×10^3 、铜 8.90×10^3 、钛 4.51×10^3 的密度计算质量(密度单位 kg/m^3)。														

附录 K

(提示的附录)

壳体与管束间的入口或出口面积的计算

本附录给出了如图 K1~K6 的普通结构的壳体和管束间入口或出口面积的近似计算方法。

K1 壳体入口或出口面积 A_s

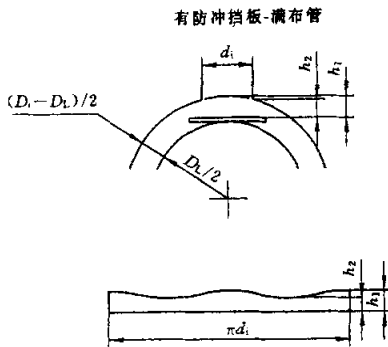


图 K1

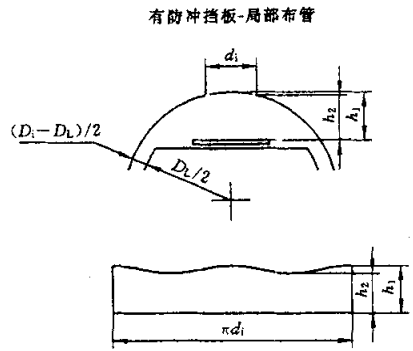


图 K2

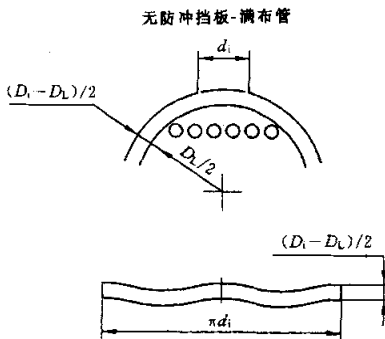


图 K3

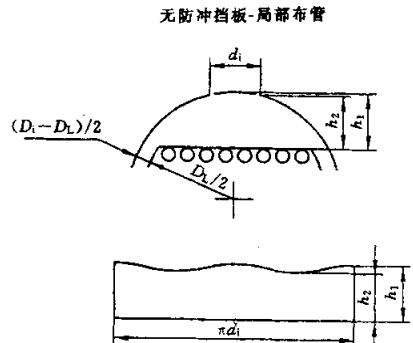


图 K4

图 K1~图 K4 所示壳体入口或出口的最小面积可按式(K1)进行近似计算

$$A_s = \pi d_i h + F_1 \left(\frac{\pi d_i}{4} \right) \frac{(S - d_o)}{F_2 S} \quad \text{..... (K1)}$$

式中: A_s ——壳体入口或出口的最小面积, mm^2 ;

d_i ——接管内径, mm ;

d_o ——接管外径, mm ;

h ——管束上方或防冲板上方自由高度的平均值, mm ;

对于图 K1、图 K2 及图 K4, $h = 0.5(h_1 + h_2)$, mm ;

h_1 ——最大自由高度(在接管中心线处),mm;

h_2 ——最小自由高度(在接管边缘处),mm;

$$h_2 = h_1 - 0.5 \left[D_i - \sqrt{D_i^2 - d_i^2} \right], \text{mm};$$

对于图 K3, $h = 0.5(D_i - D_L)$, mm;

D_i ——壳体内径,mm;

D_L ——布管限定圆直径,mm;

F_1 ——系数

有防冲挡板时, $F_1 = 0$

无防冲挡板时, $F_1 = 1$

S ——管间距(即表 12 换热管中心距),mm;

F_2 ——管子排列形式和流体流动方向的相对位置系数;

$F_2 = 1.0$ 用于  和 

$F_2 = 0.866$ 用于 

$F_2 = 0.707$ 用于 

K2 管束的入口或出口面积 A_i

图 K5、图 K6 所示管束入口或出口的最小面积,可按式(K2)近似计算。

$$A_i = B_s(D_i - D_L) + (B_s K - A_p) \frac{(S - d_o)}{F_2 S} + A_L \quad \text{..... (K2)}$$

式中: A_i ——管束入口或出口的最小面积,mm²;

B_s ——入口或出口处折流板间距,mm;

K ——横过管束的有效弦长,mm;

对图 K5、图 K6 $K = d_i$

A_p ——防冲挡板的面积,mm²;

$A_p = 0$ 用于无防冲挡板时,mm²;

$A_p = \frac{\pi L_p^2}{4}$ 用于圆形防冲挡板,mm²;

$A_p = L_p^2$ 用于正方形防冲挡板,mm²;

L_p ——防冲挡板直径或边长,mm;

A_L ——无限制的纵向流动面积,mm²;

$A_L = 0$ 用于折流板切口垂直于接管中心线,mm²;

$A_L = 0.5ab$ 用于折流板切口平行于接管中心线(如图 K5),mm²;

$A_L = 0.5(D_i - D_L)c$ 用于折流板切口平行于接管中心线(如图 K6),mm²;

a 、 b 见图 K5,mm;

c 见图 K6,mm;

局部布管—有或无防冲挡板

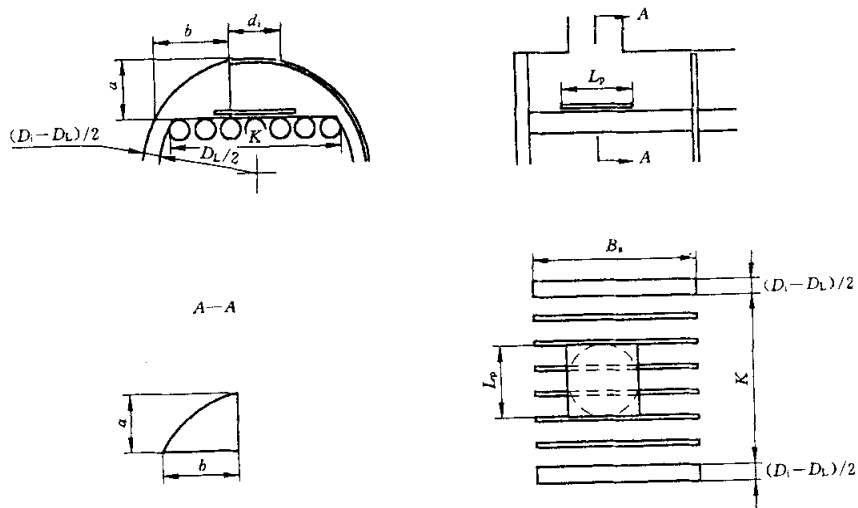


图 K5

满布管—无防冲挡板

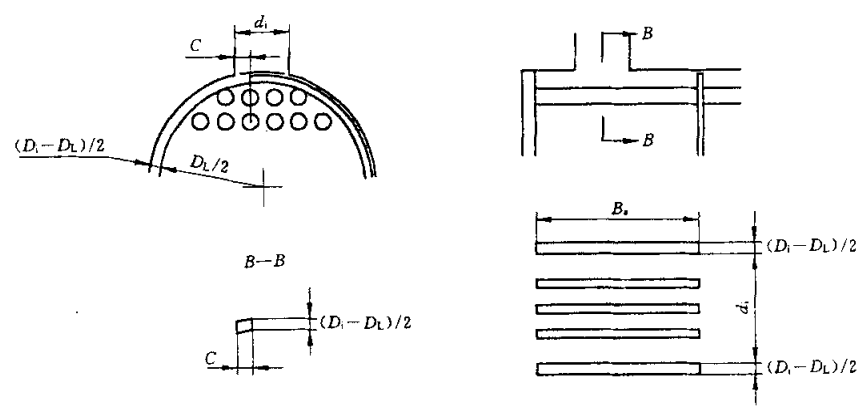


图 K6

GB 151—1999《管壳式换热器》第 1 号修改单

本修改单经中国国家标准化管理委员会于 2002 年 5 月 17 日以国标委工交函〔2002〕20 号文批准，自 2002 年 8 月 1 日起实施。

附录 D(标准的附录)有色金属设计数据中的表 D2、D3、D4、D5、D7 和 D8 修改为下列对应的表格。

表 D2

标准	牌号	厚度 mm	常温强度指标		钛板在下列设计温度(℃)下的许用应力											
			MPa		MPa											
			σ_b	$\sigma_{0.2}$	-269~20	40	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
GB/T 3621	TA0	≤10	280	170	93	93	81	75	69	62	55	48	43	38	35	31
	TA1,TA9		370	250	123	123	113	105	97	89	83	77	70	62	55	51
	TA2	≤25	440	320	147	147	132	121	111	100	92	83	76	69	65	60
	TA3	≤10	540	410	180	180	161	148	135	122	112	102	94	85	80	74
	TA10		485	345	162	162	151	144	135	126	117	108	106	104	102	100
注																
1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算。																
2 对表中 TA2 以外的牌号,国内主要厂家也能提供厚度在 10 mm 和 25 mm 之间的钛板,如满足表中规定的常温强度指标,则可采用表中的许用应力。																

表 D3

标准	牌号	常温强度指标		钛管在下列设计温度(℃)下的许用应力											
		MPa		MPa											
		σ_b	$\sigma_{0.2}$	-269~20	40	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
GB/T 3624	TA0	280	170	93	93	81	75	69	62	55	48	43	38	35	31
	TA1,TA9	370	250	123	123	113	105	97	89	83	77	70	62	55	51
GB/T 3625	TA2	440	320	147	147	132	121	111	100	92	83	76	69	65	60
	TA10	440	(320)	147	147	138	130	122	114	106	98	94	90	86	82
注															
1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算;															
2 焊接管的最大许用拉伸应力值应乘焊缝系数 0.85;															
3 括号()中的值为推荐值(表中的标准未列该值)。															

表 D4

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能		铝板在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值								
			MPa		MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{0.2} \geq$ MPa	-269~20	40	65	75	100	125	150	175	200
1A85	O	>4.5~20.0	—	—	10	10	10	10	9	8	7	6	5
	H112	>4.5~20.0	60	(20)	13	13	13	13	12	11	10	8	6

表 D4(续)

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能 MPa		铝板在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值 MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{p0.2} \geq$ MPa	-269~20	40	65	75	100	125	150	175	200
1060	O	0.8~10.0 (0.8~80.0)	55	15	10	10	10	10	9	8	7	6	5
	H112	>4.5~6.5	75	35	19	19	18	17	15	13	11	10	7
		>6.5~12.5	70	35	17	17	16	16	15	13	11	10	7
		>12.5~25.0	60	25	15	15	14	14	13	11	10	8	6
		>25.0~80.0	55	15	10	10	10	10	9	8	7	6	5
1050A	O	≤10.0(80.0)	60	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6
	H112	>4.5~6.5	85	45	21	21	20	20	18	16	13	12	8
		>6.5~12.5	80	45	20	20	19	19	17	15	12	11	8
		>12.5~25.0	70	35	17	17	16	16	15	13	11	10	7
		>25.0~80.0	65	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6
1200	O	0.8~10.0 (0.8~80.0)	75	25	16	16	15	14	14	12	10	8	6
	H112	>4.5~6.5	95	50	23	23	22	22	21	20	16	13	8
		>6.5~12.5	90	50	22	22	21	21	20	17	15	12	8
		>12.5~50.0	85	35	21	21	20	20	19	17	15	12	8
		>50.0~80.0	80	25	16	16	15	14	14	12	10	8	6
3003	O	≤10.0(80.0)	95	35	23	23	23	23	23	20	16	13	10
	H112	>4.5~12.5	115	70	28	28	28	28	27	22	17	13	10
		>12.5~50.0	105	40	26	26	26	26	25	21	16	13	10
		>50.0~80.0	100	40	25	25	25	25	24	21	16	13	10
3004	O	1.0~10.0	150	60	37	37	37	37	37	37	34	27	18
5052	O	0.5~10.0 (0.5~80.0)	170	65	42	42	42	42	42	42	38	29	19
	H112	>4.5~12.5	195	110	48	48	48	48	48	48	43	33	21
		>12.5~80.0	175	65	43	43	43	43	43	43	38	29	19
5A03	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	195	100	40	40	40	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~10.0	185	80	46	46	46	—	—	—	—	—	—
		>10.0~25.0	175	70	43	43	43	—	—	—	—	—	—
		>25.0~50.0	165	60	40	40	40	—	—	—	—	—	—
5A05	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	275	145	63	63	63	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~10.0	275	125	68	68	68	—	—	—	—	—	—
		>10.0~25.0	265	115	66	66	66	—	—	—	—	—	—
		>25.0~50.0	255	105	63	63	63	—	—	—	—	—	—

表 D4(续)

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能 MPa		铝板在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值 MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{pt.2} \geq$ MPa	-269~20	40	65	75	100	125	150	175	200
5083	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	275	125	67	67	67	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~40.0	275	125	68	68	68	—	—	—	—	—	—
		>40.0~50.0	270	115	67	67	67	—	—	—	—	—	—
5086	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	240	95	58	58	58	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~12.5	250	125	62	62	62	—	—	—	—	—	—
		>12.5~40.0	240	105	60	60	60	—	—	—	—	—	—
		>40.0~50.0	235	95	58	58	58	—	—	—	—	—	—
6A02	T4	0.5~4.5	195	(100)	48	48	48	48	48	48	40	32	25
		>4.5~10.0	175	(90)	43	43	43	43	43	43	39	32	25
	T4 焊	0.5~10.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
	T6	0.5~10.0	295	(230)	73	73	73	73	73	67	57	44	33
	T6 焊	0.5~10.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
注													
1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算；													
2 铝板拉伸试样取样按 GB/T 16865 的规定,不可热处理强化的铝板应纵向取样；													
3 加括号的 $\sigma_{pt.2}$ 值在 GB/T 3880—1997 中无规定,系本标准推荐值；只有满足推荐值要求,才能采用表中的许用应力值；													
4 对于牌号 6A02 而言,T4 或 T6 状态的板材焊接后,焊接接头的许用应力取 T4 焊或 T6 焊的值；对于表中其他牌号,不论母材状态如何,焊接接头的许用应力均取退火状态(O)的许用应力值；													
5 厚度栏中不加括号的值表示国内按 GB/T 3880—1997 的供货范围,加括号的值表示许用应力所对应的厚度范围。													

表 D5

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能 MPa		铝管在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值 MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{pt.2} \geq$ MPa	-269~20	40	65	75	100	125	150	175	200
1060	O	0.5~5.0	60	(15)	10	10	10	10	9	8	7	6	5
1050A	O	0.5~5.0	60	(20)	13	13	13	13	12	11	10	8	6
1200	O	0.5~5.0	75	(25)	16	16	15	14	14	12	10	8	6
3003	O	0.75~5.0	95	(35)	23	23	23	23	23	20	16	13	10
5052	O	0.5~5.0	170	70	42	42	42	42	42	42	38	29	19
5A03	O	0.5~5.0	175	80	43	43	43	—	—	—	—	—	—

表 D5(续)

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能 MPa		铝管在下列设计温度(℃)下的最大许用拉伸应力值 MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{pu,2} \geq$ MPa	-269~20	40	65	75	100	125	150	175	200
5A05	O	0.5~5.0	215	90	53	53	53	—	—	—	—	—	—
5083	O	0.5~5.0	270	110	67	67	67	—	—	—	—	—	—
6A02	T4	0.5~5.0	205	(100)	51	51	51	51	51	51	42	34	26
	T4 焊	0.5~5.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
6061	T4	0.75~1.20	205	100	51	51	51	51	51	51	48	44	33
		>1.20~5.0	205	110	51	51	51	51	51	51	41	32	25
	T4 焊	0.75~5.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
	T6	0.75~5.0	290	240	72	72	72	72	72	67	57	44	33
	T6 焊	0.75~5.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
	T6	0.75~5.0	230	195	57	57	57	56	54	49	37	24	16
6063	T6 焊	0.75~5.0	118	—	29	29	29	29	29	29	27	21	15
注													
1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算;													
2 加括号的 $\sigma_{pu,2}$ 值在 GB/T 3880—1997 中无规定,系本标准推荐值;只有满足推荐值要求,才能采用许用应力值;													
3 对于可热处理强化的铝管,如 6A02、6061、6063,母材在 T4 或 T6 状态下焊接后,焊接接头的许用应力取 T4 焊或 T6 焊的值。													

表 D7

牌 号	在下列温度(℃)和 20℃ 之间的平均线膨胀系数 $10^{-6} \text{ mm}/(\text{mm} \cdot ^\circ\text{C})$			
	100	200	300	350
TA0、TA1、TA2、TA3、TA9	8.20	8.60	9.10	9.18
TA10	8.31	8.87	9.02	9.03

表 D8

$10^{-6} \text{ mm}/(\text{mm} \cdot ^\circ\text{C})$

温度 ℃	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
平均线膨胀系数	22.03	22.34	22.71	23.07	23.32	23.60	23.81	24.02	24.23	24.43

附录 F(提示的附录)壁温计算中的表 F4 和表 F7 修改为下列对应的表格

表 F4 铝和铝合金热导率

W/(m·℃)

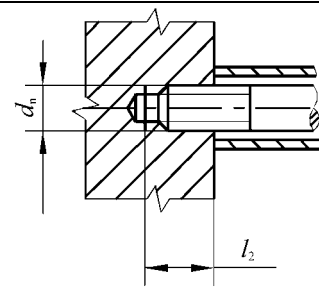
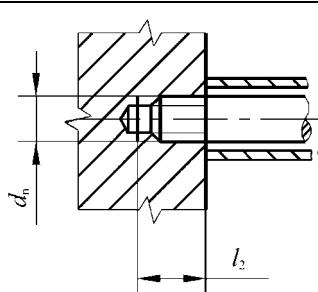
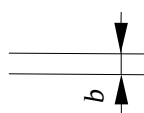
牌号	1A85、1060、1050A	1200	3003	3004	5052	5A03、5086、5154	5083	6061(T4)	6061(T6)	6063
λ	281	267	232	196	166	151	140	185	201	232~251
注:表中为 0~100℃ 的值。										

表 F7 钛和钛合金热导率

W/(m·℃)

牌号	TA0、TA1、TA2、TA3			TA9	TA10			
温度/(℃)	0~200	300	400	常温	111	208	303	397
λ	16.3	16.7	17.2	16.0	20.1	18.4	17.2	16.3

GB151-1999 《管壳式换热器》勘误表

页	行	误	正
8	图 7 右 N	与 C 相似的固定管板结构	与 N 相似的固定管板结构
10	f)	$AEP600-1.0-90-\frac{6}{25}-\frac{2}{2}I$	$AFP600-1.0-90-\frac{6}{25}-\frac{2}{2}I$
14	3.17.2	椭圆形封头	标准椭圆形封头
18	5.2.2 a)	...应不小于接管内直径的 1/3 ;	...应不小于接管内直径的 1/3 ;
26	5.6.6.2 b)	分程隔板槽的宽度为 : 碳钢 12mm , 不锈钢 11mm ;	分程隔板槽的宽度按图 9 确定 ;
63	右倒 4	$\tilde{K}_f = \pi K'_f / 4K_t$	$\tilde{K}_f = \pi K_f / 4K_t$
	右倒 5 前增加		$K_f = K'_f$
66	倒 9 左	$A_1 = A - n\pi D_1^2 / 4$	$A_1 = A - n\pi d^2 / 4$
68	图 33	$b \leq 25$ $b \geq 25$	$\delta \leq 25$ $\delta > 25$
75	表 44	$\geq 2300 \sim < 2600$	$\geq 2300 \sim \leq 2600$
	图 41、42	d	d_o
	图 41(a)		
76	表 45	d	d_o
78	图 46	图 46	(a) (b) (c) 图 46
80	8	b 、 b_1 、 b_2 、 b_n	b_1 、 b_2 、 b_n
	图 50		取消
81	6	$F_D = 0.785 D_{fi}^2 p$	$F_D = 0.785 D_{fi}^2 p_c$
	β_1 公式分母中	δ	δ_n

GB151-1999 《管壳式换热器》勘误表(续完)

页	行	误	正
82	表 47 力臂 L_r 公式中	δ	δ_n
	表 47 中图		
91	倒 5	超过上述合格率时	未达到上述合格率时
94	图 65(a) (浮头法兰)	l_3	l_2
	图 65(b) (浮头法兰)	l_2	l_3
100	18	壳体开孔补强应采用.....	壳体开孔补强宜采用.....
114	式(E11) 等号右侧矩阵右下角	$\alpha_{n-1} \quad \alpha_{n-2} \quad \alpha_2 \quad \alpha_1$	$\delta_{n-1} \quad \delta_{n-2} \quad \delta_2 \quad \delta_1$
142	G1.1	图 H1 为.....	图 G1 为.....
143	图 G2 (b)	$p \leq 4\text{MPa}$	$p < 6.4\text{MPa}$
145	表 H1 压力栏	1.5	1.6、2.5
	表 H1 的注	1 ; 2 ; 3 ; 4。	1 . 苯对耐油橡胶石棉板中的丁晴橡胶有溶解作用, 故苯介质宜采用金属包垫或缠绕式垫片; 2 ; 3。
147	倒 3	接管外径	换热管外径

附件：

GB151—1999《管壳式换热器》第1号修改单

本修改单经国家标准化管理委员会于 2002 年 5 月 17 日批准，自 2002 年 8 月 1 日起实施。

标准名称：GB151—1999《管壳式换热器》

附录 D（标准的附录）有色金属设计数据中的表 D2、D3、D4、D5、D7 和 D8 修改为下列对应的表格。

表 D2

标准	牌号	厚度 mm	常温强度指标 MPa		钛板在下列设计温度(℃)下的许用应力, MPa											
			σ_b	$\sigma_{r0.2}$	-269 ~ 20	40	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
GB/T3621	TA0	≤ 10	280	170	93	93	81	75	69	62	55	48	43	38	35	31
	TA1, TA9		370	250	123	123	113	105	97	89	83	77	70	62	55	51
	TA2	≤ 25	440	320	147	147	132	121	111	100	92	83	76	69	65	60
	TA3	≤10	540	410	180	180	161	148	135	122	112	102	94	85	80	74
	TA10		485	345	162	162	151	144	135	126	117	108	106	104	102	100
注: 1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算。 2 对表中 TA2 以外的牌号, 国内主要厂家也能提供厚度在 10mm 到 25mm 之间的钛板, 如满足表中规定的常温强度指标, 则可采用表中的许用应力。																

表 D3

标准	牌号	常温强度指标 MPa		钛管在下列设计温度(℃)下的许用应力, MPa											
		σ_b	$\sigma_{r0.2}$	-269~20	40	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
GB/T3624 GB/T3625	TA0	280	170	93	93	81	75	69	62	55	48	43	38	35	31
	TA1, TA9	370	250	123	123	113	105	97	89	83	77	70	62	55	51
	TA2	440	320	147	147	132	121	111	100	92	83	76	69	65	60
	TA10	440	(320)	147	147	138	130	122	114	106	98	94	90	86	82
注 1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算; 2 焊接管的最大许用拉伸应力值应乘焊缝系数 0.85; 3 括号 () 中的值为推荐值 (表中的标准未列该值)。															

表 D4

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能 MPa		铝板在下列设计温度 (℃) 下的最大许用拉伸应力值 MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{p0.2} \geq$ MPa	-269 ~20	40	65	75	100	125	150	175	200
1A85	O	>4.5~20.0	—	—	10	10	10	10	9	8	7	6	5
	H112	>4.5~20.0	60	(20)	13	13	13	13	12	11	10	8	6
1060	O	0.8~10.0 (0.8~80.0)	55	15	10	10	10	10	9	8	7	6	5
	H112	>4.5~6.5	75	35	19	19	18	17	15	13	11	10	7
		>6.5~12.5	70	35	17	17	16	16	15	13	11	10	7
		>12.5~25.0	60	25	15	15	14	14	13	11	10	8	6
		>25.0~80.0	55	15	10	10	10	10	9	8	7	6	5
1050A	O	≤10.0(80.0)	60	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6
	H112	>4.5~6.5	85	45	21	21	20	20	18	16	13	12	8
		>6.5~12.5	80	45	20	20	19	19	17	15	12	11	8
		>12.5~25.0	70	35	17	17	16	16	15	13	11	10	7
		>25.0~80.0	65	20	13	13	13	13	12	11	10	8	6
1200	O	0.8~10.0 (0.8~80.0)	75	25	16	16	15	14	14	12	10	8	6
	H112	>4.5~6.5	95	50	23	23	22	22	21	20	16	13	8
		>6.5~12.5	90	50	22	22	21	21	20	17	15	12	8
		>12.5~50.0	85	35	21	21	20	20	19	17	15	12	8
		>50.0~80.0	80	25	16	16	15	14	14	12	10	8	6
3003	O	≤10.0(80.0)	95	35	23	23	23	23	23	20	16	13	10
	H112	>4.5~12.5	115	70	28	28	28	28	27	22	17	13	10
		>12.5~50.0	105	40	26	26	26	26	25	21	16	13	10
		>50.0~80.0	100	40	25	25	25	25	24	21	16	13	10
3004	O	1.0~10.0	150	60	37	37	37	37	37	37	34	27	18

表 D4 (续)

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能 MPa		铝板在下列设计温度 (°C) 下的最大许用拉伸应力值 MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{p0.2} \geq$ MPa	-269 ~ -20	40	65	75	100	125	150	175	200
5052	O	0.5~10.0 (0.5~80.0)	170	65	42	42	42	42	42	42	38	29	19
	H112	>4.5~12.5	195	110	48	48	48	48	48	48	43	33	21
		>12.5~80.0	175	65	43	43	43	43	43	43	38	29	19
5A03	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	195	100	40	40	40	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~10.0	185	80	46	46	46	—	—	—	—	—	—
		>10.0~25.0	175	70	43	43	43	—	—	—	—	—	—
		>25.0~50.0	165	60	40	40	40	—	—	—	—	—	—
5A05	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	275	145	63	63	63	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~10.0	275	125	68	68	68	—	—	—	—	—	—
		>10.0~25.0	265	115	66	66	66	—	—	—	—	—	—
		>25.0~50.0	255	105	63	63	63	—	—	—	—	—	—
5083	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	275	125	67	67	67	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~40.0	275	125	68	68	68	—	—	—	—	—	—
		>40.0~50.0	270	115	67	67	67	—	—	—	—	—	—
5086	O	0.5~4.5 (0.5~50.0)	240	95	58	58	58	—	—	—	—	—	—
	H112	>4.5~12.5	250	125	62	62	62	—	—	—	—	—	—
		>12.5~40.0	240	105	60	60	60	—	—	—	—	—	—
		>40.0~50.0	235	95	58	58	58	—	—	—	—	—	—
6A02	T4	0.5~4.5	195	(100)	48	48	48	48	48	48	40	32	25
		>4.5~10.0	175	(90)	43	43	43	43	43	43	39	32	25
	T4 焊	0.5~10.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
	T6	0.5~10.0	295	(230)	73	73	73	73	73	67	57	44	33
	T6 焊	0.5~10.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25

注:

- 1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算;
- 2 铝板拉伸试样取样按 GB/T 16865 的规定, 不可热处理强化的铝板应纵向取样;
- 3 加括号的 $\sigma_{p0.2}$ 值在 GB/T3880-1997 中无规定, 系本标准推荐值; 只有满足推荐值要求, 才能采用表中的许用应力值;
- 4 对于牌号 6A02 而言, T4 或 T6 状态的板材焊接后, 焊接接头的许用应力取 T4 焊或 T6 焊的值; 对于表中其他牌号, 不论母材状态如何, 焊接接头的许用应力均取退火状态 (O) 的许用应力值;
- 5 厚度栏中不加括号的值表示国内按 GB/T3880-1997 的供货范围, 加括号的值表示许用应力所对应的厚度范围。

表 D5

牌号	状态	厚度 mm	常温力学性能 MPa		铝管在下列设计温度 (℃) 下的最大许用拉伸应力值 MPa								
			$\sigma_b \geq$ MPa	$\sigma_{p0.2} \geq$ MPa	-269~ 20	40	65	75	100	125	150	175	200
1060	O	0.5~5.0	60	(15)	10	10	10	10	9	8	7	6	5
1050A	O	0.5~5.0	60	(20)	13	13	13	13	12	11	10	8	6
1200	O	0.5~5.0	75	(25)	16	16	15	14	14	12	10	8	6
3003	O	0.75~5.0	95	(35)	23	23	23	23	23	20	16	13	10
5052	O	0.5~5.0	170	70	42	42	42	42	42	42	38	29	19
5A03	O	0.5~5.0	175	80	43	43	43	—	—	—	—	—	—
5A05	O	0.5~5.0	215	90	53	53	53	—	—	—	—	—	—
5083	O	0.5~5.0	270	110	67	67	67	—	—	—	—	—	—
6A02	T4	0.5~5.0	205	(100)	51	51	51	51	51	51	42	34	26
	T4 焊	0.5~5.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
6061	T4	0.75~1.20	205	100	51	51	51	51	51	51	48	44	33
		>1.20~5.0	205	110	51	51	51	51	51	51	41	32	25
	T4 焊	0.75~5.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
	T6	0.75~5.0	290	240	72	72	72	72	72	67	57	44	33
	T6 焊	0.75~5.0	165	—	41	41	41	41	41	41	38	32	25
6063	T6	0.75~5.0	230	195	57	57	57	56	54	49	37	24	16
	T6 焊	0.75~5.0	118	—	29	29	29	29	29	29	27	21	15

注:
1 中间温度的最大许用拉伸应力值用插入法计算;
2 加括号的 $\sigma_{p0.2}$ 值在 GB/T3880-1997 中无规定, 系本标准推荐值; 只有满足推荐值要求, 才能采用许用应力值;
3 对于可热处理强化的铝管, 如 6A02、6061、6063, 母材在 T4 或 T6 状态下焊接后, 焊接接头的许用应力取 T4 焊或 T6 焊的值;

表 D7

牌号	在下列温度(℃)和 20℃之间的平均线膨胀系数, 10 ⁻⁶ mm/mm·℃			
	100	200	300	350
TA0, TA1, TA2, TA3, TA9	8.20	8.60	9.10	9.18
TA10	8.31	8.87	9.02	9.03

表 D8 10⁻⁶mm/mm·℃

温度 ℃	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
平均线膨胀系数	22.03	22.34	22.71	23.07	23.32	23.60	23.81	24.02	24.23	24.43

附录 F（提示的附录）壁温计算中的表 F4 和表 F7 修改为下列对应的表格

表 F4 铝和铝合金热导率										W/(m · °C)
牌号	1A85, 1060, 1050A	1200	3003	3004	5052	5A03, 5086, 5154	5083	6061(T4)	6061(T6)	6063
λ	281	267	232	196	166	151	140	185	201	232~251
注：表中为 0 ~ 100°C 的值。										

表 F7 钛和钛合金热导率								W/(m · °C)
牌号	TA0, TA1, TA2, TA3			TA9	TA10			
温度 (°C)	0 ~ 200	300	400	常温	111	208	303	397
λ	16.3	16.7	17.2	16.0	20.1	18.4	17.2	16.3