



中华人民共和国国家标准

GB/T 150.3—2024

代替 GB/T 150.3—2011

压力容器 第3部分：设计

Pressure vessels—Part 3: Design

2024-07-24 发布

2025-02-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	III
引言	V
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	2
4 通则	2
5 内压圆筒和内压球壳	3
6 外压圆筒和外压球壳	5
7 封头.....	32
8 开孔与开孔补强.....	71
9 法兰	103
附录 A (规范性) 非圆形截面容器	142
附录 B (规范性) 钢带错绕筒体	175
附录 C (规范性) 密封结构	178
附录 D (规范性) 焊接接头结构	218
附录 E (规范性) 设计温度低于-20 ℃的容器	241
附录 F(规范性) 压力容器防止低温脆断校核方法	248
附录 G(规范性) 夹套容器基本要求.....	259



前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 150《压力容器》的第 3 部分。GB/T 150 已经发布了以下部分：

- 第 1 部分：通用要求；
- 第 2 部分：材料；
- 第 3 部分：设计；
- 第 4 部分：制造、检验和验收。

本文件代替 GB/T 150.3—2011《压力容器 第 3 部分：设计》，与 GB/T 150.3—2011 相比，除结构调整和编辑性改动外，主要技术变化如下：

- a) 增加了压力容器的“通则”(见第 4 章)；
- b) 更改了内压圆筒计算公式适用范围及名词术语(见 5.3, 2011 年版的 3.3)；
- c) 更改了外压圆筒计算长度的规定(见图 6-1, 2011 年版的图 4-1)；
- d) 更改了外压应力系数 B 曲线图以及数据表(见表 6-1、图 6-4、图 6-6、图 6-7, 2011 年版的表 4-1、图 4-4、图 4-6、图 4-7)；
- e) 增加了外压应力系数 B 曲线图以及数据表(见图 6-13、图 6-14)；
- f) 更改了图 6-12 的标识(见图 6-12, 2011 年版的图 4-12)；
- g) 增加了加强圈结构的截面尺寸要求(见 6.5.2.6)；
- h) 增加了内压椭圆形封头和碟形封头的屈曲判据和防止内压屈曲设计方法(见 7.3.2.2 和 7.3.2.3、7.4.2.2 和 7.4.2.3)；
- i) 更改了大端无折边锥形封头半顶角的许用范围(见表 7-4, 2011 年版的表 5-4)；
- j) 更改了内压无折边锥壳与圆筒连接加强段设计方法(见 7.6.4, 2011 年版的 5.6.4)；
- k) 更改了在内压和轴向载荷共同作用下无折边锥壳与圆筒连接处的加强设计(见表 7-5, 2011 年版的表 5-5), 并增加了锥壳小端和法兰、平盖等刚性元件连接时的加强面积核算(见 7.6.4.3.3 和 7.6.6.5.1d)；
- l) 更改了“锥壳与圆筒连接处外压计算框图”(见图 7-20, 2011 年版的图 5-18)；
- m) 更改了非轴对称偏心锥壳计算的夹角大值, 由 30° 扩大到 45° (见 7.7.1, 2011 年版的 5.7.1)；
- n) 更改了部分平盖的结构特征系数 K (见表 7-9, 2011 年版的表 5-9), 并将结构特征系数曲线图(塑性分析设计方法)的对数坐标更改为普通坐标(见图 7-23 和图 7-24, 2011 年版的图 5-21 和图 5-22)；
- o) 增加了宽面法兰用加筋圆形平盖的厚度计算方法(见 7.9.5b)；
- p) 更改了开孔和开孔补强的适用范围及相关定义(见 8.1, 2011 年版的 6.1)；
- q) 更改了平盖上开多个孔的设计规定(见 8.4.3, 2011 年版的 6.4.3)；
- r) 更改了“垫片基本密封宽度”表中相关数据(见表 9-1, 2011 年版的表 7-1)；
- s) 增加了常用垫片的相关参数及计算要求(见表 9-2, 2011 年版的表 7-2)；
- t) 增加了反向法兰的参数(见图 9-9)；
- u) 增加了受外压无加强对称矩形截面容器的相关内容(见图 A.1、图 A.2)；
- v) 增加了非均布拉撑加强的对称矩形截面容器(见图 A.14)；
- w) 更改了内筒名义厚度与钢带错绕筒体名义厚度之比 j 的最小限制值, 由 $1/8$ 调整为 $1/10$ (见

B.4.1, 2011年版的B.4.1);

- x) 更改了C.6.2中关于表C.7的内容,将原表“八角垫和椭圆垫系列结构尺寸”改为“最常用的管法兰标准与八角垫和椭圆垫标准对照表”(见C.6.2,表C.7,2011年版的C.6.2,表C.7);
- y) 删除了表C.8及C.9(2011年版的C.8、C.9);
- z) 更改了公式C.89[见公式(C.89),2011年版的公式(C.89)];
- aa) 增加了图D.4i)、j)两种无补强接管与筒体焊接接头形式和图D.6c)嵌入式接管与壳体的连接形式[见图D.4i)、j)和图D.6c)];
- ab) 增加了图D.14e)、f)两种裙座与封头的连接结构[见图D.14e)、f)]
- ac) 更改了设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的容器的相关要求,增加了设计温度低于 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时铬镍奥氏体型不锈钢容器技术要求,更改了低温低应力工况的设计要求(见附录E,2011年版的附录E);
- ad) 增加了“压力容器防止低温脆断校核方法”(见附录F);
- ae) 增加了“夹套容器的基本要求”(见附录G)。

本文件由全国锅炉压力容器标准化技术委员会(SAC/TC 262)提出并归口。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件起草单位:中国特种设备检测研究院、中国石化工程建设有限公司、浙江大学、浙江工业大学、中国寰球工程有限公司北京分公司、中国石化集团上海工程有限公司、清华大学。

本文件主要起草人:孙亮、段瑞、郑津洋、元少昀、郭雪华、朱国栋、陈冰冰、杨洁、秦叔经、桂乐乐、谢铁军、李军、陈志伟、向志海、冯清晓、张迎恺、李克明、高增梁、谢智刚、徐锋、宋利滨、周芸萌。

本文件于1989年首次发布,1998年第一次修订,2011年第二次修订,本次为第三次修订。



引 言

压力容器是涉及公共安全的特种设备之一,是石油化工、能源装备、生物医药等领域的重要设备。为了提高压力容器的经济性和安全性,我国在1967年发布了《钢制化工容器设计规定》,1989年发布了GB 150《钢制压力容器》,1998年对GB 150进行了修订,其作为压力容器法规的配套标准,规范了钢制压力容器的建造要求。GB/T 150系列标准自2011年发布实施已十余年,在此期间《固定式压力容器安全技术监察规程》于2016年进行了修改,其引用的材料、零部件和无损检测标准也进行了修订。鉴于此,确有必要修订完善GB/T 150,以不断适应经济发展对该标准的新需求,更好地促进压力容器产品的高质量发展。

本文件是压力容器建造方法通用技术标准之一,用以规范在中国境内建造或使用的压力容器设计、制造、检验和验收的相关技术要求。GB/T 150《压力容器》由四个部分构成。

- 第1部分:通用要求。目的在于给出压力容器建造的基本要求。
- 第2部分:材料。目的在于给出压力容器选材的基本要求和设计制造过程用到的材料数据。
- 第3部分:设计。目的在于给出容器的设计方法和设计技术要求。
- 第4部分:制造、检验和验收。目的在于给出压力容器制造过程中的要求以及检验和验收规定。

本文件的技术条款包括了压力容器建造过程(即指设计、制造、检验和验收)中需遵循的技术要求。本文件没有必要,也不可能囊括适用范围内压力容器建造中的所有技术细节。

本文件不限制实际工程设计和建造中采用先进的技术方法,但工程技术人员采用先进的技术方法时需能做出可靠的判断,确保其满足本文件规定,特别是关于强度或稳定性设计公式等设计规定。本文件既不要求也不限制设计人员使用计算机程序实现压力容器的分析或设计。

对于未经委员会书面授权或认可的其他机构对标准的宣贯或解释所产生的理解歧义和由此产生的任何后果,委员会不承担任何责任。

压力容器 第3部分:设计

1 范围

1.1 本文件规定了压力容器的一般设计要求和基本受压元件的设计要求。

1.2 本文件适用于内压圆筒和内压球壳、外压圆筒和外压球壳、封头、开孔和开孔补强以及法兰的设计计算。

1.3 本文件规定了非圆形截面容器(见附录 A)、钢带错绕筒体(见附录 B)、常用密封结构(见附录 C)、焊接接头结构(见附录 D)、夹套容器(见附录 G)的基本设计要求、设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的容器的基本设计要求(见附录 E)和压力容器防止低温脆断的校核方法(见附录 F)。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

- GB/T 150.1—2024 压力容器 第1部分:通用要求
- GB/T 150.2—2024 压力容器 第2部分:材料
- GB/T 150.4—2024 压力容器 第4部分:制造、检验和验收
- GB/T 228(所有部分) 金属材料 拉伸试验
- GB/T 229 金属材料 夏比摆锤冲击试验方法
- GB/T 713.2 承压设备用钢板和钢带 第2部分:规定温度性能的非合金钢和合金钢
- GB/T 713.3 承压设备用钢板和钢带 第3部分:规定低温性能的低合金钢
- GB/T 713.4 承压设备用钢板和钢带 第4部分:规定低温性能的镍合金钢
- GB/T 713.5 承压设备用钢板和钢带 第5部分:规定低温性能的高锰钢
- GB/T 713.6 承压设备用钢板和钢带 第6部分:调质高强度钢
- GB/T 985.1 气焊、焊条电弧焊、气体保护焊和高能束焊的推荐坡口
- GB/T 985.2 埋弧焊的推荐坡口
- GB/T 3531 低温压力容器用钢板
- GB/T 4732 压力容器分析设计
- GB/T 6479 高压化肥设备用无缝钢管
- GB/T 6803 铁素体钢的无塑性转变温度落锤试验方法
- GB/T 8163 输送流体用无缝钢管
- GB/T 9948 石油裂化用无缝钢管
- GB/T 19189 压力容器用调质高强度钢
- GB/T 21143—2014 金属材料 准静态断裂韧度的统一试验方法
- GB/T 25774.1 焊接材料的检验 第1部分:钢、镍及镍合金熔敷金属力学性能试样的制备
- GB/T 26929 压力容器术语
- HG/T 20592 钢制管法兰(PN系列)
- HG/T 20615 钢制管法兰(Class系列)
- HG/T 20623 大直径钢制管法兰(Class系列)

- NB/T 11025 补强圈
- NB/T 47008 承压设备用碳素钢和合金钢锻件
- NB/T 47009 低温承压设备用合金钢锻件
- NB/T 47013.2 承压设备无损检测 第2部分:射线检测
- NB/T 47013.3 承压设备无损检测 第3部分:超声检测
- NB/T 47013.4 承压设备无损检测 第4部分:磁粉检测
- NB/T 47013.5 承压设备无损检测 第5部分:渗透检测
- NB/T 47014 承压设备焊接工艺评定
- NB/T 47016 承压设备产品焊接试件的力学性能检验
- NB/T 47018(所有部分) 承压设备用焊接材料订货技术条件
- NB/T 47019.4 锅炉、热交换器用管订货技术条件 第4部分:低温用低合金钢
- NB/T 47020 压力容器法兰分类与技术条件
- NB/T 47021 甲型平焊法兰
- NB/T 47022 乙型平焊法兰
- NB/T 47023 长颈对焊法兰
- ISO 10423 石油和天然气工业 钻井和生产设备 井口和树木设备(Petroleum and natural gas industries—Drilling and production equipment—Wellhead and tree equipment)
- TSG 21 固定式压力容器安全技术监察规程

3 术语和定义

GB/T 150.1—2024、GB/T 26929 和 GB/T 4732 界定的术语和定义适用于本文件。

4 通则

4.1 一般要求

- 4.1.1 接受用户或委托方提出的设计条件并核对其完整性、规范性和可行性。
- 4.1.2 确定主要失效模式和相应的失效准则,必要时应进行风险评估。
- 4.1.3 确定设计所依据的主要标准、规范和计算方法。
- 4.1.4 确定或确认介质特性(爆炸危险性和毒性危害程度、腐蚀性等)及介质分组、腐蚀类型和腐蚀裕量、设计使用年限。
- 4.1.5 确定或确认设计工况及设计条件。
- 4.1.6 根据 GB/T 150.2—2024 确定各元件的材质,包括确定材料牌号、材料的许用应力、力学性能、供货状态,必要时还应提出元件材料的复验要求以及低温和高温性能指标,当压力容器的设计温度低于 GB/T 150.2—2024 中规定的材料的使用温度下限时,应按附录 F 进行防止低温脆断校核。
- 4.1.7 确定或确认受压元件连接形式,容器的支撑形式等。
- 4.1.8 确定所需考虑的载荷、载荷的组合原则等。
- 4.1.9 提出相应的制造技术要求,包括加工成形、焊接、组装、无损检测、热处理和耐压试验、泄漏试验等要求。

4.2 附加要求

本文件规定了非圆形截面容器、钢带错绕筒体、常用密封结构、焊接接头结构、夹套容器、设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的容器的基本设计要求和压力容器防止低温脆断的校核方法,其中:

- a) 非圆形截面容器的设计、制造和验收的附加要求按附录 A 的规定;

- b) 钢带错绕筒体的设计的附加要求按附录 B 的规定；
- c) 常用密封结构的设计的附加要求按附录 C 的规定；
- d) 焊接接头结构的设计和制造的附加要求按附录 D 的规定；
- e) 设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的容器的材料和设计的附加要求按附录 E 的规定；
- f) 压力容器防止低温脆断的校核方法的附加要求按附录 F 的规定；
- g) 夹套容器的基本设计要求按附录 G 的规定。

5 内压圆筒和内压球壳

5.1 一般规定

承受内压的单层、多层包扎、套合圆筒和球壳按本章公式进行计算。钢带错绕筒体设计计算按附录 B 进行。

5.2 术语和定义、符号

5.2.1 术语和定义

GB/T 150.1—2024 界定的术语和定义适用于本章。

5.2.2 符号

下列符号适用于本章：

- D_i ——圆筒或球壳的内直径, mm；
- D_o ——圆筒或球壳的外直径($D_o = D_i + 2\delta_n$), mm；
- K ——径比, $K = \frac{D_o}{D_i}$ ；
- p_c ——计算压力, MPa；
- $[p_w]$ ——圆筒或球壳的最大允许工作压力, MPa；
- δ ——圆筒或球壳的计算厚度, mm；
- δ_e ——圆筒或球壳的有效厚度, mm；
- δ_i ——多层包扎圆筒内筒或套合圆筒内筒的名义厚度, mm；
- δ_n ——圆筒或球壳的名义厚度, mm；
- δ_o ——多层包扎圆筒层板层或套合圆筒套合层总厚度, mm；
- σ^t ——设计温度下圆筒或球壳的计算应力, MPa；
- σ_{θ}^t ——设计温度下圆筒的环向应力, MPa；
- $[\sigma]^t$ ——设计温度下圆筒或球壳材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024 的规定), MPa；
- $[\sigma_i]^t$ ——设计温度下多层包扎圆筒内筒或套合圆筒内筒材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024 的规定), MPa；
- $[\sigma_o]^t$ ——设计温度下多层包扎圆筒层板层或套合圆筒套合层材料的许用应力, MPa；
- ϕ ——焊接接头系数；
- ϕ_i ——多层包扎圆筒或套合圆筒内筒的焊接接头系数；
- ϕ_o ——多层包扎圆筒层板层或套合圆筒套合层的焊接接头系数。

5.3 圆筒计算

公式(5-1)~公式(5-8)的适用范围为 $K \leq 1.5$ 或 $p_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi$ 。

- a) 设计温度下圆筒的计算厚度按公式(5-1)或公式(5-2)计算：

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \dots\dots\dots (5-1)$$

$$\delta = \frac{p_c D_o}{2[\sigma]^t \phi + p_c} \dots\dots\dots (5-2)$$

b) 圆筒的环向应力按公式(5-3)或公式(5-4)计算:

$$\sigma_{\theta}^t = \frac{p_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \dots\dots\dots (5-3)$$

$$\sigma_{\theta}^t = \frac{p_c (D_o - \delta_e)}{2\delta_e} \dots\dots\dots (5-4)$$

计算应力 σ^t 值应满足公式(5-5):

$$\sigma^t = \sigma_{\theta}^t \leq [\sigma]^t \phi \dots\dots\dots (5-5)$$

多层包扎圆筒及套合圆筒的 $[\sigma]^t \phi$ 值按公式(5-6)计算:

$$[\sigma]^t \phi = \frac{\delta_i}{\delta_n} [\sigma_i]^t \phi_i + \frac{\delta_o}{\delta_n} [\sigma_o]^t \phi_o \dots\dots\dots (5-6)$$

公式中 $\phi_i = 1.0, \phi_o = 0.95$ 。

c) 设计温度下圆筒的最大允许工作压力按公式(5-7)或公式(5-8)计算:

$$[p_w] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{D_i + \delta_e} \dots\dots\dots (5-7)$$

$$[p_w] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{D_o - \delta_e} \dots\dots\dots (5-8)$$

5.4 球壳计算

公式(5-9)~公式(5-15)的适用范围为 $K \leq 1.35$ 或 $P_c \leq 0.6 [\sigma]^t \phi$ 。

a) 设计温度下球壳的计算厚度按公式(5-9)或公式(5-10)计算:

$$\delta = \frac{p_c D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_c} \dots\dots\dots (5-9)$$

$$\delta = \frac{p_c D_o}{4[\sigma]^t \phi + p_c} \dots\dots\dots (5-10)$$

b) 球壳的计算应力按公式(5-11)或公式(5-12)计算:

$$\sigma^t = \frac{p_c (D_i + \delta_e)}{4\delta_e} \dots\dots\dots (5-11)$$

$$\sigma^t = \frac{p_c (D_o - \delta_e)}{4\delta_e} \dots\dots\dots (5-12)$$

σ^t 值应满足公式(5-13):

$$\sigma^t \leq [\sigma]^t \phi \dots\dots\dots (5-13)$$

c) 设计温度下球壳的最大允许工作压力按公式(5-14)或公式(5-15)计算:

$$[p_w] = \frac{4\delta_e [\sigma]^t \phi}{D_i + \delta_e} \dots\dots\dots (5-14)$$

$$[p_w] = \frac{4\delta_e [\sigma]^t \phi}{D_o - \delta_e} \dots\dots\dots (5-15)$$

6 外压圆筒和外压球壳

6.1 一般规定

本章规定适用于外压圆筒(包括管子)和外压球壳的设计。

6.2 术语和定义、符号

6.2.1 术语和定义

GB/T 150.1—2024 中的术语和定义适用于本章。

6.2.2 符号

下列符号适用于本章：

A	——外压应变系数；
A_s	——加强圈的横截面积, mm^2 ；
B	——外压应力系数, MPa；
D_i	——圆筒内直径, mm；
D_o	——圆筒外直径($D_o = D_i + 2\delta_n$), mm；
E^t	——设计温度下材料的弹性模量, MPa；
h_i	——封头曲面深度, mm；
h_{s1}, h_{s2}	——加强圈参数, 见图 6-18, mm；
I	——加强圈与圆筒组合段所需惯性矩, mm^4 ；
I_s	——加强圈与圆筒起加强作用的有效段的组合截面对通过与圆筒轴线平行的该截面形心轴的惯性矩, mm^4 ；
L	——圆筒计算长度, mm；
L_s	——从加强圈中心线到相邻两侧加强圈中心线距离之和的一半, 若与凸形封头相邻, 在长度中还应计入封头曲面深度的 1/3, mm；
p_c	——计算外压力, MPa；
$[p]$	——许用外压力, MPa；
$R_{eL}(R_{p0.2})$	——圆筒或管子材料标准室温屈服强度(或 0.2%非比例延伸强度), MPa；
$R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)$	——圆筒或管子材料设计温度屈服强度(或 0.2%非比例延伸强度), MPa；
R_o	——球壳外半径, mm；
t	——间断焊缝的间隙, mm；
δ_e	——圆筒或球壳的有效厚度, mm；
δ_n	——圆筒或球壳的名义厚度, mm；
δ_{s1}, δ_{s2}	——加强圈参数, 见图 6-18, mm；
σ_o	——应力, MPa；
$[\sigma]^t$	——圆筒或管子材料在设计温度下的许用应力(按 GB/T 150.2—2024 的规定), MPa。

6.3 外压圆筒的稳定性校核

6.3.1 计算长度的确定

圆筒计算长度, 应取圆筒上两相邻支撑线之间的距离, 见图 6-1, 并满足下列规定。

a) 如图 6-1 中 a-1)和 a-2)所示,计算长度取圆筒的总长度加上每个凸形封头曲面深度的 1/3。按分图 a-2)时,应采用所示长度 L 、连接处各圆筒外径和对应的厚度进行设计计算,无折边锥壳或带折边锥壳和过渡段所需厚度不应小于相连圆筒所需的厚度。此外,当锥壳与圆筒连接未设置折边时,还应满足面积校核要求(见 7.6.6.4.1 或 7.6.6.5.1)。

b) 如图 6-1 中 b-1)所示,计算长度取设备的总长度。此时,应采用所示长度 L 、连接处各圆筒外径和对应的厚度进行设计计算,无折边锥壳或带折边锥壳和过渡段所需厚度不应小于相连圆筒所需的厚度。此外,当锥壳与圆筒连接未设置折边时,还应满足面积校核要求(见 7.6.6.4.1 或 7.6.6.5.1)。

如图 6-1 中 b-2)所示,圆筒与锥壳相连接处可作为支撑线考虑时,圆筒部分计算长度取圆筒的总长度。圆筒与锥壳相连接处应满足 7.6.6.4 或 7.6.6.5 的要求,当作为支撑线的圆筒-锥壳组合截面的惯性矩不足时,允许采用圆筒-锥壳-加强圈组合结构来提高组合截面的惯性矩,使其满足 7.6.6.4.2 或 7.6.6.5.2 的要求。

c) 如图 6-1 中 c-1)和 c-2)所示,当圆筒部分有加强圈(或可作为加强的构件)时,计算长度取相邻加强圈中心线间的距离。

按图 6-1 中 c-2)时,应采用所示长度 L 、连接处各圆筒外径和对应的厚度进行设计计算,无折边锥壳或带折边锥壳和过渡段所需厚度不应小于相连圆筒所需的厚度。此外,当锥壳与圆筒连接未设置折边时,还应满足面积校核要求(见 7.6.6.4.1 或 7.6.6.5.1)。

d) 如图 6-1 中 d)所示,计算长度取圆筒第一个加强圈中心线与凸形封头切线间的距离加凸形封头曲面深度的 1/3。

e) 如图 6-1 中 e-1)、e-2)和 f)所示,当圆筒与锥壳连接处可作为支撑线时,计算长度取此连接处与相邻支撑线之间的距离。圆筒与锥壳相连接处应满足 7.6.6.4 或 7.6.6.5 的要求;当作为支撑线的圆筒-锥壳组合截面的惯性矩不足时,允许采用圆筒-锥壳-加强圈组合结构来提高组合截面的惯性矩,使其满足 7.6.6.4.2 或 7.6.6.5.2 的要求。

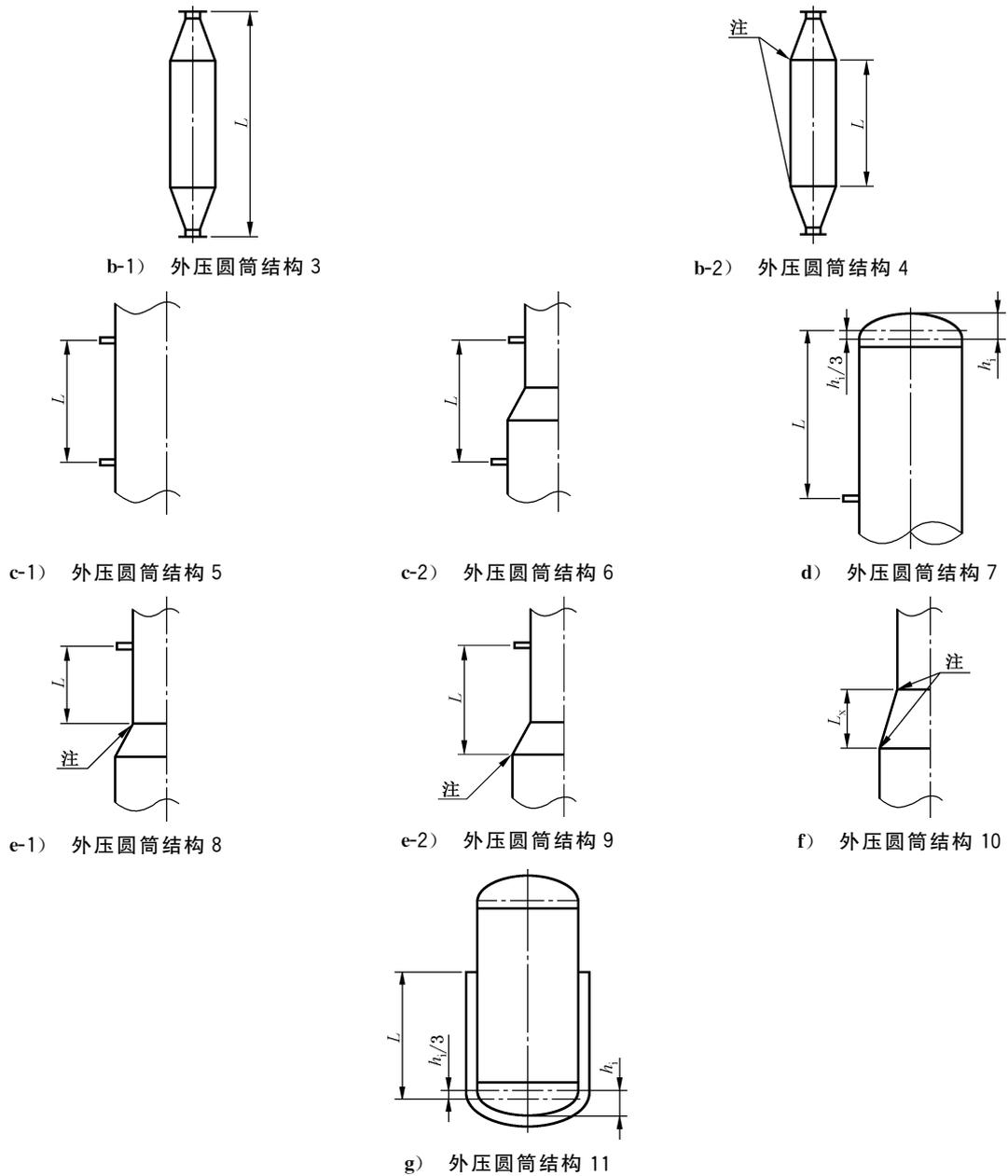
图 6-1 中 f)中的 L_x 指锥壳段的轴向长度,其外压计算长度取当量长度 L_e 。见 7.6.6。

f) 如图 6-1 中 g)所示的带夹套的圆筒,计算长度则取承受外压的圆筒长度;若带有凸形封头,还应加上封头曲面深度的 1/3;若有加强圈(或可作为加强的构件)时,则按图 6-1 中 c-1)、c-2)和 d)计算。

注:支撑线指该处的截面有满足需要的惯性矩,以确保外压作用下该处不出现失稳现象。



图 6-1 外压圆筒的计算长度



注：圆筒与锥壳连接处作为支撑线考虑。

图 6-1 外压圆筒的计算长度 (续)

6.3.2 $D_o/\delta_e \geq 20$ 的圆筒

6.3.2.1 确定外压应变系数 A

外压应变系数 A 应按步骤 a) 和 b) 进行确定：

- a) 根据 L/D_o 和 D_o/δ_e 由图 6-2 或表 6-2 查取外压应变系数 A (中间值按内插法求得)；
- b) 若 L/D_o 大于 50, 则用 $L/D_o = 50$ 查图 6-2; 若 L/D_o 小于 0.05, 则用 $L/D_o = 0.05$ 查图 6-2。

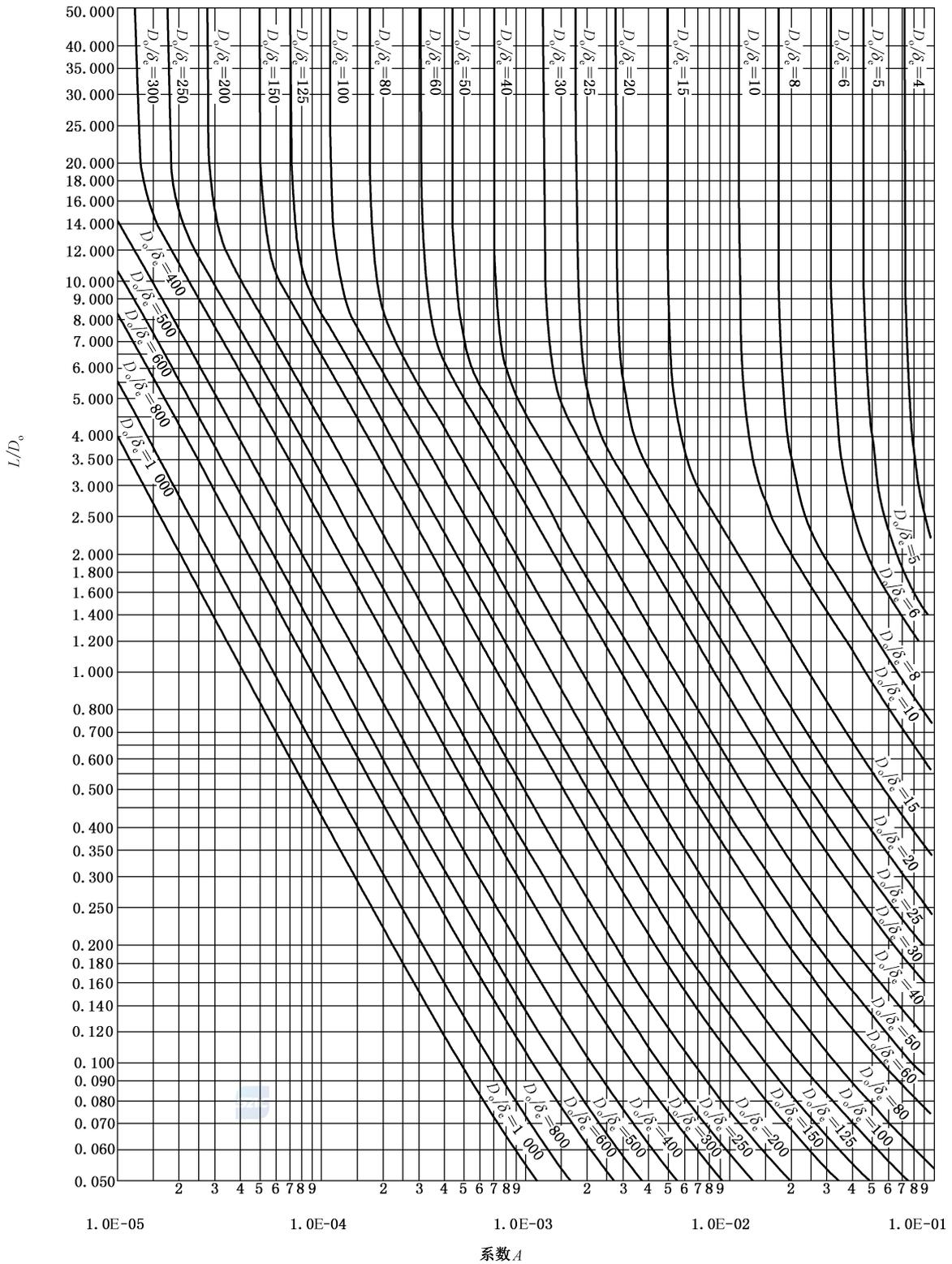


图 6-2 外压应变系数 A 曲线

6.3.2.2 确定外压应力系数 B

外压应变系数 B 应按步骤 a)~c) 进行确定。

- a) 按所用材料,查表 6-1 确定对应的外压应力系数 B 曲线图(图 6-3~图 6-14),由 A 查图得到 B (中间值按内插法求得)。

表 6-1 外压应力系数 B 曲线图选用表

序号	牌号或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	适用 B 曲线图
1	Q245R	GB/T 713.2	245	$\leq 475^a$	图 6-5
2	Q345R	GB/T 713.2	345	$\leq 450^a$	图 6-4
3	GB/SA 516Cr70	ASME BPVC, II .A SA-516M	260	$\leq 475^a$	图 6-5
4	GB/SA 537 Cl 1	ASME BPVC, II .A SA-537M	340	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
5	Q370R	GB/T 713.2	370	≤ 150	图 6-6
				150~400	图 6-4
6	Q420R	GB/T 713.2	420	≤ 150	图 6-6
				150~400	图 6-4
7	Q460R	GB/T 713.2	460	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
8	18MnMoNbR	GB/T 713.2	400	≤ 150	图 6-6
				150~450 ^a	图 6-4
9	13MnNiMoR	GB/T 713.2	390	≤ 150	图 6-6
				150~400	图 6-4
10	15CrMoR	GB/T 713.2	295	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
11	GB/SA387 Gr12 Cl.2	ASME BPVC, II .A SA-387M	275	≤ 475	图 6-5
12	14Cr1MoR	GB/T 713.2	310	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
13	12Cr2Mo1R	GB/T 713.2	310	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
14	12Cr1MoVR	GB/T 713.2	245	≤ 475	图 6-5
15	12Cr2Mo1VR	GB/T 713.2	415	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
16	16MnDR	GB/T 713.3	315	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
17	15MnNiNbDR	GB/T 713.3	370	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4

表 6-1 外压应力系数 B 曲线图选用表 (续)

序号	牌号或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	适用 B 曲线图
18	Q420DR	GB/T 713.3	420	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
19	Q460DR	GB/T 713.3	460	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
20	13MnNiDR	GB/T 713.3	345	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
21	09MnNiDR	GB/T 713.3	300	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
22	11MnNiMoDR	GB/T 713.3	440	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
23	08Ni3DR	GB/T 713.4	320	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-5
24	07Ni5DR	GB/T 713.4	370	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
25	06Ni7DR 06Ni9DR	GB/T 713.4	560 ^b	≤ 150	图 6-7
26	Q400GMDR	GB/T 713.5	400	≤ 150	图 6-6
27	Q490R Q490DRL1 Q490DRL2 Q490RW	GB/T 713.6	490	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
28	Q580R Q580DR	GB/T 713.6	580 ^b	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
29	Q690R Q690DR	GB/T 713.6	690 ^b	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
30	10	GB/T 8163 GB/T 6479 GB/T 9948	205	$\leq 475^a$	图 6-3
31	20	GB/T 8163 GB/T 6479 GB/T 9948	245	$\leq 475^a$	图 6-5
32	Q345D\Q345E	GB/T 8163 GB/T 6479	345	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
33	12CrMo	GB/T 6479 GB/T 9948	205	≤ 475	图 6-3

表 6-1 外压应力系数 B 曲线图选用表 (续)

序号	牌号或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	适用 B 曲线图
34	15CrMo	GB/T 6479 GB/T 9948	235	≤475	图 6-5
35	12Cr1MoV	GB/T 9948	255	≤475	图 6-5
36	12Cr2Mo	GB/T 6479 GB/T 9948	280	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
37	12Cr5Mo	GB/T 6479	195(退火)	≤475 ^a	图 6-3
38	12Cr5Mo1	GB/T 9948	205(退火)	≤475 ^a	图 6-3
39	08Cr2AlMo	GB/T 150.2—2024 附录 A	250	≤300	图 6-5
40	09CrCuSb	GB/T 150.2—2024 附录 A	245	≤300	图 6-5
41	16MnD	NB/T 47019.4	325	≤350	图 6-5
42	09MnD 09MnNiD	NB/T 47019.4	270	≤350	图 6-5
43	08Ni3MoD	NB/T 47019.4	260	≤250	图 6-5
44	20	NB/T 47008	235	≤475 ^a	图 6-5
45	16Mn	NB/T 47008	305	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
46	08Cr2AlMo	NB/T 47008	250	≤300	图 6-5
47	09CrCuSb	NB/T 47008	245	≤300	图 6-5
48	20MnMo	NB/T 47008	370	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
49	20MnMoNb	NB/T 47008	470	≤150	图 6-7
				150~475 ^a	图 6-5
50	20MnNiMo	NB/T 47008	450	≤150	图 6-7
				150~450	图 6-5
51	15NiCuMoNb	NB/T 47008	440	≤150	图 6-7
				150~450	图 6-5
52	12CrMo	NB/T 47008	255	≤475	图 6-5
53	15CrMo	NB/T 47008	280	≤150	图 6-6
				150~475	图 6-5

表 6-1 外压应力系数 B 曲线图选用表 (续)

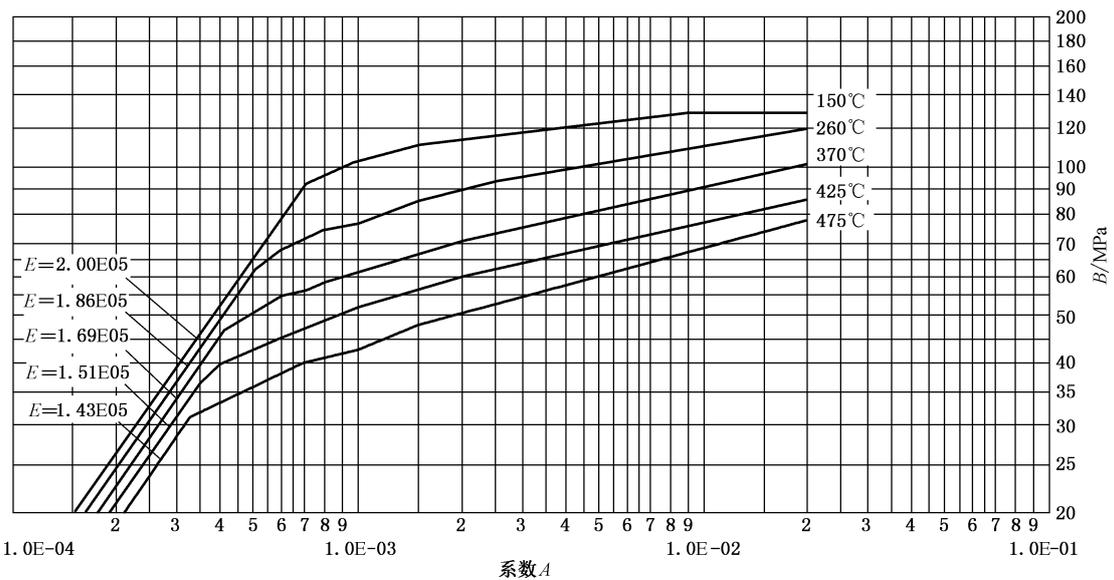
序号	牌号或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	适用 B 曲线图
54	14Cr1Mo	NB/T 47008	290	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
55	12Cr2Mo1	NB/T 47008	310	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
56	12Cr1MoV	NB/T 47008	280	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
57	12Cr2Mo1V	NB/T 47008	420	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
58	12Cr3Mo1V	NB/T 47008	420	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
59	12Cr5Mo	NB/T 47008	390	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
60	10Cr9Mo1VNbN	NB/T 47008	415	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
61	10Cr9MoW2VNbBN	NB/T 47008	440 ^b	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
62	16MnD	NB/T 47009	305	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
63	20MnMoD	NB/T 47009	370	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
64	08MnNiMoVD	NB/T 47009	480	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-5
65	10Ni3MoVD	NB/T 47009	480	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-5
66	09MnNiD	NB/T 47009	280	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
67	08Ni3D	NB/T 47009	260	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
68	06Ni9D	NB/T 47009	550 ^b	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-5
69	S11306	注 1	205	≤ 400	图 6-5
70	S11348		170	≤ 400	图 6-3
71	S11972		275	≤ 400	图 6-5

表 6-1 外压应力系数 B 曲线图选用表 (续)

序号	牌号或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	适用 B 曲线图
72	S21953	注 1	440	≤345	图 6-12
73	S22153		450	≤300	图 6-12
74	S22253		450	≤345	图 6-12
75	S22053		450	≤345	图 6-12
76	S22294		450	≤345	图 6-12
77	S23043		400	≤350	图 6-13
78	S25554		550	≤345	图 6-12
79	S25073		550	≤345	图 6-12
80	S27603		550	≤250	图 6-14
81	S30408		205	≤650 ^a	图 6-8
82	S30403		175	≤425	图 6-10
83	S30409		205	≤650 ^a	图 6-8
84	S30450		290	≤600	图 6-13
85	S30458		240	≤650 ^a	图 6-8
86	S30453		205	≤500	图 6-8
87	S30478		275	≤500	图 6-8
88	S30859		310	≤600	图 6-13
89	S30908		205	≤650 ^a	图 6-8
90	S31008		205	≤650 ^a	图 6-9
91	S31252		310	≤450	图 6-9
92	S31608		205	≤650 ^a	图 6-9
93	S31603		175	≤425	图 6-11
94	S31609		205	≤650 ^a	图 6-9
95	S31653		205	≤650 ^a	图 6-9
96	S31658		240	≤650 ^a	图 6-9
97	S31668		205	≤650 ^a	图 6-9
98	S31708		205	≤650 ^a	图 6-9
99	S31703		205	≤425	图 6-11
100	S31782		220	≤350	图 6-9
101	S32168		205	≤650 ^a	图 6-9
102	S32169		205	≤650 ^a	图 6-9
103	S34778		205	≤650 ^a	图 6-9
104	S34779		205	≤650 ^a	图 6-9

表 6-1 外压应力系数 B 曲线图选用表 (续)

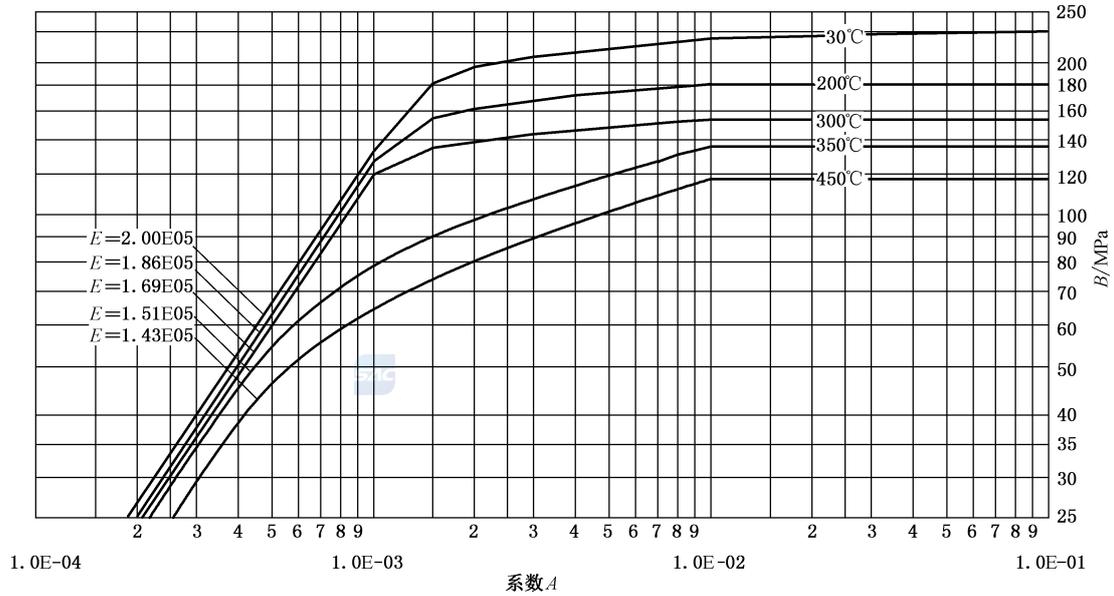
序号	牌号或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	适用 B 曲线图
105	S35656	注 1	220	≤350	图 6-9
106	S39042		220	≤350	图 6-9
107	S41008		210	≤400	图 6-5
<p>注 1: 指所选定统一数字代号的钢板、管材或锻件在 GB/T 150.2—2024 表 C.2、表 C.4、表 C.6 中所列出的标准号。</p> <p>注 2: 本表中 B 曲线图对应的曲线数据表见表 6-2~表 6-14。</p>					
<p>^a 本表中指定的外压 B 曲线仅适用于不考虑蠕变屈曲失效模式的屈曲计算。若设备长时间在高温使用时,外压 B 曲线最高设计温度不应超过 GB/T 150.2—2024 表 C.1~表 C.6 中“粗实线”所对应的温度。</p> <p>^b 若材料的屈服强度超过外压 B 曲线图中标记的最高值,则按图中屈服强度标记最高值的外压 B 曲线查取。</p>					



注: 用于屈服强度 $R_{eL} < 207$ MPa 的非合金钢、合金钢和 S11348 钢等。

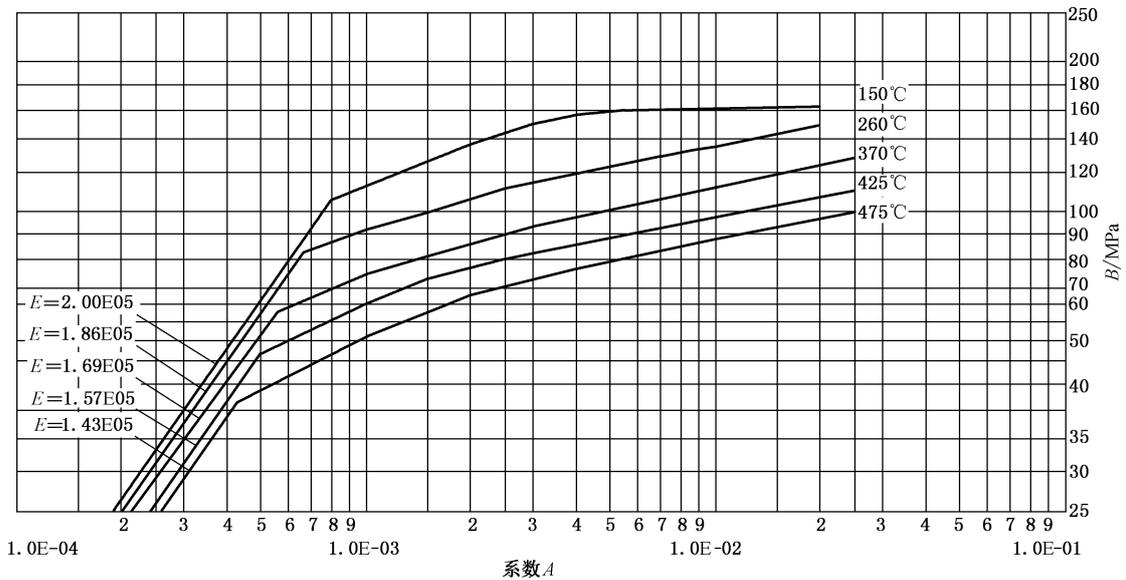
图 6-3 外压应力系数 B 曲线 1





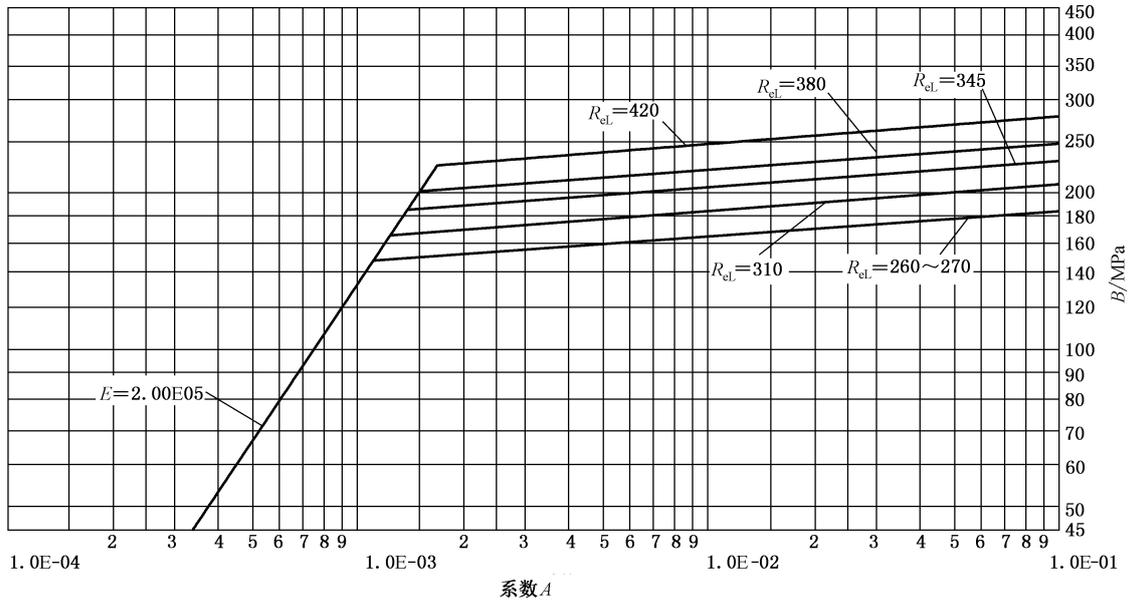
注：用于 Q345R 钢等屈服强度 $R_{el} \geq 345$ MPa 的合金钢的钢板。

图 6-4 外压应力系数 B 曲线 2



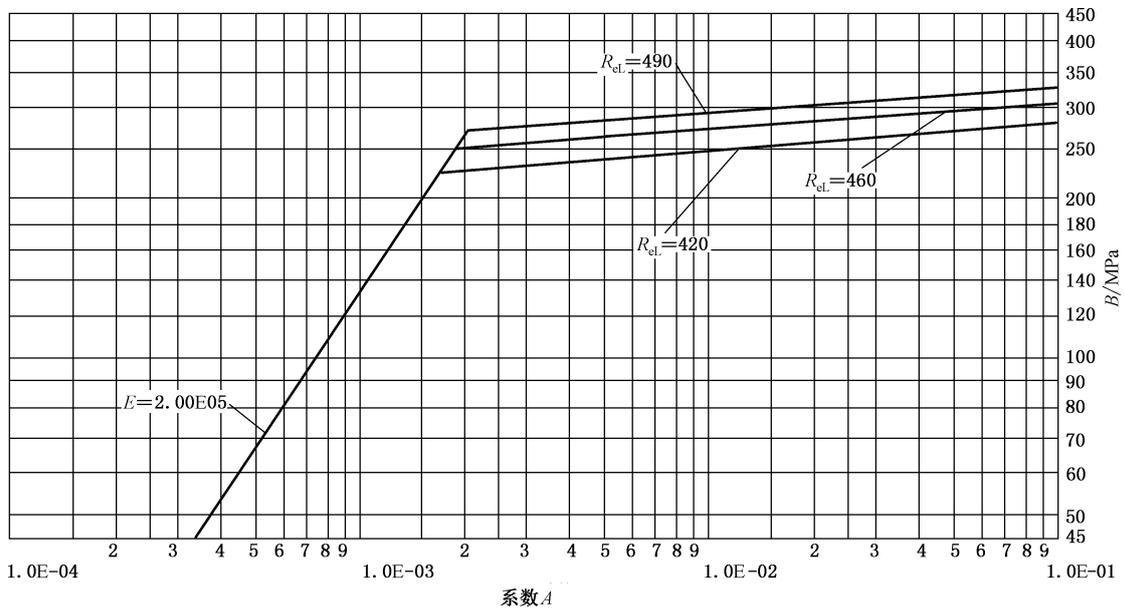
注：用于除图 6-4 外，材料的屈服强度 $R_{el} > 207$ MPa 的非合金钢、合金钢和 S11306 钢等。

图 6-5 外压应力系数 B 曲线 3



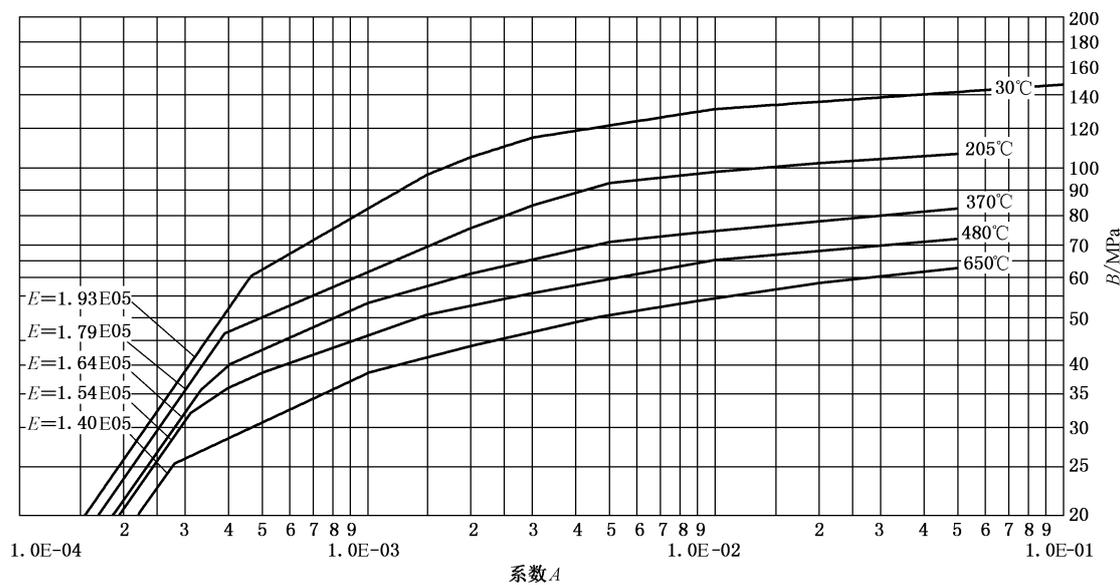
注：用于除 Q345R 钢外，设计温度不大于 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时，材料的屈服强度 $260 < R_{el} \leq 420$ MPa 的非合金钢、低合金钢等。

图 6-6 外压应力系数 B 曲线 4



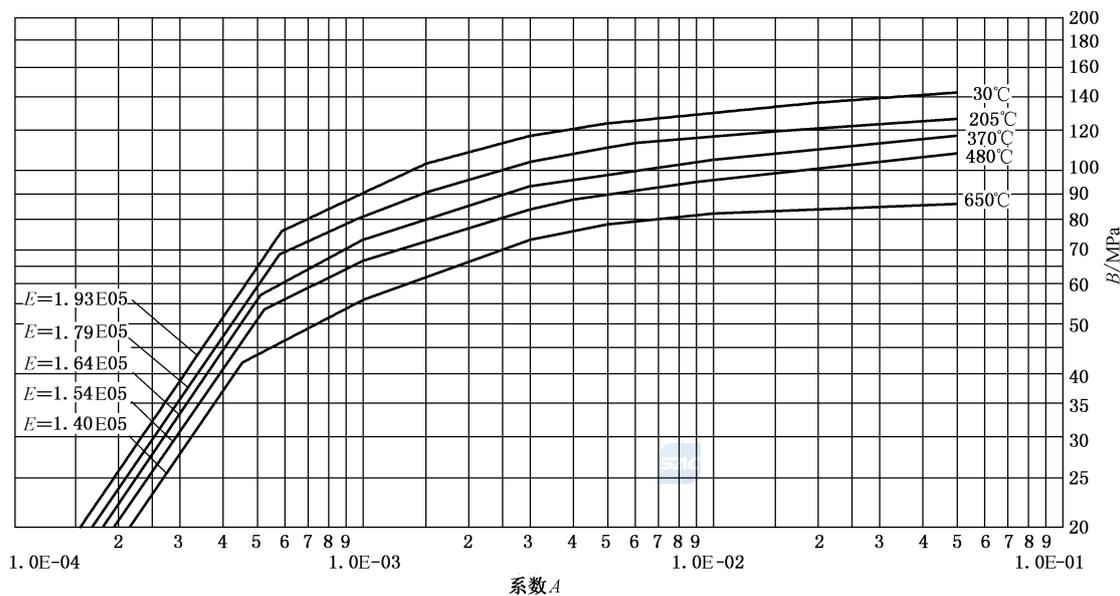
注：用于设计温度不大于 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，材料的屈服强度 $420 < R_{el} \leq 490$ MPa 的非合金钢、低合金钢等。

图 6-7 外压应力系数 B 曲线 5



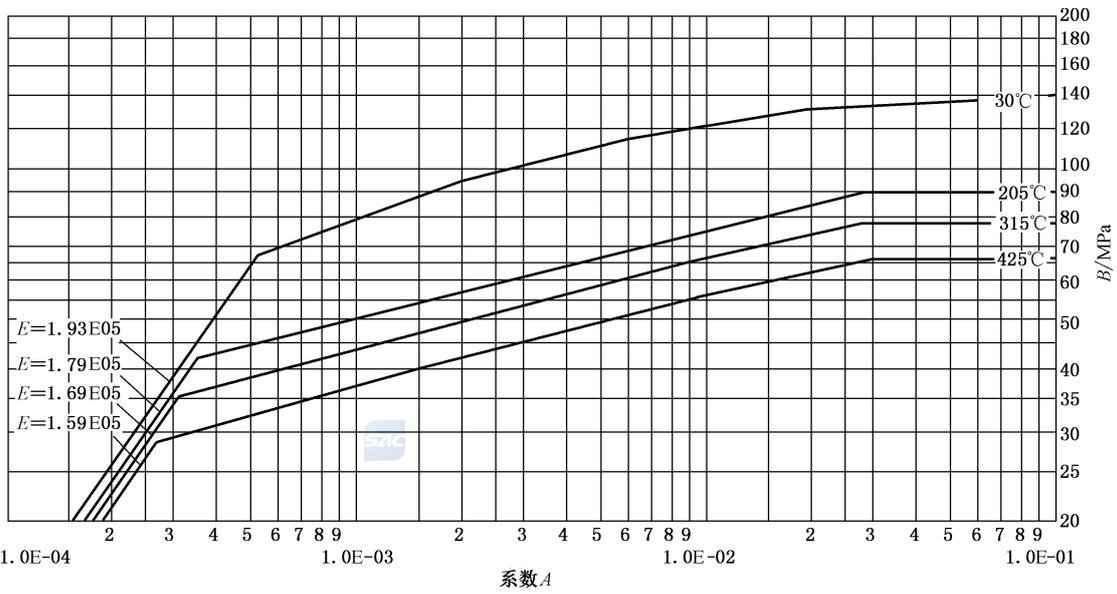
注：用于 S30408 钢等。

图 6-8 外压应力系数 B 曲线 6



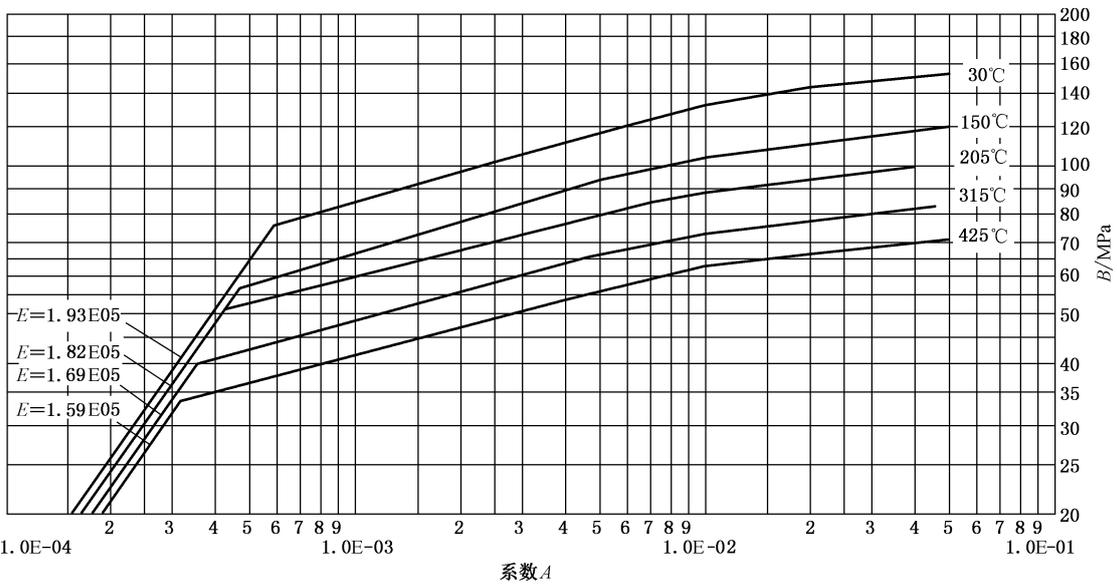
注：用于 S31608 钢等。

图 6-9 外压应力系数 B 曲线 7



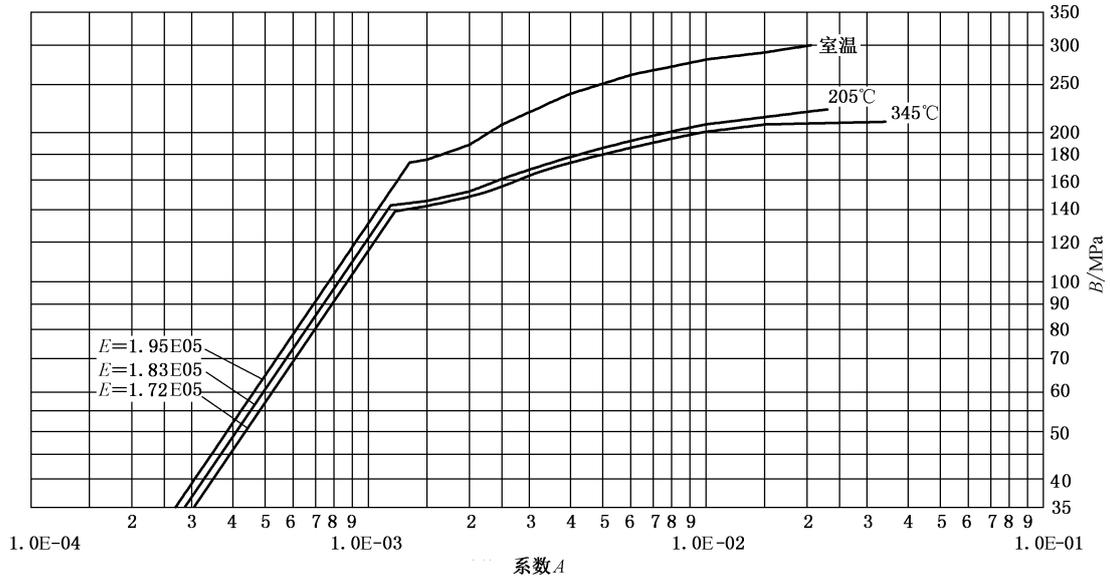
注：用于 S30403 钢等。

图 6-10 外压应力系数 B 曲线 8



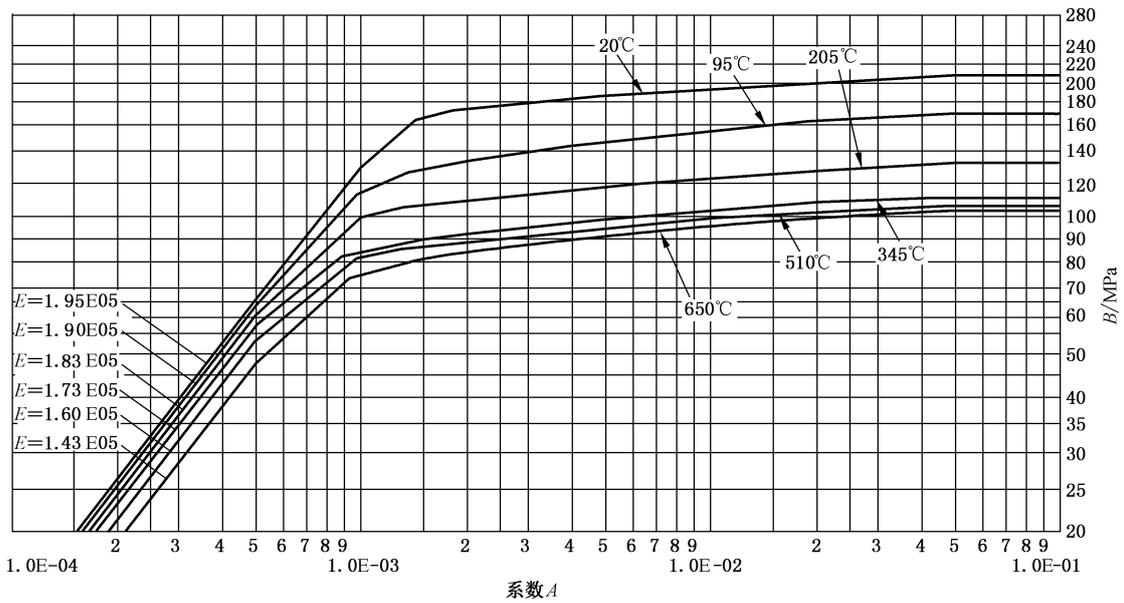
注：用于 S31603 钢等。

图 6-11 外压应力系数 B 曲线 9



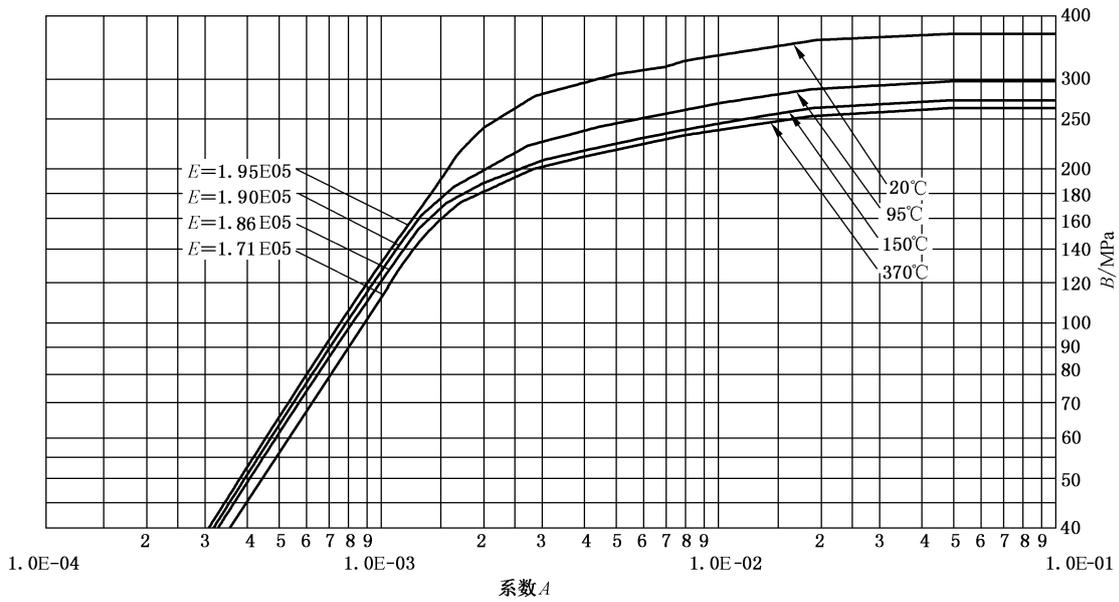
注：用于 S21953 钢等。

图 6-12 外压应力系数 B 曲线 10



注：用于 S30859 钢等。

图 6-13 外压应力系数 B 曲线 11



注：用于 S27603 钢。

图 6-14 外压应力系数 B 曲线 12

- b) 若 A 超出设计温度曲线的最大值,则取对应温度曲线右端点的纵坐标值为 B 。
- c) 若 A 小于设计温度曲线的最小值,则按公式(6-1)计算 B ：

$$B = \frac{2AE^t}{3} \dots\dots\dots (6-1)$$

6.3.2.3 确定许用外压力 $[p]$

根据 B ,按公式(6-2)计算许用外压力 $[p]$ ：

$$[p] = \frac{B}{D_o/\delta_e} \dots\dots\dots (6-2)$$

计算得到的 $[p]$ 应大于或等于 p_c ,否则须调整设计参数,重复上述计算,直到满足为止。

6.3.3 $D_o/\delta_e < 20$ 的圆筒

6.3.3.1 确定外压应变系数 A

外压应变系数 A 应按下列步骤确定：

- a) 对 $D_o/\delta_e \geq 4.0$ 的圆筒,用与 6.3.2.1 相同的步骤得到外压应变系数 A ；
- b) 对 $D_o/\delta_e < 4.0$ 的圆筒,按公式(6-3)计算系数 A ：

$$A = \frac{1.1}{(D_o/\delta_e)^2} \dots\dots\dots (6-3)$$

当系数 $A > 0.1$ 时, A 取 0.1。

6.3.3.2 确定外压应力系数 B

用与 6.3.2.2 相同的步骤得到系数 B 。

6.3.3.3 确定许用外压力 $[p]$

按公式(6-4)计算许用外压力 $[p]$ ：

$$[p] = \min \left\{ \left(\frac{2.25}{D_o/\delta_e} - 0.0625 \right) B, \frac{2\sigma_0}{D_o/\delta_e} \left(1 - \frac{1}{D_o/\delta_e} \right) \right\} \dots\dots\dots (6-4)$$

式中, σ_0 取以下两值中的较小值:

- a) $\sigma_0 = 2[\sigma]^t$
- b) $\sigma_0 = 0.9R_{cl}^t$ 或 $0.9R_{p0.2}^t$

计算得到的 $[p]$ 应大于或等于 p_c , 否则须调整设计参数, 重复上述计算, 直到满足为止。

6.4 外压球壳的计算

6.4.1 确定外压应变系数 A

根据 R_o/δ_e , 用公式(5-5)计算系数 A :

$$A = \frac{0.125}{(R_o/\delta_e)} \dots\dots\dots (6-5)$$

6.4.2 确定外压应力系数 B

外压应力系数 B 应按下列步骤确定:

- a) 按所用材料, 查表 6-1 确定对应的外压应力系数 B 曲线图, 由 A 查取 B (遇中间值用内插法);
- b) 若 A 超出设计温度曲线的最大值, 则取对应温度曲线右端点的纵坐标值为 B ;
- c) 若 A 小于设计温度曲线的最小值, 则按公式(6-1)计算 B 。

6.4.3 确定许用外压力 $[p]$

根据 B , 按公式(6-6)计算许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{(R_o/\delta_e)} \dots\dots\dots (6-6)$$

计算得到的 $[p]$ 应大于或等于 p_c , 否则应调整设计参数, 重复上述计算, 直到满足为止。

6.5 外压圆筒加强圈的设计

6.5.1 加强圈的计算

6.5.1.1 惯性矩计算

选定加强圈材料与截面尺寸, 计算其横截面积 A_s 和加强圈与圆筒有效段组合截面的惯性矩 I_s , 圆筒有效段指在加强圈中心线两侧有效宽度各为 $0.55\sqrt{D_o\delta_e}$ 的壳体。

若加强圈中心线两侧圆筒有效宽度与相邻加强圈的圆筒有效宽度相重叠, 则该圆筒的有效宽度中相重叠部分每侧按一半计算。

6.5.1.2 确定外压应力系数 B

按公式(6-7)计算 B :

$$B = \frac{P_c D_o}{\delta_e + (A_s/L_s)} \dots\dots\dots (6-7)$$

6.5.1.3 确定外压应变系数 A

外压应变系数 A 按下列步骤确定:

- a) 按筒体所用材料, 查表 6-1 确定对应的外压应力系数 B 曲线图, 由 B 查取 A (遇中间值用内插法);
- b) 若 B 超出设计温度曲线的最大值, 则取对应温度曲线右端点的横坐标值为 A ;

c) 若 B 小于设计温度曲线的最小值,则按公式(6-8)计算 A :

$$A = \frac{3B}{2E'} \dots\dots\dots(6-8)$$

6.5.1.4 确定所需的惯性矩 I

按公式(6-9)计算加强圈与圆筒组合段所需的惯性矩 I :

$$I = \frac{D_o^2 L_s (\delta_e + A_s / L_s)}{10.9} A \dots\dots\dots(6-9)$$

I_s 应大于或等于 I , 否则选用较大惯性矩的加强圈, 重复上述步骤, 直到 I_s 大于且接近 I 为止。

6.5.2 加强圈的设置

6.5.2.1 加强圈可设置在容器的内部或外部, 应整圈围绕在圆筒的圆周上。加强圈两端的接合形式应按图 6-15 中 A、B 所示。

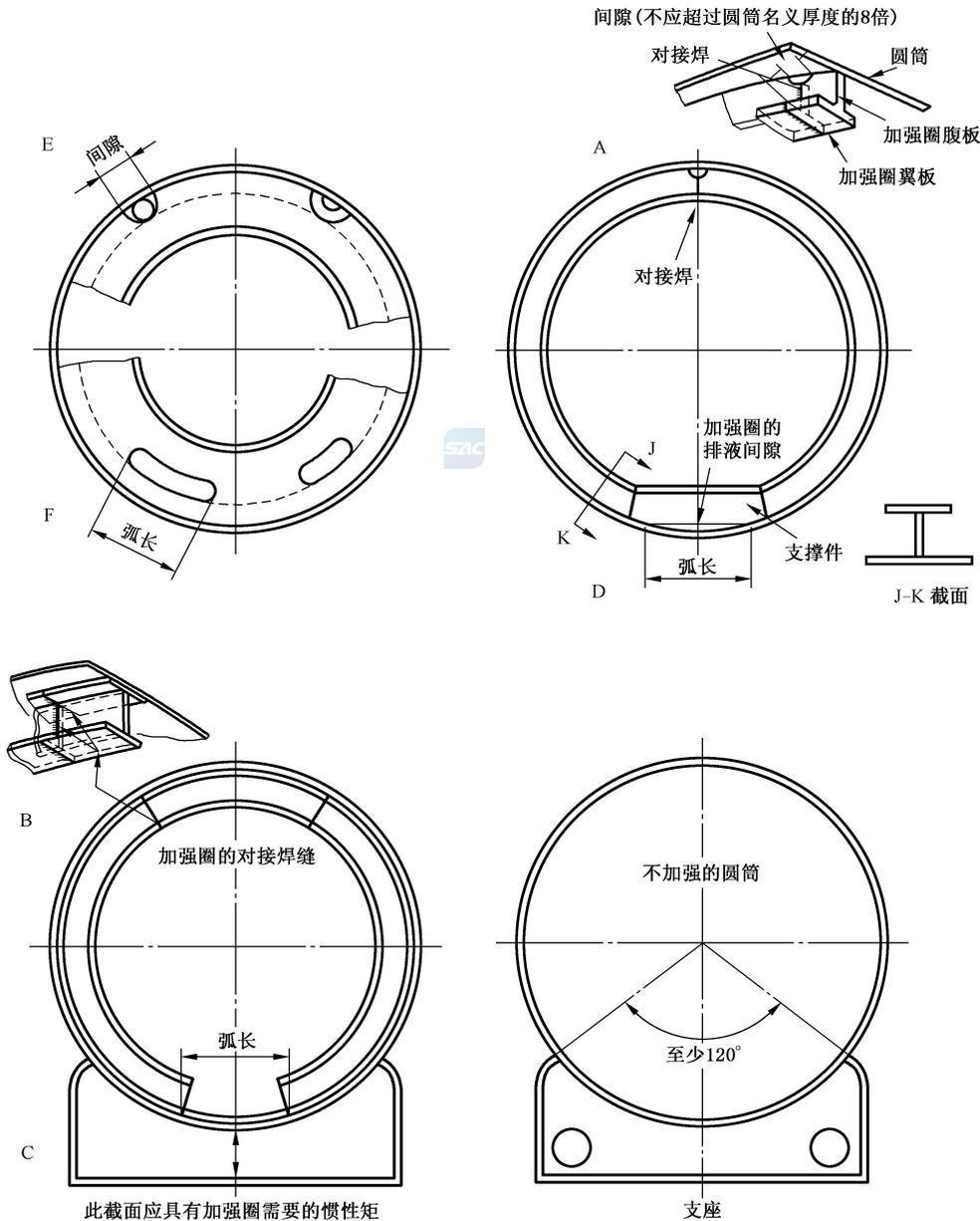


图 6-15 外压容器加强圈的各种布置图

6.5.2.2 容器内部的加强圈,若布置成图 6-15 中 C、D、E 或 F 所示的结构时,则应取具有最小惯性矩的截面进行计算。

6.5.2.3 在加强圈上需要留出如图 6-15 中 D、E 及 F 所示的间隙时,则不应超过图 6-16 规定的弧长,否则应将容器内部和外部的加强圈相邻两部分接合起来,采用如图 6-15 中 C 所示的结构。但若能同时满足以下条件者可以除外。

- 每圈只允许一处无支撑的壳体弧长。
- 无支撑的壳体弧长不超过 90° 。
- 相邻两加强圈的不受支撑的圆筒弧长相互交错 180° 。
- 圆筒计算长度 L 应取下列数值中的较大者:

——相间隔加强圈之间的最大距离;

——从封头切线至第二个加强圈中心的距离再加上 $1/3$ 封头曲面深度。

6.5.2.4 容器内部的构件如塔盘支撑圈等,若设计成起加强作用时,也可作加强圈用。

6.5.2.5 加强圈与圆筒之间可采用连续或间断焊接,当加强圈设置在容器外面时,加强圈每侧间断焊接的总长,应不少于圆筒外圆周长的 $1/2$,当设置在容器里面时,应不少于圆筒内圆周长的 $1/3$ 。焊脚尺寸不应小于焊接件中较薄件的厚度。

间断焊缝的布置与间距可参照图 6-17 所示的型式,间断焊缝可以相互错开或并排布置。最大间隙 t ,对外加强圈为 $8\delta_n$,对内加强圈为 $12\delta_n$ 。

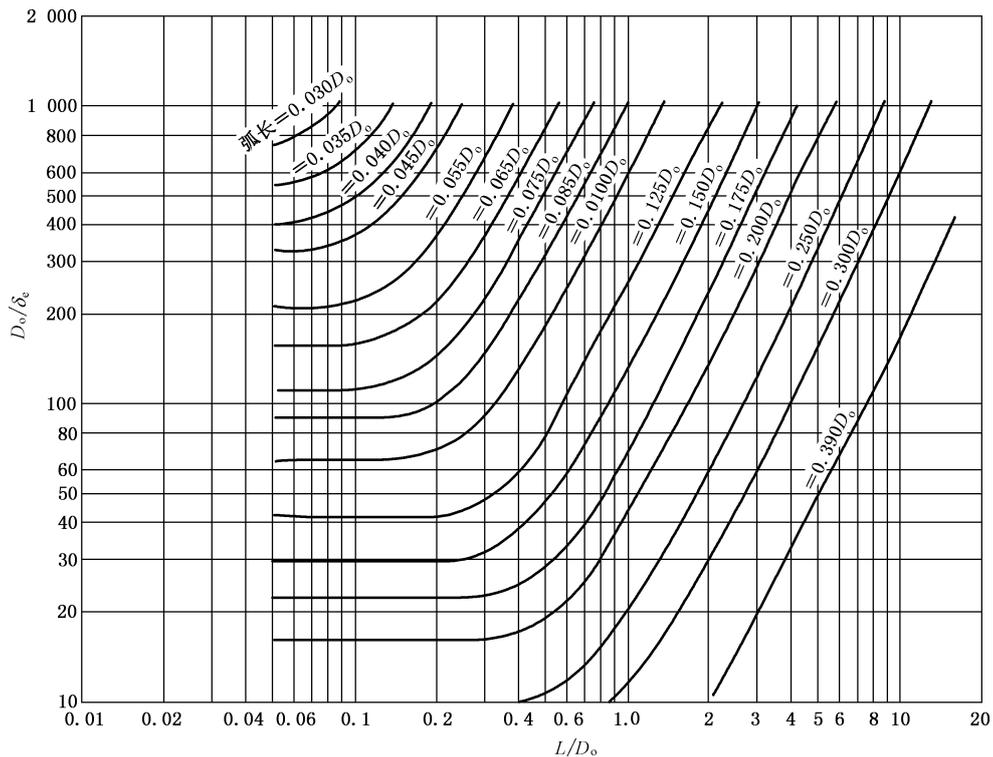


图 6-16 圆筒上加强圈允许的间断弧长值

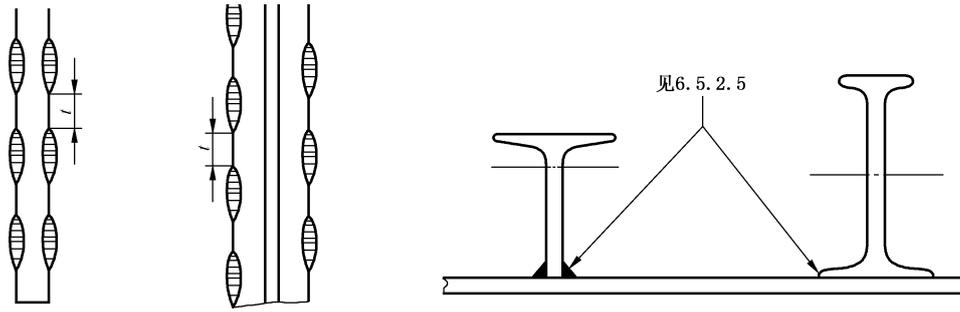


图 6-17 加强圈与圆筒的连接

6.5.2.6 加强圈结构的截面尺寸要求

图 6-18 所示的扁钢、角钢和 T 型钢的加强圈结构的截面尺寸应符合公式(6-10)和公式(6-11)要求。

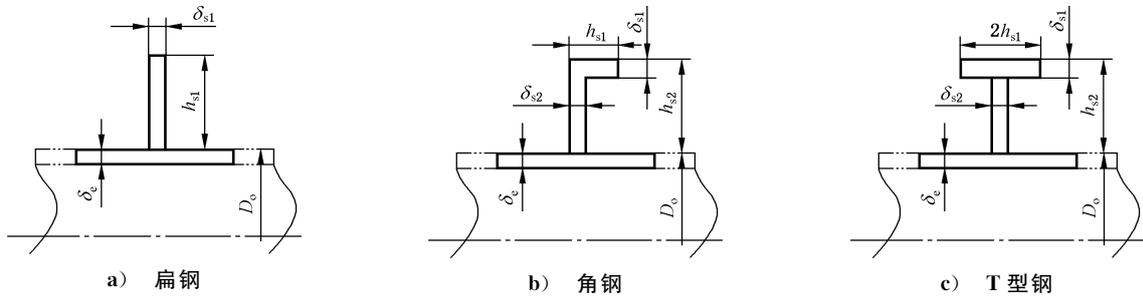


图 6-18 加强圈结构的截面尺寸

$$\frac{h_{s1}}{\delta_{s1}} \leq 0.375 \left(\frac{E^t}{R_{eL}^t} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (6-10)$$

$$\frac{h_{s2}}{\delta_{s2}} \leq \left(\frac{E^t}{R_{eL}^t} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (6-11)$$

表 6-2 图 6-2 的曲线数据表

D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A
4	2.2	9.59E-02	5	7	4.65	8	0.8	8.75
	2.6	8.84		10	4.59		1	6.60
	3	8.39		30	4.54		1.6	3.72
	4	7.83		50	4.53		2	2.85
	5	7.59	6	1.2	8.37E-02		2.4	2.42
	7	7.39		1.6	5.84		3	2.12
	10	7.29		2	4.69		4	1.92
	30	7.20		2.4	4.11		5	1.84
5	50	7.20	3	3.69	7	1.79		
	10	1.4	9.29E-02	4	3.41	10	1.76	
		1.6	8.02	5	3.29	20	1.74	
		2	6.58	7	3.20	50	1.74	
		2.4	5.86	10	3.16	10	0.56	9.64E-02
		3	5.32	30	3.12		0.7	7.20
4		4.94	50	3.12	1		4.63	
5	4.78	8	0.74	1.2	3.71			

表 6-2 图 6-2 的曲线数据表 (续)

D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A	
10	2	2.01	25	3	3.23	40	50	6.88	
	2.4	1.65		3.4	2.78	50	0.088	9.30E-02	
	3	1.39		4	2.35		0.1	7.82	
	4	1.24		4.4	2.19		0.2	2.63	
	5	1.18		5	2.04		0.3	1.54	
	7	1.14		6	1.91		0.4	1.08	
	10	1.12		7	1.86		0.6	6.77E-03	
	16	1.11		10	1.80		0.8	4.90	
50	1.11	30	1.76	1	3.84				
15	0.34	9.68E-02	30	50	1.76	60	2	1.71	
	0.4	7.70		40	0.16		9.04E-02	4	8.42E-04
	0.6	4.53			2		6.35	5	6.52
	1	2.44			0.3		3.57	6	5.48
	1.2	1.97			0.4		2.46	7	5.02
	2	1.09			0.6		1.50	8	4.78
	2.4	8.90E-03			0.8		1.08	10	4.58
	3	6.91			1		8.38E-03	12	4.49
	4	5.73			1.2	6.83	16	4.44	
	5	5.34			2	3.88	40	4.40	
	6	5.16			3	2.46	50	4.40	
	10	4.97			4	1.77	80	0.074	9.54E-02
40	4.90	4.4	1.61		0.1	5.56			
50	4.90	5	1.47	0.14	3.23				
20	0.24	9.82E-02	6	1.36	0.2	1.93			
	0.4	4.77	7	1.30	0.4	8.12E-03			
	0.6	2.86	10	1.25	0.6	5.10			
	0.8	2.03	30	1.22	0.8	3.71			
	1	1.56	50	1.22	1	2.91			
	1.2	1.27	40	0.12	8.64E-02	2	1.38		
	2	7.13E-03		0.2	3.85	3	8.86E-04		
	3	4.46		0.3	2.22	4	6.45		
	3.4	3.88		0.4	1.55	6	4.09		
	4	3.42		0.6	9.58E-03	7	3.64		
5	3.08	0.8		6.91	8	3.41			
7	2.87	1		5.39	10	3.22			
10	2.80	1.2		4.41	14	3.10			
40	2.75	2		2.52	40	3.06			
50	2.75	4		1.17	50	3.06			
25	0.2	8.77E-02	5	9.12E-04	80	0.054	9.90E-02		
	0.3	4.84	6	8.04		0.07	6.08		
	0.5	2.50	7	7.56		0.09	3.91		
	0.8	1.43	8	7.31		0.1	3.28		
	1	1.11	10	7.08		0.14	1.96		
	1.2	9.02E-03	16	6.92		0.2	1.20		
	2	5.08	40	6.88		0.24	9.50E-03		

表 6-2 图 6-2 的曲线数据表 (续)

D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A
80	0.4	5.16	125	14	7.40	250	0.05	1.29E-02
	0.6	3.28		20	7.13		0.06	9.55E-03
	0.8	2.39		40	7.04		0.08	6.17
	1	1.88		50	7.04		0.1	4.52
	2	8.95E-04	150	0.05	3.38E-02		0.14	2.93
	4	4.24		0.06	2.44		0.2	1.91
	6.6	2.41		0.08	1.51		0.4	8.81E-04
	8	2.05		0.1	1.08		0.6	5.72
	10	1.86		0.12	8.33E-03		0.8	4.22
	14	1.76		0.16	5.69		1	3.35
	30	1.72		0.2	4.31		2	1.63
	50	1.72		0.4	1.94		4	7.89E-05
100	0.05	7.41E-02	0.6	1.25	6	5.13		
	0.07	3.98	1	7.26E-05	8	3.77		
	0.1	2.20	2	3.49	10	2.93		
	0.14	1.33	4	1.68	12	2.38		
	0.2	8.31E-03	6	1.08	14	2.10		
	0.4	3.64	8	7.87E-05	16	1.96		
	0.5	2.83	10	6.19	20	1.84		
	0.8	1.70	12	5.53	40	1.76		
	1	1.34	16	5.10	50	1.76		
	2	6.41E-04	20	4.98	300	0.05	9.23E-03	
	4	3.05	40	4.89		0.06	6.90	
	6	1.95	50	4.89		0.08	4.52	
	8	1.42	200	0.05		1.96E-02	0.1	3.34
	10	1.24		0.06		1.43	0.12	2.64
14	1.14	0.08		9.09E-03		0.2	1.43	
25	1.10	0.1		6.59		0.4	6.66E-04	
50	1.10	0.14		4.21		0.6	4.33	
0.2		0.2		2.72	0.8	3.21		
0.3		0.3		1.71	1	2.54		
0.5		0.5		9.76E-04	2	1.24		
0.8		0.8	5.92	4	6.02E-05			
125	0.05	4.80E-02	1	4.69	6	3.93		
	0.06	3.44	2	2.27	8	2.87		
	0.08	2.10	4	1.10	10	2.25		
	0.1	1.48	6	7.11E-05	14	1.56		
	0.14	9.17E-03	8	5.20	16	1.42		
	0.2	5.78	10	4.03	20	1.30		
	0.4	2.57	12	3.38	40	1.23		
	0.6	1.65	14	3.09	50	1.22		
	0.8	1.21	16	2.95	400	0.05	5.49E-03	
	1	9.55E-04	20	2.83		0.06	4.17	
	2	4.59	40	2.75		0.08	2.78	
	4	2.20	50	2.75		0.1	2.08	
6	1.41							
9	9.04E-05							
10	8.37							
12	7.70							

表 6-2 图 6-2 的曲线数据表 (续)

D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A	D_o/δ_e	L/D_o	A	
400	0.12	1.66	500	2	5.79E-05	800	0.1	6.82	
	0.16	1.18		4	2.82		0.12	5.51	
	0.2	9.14E-04		6	1.85		0.16	3.98	
	0.4	4.29		8	1.37		0.2	3.12	
	0.6	2.80		10	1.07		0.4	1.49	
	0.8	2.07		12	8.80E-06		0.6	9.80E-05	
	1	1.65	600	0.05	2.70E-03	0.8	7.28		
	2	8.08E-05		0.06	2.08	1	5.80		
	4	3.93		0.08	1.42	2	2.86		
	6	2.57		0.1	1.08	4	1.40		
	8	1.89		0.12	8.68E-04	5	1.12		
	10	1.48		0.16	6.24	5.6	9.92E-06		
	14	1.02		0.2	4.86	1 000	0.05	1.13E-03	
	16	8.82E-06		0.4	2.31		0.06	8.91E-04	
	500	0.05		3.70E-03	0.6		1.51	0.07	7.33
		0.06		2.84	0.8		1.12	0.09	5.41
0.08		1.92	1	8.94E-05	0.12		3.88		
0.1		1.45	2	4.39	0.16		2.82		
0.12		1.16	4	2.16	0.2		2.21		
0.16		8.30E-04	6	1.41	0.4		1.06		
0.2		6.45	8	1.04	0.7		5.96E-05		
0.4		3.05	8.4	9.88E-06	1		4.14		
0.6		1.99	800	0.05	1.65E-03	2	2.04		
0.8		1.48		0.06	1.29	4	1.01		
1	1.18	0.08	8.92E-04	4.2	9.57E-06				

表 6-3 图 6-3 的曲线数据表

温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa	
150	1.00E-05	1.33	260	2.00E-02	120	425	5.00	42.7	
	6.20E-04	82.7		1.00E-01	120		6.00	45.3	
	7.00	92.0	370	1.00E-05	1.14		7.00	47.0	
	8.00	96.0		4.09E-04	46.7		1.00E-03	52.0	
	9.00	100		5.00	50.7		1.50	56.0	
	1.00E-03	103		6.00	54.7		2.00	60.0	
	1.50	111		7.00	56.0		2.00E-02	86.0	
	2.00	113		8.00	58.7		1.00E-01	86.0	
	9.00	128		9.00	60.0		475	1.00E-05	0.956
	1.00E-01	128		1.00E-03	61.3			3.25E-04	31.0
260	1.00E-05	1.24	1.50	66.7	5.00	36.0			
	5.08E-04	62.7	2.00	70.7	7.00	40.0			
	6.00	68.0	2.00E-02	101	1.00E-03	42.7			
	8.00	74.7	1.00E-01	105	1.50	48.0			
	1.00E-03	77.3	425	1.00E-05	1.05	2.50		53.3	
	1.50	85.3		3.54E-04	37.3	2.00E-02		78.0	
	2.50	93.3		4.00	40.0	1.00E-01	78.0		

表 6-4 图 6-4 的曲线数据表

温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa
30	1.38	1.00E-05	300	1.00E-03	120	350	5.00	119
	1.00E-03	133		1.50	135		7.00	127
	1.50	182		2.00	139		8.00	131
	2.00	195		3.00	144		1.00E-02	136
	3.00	205		4.00	146	450	1.00E-05	1.08
	1.00E-02	223		5.00	148		3.80E-04	38.0
	1.00E-01	230		8.00	152		5.00	46.4
200	1.00E-05	1.28	1.00E-02	153	6.00		51.7	
	9.30E-04	118	350	1.00E-05	1.20		7.00	56.0
	1.00E-03	127		4.00E-04	45.9		8.00	59.4
	1.50	155		5.00	54.9		9.00	62.4
	2.00	162		6.00	61.9	1.00E-03	65.0	
	3.00	168		7.00	67.5	1.50	74.4	
	4.00	172		8.00	72.0	2.00	80.8	
1.00E-02	181	9.00		75.7	3.00	89.7		
300	1.00E-05	1.22	1.00E-03	78.9	4.00	96.1		
	5.00E-04	61.0	1.50	90.1	5.00	101		
	6.00	73.1	2.00	97.3	6.00	105		
	7.00	85.4	3.00	107	8.00	112		
	8.00	97.7	4.00	114	1.00E-02	117		

表 6-5 图 6-5 的曲线数据表

温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa
150	1.00E-05	1.33	260	3.00	114	425	1.00E-03	65.3
	7.65E-04	101		8.00	132		1.50	73.3
	8.00	105		1.00E-02	135		2.00	77.3
	9.00	109		1.50	143		3.00	82.7
	1.00E-03	113		2.00	149		3.00E-02	113
	2.00	137	2.72	156	1.00E-01	113		
	3.00	149	370	1.00E-01	156	475	1.00E-05	0.956
	4.00	156		1.00E-05	1.39		4.27E-04	41.3
	5.00	159		5.59E-04	62.7		1.00E-03	56.0
	2.50E-02	164		1.00E-03	74.7		1.50	62.7
1.00E-01	164	3.00		93.3	2.00		68.0	
260	1.00E-05	1.24	1.00E-02	112	3.00		73.3	
	6.63E-04	82.2	2.50	128	8.00		85.3	
	9.00	89.0	1.00E-01	128	3.00E-02	102		
	1.00E-03	93.3	425	1.00E-05	1.05	1.00E-01	102	
	2.50	111		5.00E-04	52.0			

表 6-6 图 6-6 的曲线数据表

屈服强度 MPa	A	B MPa	屈服强度 MPa	A	B MPa	屈服强度 MPa	A	B MPa
420	4.00E-05	5.33	380	1.00E-01	248	310	1.24	165
	1.00E-03	133		4.00E-05	5.33		1.00E-01	207
	1.69	224	345	1.00E-03	133	260~275	4.00E-05	5.33
	1.00E-01	280		1.38	184		1.00E-03	133
380	4.00E-05	5.33	1.00E-01	229	1.10		147	
	1.00E-03	133	310	4.00E-05	5.33		1.00E-01	184
	1.51	201		1.00E-03	133			

表 6-7 图 6-7 的曲线数据表

屈服强度 MPa	A	B MPa	屈服强度 MPa	A	B MPa	屈服强度 MPa	A	B MPa
490	4.00E-05	5.33	460	4.00E-05	5.33	420	4.00E-05	5.33
	1.00E-03	133		1.00E-03	133		1.00E-03	133
	2.04	271		1.88	250		1.69	224
	1.00E-01	327		1.00E-01	306		1.00E-01	280

表 6-8 图 6-8 的曲线数据表

温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa
30	1.00E-05	1.29	370	1.00E-05	1.07	480	1.50E-03	50.7
	4.63E-04	60.0		3.34E-04	36.0		3.00	56.0
	1.50E-03	97.3		4.00	40.0		1.00E-02	65.3
	2.00	105		5.00	42.7		2.00	68.0
	3.00	115		6.00	45.3	7.00	73.3	
	1.00E-02	131		1.00E-03	53.3	1.00E-01	73.3	
	1.00E-01	147		2.00	61.3	650	1.00E-05	0.933
205	1.00E-05	1.20	5.00	70.7	2.78E-04		25.3	
	3.86E-04	46.4	6.00	72.0	1.00E-03		38.7	
	2.00E-03	76.0	1.00E-02	74.7	2.00		44.0	
	3.00	84.0	5.00	82.7	5.00		50.7	
	4.00	89.3	1.00E-01	82.7	1.00E-02		54.7	
	5.00	93.3	480	1.00E-05	1.07		2.00	58.7
	1.00E-02	98.7		3.09E-04	32.0	5.00	62.7	
5.00	107	4.00		36.0	1.00E-01	62.7		
1.00E-01	107		5.00	38.7				

表 6-9 图 6-9 的曲线数据表

温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa
30	1.00E-05	1.29	205	3.00	104	480	6.00	56.0
	5.88E-04	75.7		4.00	108		1.00E-03	66.7
	1.50E-03	103		5.00	111		3.00	84.0
	2.00	109		6.00	113		4.00	88.0
	2.50	113		1.00E-02	117		1.00E-02	96.0
	3.00	117		5.00	126		5.00	108
	4.00	120	1.00E-01	126	1.00E-01	108		
	5.00	123	370	1.00E-05	1.07	650	1.00E-05	0.933
	7.00	128		5.07E-04	57.3		4.50E-04	42.0
	1.00E-02	129		1.00E-03	73.3		1.00E-03	56.0
	2.00	136		3.00	93.3		2.00	66.7
	7.00	144		4.00	96.0		3.00	73.3
1.00E-01	144	1.00E-02		105	4.00		76.0	
205	1.00E-05	1.20	5.00	117	5.00	78.7		
	5.75E-04	68.6	6.00	118	1.00E-02	82.3		
	1.00E-03	81.3	1.00E-01	118	7.00	87.1		
	1.50	90.7	480	1.00E-05	1.07			
	2.00	96.0		5.19E-04	53.3			

表 6-10 图 6-10 的曲线数据表

温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa
30	1.00E-05	1.29	205	1.00E-03	50.1	315	2.81	77.7
	5.24E-04	67.4		1.00E-02	74.9		1.00E-01	77.7
	2.00E-03	94.7		2.83	89.6	425	1.00E-05	1.06
	6.00	115	1.00E-01	89.6	2.70E-04		28.6	
	2.00E-02	132	315	1.00E-05	1.13		1.50E-03	40.0
	1.00E-01	140		3.13E-04	35.3		1.00E-02	56.0
205	1.00E-05	1.20	1.00E-03	44.0	3.00	66.2		
	3.52E-04	42.0	1.00E-02	66.7	1.00E-01	66.2		

表 6-11 图 6-11 的曲线数据表

温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa	温度/℃	A	B/MPa
30	1.00E-05	1.29	150	1.00E-02	103	315	5.00E-03	66.2
	5.87E-04	75.5		5.00	119		1.00E-02	72.6
	7.00E-03	124		1.00E-01	119		4.56	82.7
	1.00E-02	132	205	1.00E-05	1.2	1.00E-01	86.7	
	2.00	143		4.22E-04	51.2	425	1.00E-05	1.06
	5.00	152		7.00E-03	84.0		3.16E-04	33.5
	1.00E-01	152		1.00E-02	88.0		5.00E-03	56.0
150	1.00E-05	1.20	4.00	98.7	1.00E-02		62.7	
	4.66E-04	56.5	1.00E-01	98.7	5.00	70.8		
	5.00E-03	93.3	315	1.00E-05	1.13	1.00E-01	70.8	
	6.00	96.0		3.55E-04	40.0			

表 6-12 图 6-12 的曲线数据表

温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa
室温	1.41E-04	18.4	205	1.51E-04	18.4	345	1.60E-04	18.4
	1.34E-03	175		1.17E-03	142		1.20E-03	138
	1.50	177		1.50	145		1.50	143
	2.00	189		2.00	152		2.00	149
	2.50	207		2.50	161		2.50	156
	3.00	219		3.00	168		3.00	164
	4.00	239		4.00	179		4.00	175
	6.00	260		6.00	193		6.00	187
	1.00E-02	280		1.00E-02	207		1.00E-02	201
	1.50	289		1.50	214		1.50	207
	2.10	300		2.30	221		3.40	210

表 6-13 图 6-13 的曲线数据表

温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa
20	7.07E-05	9.19	205	7.55E-05	9.19	510	8.62E-05	9.19
	5.00E-04	65.1		5.00E-04	60.8		4.99E-05	53.2
	1.00E-03	129		9.76	99.3		9.64	81.3
	1.44	165		1.31E-03	104		1.09E-03	83.2
	1.81	173		1.97	109		1.27	85.1
	4.48	185		4.44	116		4.84	94.7
	9.42	192		9.57	122		9.68	99.3
	1.89E-02	198		1.99E-02	126		1.99E-02	102
	5.00	206		5.00	132		5.00	105
	1.00E-01	206		1.00E-01	132		1.00E-01	105
95	7.25E-05	9.19	345	7.98E-05	9.19	650	9.64E-05	9.19
	5.00E-04	63.5		4.99E-04	57.5		4.98E-04	47.5
	9.71	113		8.85	82		9.32	74
	1.37E-03	126		1.44E-03	88.7		1.38E-03	80
	1.95	133		1.81	91.1		1.90	83.3
	4.81	146		4.66	98.4		4.88	90.4
	9.81	156		9.80	102		9.94	95.6
	1.96E-02	164		2.00E-02	108		1.94E-02	99.3
	5.00	169		5.00	110		5.00	103
	1.00E-01	169		1.00E-01	110		1.00E-01	103

表 6-14 图 6-14 的曲线数据表

温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa	温度/°C	A	B/MPa
20	1.00E-05	6.51	95	1.12E-03	141	150	7.21	236
	7.07	9.19		1.33	164		8.93	243
	1.03E-04	13.3		1.63	185		1.90E-02	264
	5.00	65.1		1.94	197		5.00	272
	7.50	97.5		2.72	223		1.00E-01	272
	9.92	129		4.31	244	370	1.00E-05	5.69
	1.21E-03	157		6.83	256		8.06	9.19
	1.43	185		8.72	265		1.17E-04	13.3
	1.66	212		1.87E-02	287		5.00	56.9
	1.97	241		5.00	296		7.50	85.5
	2.84	277	1.00E-01	296	9.33		107	
	4.91	307	150	1.00E-05	6.2		1.08E-03	123
	6.97	317		7.41	9.19		1.24	140
	8.49	328		1.08E-04	13.3		1.43	156
	1.92E-02	356		5.00	62		1.71	173
	5.00	368		7.50	92.8		2.77	200
1.00E-01	368	9.23		114	3.75	211		
95	1.00E-05	6.35	1.09E-03	132	7.01	229		
	7.25	9.19	1.28	152	9.34	237		
	1.05E-04	13.3	1.53	171	1.92E-02	255		
	5.00	63.5	1.98	188	5.00	263		
	7.50	94.7	2.69	203	1.00E-01	263		
	9.39	119	3.92	217				

7 封头

7.1 一般规定

本章规定了受内压或外压的凸形封头、平盖、锥形封头(含偏心锥壳)、变径段、锻制紧缩口以及内压元件的拉撑结构设计方法。其中,凸形封头包括椭圆形封头、碟形封头、球冠形封头(见图 7-1~图 7-3)和半球形封头。

半球形封头按第 5 章或第 6 章计算。

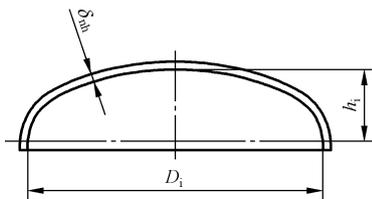


图 7-1 椭圆形封头

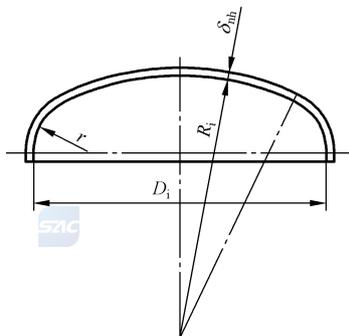


图 7-2 碟形封头

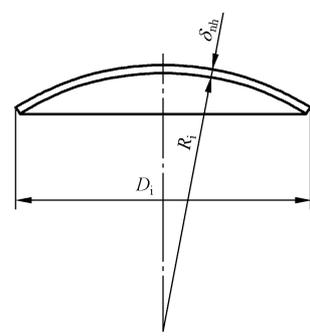


图 7-3 球冠形封头

7.2 术语和定义、符号

7.2.1 术语和定义

GB/T 150.1—2024 中界定的术语和定义适用于本章。

7.2.2 符号

下列符号适用于本章：

D_i ——封头内直径或与其连接的圆筒内直径，mm；

D_o ——封头外直径或与其连接的圆筒外直径，mm；

h_i ——凸形封头内曲面深度，mm；

p_c ——计算压力，MPa；

$[p_w]$ ——封头的最大允许工作压力，MPa；

R_{eL}^t ——椭圆或碟形封头材料在设计温度下的屈服强度，MPa；

δ ——与封头连接的圆筒计算厚度，mm；

δ_b ——防止内压屈曲的封头计算厚度，mm；

δ_c ——按内压强度的封头计算厚度，mm；

δ_e ——与封头连接的圆筒有效厚度，mm；

δ_{eh} ——凸形封头有效厚度，mm；

δ_h ——凸形封头计算厚度，mm；

δ_n ——与封头连接的圆筒名义厚度，mm；

δ_{nh} ——凸形封头名义厚度，mm；

δ_r ——与封头和圆筒连接的加强段或过渡段计算厚度，mm；

$[\sigma]^t$ ——设计温度下封头材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024)，MPa；

$[\sigma]_s^t$ ——设计温度下，封头所连圆筒材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024)，MPa；

ϕ ——焊接接头系数(按 GB/T 150.1—2024)；

h_o ——凸形封头外曲面深度， $h_o = h_i + \delta_{nh}$ ，mm；

α ——锥壳半顶角，(°)。

7.3 椭圆形封头

7.3.1 椭圆形封头的选型

椭圆形封头一般采用 $D_i/2h_i = 2.0$ 的标准型。

7.3.2 受内压(凹面受压)椭圆形封头

考虑强度和屈曲两种失效模式，按以下步骤进行椭圆形封头设计计算：

- 按 7.3.2.1 进行内压强度计算，确定椭圆形封头的内压强度计算厚度 δ_c ；
- 按 7.3.2.2 判断椭圆形封头内压屈曲可能性；
- 可能发生内压屈曲时，按 7.3.2.3 确定椭圆形封头防止屈曲计算厚度 δ_b ；
- 按 7.3.2.4 确定椭圆形封头计算厚度 δ_b 和最大允许工作压力 $[p_w]$ 。

7.3.2.1 椭圆形封头内压强度设计

按公式(7-1)或公式(7-2)确定椭圆形封头内压强度计算厚度 δ_c ：

$$\delta_c = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \dots\dots\dots (7-1)$$

$$\delta_c = \frac{K p_c D_o}{2[\sigma]^t \phi + (2K - 0.5) p_c} \dots\dots\dots(7-2)$$

式中：

K——椭圆形封头形状系数， $K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right]$ ，其值见表 7-1。

表 7-1 椭圆形封头形状系数 K

$\frac{D_i}{2h_i}$	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8
K	1.46	1.37	1.29	1.21	1.14	1.07	1.00	0.93	0.87
$\frac{D_i}{2h_i}$	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	
K	0.81	0.76	0.71	0.66	0.61	0.57	0.53	0.50	

7.3.2.2 椭圆形封头内压屈曲判别

根据 $D_i/2h_i$ 和 D_i/δ_c ，按图 7-4 判断椭圆形封头是否可能发生屈曲。若 $D_i/2h_i$ 和 D_i/δ_c 落在图 7-4 中曲线上或曲线右上方，则封头可能发生屈曲；若 $D_i/2h_i$ 和 D_i/δ_c 落在图 7-4 中曲线左下方，则封头不可能发生屈曲。

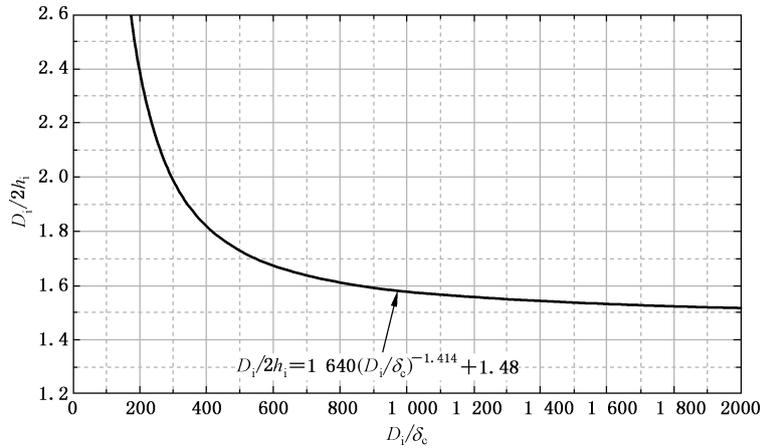


图 7-4 内压椭圆形封头屈曲判别

7.3.2.3 椭圆形封头防止内压屈曲设计

当根据 7.3.2.2 判别椭圆形封头存在内压屈曲可能时，可按以下 a) 或 b) 方法之一进行设计：

a) 解析法

椭圆形封头防止内压屈曲计算厚度 δ_b 按公式(7-3)确定：

$$\delta_b = D_i \left[\frac{p_c}{23R_{cl}} \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^{1.93} \right]^{0.77} \dots\dots\dots(7-3)$$

b) 经验法

椭圆形封头防止内压屈曲计算厚度 δ_b 亦可按公式(7-4)确定：

$$\delta_b \geq \begin{cases} 0.0015 \cdot D_i (D_i/2h_i \leq 2) \\ 0.0030 \cdot D_i (D_i/2h_i > 2) \end{cases} \dots\dots\dots(7-4)$$

7.3.2.4 椭圆形封头的计算厚度和最大允许工作压力

根据 7.3.2.2 的判别结果,当不可能发生内压屈曲时,椭圆形封头计算厚度 δ_h 取内压强度计算厚度 δ_c ,最大允许工作压力按公式(7-5)确定;当有可能发生内压屈曲时,椭圆形封头计算厚度 δ_h 取内压强度计算厚度 δ_c 与防止内压屈曲计算厚度 δ_b 的较大值后确定封头的名义厚度 δ_{nh} 及有效厚度 δ_{eh} ,最大允许工作压力取公式(7-5)和公式(7-6)计算值的较小者。

$$[p_w] = \frac{2[\sigma]^t \phi \delta_{eh}}{KD_i + 0.5\delta_{eh}} \quad \dots\dots\dots (7-5)$$

式中:

K ——椭圆形封头形状系数。

$$[p_w] = 23R_{el}^t \left(\frac{\delta_{eh}}{D_i}\right)^{1.29} \left(\frac{D_i}{2h_i}\right)^{-1.93} \quad \dots\dots\dots (7-6)$$

7.3.3 受外压(凸面受压)椭圆形封头

凸面受压椭圆形封头的厚度计算应采用第 6 章外压球壳设计方法,其中 R_o 为椭圆形封头的当量球壳外半径, $R_o = K_1 D_o$ 。

K_1 由椭圆形长短轴比值决定的系数,见表 7-2。

表 7-2 由椭圆形长短轴比值决定的系数 K_1

$\frac{D_o}{2h_o}$	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_1	1.18	1.08	0.99	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50
注 1: 中间值用内插法求得。									
注 2: 标准椭圆形封头 $K_1 = 0.9$ 。									

7.4 碟形封头

7.4.1 碟形封头的选型

碟形封头球面部分的内半径应不大于封头的内直径,通常取 0.9 倍的封头内直径。封头转角内半径应不小于封头内直径的 10%,且不应小于 3 倍的名义厚度 δ_{nh} 。

7.4.2 受内压(凹面受压)碟形封头

考虑强度和屈曲两种失效模式,按以下步骤进行碟形封头设计计算:

- 按 7.4.2.1 进行内压强度计算,确定碟形封头的内压强度计算厚度 δ_c ;
- 按 7.4.2.2 判断碟形封头内压屈曲可能性;
- 可能发生内压屈曲时,按 7.4.2.3 确定碟形封头防止屈曲计算厚度 δ_b ;
- 按 7.4.2.4 确定碟形封头计算厚度 δ_h 和最大允许工作压力 $[p_w]$ 。

7.4.2.1 碟形封头内压强度设计

按公式(7-7)或公式(7-8)确定碟形封头内压强度计算厚度 δ_c :

$$\delta_c = \frac{Mp_c R_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5p_c} \quad \dots\dots\dots (7-7)$$

$$\delta_c = \frac{Mp_c R_o}{2[\sigma]^t \phi + (M - 0.5)p_c} \dots\dots\dots(7-8)$$

式中：

R_i ——碟形封头球面部分内半径,单位为毫米(mm)；

R_o ——碟形封头球面部分外半径, $R_o = R_i + \delta_{nh}$,单位为毫米(mm)；

M ——碟形封头形状系数, $M = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{3} + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right)$,其值见表 7-3；

r ——碟形封头过渡段转角内半径,单位为毫米(mm)。

表 7-3 系数 M

$\frac{R_i}{r}$	1.0	1.25	1.50	1.75	2.0	2.25	2.50	2.75
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17
$\frac{R_i}{r}$	3.0	3.25	3.50	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0
M	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36
$\frac{R_i}{r}$	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0
M	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54

7.4.2.2 碟形封头内压屈曲判别

根据 R_i/r 和 D_i/δ_c 按图 7-5 判别碟形封头是否可能发生屈曲。若 R_i/r 和 D_i/δ_c 落在图 7-5 中曲线上或曲线右上方,则碟形封头可能发生屈曲;若 R_i/r 和 D_i/δ_c 落在图 7-5 中曲线左下方,则碟形封头不可能发生屈曲。

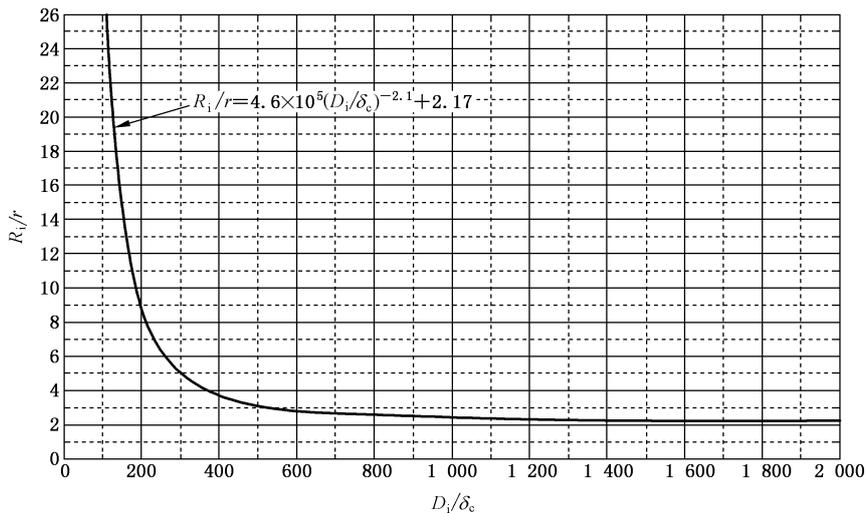


图 7-5 内压碟形封头屈曲判别

7.4.2.3 碟形封头防止内压屈曲设计

当根据 7.4.2.2 判别碟形封头存在内压屈曲可能时,可按以下 a)或 b)两种方法之一设计:

a) 解析法

碟形封头防止内压屈曲计算厚度 δ_b 按公式(7-9)确定:

$$\delta_b = D_i \left[\frac{p_c}{120R_{cl}^t} \left(\frac{(R_i/D_i)^{1.32}}{(r/D_i)^{0.47}} \right) \right]^{0.6} \dots\dots\dots(7-9)$$

b) 经验法

碟形封头防止内压屈曲计算厚度 δ_b 亦可按公式(7-10)确定:

$$\delta_b \geq \begin{cases} 0.0015 \cdot D_i (R_i/r \leq 5.5) \\ 0.0030 \cdot D_i (R_i/r > 5.5) \end{cases} \dots\dots\dots(7-10)$$

7.4.2.4 碟形封头的计算厚度和最大允许工作压力

根据 7.4.2.2 的判别结果,当不可能发生内压屈曲时,碟形封头计算厚度 δ_h 取内压强度计算厚度 δ_c ,最大允许工作压力按公式(7-11)确定;当有可能发生内压屈曲时,碟形封头计算厚度 δ_h 取内压强度计算厚度 δ_c 与防止内压屈曲计算厚度 δ_b 的较大值后确定封头的名义厚度 δ_{nh} 及有效厚度 δ_{eh} ,最大允许工作压力取公式(7-11)和公式(7-12)计算值的较小者。

$$[p_w] = \frac{2[\sigma]^t \phi \delta_{eh}}{MR_i + 0.5\delta_{eh}} \dots\dots\dots(7-11)$$

$$[p_w] = 120R_{cl}^t (\delta_{eh}/D_i)^{1.67} (R_i/D_i)^{-1.32} (r/D_i)^{0.47} \dots\dots\dots(7-12)$$

式中:

R_i ——碟形封头球面部分内半径,单位为毫米(mm)。

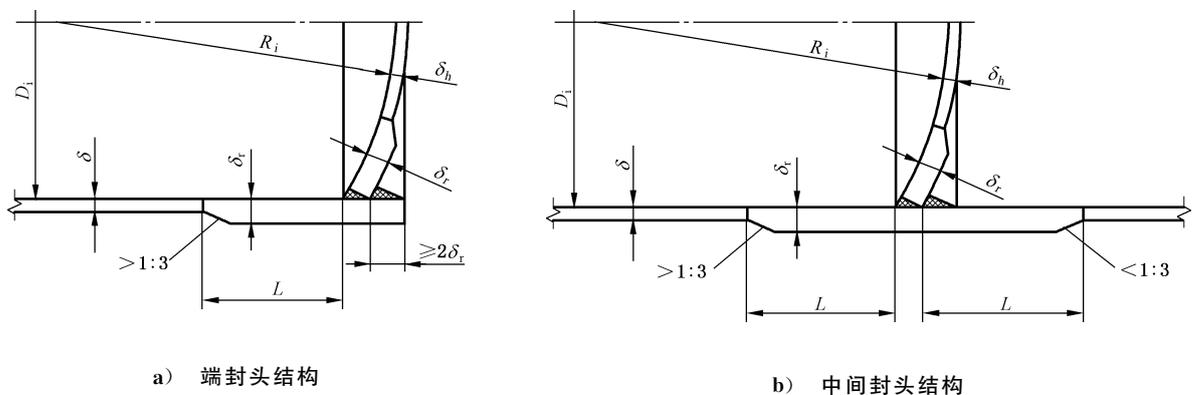
7.4.3 受外压(凸面受压)碟形封头

凸面受压碟形封头的厚度计算应采用第 6 章外压球壳设计方法,其中 R_o 为碟形封头球面部分外半径。

7.5 球冠形封头

7.5.1 球冠形封头的结构形式

球冠形封头可用作端封头,也可用作容器中两独立受压室的中间封头,如采用加强段结构,其形式如图 7-6 所示。封头与圆筒连接的 T 形接头应为全焊透结构。



注: R_i ——球冠形封头内半径,单位为毫米(mm)。

图 7-6 球冠形封头加强段结构

7.5.2 球冠形封头的计算厚度

受内压(凹面受压)球冠形封头的计算厚度 δ_i 按第 5 章内压球壳计算;受外压(凸面受压)球冠形封头的计算厚度 δ_i 按第 6 章外压球壳计算。对于中间封头,应按照封头两侧最苛刻的压力组合工况。如能保证在任何情况下封头两侧的压力同时作用,可以按封头两侧的压力差进行计算。

7.5.3 球冠形端封头加强段厚度

封头加强段的计算厚度按公式(7-13)计算:

$$\delta_r = Q\delta \dots\dots\dots (7-13)$$

式中:

Q ——系数,按圆筒材料和参数由图 7-7 查取。

凸面受压时,封头加强段的厚度应同时不小于按 7.5.2 确定的球壳厚度。

当 $2\delta/D_i < 0.002$ 时,加强段厚度按 7.5.5 计算。

与封头连接的圆筒端部厚度不应小于球冠形封头加强段厚度,否则应在圆筒端部设置加强段过渡连接。圆筒加强段计算厚度一般取封头加强段计算厚度,封头加强段长度和圆筒加强段长度均应不小于 $\sqrt{2D_i\delta_r}$ 。

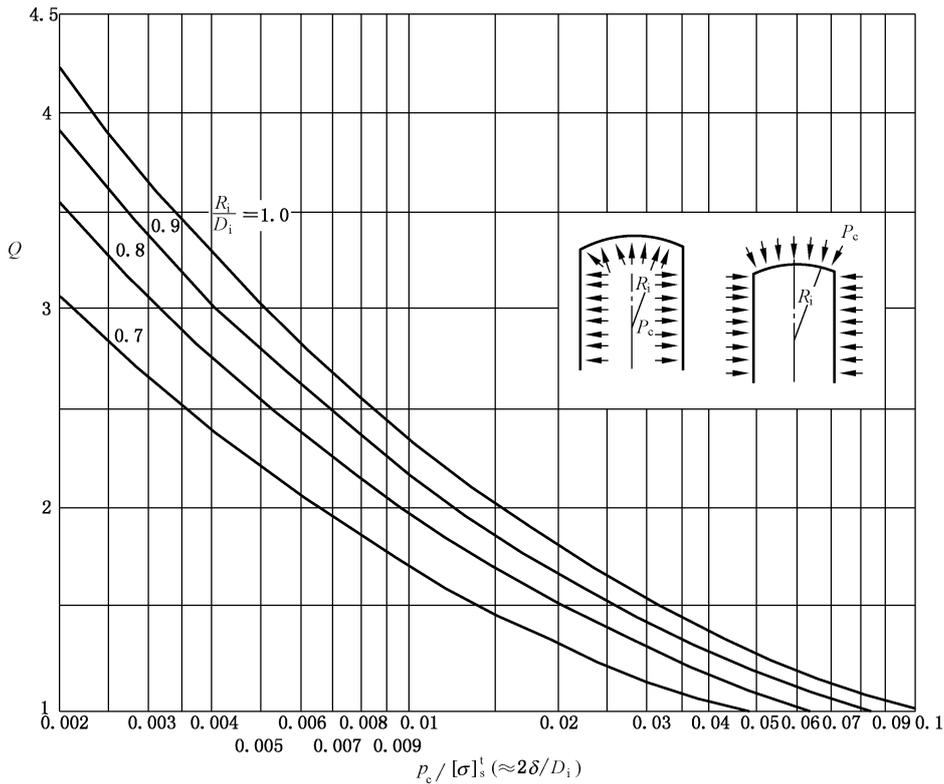


图 7-7 球冠形端封头 Q

7.5.4 球冠形中间封头加强段厚度

球冠形中间封头加强段厚度的计算应符合下列规则。

- a) 根据封头两侧最苛刻的压力组合工况,按公式(7-13)计算确定。
- b) 如果凹面侧受压, Q 由图 7-8 查取。如果凸面侧受压, Q 由图 7-9 查取,此外还应不小于按

7.5.2确定的球壳厚度。

- c) 当 $2\delta/D_i < 0.002$ 时,加强段厚度按 7.5.5 计算。
- d) 与封头连接处的圆筒厚度不应小于球冠形封头加强段厚度,否则应设置圆筒加强段过渡连接,如图 7-6 所示。
- e) 圆筒加强段计算厚度一般取等于封头加强段计算厚度,封头加强段长度和两侧圆筒加强段长度均应不小于 $\sqrt{2D_i\delta_r}$ 。

7.5.5 $2\delta/D_i < 0.002$ 时加强段厚度计算

对于需要加强的球冠形端封头与球冠形中间封头,当按照公式(5-1)计算得到的 δ ,使得 $2\delta/D_i < 0.002$ 时,按以下步骤计算加强段厚度:

- a) 取 $\delta = 0.001D_i$;
- b) 由 $p_c/([\sigma]_s^t\phi) = 0.002$ 分别查图 7-7(或图 7-8、图 7-9)得到 Q ;
- c) 将 a)、b)得到的 δ 、 Q 代入公式(7-13)(即 $\delta_r = Q\delta$)计算加强段厚度。

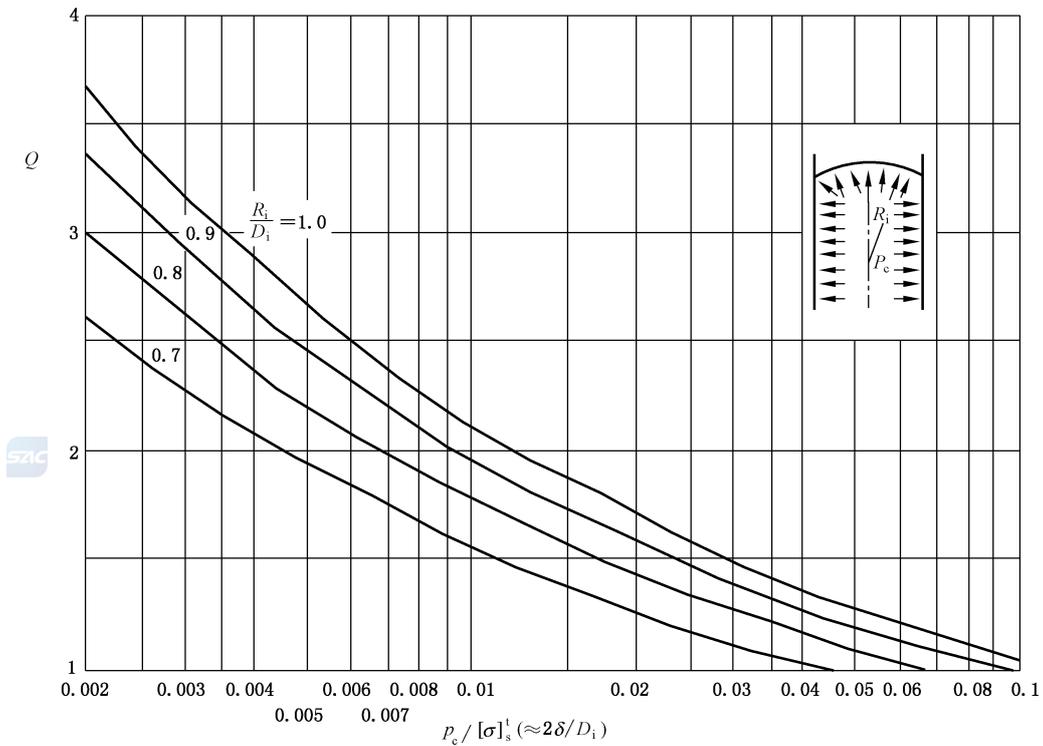


图 7-8 球冠形中间封头 Q

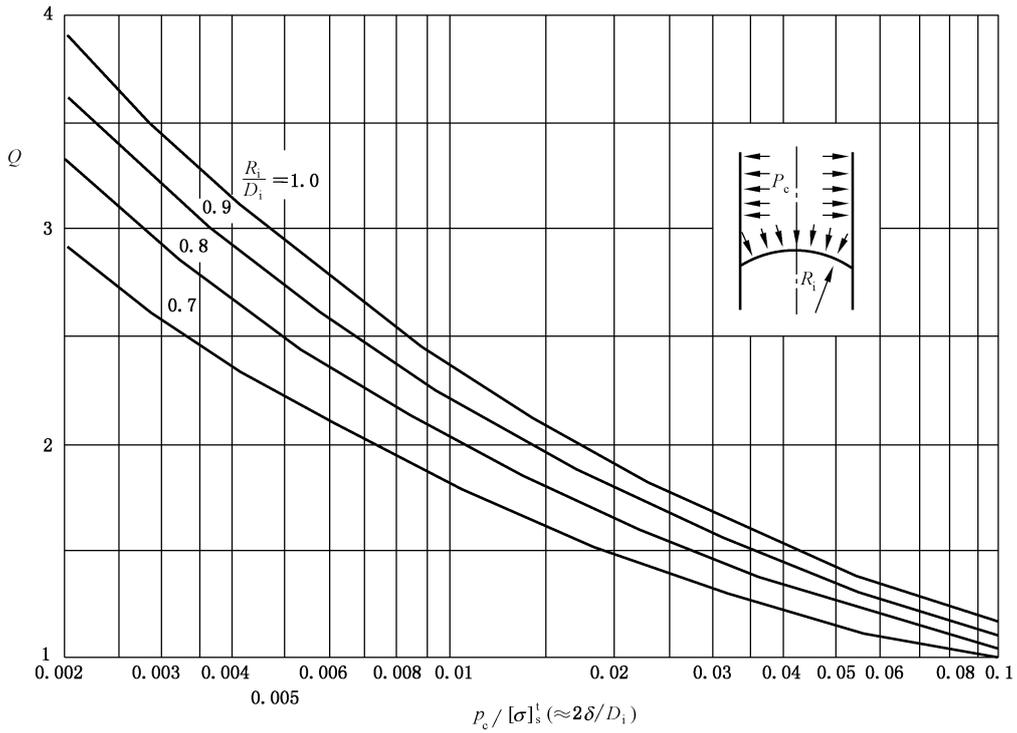


图 7-9 球冠形中间封头 Q

7.6 锥形封头

7.6.1 一般要求

7.6.1.1 本条规定仅适用于锥壳半顶角 $\alpha \leq 60^\circ$ 的轴对称无折边或折边锥形封头，锥形封头可有以下几种形式：

- a) 单一厚度的锥壳，见图 7-10；
- b) 同一半顶角不同厚度的多段锥壳的组合；
- c) 大端或小端带有折边（圆环壳）和直边段（圆筒壳）的锥壳，见图 7-11、图 7-12；
- d) 大端或小端带有加强段的无折边锥壳，见图 7-14、图 7-16。

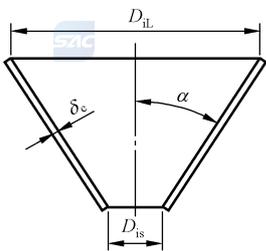


图 7-10 无折边锥壳

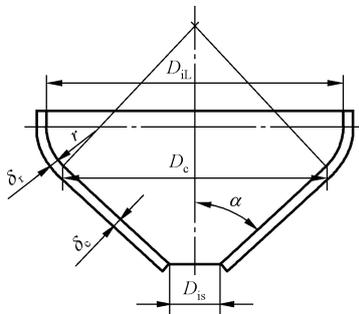


图 7-11 大端折边锥壳

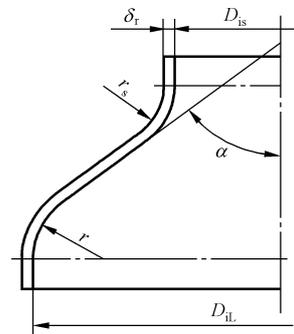


图 7-12 两端折边锥壳

7.6.1.2 锥形封头折边设置要求按表 7-4。

表 7-4 锥形封头折边设置要求

锥封头半顶角(α)	$\leq 30^\circ$	$\leq 45^\circ$	$\leq 60^\circ$	$> 60^\circ$
锥壳大端	允许无折边	允许无折边 ^a	应有折边($r \geq 10\% D_{iL}$ 且 $\geq 3\delta_r$)	按平盖 (或应力分析)
锥壳小端		允许无折边	应有折边($r_s \geq 5\% D_{is}$ 且 $\geq 3\delta_r$)	

^a 当锥壳半顶角 $30^\circ < \alpha \leq 45^\circ$ 时,锥壳大端和圆筒连接处应采用全截面焊透的焊接接头,焊接接头的内、外表面应打磨成圆滑过渡,其圆角半径 $r_o \geq \delta_r$,且应进行 100% 射线或超声检测。

7.6.1.3 锥形封头的厚度确定应符合下列规则。

- 当锥壳大端或大、小端同时具有加强段或过渡段时,应按 7.6.3~7.6.5 分别确定锥形封头各部分计算厚度。若考虑只由一种厚度组成时,则应取上述各部分厚度中的最大值作为锥形封头的厚度。
- 在任何情况下,过渡段或加强段的有效厚度不应小于与其连接的锥壳的计算厚度,并不小于圆筒内直径的 0.15%。
- 对于承受外压的锥形封头应首先满足其内压设计条件下的强度要求。

7.6.1.4 锥壳与圆筒的连接应采用全焊透结构。

7.6.2 符号

下列符号适用于本节:

- A —— 外压计算应变系数;
- A_{eL} —— 外压计算时,锥壳大端与圆筒连接处的有效加强截面积, mm^2 ;
- A_{es} —— 外压计算时,锥壳小端与圆筒连接处的有效加强截面积, mm^2 ;
- A_{rL} —— 锥壳大端需要加强的截面积, mm^2 ;
- A_{rs} —— 锥壳小端需要加强的截面积, mm^2 ;
- A_s —— 加强圈横截面积, mm^2 ;
- A_T —— 圆筒、锥壳和加强圈的当量截面积,大端为 A_{TL} 见公式(7-34),小端为 A_{Ts} 见公式(7-39), mm^2 ;
- B —— 外压计算应力系数, MPa;
- C —— 厚度附加量(按 GB/T 150.1—2024), mm;
- D_c —— 锥壳计算内直径, mm;
- D_i —— 圆筒内直径, mm;
- D_{iL} —— 锥壳大端直边段内直径, mm;
- D_{is} —— 锥壳小端直边段内直径, mm;
- D_L —— 外压计算时,所考虑锥壳段大端外直径(见图 7-18), mm;
- D_{oL} —— 锥壳大端直边段外直径, mm;
- D_{os} —— 锥壳小端直边段外直径, mm;
- D_s —— 外压计算时,所考虑锥壳段小端外直径(见图 7-18), mm;
- E_c, E_r, E_s —— 材料在设计温度下的弹性模量, E_c, E_r, E_s 分别表示锥壳、加强圈及圆筒, MPa;
- f_1 —— 除压力载荷外,由外载荷在锥壳大端产生的单位圆周长度上轴向力, N/mm;

- f_2 ——除压力载荷外,由外载荷在锥壳小端产生的单位圆周长度上轴向力,N/mm;
- I ——圆筒-锥壳或加强圈-圆筒-锥壳组合段所需的惯性矩,mm⁴;
- I_s ——圆筒-锥壳或加强圈-圆筒-锥壳组合段有效横截面对平行于壳体轴线的形心轴的惯性矩,mm⁴;
- k ——系数,见公式(7-17);
- L_c ——沿锥壳表面度量的锥壳上两加强圈之间的长度,mm;
- L_e ——锥壳当量长度,mm;
- L_L ——与锥壳大端相连圆筒的计算长度,mm;
- L_{sm} ——与锥壳小端相连圆筒的计算长度,mm;
- L_x ——锥壳段轴向长度(见图 7-18),mm;
- p_c ——计算压力,MPa;
- Q_L ——内压时取 $\frac{1}{4}p_c D_{iL}$ 与 f_1 的代数和,外压时取 $\frac{1}{4}p_c D_L$ 与 f_1 的代数和,N/mm;
- Q_s ——内压时取 $\frac{1}{4}p_c D_{is}$ 与 f_2 的代数和,外压时取 $\frac{1}{4}p_c D_s$ 与 f_2 的代数和,N/mm;
- R ——圆筒中面半径,mm;
- R_L ——锥壳大端直边段中面半径,mm;
- R_{oL} ——锥壳大端直边段外半径,mm;
- R_{os} ——锥壳小端直边段外半径,mm;
- R_s ——锥壳小端直边段中面半径,mm;
- r ——折边锥壳大端过渡段转角半径(见图 7-12),mm;
- r_s ——折边锥壳小端过渡段转角半径(见图 7-12),mm;
- r_0 ——锥壳与圆筒连接焊缝内、外表面过渡圆角半径,mm;
- α ——锥壳半顶角,(°);
- Δ ——锥壳端部与圆筒连接处需要加强的指数值,当 $\Delta \geq \alpha$ 时,该连接处不需要加强(见表 7-5,表 7-8),(°);
- δ_c ——锥壳计算厚度,mm;
- δ_{ec} ——锥壳当量有效厚度,mm;
- δ_{nc} ——锥壳名义厚度,mm;
- $[\sigma]_c^t$ ——设计温度下锥壳所用材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024 的规定),MPa;
- $[\sigma]_r^t$ ——设计温度下加强圈所用材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024 的规定),MPa;
- $[\sigma]_s^t$ ——设计温度下圆筒所用材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024 的规定),MPa;
- ϕ ——焊接接头系数(按 GB/T 150.1—2024)。

7.6.3 受内压锥壳厚度

锥壳的计算厚度按公式(7-14)计算:

$$\delta_c = \frac{p_c D_c}{2[\sigma]_c^t \phi - p_c} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \dots\dots\dots (7-14)$$

当锥壳由同一半顶角的几个不同厚度的锥壳段组成时,式中 D_c 分别为各锥壳段大端内直径。

7.6.4 受内压无折边锥壳

7.6.4.1 受内压无折边锥壳大端厚度

无折边锥壳大端与圆筒连接时,应按以下步骤确定连接处锥壳大端的厚度。

- a) 按图 7-13 确定是否需要在连接处进行加强;当坐标交点落在曲线上或曲线下方,以及锥壳半顶角大于 31.5°后,连接处均需加强。

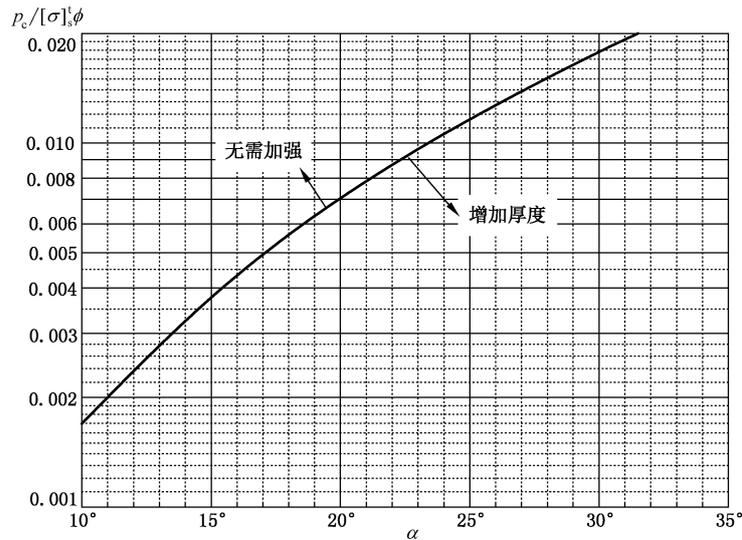


图 7-13 确定锥壳大端连接处的加强图

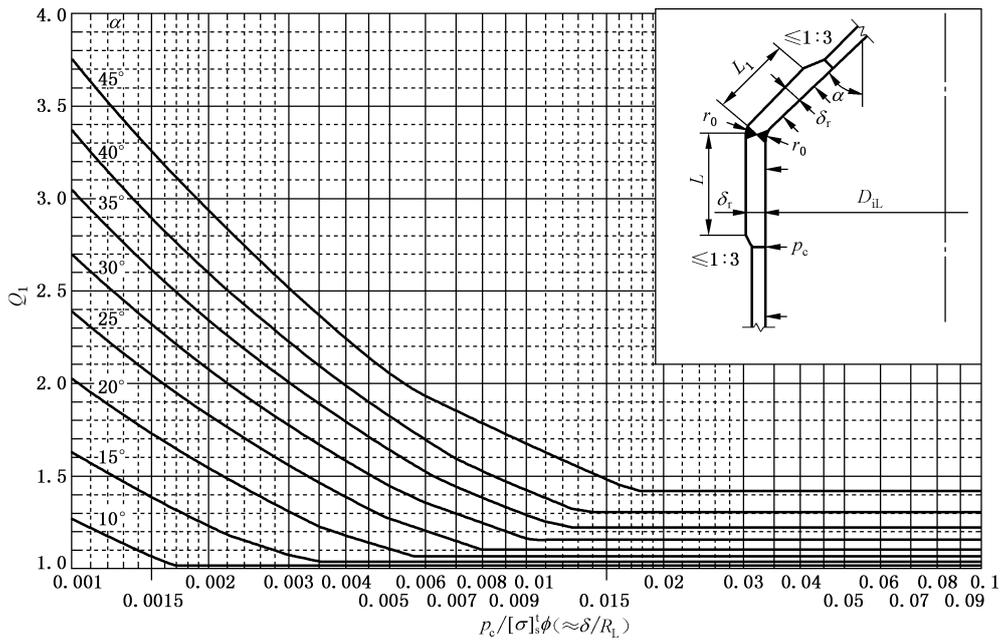
- b) 无需加强时,锥壳大端厚度按公式(7-14)计算。
 c) 需要增加厚度予以加强时,应在锥壳与圆筒之间设置加强段,锥壳加强段与圆筒加强段应具有相同的厚度 δ_r ,步骤如下。
 1) 按公式(5-1)求取与锥壳相连接的圆筒计算厚度 δ ,该公式中的 D_i 取锥壳大端内直径 D_{iL} 。
 2) 按公式(7-15)计算:

$$\delta_r = \begin{cases} Q_1 \delta, \delta/R_L \geq 0.001 \\ 0.001 Q_1 R_L, \delta/R_L < 0.001 \end{cases} \dots\dots\dots (7-15)$$

式中:

Q_1 ——大端应力增值系数,由图 7-14 查取;当 $\delta/R_L < 0.001$ 时, Q_1 按 $p_c / [\sigma]_s \phi = 0.001$ 查图 7-14 得到。

- d) 锥壳加强段的长度 L_1 应不小于 $\sqrt{\frac{2D_{iL}\delta_r}{\cos\alpha}}$;圆筒加强段的长度 L 应不小于 $\sqrt{2D_{iL}\delta_r}$ 。



注：L₁为锥壳加强段长度，L为圆筒加强段长度。

图 7-14 锥壳大端连接处的 Q₁

7.6.4.2 受内压无折边锥壳小端厚度

无折边锥壳小端与圆筒连接时，应按以下步骤确定连接处锥壳小端的厚度。

- a) 按图 7-15 确定是否需要在连接处进行加强。当坐标交点落在曲线上或曲线下方时，连接处需进行加强。

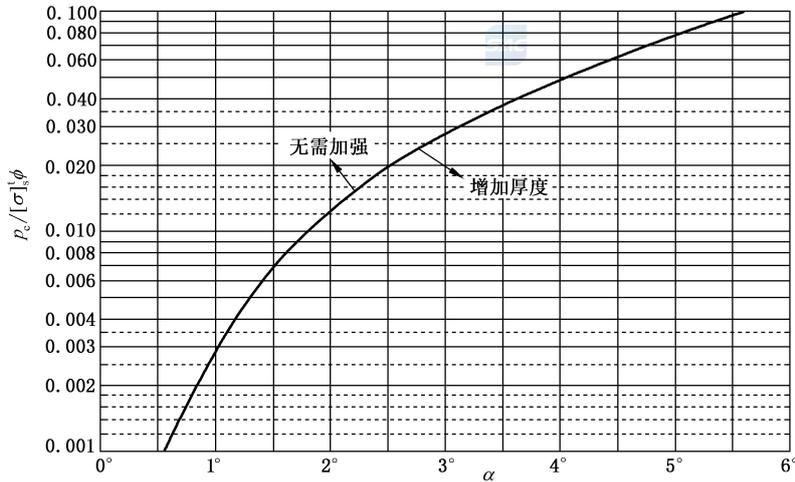


图 7-15 确定锥壳小端连接处的加强图

- b) 无需加强时，锥壳小端按公式(7-14)计算。
- c) 锥壳与圆筒之间需设置加强时，锥壳加强段与圆筒加强段应具有相同的厚度 δ_r，计算步骤如下：
 - 1) 按公式(5-1)求取与锥壳相连接的筒体计算厚度 δ，该公式中的 D_i取锥壳小端内直径 D_{is}；
 - 2) 按公式(7-16)计算：

$$\delta_r = \begin{cases} Q_2 \delta, \delta/R_s \geq 0.001 \\ 0.001 Q_2 R_s, \delta/R_s < 0.001 \end{cases} \dots\dots\dots (7-16)$$

式中：

Q_2 ——小端应力增值系数，由图 7-16 查取；当 $\delta/R_s < 0.001$ 时， Q_2 按 $p_c/[\sigma]_s \phi = 0.001$ 查图 7-16 确定。

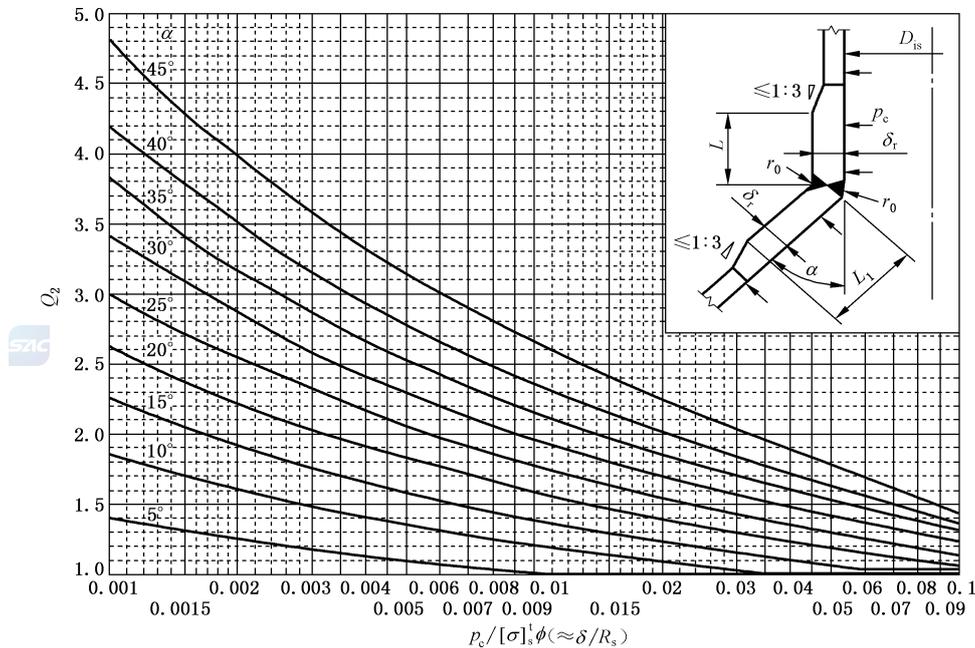


图 7-16 锥壳小端连接处的 Q_2

d) 锥壳加强段的长度 L_1 应不小于 $\sqrt{\frac{2D_{is}\delta_r}{\cos\alpha}}$ ；圆筒加强段的长度 L 应不小于 $\sqrt{2D_{is}\delta_r}$ 。

7.6.4.3 在内压和轴向载荷共同作用下无折边锥壳与圆筒连接处的加强设计

7.6.4.3.1 一般规定

此时锥壳与圆筒连接处的加强设计符合下列规则。

- a) 本条计算方法适用于半顶角 $\alpha \leq 45^\circ$ 的无折边锥壳、在内压与其他轴向载荷(如偏心重量、风载荷、地震载荷等)共同作用时，与圆筒连接处的结构应力校核计算。
- b) 半顶角 $30^\circ < \alpha \leq 45^\circ$ 时，锥壳大端、小端和圆筒连接处应采用全截面焊透的焊接接头，接头的内、外表面应打磨成圆滑过渡，其圆角半径 $r_0 \geq \delta_r$ ，且焊接接头应进行 100% 射线或超声检测。
- c) 在进行锥壳与圆筒连接处的加强结构设计时，首先应分别满足按 7.6.3、7.6.4.1、7.6.4.2 计算的锥壳厚度。考虑加强圈、锥壳、圆筒间不同材料对加强计算的影响，引入系数 k ，见公式(7-17)。

$$k = \begin{cases} 1, \text{无加强圈} \\ \max\{[\sigma]_s E_s / ([\sigma]_r E_r), 1\}, \text{加强圈在圆筒} \dots\dots\dots (7-17) \\ \max\{[\sigma]_r E_r / ([\sigma]_s E_s), 1\}, \text{加强圈在锥壳} \end{cases}$$

d) 本条内压加强设计仅适用于 Q_L 、 Q_s 为拉伸载荷的情况(即二者为正值)；同时， f_1 、 f_2 为轴向拉伸时取正值，反之取负值。

7.6.4.3.2 锥壳大端与圆筒连接处的加强设计

锥壳大端与圆筒连接处的加强设计应按以下步骤进行。

- a) 用 $p_c/[\sigma]_s \phi$ 的值从表 7-5 查得 Δ ，若 Δ 小于锥壳半顶角 α 时，应进行加强设计(中间值用内插法)。

b) 需要的加强面积最小值按公式(7-18)确定。

$$A_{rL} = \frac{kQ_L D_{iL} \tan \alpha}{2[\sigma]_s^t \phi} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \dots\dots\dots (7-18)$$

式中, $\phi = 1.0$ 。

c) 锥壳大端与圆筒连接处的有效加强截面积可按公式(7-19)计算,如设置加强圈,还应计入加强圈截面积。

$$A_{eL} = 0.71(\delta_n - \delta - C) \sqrt{D_{iL} \delta_{nc}} + 0.71(\delta_{nc} - \delta_c - C) \sqrt{D_{iL} \delta_{nc} / \cos \alpha} \dots\dots (7-19)$$

校核条件: $A_{eL} \geq A_{rL}$ 。

表 7-5 $\alpha \leq 45^\circ$ 锥壳端部与圆筒连接处 Δ

大端		小端	
$p_c / [\sigma]_s^t \phi$	$\Delta / (^\circ)$	$p_c / [\sigma]_s^t \phi$	$\Delta / (^\circ)$
0.001 0	9.5	0.002	4
0.001 5	11.5	0.005	6
0.002	13	0.010	9
0.003	16	0.02	12.5
0.004	19	0.04	17.5
0.005	21	0.06	22
0.006	23	0.08	25
0.007	25	0.1	28
0.008	26.5	0.115	30
0.009	28	0.13	32
0.010	30	0.14	33.5
0.011	31	0.16	35.5
0.012	32.5	0.18	37.5
0.014	35	0.20	40
0.016	37.5	0.22	41.5
0.018	39.5	0.24	43.5
0.020	42	0.255	45
0.022	44		
0.023	45		

注: 对于更大的 $p_c / [\sigma]_s^t \phi$, 取 $\Delta = 45^\circ$ 。

d) 锥壳与圆筒上所有能用于加强的截面都应在距锥壳与圆筒连接处为 $\sqrt{D_{iL} \delta_n} / 2$ 的范围之内,并且要求加强面积的形心应在距连接处 $0.25 \sqrt{D_{iL} \delta_n} / 2$ 的范围之内。

7.6.4.3.3 锥壳小端与圆筒连接处的加强设计

锥壳小端与圆筒连接处的加强设计应按以下步骤进行。

- a) 用 $p_c / [\sigma]_s^t \phi$ 的比值从表 7-5 查得 Δ , 若 Δ 小于锥壳半顶角 α 时, 应进行加强设计(中间值用内插法)。
- b) 需要的加强面积最小值按公式(7-20)计算:

$$A_{rs} = \frac{kQ_s D_{is} \tan \alpha}{2[\sigma]_s^t \phi} \left(\frac{1 - \Delta}{\alpha} \right) \dots\dots\dots (7-20)$$

c) 锥壳小端与圆筒连接处的有效加强截面积可按公式(7-21)计算,如设置加强圈,还应计入加强圈截面积。

$$A_{es} = 0.55(\delta_n - \delta - C) \sqrt{D_{is} \delta_n} + 0.55(\delta_{nc} - \delta_c - C) \sqrt{\frac{D_{is} \delta_{nc}}{\cos \alpha}} \dots\dots (7-21)$$

校核条件: $A_{es} \geq A_{rs}$ 。

d) 锥壳及圆筒上所有能用于加强的面积都应在距锥壳与圆筒连接处为 $\sqrt{D_{is} \delta_n / 2}$ 的范围之内,并且要求加强截面积的形心在距连接处 $0.25 \sqrt{D_{is} \delta_n / 2}$ 的范围内。

e) 若锥壳小端连接到法兰、平盖等结构件或之间连接筒体的长度小于 $\sqrt{D_{is} \delta_n}$ 时,小端筒体连接处所需最小加强面积可按公式(7-22)计算。连接处的有效加强面积可按公式(7-23)计算。任何加强面积均应位于锥壳上。

$$A_{rs} = \frac{kQ_s D_{is} \tan \alpha}{2[\sigma]_c^t \phi} \dots\dots\dots (7-22)$$

$$A_{es} = 0.55(\delta_{nc} - \delta_c - C) \sqrt{D_{is} \delta_{nc} / \cos \alpha} \dots\dots\dots (7-23)$$

7.6.5 受内压折边锥壳

7.6.5.1 受内压折边锥壳大端厚度

折边锥壳大端厚度按公式(7-24)、公式(7-25)计算,取其较大值:

a) 过渡段厚度:

$$\delta_r = \frac{K p_c D_{il}}{2[\sigma]_c^t \phi - 0.5 p_c} \dots\dots\dots (7-24)$$

式中:

K ——系数,见表 7-6。

表 7-6 系数 K

α	r/D_{il}					
	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
10°	0.664 4	0.611 1	0.578 9	0.540 3	0.516 8	0.500 0
20°	0.695 6	0.635 7	0.598 6	0.552 2	0.522 3	
30°	0.754 4	0.681 9	0.635 7	0.574 9	0.532 9	
35°	0.798 0	0.716 1	0.662 9	0.591 4	0.540 7	
40°	0.854 7	0.760 4	0.698 1	0.612 7	0.550 6	
45°	0.925 3	0.818 1	0.744 0	0.640 2	0.563 5	
50°	1.027 0	0.894 4	0.804 5	0.676 5	0.580 4	
55°	1.160 8	0.998 0	0.885 9	0.724 9	0.602 8	
60°	1.350 0	1.143 3	1.000 0	0.792 3	0.633 7	

注:中间值用内插法。

b) 与过渡段相接处的锥壳厚度:

$$\delta_r = \frac{f p_c D_{il}}{[\sigma]_c^t \phi - 0.5 p_c} \dots\dots\dots (7-25)$$

式中:

f ——系数, $f = \frac{1 - \frac{2r}{D_{il}}(1 - \cos \alpha)}{2 \cos \alpha}$, 其值见表 7-7。

表 7-7 系数 f

α	r/D_{is}					
	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
10°	0.506 2	0.505 5	0.504 7	0.503 2	0.501 7	0.500 0
20°	0.525 7	0.522 5	0.519 3	0.512 8	0.506 4	
30°	0.561 9	0.554 2	0.546 5	0.531 0	0.515 5	
35°	0.588 3	0.577 3	0.566 3	0.544 2	0.522 1	
40°	0.622 2	0.606 9	0.591 6	0.561 1	0.530 5	
45°	0.665 7	0.645 0	0.624 3	0.582 8	0.541 4	
50°	0.722 3	0.694 5	0.666 8	0.611 2	0.555 6	
55°	0.797 3	0.760 2	0.723 0	0.648 6	0.574 3	
60°	0.900 0	0.850 0	0.800 0	0.700 0	0.600 0	

注：中间值用内插法。

7.6.5.2 受内压折边锥壳小端厚度

当锥壳半顶角 $\alpha \leq 45^\circ$ 时，如需采用折边，其小端过渡段厚度按公式(7-16)计算，式中 Q_2 由图 7-16 查取。

当锥壳半顶角 $\alpha > 45^\circ$ 时，小端过渡段厚度仍按公式(7-16)计算，但式中 Q_2 由图 7-17 查取。

与过渡段相接的锥壳和圆筒的加强段厚度应与过渡段厚度相同。锥壳加强段的长度 L_1 应不小于 $\sqrt{D_{is}\delta_r/\cos\alpha}$ ；圆筒加强段的长度 L 应不小于 $\sqrt{D_{is}\delta_r}$ 。

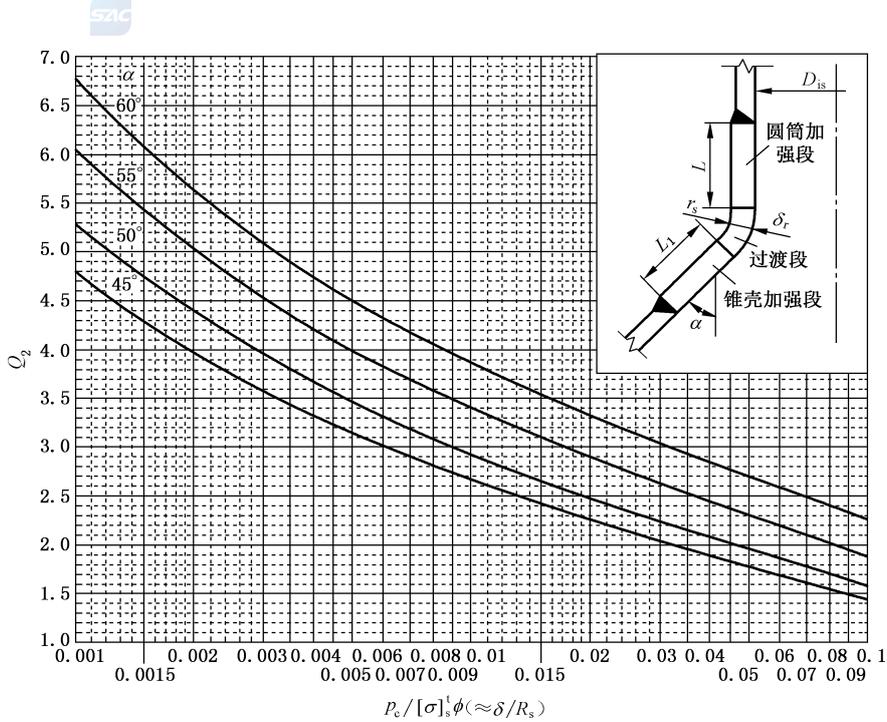
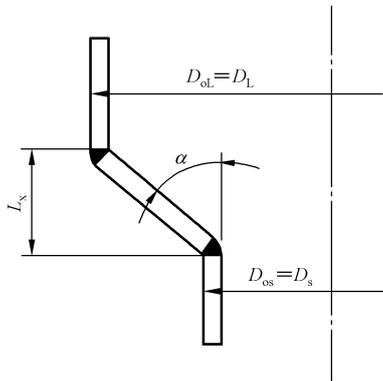


图 7-17 锥壳小端带过渡段连接的 Q_2

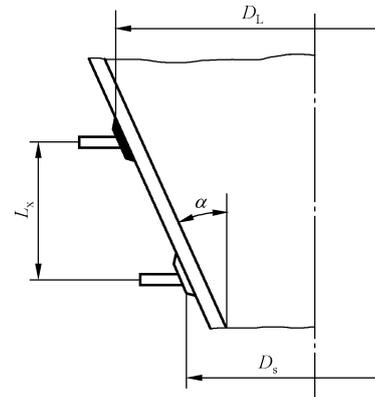
7.6.6 受外压锥壳

7.6.6.1 锥壳承受外压作用时,锥壳的计算长度取当量长度 L_e ,其计算如下:

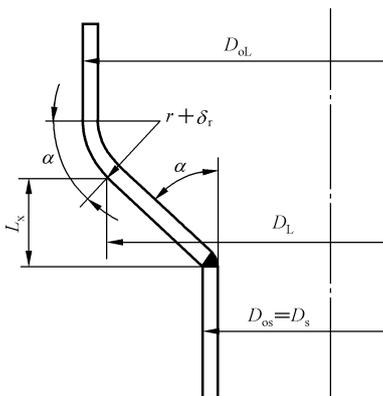
- a) 无折边锥壳或锥壳上相邻两加强圈之间锥壳段[见图 7-18 中 a)和 b)]的当量长度按公式 (7-26)计算:



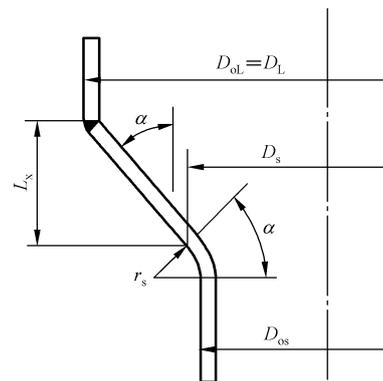
a) 无折边锥壳的当量长度示意图



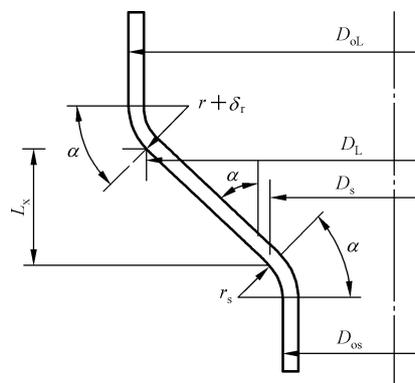
b) 锥壳上相邻两加强圈之间锥壳段的当量长度示意图



c) 大端折边锥壳的当量长度示意图



d) 小端折边锥壳的当量长度示意图



e) 折边锥壳的当量长度示意图

图 7-18 锥壳的当量长度计算参数示意图

$$L_e = \frac{L_x}{2} \left(1 + \frac{D_s}{D_L} \right) \dots\dots\dots (7-26)$$

b) 大端折边锥壳[见图 7-18c)]的当量长度按公式(7-27)计算:

$$L_e = (r + \delta_r) \sin\alpha + \frac{L_x}{2} \left(1 + \frac{D_s}{D_L} \right) \dots\dots\dots (7-27)$$

c) 小端折边锥壳[见图 7-18d)]的当量长度按公式(7-28)计算:

$$L_e = r_s \frac{D_s}{D_L} \sin\alpha + \frac{L_x}{2} \left(1 + \frac{D_s}{D_L} \right) \dots\dots\dots (7-28)$$

d) 折边锥壳[见图 7-18e)]的当量长度按公式(7-29)计算:

$$L_e = (r + \delta_r) \sin\alpha + r_s \frac{D_s}{D_L} \sin\alpha + \frac{L_x}{2} \left(1 + \frac{D_s}{D_L} \right) \dots\dots\dots (7-29)$$

7.6.6.2 外压锥壳的计算

锥壳(见图 7-18)承受外压,所需的有效厚度按下述方法和步骤确定:

- a) 假设锥壳的名义厚度 δ_{nc} ;
- b) 计算 $\delta_{ec} = (\delta_{nc} - C) \cos\alpha$;
- c) 按 6.3 的规定进行外压校核计算,并以 L_e/D_L 代替 L/D_o , D_L/δ_{ec} 代替 D_o/δ_e ;
- d) 在外压锥壳计算中,设计外压力 p_c 取正值;外压加强计算方法仅适用于 Q_L 、 Q_s 为压缩载荷的情况(即二者为正值); f_1 、 f_2 为轴向压缩载荷时,取正值,反之取负值。

7.6.6.3 锥壳与圆筒连接处的外压加强设计一般要求

半顶角 $\alpha \leq 60^\circ$ 的锥壳承受外压,其与圆筒连接处的结构应按 7.6.6.4 和 7.6.6.5 进行计算,以确定是否需要加强。

锥壳与圆筒连接处加强材料一般与壳体材料相同,若加强材料许用应力小于壳体材料许用应力,则加强面积应按壳体材料与加强材料许用应力之比增加。若加强材料许用应力大于壳体材料许用应力,则所需加强面积不应减少。

加强圈的设置应满足 6.5.2 的规定。

7.6.6.4 锥壳大端与圆筒连接处的加强设计

7.6.6.4.1 无折边锥壳大端与圆筒连接处加强面积校核

锥壳大端与圆筒连接处的加强面积校核应按以下步骤进行。

- a) 用 $p_c/[\sigma]_s \phi$ 的比值从表 7-8 查 Δ ,若 Δ 小于锥壳半顶角 α 时,应进行加强设计(中间值用内插法)。
- b) 需要的加强面积最小值按公式(7-30)计算:

$$A_{rl} = \frac{kQ_L D_{ol} \tan\alpha}{2[\sigma]_s \phi} \left[1 - \frac{1}{4} \left(\frac{p_c D_{ol} - 2Q_L}{2Q_L} \right) \frac{\Delta}{\alpha} \right] \dots\dots\dots (7-30)$$

式中:

k ——系数,同公式(7-17)。

- c) 锥壳大端与圆筒连接处的有效加强截面积可按公式(7-31)计算,如设置加强圈,还应计入加强圈截面积。

$$A_{eL} = 0.55(\delta_n - C)\sqrt{D_{oL}\delta_n} + 0.55(\delta_{nc} - C)\sqrt{\frac{D_{oL}\delta_{nc}}{\cos\alpha}} \dots\dots\dots (7-31)$$

校核条件： $A_{eL} \geq A_{rL}$ 。

表 7-8 $\alpha \leq 60^\circ$ 锥壳大端与圆筒连接处 Δ

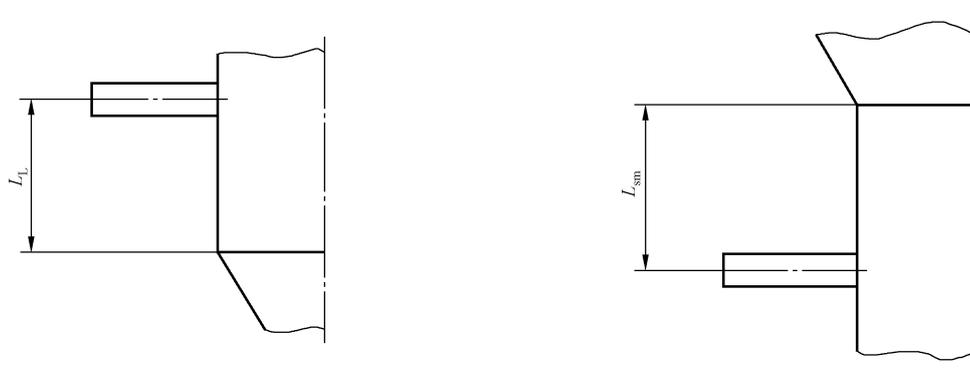
$p_c/[\sigma]_s^t \phi$	0	0.002	0.005	0.01	0.02	0.04	0.08
$\Delta/(\circ)$	0	5	7	10	15	21	29
$p_c/[\sigma]_s^t \phi$	0.10	0.125	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35
$\Delta/(\circ)$	33	37	40	47	52	57	60
注： $p_c/[\sigma]_s^t \phi > 0.35$ 时，取 $\Delta = 60^\circ$ 。							

d) 锥壳与圆筒上所有能用于加强的截面都应在距锥壳与圆筒连接处为 $\sqrt{D_L\delta_n/2}$ 的范围之内，并且要求加强面积的形心应在距连接处 $0.25\sqrt{D_L\delta_n/2}$ 的范围之内。

7.6.6.4.2 锥壳大端与圆筒连接处作为支撑线的判定

判定锥壳大端与圆筒连接处是否可作为支撑线，应按以下步骤进行。

- 当锥壳大端与圆筒连接处不作为支撑线时，按图 6-1 中 a-2)、b-1)、c-2) 所示确定外压计算长度；否则按图 6-1 中 b-2)、e-2)、f) 确定。
- 选取锥壳大端与圆筒连接处的加强结构，确定与锥壳连接的外压圆筒计算长度 L_L [见图 7-19a)]。



a) 锥壳大端与圆筒连接处的加强结构

b) 锥壳小端与圆筒连接处的加强结构

图 7-19 计算长度示意图

c) 按以下步骤计算锥壳大端与圆筒连接处惯性矩：

- 确定外压应力系数 B

由锥壳大端与圆筒连接处的当量截面积 A_{TL} ，按公式(7-32)计算系数 B ：

$$B = \frac{F_L D_L}{A_{TL}} \dots\dots\dots (7-32)$$

式中：

$$A_{TL} = \frac{1}{2}L_L(\delta_n - C) + \frac{1}{2}L_c(\delta_{nc} - C) + A_s$$



$$L_c = \sqrt{L_x^2 + \frac{(D_L - D_s)^2}{4}}$$

$$F_L = p_c M + f_1 \tan \alpha$$

$$M = -\frac{D_L \tan \alpha}{4} + \frac{L_L}{2} + \frac{D_L^2 - D_s^2}{6D_L \tan \alpha}$$

2) 确定外压应变系数 A

按所用材料,查表 6-1 确定对应的外压应力系数 B 曲线图,由 B 查取 A ;若 B 超出设计温度下曲线的最大值,则取对应温度曲线右端点的横坐标值为 A ;若 B 小于设计温度曲线的最小值,则按公式(7-33)计算 A :

$$A = 1.5B/E_x \quad \dots\dots\dots (7-33)$$

式中 E_x ,取 E_r 和 E_c 、 E_s 之小者。

3) 确定所需的惯性矩 I

按公式(7-34)计算锥壳-圆筒或锥壳-加强圈-圆筒组合截面所需的惯性矩 I :

$$I = \frac{AD_L^2 A_{TL}}{10.9} \quad \dots\dots\dots (7-34)$$

d) 计算锥壳大端与筒体连接处组合结构的有效惯性矩 I_s ,应满足 $I_s \geq I$;否则应选取更大惯性矩的组合加强结构重新计算 I_s 直至满足要求。当有效宽度内有加强圈时,有效惯性矩 I_s 的计算应包括加强圈。

e) 有效惯性矩 I_s 的计算应计入圆筒与锥壳连接线两侧各为 $0.55\sqrt{D_{ol}\delta_n}$ 的壳体,若两侧壳体有效宽度与相邻加强圈的壳体有效宽度相重叠,则重叠部分每侧各按一半计算。

7.6.6.5 锥壳小端与圆筒连接处的加强设计

7.6.6.5.1 无折边锥壳小端与圆筒连接处加强面积校核

锥壳小端与圆筒连接处的加强面积校核应按以下步骤进行。

a) 需要的加强面积最小值按公式(7-35)计算:

$$A_{rs} = \frac{kQ_s D_{os} \tan \alpha}{2[\sigma]_s^t \phi} \quad \dots\dots\dots (7-35)$$

式中, $\phi=1.0$ 。

b) 锥壳小端与圆筒连接处的有效加强截面积可按公式(7-36)计算,如设置加强圈,还应计入加强圈截面积。

$$A_{es} = 0.55(\delta_n - \delta - C)\sqrt{D_{os}\delta_n} + 0.55(\delta_{nc} - \delta_c - C)\sqrt{\frac{D_{os}\delta_{nc}}{\cos \alpha}} \quad \dots\dots\dots (7-36)$$

校核条件: $A_{es} \geq A_{rs}$ 。

c) 锥壳及圆筒上所有能用于加强的面积都应在距锥壳与圆筒连接处为 $\sqrt{D_s\delta_n}/2$ 的范围之内,并且要求加强截面积的形心在距连接处 $0.25\sqrt{D_s\delta_n}/2$ 的范围内。

d) 若锥壳小端连接到法兰、平盖等结构件或之间连接筒体的长度小于 $\sqrt{D_s\delta_n}$ 时,小端筒体连接处所需最小加强面积仍按公式(7-35)计算,其中许用应力改用锥壳材料的许用应力 $[\sigma]_c^t$ 。连接处的有效加强面积可按公式(7-37)计算。任何加强面积均应位于锥壳上。

$$A_{es} = 0.55(\delta_{nc} - \delta_c - C)\sqrt{\frac{D_{os}\delta_{nc}}{\cos \alpha}} \quad \dots\dots\dots (7-37)$$

7.6.6.5.2 锥壳小端与圆筒连接处作为支撑线的判定

判定锥壳小端与圆筒连接处是否可作为支撑线,应按以下步骤进行。

- a) 当锥壳小端与圆筒连接处不作为支撑线时,应按图 6-1 中 a-2)、b-1)、c-2)、e-2)所示确定外压计算长度;否则按图 6-1 中 e-1)、f)确定。
- b) 选取锥壳小端与圆筒连接处的加强结构,确定与锥壳连接的外压圆筒计算长度 L_{sm} [见图 7-19 b)]。
- c) 按以下步骤计算锥壳小端与圆筒连接处惯性矩:

1) 确定外压应力系数 B

由锥壳小端与圆筒连接处的当量截面积 A_{Ts} ,按公式(7-38)计算系数 B :

$$B = \frac{F_s D_s}{A_{Ts}} \dots\dots\dots (7-38)$$

式中:

$$A_{Ts} = \frac{1}{2} L_{sm} (\delta_n - C) + \frac{1}{2} L_c (\delta_{nc} - C) + A_s$$

$$F_s = p_c N + f_2 \tan \alpha$$

$$N = \frac{D_s \tan \alpha}{4} + \frac{L_{sm}}{2} + \frac{D_L^2 - D_s^2}{12 D_s \tan \alpha}$$

2) 确定外压应变系数 A

按所用材料,查表 6-1 确定对应的外压应力系数 B 曲线图,由 B 查取 A ;若 B 超出设计温度下曲线的最大值,则取对应温度曲线右端点的横坐标值为 A ;若 B 小于设计温度曲线的最小值,则按公式(7-33)计算 A ;

3) 确定所需的惯性矩 I_{req}

按公式(7-39)计算锥壳-圆筒或锥壳-加强圈-圆筒组合截面所需的惯性矩 I :

$$I = \frac{A D_s^2 A_{Ts}}{10.9} \dots\dots\dots (7-39)$$

- d) 计算锥壳小端与筒体连接处组合结构的有效惯性矩 I_s ,应满足 $I_s \geq I$;否则应选取更大惯性矩的组合加强结构重新计算 I_s 直至满足要求。
- e) 有效惯性矩 I_s 的计算可计入圆筒与锥壳连接线两侧各为 $0.55 \sqrt{D_{os} \delta_n}$ 的壳体,若两侧壳体有效宽度与相邻加强圈的壳体有效宽度相重叠,则重叠部分每侧各按一半计算。

7.6.6.6 锥壳与圆筒相连的外压计算

锥壳与圆筒相连的外压计算框图见图 7-20。

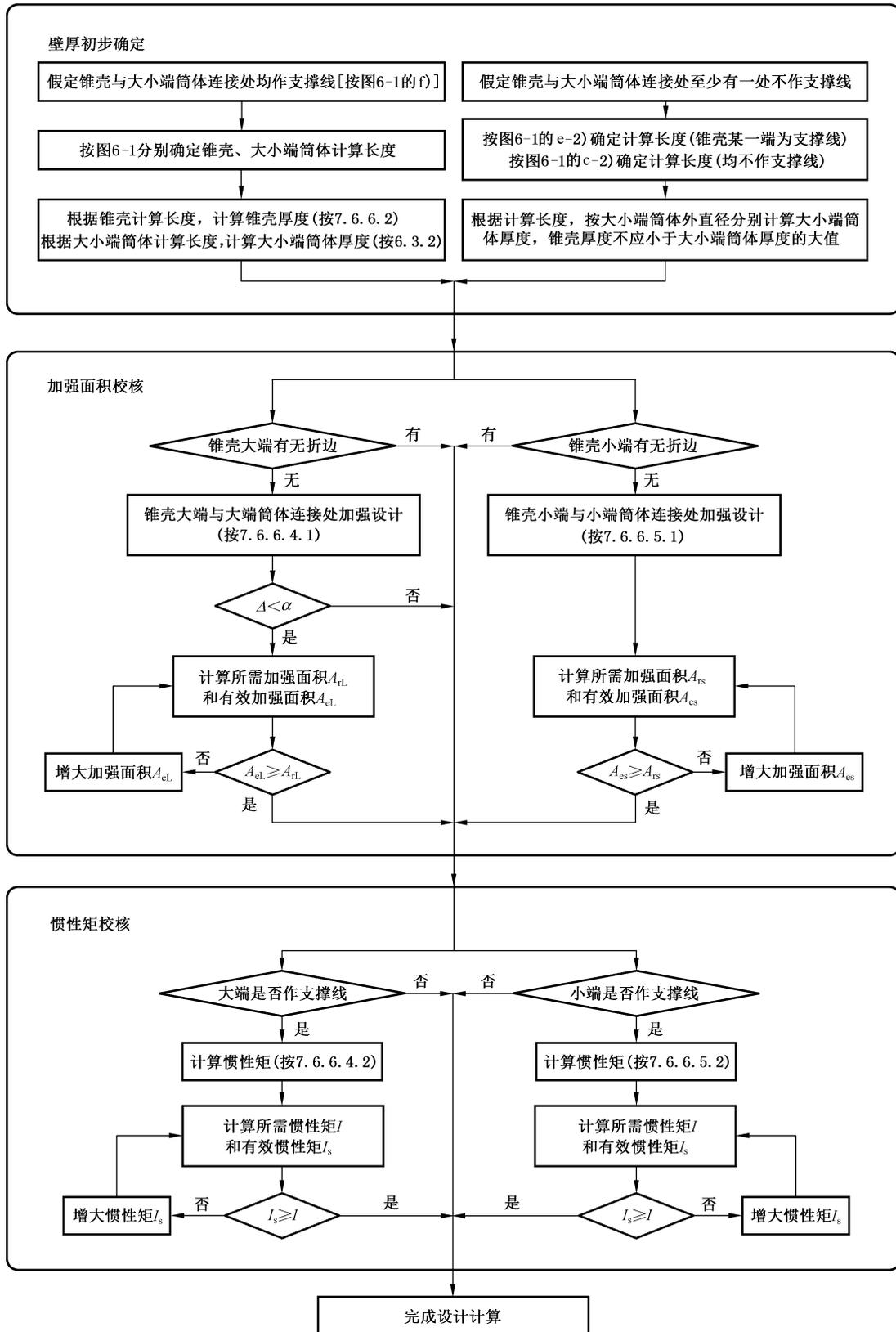


图 7-20 锥壳与圆筒连接处外压计算框图

7.7 偏心锥壳

7.7.1 一般规定

连接具有平行轴线两圆筒的非轴对称偏心锥壳(见图 7-21)按本条计算时,应满足以下要求:

- 两筒体轴线间距 L 应不大于两筒体内直径差值的 $1/2$;
- 对内压情况偏心锥壳与筒体间夹角大值 $\alpha_1 \leq 45^\circ$, 对于外压情况 $\alpha_1 \leq 60^\circ$;
- 当内压偏心锥壳的夹角大值 $\alpha_1 = 45^\circ$ 时, 锥壳的所有经线长度均应不小于 $5\sqrt{D_{iL}\delta_n}$, 并满足 $D_{iL}/D_{is} \geq 1.2$;
- 对于夹角大值 $\alpha_1 > 30^\circ$ 的内压情况, 锥壳两端和圆筒连接处应采用全截面焊透的焊接接头; 焊接接头的内、外表面应打磨成圆滑过渡, 其圆角半径 $r_0 \geq \delta_r$, 且应进行 100% 射线或超声检测。

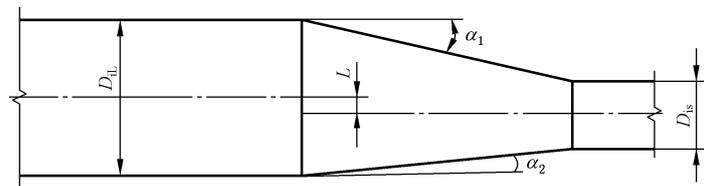


图 7-21 偏心锥壳

7.7.2 符号

下列符号适用于本节:

- L —— 两筒体轴线间距, mm;
- α_1 —— 偏心锥壳的夹角最大值, ($^\circ$);
- α_2 —— 偏心锥壳的夹角最小值, ($^\circ$).

7.7.3 受内压偏心锥壳厚度计算

锥壳厚度计算应按以下步骤进行:

- 锥壳半顶角 α 取偏心锥壳与筒体间的最大夹角 α_1 ;
- 按 7.6.3 要求确定偏心锥壳厚度;
- 按 7.6.4.1 要求确定偏心锥壳大端厚度;
- 按 7.6.4.2 要求确定偏心锥壳小端厚度;
- 取上述 b)、c)、d) 的大值作为偏心锥壳的厚度。

7.7.4 受外压偏心锥壳厚度计算

受外压偏心锥壳的厚度确定、与圆筒连接处的外压加强设计参照 7.6.6, 锥壳半顶角 α 分别取 α_1 、 α_2 进行设计, 分别满足二者的要求并取大值作为偏心锥壳的厚度。

7.8 变径段

7.8.1 以折边锥壳或无折边锥壳作为变径段时, 应按 7.6 的相应规定进行变径段设计。

7.8.2 当变径段为反向曲线的形式时, 见图 7-22, 则应按 7.6 的相应规定分别确定各部分厚度, 取较大值作为变径段厚度。

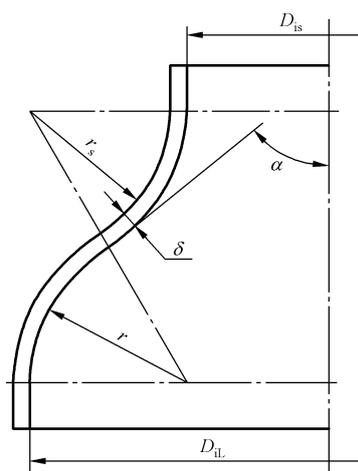


图 7-22 反向曲线变径段

7.9 平盖

7.9.1 一般规定

本条计算公式适用于受内压或外压的无孔或有孔但已被加强的平盖设计。平盖的几何形状包括：圆形、椭圆形、长圆形、矩形及正方形。平盖与圆筒连接形式及其结构见表 7-9、表 7-10。其中表 7-10 对应的设计方法是基于塑性分析导出的，适用于封头与筒体全焊透连接结构。

7.9.2 符号

下列符号适用于本节：

- a ——非圆形平盖的短轴长度, mm;
- b ——非圆形平盖的长轴长度, mm;
- D_e ——平盖计算直径, mm;
- d ——当量直径, mm;
- K ——结构特征系数;
- L ——非圆形平盖螺栓中心连线周长, mm;
- L_G ——螺栓中心至垫片压紧力作用中心线的径向距离(见表 7-9 中筒图), mm;
- n ——加筋平盖筋板数, 见图 7-25;
- R_i ——圆筒内半径, mm;
- r ——平盖过渡区圆弧半径, mm;
- W ——预紧状态时或操作状态时的螺栓设计载荷(按第 9 章), N;
- Z ——非圆形平盖的形状系数;
- δ_e ——与平盖相连接的圆筒有效厚度, mm;
- δ_{ep} ——平盖有效厚度, mm;
- δ_p ——平盖计算厚度, mm;
- $[\sigma]^t$ ——设计温度下平盖材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024 的规定), MPa;
- $[\sigma]_t^t$ ——筋板材料设计温度下的许用应力, MPa。

7.9.3 圆形平盖厚度

平盖的厚度按公式(7-40)计算：

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}} \dots\dots\dots (7-40)$$

对于表 7-9 中序号 2~序号 7 所示结构,焊接接头表面应进行 100% 表面检测。

对于表 7-9 中序号 9、序号 10 所示平盖,应分别取其操作状态及预紧状态的 K 代入公式(7-40)进行计算,取较大值。对预紧状态, $[\sigma]^t$ 取常温的许用应力。

对于表 7-10 中序号 1~序号 4 所示平盖宜采用锻件加工制造。如采用轧制板材直接加工制造,则应提出抗层状撕裂性能的附加要求。

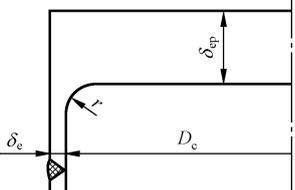
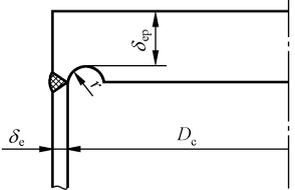
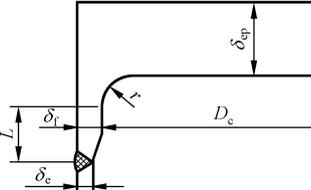
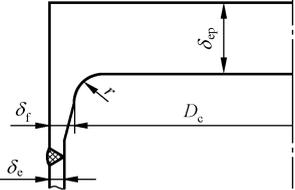
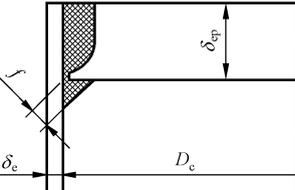
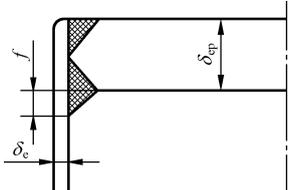
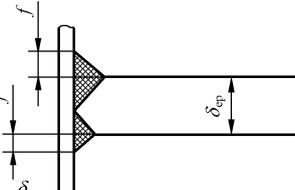
表 7-9 平盖系数 K 选择表

固定方法	序号	简图	结构特征系数 K	备注
与圆筒一体或对焊	1		0.145	仅适用于圆形平盖 $p_c \leq 0.6 \text{ MPa}$ $L_1 \geq 1.1 \sqrt{D_c \delta_{ep}}$ $r \geq 3\delta_{ep}$
角焊缝或组合焊缝连接	2		圆形平盖: $0.4m$ ($m = \delta/\delta_e$), 且不小于 0.3; 非圆形平盖: 0.4	$f \geq 1.4\delta_e$
	3		圆形平盖: $0.4m$ ($m = \delta/\delta_e$), 且不小于 0.3; 非圆形平盖: 0.4	$f \geq \delta_e$
	4		圆形平盖: $0.44m$ ($m = \delta/\delta_e$), 且不小于 0.3; 非圆形平盖: 0.44	$f \geq 0.7\delta_e$
	5			$f \geq 1.4\delta_e$

表 7-9 平盖系数 K 选择表 (续)

固定方法	序号	简图	结构特征系数 K	备注
锁底对接焊缝	6	<p>单位为毫米</p>	$0.4m (m = \delta_1 / \delta_e),$ 且不小于 0.3	仅适用于圆形平盖, 且 $\delta_1 \geq \delta_e + 3 \text{ mm}$
	7	<p>单位为毫米</p>	0.4	a) 仅适用于圆形平盖, 且 $\delta_1 \geq \delta_e + 3 \text{ mm}, \delta_e \geq 1.25\delta$, 筒体增厚段 (δ_e) 长度不小于 $2\sqrt{D_e\delta_e}$
			0.5	b) 仅适用于圆形平盖, 且 $\delta_1 \geq \delta_e + 3 \text{ mm}$
螺栓连接	8		圆形平盖或非圆形平盖: 0.25	
	9		圆形平盖: 操作时, $0.3 + \frac{1.78WL_G}{p_c D_e^3}$ 预紧时, $\frac{1.78WL_G}{p_c D_e^3}$	
	10		非圆形平盖: 操作时, $0.3Z + \frac{6WL_G}{p_c La^2}$ 预紧时, $\frac{6WL_G}{p_c La^2}$	

表 7-10 平盖系数 K 选择表

序号	简图	结构参数要求	系数 K	
1		$\delta_c \leq 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 10 \text{ mm}$; $\delta_c > 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 0.25\delta_c$, 且不超过 20 mm		
2				
3		$r \geq 3\delta_i^a$ $L \geq 2\sqrt{D_c\delta_c}$	查图 7-23	
4		$\delta_i \geq 2\delta_c$ $r \geq 3\delta_i$		
5				
6		SAC 要求全截面熔透接头 $f \geq \delta_c$		查图 7-24
7				

^a 查图 7-23 时,以 δ_i 作为与平盖相连接的圆筒有效厚度 δ_c 。

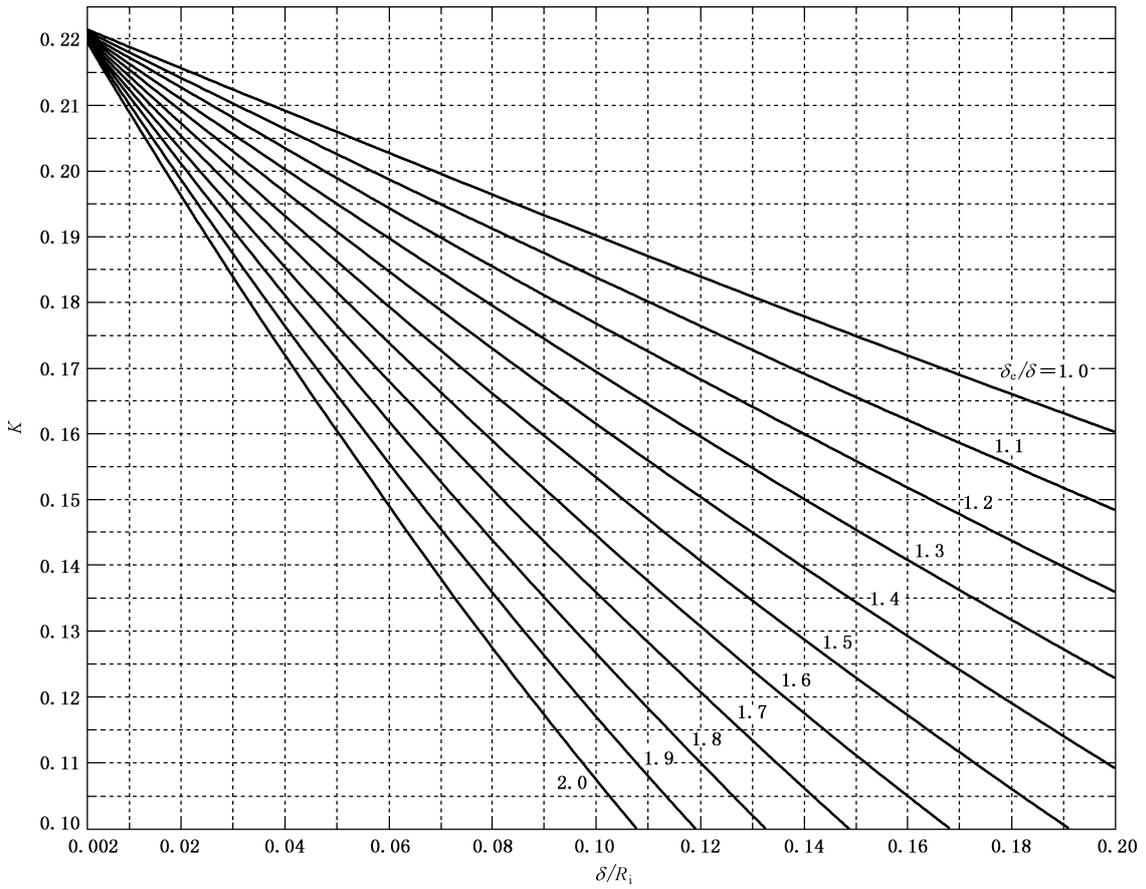
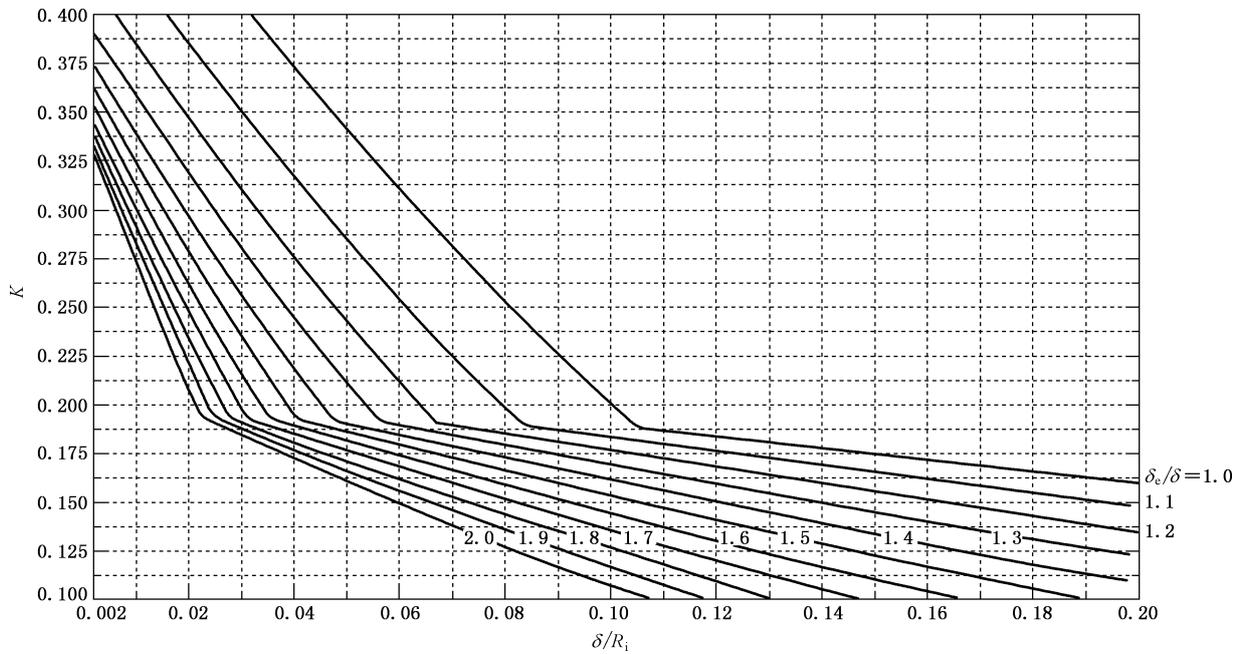


图 7-23 平盖结构特征系数



注：当按此曲线查取 $K > 0.4$ 时，可增加筒体的厚度比值 δ_e/δ 。

图 7-24 平盖结构特征系数

7.9.4 非圆形平盖厚度

非圆形平盖的厚度设计应按以下步骤进行计算：

a) 对于表 7-9 中序号 2~序号 5、序号 8 所示平盖，按公式(7-41)计算：

$$\delta_p = a \sqrt{\frac{KZp_c}{[\sigma]^t \phi}} \quad \dots\dots\dots (7-41)$$

式中， $Z=3.4-2.4a/b$ ，且 $Z \leq 2.5$ 。

b) 对于表 7-9 中序号 9、序号 10 所示平盖，按公式(7-42)计算：

$$\delta_p = a \sqrt{\frac{Kp_c}{[\sigma]^t \phi}} \quad \dots\dots\dots (7-42)$$

注：当预紧时 $[\sigma]^t$ 取常温的许用应力。

7.9.5 加筋圆形平盖厚度

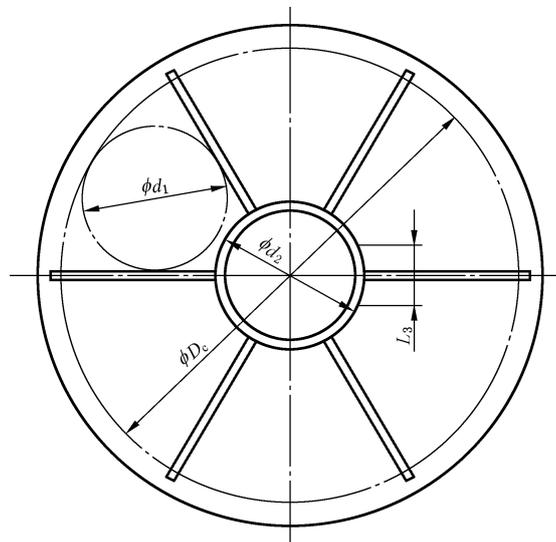
加筋平盖的厚度设计应符合以下规则。

a) 对于如图 7-25 所示的加筋平盖厚度按公式(7-43)计算，且平盖厚度值不小于 6 mm。

$$\delta_p = 0.55d \sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]^t \phi}} \quad \dots\dots\dots (7-43)$$

式中，当量直径 d 取图 7-25 所示 d_1 和 d_2 中较大者。

$$d_1 \approx \frac{\sin(180^\circ/n)}{1 + \sin(180^\circ/n)} D_c \quad \dots\dots\dots (7-44)$$



注：图中筋板数 $n \geq 6$ ； $d_1 \approx d_2$ ； L_3 取相邻径向筋板间的最小间距。

图 7-25 加筋平盖结构示意图

- b) 若加筋平盖采用表 7-9 中序号 8 所示的螺栓连接固定方法，亦可按公式(7-43)计算。
- c) 筋板与平盖之间应采用双面焊。
- d) 如采用矩形截面筋板，其高厚比一般为 5~8，且筋板与平盖组合截面(平盖有效宽度见图 7-25 的 L_3)抗弯模量 W 应满足公式(7-45)：

$$W \geq 0.08 \frac{p_c D_c^3}{n[\sigma]_t} \dots\dots\dots (7-45)$$

平盖中心加强圆环截面的抗弯模量不小于加强筋板的截面抗弯模量。

7.10 锻制紧缩口封头

7.10.1 一般规定

紧缩口封头的结构形式见图 7-26,直边段的厚度按公式(5-1)计算,但其有效厚度不应小于与之对接的圆筒有效厚度;直边段长度 l 一般应不小于 50 mm。其余尺寸一般可按结构要求确定。此形式封头可按图 7-27 所示范围及内容进行强度校核。

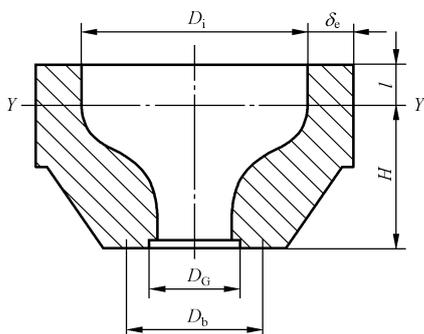


图 7-26 带直边的紧缩口封头

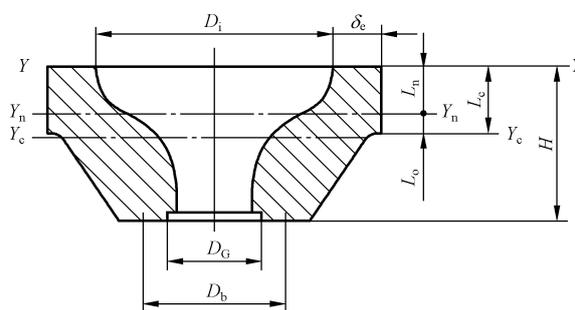


图 7-27 不带直边的紧缩口封头

7.10.2 符号

下列符号适用于本节:

- A ——轴线一侧纵向截面的面积, $A = \sum A_i$, mm^2 ;
- A_i ——轴线一侧纵向截面各分区的面积, mm^2 ;
- A_n ——内腔纵向截面的面积, mm^2 ;
- A_{ni} ——内腔纵向截面各分区的面积, mm^2 ;
- b ——垫片有效密封宽度(见第 9 章), mm ;
- D_b ——螺栓孔中心圆直径, mm ;
- D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径, mm ;
- D_i ——封头内直径, mm ;
- F ——流体静压总轴向力, N ;
- F_D ——作用于法兰内径截面上的流体静压轴向力, N ;
- F_p ——操作状态下,需要的最小垫片压紧力, N ;
- H ——不包括直边段的封头高度, mm ;
- h ——截面尺寸(见表 7-11), mm ;
- I ——纵向截面的惯性矩, mm^4 ;
- I_i ——轴线一侧纵向截面各分区的惯性矩, mm^4 ;
- L_c ——纵向截面的形心离 Y-Y 轴的距离, mm ;
- L_{ci} ——纵向截面各分区的形心离 Y-Y 轴的距离, mm ;
- L_i ——轴线一侧纵向截面各分区形心离纵向截面中性轴 Y_c - Y_c 的距离, mm ;
- L_n ——内腔纵向截面的形心离 Y-Y 轴的距离, mm ;

- L_o ——纵向截面中性轴 Y_c - Y_c 与内腔纵向截面中性轴 Y_n - Y_n 之间的距离, mm;
 l ——封头直边高度, mm;
 M ——作用于纵向截面的弯矩, N·mm;
 m ——垫片系数(见表 9-2);
 p_c ——计算压力(见 GB/T 150.1—2024), MPa;
 r ——封头的内腔圆弧半径, mm;
 S ——由截面形心轴至最远端距离, mm;
 W ——轴线一侧纵向截面对 Y - Y 轴的静矩, $W = \sum I_{ci} A_i$, mm³;
 Z ——纵向截面的截面系数, mm³;
 δ_e ——封头与圆筒连接处的有效厚度, mm;
 σ_m ——纵向截面的弯曲应力, MPa;
 $[\sigma]^t$ ——材料在设计温度下的许用应力(见 GB/T 150.2—2024), MPa。

7.10.3 弯矩计算

作用于纵向截面的弯矩按公式(7-46)计算:

$$M = \frac{1}{6.28} \left[\left(\delta_e + \frac{1}{3} D_i \right) F_D - \left(D_b - \frac{2}{3} D_G \right) F - (D_b - D_G) F_p \right] - p_c A_n L_o \quad \dots\dots (7-46)$$

式中:

$$F_D = 0.785 D_i^2 P_c$$

$$F = 0.785 D_G^2 P_c$$

$$F_p = 6.28 D_G b m P_c$$

$$L_o = L_c - L_n$$

$$A_n = \sum A_{ni}$$

7.10.4 截面系数计算

截面系数应按下列步骤进行计算:

- a) 当 $L_c \geq \frac{H}{2}$ 时, 纵向截面的截面系数按公式(7-47)计算:

$$Z = \frac{I}{L_c} \quad \dots\dots (7-47)$$

- b) 当 $L_c < \frac{H}{2}$ 时, 纵向截面的截面系数按公式(7-48)计算:

$$Z = \frac{I}{H - L_c} \quad \dots\dots (7-48)$$

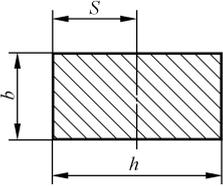
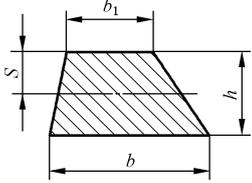
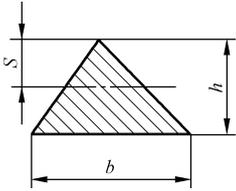
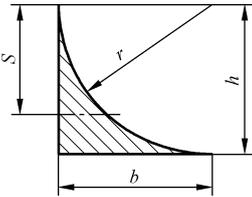
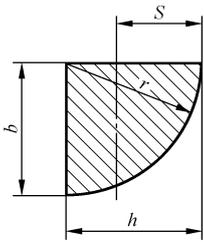
式中:

$$I = 2[\sum I_i + \sum (L_i^2 A_i)]$$

$$L_c = \frac{W}{A}$$

几种常用截面的特性见表 7-11。

表 7-11 几种截面的特性

截面	截面面积 A_i	由截面形心轴至 最远端距离 S	惯性矩 I_i
	bh	$\frac{h}{2}$	$\frac{bh^3}{12}$
	$\frac{(b_1+b)h}{2}$	$\frac{(b_1+2b)h}{3(b_1+b)}$	$\frac{(b_1^2+4b_1b+b^2)h^3}{36(b_1+b)}$
	$\frac{bh}{2}$	$\frac{2h}{3}$	$\frac{bh^3}{36}$
	$(b=h=r)$ $0.214\ 6r^2$	$(b=h=r)$ $0.776\ 7r$	$(b=h=r)$ $0.007\ 5r^4$
	$(b=h=r)$ $\frac{\pi r^2}{4}$	$(b=h=r)$ $0.575\ 4r$	$(b=h=r)$ $0.055\ 2r^4$

7.10.5 弯曲应力校核计算

弯曲应力的校核按公式(7-49)进行：

$$\sigma_m = \frac{M}{Z} \leq 0.8[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (7-49)$$

7.11 带法兰的凸形封头

7.11.1 适用情况

本条适用于带法兰凸形封头的设计，封头形式如图 7-28 所示。

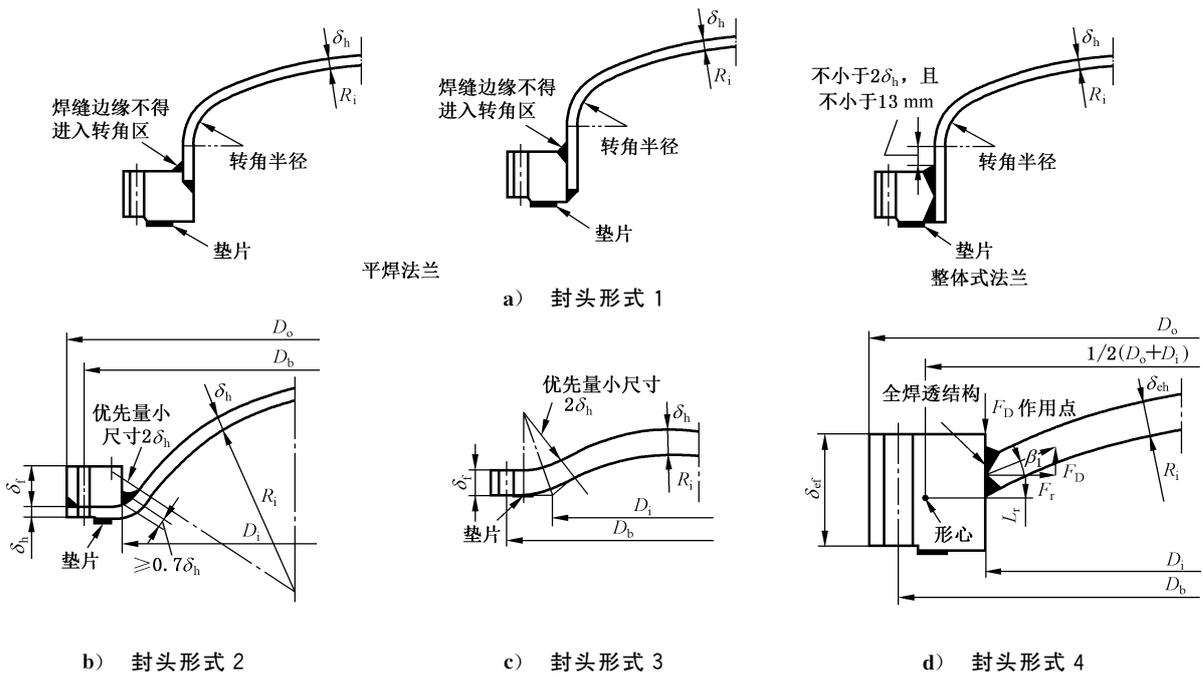


图 7-28 带法兰凸形封头

7.11.2 符号

下列符号适用于本节：

- 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;
- D_o —— 法兰外直径, mm;
- F_D —— 封头压力载荷引起的作用在法兰环内直径上的轴向分力 ($F_D = 0.785 D_i^2 p_c$), N;
- F_r —— 封头压力载荷引起的作用在法兰环内直径上的径向分力 (见表 7-12), N;
- L_D —— F_D 对螺栓中心的力臂, mm;
- L_r —— F_r 对法兰环截面形心的力臂, mm;
- L_G —— 螺栓中心至 F_G 作用位置处的径向距离 (见图 9-1), mm;
- L_T —— 螺栓中心至 F_T 作用位置处的径向距离 (见图 9-1), mm;
- M_a —— 法兰预紧力矩, N · mm;
- M_o —— 法兰设计力矩, N · mm;
- M_p —— 法兰操作力矩, N · mm;
- p_c —— 计算压力, mm;
- R_i —— 封头球面部分内半径, mm;
- β_1 —— 封头边缘处球壳中面切线与法兰环直径的夹角 (见表 7-12), (°);
- δ_{ef} —— 法兰有效厚度, mm;
- δ_f —— 法兰计算厚度, mm;
- δ_{eh} —— 封头有效厚度, mm;
- δ_h —— 封头计算厚度, mm;
- $[\sigma]_f$ —— 室温下法兰材料的许用应力 (按 GB/T 150.2—2024), MPa;
- $[\sigma]_f^t$ —— 设计温度下法兰材料的许用应力 (按 GB/T 150.2—2024), MPa;

$[\sigma]^t$ ——设计温度下封头材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024),MPa。

7.11.3 受内压带法兰凸形封头

7.11.3.1 除 7.11.3.2~7.11.3.5 另有规定外,对凹面受压封头总力矩 M_o 见 9.5.3。

7.11.3.2 图 7-28a)所示封头计算厚度 δ_h 按 7.3.2 或 7.4.2 计算,法兰设计按第 9 章进行。

7.11.3.3 图 7-28b)所示封头结构的计算按下列步骤进行:

a) 封头计算厚度按公式(7-50)计算:

$$\delta_h = \frac{5p_c R_i}{6[\sigma]^t} \dots\dots\dots (7-50)$$

b) 法兰计算厚度 δ_f 按公式(7-51)或公式(7-52)计算:

对于窄面法兰:

$$\delta_f = \sqrt{\frac{M_o}{[\sigma]^t D_i} \left(\frac{D_o + D_i}{D_o - D_i} \right)} \dots\dots\dots (7-51)$$

式中: M_o 按 9.5.3 计算。

对于宽面法兰:

$$\delta_f = 0.6 \sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]^t} \left[\frac{D_i (D_o + D_i) (D_b - D_i)}{D_o - D_i} \right]} \dots\dots\dots (7-52)$$

7.11.3.4 图 7-28c)所示封头结构的计算按下列步骤进行。

a) 封头计算厚度按公式(7-50)计算。

b) 圆形螺栓孔窄面法兰计算厚度按公式(7-53)分操作和预紧两种状态计算,且取较大值:

$$\delta_f = Q + \sqrt{\frac{1.875 M_o (D_b + D_i)}{[\sigma]^t D_i (7D_b - 5D_i)}} \dots\dots\dots (7-53)$$

操作状态 Q 按公式(7-54)计算, M_o 取 M_p 按公式(9-14)计算:

$$Q = \frac{p_c R_i}{4[\sigma]^t} \left(\frac{D_b + D_i}{7D_b - 5D_i} \right) \dots\dots\dots (7-54)$$

预紧状态 $Q=0$, M_o 取 $M_a [\sigma]^t / [\sigma]^t$,其中 M_a 按公式(9-11)计算。

c) 槽形螺栓孔窄面法兰计算厚度按公式(7-55)分操作和预紧两种状态计算,且取较大值:

$$\delta_f = Q + \sqrt{\frac{1.875 M_o (D_b + D_i)}{[\sigma]^t D_i (3D_b - D_i)}} \dots\dots\dots (7-55)$$

操作状态 Q 按公式(7-56)计算, M_o 取 M_p 按公式(9-14)计算:

$$Q = \frac{p_c R_i}{4[\sigma]^t} \left(\frac{D_b + D_i}{3D_b - D_i} \right) \dots\dots\dots (7-56)$$

预紧状态 $Q=0$, M_o 取 $M_a [\sigma]^t / [\sigma]^t$,其中 M_a 按公式(9-11)计算。

d) 圆形螺栓孔宽面法兰计算厚度按公式(7-57)计算:

$$\delta_f = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3D_i Q (D_b - D_i)}{R_i}} \dots\dots\dots (7-57)$$

式中: Q 按公式(7-54)计算。

e) 开槽螺栓孔宽面法兰计算厚度,按公式(7-57)计算,其中 Q 按公式(7-56)计算。

f) 在任何情况下,要求法兰厚度不应小于封头厚度。

7.11.3.5 图 7-28d)所示封头结构的计算按下列步骤进行:

a) 封头厚度按公式(7-50)计算;

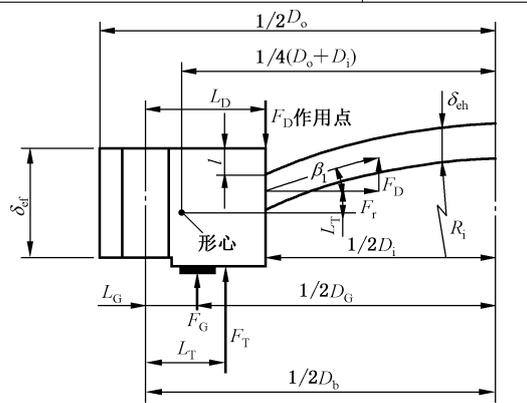
b) 法兰应力按表 7-12 校核。

7.11.4 受外压(凸面受压)的带法兰凸形封头

受外压(凸面受压)的带法兰凸形封头按下列步骤进行计算。

- a) 封头厚度按 6.4 计算。
- b) 除另有规定外,总力矩 M_0 按 9.5.3 确定;对图 7-28d)所示封头结构的法兰力矩计算中 $M_p = F_D(L_D - L_G) + F_T(L_T - L_G) - F_r L_r$;式中 L_r 的计算同表 7-12。
- c) 图 7-28 所示各种形式,除图 7-28a)的法兰按第 9 章计算外,其他的法兰厚度分别按公式(7-51)、公式(7-52)、公式(7-53)、公式(7-55)及公式(7-57)计算。

表 7-12 受内压带法兰无折边球面封头的法兰计算表

设计条件		垫片及螺栓计算			
计算压力 $p_c =$ MPa		垫片	材料	$N =$ mm	$y =$ MPa
设计温度 $t =$ °C			外径×内径×厚度	$b =$ mm	$m =$
法兰	材料	假设法兰有效厚度 $\delta_{ef} =$ mm		封头有效厚度 $\delta_{eh} =$ mm	
	许用应力	$[\sigma]_f =$ MPa	$F = 0.785 D_G^2 p_c =$ N	$F_p = 6.28 D_G b m p_c =$ N	
		$[\sigma]_f^t =$ MPa	$W_a = 3.14 b D_G y =$ N	$F + F_p =$ N	
螺栓	材料	螺栓直径 $d_b =$ mm		螺栓数量 $n =$ 个	
	许用应力	$[\sigma]_b =$ MPa	$A_{m1} = (F + F_p) / [\sigma]_b =$ mm ²	$A_{m2} = W_a / [\sigma]_b =$ mm ²	
		$[\sigma]_b^t =$ MPa	$A_m = \text{Max}\{A_{m1}, A_{m2}\} =$ mm ²	$A_b =$ mm ²	
$\beta_1 = \arcsin \frac{0.5 D_i}{R_i + 0.5 \delta_{eh}} =$ (°)		$W = 0.5(A_m + A_b)[\sigma]_b =$ N		假设 $l =$ mm (l 见表 7-12 所列示意图)	
预紧情况	法兰受力	力臂		力矩	
	$F_G = W =$ N	$L_G = 0.5(D_b - D_G) =$ mm		$M_a = F_G L_G =$ N·mm	
操作情况	$F_D = 0.785 D_i^2 p_c =$ N	$L_D = 0.5(D_b - D_i) =$ mm		$M_D = F_D L_D =$ N·mm	
	$F_G = F_p =$ N	$L_G = 0.5(D_b - D_G) =$ mm		$M_G = F_G L_G =$ N·mm	
	$F_T = F - F_D =$ N	$L_T = 0.5(L_D + L_G) =$ mm		$M_T = F_T L_T =$ N·mm	
	$F_r = F_D \cot \beta_1 =$ N	$L_r = \frac{\delta_{ef}}{2} - \frac{\delta_{eh}}{2 \cos \beta_1} - l =$ 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					
$J_a = \frac{M_a}{[\sigma]_f D_i} \left[\frac{D_o + D_i}{D_o - D_i} \right] =$ mm ²		$J_p = \frac{M_p}{[\sigma]_f^t D_i} \left[\frac{D_o + D_i}{D_o - D_i} \right] =$ mm ²		$L = \frac{p_c D_i \sqrt{4 R_i^2 - D_i^2}}{8 [\sigma]_f^t (D_o - D_i)} =$ mm ²	
			<p style="text-align: center;">法兰厚度</p> <p>假设的法兰有效厚度 $\delta_{ef} \geq \max\{\delta_{fa}, \delta_{fp}\}$ 且 $\delta_{ef} \geq 2\delta_{eh}$, 否则应重新假设 δ_{ef}, 直至满足要求。</p> <p style="text-align: center;">$\delta_{fa} = \sqrt{J_a} =$ mm</p> <p style="text-align: center;">$\delta_{fp} = L + \sqrt{J_p + L^2} =$ mm</p>		
注: 表中符号含义及其对应数值凡未列入 7.11.2 符号说明者均按第 9 章。					

7.12 拉撑结构

7.12.1 一般规定

本条适用于以棒材、管材或板材支撑(以下简称“拉撑”)的凸型封头、平封头(平板)及筒体的设计。拉撑结构包括焊接与非焊接两种类型。常用结构型式见表 7-13。

7.12.2 符号

下列符号适用于本节:

- a ——单根拉撑所需截面面积, mm^2 ;
- d ——拉杆直径, mm ;
- d_c ——拉撑杆间当量圆直径, mm ;
- K ——拉撑常数, 按表 7-13 由拉撑的结构型式选取;
- L ——拉撑的间距, mm ;
- L_1 ——水平方向拉撑间距, mm ;
- L_2 ——垂直方向拉撑间距, mm ;
- L_3 ——斜向拉撑间距, mm ;
- W ——单根拉撑所受轴向载荷, N ;
- δ_p ——平板计算厚度, mm ;
- δ_{np} ——平板名义厚度, mm ;
- $[\sigma]_g^t$ ——设计温度下拉撑材料的许用应力, MPa ;
- $[\sigma]_p^t$ ——设计温度下被支撑板材料的许用应力, MPa 。

7.12.3 受拉撑的板厚计算

7.12.3.1 计算厚度

计算厚度按公式(7-58)计算:

$$\delta_p = L \sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]_p^t K}} \dots\dots\dots (7-58)$$

对于带夹套容器进行拉撑设计时, 夹套及容器的壁厚还需考虑相应的内外压计算要求。对非焊接拉撑连接的平封头, 其厚度不应小于 8 mm。

7.12.3.2 规则拉撑布置的 L 、 K 取值

如图 7-29 所示, 规则布置拉撑时, 拉撑的间距 L , 取水平方向 L_1 、垂直方向 L_2 、斜向间距 L_3 三者的最大值。拉撑常数 K 按表 7-13 取值。

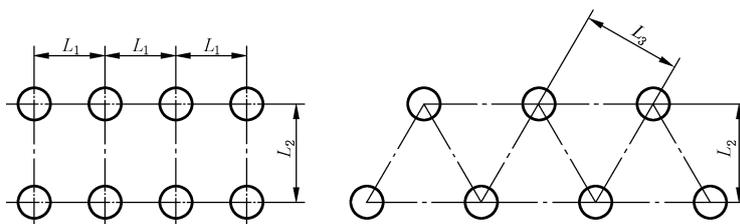


图 7-29 规则的拉撑布置

表 7-13 典型拉撑结构型式及参数

序号	结构型式	K	适用条件
1		2.2	夹套设计压力 $p \leq 1.6$ MPa; 夹套板厚不大于 12 mm; 角焊缝根部完全熔合, 焊脚尺寸不小于夹套壁厚
2	<p>单位为毫米</p>	2.2	适用于焊接棒状或板状拉撑, 且板厚 $\delta_p \leq 30$ mm; 角焊缝的轴向受剪面积不小于拉杆横截面积的 1.4 倍
3		2.0	角焊缝的轴向受剪面积不小于拉杆横截面积的 1.4 倍
4		3.2	可在壁板、垫圈、螺母、拉杆的接触面之间加装密封材料或涂料。适用于可能出现渗漏的低压场合。 贯穿平封头的螺纹结构拉撑, 平封头内外侧均有螺母和垫圈, 垫圈厚度不小于 6 mm。垫圈外径不小于螺栓直径的 2.5 倍
		2.8	内外均有螺母, 但仅外侧有垫圈(其余条件同上)

7.12.3.3 不规则拉撑布置的 L 、 K 取值

如图 7-30 所示, 不规则的拉撑布置时, L 、 K 分别按照下列方法求取:

- 取通过任意 3 个相邻支撑点的最大当量圆(其内部无拉撑)直径为 d_c , 则支撑的间距 $L = d_c / \sqrt{2}$;
- 系数 K 按表 7-14 选取, 支撑点类型按最大当量圆通过的支撑结构确定; 一个当量圆具有不同支撑点类型时, K 取平均值。

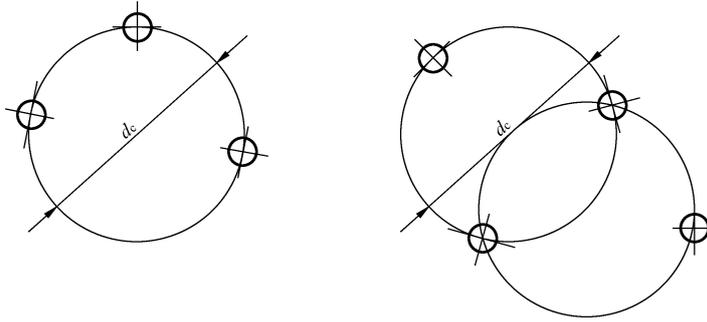


图 7-30 不规则支撑设置

表 7-14 与支撑点类型相关的系数 K

支撑点类型	K
支撑点在封头圆弧过渡的起点	3.2
管板外周的固定线	3.2
管排中心线	2.0
管状支撑	2.6
其他支点	按表 7-13



7.12.4 拉撑的支承载荷

拉撑的支承载荷 W 应符合下列规定。

- a) 无孔板的支承载荷: 拉杆与其相邻的所有支撑中心连线的垂直平分线所围成的面积为该拉杆的支撑面积, 其上承受的计算压力载荷为该拉杆所承受的支承载荷。
- b) 多孔板的支撑载荷: 由一根支撑管(杆)的支撑面积减去该面积内的管孔总面积, 其上承受的计算压力载荷为该管状拉撑所承受的支承载荷。

7.12.5 单根拉撑所需截面面积

单根拉撑所需截面面积计算按公式(7-59):

$$a = \frac{1.1W}{[\sigma]_g} \dots\dots\dots (7-59)$$

7.12.6 拉撑的设置

拉撑的设置应符合下列规定。

- a) 采用角接头设置斜拉撑时, 焊接接头的焊缝截面面积, 以及平行于筒体轴线方向测得的角接头焊缝截面面积不应小于拉撑所需最小断面面积的 1.4 倍。
选择斜拉撑结构, 封头凹面内不应采用角接头。
- b) 拉撑间距一般不大于 30 倍拉杆直径。

7.13 焊接结构

封头与筒体的焊接结构除满足前述要求外, 不应采用如图 7-31 所示结构。

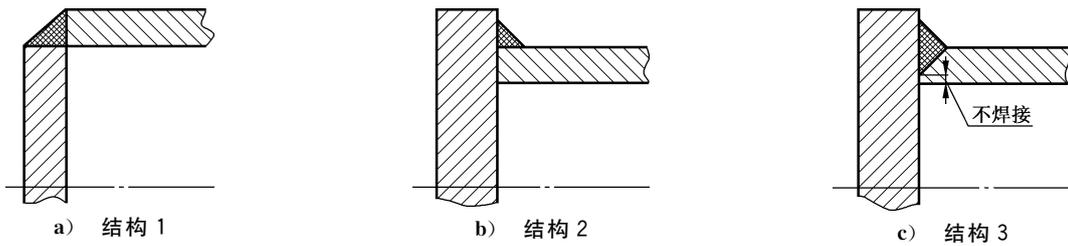


图 7-31 不应采用的焊接结构

8 开孔与开孔补强

8.1 通则

8.1.1 一般要求

本章规定适用于容器本体的开孔及其补强计算,包括内压或外压的等面积法、平盖中心大开孔的法兰设计方法和内压圆柱壳开孔补强分析设计法。超出此范围,可采用 GB/T 150.1—2024 附录 E 规定的分析设计方法。

8.1.2 等面积法适用情况

等面积法适用于压力作用下圆筒体、锥壳本体、凸形封头和平盖上的圆形、椭圆形或长圆形开孔。当在壳体上开椭圆形或长圆形孔时,孔的长径与短径之比应不大于 2.0。本方法适用下列情况。

- a) 当圆筒内径 $D_i \leq 1\,500\text{ mm}$ 时,开孔最大直径 $d_{\max} \leq D_i/2$,且 $d_{\max} \leq 520\text{ mm}$;当圆筒内径 $D_i > 1\,500\text{ mm}$ 时,开孔最大直径 $d_{\max} \leq D_i/3$,且 $d_{\max} \leq 1\,000\text{ mm}$ 。
- b) 凸形封头或球壳开孔的最大直径 $d_{\max} \leq D_i/2$ 。
- c) 锥形封头开孔的最大直径 $d_{\max} \leq D_i/3$ 且 $d_{\max} \leq 1\,000\text{ mm}$, D_i 为开孔中心处的锥壳内直径。

8.1.3 圆柱壳开孔补强分析法适用情况

本方法是根据弹性薄壳理论得到的应力分析法,用于内压作用下具有径向接管圆筒的开孔补强设计,其适用范围如下:

$$0.1D \leq d \leq 0.9D, d/\sqrt{D\delta_e} \leq 12 \text{ 且 } \text{MAX}[0.5, d/D] \leq \delta_{et}/\delta_e \leq 2.$$

本方法与等面积法适用的开孔率范围比较见图 8-1。

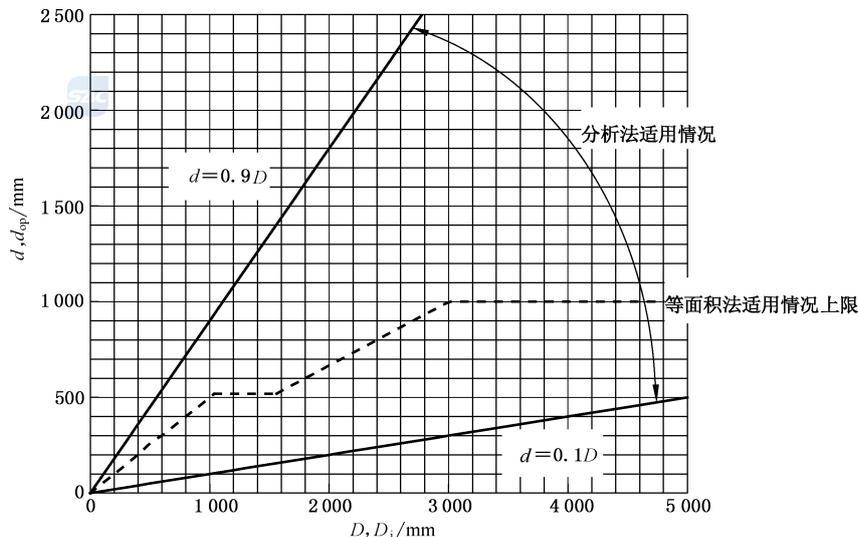


图 8-1 圆筒开孔补强分析法与等面积法适用范围

8.1.4 不另行补强的最大开孔直径

壳体开孔满足下述全部要求时,可不另行补强。

- 设计压力 $p \leq 2.5$ MPa。
- 两相邻开孔中心的间距(对曲面间距以弧长计算)应不小于两孔直径之和;对于 3 个或以上相邻开孔,任意两孔中心的间距(对曲面间距以弧长计算)应不小于该两孔直径之和的 2.5 倍。
- 外径小于或等于 89 mm 的径向接管。
- 接管壁厚满足表 8-1 要求,表中接管壁厚的腐蚀裕量不大于 1 mm,腐蚀裕量超过 1 mm 时,应相应增加接管壁厚。
- 开孔不应位于 A 类、B 类焊接接头上。
- 钢材的标准抗拉强度下限值 $R_m > 540$ MPa 时,接管与壳体的连接宜采用全焊透的结构型式。

表 8-1 壳体开孔可不另行补强时的接管壁厚

单位为毫米

接管外径	25	32	38	45	48	57	65	76	89
接管壁厚	≥ 3.5			≥ 4.0		≥ 5.0		≥ 6.0	

8.1.5 开孔位置的要求

容器上的开孔宜避开容器焊接接头。当开孔通过或邻近容器焊接接头时,则应保证在开孔为中心,半径为 d_{op} 范围内的接头进行 100% 无损检测,不存在有任何表面和内部超标缺陷。

8.1.6 补强件材料要求

用于开孔补强的材料应符合下列要求。

- 补强材料宜与壳体材料相同。若补强材料许用应力小于壳体材料许用应力,则补强面积应按壳体材料与补强材料许用应力之比而增加。若补强材料许用应力大于壳体材料许用应力,则所需补强面积不应减少。
- 对于接管材料与壳体材料不同时,应引入强度削弱系数 $f_r = [\sigma]_t / [\sigma]$,表示设计温度下接管材料与壳体材料许用应力的比值,且该系数宜在 $0.8 \leq f_r \leq 1.0$ 范围内,对安放式接管取 $f_r = 1.0$ 。
- 有效补强范围内,可作为补强用的接管和焊缝金属,应满足 $|(\alpha_R - \alpha_V) \Delta T| \leq 0.0008$,否则不能作为补强材料使用。



8.2 术语和定义、符号

8.2.1 术语和定义

GB/T 150.1—2024 中界定的术语和定义适用于本章。

8.2.2 符号

下列符号适用于本章:

A —— 开孔削弱所需要的补强截面积, mm^2 ;

- B ——补强有效宽度,mm;
 C ——厚度附加量(按 GB/T 150.1—2024 规定),mm;
 C_s ——圆筒厚度附加量,mm;
 C_t ——接管厚度附加量,mm;
 D ——圆筒中面直径,mm;
 D_i ——圆筒内直径,mm;
 D_o ——平盖直径,mm;
 d ——接管中面直径,mm;
 d_{\max} ——开孔最大直径,对椭圆形或长圆形开孔指长轴尺寸,mm;
 d_o ——接管外直径,mm;
 d_{op} ——所计算截面的开孔直径,mm;
 f_r ——强度削弱系数;
 g ——接管补强系数;
 h ——圆筒补强系数;
 h_1 ——外伸接管有效补强高度,mm;
 h_2 ——内伸接管有效补强高度,mm;
 K ——等效总应力集中系数;
 K_m ——等效薄膜应力集中系数;
 n_{II} ——等效薄膜应力校核系数;
 n_{IV} ——等效总应力校核系数;
 p ——设计压力,MPa;
 p_c ——计算压力(按第 5 章),MPa;
 R ——圆筒中面半径,mm;
 R_{eL} ——钢材标准屈服强度,MPa;
 R_i ——球壳或半球形封头内半径,椭圆形封头当量球面或碟形封头球面内半径,mm;
 R_m ——钢材标准抗拉强度下限值,MPa;
 r ——接管中面半径,mm;
 S_1 ——管孔的轴向节距,mm;
 S_2 ——孔带的单位长度(见图 8-6、图 8-7),mm;
 S_3 ——管孔的对角向节距,mm;
 S_{II} ——等效薄膜应力,MPa;
 S_{IV} ——等效总应力,MPa;
 v_1 ——轴向排孔削弱系数;
 v_2 ——当量轴向排孔削弱系数;
 v_3 ——对角向排孔削弱系数;
 α_R ——设计温度下补强金属的平均热膨胀系数,mm/(mm·°C);
 α_v ——设计温度下器壁金属的平均热膨胀系数,mm/(mm·°C);
 δ ——壳体开孔处的计算厚度,mm;
 δ_e ——壳体开孔处的有效厚度,mm;
 δ_{et} ——接管有效厚度,mm;

- δ_n ——壳体开孔处的名义厚度,mm;
- δ_{nt} ——接管名义厚度,mm;
- δ_p ——平盖计算厚度,mm;
- δ_t ——接管计算厚度,mm;
- ϕ ——焊接接头系数(按 GB/T 150.1—2024 规定);
- θ ——两相邻开孔中心线与壳体轴线之夹角,°;
- ρ ——开孔率, $\rho=d/D$;
- ΔT ——20 °C 与操作温度的差值,最低操作温度与最高操作温度差值,取二者较大值,°C。

8.3 单个开孔补强的等面积法

8.3.1 单个开孔的适用情况

在等面积法的适用情况(见 8.1.2)内,满足下列条件的多个开孔均按单个开孔分别设计。

- a) 壳体上有两个开孔,开孔中心间距(对曲面间距以弧长计算)不小于两孔直径之和;壳体上有 3 个或以上开孔,任意两孔中心的间距(对曲面间距以弧长计算)不小于两孔直径之和的 2 倍。
- b) 平封头(平板)上有多个开孔,任意两开孔直径之和不超过封头直径的 0.5 倍,任意两相邻开孔中心的间距不小于两孔直径之和。

8.3.2 补强结构型式

8.3.2.1 补强圈补强

补强圈与接管、壳体的焊接结构按附录 D 和 NB/T 11025。采用该结构补强时,应符合下列规定:

- a) 低合金钢的标准抗拉强度下限值 $R_m < 540$ MPa;
- b) 补强圈厚度小于或等于 $1.5 \delta_n$;
- c) 壳体名义厚度 $\delta_n \leq 38$ mm。

若条件许可,推荐以厚壁接管代替补强圈进行补强,其 δ_{nt}/δ_n 宜控制在 0.5~2.0。

8.3.2.2 整体补强

增加壳体的厚度,或用全截面焊透的结构型式将厚壁接管或整体补强锻件与壳体相焊接。结构可参见附录 D。

8.3.3 壳体开孔补强

8.3.3.1 开孔补强的计算截面选取

开孔补强的计算截面选取按以下规定。

- a) 所需的最小补强面积应在下列规定的截面上求取:
 - 1) 对于圆筒或锥壳开孔,该截面通过开孔中心点与筒体轴线;
 - 2) 对于凸形封头或球壳开孔,该截面通过封头开孔中心点,沿开孔最大尺寸方向,且垂直于壳体表面。
- b) 对于圆形开孔 d_{op} 取接管内直径加 2 倍厚度附加量,对于椭圆形或长圆形孔 d_{op} 取所考虑截面上的尺寸(弦长)加 2 倍厚度附加量。

8.3.3.2 内压力容器

壳体开孔削弱所需要的补强截面积按公式(8-1)计算:

$$A = d_{op}\delta + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r) \quad \dots\dots\dots(8-1)$$

δ ——计算厚度,单位为毫米(mm)。按下述方法确定壳体的计算厚度:

- a) 对于圆筒或球壳开孔,为开孔处的壳体计算厚度。
- b) 对于锥壳(或锥形封头)开孔,由公式(7-14)计算,式中 D_c 取开孔中心处锥壳内直径。
- c) 若开孔及其补强金属均位于椭圆形封头中心 80%直径范围内的球面时, δ 按公式(8-2)计算,否则按公式(7-1)或公式(7-2)计算。

$$\delta = \frac{p_c K_1 D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad \dots\dots\dots(8-2)$$

式中:

K_1 ——椭圆形长短轴比值决定的系数,由表 7-2 查得。

- d) 若开孔及其补强金属位于碟形封头球面部分内, δ 按公式(8-3)计算,否则按公式(7-7)或公式(7-8)计算。

$$\delta = \frac{p_c R_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad \dots\dots\dots(8-3)$$

8.3.3.3 外压力容器

壳体开孔所需补强面积按公式(8-4)计算:

$$A = 0.5[d_{op}\delta + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r)] \quad \dots\dots\dots(8-4)$$

式中:

δ ——计算厚度,单位为毫米(mm)。

8.3.3.4 承受内压与外压两种设计工况的容器

容器存在内压与外压两种设计工况时,开孔所需补强面积应同时满足 8.3.3.2 和 8.3.3.3 的要求。

8.3.4 平盖开孔补强

8.3.4.1 平盖开单个孔,且开孔直径 $d_{op} \leq 0.5 D_o$ (D_o 取平盖计算直径,对非圆形平盖取短轴长度)时,所需最小补强面积按公式(8-5)计算:

$$A = 0.5d_{op}\delta_p + \delta\delta_{et}(1 - f_r) \quad \dots\dots\dots(8-5)$$

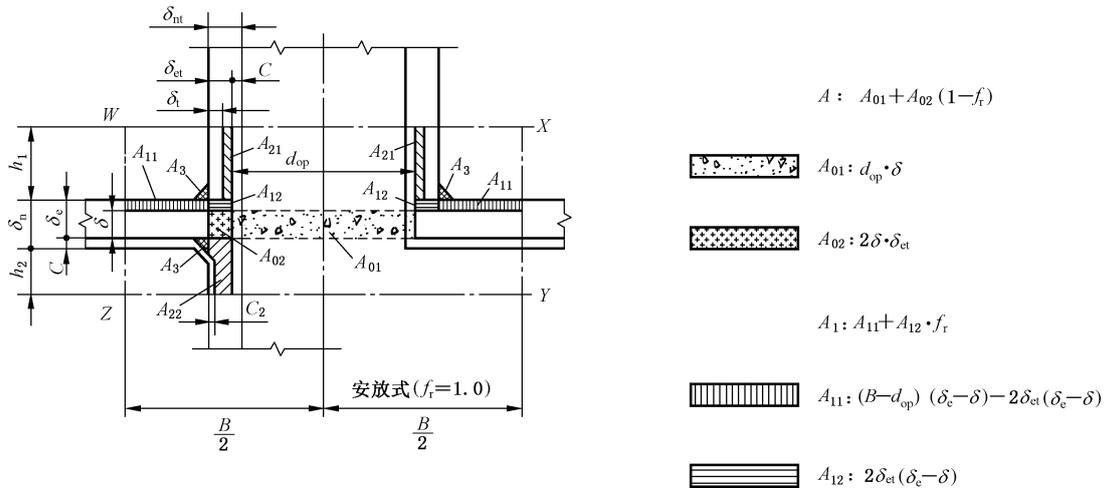
式中:

δ_p ——平盖计算厚度,按第 7 章计算,单位为毫米(mm)。

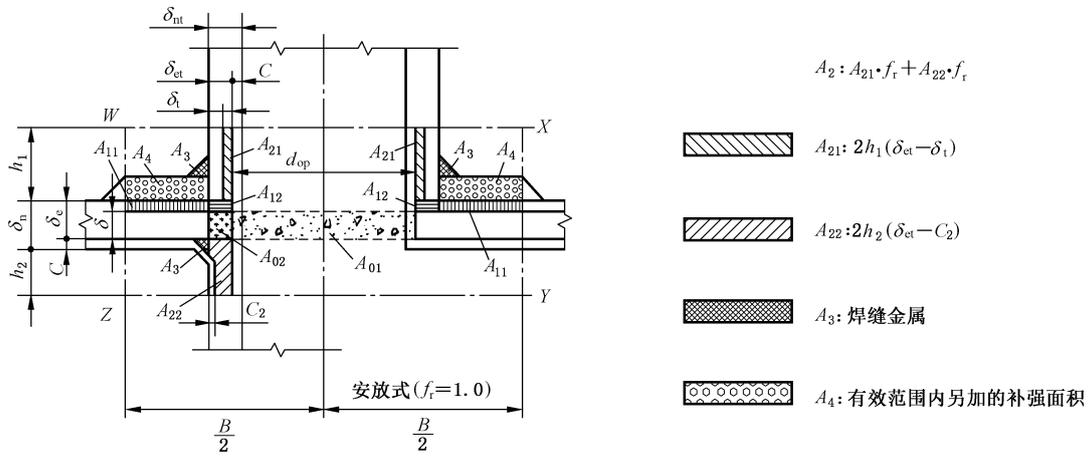
8.3.4.2 圆形平盖中心单个圆形开孔,且 $d_{op} > 0.5D$ 时,可按 8.5 进行补强设计。

8.3.5 有效补强范围及补强面积

计算开孔补强时,有效补强范围及补强面积按图 8-2 中矩形 WXYZ 范围确定。



a) 有效补强范围结构



b) 有效补强范围结构

图 8-2 有效补强范围

8.3.5.1 有效补强范围

有效补强范围应按下列步骤进行计算：

a) 有效宽度 B 按公式(8-6)计算,取二者中较大值。

$$B = \begin{cases} 2d_{op} \\ d_{op} + 2\delta_n + 2\delta_{nt} \end{cases} \dots\dots\dots (8-6)$$

b) 有效高度按公式(8-7)和公式(8-8)计算,分别取式中较小值。

外伸接管有效补强高度：

$$h_1 = \begin{cases} \sqrt{d_{op}\delta_{nt}} \\ \text{接管实际外伸高度} \end{cases} \dots\dots\dots (8-7)$$

内伸接管有效补强高度：

$$h_2 = \begin{cases} \sqrt{d_{op}\delta_{nt}} \\ \text{接管实际内伸高度} \end{cases} \dots\dots\dots (8-8)$$

8.3.5.2 补强面积

在有效补强范围内,可作为补强的截面积按公式(8-9)计算：



$$A_e = A_1 + A_2 + A_3 \quad \dots\dots\dots (8-9)$$

式中：

A_e ——补强面积，单位为平方毫米(mm^2)；

A_1 ——壳体有效厚度减去计算厚度之外的多余面积，按公式(8-10)计算，单位为平方毫米(mm^2)；

$$A_1 = (B - d_{op})(\delta_e - \delta) - 2\delta_{et}(\delta_e - \delta)(1 - f_r) \quad \dots\dots\dots (8-10)$$

A_2 ——接管有效厚度减去计算厚度之外的多余面积，按公式(8-11)计算，单位为平方毫米(mm^2)；

$$A_2 = 2h_1(\delta_{et} - \delta_1)f_r + 2h_2(\delta_{et} - c_2)f_r \quad \dots\dots\dots (8-11)$$

A_3 ——焊缝金属截面积(见图 8-2)，单位为平方毫米(mm^2)。

若 $A_e \geq A$ ，则开孔不需另加补强；

若 $A_e < A$ ，则开孔需另加补强，其另加补强面积按公式(8-12)计算：

$$A_4 \geq A - A_e \quad \dots\dots\dots (8-12)$$

式中：

A_4 ——有效补强范围内另加的补强面积(见图 8-2)，单位为平方毫米(mm^2)。

8.4 多个开孔补强的等面积法

8.4.1 壳体多个开孔补强

壳体多个开孔补强满足以下要求。

- a) 当任意两个相邻开孔的中心距小于两孔直径之和，而使其补强范围彼此重叠时(见图 8-3)，在通过两孔中心点连线的壳体法截面内采用联合补强。联合补强的总面积应不小于各孔单独补强所需面积(按 8.3.3 和 8.3.5 计算)之和，且两孔之间的补强面积不小于两孔所需总补强面积的 50%。

在计算联合补强面积时，任何截面不应重复计入。

多个开孔中心连线在同一直线上时，按逐次配对的开孔处理，重叠部分的面积应按该相邻两孔的直径比分摊。

- b) 对 3 个及以上开孔，若两两相邻开孔的中心距小于该两孔直径之和，且采用联合补强时(见图 8-4)，则这些相邻开孔的中心距应至少等于其平均直径的 4/3 倍。任意相邻两孔之间的补强面积应至少等于该两孔所需总补强面积的 50%。

若任意两相邻开孔中心距小于其平均直径的 4/3 倍，则该两孔之间的任何金属均不应用作补强，这些开孔应按 c) 的方法进行补强。

- c) 任何数量并以任意方式排列的相邻开孔，均可作为一个假想孔(其直径包括所有靠近的开孔)进行补强。假想孔的直径不应超过 8.1.2 规定，所有接管金属均不应用作补强。

- d) 圆筒上一系列规则排列的开孔，其每个开孔又无法进行单独补强时，应采用 8.4.2 的方法补强。

- e) 多个开孔的补强结构型式应按照 8.3.2 的要求。

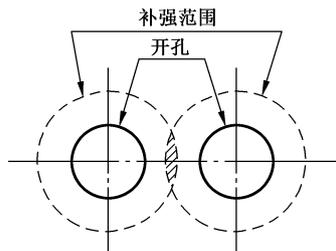


图 8-3 相邻开孔

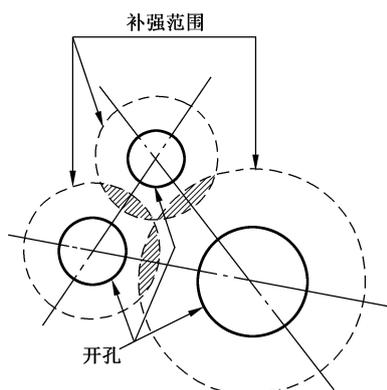


图 8-4 多个开孔

8.4.2 排孔的补强要求

圆筒全长(或部分)范围内开设排孔时,应用排孔削弱系数代替公式(5-1)中的焊接接头系数 ϕ ,对该圆筒(或该部分)厚度进行校核。

- a) 排孔沿轴向规则分布,管孔节距每排相等时(见图 8-5),轴向排孔削弱系数 v_1 按公式(8-13)计算;任意一排管孔节距不均匀时(见图 8-6、图 8-7),平均排孔削弱系数 v_1 按公式(8-14)计算。

$$v_1 = \frac{S_1 - d_{op}}{S_1} \dots\dots\dots (8-13)$$

$$v_1 = \frac{S_2 - nd_{op}}{S_2} \dots\dots\dots (8-14)$$

式中:

n —— S_2 长度内的管孔数。

- b) 对规则的多排轴向开孔或对角线孔带(见图 8-8),还应校核当量轴向排孔削弱与对角向排孔削弱:
- 1) 当量轴向排孔削弱系数 v_2 根据 θ 角与 S_3/d_{op} 由图 8-9 确定;
 - 2) 按公式(8-13)计算轴向排孔削弱系数 v_1 ,对角向排孔削弱系数 v_3 按图 8-10 由 S_3/S_2 和 v_1 值查取;
 - 3) 取 v_1 、 v_2 、 v_3 中的最小值。
- c) 排孔沿轴向不规则分布时,平均排孔削弱系数应取以下小值:
- 1) 在长度等于圆筒内直径(当圆筒内直径超过 1 500 mm,按 1 500 mm)的任意排孔段,计算各段孔排削弱系数,取最小者作为平均排孔削弱系数;
 - 2) 在长度等于圆筒内半径(当圆筒内半径超过 750 mm,按 750 mm)的任意排孔段,计算各段孔排削弱系数,取最小者的 1.25 倍作为平均排孔削弱系数。
- d) 在圆筒上非轴向单排开孔布置,当量轴向排孔削弱系数 v_2 根据 θ 角与 S_3/d_{op} 由图 8-9 确定。
- e) 必要时,还应校核:圆筒环向排孔间承受的轴向应力不应超过圆筒排孔间承受环向应力的一半。

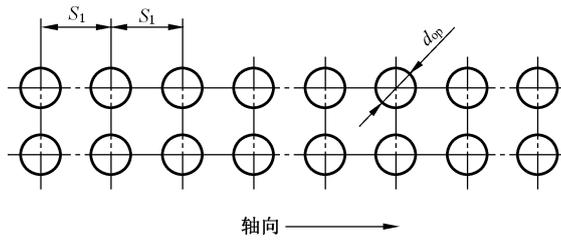


图 8-5 每排孔节距都相等示例

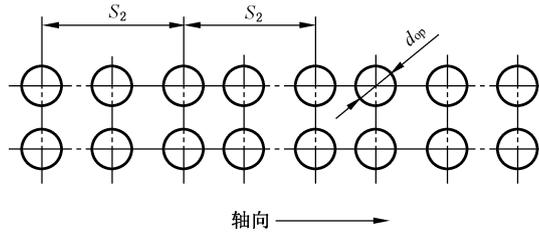


图 8-6 每第二排孔节距不等示例

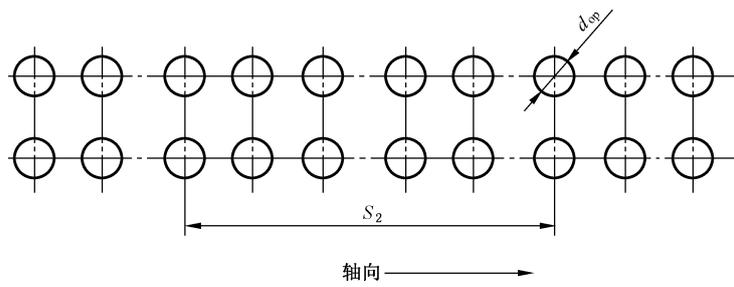


图 8-7 每第二排、第三排孔节距不等示例

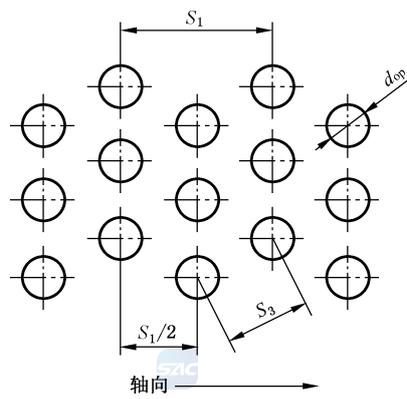
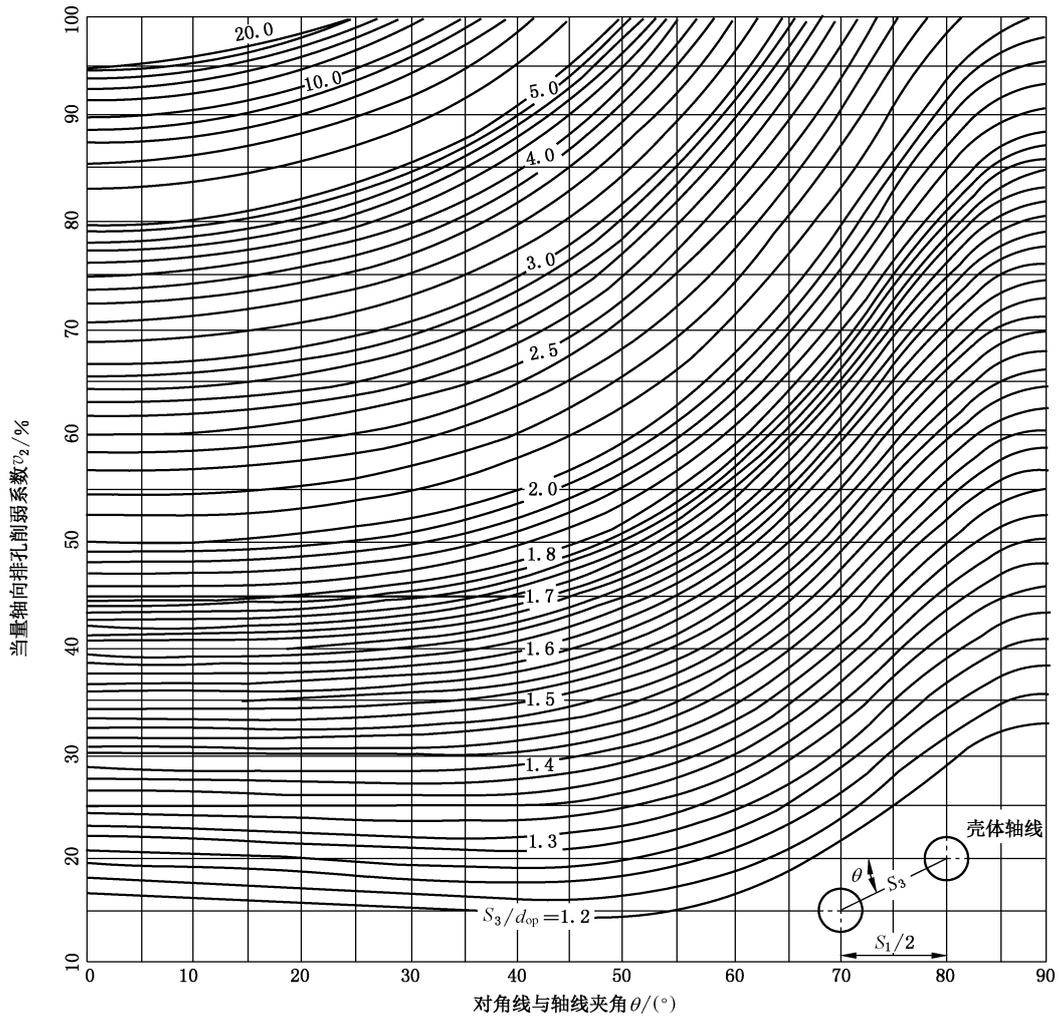


图 8-8 对角线排列示例

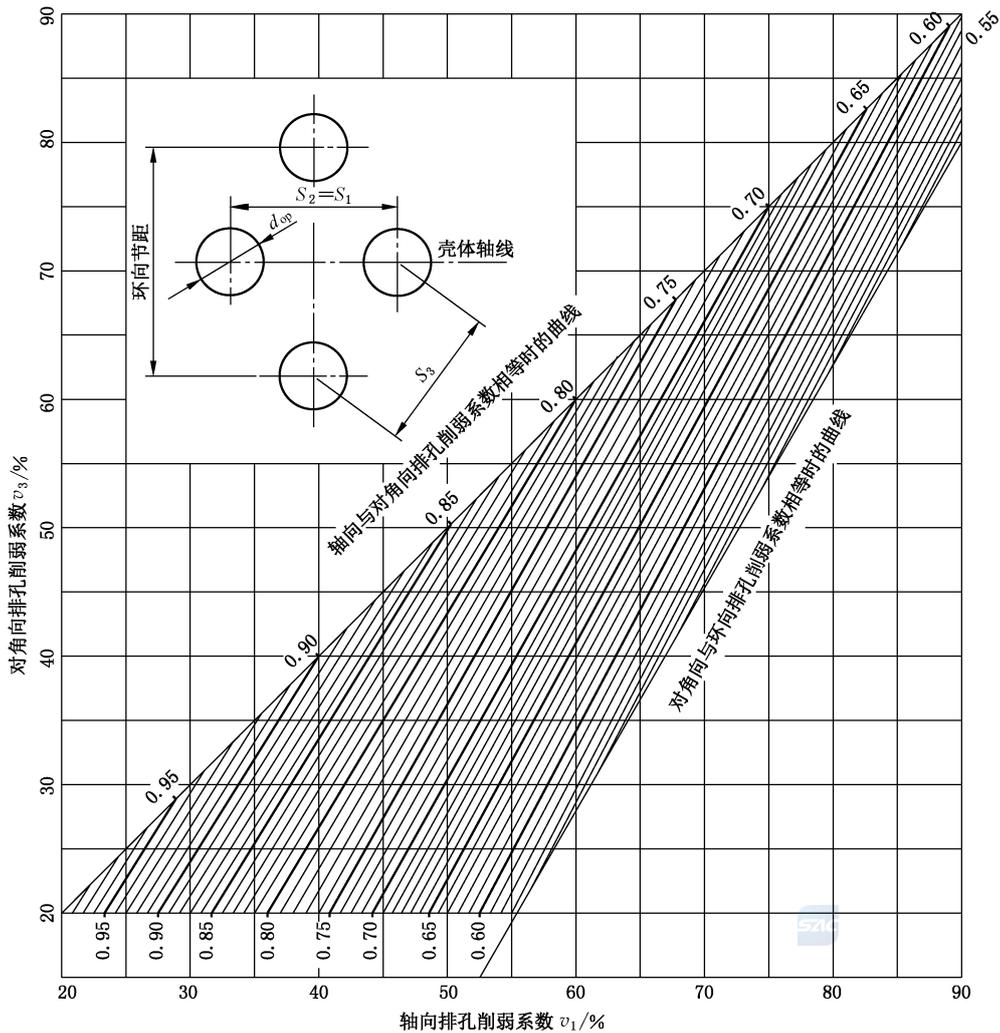


当量轴向排孔削弱系数也可用注的公式计算,但不超出图中横坐标及纵坐标所示范围。

注：当量轴向排孔削弱系数 $v_2 = \frac{\sec^2 \theta + 1 - \left(\frac{\sec \theta}{S_3/d_{op}} \right) \sqrt{3 + \sec^2 \theta}}{1.5 + 0.5 \sec^2 \theta}$ 。

图 8-9 对角向排孔当量轴向排孔削弱系数计算图





v_3 也可用注 1 和注 2 中公式计算,并允许超出图中所规定的范围。

注 1:
$$v_3 = \frac{J + 0.25 - (1 - v_1) \sqrt{0.75 + J}}{0.375 + 0.5J}$$

其中 $J = \left(\frac{S_3}{S_2}\right)^2$ 。

注 2: 对角向与环向排孔削弱系数相等时,对角向排孔削弱系数的计算为:

$$v_3 = \frac{2M + 1 - 2(1 - v_1) \sqrt{1 + M}}{1 + M}$$

其中 $M = \left[\frac{(1 - v_1)}{(2 - 0.5v_1)}\right]^2$ 。

图 8-10 对角向排孔削弱系数计算图

8.4.3 平盖上开多个孔

8.4.3.1 当每个开孔直径均不超过 $D_i/2$,任意相邻两个孔的平均直径不超过 $D_i/4$,任意相邻两孔中心距大于或等于两孔平均直径的 2.0 倍时,可按 8.3.4.1 的要求对每个开孔进行独立补强。

8.4.3.2 当每个开孔直径均不超过 $D_i/2$,任意相邻两个孔的平均直径不超过 $D_i/4$,任意相邻两孔中心距大于或等于两孔平均直径的 1.25 倍且小于 2.0 倍时,可采用联合补强。联合补强的总面积应不小于各孔单独补强所需面积(按 8.3.4.1 计算)之和,且两孔之间的补强面积不小于两孔所需总补强面积的

50%。此时的开孔位置应满足下列规定：

- a) 相邻两个开孔之间的间距不小于这两个孔的最小直径的 1/4；
- b) 在平盖的半径方向，开孔边缘和圆筒内壁之间的距离不小于开孔直径的 1/4。

8.5 圆形平盖中心单个圆形开孔且 $d_{op} > 0.5D_o$ 。

8.5.1 螺栓连接的平盖的计算

用螺栓连接的平盖按第 9 章作为法兰结构进行计算。

8.5.2 焊接的平盖的计算



8.5.2.1 一般规定

表 7-9 序号 2~序号 7, 表 7-10 所示平盖(若与圆筒对接焊接连接, 应是全焊透结构), 开孔带有接管的平盖(平盖与接管连接处应是整体结构或用全焊透连接)或无接管(见图 8-11)的平盖, 均按步骤 8.5.2.2~8.5.2.5 进行计算, 其各项应力及其开口结构应满足相应要求(计算中未注明符号的定义同 9.3)。

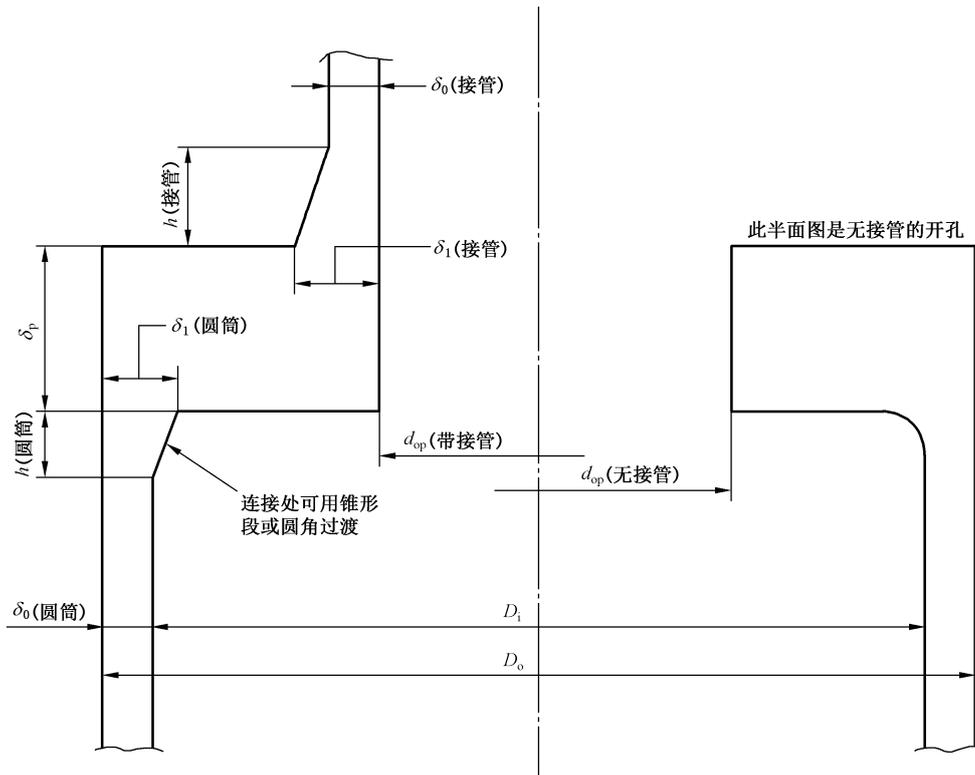


图 8-11 中心大开孔的整体平盖示意图

8.5.2.2 平盖的计算力矩和计算应力

略去与平盖连接的圆筒, 根据法兰计算的原理, 确定平盖的计算力矩和计算应力。

- a) 计算力矩按公式(8-15)计算：

$$M_o = F_D S_D + F_T S_T \dots\dots\dots (8-15)$$

式中：

M_o ——计算力矩, 单位为牛毫米(N·mm)；

F_D ——作用力,按公式(8-16)计算,单位为牛(N);

$$F_D = 0.785 d_{op}^2 p_c \dots\dots\dots (8-16)$$

S_D ——力臂,按公式(8-17)计算,单位为毫米(mm);

$$S_D = \frac{D_i - (d_{op} + \delta_1)}{2} \dots\dots\dots (8-17)$$

δ_1 ——厚度(取接管处,见图 8-11),单位为毫米(mm);

F_T ——作用力,按公式(8-18)计算,单位为牛(N);

$$F_T = 0.785 p_c (D_i^2 - d_{op}^2) \dots\dots\dots (8-18)$$

S_T ——力臂,按公式(8-19)计算,单位为毫米(mm);

$$S_T = \frac{D_i - d_{op}}{4} \dots\dots\dots (8-19)$$

b) 取 $K = D_o/d_{op}$,计算应力按公式(8-20)~公式(8-22)计算:

$$\sigma_H = \frac{f M_o}{\lambda \delta_1^2 d_{op}} \dots\dots\dots (8-20)$$

$$\sigma_R = \frac{(1.33 \delta_p e + 1) M_o}{\lambda \delta_p^2 d_{op}} \dots\dots\dots (8-21)$$

$$\sigma_T = \frac{Y M_o}{\delta_p^2 d_{op}} - Z \sigma_R \dots\dots\dots (8-22)$$

式中:

$\sigma_H, \sigma_R, \sigma_T$ ——计算应力,单位为兆帕(MPa);对不带接管的开孔平盖,其 $\sigma_H = \sigma_R = 0$;

f, λ, e, Y, Z ——见 9.3, f, λ, e 按照平盖开孔处的接管参数确定, Y, Z 查相应图表得到;

δ_1 ——厚度(取接管处,见图 8-11),单位为毫米(mm)。

8.5.2.3 圆筒与平盖连接处的应力

按下列步骤计算圆筒与平盖连接处的应力。

a) 按公式(8-23)或公式(8-24)计算(E θ):

带接管:

$$(E\theta) = \frac{0.91 \left(\frac{\delta_1}{\delta_o}\right)^2 D_{il} V_1}{f h_o} \sigma_H \dots\dots\dots (8-23)$$

无接管:

$$(E\theta) = \frac{d_{op}}{\delta_p} \sigma_T \dots\dots\dots (8-24)$$

式中:

$$D_{il} = \begin{cases} D_i + \delta_1 & (f < 1.0) \\ D_i + \delta_o & (f \geq 1.0) \end{cases};$$

(E θ) ——参数,单位为兆帕(MPa);

δ_1, δ_o ——厚度(取接管处,见图 8-11),单位为毫米(mm);

V_1, f, h_o ——由平盖开孔处的接管参数确定(见 9.3)。

b) 按公式(8-25)计算 M_H :

$$M_H = \frac{(E\theta)}{\frac{1.74 h_o V_1}{\delta_o^3 D_{il}} + \frac{(E\theta)}{M_o} \left(1 + \frac{F_1 \delta_p}{h_o}\right)} \dots\dots\dots (8-25)$$

式中:

M_H ——作用在平封头外径与圆筒连接处的力矩,单位为牛毫米(N·mm);

h_o, V_1, D_{i1}, F_1 ——由平盖外径处圆筒的参数确定(见 9.3);

δ_o ——厚度(取圆筒处,见图 8-11),单位为毫米(mm)。

c) 按公式(8-26)计算 x_1 :

$$x_1 = \frac{M_o - M_H \left(1 + \frac{F_1 \delta_p}{h_o}\right)}{M_o} \dots\dots\dots (8-26)$$

式中:

x_1 ——参数;

F_1, h_o ——由平盖外径处圆筒的参数确定(见 9.3)。

d) 按公式(8-27)~公式(8-29)计算平盖和圆筒连接处的圆筒颈部轴向应力 σ_{Hs} 、平盖外径处的径向应力 σ_{Rs} 和环向应力 σ_{Ts} :

$$\sigma_{Hs} = x_1 (E\theta) \frac{1.1h_o f}{\left(\frac{\delta_1}{\delta_o}\right)^2 D_i V_1} \dots\dots\dots (8-27)$$

$$\sigma_{Rs} = \frac{1.91M_H \left(1 + \frac{F_1 \delta_p}{h_o}\right)}{D_i \delta_p^2} + \frac{0.64F_1 M_H}{D_i h_o \delta_p} \dots\dots\dots (8-28)$$

$$\sigma_{Ts} = \frac{x_1 (E\theta) \delta_p}{D_i} - \frac{0.57 \left(1 + \frac{F_1 \delta_p}{h_o}\right) M_H}{D_i \delta_p^2} + \frac{0.64F_1 Z_1 M_H}{D_i h_o \delta_p} \dots\dots\dots (8-29)$$

式中:

h_o, V_1, f, F_1 ——由平盖外径处圆筒的参数确定(见 9.3);

δ_1, δ_o ——厚度(取圆筒处,见图 8-11),单位为毫米(mm);

Z_1 ——系数,按公式(8-30)计算:

$$Z_1 = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (8-30)$$

K ——系数,按公式(8-31)计算:

$$K = D_o / d_{op} \dots\dots\dots (8-31)$$

8.5.2.4 计算平盖开孔处的应力

平盖开孔处接管的颈部轴向应力 σ_{Ho} 、开孔处平盖的径向应力 σ_{Ro} 和环向应力 σ_{To} ,按公式(8-32)~公式(8-34)计算:

$$\sigma_{Ho} = x_1 \sigma_H \dots\dots\dots (8-32)$$

$$\sigma_{Ro} = x_1 \sigma_R \dots\dots\dots (8-33)$$

$$\sigma_{To} = x_1 \sigma_T + \frac{0.64F_1 Z_2 M_H}{D_i h_o \delta_p} \dots\dots\dots (8-34)$$

式中:

F_1, h_o ——由平盖外径处圆筒的参数确定(见 9.3);

Z_2 ——系数,按公式(8-35)计算:

$$Z_2 = \frac{2K^2}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (8-35)$$



8.5.2.5 应力校核

上述 8.5.2.3 及 8.5.2.4 计算中平盖与圆筒连接处的应力 σ_{Hs} 、 σ_{Rs} 和 σ_{Ts} 以及平盖开孔处的应力 σ_{Ho} 、 σ_{Ro} 和 σ_{To} 均应分别满足 9.5.3.4 中 σ_H 、 σ_R 和 σ_T 的相应要求。

8.6 圆筒径向接管开孔补强设计的分析法

8.6.1 一般规定

8.6.1.1 本节给出了内压作用下圆筒具有径向平齐接管开孔补强设计的另一种方法,本计算方法是根据弹性薄壳理论得到的圆筒开孔补强的应力分析法,结构如图 8-12a)。在本方法涵盖的补强适用范围内,与前述等面积补强法具有同样的设计可靠性。

8.6.1.2 本计算方法可用于带有径向内伸接管的补强计算。

8.6.1.3 本条给出两种等效的补强计算途径,根据需要可任择其一:

- a) 等效应力校核;
- b) 补强结构尺寸设计。

8.6.1.4 有特殊要求(如核能装置中按本文件进行设计的容器)的压力容器圆筒开孔补强计算,仅可采用等效应力校核方法。

8.6.2 适用情况

开孔补强分析法的适用情况如下:

- a) 适用于内压作用下具有单个径向接管的圆筒;
- b) 当圆筒具有两个或两个以上开孔时,相邻两开孔边缘的间距不应小于 $2\sqrt{D_i\delta_n}$;
- c) 圆筒、接管或补强件的材料,其标准室温屈服强度与标准抗拉强度下限值之比 $R_{eL}/R_m \leq 0.8$;
- d) 接管或补强件与壳体应采用截面全熔透焊缝,从而确保补强结构的整体性;
- e) 对圆筒或接管进行整体补强,应满足补强范围尺寸(自接管、圆筒交线至补强区边缘的距离:对于圆筒 $l > \sqrt{D_i\delta_n}$,对于接管 $l_i > \sqrt{d_o\delta_{nt}}$),或整体加厚圆筒体;补强范围内的 A 类、B 类焊接接头不应有任何超标缺陷,必要时应对此提出无损检测要求;
- f) 圆筒与接管之间角焊缝的焊脚尺寸应分别不小于 $\delta_n/2$ 和 $\delta_{nt}/2$,接管内壁与圆筒内壁交线处圆角半径在 $\delta_n/8$ 和 $\delta_n/2$ 之间,见图 8-12b);
- g) 8.6 所列设计方法适用下列参数范围:

$$0.1 \leq \rho \leq 0.9, d/\sqrt{D\delta_e} \leq 12 \text{ 且 } \text{MAX}[0.5, \rho] \leq \delta_{et}/\delta_e \leq 2.$$

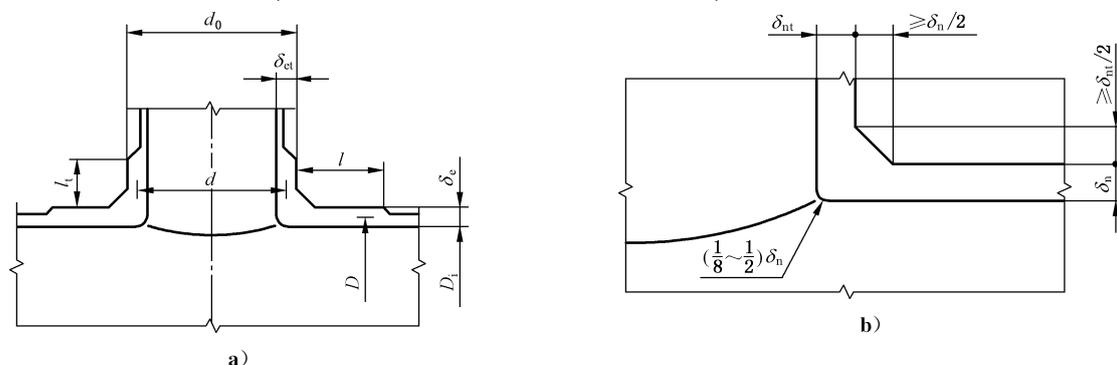


图 8-12 开孔补强设计分析法结构图

8.6.3 等效应力校核

8.6.3.1 计算步骤

等效应力校核应按下列步骤进行计算：

- a) 按公式(8-36)和公式(8-37)计算圆筒与接管中面直径 D, d ：

$$D = D_i + \delta_e + 2C_s \quad \dots\dots\dots (8-36)$$

$$d = d_o - \delta_{et} \quad \dots\dots\dots (8-37)$$

- b) 令开孔参数 $\lambda = \rho \sqrt{D/\delta_e} = d/\sqrt{D\delta_e}$ ，计算 $\rho, \lambda, \delta_{et}/\delta_e$ ；

- c) 由 $\rho, \lambda, \delta_{et}/\delta_e$ 查曲线图 8-13，得 K_m 和 K ；

- d) 按公式(8-38)和公式(8-39)计算等效薄膜应力 S_{II} 和等效总应力 S_{IV} ：

$$S_{II} = K_m \frac{pD}{2\delta_e} \quad \dots\dots\dots (8-38)$$

$$S_{IV} = K \frac{pD}{2\delta_e} \quad \dots\dots\dots (8-39)$$

- e) 校核，按公式(8-40)和公式(8-41)计算：

$$S_{II} \leq n_{II} [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (8-40)$$

$$S_{IV} \leq n_{IV} [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (8-41)$$

式中：

n_{II} ——校核系数，取 2.2(对于特殊要求的压力容器，可取 1.5~2.2)；

n_{IV} ——校核系数，取 2.6；

$[\sigma]^t$ ——设计温度下材料许用应力，单位为兆帕(MPa)，圆筒、接管和补强件的材料不同时，取其中较小者；

$[\sigma]_s^t$ ——设计温度下圆筒材料许用应力，单位为兆帕(MPa)；

$[\sigma]_t^t$ ——设计温度下接管材料许用应力，单位为兆帕(MPa)。

8.6.3.2 厚度调整

当不能满足 8.6.3.1 等效应力校核条件时，考虑结构设计的合理性，有以下两种可能方式调整接管或圆筒厚度。

- a) 直接适当增加圆筒厚度，按 8.6.3.1 步骤重新计算，直到满足校核条件。

- b) 首先增加接管厚度，必要时再增加圆筒厚度：

- 1) 确定圆筒计算厚度：

$$\delta = \frac{pD}{2[\sigma]_s^t} \quad \dots\dots\dots (8-42)$$

- 2) 针对不满足校核条件的 S_{II} (或 S_{IV}) 计算：

$$K'_m = n_{II} \frac{\delta_e}{\delta} \cdot \frac{[\sigma]^t}{[\sigma]_s^t} \quad (\text{或 } K' = 2.6 \frac{\delta_e}{\delta} \cdot \frac{[\sigma]^t}{[\sigma]_s^t}) \quad \dots\dots\dots (8-43)$$

- 3) 在曲线图 8-13 中，在开孔率 $\rho = d/D$ 的曲线纵坐标 K_m (或 K) 上找到 K'_m (或 K')，过此点沿水平线向右移与对应的 λ 竖直线相交，由交点得到该族曲线参数 $[\delta_{et}/\delta_e]$ ，遇中间值时采用内插法；

- 4) 以 $[\delta_{et}/\delta_e]$ 比例增加接管厚度；

- 5) 在 3) 中，如果交点超出了 $[\delta_{et}/\delta_e]$ 曲线族的范围，不应外延取值。此时应增加圆筒厚度 δ_e ，再按 8.6.3.1 重新计算，直到满足校核条件。

8.6.3.3 等效应力校核计算

等效应力校核计算见表 8-2。

表 8-2 圆筒开孔补强等效应力校核计算表

一、已知条件					
设计压力	MPa	$p =$			
设计温度	°C				
		圆筒	接管		
材料许用应力	MPa	$[\sigma]_s^t =$		$[\sigma]_t^t =$	
内径(外径)	mm	$D_i =$		$d_0 =$	
名义厚度	mm	$\delta_n =$		$\delta_{nt} =$	
厚度附加量	mm	$C_s =$		$C_t =$	
二、参数计算					
		圆筒	接管		
有效厚度	mm	$\delta_e =$	$\delta_n - C_s$	$\delta_{et} =$	$\delta_{nt} - C_t$
中面直径	mm	$D =$	$D_i + \delta_e + 2C_s$	$d =$	$d_0 - \delta_{et}$
环向薄膜应力	MPa	$\sigma_0 =$	$pD/2\delta_e$		
材料许用应力	MPa	$[\sigma]^t =$	$\min([\sigma]_s^t, [\sigma]_t^t)$		
参数		$\delta_{et}/\delta_e =$			
参数		$D/\delta_e =$			
开孔率		$\rho =$	d/D		
三、查图					
		路径一		路径二	
向下、上圆整至		$\rho_{(1)}$	$\rho_{(2)}$	$\rho_{(1)}$	$\rho_{(2)}$
$\lambda = \rho \sqrt{D/\delta_e}$		$\lambda_{(1)} = \rho_{(1)} \sqrt{D/\delta_e}$	$\lambda_{(2)} = \rho_{(2)} \sqrt{D/\delta_e}$	$\lambda = d/\sqrt{D\delta_e}$	
查图, $K_m =$		$K_{m(1)}$	$K_{m(2)}$	$K_{m(1)}$	$K_{m(2)}$
查图, $K =$		$K_{(1)}$	$K_{(2)}$	$K_{(1)}$	$K_{(2)}$
K_m (按 ρ 内插)					
K (按 ρ 内插)					
四、结果及校核					
等效薄膜应力	MPa	$S_{II} =$	$K_m \sigma_0$	$K_m \sigma_0$	
等效总应力	MPa	$S_{IV} =$	$K \sigma_0$	$K \sigma_0$	
许用值 $[S_{II}]$	MPa	$[S_{II}] =$	$n_{II} [\sigma]^t$	$n_{II} [\sigma]^t$	
许用值 $[S_{IV}]$	MPa	$[S_{IV}] =$	$2.6 [\sigma]^t$	$2.6 [\sigma]^t$	
校核		$S_{II} \leq [S_{II}]$			
		$S_{IV} \leq [S_{IV}]$			
注：表中并列路径一、路径二，任选其一。					

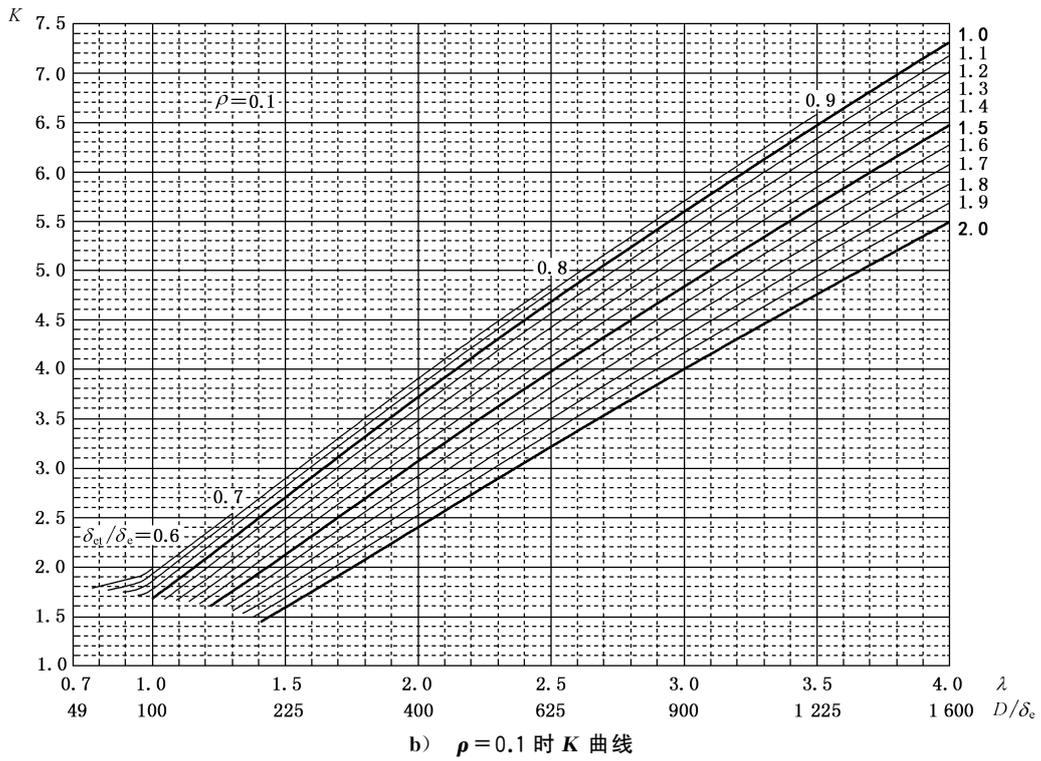
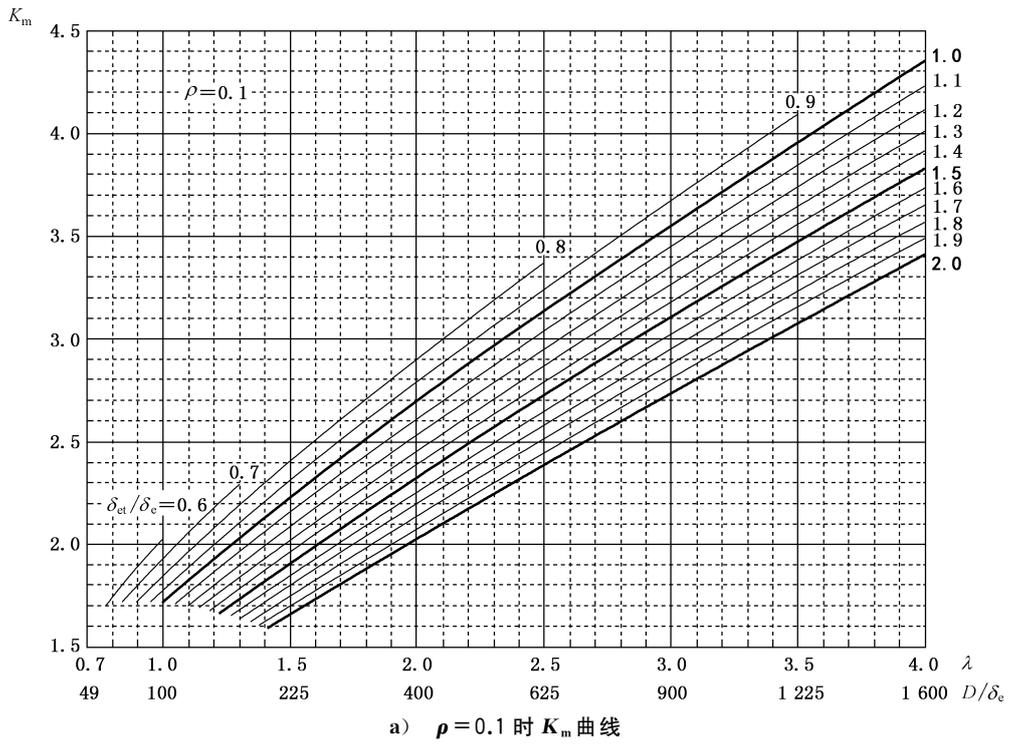
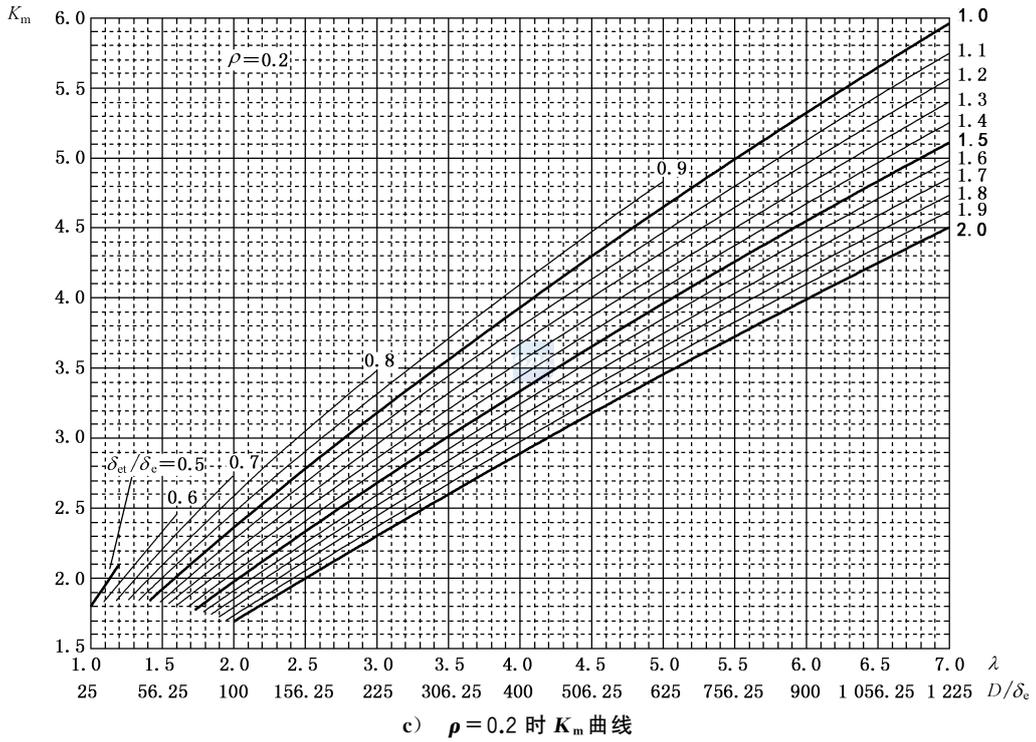
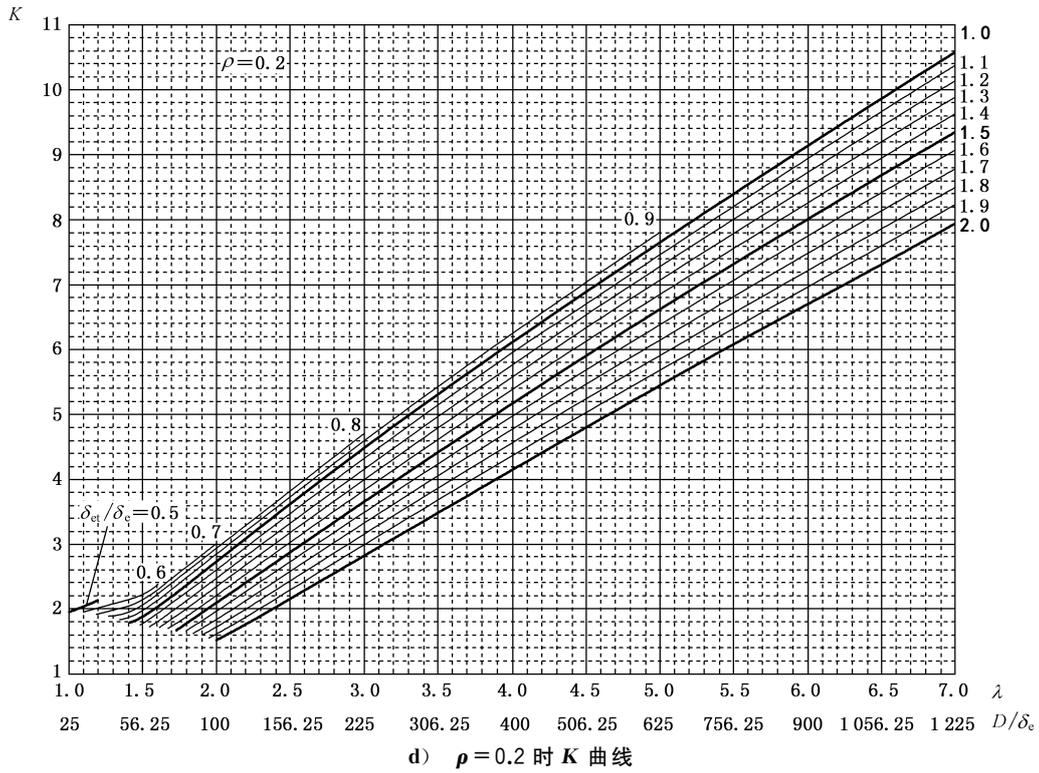


图 8-13 K 及 K_m 曲线

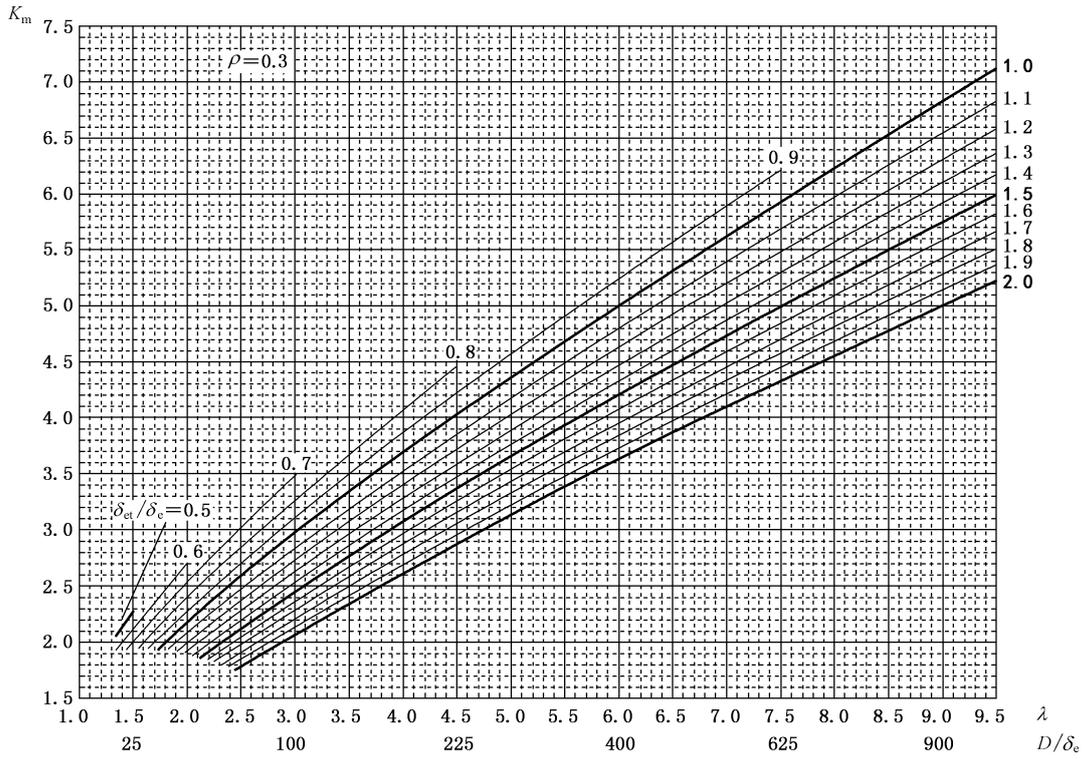


c) $\rho = 0.2$ 时 K_m 曲线

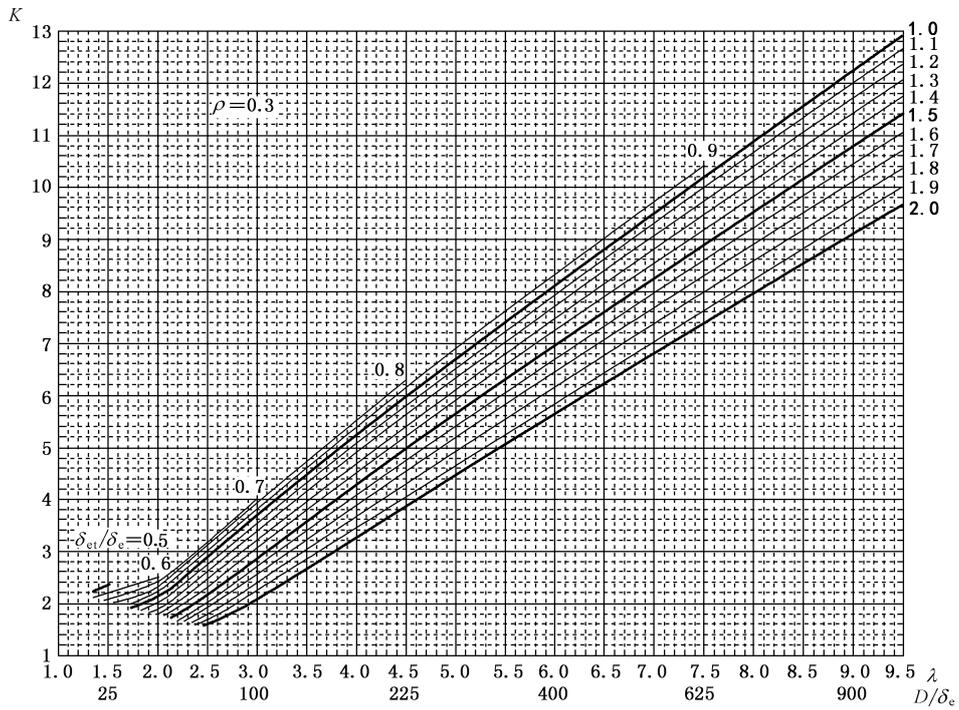


d) $\rho = 0.2$ 时 K 曲线

图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)



e) $\rho = 0.3$ 时 K_m 曲线



f) $\rho = 0.3$ 时 K 曲线

图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)

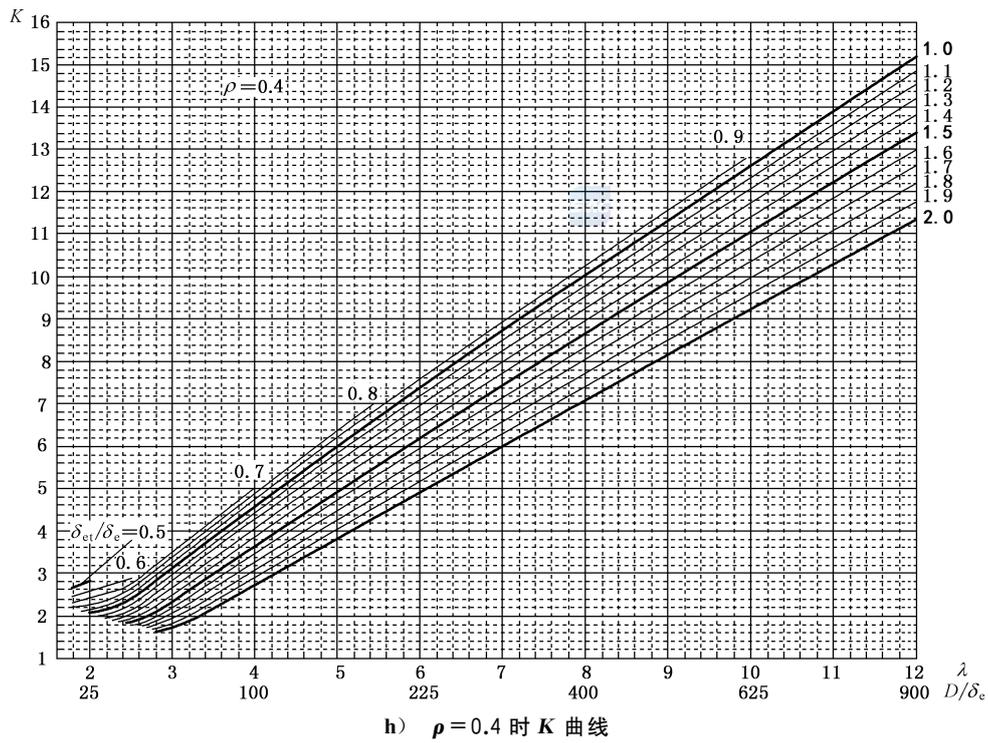
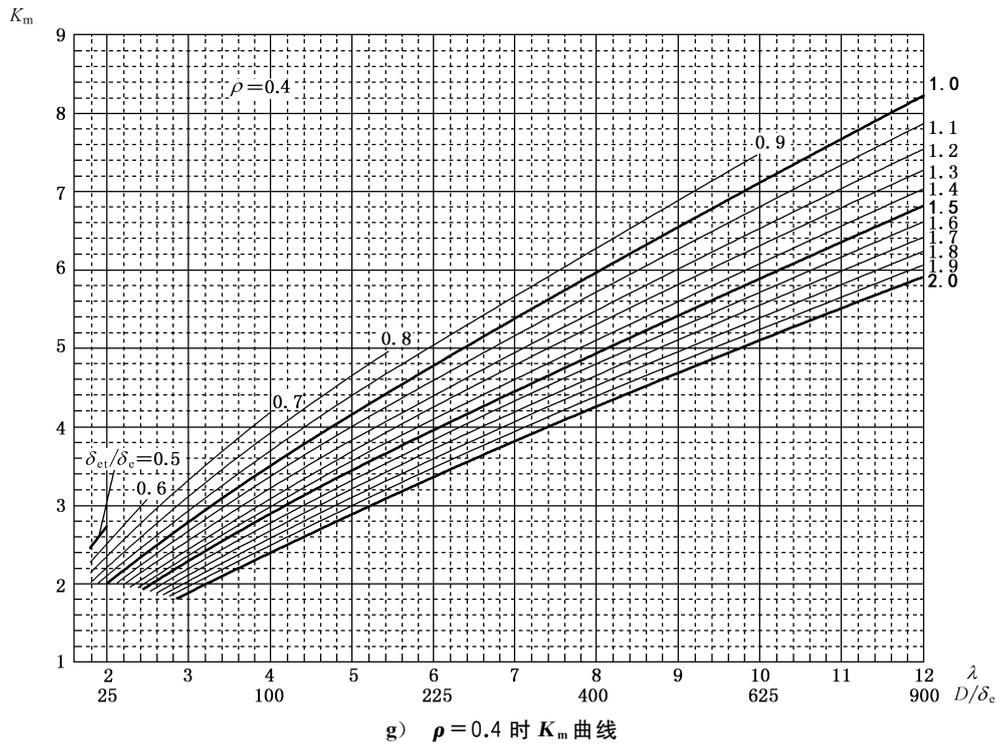
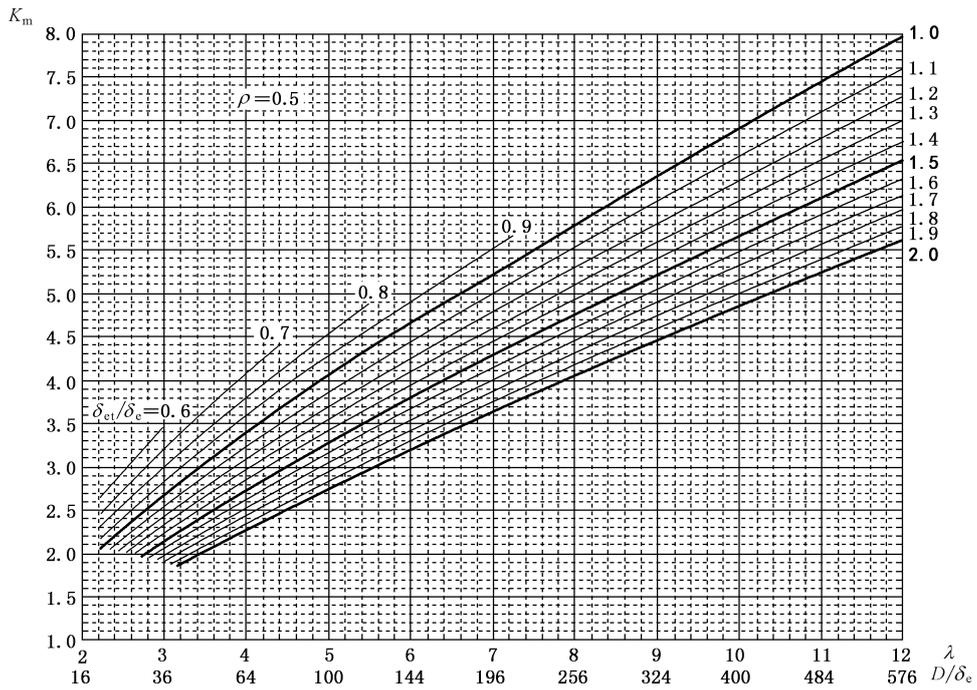
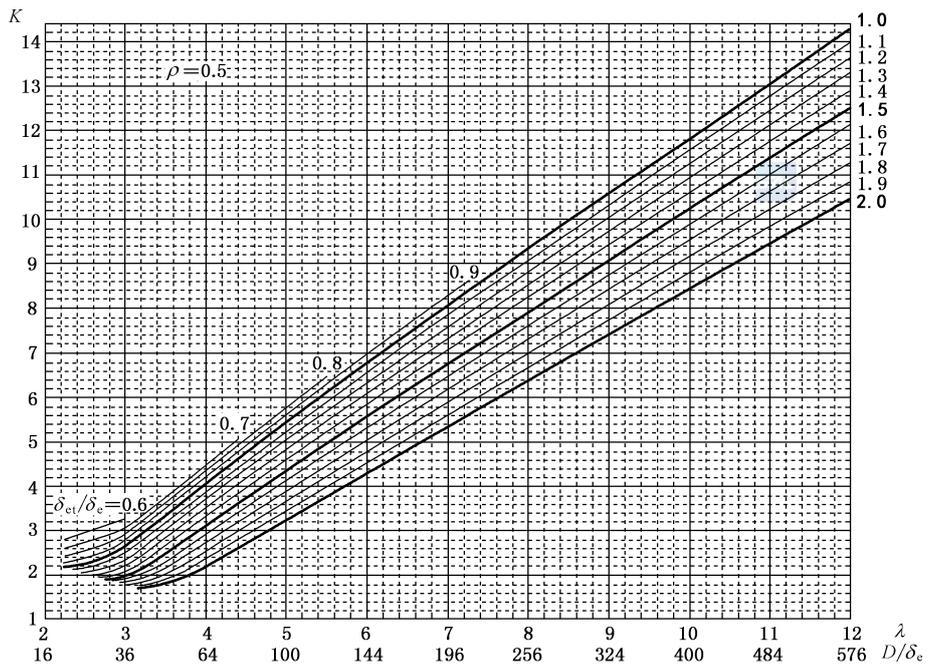


图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)

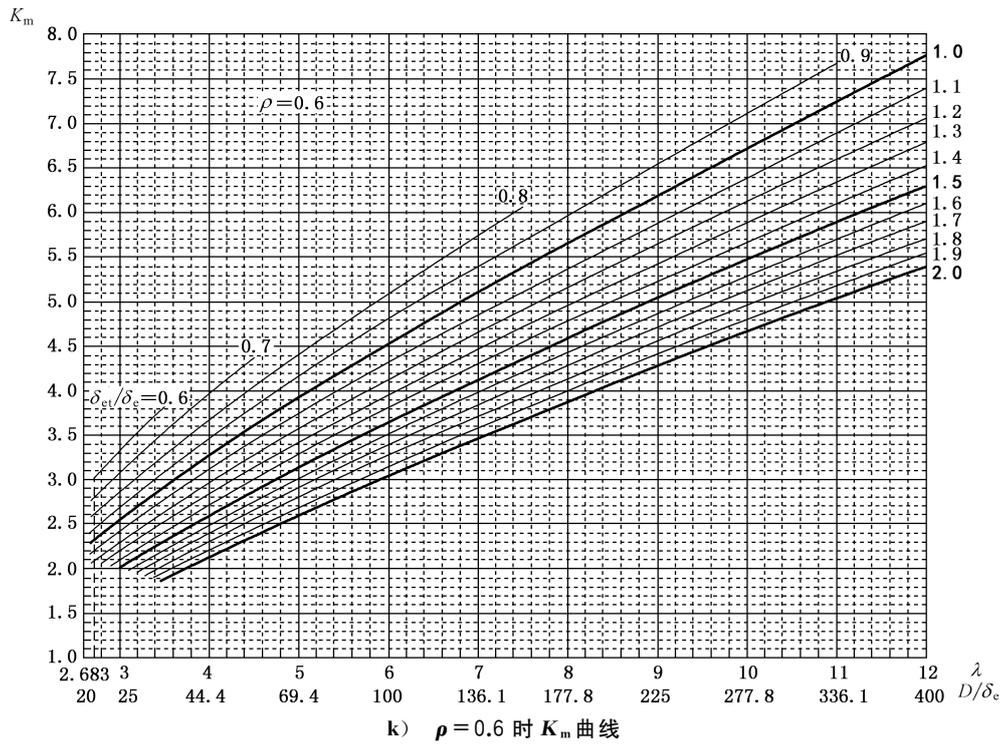


i) $\rho = 0.5$ 时 K_m 曲线

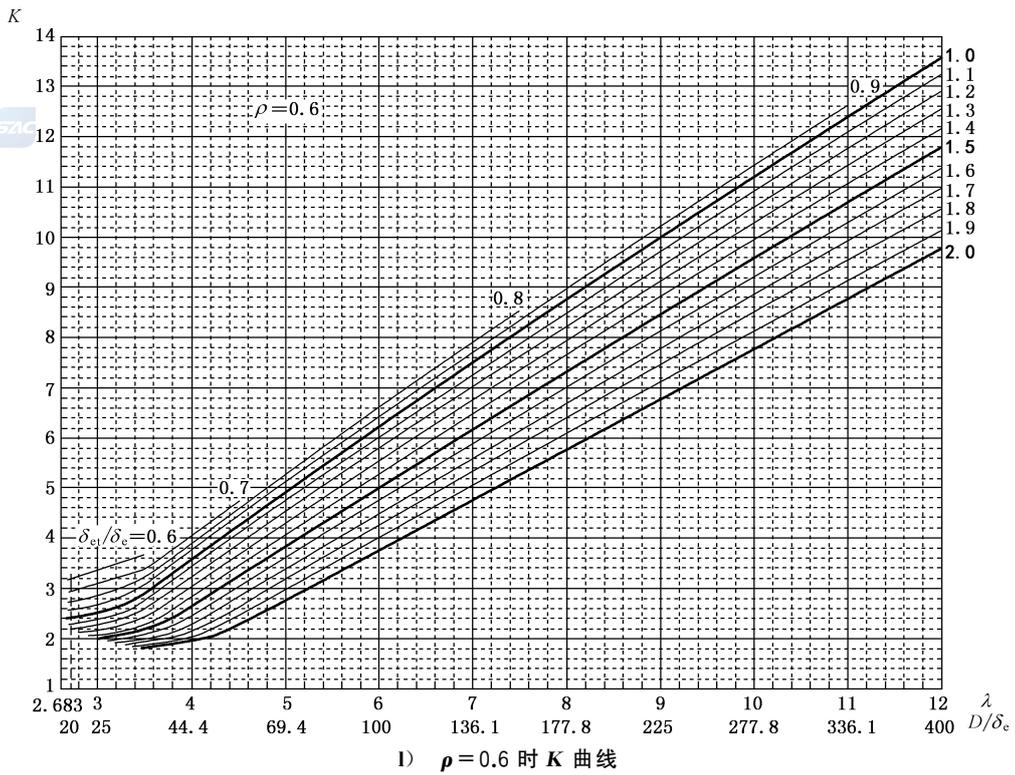


j) $\rho = 0.5$ 时 K 曲线

图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)



k) $\rho = 0.6$ 时 K_m 曲线



l) $\rho = 0.6$ 时 K 曲线

图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)

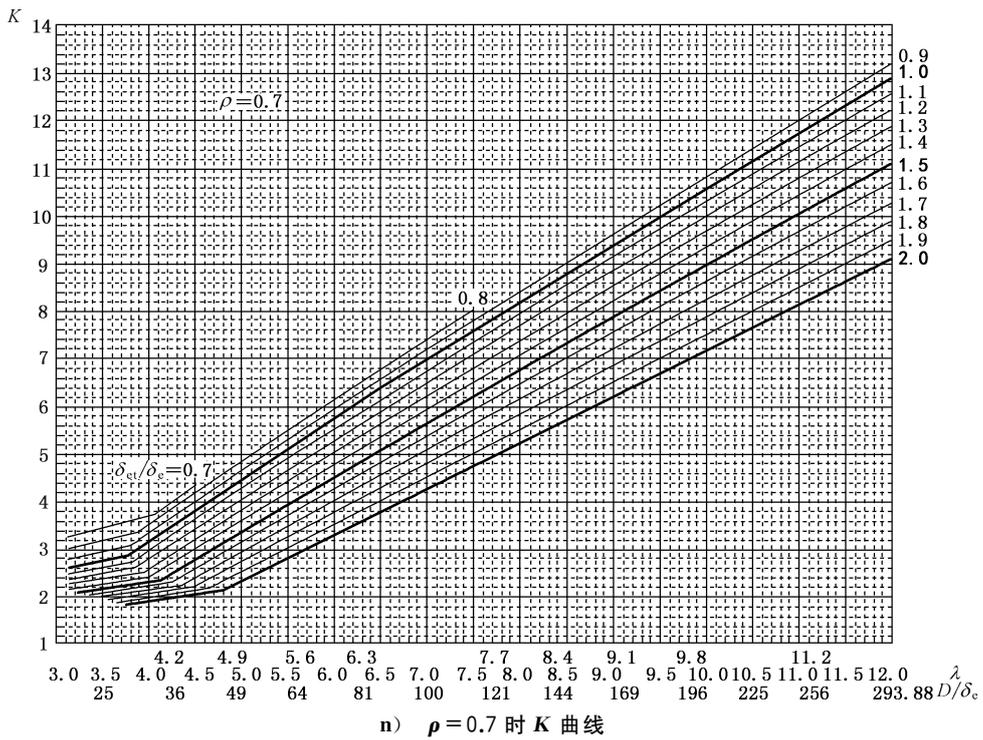
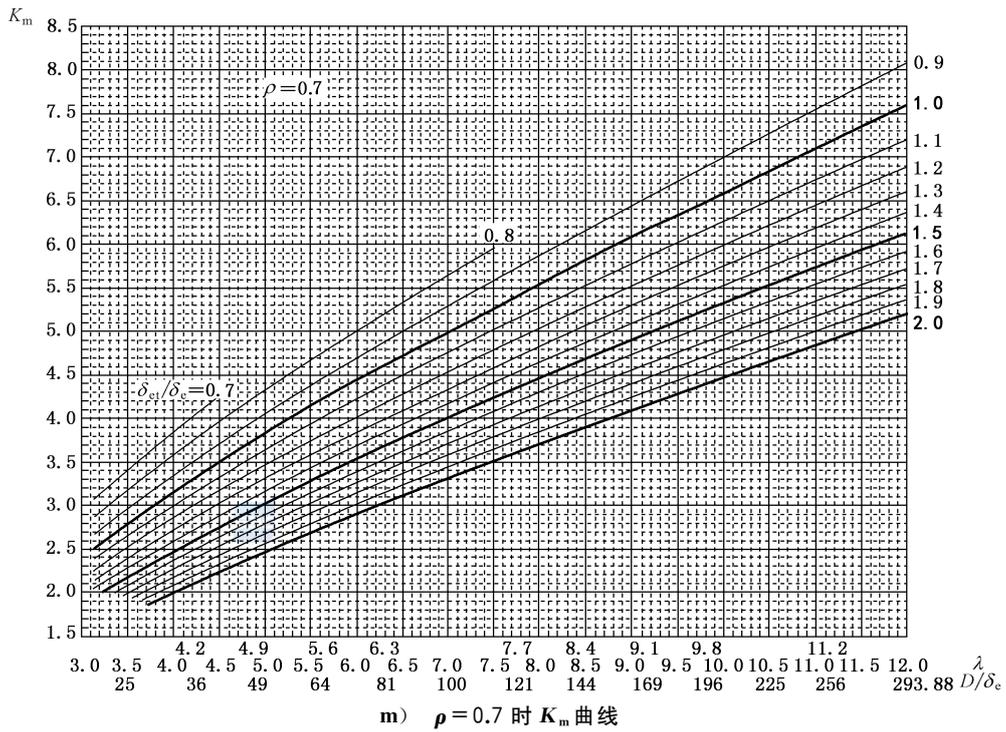
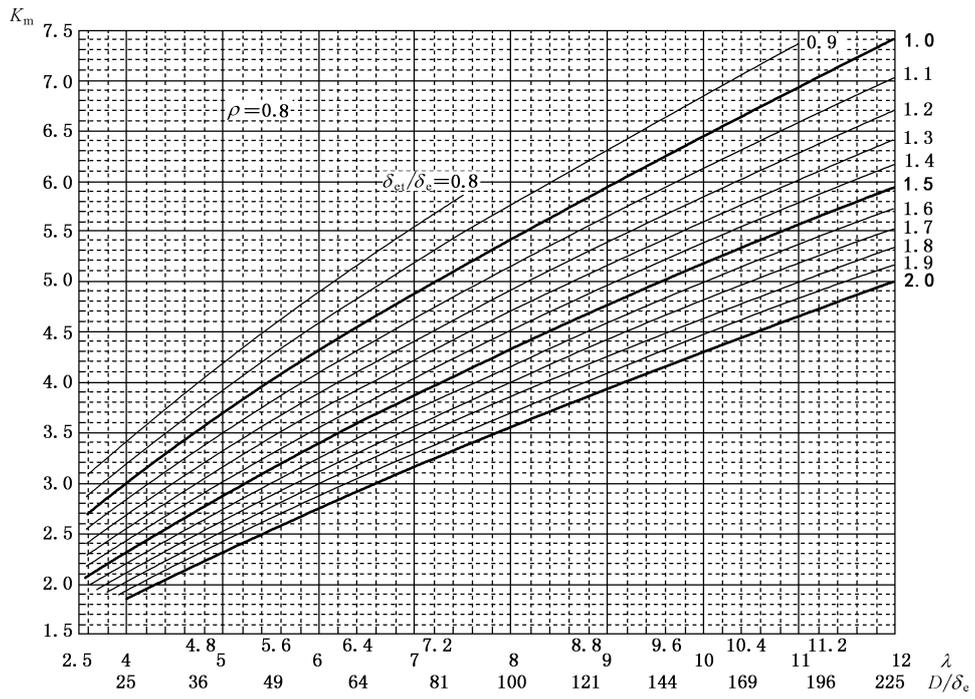
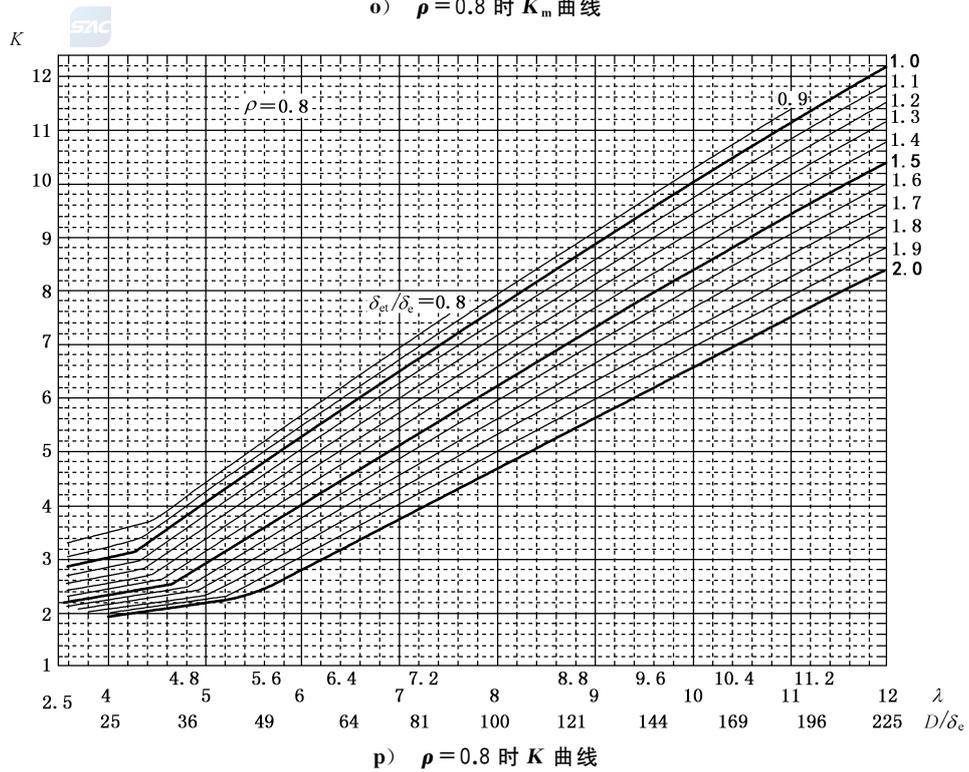


图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)

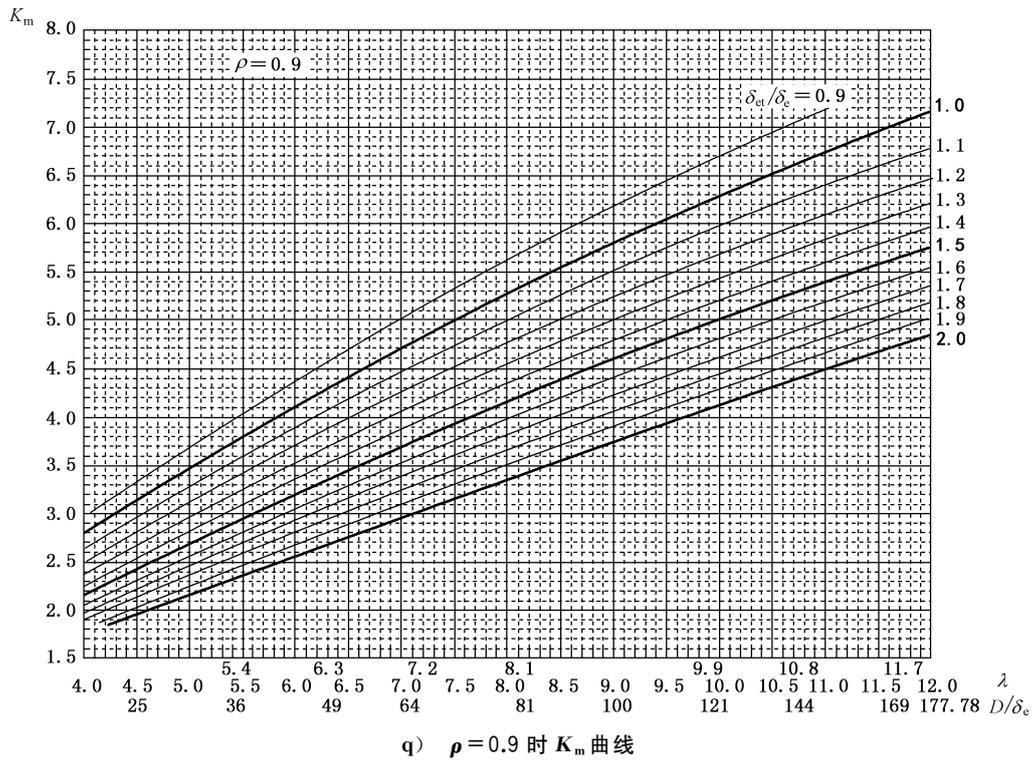


o) $\rho = 0.8$ 时 K_m 曲线

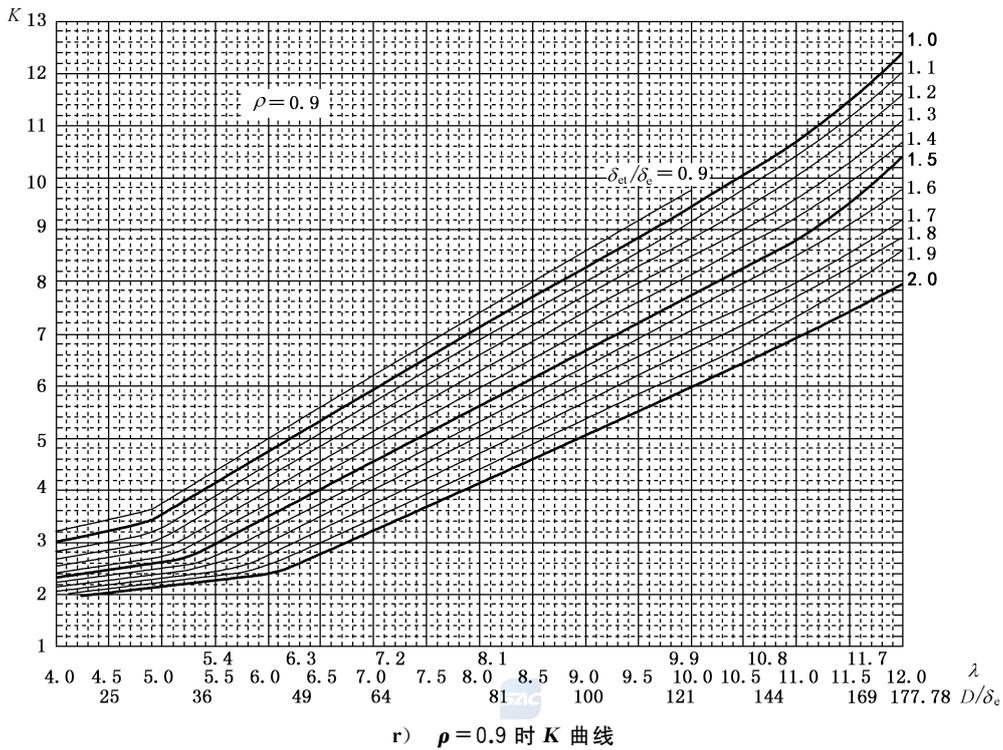


p) $\rho = 0.8$ 时 K 曲线

图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)



q) $\rho = 0.9$ 时 K_m 曲线



r) $\rho = 0.9$ 时 K 曲线

图 8-13 K 及 K_m 曲线 (续)

8.6.4 补强结构尺寸设计

8.6.4.1 设计计算步骤

补强结构尺寸设计按下列步骤进行计算。

- a) 根据强度与结构设计初步设定圆筒与接管的初始厚度 $\delta_e^{(0)}$ 、 $\delta_{et}^{(0)}$ 。
 b) 计算圆筒与接管中面半径 R 、 r ：

$$R = D/2 = (D_i + \delta_e^{(0)})/2 + C_s$$

$$r = d/2 = (d_0 - \delta_{et}^{(0)})/2$$

- c) 计算开孔率：

$$\rho = d/D = r/R$$

- d) 计算中间参数：

$$U = [\sigma]^t / p \quad (= R/\delta = r/\delta_t)$$

- e) 求取圆筒与接管的计算厚度：

$$\delta = R/U$$

$$\delta_t = r/U$$

- f) 计算初始补强系数：

$$h^{(0)} = \delta_e^{(0)} / \delta$$

$$g^{(0)} = \delta_{et}^{(0)} / \delta_t$$

- g) 考虑结构设计的合理性,从以下两种可能方式(见表 8-3 中方式一和方式二)中任选一种,求取接管或圆筒所需厚度：

1) 方式一

令 $h = h^{(0)}$,由 ρ 、 U 、 h 查曲线图 8-14,遇中间值采用内插法,得到 g_{\min} (超出曲线的取值范围时,不应外延取值,应改变 $h^{(0)}$ 取值,重新进行计算)。

计算: $(\delta_t)_{\min} = g_{\min} \delta_t$

校核: $(\delta_t)_{\min} \leq \delta_{et}^{(0)}$

2) 方式二

令 $g = g^{(0)}$,由 ρ 、 U 、 g 查图 8-14,遇中间值采用内插法,步骤如下:在插值区间的两开孔率端点处 $\rho_{(1)}$ 、 $\rho_{(2)}$,分别计算得到相应的接管中径 $d_{(1)}$ 、 $d_{(2)}$ 和计算厚度 $\delta_{t(1)}$ 、 $\delta_{t(2)}$,进而计算相应的接管补强系数:

$$g_{(1)} = \delta_{et}^{(0)} / \delta_{t(1)}$$

$$g_{(2)} = \delta_{et}^{(0)} / \delta_{t(2)}$$

查图 8-14,由 $\rho_{(1)}$ 、 U 、 $g_{(1)}$ 得到 $h_{(1)}$,由 $\rho_{(2)}$ 、 U 、 $g_{(2)}$ 得到 $h_{(2)}$;

再以 ρ 在 $h_{(1)}$ 、 $h_{(2)}$ 之间插值,得到 h_{\min} (超出曲线的取值范围时,不应外延取值,应改变 $g^{(0)}$ 取值,重新进行计算);

计算: $\delta_{\min} = h_{\min} \delta$

校核: $\delta_{\min} \leq \delta_e^{(0)}$

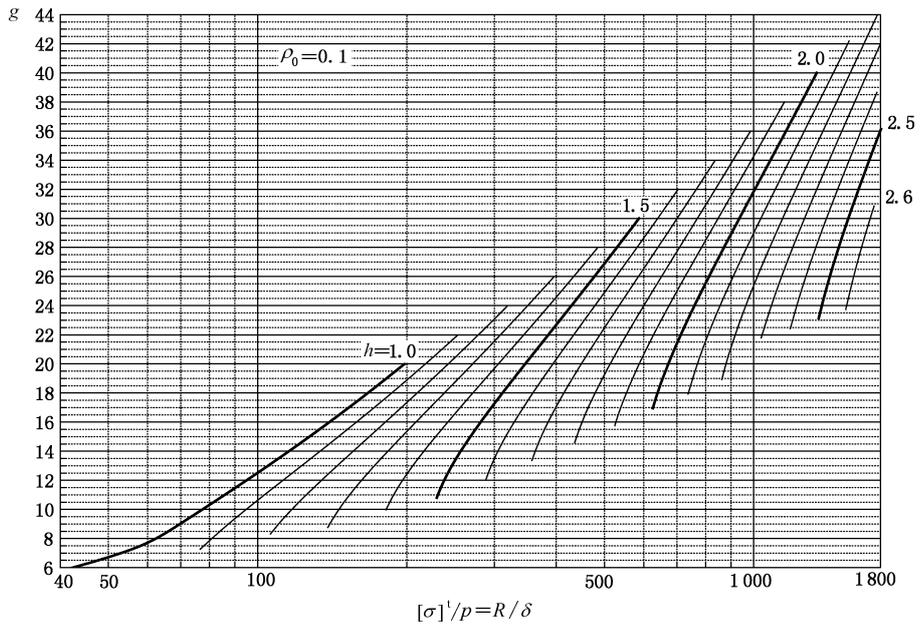
- h) 当不能满足上述 a)~g) 校核条件时,应适当增加接管或圆筒有效厚度,重新计算至满足校核条件。

8.6.4.2 补强结构尺寸设计表

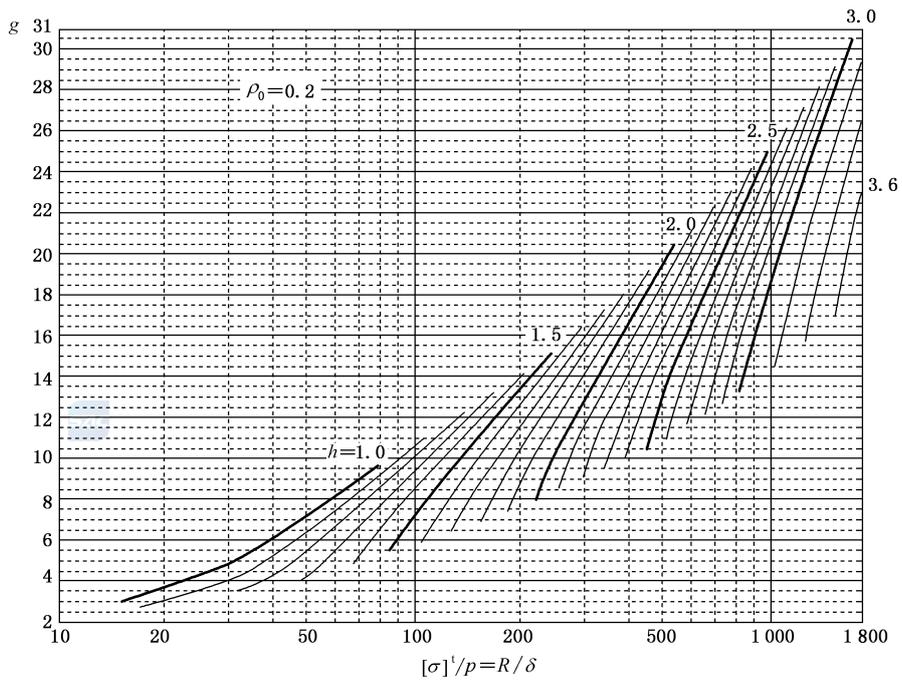
补强结构尺寸设计见表 8-3。

表 8-3 圆筒开孔补强结构尺寸设计计算表

一、已知条件					
设计压力	MPa	$p =$			
设计温度	°C				
		圆筒		接管	
材料许用应力	MPa	$[\sigma]_s' =$		$[\sigma]_t' =$	
内径(外径)	mm	$D_i =$		$d_0 =$	
名义厚度	mm	$\delta_n =$		$\delta_{nt} =$	
壁厚附加量	mm	$C_s =$		$C_t =$	
二、参数计算					
		圆筒		接管	
有效厚度	mm	$\delta_e^{(0)} =$	$\delta_n - C_s$	$\delta_{et}^{(0)} =$	$\delta_{nt} - C_t$
中面直径	mm	$D =$	$D_i + \delta_e^{(0)} + 2C_s$	$d =$	$d_0 - \delta_{et}^{(0)}$
材料许用应力	MPa	$[\sigma]' =$	$\min([\sigma]_s', [\sigma]_t')$		
中间参数		$U =$	$[\sigma]' / p$		
计算厚度	mm	$\delta =$	R / U	$\delta_t =$	r / U
补强系数		$h^{(0)} =$	$\delta_e^{(0)} / \delta$	$g^{(0)} =$	$\delta_{et}^{(0)} / \delta_t$
开孔率		$\rho =$	d / D		
三、查图及结果					
向下、上圆整至		$\rho_{(1)} =$		$\rho_{(2)} =$	
方式一:令 $h = h^{(0)}$	由 ρ, U, h 查曲线得 g				
查图,由 U, h 查得 g		$g_{(1)} =$	$g[U, h, \rho_{(1)}]$	$g_{(2)} =$	$g[U, h, \rho_{(2)}]$
按 ρ 内插得 g_{\min}		$g_{\min} =$			
需接管最小壁厚 $(\delta_t)_{\min}$	mm	$(\delta_t)_{\min} =$	$g_{\min} \delta_t$		
校核		要求 $\delta_{et}^{(0)} \geq (\delta_t)_{\min}$			
方式二:令 $g = g^{(0)}$	由 ρ, U, g 查曲线得 h				
接管中径 $d_{(n)}$	mm	$d_{(1)} =$	$D\rho_{(1)}$	$d_{(2)} =$	$D\rho_{(2)}$
接管计算厚度 $\delta_{t(n)}$	mm	$\delta_{t(1)} =$	$d_{(1)} / 2U$	$\delta'_{t(2)} =$	$d_{(2)} / 2U$
计算 $g_{(n)}$		$g_{(1)} =$	$\delta_e^{(0)} / \delta_{t(1)}$	$g_{(2)} =$	$\delta_{et}^{(0)} / \delta_{t(2)}$
查图,由 $U, g_{(n)}$ 查得 h		$h_{(1)} =$	$h[U, g_{(1)}, \rho_{(1)}]$	$h_{(2)} =$	$h[U, g_{(2)}, \rho_{(2)}]$
按 ρ 内插得 h_{\min}	mm	$h_{\min} =$			
需筒体最小厚度 δ_{\min}		$\delta_{\min} =$	$h_{\min} \delta$		
校核		要求 $\delta_e^{(0)} \geq \delta_{\min}$			

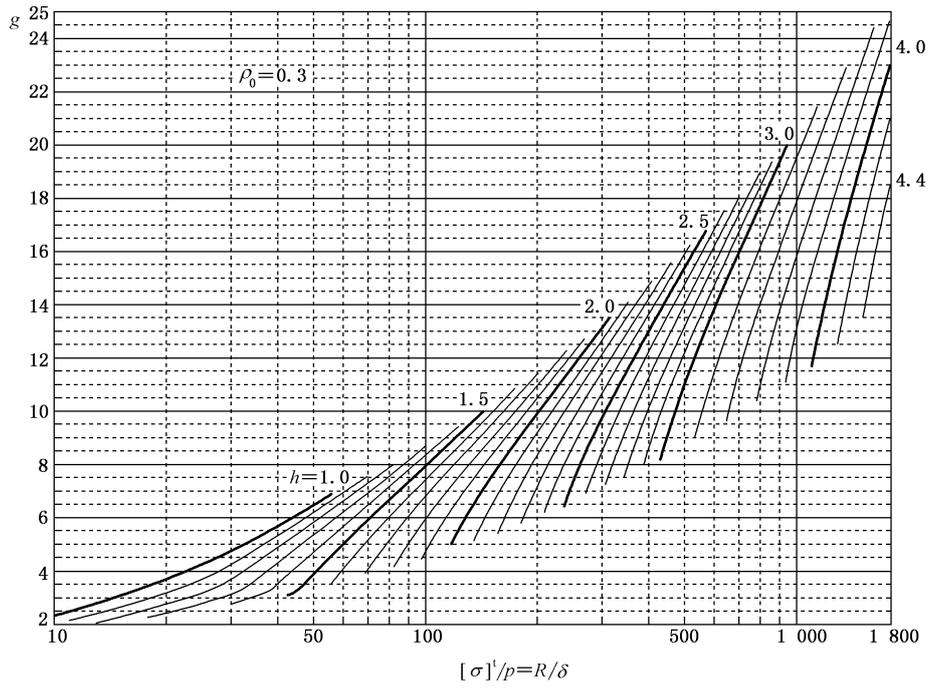


a) $\rho_0 = 0.1$ 时 g 曲线

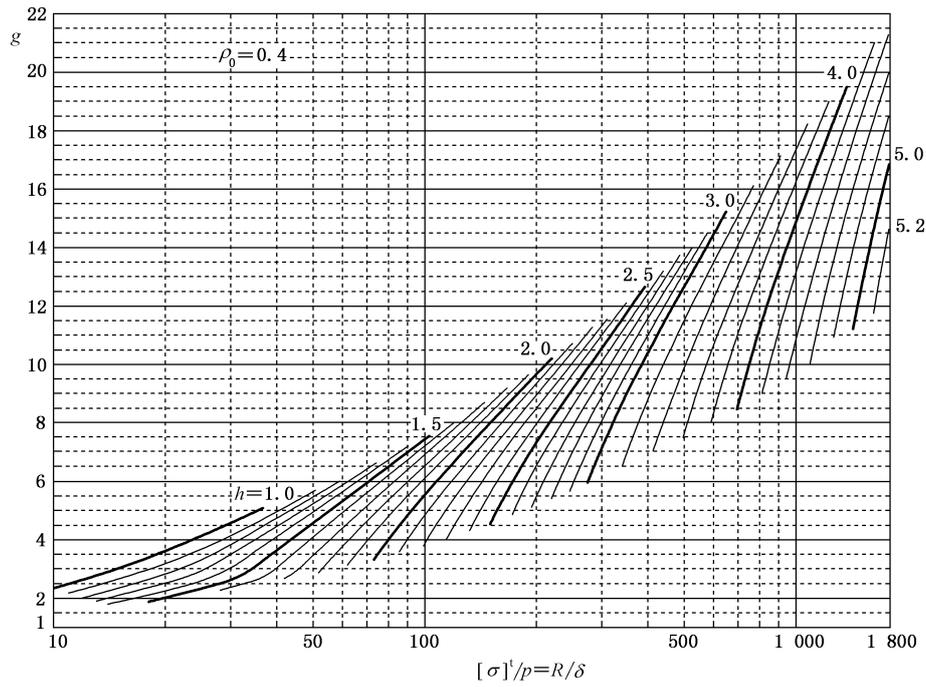


b) $\rho_0 = 0.2$ 时 g 曲线

图 8-14 g 曲线

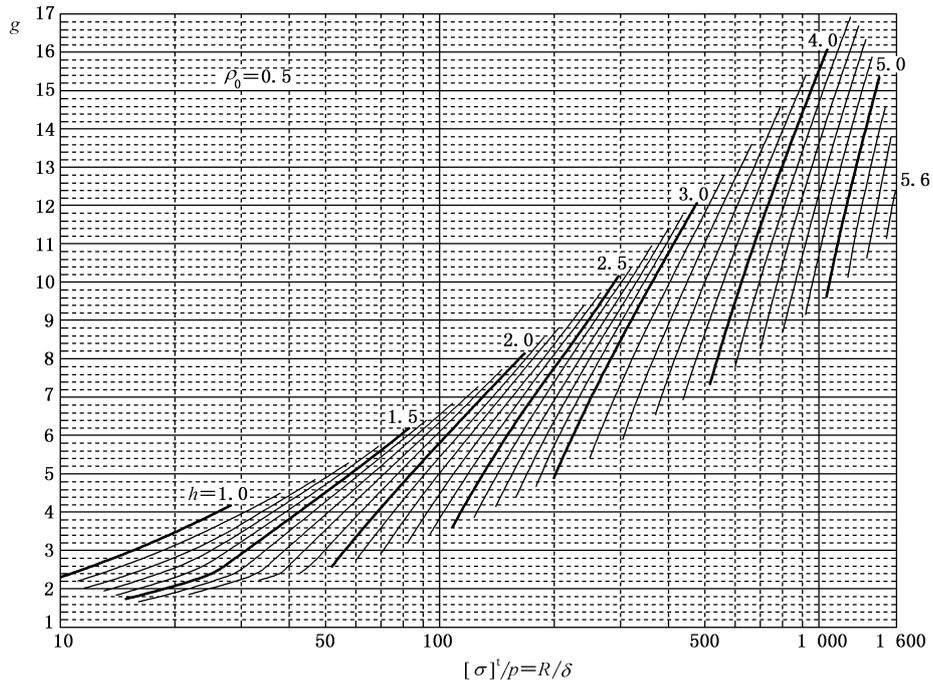


c) $\rho_0 = 0.3$ 时 g 曲线

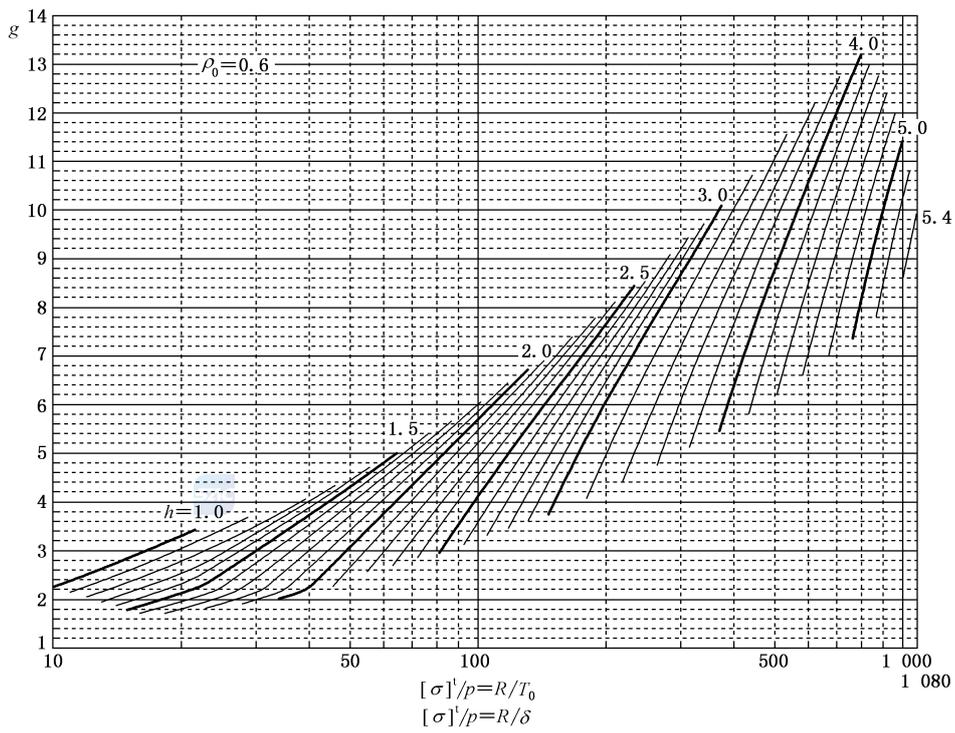


d) $\rho_0 = 0.4$ 时 g 曲线

图 8-14 g 曲线 (续)

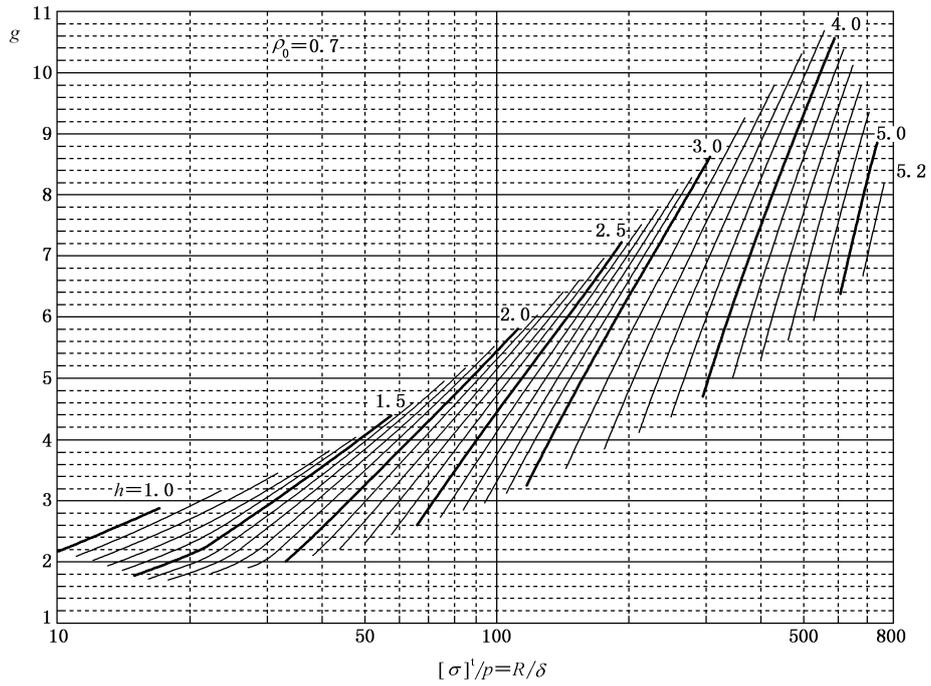


e) $\rho_0 = 0.5$ 时 g 曲线

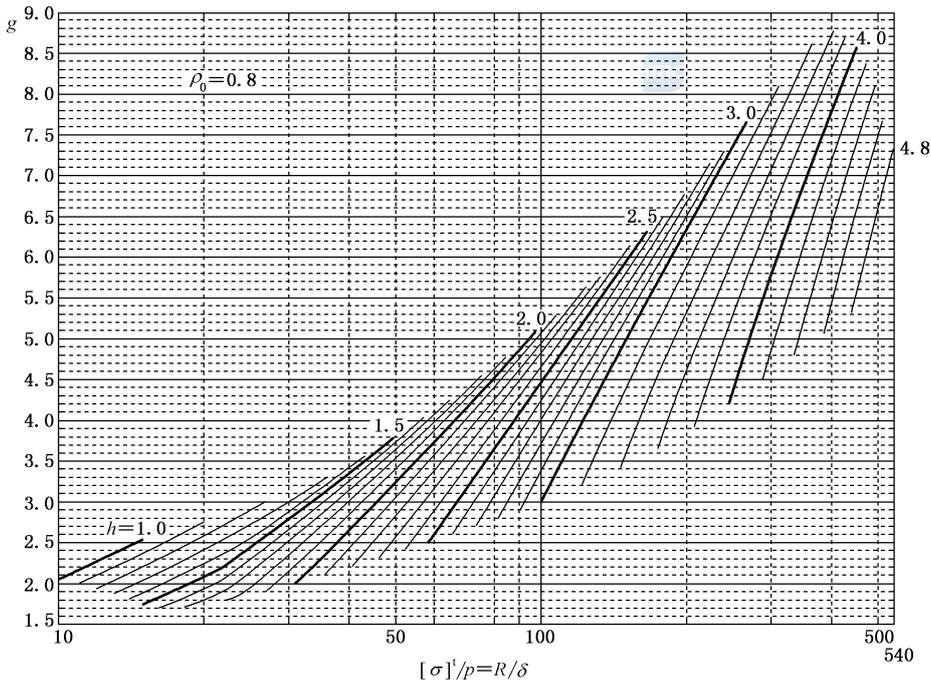


f) $\rho_0 = 0.6$ 时 g 曲线

图 8-14 g 曲线 (续)

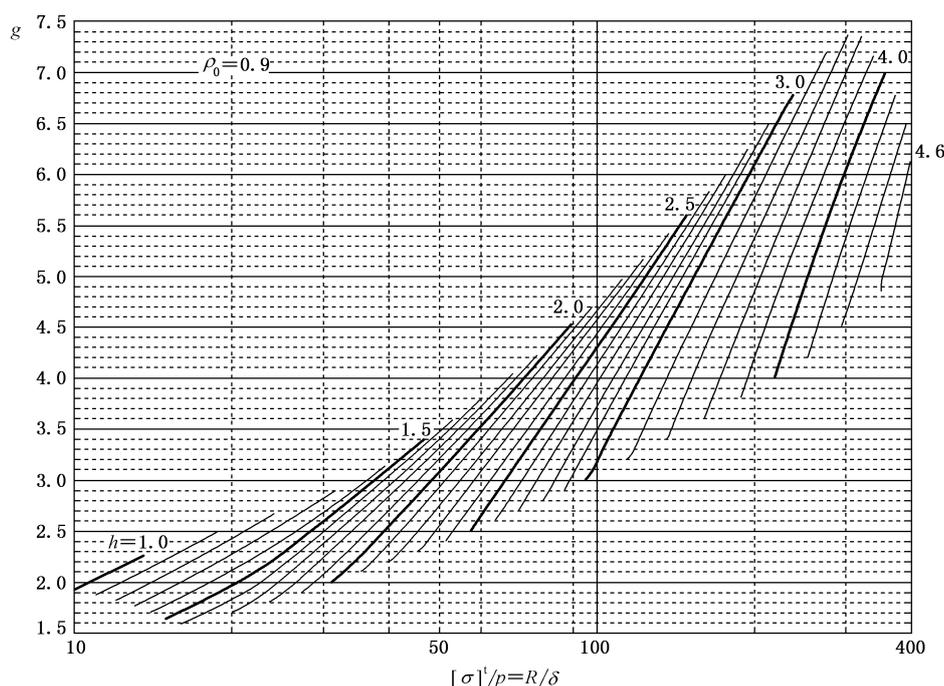


g) $\rho_0 = 0.7$ 时 g 曲线



h) $\rho_0 = 0.8$ 时 g 曲线

图 8-14 g 曲线 (续)

i) $\rho_0 = 0.9$ 时 g 曲线图 8-14 g 曲线 (续)

9 法兰

9.1 通则

9.1.1 本章适用于承受流体静压力及垫片压紧力作用的螺栓法兰连接的设计。当选用符合 NB/T 47020~NB/T 47023、HG/T 20592、HG/T 20615、HG/T 20623 标准要求的法兰时,可免除本章计算。

9.1.2 螺栓法兰连接设计包括:

- 确定垫片材料、型式及尺寸;
- 确定螺栓材料、规格及数量;
- 确定法兰材料、密封面型式、法兰结构型式及尺寸;
- 进行应力校核;
- 对承受内压的窄面法兰进行刚度校核。

9.1.3 螺栓、法兰的选材应符合 GB/T 150.2—2024 的规定。

9.1.4 带颈法兰应采用热轧钢棒或锻件经机加工制成,加工后的法兰轴线应与原热轧件或锻件的轴线平行。

9.1.5 采用厚度大于 60 mm 的 Q245R 钢板制造法兰,应经正火热处理;采用厚度大于 60 mm 的 Q345R 及 GB/SA516Gr70 钢板制造法兰,应经正火或正火加回火热处理。

9.1.6 用非合金钢或低合金钢板材或型材制造的法兰环对接接头、焊制整体法兰[见图 9-1g)],应经焊后热处理。

9.1.7 螺栓的公称直径应不小于 M12,当公称直径大于 M48 时,应采用细牙螺纹。

9.2 法兰分类

9.2.1 窄面法兰:垫片的接触面位于法兰螺栓孔包围的圆周范围内,常用的窄面法兰型式见图 9-1、法

兰结构见图 9-2,计算方法按 9.5;对于特殊结构型式的窄面法兰,如反向法兰计算方法按 9.6;筒体端部结构计算按 9.7。

9.2.2 宽面法兰:垫片的接触面分布于法兰螺栓中心圆的内外两侧,计算方法按 9.8。

9.3 术语和定义、符号

9.3.1 术语和定义

GB/T 150.1—2024 通用要求中的术语和定义适用于本章。

9.3.2 符号

下列符号适用于本章:

- A_a —— 预紧状态下,需要的螺栓总截面积,mm²;
- A_b —— 实际使用的螺栓总截面积,mm²;
- A_m —— 需要的螺栓总截面积,mm²;
- A_p —— 操作状态下,需要的螺栓总截面积,mm²;
- b —— 垫片有效密封宽度,mm;
- b_0 —— 垫片基本密封宽度(见表 9-1),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(见图 9-1),mm;
- D_i —— 法兰或筒体端部结构内直径(应扣除腐蚀裕量),mm;
- D_{il} —— 法兰计算直径,mm;
- D_o —— 法兰外直径(对使用活节螺栓槽形螺栓孔的法兰,则为槽孔底部圆直径;对筒体端部结构,则为筒体端部外径),mm;
- D_2 —— 筒体端部密封面外直径,mm;
- d_1 —— 参数,见公式(9-16)或表 9-5,mm³;
- d_B —— 螺栓公称直径,mm;
- d_b —— 螺栓孔直径,mm;
- E —— 法兰材料的弹性模量(按 GB/T 150.2—2024),MPa;
- e —— 参数,见公式(9-16)或表 9-5,mm⁻¹;
- F —— 内压作用于 D_G 范围产生的总轴向力,N;
- F_a —— 预紧状态下,需要的垫片压紧力,N;
- F_D —— 内压作用于法兰内径截面范围产生的轴向力,N;
- F_G —— 窄面法兰垫片压紧力,N;
- F_1 —— 整体法兰系数,由图 9-3、表 9-8 查得或按表 9-7 计算;
- F_L —— 带颈松式法兰系数,由图 9-5 查得或按表 9-7 计算;
- F_p —— 操作状态下,需要的垫片压紧力,N;
- F_T —— 内压引起的总轴向力 F 与 F_D 之差,N;
- f —— 整体法兰颈部应力校正系数(法兰颈部小端应力与大端应力的比值);
- h —— 法兰颈部高度,对筒体端部结构为端部圆柱段的高度,mm;
- h_0 —— 参数,见公式(9-16)或表 9-5,mm;
- J —— 法兰刚度指数;
- K —— 法兰外径与内径的比值;
- \hat{L} —— 相邻螺栓间距(见表 9-3),mm;

- L_A ——螺栓中心至法兰颈部(或焊缝)与法兰背面交点的径向距离(见表 9-3),mm;
 L_D ——螺栓中心至 F_D 作用位置处的径向距离(见图 9-1),mm;
 L_e ——螺栓中心至法兰外径处的径向距离(见表 9-3),mm;
 L_G ——螺栓中心至 F_G 作用位置处的径向距离(见图 9-1),mm;
 L_T ——螺栓中心至 F_T 作用位置处的径向距离(见图 9-1),mm;
 l ——松式法兰、焊接整体法兰及任意法兰焊缝剪切面计算高度,mm;
 M ——作用于筒体端部纵向截面的弯矩, $N \cdot mm$;
 M_a ——法兰预紧力矩, $N \cdot mm$;
 M_o ——法兰设计力矩, $N \cdot mm$;
 M_p ——法兰操作力矩, $N \cdot mm$;
 m ——垫片系数(见表 9-2);
 N ——垫片接触宽度(见表 9-1),mm;
 n ——螺栓数量;
 p_c ——计算压力,MPa;
 T ——与 K 相关系数,由图 9-8 或表 9-9 查得;
 U ——与 K 相关系数,由图 9-8 或表 9-9 查得;
 V_1 ——整体法兰系数,由图 9-4 查得或按表 9-7 和表 9-8 计算;
 V_L ——带颈松式法兰系数,由图 9-6 查得或按表 9-7 计算;
 W ——螺栓设计载荷, N ;
 W_a ——预紧状态下,需要的螺栓载荷(即预紧状态下,需要的垫片压紧力 F_a), N ;
 W_p ——操作状态下,需要的螺栓载荷, N ;
 Y ——与 K 相关系数,由表 9-9 或图 9-8 查得;
 y ——垫片比压力,由表 9-2 查得,MPa;
 Z ——与 K 相关系数,由表 9-9 或图 9-8 查得;
 Z_g ——筒体端部纵向截面的抗弯截面模量, mm^3 ;
 β ——系数,按表 9-5 计算;
 γ ——系数,按表 9-5 计算;
 δ_f ——法兰有效厚度,mm;
 δ_o ——法兰颈部小端有效厚度,mm;
 δ_1 ——法兰颈部大端有效厚度,mm;
 η ——系数,按表 9-5 计算;
 λ ——系数,见公式(9-16)或表 9-5;
 σ_H ——法兰颈部轴向应力,MPa;
 σ_R ——法兰环的径向应力,MPa;
 σ_T ——法兰环的切向应力,MPa;
 $[\sigma]_b$ ——室温下螺栓材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024),MPa;
 $[\sigma]_b^t$ ——设计温度下螺栓材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024),MPa;
 $[\sigma]_f$ ——室温下法兰材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024),MPa;
 $[\sigma]_f^t$ ——设计温度下法兰材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024),MPa;
 $[\sigma]_n$ ——室温下圆筒材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024),MPa;
 $[\sigma]_n^t$ ——设计温度下圆筒材料的许用应力(按 GB/T 150.2—2024),MPa;
 τ ——切(剪)应力,MPa;
 ψ ——系数,按表 9-5 计算。

9.4 法兰型式

9.4.1 法兰按其整体性程度,分为三种型式(见图 9-1)。

9.4.2 松式法兰:法兰未能有效地与容器或接管连接成一整体,不具有整体式连接的同等结构强度。

松式法兰及其载荷作用位置见图 9-1 中 a-1)和 b-1),典型的松式法兰——活套法兰结构如图 9-1 的 a-1)不带颈的型式(即实线部分),其计算按表 9-6 进行。对带颈的松式法兰可按整体法兰(表 9-5)计算,但其中系数 V_1 、 F_1 应以 V_L 、 F_L 代替, f 取 1.0。

9.4.3 整体法兰:法兰、法兰颈部及容器或接管三者能有效地连接成一整体结构。

各种型的整体法兰及载荷作用位置见图 9-1 中 c)、d)、e)、f)、g),其计算按表 9-5 进行。

带颈整体法兰,当颈部斜度大于 1 : 3 时,应采用图 9-1 中 e)、f)所示结构。

9.4.4 任意式法兰,如图 9-1 中 h)、i)、j)、k)的焊接法兰,其计算按整体法兰(表 9-5),但为了简便,当满足下列条件时也可按活套法兰(表 9-6)计算:

- a) $\delta_0 \leq 15 \text{ mm}$, $D_i/\delta_0 \leq 300$;
- b) $p \leq 2 \text{ MPa}$;
- c) 设计温度小于或等于 $370 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

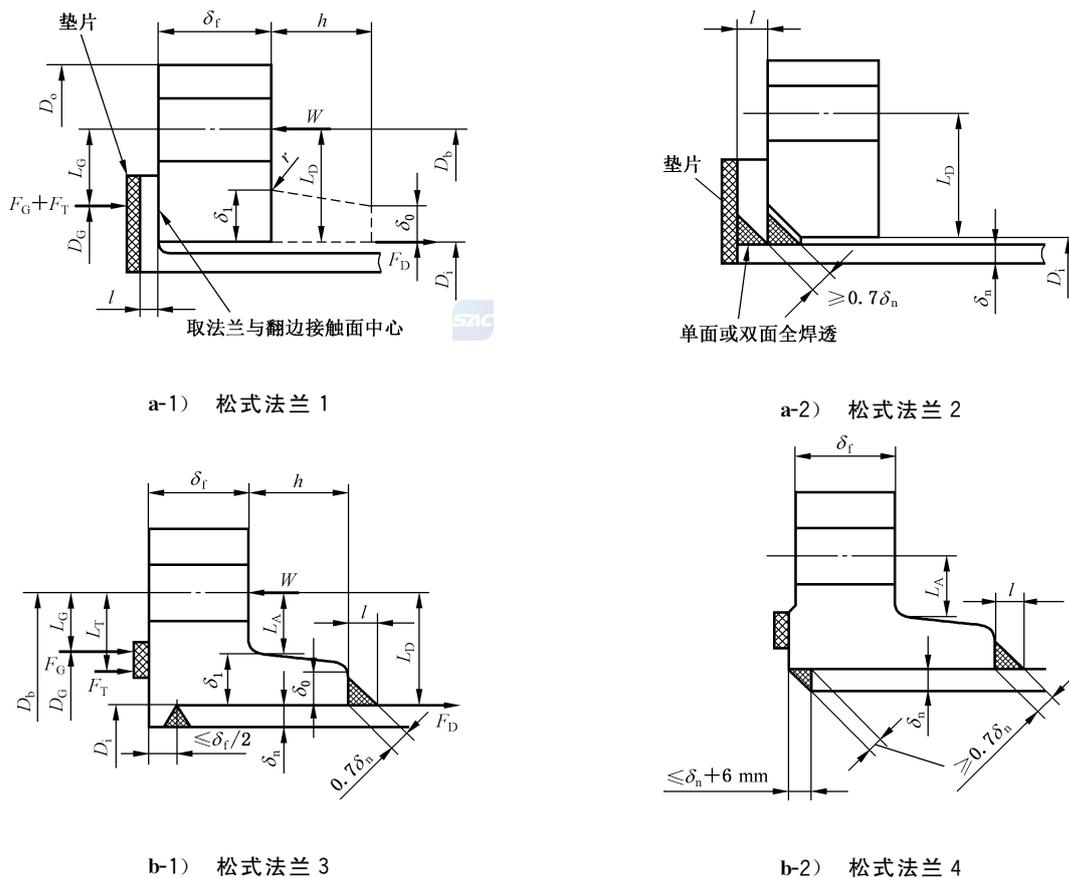


图 9-1 法兰型式

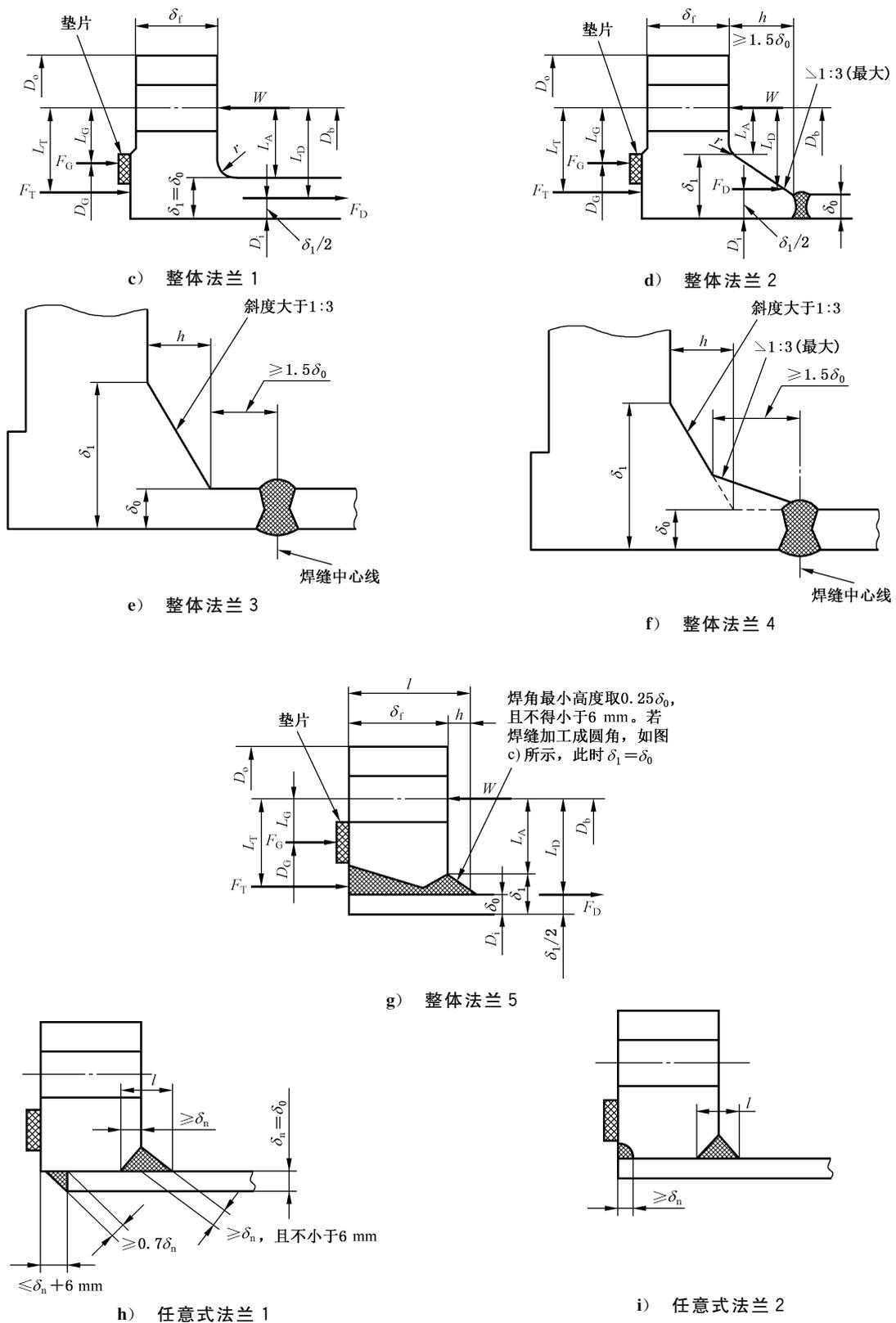
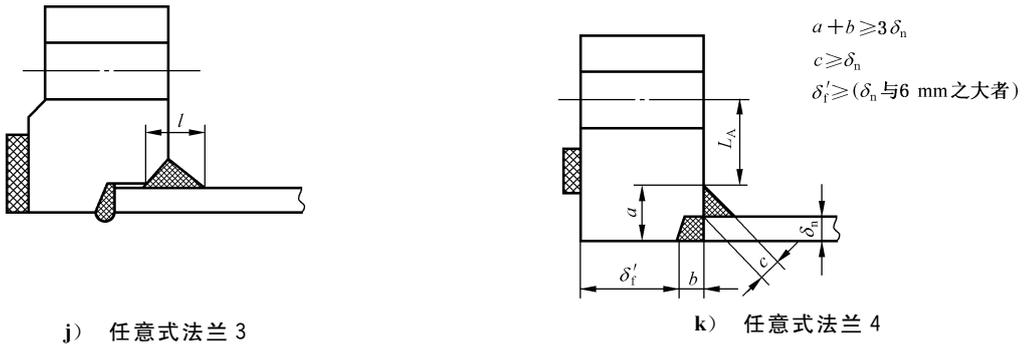


图 9-1 法兰型式 (续)



- 注 1: 带颈松式法兰,当颈部斜度不大于 6° 时,计算中取 $\delta_1 = \delta_0$ 。
- 注 2: 圆角半径 $r \geq 0.25\delta_1$,且不小于 5 mm。
- 注 3: 榫槽、凹凸面及平面密封面的台肩高度不包括在法兰有效厚度内。
- 注 4: 图 i)、j) 中未标注的尺寸与图 h) 相同。

图 9-1 法兰型式 (续)

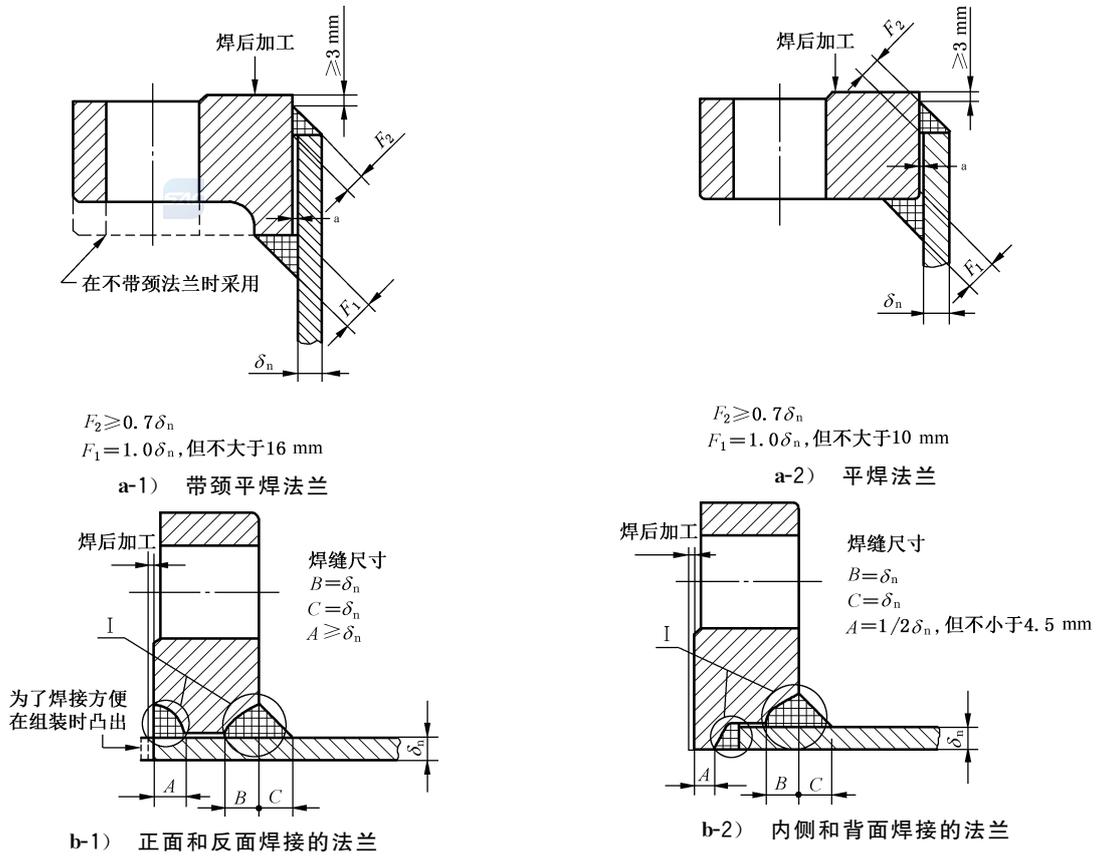
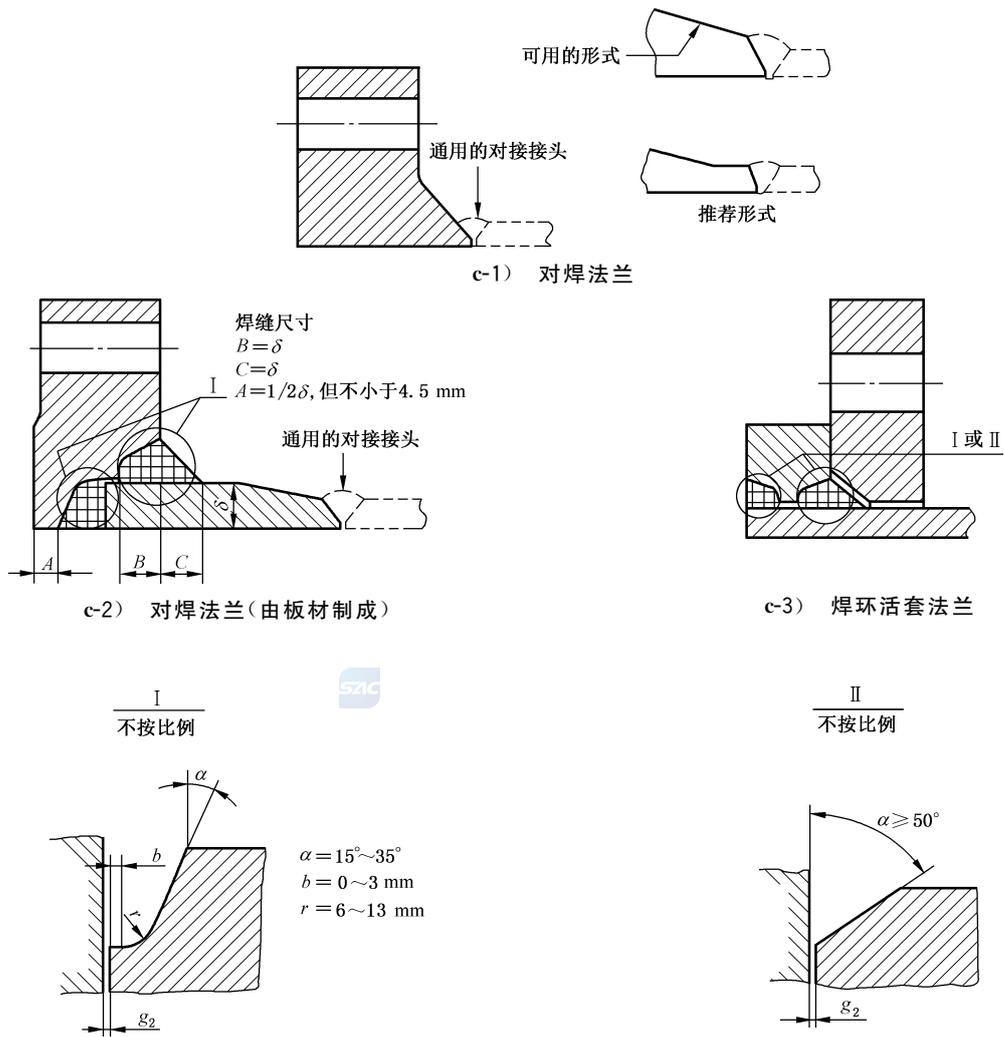


图 9-2 法兰结构



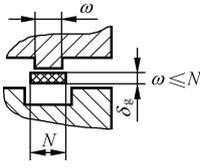
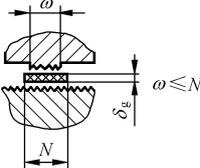
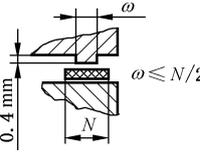
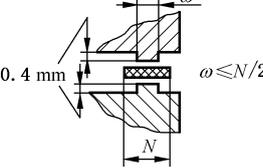
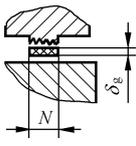
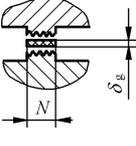
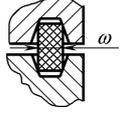
^a 图 a-1)、a-2)、b-1)、b-2) 法兰内径与圆筒外径间的间隙不应大于 3 mm, 且两侧径向间隙之和不应大于 4.5 mm。
 g_2 的最大和最小尺寸根据施焊焊接工艺(例如焊条种类和尺寸)及施焊位置确定。 $g_2 \leq 3 \text{ mm}$, 且两侧径向间隙之和不应大于 4.5 mm。

图 9-2 法兰结构(续)

表 9-1 垫片基本密封宽度

序号	压紧面形状(简图)	垫片基本密封宽度 b_0	
		I	II
1a		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b			

表 9-1 垫片基本密封宽度 (续)

序号	压紧面形状(简图)	垫片基本密封宽度 b_0	
		I	II
1c		$\frac{\omega + \delta_g}{2}$ 和 $\frac{\omega + N}{4}$ 两者取小值	$\frac{\omega + \delta_g}{2}$ 和 $\frac{\omega + N}{4}$ 两者取小值
1d			
2		$\frac{\omega + N}{4}$	$\frac{\omega + 3N}{8}$
3		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6		$\frac{\omega}{8}$	—

对序号 4、序号 5,当锯齿深度不超过 0.4 mm,齿距不超过 0.8 mm 时,应采用序号 1b 或序号 1d 的压紧面形状

表 9-2 常用垫片特性参数

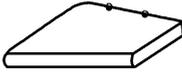
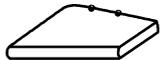
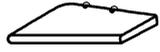
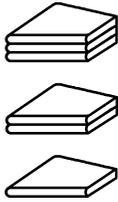
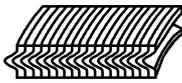
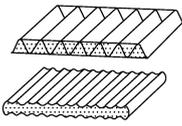
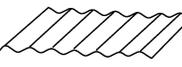
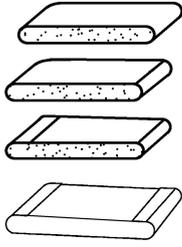
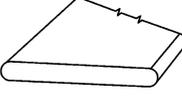
垫片材料		垫片系数 m	比压力 y MPa	简图	压紧面形状 (见表 9-1)	类别 (见表 9-1)
自紧式(O形环及其他有自紧密封形式的垫片)		0	0	—	—	—
无织物或含少量矿物纤维的合成橡胶;肖氏硬度低于 75 肖氏硬度大于或等于 75		0.50 1.00	0 1.4		序号 1a、序号 1b、序号 1c、序号 1d、序号 4、序号 5	II
具有适当加固物的矿物橡胶板: 厚度 3 mm 厚度 1.5 mm 厚度 0.75 mm		2.00 2.75 3.50	11 26 45			
内有棉纤维的橡胶		1.25	2.8			
内有矿物纤维的橡胶,具有金属加强丝或不具有金属加强丝: 3 层 2 层 1 层		2.25 2.50 2.75	15 20 26			
植物纤维		1.75	7.6			
内有矿物纤维或石墨缠绕式金属	非合金钢 不锈钢及镍基合金 或蒙乃尔	2.50 3.00	69 69		序号 1a、序号 1b	
波纹金属板类壳内包矿物纤维或波纹金属板内包矿物纤维	软铝 软铜或黄铜 铁或软钢 蒙乃尔或 4%~6%铬钢 不锈钢及镍基合金	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	20 26 31 38 45			
波纹金属板	软铝 软铜或黄铜 铁或软钢 蒙乃尔或 4%~6%铬钢 不锈钢及镍基合金	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	26 31 38 45 52		序号 1a、序号 1b、序号 1c、序号 1d	

表 9-2 常用垫片特性参数 (续)

垫片材料		垫片系数 m	比压力 y MPa	简图	压紧面形状 (见表 9-1)	类别 (见表 9-1)
平金属板内 包矿物纤维	软铝	3.25	38		序号 1a、序号 1b、序号 1c、序 号 1d、序号 2	II
	软铜或黄铜	3.50	45			
	铁或软钢	3.75	52			
	蒙乃尔	3.50	55			
	4%~6%铬钢	3.75	62			
	不锈钢及镍基合金	3.75	62			
槽形金属	软铝	3.25	38		序号 1a、序号 1b、序号 1c、序 号 1d、序号 2、 序号 3	II
	软铜或黄铜	3.50	45			
	铁或软钢	3.75	52			
	蒙乃尔或 4%~6%铬钢	3.75	62			
	不锈钢及镍基合金	4.25	70			
复合柔性石 墨波齿金 属板	非合金钢 不锈钢及镍基合金	3.0	50		序号 1a、序号 1b	II
金属平板	软铝	4.00	61		序号 1a、序号 1b、序号 1c、序 号 1d、序号 2~ 序号 5	I
	软铜或黄铜	4.75	90			
	铁或软钢	5.50	124			
	蒙乃尔或 4%~6%铬钢	6.00	150			
	不锈钢及镍基合金	6.50	180			
金属环	铁或软钢	5.50	124		序号 6	I
	蒙乃尔或 4%~6%铬钢	6.00	150			
	不锈钢及镍基合金	6.50	180			
<p>本表所列各种垫片的 m、y 及适用的压紧面形状,均属推荐性资料。采用本表推荐的垫片参数(m、y)并按本章规定设计的法兰,在一般使用条件下,通常能得到比较满意的使用效果。但在使用条件特别苛刻的场合,如氟化物介质中使用的垫片,其参数(m、y)应根据成熟的使用经验确定。</p> <p>对于平金属板内包矿物纤维,若压紧面形状为表 9-1 序号 1c、1d 或 2,垫片表面的搭接接头不应位于凸台侧</p>						

9.5 窄面法兰

9.5.1 垫片

9.5.1.1 垫片特性参数

各种常用垫片的特性参数(m 、 y)按表 9-2 查取。

9.5.1.2 垫片有效密封宽度

选定垫片尺寸,按表 9-1 确定垫片接触宽度 N 和基本密封宽度 b_0 ,并按以下规定计算垫片有效密

封宽度 b ：

当 $b_o \leq 6.4$ mm 时, $b = b_o$ ；

当 $b_o > 6.4$ mm 时, $b = 2.53 \sqrt{b_o}$ 。

9.5.1.3 垫片压紧力作用中心圆直径

垫片压紧力作用中心圆直径按下列规定确定。

- a) 对于图 9-1 中 a-1)、a-2) 所示活套法兰, 垫片压紧力作用中心圆直径 D_G 即是法兰与翻边接触面的平均直径。
- b) 对于其他型式法兰, 则按下述规定计算 D_G ：
 - 当 $b_o \leq 6.4$ mm 时, D_G 等于垫片接触面的平均直径；
 - 当 $b_o > 6.4$ mm 时, D_G 等于垫片接触面的外径减去 $2b$ 。
- c) 对筒体端部结构, D_G 等于密封面平均直径。

9.5.1.4 垫片压紧力

垫片压紧力 F_G 分为预紧时的压紧力 F_a 和操作时的压紧力 F_p , 分别按下列规定计算：

- a) 预紧螺栓使法兰面压紧垫片需要的垫片压紧力按公式(9-1)计算：

$$F_a = \pi D_G b y \quad \dots\dots\dots (9-1)$$

- b) 操作状态下使垫片保持紧密性需要的垫片压紧力按公式(9-2)计算：

$$F_p = 2b \pi D_G m p_c \quad \dots\dots\dots (9-2)$$

9.5.1.5 垫片宽度

垫片在预紧状态下受到最大的螺栓载荷作用, 当压紧过度将失去密封性能。垫片宽度可按经验确定。

9.5.2 螺栓

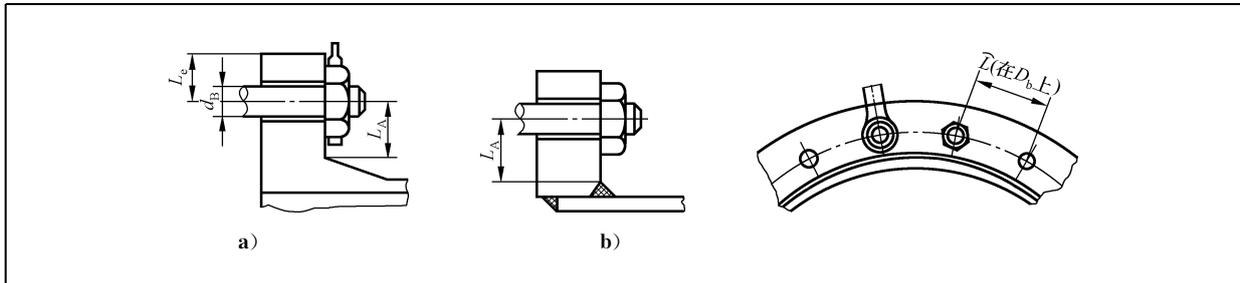
9.5.2.1 螺栓的布置

螺栓的布置一般按下列规定确定：

- a) 法兰径向尺寸 L_A 、 L_e 及螺栓间距 \hat{L} 的最小值可按表 9-3 选取；
- b) 螺栓最大间距 \hat{L}_{\max} 不宜超过公式(9-3)的计算值：

$$\hat{L}_{\max} = 2d_B + \frac{6\delta_f}{m + 0.5} \quad \dots\dots\dots (9-3)$$

表 9-3 L_A 、 L_e 、 \hat{L} 的最小值



螺栓公称 直径 d_B	L_A		L_e	\hat{L}	螺栓公称 直径 d_B	L_A		L_e	\hat{L}
	A 组	B 组				A 组	B 组		
12	20	16	16	32	30	44	35	30	70
16	24	20	18	38	36	48	38	36	80
20	30	24	20	46	42	56		42	90
22	32	26	24	52	48	60		48	102
24	34	27	26	56	56	70		55	116
27	38	30	28	62					

对图 9-1 中 a-1)、a-2) 所示的活套法兰, 其径向尺寸 L_D 也应满足 A 组 L_A 最小尺寸的要求
注: 表中 A 组数据适用于 a) 图所示的带颈法兰结构。表中 B 组数据适用于 b) 图所示的焊制法兰结构。

9.5.2.2 需要的螺栓载荷

为满足法兰密封要求需要的螺栓载荷按下列规定计算:

a) 预紧状态下压紧垫片需要的螺栓载荷按公式(9-4)计算:

$$W_a = F_a \dots\dots\dots (9-4)$$

b) 操作状态下承受内压力作用并使垫片密封面保持有最小压紧力需要的螺栓载荷计算:

内压作用在 D_G 范围引起的总轴向力 F , 按公式(9-5)计算:

$$F = \frac{\pi}{4} D_G^2 p_c \dots\dots\dots (9-5)$$

需要的螺栓载荷按公式(9-6)计算:

$$W_p = F + F_p \dots\dots\dots (9-6)$$

对于类似 U 形管式热交换器夹持管板两侧成对法兰的设计中, 由于两侧的压力和温度及所用垫片可能不同, 因此在螺栓的设计中应兼顾两侧的条件, 要求以较大的螺栓载荷和较高的设计温度进行设计, 且对法兰设计力矩应以此为基础进行计算。

对于自紧式垫片, 当安装时需要较大的轴向力来压缩垫片时, W_a 需要按该轴向力取值。此外, 一些自紧式垫片由于楔入作用而产生轴向载荷, 则此载荷也应计入 W_a 。

9.5.2.3 螺栓面积

螺栓面积按下列规定确定:

a) 预紧状态下需要的螺栓面积按公式(9-7)计算:

$$A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b} \dots\dots\dots (9-7)$$

b) 操作状态下需要的螺栓面积按公式(9-8)计算:

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} \dots\dots\dots (9-8)$$

c) 需要的螺栓面积 A_m 取 A_a 与 A_p 中的大值;

d) 实际螺栓面积 A_b 应不小于需要的螺栓面积 A_m ;

e) 螺栓截面积以螺纹小径及无螺纹部分的最小直径分别计算,取小值。

9.5.2.4 螺栓设计载荷

螺栓设计载荷按下列规定确定:

a) 预紧状态螺栓设计载荷按公式(9-9)计算:

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \dots\dots\dots (9-9)$$

b) 操作状态螺栓设计载荷按公式(9-10)计算:

$$W = W_p \dots\dots\dots (9-10)$$

9.5.3 法兰

9.5.3.1 法兰力矩

法兰力矩按下列规定计算:

a) 预紧状态的法兰力矩按公式(9-11)计算:

$$M_a = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b L_G \dots\dots\dots (9-11)$$

b) 操作状态的法兰力矩计算:

作用于法兰内径截面上的内压引起的轴向力 F_D ,按公式(9-12)计算:

$$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p_c \dots\dots\dots (9-12)$$

F_T 取内压引起的轴向力 F 与 F_D 之差,按公式(9-13)计算:

$$F_T = F - F_D \dots\dots\dots (9-13)$$

法兰力矩按公式(9-14)计算:

$$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_G L_G \dots\dots\dots (9-14)$$

式中: L_D 、 L_T 、 L_G 按表 9-4 计算, $F_G = F_p$ 。

表 9-4 法兰力矩的力臂

单位为毫米

法兰形式	L_D	L_T	L_G
整体法兰:图 9-1 中 c)、d)、e)、f)、g); 任意式法兰(按整体法兰计算时): 图 9-1 中 h)、i)、j)、k)	$L_A + 0.5\delta_1$	$\frac{L_A + \delta_1 + L_G}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$
松式法兰:图 9-1 中 b-1)、b-2); 任意式法兰(按活套法兰计算时): 图 9-1 中 h)、i)、j)、k)	$\frac{D_b - D_i}{2}$	$\frac{L_D + L_G}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$
活套法兰:图 9-1 中 a-1)、a-2)	$\frac{D_b - D_i}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$

9.5.3.2 法兰设计力矩

法兰设计力矩取公式(9-15)大值:

$$M_o = \begin{cases} M_a \frac{[\sigma]_f^t}{[\sigma]_f} & \dots\dots\dots (9-15) \\ M_p \end{cases}$$

9.5.3.3 法兰应力

9.5.3.3.1 整体法兰、带颈松式法兰以及按整体法兰计算的任意式法兰应力按下列规定计算:

a) 轴向应力按公式(9-16)计算:

$$\sigma_H = \frac{fM_o}{\lambda\delta_i^2 D_i} \dots\dots\dots (9-16)$$

式中:

$$\lambda = \frac{\delta_i e + 1}{T} + \frac{\delta_i^3}{d_1}$$

$$e = \frac{F_1}{h_o}$$

$$h_o = \sqrt{D_i \delta_o}$$

$$d_1 = \frac{U}{V_1} h_o \delta_o^2$$

当 $D_i < 20\delta_i$ 时,以 D_{i1} 代替 D_i ,此时,对带颈松式法兰及 $f < 1$ 的整体法兰, $D_{i1} = D_i + \delta_1$; 对 $f \geq 1$ 的整体法兰, $D_{i1} = D_i + \delta_o$;

系数 T, U 根据参数 K 由图 9-8 或表 9-9 查得,或按图 9-8 所给公式计算;

整体法兰系数 F_1 由表 9-8 或图 9-3 查得,或按表 9-7 计算。对带颈松式法兰则用 F_L 代替 F_1 ;

整体法兰系数 V_1 由表 9-8 或图 9-4 查得,或按表 9-7 计算。对带颈松式法兰则用 V_L 代替 V_1 ;

整体法兰颈部应力校正系数 f 由图 9-7 查得,或按表 9-7 计算,当 $f < 1$ 时,取 $f = 1$ 。

b) 径向应力按公式(9-17)计算:

$$\sigma_R = \frac{(1.33\delta_i e + 1)M_o}{\lambda\delta_i^2 D_i} \dots\dots\dots (9-17)$$

c) 环向应力按公式(9-18)计算:

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_i^2 D_i} - Z\sigma_R \dots\dots\dots (9-18)$$

式中:系数 Y, Z 根据参数 K 由图 9-8 或表 9-9 查得,或按图 9-8 所给公式计算。

9.5.3.3.2 活套法兰以及按活套法兰计算的任意式法兰应力按下列规定计算:

轴向应力: $\sigma_H = 0$;

径向应力: $\sigma_R = 0$;

环向应力按公式(9-19)计算:

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_i^2 D_i} \dots\dots\dots (9-19)$$

式中:系数 Y 同 9.5.3.3.1。

9.5.3.3.3 对如图 9-1 中 a-1)、a-2) 的活套法兰,其翻边部分的切应力及图 9-1 中的 b-1)、b-2)、g)、h)、i)、j) 的焊接法兰焊缝的切应力应按下列规定进行计算。

a) 剪切载荷 W :

1) 预紧状态的剪切载荷 W 按公式(9-9)计算;

2) 操作状态的剪切载荷 W 按公式(9-10)计算。

b) 剪切面积:

1) 对图 9-1 中 a-1)、a-2)所示的法兰,按公式(9-20)计算:

$$A_{\tau} = \pi D_i l \quad \dots\dots\dots (9-20)$$

2) 对其他法兰,按公式(9-21)计算:

$$A_{\tau} = \pi D_{\tau} l \quad \dots\dots\dots (9-21)$$

式中:

A_{τ} ——剪切面积,单位为平方毫米(mm^2);

D_{τ} ——剪切面计算直径,单位为毫米(mm),取圆筒外径;

l ——剪切面计算高度,单位为毫米(mm),见图 9-1 所示尺寸。

c) 切应力:

以预紧和操作两种状态分别按公式(9-22)计算切应力 τ :



$$\tau = \frac{W}{A_{\tau}} \quad \dots\dots\dots (9-22)$$

9.5.3.4 应力校核

应力校核应符合下列规定:

a) 轴向应力:

1) 对图 9-1 中 d)、e)、f)所示的整体法兰:

$$\sigma_H \leq \min\{1.5[\sigma]_f^t, 2.5[\sigma]_h^t\}$$

2) 对按整体法兰计算的任意法兰及图 9-1 中 g)所示的整体法兰:

$$\sigma_H \leq \min\{1.5[\sigma]_f^t, 1.5[\sigma]_h^t\}$$

3) 对图 9-1 中 c)所示的整体法兰及图 9-1 的 b-1)、b-2)所示的带颈松式法兰:

$$\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_f^t$$

b) 径向应力:

$$\sigma_R \leq [\sigma]_f^t$$

c) 环向应力:

$$\sigma_T \leq [\sigma]_f^t$$

d) 组合应力:

$$(\sigma_H + \sigma_R)/2 \leq [\sigma]_f^t$$

$$(\sigma_H + \sigma_T)/2 \leq [\sigma]_f^t$$

e) 切应力:

预紧和操作两种状态下的切应力应分别小于或等于翻边(或圆筒)材料在室温和设计温度下的许用应力的 0.8 倍。

9.5.3.5 法兰刚度校核

法兰刚度校核应按下列步骤进行:

a) 当法兰在相同的操作条件下有成功的使用经验时,可以免除刚度校核。

b) 对整体法兰、按整体法兰计算的任意法兰以及带颈松式法兰,刚度指数按公式(9-23)计算:

$$J = \frac{52.14V_1M_0}{\lambda E \delta_0^2 K_1 h_0} \quad \dots\dots\dots (9-23)$$

式中:

M_0 分别取预紧状态的 M_a 和操作状态的 M_p 代入;

K_1 ——刚度系数,可取 0.3,对带颈松式法兰,用 K_L 代替 K_1 ,取 $K_L=0.2$;

E ——法兰材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);当计算预紧状态的刚度指数时, E 取室温下的弹性模量,当计算操作状态的刚度指数时, E 取设计温度下的弹性模量;

对带颈松式法兰则用 V_L 代替 V_1 ;

其他系数同 9.5.3.3.1。

校核条件:刚度指数应满足 $J \leq 1$ 。

c) 对松式法兰,刚度指数按公式(9-24)计算:

$$J = \frac{109.4M_o}{E\delta_1^3 K_L \ln K} \dots\dots\dots (9-24)$$

式中:

K_L ——刚度系数,可取 0.2;

M_o 和 E 的取值同 b);

其他系数同 9.5.3.3.1。

校核条件:刚度指数应满足 $J \leq 1$ 。

9.5.4 外压法兰

外压法兰可按内压法兰计算,但螺栓面积只需按预紧状态考虑,按公式(9-7)计算。此外,操作状态下的法兰力矩须按公式(9-25)确定:

$$M_p = F_D(L_D - L_G) + F_T(L_T - L_G) \dots\dots\dots (9-25)$$

计算中计算外压力取正值,单位为兆帕(MPa)。

法兰在操作过程中,若分别承受内压和外压的作用,则法兰应按两种压力工况单独进行设计,且应同时满足要求。

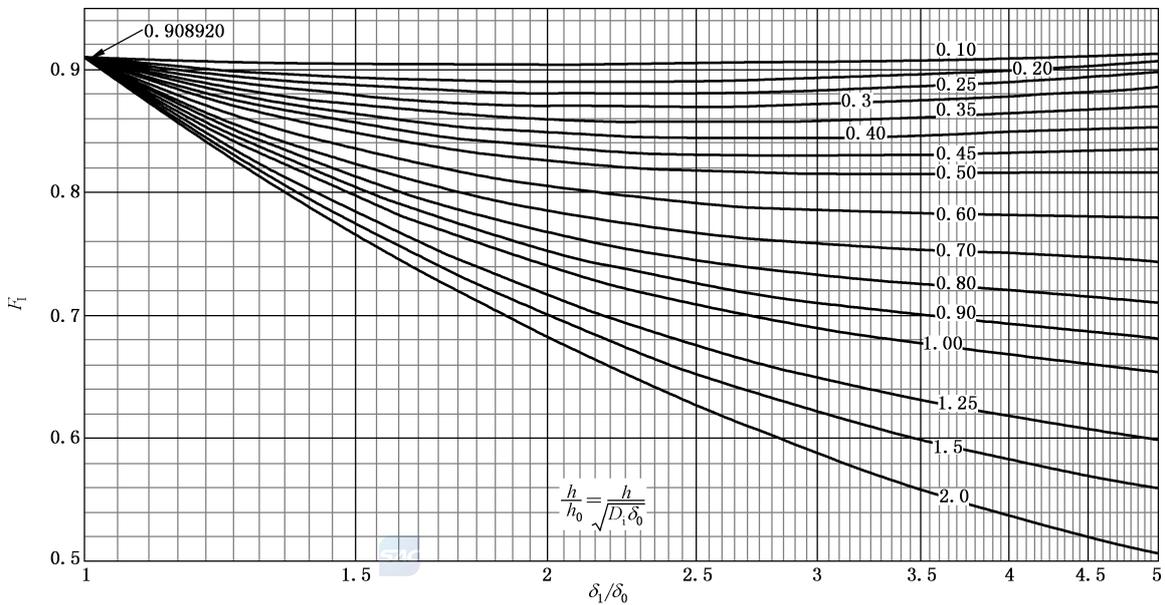


图 9-3 F_1 图

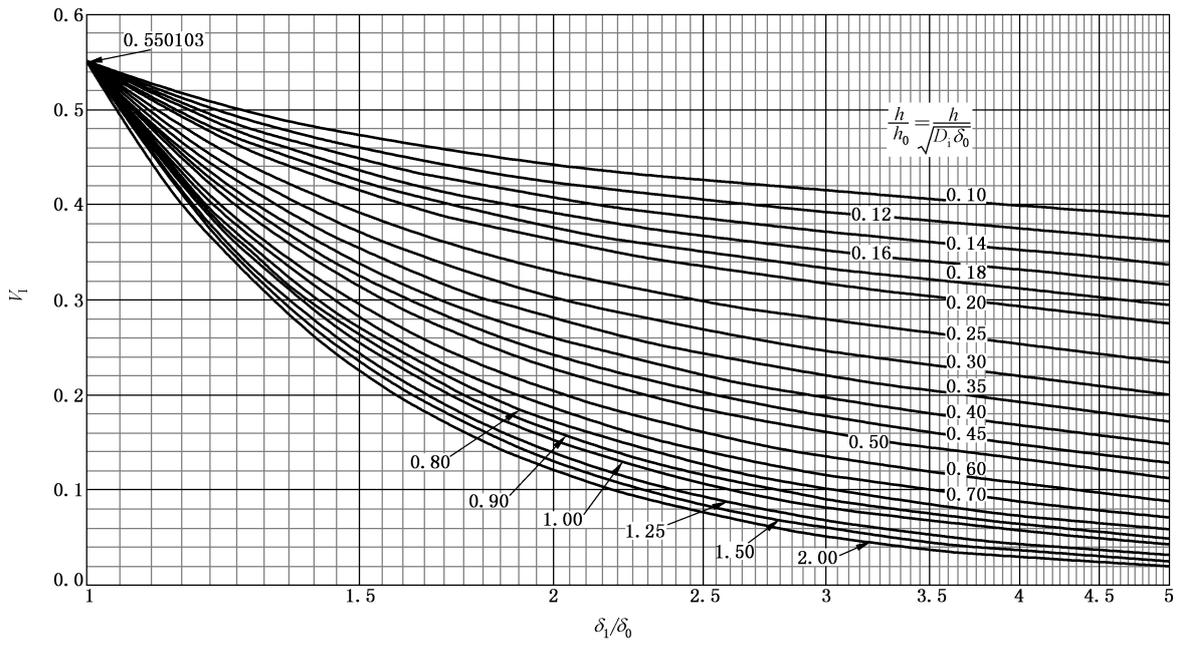


图 9-4 V_1 图

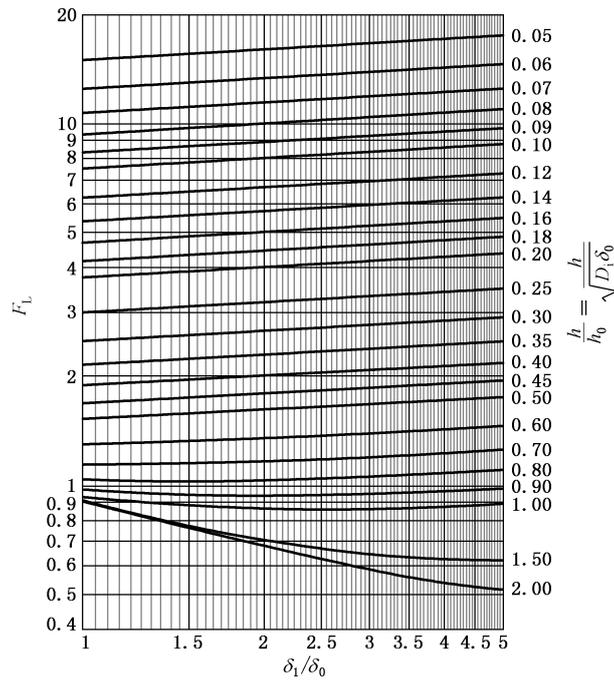


图 9-5 F_L 图

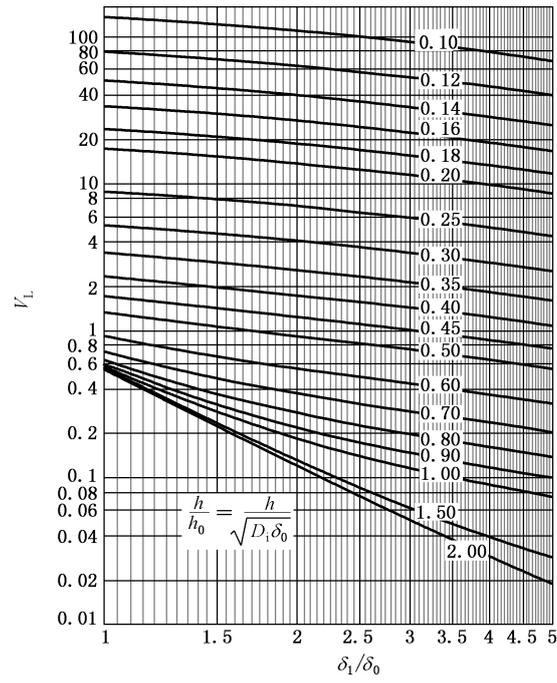


图 9-6 V_L 图

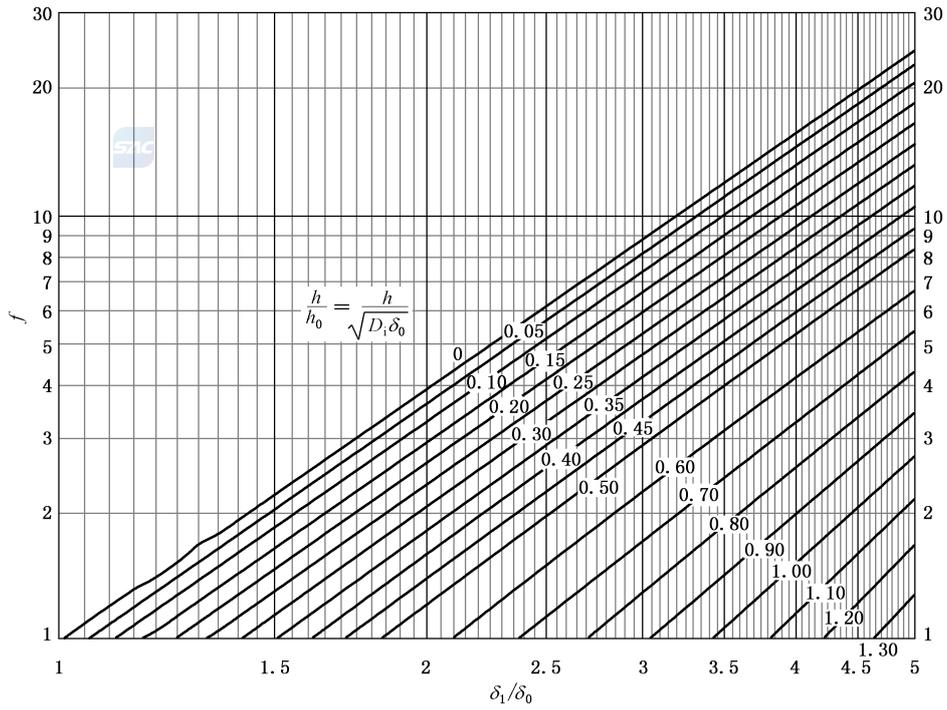
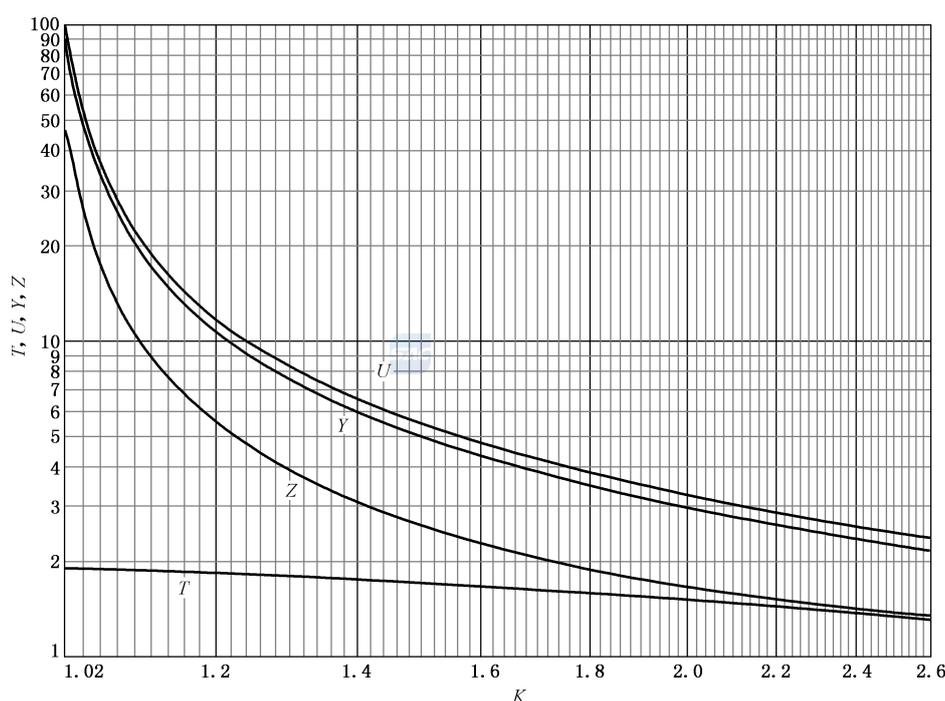


图 9-7 f 图



$$\text{注: } T = \frac{K^2(1+8.552\ 46\log K)-1}{(1.047\ 20+1.944\ 8K^2)(K-1)} \quad U = \frac{K^2(1+8.552\ 46\log K)-1}{1.361\ 36(K^2-1)(K-1)}$$

$$Y = \frac{1}{K-1} \left(0.668\ 45 + 5.716\ 90 \frac{K^2 \log K}{K^2-1} \right) \quad Z = \frac{K^2+1}{K^2-1} \quad K = D_o/D_i$$

图 9-8 T, U, Y, Z 图

9.6 反向法兰

9.6.1 通则

本条计算方法适用于 $K_r \leq 2$ 的反向法兰。垫片设计按 9.5.1 规定,螺栓设计按 9.5.2 规定,法兰力矩、法兰应力计算按 9.6.3 和 9.6.4 进行。本条采用符号除 9.6.2 规定外,其余同 9.3。

9.6.2 符号

下列符号适用于本节:

- D_i —— 反向法兰连接的筒体内直径(不含腐蚀裕量),mm;
- D_f —— 反向法兰环内直径(不含腐蚀裕量),mm;
- D_o —— 反向法兰连接的筒体外直径,mm;
- d_r —— 参数,mm³;
- e_r —— 参数,mm⁻¹;
- F_D —— 内压引起的作用于法兰颈部小端内径截面上的轴向力,N;
- F_G —— 垫片压紧力,N;
- F_p —— 操作状态下垫片压紧力,N;
- F_r —— 系数;
- F_T —— F_D 与内压作用在 D_G 范围产生的轴向力之差,N;
- f_r —— 系数;
- h_{or} —— 参数,mm;

- K_r —— 反向整体法兰为 D_o 与 D_i 之比, 反向松式法兰为 D_i 与 D_i 之比;
- L_D —— 螺栓中心至 F_D 作用位置处的径向距离 (见图 9-9), mm;
- L_G —— 螺栓中心至 F_G 作用位置处的径向距离 (见图 9-9), mm;
- L_T —— 螺栓中心至 F_T 作用位置处的径向距离 (见图 9-9), mm;
- T_r —— 系数;
- U_r —— 系数;
- V_r —— 系数;
- Y_r —— 系数;
- λ_r —— 系数;
- ψ_r —— 系数;
- σ_{Hr} —— 法兰颈部轴向应力, MPa;
- σ_{Tr} —— 法兰外径处环向应力, MPa;
- σ_{Rr} —— 法兰外径处径向应力, MPa;
- $\sigma_{Tr'}$ —— 法兰内径处环向应力, MPa。

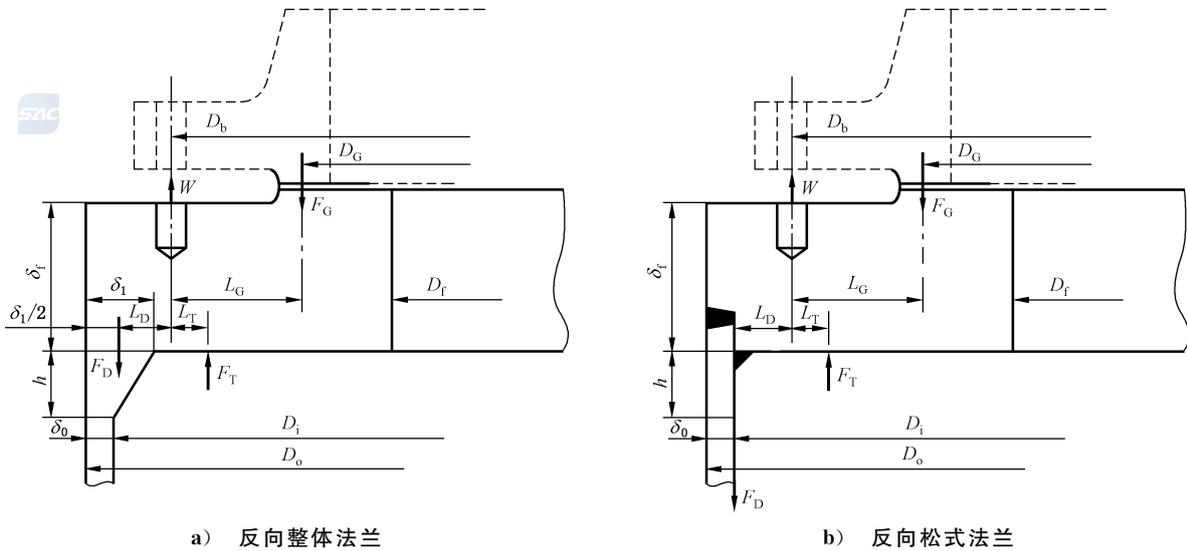


图 9-9 反向法兰

9.6.3 法兰力矩

9.6.3.1 法兰预紧力矩按公式(9-11)计算, 其中, 螺栓中心至 F_G 作用位置处的径向距离 L_G (见图 9-9) 按公式(9-26)计算:

$$L_G = (D_b - D_G) / 2 \quad \dots\dots\dots (9-26)$$

9.6.3.2 法兰操作力矩按公式(9-27)计算:

$$M_p = |F_D L_D + F_T L_T - F_G L_G| \quad \dots\dots\dots (9-27)$$

式中:

$$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p_c$$

$$F_G = F_p = 2b\pi D_G m p_c$$

$$F_T = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_G^2) p_c$$

对反向整体法兰, $L_D = (D_o - D_b - \delta_1) / 2$

对反向松式法兰, $L_D = (D_i - D_b)/2$

$$L_T = \left(D_b - \frac{D_i + D_G}{2} \right) / 2$$

当 L_T 为负值时, 表示 F_T 作用圆直径大于螺栓中心圆直径 D_b , 此时力矩 $F_T L_T$ 为负值。

9.6.3.3 法兰设计力矩取公式(9-28)中大值:

$$M_o = \begin{cases} M_p \\ M_a \frac{[\sigma]_f}{[\sigma]_t} \end{cases} \dots\dots\dots (9-28)$$

9.6.4 法兰应力

9.6.4.1 反向整体法兰的应力按下列规定计算:

a) 法兰颈部轴向应力按公式(9-29)计算:

$$\sigma_{Hr} = \frac{f_r M_o}{\lambda_r \delta_f^2 D_f} \dots\dots\dots (9-29)$$

式中:

$$\begin{aligned} \lambda_r &= \frac{\delta_f e_r + 1}{T_r} + \frac{\delta_f^3}{d_r} \\ e_r &= F_r / h_{or} \\ h_{or} &= \sqrt{D_o \delta_o} \\ d_r &= U_r h_{or} \delta_o^2 / V_r \\ U_r &= \psi_r U \\ \psi_r &= \left[1 + \frac{0.668(K_r + 1)}{Y} \right] \frac{1}{K_r^2} \\ K_r &= \frac{D_o}{D_f} \\ T_r &= \left(\frac{Z + 0.3}{Z - 0.3} \right) \psi_r T \end{aligned}$$

系数 F_r 是以 h_{or} 代替 h_o , 由图 9-3 或表 9-8 查得, 或按表 9-7 计算的 F_1 。

系数 V_r 是以 h_{or} 代替 h_o , 由图 9-4 或表 9-8 查得, 或按表 9-7 计算的 V_1 。

系数 f_r 是以 h_{or} 代替 h_o , 由图 9-7 查得或按表 9-7 计算的 f , 当 $f_r < 1$ 时, 取 $f_r = 1$ 。

系数 T 、 U 、 Y 、 Z 以 K_r 代替 K , 由图 9-8 (或按图注公式计算) 或表 9-9 查取。

b) 法兰外径处径向应力按公式(9-30)计算:

$$\sigma_{Rr} = \frac{(1.33\delta_f e_r + 1)M_o}{\lambda_r \delta_f^2 D_f} \dots\dots\dots (9-30)$$

c) 法兰外径处环向应力按公式(9-31)计算:

$$\sigma_{Tr} = \frac{Y_r M_o}{\delta_f^2 D_f} - Z \sigma_{Rr} \frac{0.67\delta_f e_r + 1}{1.33\delta_f e_r + 1} \dots\dots\dots (9-31)$$

式中: $Y_r = \psi_r Y$

d) 法兰内径处环向应力按公式(9-32)计算:

$$\sigma'_{Tr} = \frac{M_o}{\delta_f^2 D_f} \left[Y - \frac{2K_r^2 \left(\frac{2\delta_f e_r}{3} + 1 \right)}{(K_r^2 - 1)\lambda_r} \right] \dots\dots\dots (9-32)$$

9.6.4.2 反向松式法兰的应力按下列规定计算：

轴向应力： $\sigma_{Hr}=0$ ；

径向应力： $\sigma_{Rr}=0$ ；

环向应力按公式(9-33)计算：

$$\sigma_{Tr} = \frac{YM_o}{\delta_i^2 D_i} \dots\dots\dots (9-33)$$

9.6.5 应力校核

σ_{Hr} 、 σ_{Rr} 、 σ_{Tr} 应分别符合 9.5.3.4 σ_H 、 σ_R 、 σ_T 的相应规定，且 $\sigma'_{Tr} \leq [\sigma]_t$ 。

9.6.6 刚度校核

反向法兰的刚度校核按 9.5.3.5 的要求进行，用 h_{or} 和 λ_r 代替公式(9-23)的 h_o 和 λ ，用 K_r 代替公式(9-24)的 K 。

9.7 筒体端部



9.7.1 符号

下列符号适用于本节：

- a ——主螺母高度，mm；
- C_2 ——腐蚀裕量，mm；
- D ——主螺母外接圆直径，mm；
- D_o ——端部结构外直径，mm；
- d_o ——主螺栓无螺纹部分直径，mm；
- H_g ——筒体端部总高度，mm；
- h ——筒体端部外缘长度，mm；
- h_1 ——螺孔有效螺纹深度，mm；
- h_s ——螺孔深度，mm；
- L ——筒体端部直边长度，mm；
- r ——过渡圆角半径，mm；
- α ——倾角(见图 9-11)，(°)；
- δ_n ——筒体端部厚度，mm；
- σ_m ——筒体端部纵向截面弯曲应力，MPa。

其他符号见 9.3。

9.7.2 主螺栓

主螺栓无螺纹部分直径 d_o 按公式(9-34)计算：

$$d_o = \sqrt{\frac{4A_m}{\pi n}} \dots\dots\dots (9-34)$$

式中：

A_m ——需要的螺栓面积，按 9.5.2.3 确定；

n ——螺栓数量，取偶数。

螺栓的螺纹小径应大于或等于 d_o ，推荐采用细牙螺纹 M64×4，M80×4，M105×4，M125×4。

螺纹旋入端结构形式见图 9-10。

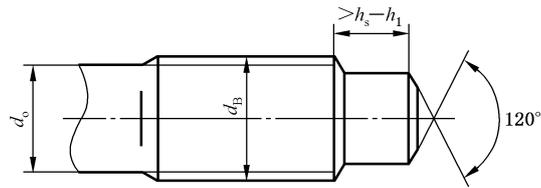


图 9-10 主螺栓旋入端

9.7.3 主螺母

主螺母的硬度应略低于主螺栓的硬度。

主螺母高度 a 按公式(9-35)计算：

$$a = (1.0 \sim 1.1)d_B \quad \dots\dots\dots (9-35)$$

主螺母外接圆直径 D 按公式(9-36)计算：

$$D = (1.70 \sim 1.75)d_B \quad \dots\dots\dots (9-36)$$

9.7.4 筒体端部

9.7.4.1 端部厚度

端部厚度 δ_n (见图 9-11), 不应小于按内压确定的圆筒的名义厚度。

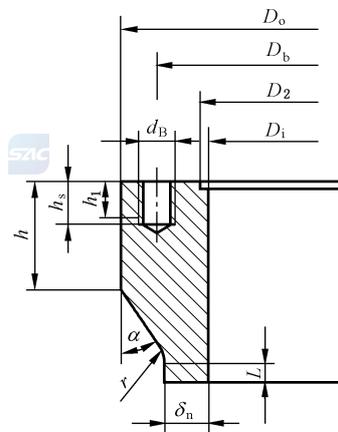


图 9-11 筒体端部结构

9.7.4.2 端部结构

筒体端部的结构可按下列要求确定(见图 9-11)。

a) 主螺栓中心圆直径,按公式(9-37)计算：

$$D_b \geq D_2 + 1.5d_B \quad \dots\dots\dots (9-37)$$

b) 筒体端部外径,按公式(9-38)计算：

$$D_o \geq D_b + 1.8d_B \quad \dots\dots\dots (9-38)$$

c) 螺孔有效螺纹深度,按公式(9-39)计算：

$$h_1 \geq (1.3 \sim 1.5)d_B \quad \dots\dots\dots (9-39)$$

d) 螺孔深度:

h_s 等于 h_1 加上螺孔加工工艺所需的无效螺纹长度,单位为毫米(mm)。

e) 过渡圆角 $r \geq 0.8\delta_n$,单位为毫米(mm)。

f) 直边长度 $L = 50$ mm。

g) 端部外缘长度 h ,单位为毫米(mm)。

当 $\alpha = 30^\circ$ 时,按公式(9-40)计算:

$$h \geq h_s + 0.5d_B \quad \dots\dots\dots (9-40)$$

当 $\alpha = 45^\circ$ 时,按公式(9-41)计算:

$$h \geq h_s + d_B \quad \dots\dots\dots (9-41)$$

9.7.4.3 应力校核

9.7.4.3.1 作用于筒体端部纵向截面的弯矩,按公式(9-42)计算:

$$M = \frac{1}{2\pi} [(\delta_n - C_2 + \frac{1}{3}D_i)F_D - (D_b - \frac{2}{3}D_G)F - (D_b - D_G)F_p] - p_c D_i H_g J_o \quad \dots\dots\dots (9-42)$$

式中:

J_o ——参数, $J_o = J_c - H_g/2$,单位为毫米(mm);

J_c ——尺寸,见图 9-12,单位为毫米(mm)。

9.7.4.3.2 筒体端部纵向截面的抗弯截面系数(见图 9-12)按公式(9-43)计算:



$$Z_g = \frac{I_c}{J_c} \quad \dots\dots\dots (9-43)$$

式中:

$I_c = 2(I_1 + A_1 a_1^2 + I_s + A_s a_s^2)$,单位为毫米的 4 次方(mm^4);

$J_c = \frac{A_1 J_1 + A_s J_s}{A_1 + A_s}$,单位为毫米(mm);

$A_1 = hB$,单位为平方毫米(mm^2);

$A_s = \frac{(H_g - h)(\delta_e + B)}{2}$,单位为平方毫米(mm^2);

$a_1 = J_1 - J_c$,单位为毫米(mm);

$a_s = J_c - J_s$,单位为毫米(mm);

$B = \frac{(D_o - D_i)}{2} - C_2$,单位为毫米(mm);

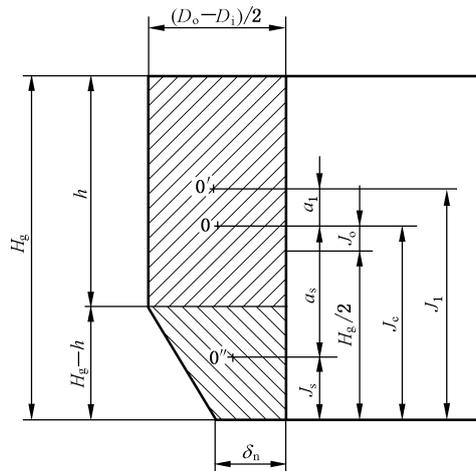
$I_1 = \frac{Bh^3}{12}$,单位为毫米的 4 次方(mm^4);

$I_s = \frac{(H_g - h)^3 (\delta_e^2 + 4\delta_e B + B^2)}{36(\delta_e + B)}$,单位为毫米的 4 次方(mm^4);

$J_1 = H_g - \frac{h}{2}$,单位为毫米(mm);

$J_s = \frac{(H_g - h)(\delta_e + 2B)}{3(\delta_e + B)}$,单位为毫米(mm);

$\delta_e = \delta_n - C_2$,单位为毫米(mm)。



标引序号说明：

- 0——筒体端部计算截面形心；
- 0'——计算截面矩形部分形心；
- 0''——计算截面梯形部分形心。

图 9-12 筒体端部计算图

9.7.4.3.3 筒体端部纵向截面的弯曲应力按公式(9-44)校核：

$$\sigma_m = \frac{M}{Z_g} \leq [\sigma]_t \quad \dots\dots\dots (9-44)$$

9.8 宽面法兰

9.8.1 一般规定

本条适用于采用厚度不小于 1.5 mm 非金属软垫片的宽面法兰(见图 9-13)。

9.8.2 符号

下列符号适用于本节：

- b'_o —— 预紧状态垫片基本密封宽度, mm;
 - b' —— 预紧状态垫片有效密封宽度, mm;
 - $2b''$ —— 操作状态垫片有效密封宽度, mm;
 - D'_G —— 垫片压紧力作用中心圆直径, mm;
 - D —— 垫片外径或法兰外径, 取两者之小值, mm;
 - F' —— 内压引起的总轴向力, N;
 - F'_a —— 预紧状态需要的垫片压紧力, N;
 - F'_T —— 内压引起的总轴向力 F' 与作用于法兰内径截面上的内压引起的轴向力 F_D 之差, N;
 - F'_p —— 操作状态需要的垫片压紧力, N;
 - F_R —— 作用在螺栓中心圆外侧, 为平衡 F_D 、 F'_p 、 F'_T 产生的力矩所需的轴向力, N。
- 其他符号见 9.3。



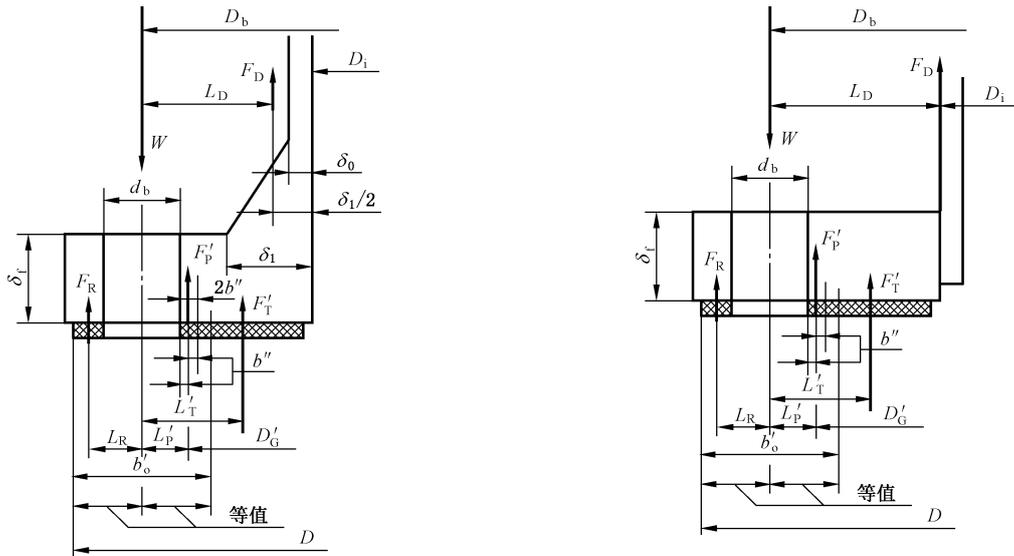


图 9-13 宽面法兰

9.8.3 垫片

9.8.3.1 一般规定

常用软垫片的特性参数(m, y)按表 9-2 查取。

9.8.3.2 垫片有效密封宽度

垫片有效密封宽度按下列规定计算：

a) 预紧状态有效密封宽度按公式(9-46)计算：

$$b'_o = D - D_b \quad \dots\dots\dots (9-45)$$

$$b' = 4\sqrt{b'_o} \quad \dots\dots\dots (9-46)$$

b) 操作状态垫片有效密封宽度： $2b'' = 5 \text{ mm}$ 。

9.8.3.3 垫片压紧力作用中心圆直径

垫片压紧力作用中心圆直径 D'_G (见图 9-13)按公式(9-47)计算：

$$D'_G = D_b - (d_b + 2b'') \quad \dots\dots\dots (9-47)$$

9.8.3.4 垫片压紧力

垫片压紧力按下列规定计算：

a) 预紧螺栓使法兰面压紧垫片需要的垫片压紧力按公式(9-48)计算：

$$F'_a = \pi D_b b' y \quad \dots\dots\dots (9-48)$$

b) 操作状态下使垫片保持紧密性需要的垫片压紧力按公式(9-49)计算：

$$F'_p = 2b'' \pi D'_G m p_c \quad \dots\dots\dots (9-49)$$

9.8.4 螺栓

9.8.4.1 螺栓的布置

螺栓的布置一般按下列规定确定：

a) 法兰径向尺寸 L_A 、 L_e 及螺栓间距 \hat{L} 的最小值可按表 9-3 选取。

b) 螺栓最大间距 \hat{L}_{\max} 不宜超过公式(9-50)的计算值：

$$\hat{L}_{\max} = 3d_B + 2\delta_f \quad \dots\dots\dots(9-50)$$

9.8.4.2 需要的螺栓载荷

为满足法兰密封要求需要的螺栓载荷按下列规定计算：

a) 预紧状态下压紧垫片需要的螺栓载荷按公式(9-51)计算：

$$W_a = F'_a \quad \dots\dots\dots(9-51)$$

b) 操作状态下承受内压力作用并使垫片密封面保持有最小压紧力需要的螺栓载荷按公式(9-52)计算：

$$W_p = F' + F'_p + F_R \quad \dots\dots\dots(9-52)$$

式中：

$$F' = \frac{\pi}{4}(D_b - d_b)^2 p_c$$

$$F_R = \frac{F_D L_D + F'_p L'_p + F'_T L'_T}{L_R}$$

$$F'_T = F' - F_D$$

$$L'_T = \frac{(D_b + d_b + 2b'') - D_i}{4}$$

$$L'_p = \frac{d_b + 2b''}{2}$$

$$L_R = \frac{D - (D_b + d_b)}{4} + \frac{d_b}{2}$$

9.8.4.3 螺栓面积

需要的螺栓面积和实际的螺栓面积按 9.5.2.3 确定。

9.8.5 法兰

9.8.5.1 法兰设计力矩

法兰设计力矩按公式(9-53)计算：

$$M_o = F_R L_R \quad \dots\dots\dots(9-53)$$

9.8.5.2 法兰厚度

法兰厚度按公式(9-54)确定：

$$\delta_f = \sqrt{\frac{6M_o}{[\sigma]_f^t (\pi D_b - n d_b)}} \quad \dots\dots\dots(9-54)$$

表 9-5 整体法兰计算表

计算压力 p_c	MPa	(垫片简图)	当 $b_o \leq 6.4$ mm 时 $b = b_o$ 当 $b_o > 6.4$ mm 时 $b = 2.53 \sqrt{b_o}$	N	mm	
设计温度 t	℃			b_o	mm	
法兰材料				b	mm	
螺栓材料				y	MPa	
腐蚀裕量 C_2	mm			m		
螺栓许用应力	设计温度 $[\sigma]_b$	MPa	$W_a = F_a = \pi b D_G y =$ N			
	室温 $[\sigma]_b$	MPa	$F_b = 2b \pi D_G m p_c =$ N			
法兰许用应力	设计温度 $[\sigma]_f$	MPa	$F = \pi D_G^2 p_c / 4 =$ N	$W_p = F_p + F =$ N		
	室温 $[\sigma]_f$	MPa	$A_m = \text{Max}(W_a / [\sigma]_b, W_p / [\sigma]_b) =$ mm ²			
法兰材料室温弹性模量 E		MPa	法兰材料设计温度弹性模量 E'	MPa	$A_b =$ mm ²	
所有尺寸均不包括腐蚀裕量			$W = (A_m + A_b) [\sigma]_b / 2 =$		N	
预紧螺栓情况						
$F_G = W =$		N	$L_G = (D_b - D_G) / 2 =$	mm	$M_a = F_G L_G =$ N · mm	
操作情况						
$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p_c =$		N	$L_D = L_A + 0.5 \delta_1 =$	mm	$F_D L_D =$ N · mm	
$F_G = F_p =$		N	$L_G = (D_b - D_G) / 2 =$	mm	$F_G L_G =$ N · mm	
$F_T = F - F_D =$		N	$L_T = (L_A + \delta_1 + L_G) / 2 =$	mm	$F_T L_T =$ N · mm	
$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_G L_G =$			N · mm			
$M_o = \text{max}(M_p, M_a [\sigma]_f / [\sigma]_f) =$			N · mm			
		形状常数				
		$h_o = \sqrt{D_i \delta_o} =$		$h / h_o =$		
		$K = D_o / D_i =$		$\delta_1 / \delta_o =$		
		查表 9-9	$T =$	查图 9-3	$F_1 =$	
			$Z =$	查图 9-4	$V_1 =$	
			$Y =$	查图 9-7	$f =$	
			$U =$	$e = F_1 / h_o =$		
		$d_1 = (U / V_1) h_o \delta_o^2 =$				
		δ_i (假设) =		mm		
		$\phi = \delta_i e + 1$				
$\beta = 1.33 \delta_i e + 1$						
$\gamma = \phi / T$						
许用值	应力计算	$\eta = \delta_i^3 / d_1$				
		$\lambda = \gamma + \eta$				

表 9-5 整体法兰计算表 (续)

$1.5[\sigma]_i$ 或 $2.5[\sigma]_n$	轴向应力 $\sigma_H = fM_o / (\lambda\delta_i^2 D_i) =$ MPa			
$[\sigma]_i =$	径向应力 $\sigma_R = \beta M_o / (\lambda\delta_i^2 D_i) =$ MPa			
$[\sigma]_i =$	切向应力 $\sigma_T = YM_o / (\delta_i^2 D_i) - Z\sigma_R =$ MPa			
$[\sigma]_i =$	$\max\{(\sigma_H + \sigma_T)/2, (\sigma_H + \sigma_R)/2\} =$ MPa			
刚度指数 $J \leq 1$	$J = 52.14V_1M_p / (\lambda E' \delta_0^2 K_1 h_0) =$		$J = 52.14V_1M_a / (\lambda E \delta_0^2 K_1 h_0) =$	
对于带颈的松式法兰,表中系数 V_1, F_1 应以 V_L, F_L 代替, f 取 1.0, 力臂 $L_D = L_A + \delta_1$ 。				

表 9-6 活套法兰计算表

计算压力 p_c	MPa	(垫片简图) 法兰压紧面形状 垫片外径	当 $b_o \leq 6.4$ mm 时 $b = b_o$ 当 $b_o > 6.4$ mm 时 $b = 2.53 \sqrt{b_o}$	N	mm
设计温度 t	°C			b_o	mm
法兰材料				b	mm
螺栓材料				y	MPa
腐蚀裕量 C_2	mm			m	
螺栓许用应力	设计温度 $[\sigma]_b$ 室温 $[\sigma]_b$	MPa	$W_a = F_a = \pi b D_G y =$ N		
法兰许用应力	设计温度 $[\sigma]_f$ 室温 $[\sigma]_f$	MPa	$F = \pi D_G^2 p_c / 4 =$ N	$W_p = F_p + F =$ N	
法兰材料室温弹性模量 E	MPa	法兰材料设计温度弹性模量 E'	MPa	$A_b =$	mm ²
所有尺寸均不包括腐蚀裕量		$W = (A_m + A_b) [\sigma]_b / 2 =$ N			
预紧螺栓情况					
$F_G = W =$	N	$L_G = (D_b - D_G) / 2 =$	mm	$M_a = F_G L_G =$	N · mm
操作情况					
$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p_c =$	N	$L_D = (D_b - D_i) / 2 =$	mm	$F_D L_D =$	N · mm
$F_G = F_p =$	N	$L_G = (D_b - D_G) / 2 =$	mm	$F_G L_G =$	N · mm
$F_T = F - F_D =$	N	$L_T = (L_D + L_G) / 2 =$	mm	$F_T L_T =$	N · mm
$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_G L_G =$		N · mm			
$M_o = \max(M_p, M_a [\sigma]_i / [\sigma]_f) =$		N · mm			
<p>取法兰与翻边接触面的中心,与垫片位置无关</p> <p>a) 法兰 b) 法兰</p>				形状常数: $K = D_o / D_i =$ $Y =$ 法兰厚度: $\delta_i = \sqrt{YM_o / ([\sigma]_i D_i)}$ $=$ mm	
刚度指数 $J \leq 1$	$J = \frac{109.4M_p}{E' \delta_i^3 K_L \ln K} =$	$J = \frac{109.4M_a}{E \delta_i^3 K_L \ln K} =$			
注: 本表中 a) 图所示法兰, $L_G = L_T = (D_b - D_G) / 2$ 。					

表 9-7 法兰系数 F_1 、 V_1 、 f 、 F_L 、 V_L 计算式

整体法兰	带颈松式法兰
$F_1 = -\frac{E_6}{\left(\frac{C}{2.73}\right)^{1/4} \frac{(1+A)^3}{C}}$ $V_1 = \frac{E_4}{\left(\frac{2.73}{C}\right)^{1/4} (1+A)^3}$ $f = C_{36}/(1+A)$ <p>当 $\delta_1 = \delta_0$ 时， $F_1 = 0.908\ 920, V_1 = 0.550\ 103, f = 1$</p>	$F_L = \frac{C_{18} \left(\frac{1}{2} + \frac{A}{6}\right) + C_{21} \left(\frac{1}{4} + \frac{11A}{84}\right) + C_{24} \left(\frac{1}{70} + \frac{A}{105}\right) - \left(\frac{1}{40} + \frac{A}{72}\right)}{\left(\frac{C}{2.73}\right)^{1/4} \frac{(1+A)^3}{C}}$ $V_L = \frac{\frac{1}{4} - \frac{C_{24}}{5} - \frac{3C_{21}}{2} - C_{18}}{\left(\frac{2.73}{C}\right)^{1/4} (1+A)^3}$ $f = 1$
<p>以上公式中系数：</p> <p>(1) $A = (\delta_1/\delta_0) - 1$ (2) $C = 43.68(h/h_0)^4$ (3) $C_1 = 1/3 + A/12$ (4) $C_2 = 5/42 + 17A/336$ (5) $C_3 = 1/210 + A/360$ (6) $C_4 = 11/360 + 59A/5\ 040 + (1+3A)/C$ (7) $C_5 = 1/90 + 5A/1\ 008 - (1+A)^3/C$ (8) $C_6 = 1/120 + 17A/5\ 040 + 1/C$ (9) $C_7 = 215/2\ 772 + 51A/1\ 232 + (60/7 + 225A/14 + 75A^2/7 + 5A^3/2)/C$ (10) $C_8 = 31/6\ 930 + 128A/45\ 045 + (6/7 + 15A/7 + 12A^2/7 + 5A^3/11)/C$ (11) $C_9 = 533/30\ 240 + 653A/73\ 920 + (1/2 + 33A/14 + 39A^2/28 + 25A^3/84)/C$ (12) $C_{10} = 29/3\ 780 + 3A/704 - (1/2 + 33A/14 + 81A^2/28 + 13A^3/12)/C$ (13) $C_{11} = 31/6\ 048 + 1\ 763A/665\ 280 + (1/2 + 6A/7 + 15A^2/28 + 5A^3/42)/C$ (14) $C_{12} = 1/2\ 925 + 71A/300\ 300 + (8/35 + 18A/35 + 156A^2/385 + 6A^3/55)/C$ (15) $C_{13} = 761/831\ 600 + 937A/1\ 663\ 200 + (1/35 + 6A/35 + 11A^2/70 + 3A^3/70)/C$ (16) $C_{14} = 197/415\ 800 + 103A/332\ 640 - (1/35 + 6A/35 + 17A^2/70 + A^3/10)/C$ (17) $C_{15} = 233/831\ 600 + 97A/554\ 400 + (1/35 + 3A/35 + A^2/14 + 2A^3/105)/C$ (18) $C_{16} = C_1 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_3 + C_3 C_8 C_2 - (C_3^2 C_7 + C_8^2 C_1 + C_2^2 C_{12})$ (19) $C_{17} = [C_4 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_{13} + C_3 C_8 C_9 - (C_{13} C_7 C_3 + C_8^2 C_4 + C_{12} C_2 C_9)]/C_{16}$ (20) $C_{18} = [C_5 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_{14} + C_3 C_8 C_{10} - (C_{14} C_7 C_3 + C_8^2 C_5 + C_{12} C_2 C_{10})]/C_{16}$ (21) $C_{19} = [C_6 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_{15} + C_3 C_8 C_{11} - (C_{15} C_7 C_3 + C_8^2 C_6 + C_{12} C_2 C_{11})]/C_{16}$ (22) $C_{20} = [C_1 C_9 C_{12} + C_4 C_8 C_3 + C_3 C_{13} C_2 - (C_3^2 C_9 + C_{13} C_8 C_1 + C_{12} C_4 C_2)]/C_{16}$ (23) $C_{21} = [C_1 C_{10} C_{12} + C_5 C_8 C_3 + C_3 C_{14} C_2 - (C_3^2 C_{10} + C_{14} C_8 C_1 + C_{12} C_5 C_2)]/C_{16}$ (24) $C_{22} = [C_1 C_{11} C_{12} + C_6 C_8 C_3 + C_3 C_{15} C_2 - (C_3^2 C_{11} + C_{15} C_8 C_1 + C_{12} C_6 C_2)]/C_{16}$ (25) $C_{23} = [C_1 C_7 C_{13} + C_2 C_9 C_3 + C_4 C_8 C_2 - (C_3 C_7 C_4 + C_8 C_9 C_1 + C_2^2 C_{13})]/C_{16}$ (26) $C_{24} = [C_1 C_7 C_{14} + C_2 C_{10} C_3 + C_5 C_8 C_2 - (C_3 C_7 C_5 + C_8 C_{10} C_1 + C_2^2 C_{14})]/C_{16}$ (27) $C_{25} = [C_1 C_7 C_{15} + C_2 C_{11} C_3 + C_6 C_8 C_2 - (C_3 C_7 C_6 + C_8 C_{11} C_1 + C_2^2 C_{15})]/C_{16}$ (28) $C_{26} = -(C/4)^{1/4}$ (29) $C_{27} = C_{20} - C_{17} - 5/12 + C_{17} C_{26}$ (30) $C_{28} = C_{22} - C_{19} - 1/12 + C_{19} C_{26}$ (31) $C_{29} = -(C/4)^{1/2}$ (32) $C_{30} = -(C/4)^{3/4}$ (33) $C_{31} = 3A/2 - C_{17} C_{30}$ (34) $C_{32} = 1/2 - C_{19} C_{30}$ (35) $C_{33} = 0.5C_{26} C_{32} + C_{28} C_{31} C_{29} - (0.5C_{30} C_{28} + C_{32} C_{27} C_{29})$ (36) $C_{34} = 1/12 + C_{18} - C_{21} - C_{18} C_{26}$ (37) $C_{35} = C_{18} C_{30}$ (38) $C_{36} = (C_{28} C_{35} C_{29} - C_{32} C_{34} C_{29})/C_{33}$ (39) $C_{37} = [0.5C_{26} C_{35} + C_{34} C_{31} C_{29} - (0.5C_{30} C_{34} + C_{35} C_{27} C_{29})]/C_{33}$ (40) $E_1 = C_{17} C_{36} + C_{18} + C_{19} C_{37}$ (41) $E_2 = C_{20} C_{36} + C_{21} + C_{22} C_{37}$ (42) $E_3 = C_{23} C_{36} + C_{24} + C_{25} C_{37}$ (43) $E_4 = 1/4 + C_{37}/12 + C_{36}/4 - E_3/5 - 3E_2/2 - E_1$ (44) $E_5 = E_1(1/2 + A/6) + E_2(1/4 + 11A/84) + E_3(1/70 + A/105)$ (45) $E_6 = E_5 - C_{36}(7/120 + A/36 + 3A/C) - 1/40 - A/72 - C_{37}(1/60 + A/120 + 1/C)$</p>	

表 9-8 F_1 、 V_1 系数

δ_1/δ_0	h/h_0	F_1	V_1	δ_1/δ_0	h/h_0	F_1	V_1
1.00	0.01	0.908 92	0.550 10	3.00	0.06	0.908 07	0.463 27
1.00	0.02	0.908 92	0.550 10	3.00	0.07	0.907 67	0.450 37
1.00	0.03	0.908 92	0.550 10	3.00	0.08	0.907 17	0.437 90
1.00	0.04	0.908 92	0.550 10	3.00	0.09	0.906 58	0.425 83
1.00	0.05	0.908 92	0.550 10	3.00	0.10	0.905 88	0.414 15
1.00	0.06	0.908 92	0.550 10				
1.00	0.07	0.908 92	0.550 10	3.50	0.01	0.908 94	0.533 41
1.00	0.08	0.908 92	0.550 10	3.50	0.02	0.908 97	0.517 27
1.00	0.09	0.908 92	0.550 10	3.50	0.03	0.908 99	0.501 66
1.00	0.10	0.908 92	0.550 10	3.50	0.04	0.908 98	0.486 56
				3.50	0.05	0.908 92	0.471 96
1.50	0.01	0.908 87	0.541 33	3.50	0.06	0.908 80	0.457 85
1.50	0.02	0.908 72	0.532 80	3.50	0.07	0.908 60	0.444 21
1.50	0.03	0.908 48	0.524 49	3.50	0.08	0.908 32	0.431 03
1.50	0.04	0.908 15	0.516 42	3.50	0.09	0.907 94	0.418 29
1.50	0.05	0.907 74	0.508 57	3.50	0.10	0.907 45	0.405 97
1.50	0.06	0.907 24	0.500 93				
1.50	0.07	0.906 66	0.493 51	4.00	0.01	0.908 97	0.532 55
1.50	0.08	0.906 00	0.486 29	4.00	0.02	0.909 08	0.515 58
1.50	0.09	0.905 27	0.479 27	4.00	0.03	0.909 22	0.499 20
1.50	0.10	0.904 47	0.472 45	4.00	0.04	0.909 37	0.483 37
				4.00	0.05	0.909 50	0.468 08
2.00	0.01	0.908 87	0.537 74	4.00	0.06	0.909 58	0.453 31
2.00	0.02	0.908 71	0.525 73	4.00	0.07	0.909 60	0.439 06
2.00	0.03	0.908 46	0.514 08	4.00	0.08	0.909 54	0.425 29
2.00	0.04	0.908 09	0.502 76	4.00	0.09	0.909 39	0.412 00
2.00	0.05	0.907 63	0.491 78	4.00	0.10	0.909 14	0.399 17
2.00	0.06	0.907 06	0.481 12				
2.00	0.07	0.906 40	0.470 78	4.50	0.01	0.909 00	0.531 77
2.00	0.08	0.905 63	0.460 74	4.50	0.02	0.909 19	0.514 07
2.00	0.09	0.904 77	0.451 01	4.50	0.03	0.909 47	0.496 99
2.00	0.10	0.903 82	0.441 56	4.50	0.04	0.909 78	0.480 50
				4.50	0.05	0.910 09	0.464 60
2.50	0.01	0.908 88	0.535 76	4.50	0.06	0.910 38	0.449 25
2.50	0.02	0.908 77	0.521 85	4.50	0.07	0.910 62	0.434 45
2.50	0.03	0.908 58	0.508 37	4.50	0.08	0.910 79	0.420 17
2.50	0.04	0.908 30	0.495 31	4.50	0.09	0.910 87	0.406 40
2.50	0.05	0.907 92	0.482 65	4.50	0.10	0.910 84	0.393 12
2.50	0.06	0.907 45	0.470 37				
2.50	0.07	0.906 88	0.458 48	5.00	0.01	0.909 03	0.531 03
2.50	0.08	0.906 20	0.446 96	5.00	0.02	0.909 31	0.512 65
2.50	0.09	0.905 43	0.435 80	5.00	0.03	0.909 71	0.494 92
2.50	0.10	0.904 55	0.424 99	5.00	0.04	0.910 19	0.477 83
				5.00	0.05	0.910 69	0.461 35
3.00	0.01	0.908 91	0.534 43	5.00	0.06	0.911 19	0.445 47
3.00	0.02	0.908 86	0.519 26	5.00	0.07	0.911 64	0.430 17
3.00	0.03	0.908 77	0.504 57	5.00	0.08	0.912 04	0.415 42
3.00	0.04	0.908 61	0.490 35	5.00	0.09	0.912 34	0.401 21
3.00	0.05	0.908 38	0.476 59	5.00	0.10	0.912 54	0.387 52

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.001	1.91	1000.50	1899.43	2078.85	1.041	1.90	24.90	47.81	53.10
1.002	1.91	500.50	951.81	1052.80	1.042	1.90	24.32	46.71	51.33
1.003	1.91	333.83	637.56	700.80	1.043	1.90	23.77	45.64	50.15
1.004	1.91	250.50	478.04	525.45	1.044	1.90	23.23	44.64	49.05
1.005	1.91	200.50	383.67	421.72	1.045	1.90	22.74	43.69	48.02
1.006	1.91	167.17	319.71	351.42	1.046	1.90	22.05	42.75	46.99
1.007	1.91	143.36	274.11	301.30	1.047	1.90	21.79	41.87	46.03
1.008	1.91	125.50	239.95	263.75	1.048	1.90	21.35	41.02	45.09
1.009	1.91	111.61	213.40	234.42	1.049	1.90	20.92	40.21	44.21
1.010	1.91	100.50	192.19	211.19	1.050	1.89	20.51	39.43	43.34
1.011	1.91	91.41	174.83	192.13	1.051	1.89	20.12	38.68	42.51
1.012	1.91	83.84	160.38	176.25	1.052	1.89	19.74	37.96	41.73
1.013	1.91	77.43	148.06	162.81	1.053	1.89	19.38	37.27	40.69
1.014	1.91	71.93	137.69	151.30	1.054	1.89	19.03	36.60	40.23
1.015	1.91	67.17	128.61	141.33	1.055	1.89	18.69	35.96	39.64
1.016	1.90	63.00	120.56	132.49	1.056	1.89	18.38	35.34	38.84
1.017	1.90	59.33	111.98	124.81	1.057	1.89	18.06	34.74	38.19
1.018	1.90	56.06	107.36	118.00	1.058	1.89	17.76	34.17	37.56
1.019	1.90	53.14	101.72	111.78	1.059	1.89	17.47	33.92	36.95
1.020	1.90	50.51	96.73	106.30	1.060	1.89	17.18	33.64	36.34
1.021	1.90	48.12	92.21	101.33	1.061	1.89	16.91	32.55	35.78
1.022	1.90	45.96	88.04	96.75	1.062	1.89	16.64	32.04	35.21
1.023	1.90	43.98	84.30	92.64	1.063	1.89	16.40	31.55	34.68
1.024	1.90	42.17	80.81	88.81	1.064	1.89	16.15	31.08	34.17
1.025	1.90	40.51	77.61	85.29	1.065	1.89	15.90	30.61	33.65
1.026	1.90	38.97	74.70	82.09	1.066	1.89	15.67	30.17	33.17
1.027	1.90	37.54	77.97	79.08	1.067	1.89	15.45	29.74	32.69
1.028	1.90	36.22	69.43	76.30	1.068	1.89	15.22	29.32	32.22
1.029	1.90	34.99	67.11	73.75	1.069	1.89	15.02	28.91	31.79
1.030	1.90	33.84	64.91	71.33	1.070	1.89	14.80	28.51	31.34
1.031	1.90	32.76	62.85	69.06	1.071	1.89	14.61	28.13	30.92
1.032	1.90	31.76	60.92	66.94	1.072	1.89	14.41	27.76	30.51
1.033	1.90	30.81	59.11	63.95	1.073	1.89	14.22	27.39	30.11
1.034	1.90	29.92	57.41	63.08	1.074	1.88	14.04	27.04	29.72
1.035	1.90	29.08	55.80	61.32	1.075	1.88	13.85	26.69	29.34
1.036	1.90	28.29	54.29	59.66	1.076	1.88	13.68	26.36	28.96
1.037	1.90	27.54	52.85	58.08	1.077	1.88	13.56	26.03	28.69
1.038	1.90	26.83	51.50	56.59	1.078	1.88	13.35	25.72	28.27
1.039	1.90	26.15	50.21	55.17	1.079	1.88	13.18	25.40	27.92
1.040	1.90	25.51	48.97	53.82	1.080	1.88	13.02	25.10	27.59

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U (续)

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.081	1.88	12.87	24.81	27.27	1.121	1.87	8.79	17.00	18.68
1.082	1.88	12.72	24.52	26.95	1.122	1.87	8.72	16.87	18.54
1.083	1.88	12.57	24.24	26.65	1.123	1.87	8.66	16.74	18.40
1.084	1.88	12.43	24.00	26.34	1.124	1.87	8.59	16.62	18.26
1.085	1.88	12.29	23.69	26.05	1.125	1.87	8.53	16.49	18.11
1.086	1.88	12.15	23.44	25.57	1.126	1.87	8.47	16.37	17.99
1.087	1.88	12.02	23.18	25.48	1.127	1.87	8.40	16.25	17.86
1.088	1.88	11.89	22.93	25.02	1.128	1.87	8.34	16.14	17.73
1.089	1.88	11.76	22.68	24.93	1.129	1.87	8.28	16.02	17.60
1.090	1.88	11.63	22.44	24.66	1.130	1.87	8.22	15.91	17.48
1.091	1.88	11.52	22.22	24.41	1.131	1.87	8.16	15.79	17.35
1.092	1.88	11.40	21.99	24.16	1.132	1.87	8.11	15.68	17.24
1.093	1.88	11.28	21.76	23.91	1.133	1.86	8.05	15.57	17.11
1.094	1.88	11.16	21.54	23.67	1.134	1.86	7.99	15.46	16.99
1.095	1.88	11.05	21.32	23.44	1.135	1.86	7.94	15.36	16.90
1.096	1.88	10.94	21.11	23.20	1.136	1.86	7.88	15.26	16.77
1.097	1.88	10.83	20.91	22.97	1.137	1.86	7.83	15.15	16.65
1.098	1.88	10.73	20.71	22.75	1.138	1.86	7.78	15.05	16.54
1.099	1.88	10.62	20.51	22.39	1.139	1.86	7.73	14.95	16.43
1.100	1.88	10.52	20.31	22.18	1.140	1.86	7.68	14.86	16.35
1.101	1.88	10.43	20.15	22.12	1.141	1.86	7.62	14.76	16.22
1.102	1.88	10.33	19.94	21.92	1.142	1.86	7.57	14.66	16.11
1.103	1.88	10.23	19.76	21.72	1.143	1.86	7.53	14.57	16.01
1.104	1.88	10.14	19.58	21.52	1.144	1.86	7.48	14.48	15.91
1.105	1.88	10.05	19.38	21.30	1.145	1.86	7.43	14.39	15.83
1.106	1.88	9.96	19.33	21.14	1.146	1.86	7.38	14.29	15.71
1.107	1.87	9.87	19.07	20.96	1.147	1.86	7.34	14.20	15.61
1.108	1.87	9.78	18.90	20.77	1.148	1.86	7.29	14.12	15.51
1.109	1.87	9.70	18.74	20.59	1.149	1.86	7.25	14.03	15.42
1.110	1.87	9.62	18.55	20.38	1.150	1.86	7.20	13.95	15.34
1.111	1.87	9.54	18.42	20.25	1.151	1.86	7.16	13.86	15.23
1.112	1.87	9.46	18.27	20.08	1.152	1.86	7.11	13.77	15.14
1.113	1.87	9.38	18.13	19.91	1.153	1.86	7.07	13.69	15.05
1.114	1.87	9.30	17.97	19.75	1.154	1.86	7.03	13.61	14.96
1.115	1.87	9.22	17.81	19.55	1.155	1.86	6.99	13.54	14.87
1.116	1.87	9.15	17.68	19.43	1.156	1.86	6.95	13.45	14.78
1.117	1.87	9.07	17.54	19.27	1.157	1.86	6.91	13.37	14.70
1.118	1.87	9.00	17.40	19.12	1.158	1.86	6.87	13.30	14.61
1.119	1.87	8.94	17.27	18.98	1.159	1.86	6.83	13.22	14.53
1.120	1.87	8.86	17.13	18.80	1.160	1.86	6.79	13.15	14.45

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U (续)

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.161	1.85	6.75	13.07	14.36	1.201	1.84	5.52	10.70	11.76
1.162	1.85	6.71	13.00	14.28	1.202	1.84	5.50	10.65	11.71
1.163	1.85	6.67	12.92	14.20	1.203	1.84	5.47	10.61	11.66
1.164	1.85	6.64	12.85	14.12	1.204	1.84	5.45	10.56	11.61
1.165	1.85	6.60	12.78	14.04	1.205	1.84	5.42	10.52	11.56
1.166	1.85	6.56	12.71	13.97	1.206	1.84	5.40	10.47	11.51
1.167	1.85	6.53	12.64	13.89	1.207	1.84	5.38	10.43	11.46
1.168	1.85	6.49	12.58	13.82	1.208	1.84	5.35	10.38	11.41
1.169	1.85	6.46	12.51	13.74	1.209	1.84	5.33	10.34	11.36
1.170	1.85	6.42	12.43	13.66	1.210	1.84	5.31	10.30	11.32
1.171	1.85	6.39	12.38	13.60	1.211	1.83	5.29	10.25	11.27
1.172	1.85	6.35	12.31	13.53	1.212	1.83	5.27	10.21	11.22
1.173	1.85	6.32	12.25	13.46	1.213	1.83	5.24	10.16	11.17
1.174	1.85	6.29	12.18	13.39	1.214	1.83	5.22	10.12	11.12
1.175	1.85	6.25	12.10	13.30	1.215	1.83	5.20	10.09	11.09
1.176	1.85	6.22	12.06	13.25	1.216	1.83	5.18	10.04	11.03
1.177	1.85	6.19	12.00	13.18	1.217	1.83	5.16	10.00	10.99
1.178	1.85	6.16	11.93	13.11	1.218	1.83	5.14	9.96	10.94
1.179	1.85	6.13	11.87	13.05	1.219	1.83	5.12	9.92	10.90
1.180	1.85	6.10	11.79	12.96	1.220	1.83	5.10	9.89	10.87
1.181	1.85	6.07	11.76	12.92	1.221	1.83	5.07	9.84	10.81
1.182	1.85	6.04	11.70	12.86	1.222	1.83	5.05	9.80	10.77
1.183	1.85	6.01	11.64	12.79	1.223	1.83	5.03	9.76	10.73
1.184	1.85	5.98	11.58	12.73	1.224	1.83	5.01	9.72	10.68
1.185	1.85	5.95	11.50	12.64	1.225	1.83	5.00	9.69	10.65
1.186	1.85	5.92	11.47	12.61	1.226	1.83	4.98	9.65	10.60
1.187	1.85	5.89	11.42	12.54	1.227	1.83	4.96	9.61	10.56
1.188	1.85	5.86	11.36	12.49	1.228	1.83	4.94	9.57	10.52
1.189	1.85	5.83	11.31	12.43	1.229	1.83	4.92	9.53	10.48
1.190	1.84	5.81	11.26	12.37	1.230	1.83	4.90	9.50	10.44
1.191	1.84	5.78	11.20	12.31	1.231	1.83	4.88	9.46	10.40
1.192	1.84	5.75	11.15	12.25	1.232	1.83	4.86	9.43	10.36
1.193	1.84	5.73	11.10	12.20	1.233	1.83	4.84	9.39	10.32
1.194	1.84	5.70	11.05	12.14	1.234	1.83	4.83	9.36	10.28
1.195	1.84	5.67	11.00	12.08	1.235	1.83	4.81	9.32	10.24
1.196	1.84	5.65	10.95	12.03	1.236	1.82	4.79	9.29	10.20
1.197	1.84	5.62	10.90	11.97	1.237	1.82	4.77	9.25	10.17
1.198	1.84	5.60	10.85	11.92	1.238	1.82	4.76	9.22	10.13
1.199	1.84	5.57	10.80	11.87	1.239	1.82	4.74	9.18	10.09
1.200	1.84	5.55	10.75	11.81	1.240	1.82	4.72	9.15	10.05

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U (续)

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.241	1.82	4.70	9.12	10.02	1.281	1.81	4.12	7.98	8.77
1.242	1.82	4.69	9.08	9.98	1.282	1.81	4.11	7.96	8.74
1.243	1.82	4.67	9.05	9.95	1.283	1.80	4.10	7.93	8.71
1.244	1.82	4.65	9.02	9.91	1.284	1.80	4.08	7.91	8.69
1.245	1.82	4.64	8.99	9.87	1.285	1.80	4.07	7.89	8.66
1.246	1.82	4.62	8.95	9.84	1.286	1.80	4.06	7.86	8.64
1.247	1.82	4.60	8.92	9.81	1.287	1.80	4.05	7.84	8.61
1.248	1.82	4.59	8.89	9.77	1.288	1.80	4.04	7.81	8.59
1.249	1.82	4.57	8.86	9.74	1.289	1.80	4.02	7.79	8.56
1.250	1.82	4.56	8.83	9.70	1.290	1.80	4.01	7.77	8.53
1.251	1.82	4.54	8.80	9.67	1.291	1.80	4.00	7.75	8.51
1.252	1.82	4.52	8.77	9.64	1.292	1.80	3.99	7.72	8.48
1.253	1.82	4.51	8.74	9.60	1.293	1.80	3.98	7.70	8.46
1.254	1.82	4.49	8.71	9.57	1.294	1.80	3.97	7.68	8.43
1.255	1.82	4.48	8.68	9.54	1.295	1.80	3.95	7.66	8.41
1.256	1.82	4.46	8.65	9.51	1.296	1.80	3.94	7.63	8.39
1.257	1.82	4.45	8.62	9.47	1.297	1.80	3.93	7.61	8.36
1.258	1.81	4.43	8.59	9.44	1.298	1.80	3.92	7.59	8.33
1.259	1.81	4.42	8.56	9.41	1.299	1.80	3.91	7.57	8.31
1.260	1.81	4.40	8.53	9.38	1.300	1.80	3.90	7.55	8.29
1.261	1.81	4.39	8.51	9.35	1.301	1.80	3.89	7.53	8.27
1.262	1.81	4.37	8.49	9.32	1.302	1.80	3.88	7.50	8.24
1.263	1.81	4.36	8.45	9.28	1.303	1.80	3.87	7.48	8.22
1.264	1.81	4.35	8.42	9.25	1.304	1.80	3.86	7.46	8.20
1.265	1.81	4.33	8.39	9.23	1.305	1.80	3.84	7.44	8.18
1.266	1.81	4.32	8.37	9.19	1.306	1.80	3.83	7.42	8.16
1.267	1.81	4.30	8.34	9.16	1.307	1.80	3.82	7.40	8.13
1.268	1.81	4.29	8.31	9.14	1.308	1.79	3.81	7.38	8.11
1.269	1.81	4.28	8.29	9.11	1.309	1.79	3.80	7.36	8.09
1.270	1.81	4.26	8.26	9.08	1.310	1.79	3.79	7.34	8.07
1.271	1.81	4.25	8.23	9.05	1.311	1.79	3.78	7.32	8.05
1.272	1.81	4.24	8.21	9.02	1.312	1.79	3.77	7.30	8.02
1.273	1.81	4.22	8.18	8.99	1.313	1.79	3.76	7.28	8.00
1.274	1.81	4.21	8.15	8.96	1.314	1.79	3.75	7.26	7.98
1.275	1.81	4.20	8.13	8.93	1.315	1.79	3.74	7.24	7.96
1.276	1.81	4.18	8.11	8.91	1.316	1.79	3.73	7.22	7.94
1.277	1.81	4.17	8.08	8.88	1.317	1.79	3.72	7.20	7.92
1.278	1.81	4.16	8.05	8.85	1.318	1.79	3.71	7.18	7.89
1.279	1.81	4.15	8.03	8.82	1.319	1.79	3.70	7.16	7.87
1.280	1.81	4.13	8.01	8.79	1.320	1.79	3.69	7.14	7.85

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U (续)

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.321	1.79	3.68	7.12	7.83	1.361	1.77	3.35	6.45	7.09
1.322	1.79	3.67	7.10	7.81	1.362	1.77	3.34	6.44	7.08
1.323	1.79	3.67	7.09	7.79	1.363	1.77	3.33	6.42	7.06
1.324	1.79	3.66	7.07	7.77	1.364	1.77	3.32	6.41	7.04
1.325	1.79	3.65	7.05	7.75	1.365	1.77	3.32	6.39	7.03
1.326	1.79	3.64	7.03	7.73	1.366	1.77	3.31	6.38	7.01
1.327	1.79	3.63	7.01	7.71	1.367	1.77	3.30	6.37	7.00
1.328	1.78	3.62	7.00	7.69	1.368	1.77	3.30	6.35	6.98
1.329	1.78	3.61	6.98	7.67	1.369	1.77	3.29	6.34	6.97
1.330	1.78	3.60	6.96	7.65	1.370	1.77	3.28	6.32	6.95
1.331	1.78	3.59	6.94	7.63	1.371	1.77	3.27	6.31	6.93
1.332	1.78	3.58	6.92	7.61	1.372	1.77	3.27	6.30	6.91
1.333	1.78	3.57	6.91	7.59	1.373	1.77	3.26	6.28	6.90
1.334	1.78	3.57	6.89	7.57	1.374	1.77	3.25	6.27	6.89
1.335	1.78	3.56	6.87	7.55	1.375	1.77	3.25	6.25	6.87
1.336	1.78	3.55	6.85	7.53	1.376	1.77	3.24	6.24	6.86
1.337	1.78	3.54	6.84	7.51	1.377	1.77	3.23	6.22	6.84
1.338	1.78	3.53	6.82	7.50	1.378	1.77	3.22	6.21	6.82
1.339	1.78	3.52	6.81	7.48	1.379	1.77	3.22	6.19	6.81
1.340	1.78	3.51	6.79	7.46	1.380	1.77	3.21	6.18	6.80
1.341	1.78	3.51	6.77	7.44	1.381	1.76	3.20	6.17	6.79
1.342	1.78	3.50	6.76	7.42	1.382	1.76	3.20	6.16	6.77
1.343	1.78	3.49	6.74	7.41	1.383	1.76	3.19	6.14	6.75
1.344	1.78	3.48	6.72	7.39	1.384	1.76	3.18	6.13	6.74
1.345	1.78	3.47	6.71	7.37	1.385	1.76	3.18	6.12	6.73
1.346	1.78	3.46	6.69	7.35	1.386	1.76	3.17	6.11	6.72
1.347	1.78	3.46	6.68	7.33	1.387	1.76	3.16	6.10	6.70
1.348	1.78	3.45	6.66	7.32	1.388	1.76	3.16	6.08	6.68
1.349	1.78	3.44	6.65	7.30	1.389	1.76	3.15	6.07	6.67
1.350	1.78	3.43	6.63	7.28	1.390	1.76	3.15	6.06	6.66
1.351	1.78	3.42	6.61	7.27	1.391	1.76	3.14	6.05	6.64
1.352	1.78	3.42	6.60	7.25	1.392	1.76	3.13	6.04	6.63
1.353	1.77	3.41	6.58	7.23	1.393	1.76	3.13	6.02	6.61
1.354	1.77	3.40	6.57	7.21	1.394	1.76	3.12	6.01	6.60
1.355	1.77	3.39	6.55	7.19	1.395	1.76	3.11	6.00	6.59
1.356	1.77	3.38	6.53	7.17	1.396	1.76	3.11	5.99	6.58
1.357	1.77	3.38	6.52	7.16	1.397	1.76	3.10	5.98	6.56
1.358	1.77	3.37	6.50	7.14	1.398	1.75	3.10	5.96	6.55
1.359	1.77	3.36	6.49	7.12	1.399	1.75	3.09	5.95	6.53
1.360	1.77	3.35	6.47	7.11	1.400	1.75	3.08	5.94	6.52

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U (续)

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.401	1.75	3.08	5.93	6.50	1.441	1.74	2.86	5.49	6.02
1.402	1.75	3.07	5.92	6.49	1.442	1.74	2.85	5.48	6.01
1.403	1.75	3.07	5.90	6.47	1.443	1.74	2.85	5.47	6.00
1.404	1.75	3.06	5.89	6.46	1.444	1.74	2.84	5.46	5.99
1.405	1.75	3.05	5.88	6.45	1.445	1.74	2.84	5.45	5.98
1.406	1.75	3.05	5.87	6.44	1.446	1.74	2.83	5.44	5.97
1.407	1.75	3.04	5.86	6.43	1.447	1.73	2.83	5.43	5.96
1.408	1.75	3.04	5.84	6.41	1.448	1.73	2.82	5.42	5.95
1.409	1.75	3.03	5.83	6.40	1.449	1.73	2.82	5.41	5.94
1.410	1.75	3.02	5.82	6.39	1.450	1.73	2.81	5.40	5.93
1.411	1.75	3.02	5.81	6.38	1.451	1.73	2.81	5.39	5.92
1.412	1.75	3.01	5.80	6.37	1.452	1.73	2.80	5.38	5.91
1.413	1.75	3.01	5.78	6.35	1.453	1.73	2.80	5.37	5.90
1.414	1.75	3.00	5.77	6.34	1.454	1.73	2.80	5.36	5.89
1.415	1.75	3.00	5.76	6.33	1.455	1.73	2.79	5.35	5.88
1.416	1.75	2.99	5.75	6.32	1.456	1.73	2.79	5.34	5.87
1.417	1.75	2.98	5.74	6.31	1.457	1.73	2.78	5.33	5.86
1.418	1.75	2.98	5.72	6.29	1.458	1.73	2.78	5.32	5.85
1.419	1.75	2.97	5.71	6.28	1.459	1.73	2.77	5.31	5.84
1.420	1.75	2.97	5.70	6.27	1.460	1.73	2.77	5.30	5.83
1.421	1.75	2.96	5.69	6.26	1.461	1.73	2.76	5.29	5.82
1.422	1.75	2.96	5.68	6.25	1.462	1.73	2.76	5.28	5.80
1.423	1.75	2.95	5.67	6.23	1.463	1.73	2.75	5.27	5.79
1.424	1.74	2.95	5.66	6.22	1.464	1.73	2.75	5.26	5.78
1.425	1.74	2.94	5.65	6.21	1.465	1.73	2.74	5.25	5.77
1.426	1.74	2.94	5.64	6.20	1.466	1.73	2.74	5.24	5.76
1.427	1.74	2.93	5.63	6.19	1.467	1.73	2.74	5.23	5.74
1.428	1.74	2.92	5.62	6.17	1.468	1.72	2.73	5.22	5.73
1.429	1.74	2.92	5.61	6.16	1.469	1.72	2.73	5.21	5.72
1.430	1.74	2.91	5.60	6.15	1.470	1.72	2.72	5.20	5.71
1.431	1.74	2.91	5.59	6.14	1.471	1.72	2.72	5.19	5.70
1.432	1.74	2.90	5.58	6.13	1.472	1.72	2.71	5.18	5.69
1.433	1.74	2.90	5.57	6.11	1.473	1.72	2.71	5.18	5.68
1.434	1.74	2.89	5.56	6.10	1.474	1.72	2.71	5.17	5.67
1.435	1.74	2.89	5.55	6.09	1.475	1.72	2.70	5.16	5.66
1.436	1.74	2.88	5.54	6.08	1.476	1.72	2.70	5.15	5.65
1.437	1.74	2.88	5.53	6.07	1.477	1.72	2.69	5.14	5.64
1.438	1.74	2.87	5.52	6.05	1.478	1.72	2.69	5.14	5.63
1.439	1.74	2.87	5.51	6.04	1.479	1.72	2.68	5.13	5.62
1.440	1.74	2.86	5.50	6.03	1.480	1.72	2.68	5.12	5.61

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U (续)

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.481	1.72	2.68	5.11	5.60	1.521	1.70	2.52	4.79	5.28
1.482	1.72	2.67	5.10	5.59	1.522	1.70	2.52	4.79	5.27
1.483	1.72	2.67	5.10	5.59	1.523	1.70	2.52	4.78	5.27
1.484	1.72	2.66	5.09	5.58	1.524	1.70	2.51	4.78	5.26
1.485	1.72	2.66	5.08	5.57	1.525	1.70	2.51	4.77	5.25
1.486	1.72	2.66	5.07	5.56	1.526	1.70	2.51	4.77	5.24
1.487	1.72	2.65	5.06	5.55	1.527	1.70	2.50	4.76	5.23
1.488	1.72	2.65	5.06	5.55	1.528	1.70	2.50	4.76	5.23
1.489	1.72	2.64	5.05	5.54	1.529	1.70	2.49	4.75	5.22
1.490	1.72	2.64	5.04	5.53	1.530	1.70	2.49	4.74	5.21
1.491	1.72	2.64	5.03	5.52	1.531	1.70	2.49	4.73	5.20
1.492	1.72	2.63	5.02	5.51	1.532	1.70	2.48	4.72	5.19
1.493	1.71	2.63	5.02	5.51	1.533	1.70	2.48	4.72	5.19
1.494	1.71	2.62	5.01	5.50	1.534	1.70	2.48	4.71	5.17
1.495	1.71	2.62	5.00	5.49	1.535	1.70	2.47	4.70	5.17
1.496	1.71	2.62	4.99	5.48	1.536	1.70	2.47	4.69	5.16
1.497	1.71	2.61	4.98	5.47	1.537	1.70	2.47	4.68	5.15
1.498	1.71	2.61	4.98	5.47	1.538	1.69	2.46	4.68	5.15
1.499	1.71	2.60	4.97	5.46	1.539	1.69	2.46	4.67	5.14
1.500	1.71	2.60	4.96	5.45	1.540	1.69	2.46	4.66	5.13
1.501	1.71	2.60	4.95	5.44	1.541	1.69	2.45	4.66	5.12
1.502	1.71	2.59	4.94	5.43	1.542	1.69	2.45	4.65	5.11
1.503	1.71	2.59	4.94	5.43	1.543	1.69	2.45	4.64	5.11
1.504	1.71	2.58	4.93	5.42	1.544	1.69	2.45	4.64	5.10
1.505	1.71	2.58	4.92	5.41	1.545	1.69	2.44	4.63	5.09
1.506	1.71	2.58	4.91	5.40	1.546	1.69	2.44	4.63	5.08
1.507	1.71	2.57	4.90	5.39	1.547	1.69	2.44	4.62	5.07
1.508	1.71	2.57	4.90	5.39	1.548	1.69	2.43	4.62	5.07
1.509	1.71	2.57	4.89	5.38	1.549	1.69	2.43	4.61	5.06
1.510	1.71	2.56	4.88	5.37	1.550	1.69	2.43	4.60	5.05
1.511	1.71	2.56	4.87	5.36	1.551	1.69	2.42	4.60	5.05
1.512	1.71	2.56	4.86	5.35	1.552	1.69	2.42	4.59	5.04
1.513	1.71	2.55	4.86	5.35	1.553	1.69	2.42	4.58	5.03
1.514	1.71	2.55	4.85	5.34	1.554	1.69	2.41	4.58	5.03
1.515	1.71	2.54	4.84	5.33	1.555	1.69	2.41	4.57	5.02
1.516	1.71	2.54	4.83	5.32	1.556	1.69	2.41	4.57	5.02
1.517	1.71	2.54	4.82	5.31	1.557	1.69	2.40	4.56	5.01
1.518	1.71	2.53	4.82	5.31	1.558	1.69	2.40	4.56	5.00
1.519	1.70	2.53	4.81	5.30	1.559	1.69	2.40	4.55	4.99
1.520	1.70	2.53	4.80	5.29	1.560	1.69	2.40	4.54	4.99

表 9-9 系数 K 、 T 、 Z 、 Y 、 U (续)

K	T	Z	Y	U	K	T	Z	Y	U
1.561	1.69	2.39	4.54	4.98	1.571	1.68	2.36	4.47	4.91
1.562	1.69	2.39	4.53	4.97	1.572	1.68	2.36	4.47	4.91
1.563	1.68	2.39	4.52	4.97	1.573	1.68	2.36	4.46	4.90
1.564	1.68	2.38	4.51	4.96	1.574	1.68	2.35	4.46	4.89
1.565	1.68	2.38	4.51	4.95	1.575	1.68	2.35	4.45	4.89
1.566	1.68	2.38	4.50	4.95	1.576	1.68	2.35	4.44	4.88
1.567	1.68	2.37	4.50	4.94	1.577	1.68	2.35	4.44	4.88
1.568	1.68	2.37	4.49	4.93	1.578	1.68	2.34	4.43	4.87
1.569	1.68	2.37	4.48	4.92	1.579	1.68	2.34	4.42	4.86
1.570	1.68	2.37	4.48	4.92	1.580	1.68	2.34	4.42	4.86



附 录 A
(规范性)
非圆形截面容器

A.1 通则

A.1.1 本附录规定了非圆形截面容器的设计、制造和验收。

A.1.2 本附录给出的设计方法所适用的容器其截面形状为矩形、长圆形和椭圆形,如图 A.1~图 A.8、图 A.10~图 A.14 所示。其他形状截面的非圆容器可采用其他方法计算薄膜应力和弯曲应力,然后按本附录的强度条件进行校核。

A.1.3 本附录的计算公式仅考虑内压载荷引起的薄膜应力和弯曲应力,对于由其他机械载荷(如支座、接管或其他构件产生的反作用力)引起的局部应力以及热应力应按其他合适的方法进行计算,强度条件可按 A.3 确定。

A.1.4 本附录的计算公式适用于容器纵横比(容器长度与横截面内侧长边长度或长轴之比)大于 4 的情况。对于纵横比小于 4 的容器,仍可用本附录的公式进行计算,但结果将偏于保守。若考虑端盖的加强作用,也可采用更精确的方法进行设计计算。

A.1.5 按本附录进行容器的设计计算时,应先确定结构尺寸(如厚度、加强件尺寸等),然后按要求进行应力计算和校核,直至满足强度要求为止。

A.2 符号

下列符号适用于本附录。

A	——参数,见表 A.1, mm。
A_1	——短边侧板上加强件的横截面积, mm^2 。
A_2	——长边侧板上加强件的横截面积, mm^2 。
A_3	——参数,见表 A.1, mm。
A_s	——矩形截面容器侧板总截面积, mm^2 。
a	——椭圆截面中面长轴半径(见图 A.5), mm。
B	——参数,见表 A.1, mm^2 。
b	——椭圆截面中面短轴半径(见图 A.5), mm。
C_1	——参数,见表 A.1, mm^2 。
C_2	——参数,见表 A.1, mm^2 。
c	——板截面或板与加强件组合截面中性轴至计算截面内表面的距离 c_i 或至计算截面外表面的距离 c_o 。在对内、外表面的弯曲应力计算中,应分别以 c_i 或 c_o 代入, mm。
c_e	——用于计算矩形截面容器组合截面惯性矩的轴线至外壁的最大距离, mm。
D_1	——参数,见表 A.1, mm^3 。
D_2	——参数,见表 A.1, mm^3 。
d_j	——焊缝至中心线的距离(见图 A.1~图 A.4, 图 A.6~图 A.8), mm。
E	——常温时材料的弹性模量, MPa。
E'	——设计温度下材料的弹性模量, MPa。
F	——参数,见表 A.1。
H	——矩形容器短边内侧长度, mm。
H_1	——矩形容器短边加强件中心线长度(见图 A.6), mm。

- H_0 —— 矩形容器短边外侧长度, mm。
- h —— 矩形容器长边内侧长度, mm。
- h_1 —— 矩形容器长边加强件中心线长度(见图 A.6), mm。
- h_0 —— 矩形容器长边外侧长度, mm。
- I —— 矩形截面容器最小截面惯性矩, mm^4 。
- I_1, I_2 —— 短边侧板和长边侧板截面的惯性矩, 计算式见表 A.1, mm^4 。
- I_{11} —— 在有效宽度 W 范围内, 厚度为 δ_1 的侧板与加强件组合截面惯性矩, mm^4 。
- I_{21} —— 在有效宽度 W 范围内, 厚度为 δ_2 的侧板与加强件组合截面惯性矩, mm^4 。
- I_{22} —— 非对称矩形截面容器中厚度为 δ_{22} 的侧板的惯性矩, mm^4 。
- J —— 应力参数, 见表 A.3。
- J_2 —— 应力参数, 见表 A.2。
- J_3 —— 应力参数, 见表 A.2。
- K —— 参数, 见表 A.1。
- K_1 —— 参数, 见表 A.1。
- K_2 —— 参数, 见表 A.1。
- k —— 参数, 见表 A.1。
- k_1 —— 参数, 见表 A.1。
- k_2 —— 参数, 见表 A.1。
- L —— 无外加强或外加强的长圆形截面容器(见图 A.4 和图 A.8)以及无外加强带圆角矩形截面容器(见图 A.3)的长边侧板半长, mm。
- L_0 —— 外加强带圆角矩形截面容器长边上加强件的半长(见图 A.7), mm。
- L_1 —— 容器轴向长度, mm。
- L_{11} —— 外加强带圆角矩形截面容器长边上加强件边缘到圆角边缘的距离(见图 A.7), mm。
- L_h —— 孔中心矩, mm。
- L_s —— 加强件起加强作用的有效宽度, 对非加强容器取 1, mm。
- l_0 —— 外加强带圆角矩形截面容器短边上加强件的半长(见图 A.7), mm。
- l_1 —— 无外加强带圆角矩形截面容器(见图 A.3)的短边侧板半长, mm。
- l_{11} —— 外加强带圆角矩形截面容器短边上加强件边缘到圆角边缘的距离(见图 A.7), mm。
- M_A, M_r —— 弯矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$ 。
- N —— 参数, 见表 A.1。
- p_c —— 计算压力, MPa。
- R —— 椭圆形截面容器大圆弧区中面半径(见图 A.5 和图 A.10), 计算式见表 A.1, mm。
- $R_{eL}, R_{p0.2}$ —— 常温下材料屈服点, MPa。
- $R_{eL}^t, R_{p0.2}^t$ —— 设计温度下材料屈服点, MPa。
- r —— 长圆形截面容器内半径(见图 A.4)或椭圆形截面容器小圆弧区中面半径(见图 A.5 和图 A.10)。当为椭圆形截面容器小圆弧区中面半径时, 计算式见表 A.1, mm。
- W —— 有效板宽, mm。
- y_c —— 矩形截面容器的四块侧板截面形心至端板中心的投影距离(沿端板法线), mm。
- α —— 参数, 见表 A.1。
- α_1 —— 参数, 见表 A.1。
- α_2 —— 参数, 见表 A.1。
- α_3 —— 参数, 见表 A.1。
- β —— 系数, 见表 A.1。

- δ_1 —— 容器短边侧板的有效厚度, mm。
- δ_2 —— 容器长边侧板的有效厚度, mm。
- δ_3, δ_4 —— 拉撑板的有效厚度, mm。
- δ_5 —— 端板的有效厚度, mm。
- δ_{22} —— 非对称矩形截面容器长边侧板中较厚件的有效厚度, mm。
- γ —— 参数, 见表 A.1。
- γ_1 —— 参数, 见表 A.1。
- η_b —— 针对弯曲应力的开孔削弱系数。
- η_m —— 针对薄膜应力的开孔削弱系数。
- μ —— 侧板和端板材料的泊松比。
- σ_b —— 弯曲应力, MPa。
- σ_m —— 薄膜应力, MPa。
- σ_T —— 总应力, MPa。
- $[\sigma]^t$ —— 设计温度下材料的许用应力, MPa。
- ϕ —— 焊接接头系数。
- φ —— 参数, 见表 A.1。

表 A.1 计算参数表

序号	计算参数表达式	单位
1	$A = r(2\gamma + \pi\alpha_2)$	mm
2	$A_3 = r_1(2\gamma_1 + \pi)$	mm
3	$B = r^2(\gamma^2 + \pi\gamma\alpha_2 + 2\alpha_2)$	mm ²
4	$C_1 = r^2(2\gamma^2 + 3\pi\gamma\alpha_2 + 12\alpha_2)$	mm ²
5	$C_2 = r_1^2(2\gamma_1^2 + 3\pi\gamma_1 + 12)$	mm ²
6	$D_1 = r^3(\gamma^3 + 2\pi\gamma^2\alpha_2 + 12\gamma\alpha_2 + 2\pi\alpha_2)$	mm ³
7	$D_2 = r^3(4\gamma^3 + 6\pi\gamma^2\alpha_2 + 24\gamma\alpha_2 + 3\pi\alpha_2)$	mm ³
8	$F = (3AD_1 - 2BC_1)/(AD_2 - 6B^2)$	
9	$I_1 = L_s \cdot \delta_1^3/12$	mm ⁴
10	$I_2 = L_s \cdot \delta_2^3/12$	mm ⁴
11	$K = (I_2/I_1)\alpha$	
12	$K_1 = 2k_2 + 3$	
13	$K_2 = 3k_1 + 2k_2$	
14	$k = (I_{21}/I_{11})\alpha$	
15	$k_1 = (I_{22}/I_2)$	
16	$k_2 = (I_{22}/I_1)\alpha$	
17	$N = K_1K_2 - k_2^2$	
18	$R = \frac{\sqrt{a^2 + b^2} [\sqrt{a^2 + b^2} + (a - b)]}{2b}$	mm

表 A.1 计算参数表 (续)

序号	计算参数表达式	单位
19	$r = \frac{\sqrt{a^2 + b^2} [\sqrt{a^2 + b^2} - (a - b)]}{2a}$	mm
20	$\alpha = H/h$	
21	$\alpha_1 = H_1/h_1$	
22	$\alpha_2 = I_2/I_1$	
23	$\alpha_3 = L/l_1$	
24	$\beta = h/L_s \text{ 或 } H/L_s$	
25	$\gamma = Lr$	
26	$\gamma_1 = L/r_1$	
27	$\phi = rl_1$	

A.3 非圆形截面容器设计的强度条件

A.3.1 本附录要求对非圆形截面容器中的薄膜应力和弯曲应力进行计算和校核。压力和机械载荷引起的薄膜应力应不大于 $[\sigma]^t \phi$ ；压力和机械载荷引起的总应力（即薄膜应力与弯曲应力之和）应不超过以下数值。

- 无加强容器（图 A.1～图 A.5）的侧板或外加强带圆角矩形截面容器上无加强圆角处，（图 A.7）取 $1.5[\sigma]^t \phi$ 。
- 外加强容器的组合截面处：

- 非合金钢、低合金钢、铁素体不锈钢取： $\frac{R_{el}^t}{1.5} \phi$ ；

- 奥氏体不锈钢取： $0.9R_{p0.2}^t \cdot \phi$ 和 $\frac{R_{p0.2}}{1.5} \phi$ 两者中小值。

A.3.2 在对焊缝处的应力进行校核时，A类、B类接头的焊接接头系数取值按 GB/T 150.1—2024 的规定。C类、D类焊缝的结构和焊脚尺寸应符合图 D.11 和图 D.13 规定的要求，其焊接接头系数可取为 1.0。

A.3.3 应力应按如下原则进行校核：

- 对无加强容器，只需计算侧板的薄膜应力和总应力，然后对该薄膜应力和两个总应力按 A.3.1 进行校核；
- 有加强但加强件的许用应力和屈服点与容器壳体相同时，只需计算侧板、侧板与加强件组合截面的薄膜应力以及侧板与加强件组合截面内、外表面的总应力，然后对该薄膜应力和两个总应力按 A.3.1 进行校核；
- 当有加强且加强件的许用应力和屈服点与容器壳体不同时，应对壳体和加强件分别计算和校核其薄膜应力以及内、外壁处的总应力。

A.3.4 计算得到的总应力应为薄膜应力与弯曲应力的代数和。薄膜应力与弯曲应力的正、负号规定如下。

- 薄膜应力以拉应力为正，以压应力为负。

- b) 计算内压作用下的弯曲应力,对于 A.3.3 中 a)和 b)的情况, c_o 取负号, c_i 取正号;对于 A.3.3c)的情况,如应力计算点在组合截面中性轴的内侧,则 c_o 或 c_i 取正号,否则, c_o 或 c_i 取负号。

A.4 无加强的非圆形截面容器

A.4.1 对称矩形截面容器

A.4.1.1 结构

本节计算公式适用的对称矩形截面容器如图 A.1 所示。容器的两对边侧板厚度应相等,但相邻侧板的厚度可以不相等。

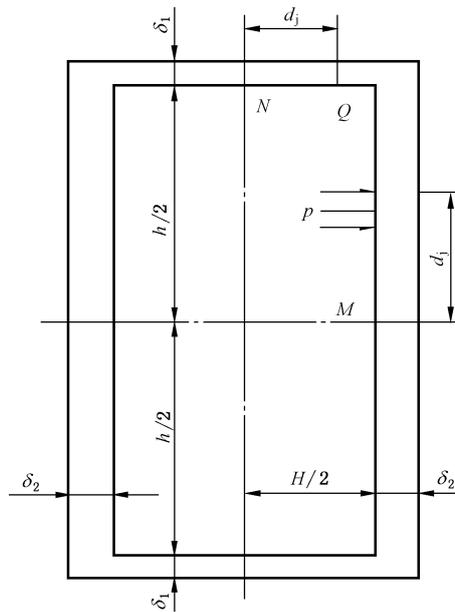


图 A.1 对称矩形截面容器

A.4.1.2 应力计算

对称矩形截面容器的应力应按如下步骤进行计算:

- a) 短边侧板

侧板上 N 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.1)计算:

$$\sigma_m^N = \sigma_{m(1)}^Q = \frac{p_c \cdot h}{2\delta_1} \dots\dots\dots (A.1)$$

侧板上 N 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.2)、公式(A.3)计算:

$$\sigma_b^N = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{12I_1} \left(-1.5\alpha^2 + \frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \dots\dots\dots (A.2)$$

$$\sigma_{b(1)}^Q = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{12I_1} \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \dots\dots\dots (A.3)$$

N 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.4)、公式(A.5)计算:

$$\sigma_T^N = \sigma_m^N + \sigma_b^N \dots\dots\dots (A.4)$$

$$\sigma_{T(1)}^Q = \sigma_{m(1)}^Q + \sigma_{b(1)}^Q \dots\dots\dots (A.5)$$

- b) 长边侧板

侧板上 M 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.6)计算:

$$\sigma_m^M = \sigma_{m(2)}^Q = \frac{p_c \cdot H}{2\delta_2} \quad \dots\dots\dots (A.6)$$

侧板上 M 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.7)、公式(A.8)计算:

$$\sigma_b^M = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{12I_2} \left(-1.5 + \frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

$$\sigma_{b(2)}^Q = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{12I_2} \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \quad \dots\dots\dots (A.8)$$

M 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.9)、公式(A.10)计算:

$$\sigma_T^M = \sigma_m^M + \sigma_b^M \quad \dots\dots\dots (A.9)$$

$$\sigma_{T(2)}^Q = \sigma_{m(2)}^Q + \sigma_{b(2)}^Q \quad \dots\dots\dots (A.10)$$

c) 考虑封头的加强作用

当容器纵横比(L_1/H 或 L_1/h)小于 2 时,设计中可考虑封头的加强作用,侧板中点 N 和 M 处的弯曲应力为公式(A.2)和公式(A.7)的计算值分别乘以表 A.2 中的系数 J_2 ;容器拐角 Q 点的弯曲应力为公式(A.3)和公式(A.8)的计算值分别乘以表 A.2 中的系数 J_3 。

表 A.2 系数 J_2 和 J_3

L_1/H 或 L_1/h	J_2	J_3
1.0	0.56	0.62
1.1	0.64	0.70
1.2	0.73	0.77
1.3	0.79	0.83
1.4	0.85	0.88
1.5	0.89	0.91
1.6	0.92	0.94
1.7	0.95	0.96
1.8	0.97	0.98
1.9	0.99	0.99
2.0	1.0	1.0

A.4.2 非对称矩形截面容器

A.4.2.1 结构

本条计算公式适用的非对称矩形截面容器如图 A.2 所示。其中一对对边侧板厚度相同,而另一对侧板的厚度不等。



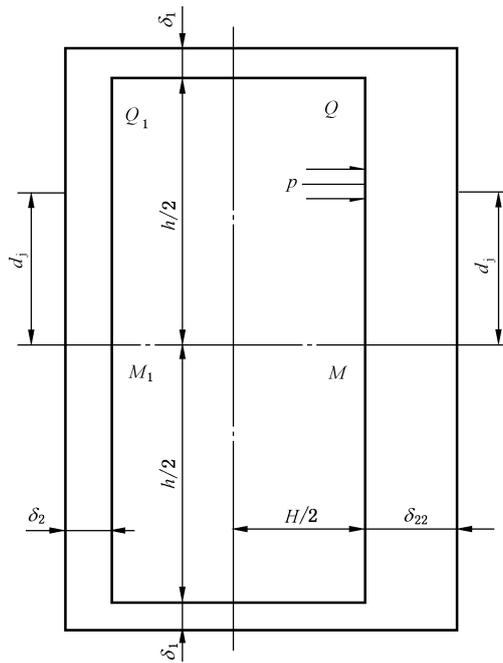


图 A.2 非对称矩形截面容器

A.4.2.2 应力计算

非对称矩形截面容器的应力应按如下步骤进行计算。

a) 短边侧板

侧板上 Q 点和 Q₁ 点的薄膜应力按公式(A.11)计算：

$$\sigma_{m(1)}^Q = \sigma_{m(1)}^{Q_1} = \frac{p_c \cdot h}{2\delta_1} \dots\dots\dots (A.11)$$

侧板上 Q 点和 Q₁ 点的弯曲应力分别按公式(A.12)、公式(A.13)计算：

$$\sigma_{b(1)}^Q = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{4N \cdot I_1} [(K_2 - k_1 \cdot k_2) + \alpha^2 k_2 (K_2 - k_2)] \dots\dots\dots (A.12)$$

$$\sigma_{b(1)}^{Q_1} = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{4N \cdot I_1} [(K_1 \cdot k_1 - k_2) + \alpha^2 k_2 (K_1 - k_2)] \dots\dots\dots (A.13)$$

Q 点和 Q₁ 点的总应力分别按公式(A.14)、公式(A.15)计算：

$$\sigma_{T(1)}^Q = \sigma_{m(1)}^Q + \sigma_{b(1)}^Q \dots\dots\dots (A.14)$$

$$\sigma_{T(1)}^{Q_1} = \sigma_{m(1)}^{Q_1} + \sigma_{b(1)}^{Q_1} \dots\dots\dots (A.15)$$

b) 长边侧板

侧板上 M₁ 和 Q₁ 点的薄膜应力按公式(A.16)计算：

$$\sigma_m^{M_1} = \sigma_m^{Q_1(2)} = \frac{p_c \cdot h}{4\alpha \cdot N \cdot \delta_2} [2\alpha^2 \cdot N - (K_2 + k_2) + k_1(K_1 + k_2) - \alpha^2 \cdot k_2(K_2 - K_1)] \dots\dots\dots (A.16)$$

侧板上 M 和 Q 点的薄膜应力按公式(A.17)计算：

$$\sigma_m^M = \sigma_m^{Q(2)} = \frac{p_c \cdot h}{4\alpha \cdot N \cdot \delta_{22}} [2\alpha^2 \cdot N + (K_2 + k_2) - k_1(K_1 + k_2) + \alpha^2 \cdot k_2(K_2 - K_1)] \dots\dots\dots (A.17)$$

侧板上 M、M₁、Q、Q₁ 点的弯曲应力分别按公式(A.18)~公式(A.21)计算：

$$\sigma_b^M = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{8N \cdot I_{22}} \{ 2[(K_2 - k_1 \cdot k_2) + \alpha^2 \cdot k_2(K_2 - k_2)] - N \} \quad \dots\dots (A.18)$$

$$\sigma_b^{M_1} = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{8N \cdot I_2} \{ 2[(K_1 \cdot k_1 - k_2) + \alpha^2 \cdot k_2(K_1 - k_2)] - N \} \quad \dots\dots (A.19)$$

$$\sigma_{b(2)}^Q = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{4N \cdot I_{22}} [(K_2 - k_1 \cdot k_2) + \alpha^2 \cdot k_2(K_2 - k_2)] \quad \dots\dots (A.20)$$

$$\sigma_{b(2)}^{Q_1} = \frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{4N \cdot I_2} [(K_1 \cdot k_1 - k_2) + \alpha^2 \cdot k_2(K_1 - k_2)] \quad \dots\dots (A.21)$$

侧板 M、M₁、Q、Q₁ 点的总应力分别按公式(A.22)~公式(A.25)计算:

$$\sigma_T^M = \sigma_m^M + \sigma_b^M \quad \dots\dots (A.22)$$

$$\sigma_T^{M_1} = \sigma_m^{M_1} + \sigma_b^{M_1} \quad \dots\dots (A.23)$$

$$\sigma_{T(2)}^Q = \sigma_{m(2)}^Q + \sigma_{b(2)}^Q \quad \dots\dots (A.24)$$

$$\sigma_{T(2)}^{Q_1} = \sigma_{m(2)}^{Q_1} + \sigma_{b(2)}^{Q_1} \quad \dots\dots (A.25)$$

c) 考虑封头的加强作用

当容器纵横比(L₁/H 或 L₁/h)小于 2 时,设计中可考虑封头的加强作用,短边侧板 Q 和 Q₁ 点的弯曲应力为公式(A.12)和公式(A.13)的计算值分别乘以表 A.2 中的系数 J₃;长边侧板 M 和 M₁ 点的弯曲应力为公式(A.18)和公式(A.19)的计算值分别乘以表 A.2 中的系数 J₂;长边侧板 Q 和 Q₁ 点的弯曲应力为公式(A.20)和公式(A.21)的计算值分别乘以表 A.2 中的系数 J₃。

A.4.3 带圆角的矩形截面容器

A.4.3.1 结构

本条计算公式适用的带圆角的矩形截面容器如图 A.3 所示。容器侧板与圆角的厚度相同;圆角半径 r 应不小于侧板厚度的 3 倍。

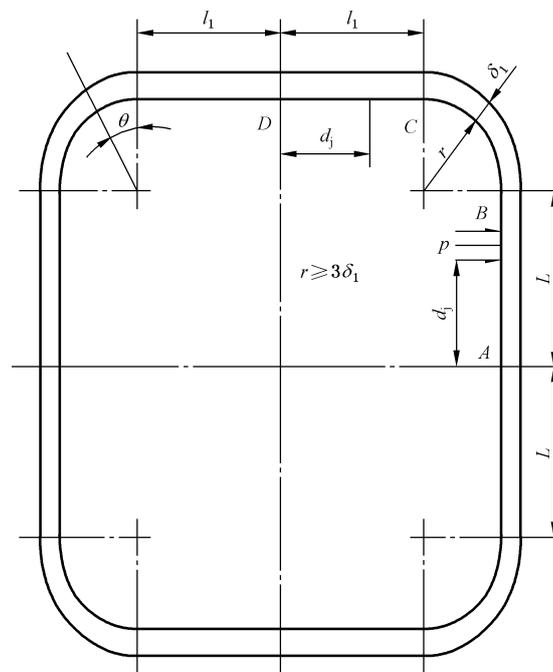


图 A.3 带圆角的矩形截面容器

A.4.3.2 应力计算

带圆角的矩形截面容器的应力应按如下步骤进行计算：

a) 短边侧板：

侧板上 C 点和 D 点的薄膜应力按公式(A.26)计算：

$$\sigma_m^C = \sigma_m^D = \frac{p_c(r+L)}{\delta_1} \dots\dots\dots (A.26)$$

侧板上 C 点和 D 点的弯曲应力分别按公式(A.27)和公式(A.28)计算：

$$\sigma_b^C = \frac{c}{2I_1} [2M_A + p_c L_s (L^2 + 2r \cdot L - 2r \cdot l_1)] \dots\dots\dots (A.27)$$

$$\sigma_b^D = \frac{c}{2I_1} [2M_A + p_c L_s (L^2 + 2r \cdot L - 2r \cdot l_1 - l_1^2)] \dots\dots\dots (A.28)$$

式中：

$M_A = p_c \cdot K_3 \cdot L_s$ ，单位为牛毫米(N·mm)；

$$K_3 = \frac{-l_1^2 [3\varphi^2 (2\alpha_3 - \pi + 2) - 6\varphi(1 - \alpha_3) + \alpha_3^2 (\alpha_3 + 3 + 1.5\pi \cdot \varphi) - 2]}{3(2\alpha_3 + \pi \cdot \varphi + 2)}$$
，单位为平方毫米(mm²)

侧板上 C 点和 D 点的总应力分别按公式(A.29)和公式(A.30)计算：

$$\sigma_T^C = \sigma_m^C + \sigma_b^C \dots\dots\dots (A.29)$$

$$\sigma_T^D = \sigma_m^D + \sigma_b^D \dots\dots\dots (A.30)$$

b) 长边侧板：

侧板上 A 点和 B 点的薄膜应力按公式(A.31)计算：

$$\sigma_m^A = \sigma_m^B = \frac{p_c(r+l_1)}{\delta_1} \dots\dots\dots (A.31)$$

侧板上 A 点和 B 点的弯曲应力分别按公式(A.32)和公式(A.33)计算：

$$\sigma_b^A = \frac{M_A \cdot c}{I_1} \dots\dots\dots (A.32)$$

$$\sigma_b^B = \frac{c}{2I_1} (2M_A + p_c \cdot L^2 \cdot L_s) \dots\dots\dots (A.33)$$

侧板上 A 点和 B 点的总应力分别按公式(A.34)和公式(A.35)计算：

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \dots\dots\dots (A.34)$$

$$\sigma_T^B = \sigma_m^B + \sigma_b^B \dots\dots\dots (A.35)$$

c) 圆角区：

薄膜应力按公式(A.36)计算：

$$\sigma_m = \frac{p_c}{\delta_1} (\sqrt{L^2 + l_1^2} + r) \dots\dots\dots (A.36)$$

弯曲应力按公式(A.37)计算：

$$\sigma_b = \frac{c}{2I_1} (2M_A + p_c \cdot L_s \{2r[L \cdot \cos\theta - l_1(1 - \sin\theta)] + L^2\}) \dots\dots (A.37)$$

式中：

$\theta = \arctan(l_1/L)$ (见图 A.3)，单位为度(°)。

总应力按公式(A.38)计算：

$$\sigma_T = \sigma_m + \sigma_b \dots\dots\dots (A.38)$$

A.4.4 长圆形截面容器

A.4.4.1 结构

本条计算公式适用的长圆形截面容器如图 A.4 所示。容器侧板厚度需相等,两半圆部分厚度也需相等,但侧板与半圆部分的厚度可以不同。

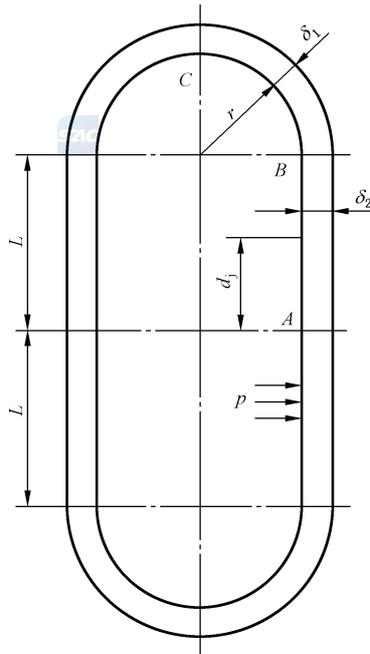


图 A.4 长圆形截面容器

A.4.4.2 应力计算

长圆形截面容器的应力应按如下步骤进行计算:

a) 半圆部分

B 点和 C 点的薄膜应力分别按公式(A.39)和公式(A.40)计算:

$$\sigma_{m(1)}^B = \frac{p_c \cdot r}{\delta_1} \dots\dots\dots (A.39)$$

$$\sigma_m^C = \frac{p_c(r+L)}{\delta_1} \dots\dots\dots (A.40)$$

B 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.41)和公式(A.42)计算:

$$\sigma_{b(1)}^B = \frac{p_c \cdot L \cdot L_s \cdot c}{6I_1} \left(3L - \frac{C_1}{A} \right) \dots\dots\dots (A.41)$$

$$\sigma_b^C = \frac{p_c \cdot L \cdot L_s \cdot c}{6I_1} \left[3(L+2r) - \frac{C_1}{A} \right] \dots\dots\dots (A.42)$$

B 点和 C 点的总应力分别按公式(A.43)和公式(A.44)计算:

$$\sigma_{T(1)}^B = \sigma_{m(1)}^B + \sigma_{b(1)}^B \dots\dots\dots (A.43)$$

$$\sigma_T^C = \sigma_m^C + \sigma_b^C \dots\dots\dots (A.44)$$

b) 直侧板

侧板上 A 点和 B 点的薄膜应力分别按公式(A.45)计算：

$$\sigma_m^A = \sigma_{m(2)}^B = \frac{p_c \cdot r}{\delta_2} \dots\dots\dots (A.45)$$

侧板 A 点和 B 点的弯曲应力分别按公式(A.46)和公式(A.47)计算：

$$\sigma_b^A = \frac{p_c \cdot L \cdot L_s \cdot c}{6I_2} \left(\frac{C_1}{A} \right) \dots\dots\dots (A.46)$$

$$\sigma_{b(2)}^B = \frac{p_c \cdot L \cdot L_s \cdot c}{6I_2} \left(3L - \frac{C_1}{A} \right) \dots\dots\dots (A.47)$$

侧板 A 点和 B 点的总应力分别按公式(A.48)和公式(A.49)计算：

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \dots\dots\dots (A.48)$$

$$\sigma_{T(2)}^B = \sigma_{m(2)}^B + \sigma_{b(2)}^B \dots\dots\dots (A.49)$$

A.4.5 椭圆形截面容器

A.4.5.1 结构

本条计算公式适用的椭圆形截面容器如图 A.5 所示。容器横截面为中面半径为 R 的大圆弧区和
中面半径为 r 的小圆弧区组成,大圆弧区与小圆弧区的厚度可以相等,也可以不相等。

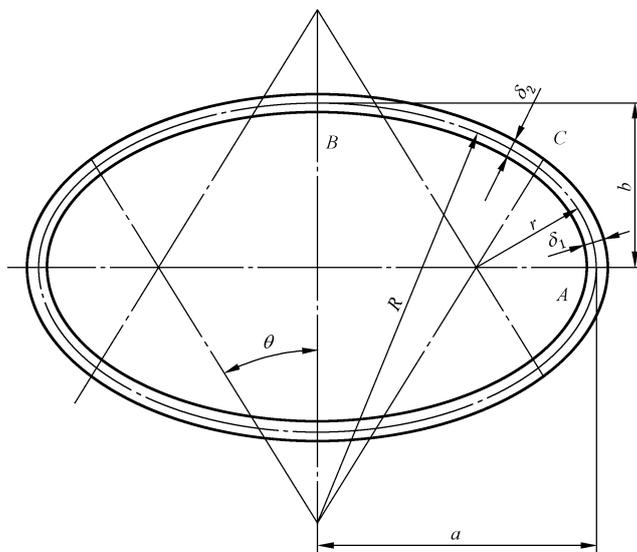


图 A.5 椭圆形截面容器

A.4.5.2 应力计算

椭圆形截面容器的应力应按如下步骤进行计算：

a) 小圆弧区：

A 点和 C 点的薄膜应力分别按公式(A.50)和公式(A.51)计算：

$$\sigma_m^A = \frac{p_c \cdot a}{\delta_1} \dots\dots\dots (A.50)$$

$$\sigma_{m(1)}^C = \frac{p_c}{\delta_1} (R \sin^2 \theta + r \cos^2 \theta) \dots\dots\dots (A.51)$$

式中：

$\theta = \arctan(b/a)$, 单位为度(°)。

A 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.52)和公式(A.53)计算:

$$\sigma_b^A = \frac{M_A \cdot c}{I_1} \dots\dots\dots (A.52)$$

$$\sigma_{b(1)}^C = \frac{c}{2I_1} [2M_A - L_s \cdot p_c (a^2 - R^2 \cdot \sin^2\theta - r^2 \cdot \cos^2\theta)] \dots\dots\dots (A.53)$$

式中:

$$M_A = \frac{p_c \cdot a^2 \cdot L_s}{2} - \frac{p_c \cdot L_s}{2(a_2 \cdot r \cdot \Psi + R \cdot \theta)} \{ [r^2 + (R-r)^2 \sin^2\theta] \cdot \alpha_2 \cdot r \cdot \Psi + [R^2 + (R-r)^2 \cos^2\theta] \cdot R \cdot \theta - (R-r)(R^2 - \alpha_2 \cdot r^2) \cdot \sin(2\theta) \}, \text{单位为牛毫米(N} \cdot \text{mm)}$$

$$\Psi = \frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\theta}{90} \right), \text{单位为弧度(rad)}.$$

A 点和 C 点的总应力分别按公式(A.54)和公式(A.55)计算:

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \dots\dots\dots (A.54)$$

$$\sigma_{T(1)}^C = \sigma_{m(1)}^C + \sigma_{b(1)}^C \dots\dots\dots (A.55)$$

b) 大圆弧区:

B 点和 C 点的薄膜应力分别按公式(A.56)和公式(A.57)计算:

$$\sigma_m^B = \frac{p_c \cdot b}{\delta_2} \dots\dots\dots (A.56)$$

$$\sigma_{m(2)}^C = \frac{p_c}{\delta_2} (R \cdot \sin^2\theta + r \cdot \cos^2\theta) \dots\dots\dots (A.57)$$

B 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.58)和公式(A.59)计算:

$$\sigma_b^B = \frac{c}{2I_2} [2M_A - p_c \cdot L_s (a^2 - b^2)] \dots\dots\dots (A.58)$$

$$\sigma_{b(2)}^C = \frac{c}{2I_2} [2M_A - L_s \cdot p_c (a^2 - R^2 \cdot \sin^2\theta - r^2 \cdot \cos^2\theta)] \dots\dots\dots (A.59)$$

B 点和 C 点的总应力分别按公式(A.60)和公式(A.61)计算:

$$\sigma_T^B = \sigma_m^B + \sigma_b^B \dots\dots\dots (A.60)$$

$$\sigma_{T(2)}^C = \sigma_{m(2)}^C + \sigma_{b(2)}^C \dots\dots\dots (A.61)$$

A.5 外加强的非圆形截面容器

A.5.1 外加强的对称矩形截面容器

A.5.1.1 结构

本条计算公式适用的外加强对称矩形截面容器如图 A.6 所示。加强件设置在容器的外表面,且垂直于容器轴线的平面内。加强件与容器侧板可采用连续焊或间断焊。当采用间断焊时,间断焊缝可以互相错开或并排布置,间断焊缝的焊缝间距不应大于所加强板厚的 8 倍。每对加强件每侧间断焊的焊缝长度不少于加强件外表面长度的 1/2,侧板上的加强件应对称布置且具有相同的惯性矩,加强件之间的间距可以不同。

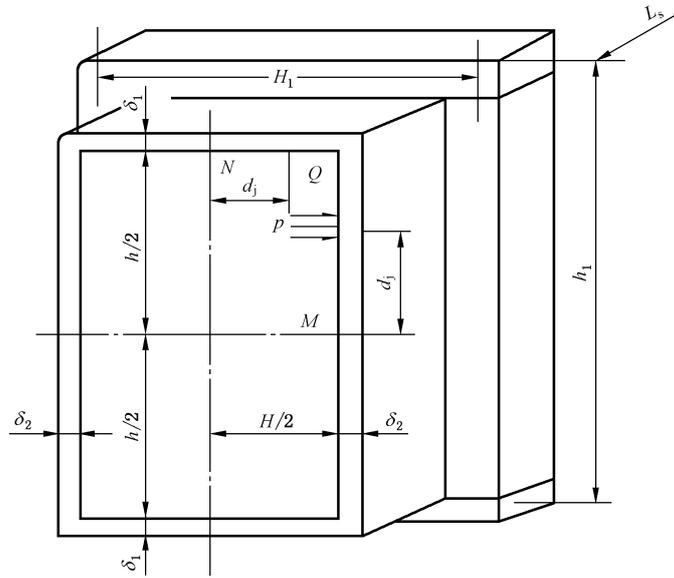


图 A.6 外加强的对称矩形截面容器

A.5.1.2 加强件的允许最大间距

任意两相邻加强件之间的间距不大于公式(A.62)~公式(A.66)确定的 \$L_s \sim L_{s2}\$ 中的最小值。

$$L_s = \frac{\delta}{\sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]^t \cdot Z}}} \dots\dots\dots (A.62)$$

式中：

\$\delta\$ ——侧板有效厚度，取 \$\delta_1\$ 和 \$\delta_2\$ 中的小值，单位为毫米(mm)；

\$Z\$ ——系数，\$\delta \le 11\$ mm 时，\$Z = 2.1\$；\$\delta > 11\$ mm 时，\$Z = 2.2\$。

用公式(A.62)得到的 \$L_s\$ 分别计算短边和长边的 \$\beta\$，然后按公式(A.63)~公式(A.66)计算 \$L_{s1}\$ 和 \$L_{s2}\$：

$$H \ge L_s \text{ 时, } L_{s1} = \delta_1 \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]^t \cdot J}{p_c}} \dots\dots\dots (A.63)$$

$$H < L_s \text{ 时, } L_{s1} = \left(\frac{\delta_1}{\beta}\right) \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]^t \cdot J}{p_c}} \dots\dots\dots (A.64)$$

$$h \ge L_s \text{ 时, } L_{s2} = \delta_2 \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]^t \cdot J}{p_c}} \dots\dots\dots (A.65)$$

$$h < L_s \text{ 时, } L_{s2} = \left(\frac{\delta_2}{\beta}\right) \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]^t \cdot J}{p_c}} \dots\dots\dots (A.66)$$

注：包括平盖到第一个加强件的距离。

表 A.3 应力参数 J

β 或 $1/\beta$ (取其中较大值)	应力参数 J
1.0	4.9
1.1	4.3
1.2	3.9
1.3	3.6
1.4	3.3
1.5	3.1
1.6	2.9
1.7	2.8
1.8	2.6
1.9	2.5
2.0	2.4
3.0	2.1
≥ 4.0	2.0

A.5.1.3 有效宽度

计算组合截面惯性距 I_{11} 、 I_{21} 以及应力值时,加强件起加强作用的有效宽度 L_s 按以下取值。

a) 按公式(A.67)计算 W :

$$W = \frac{\delta \cdot \Delta}{\sqrt{R_{el}}} \dots\dots\dots (A.67)$$

式中:

δ ——侧板有效厚度,单位为毫米(mm);

Δ ——系数,查表 A.4。

b) 取加强件两侧间距之和的一半。

c) 取 a) 和 b) 得到的两个值中的小值。

表 A.4 有效宽度系数 Δ

材料	有效宽度系数 Δ
非合金钢($C \leq 0.30\%$)	483
非合金钢($C > 0.30\%$)	500
 碳锰钢	500
碳钼钢、低铬钼钢(Cr3Mo)	500
中铬钼钢(Cr5Mo~Cr9Mo)	479
奥氏体钢(至 Cr25Ni20)	487

当设计温度非 20 °C 时,有效宽度系数 Δ 应按下式修正:

$$\Delta' = \Delta \cdot \sqrt{E'/E}$$

A.5.1.4 应力计算

外加强的对称非圆形截面容器应力应按如下步骤进行计算：

a) 短边组合件：

N 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.68)计算：

$$\sigma_m^N = \sigma_{m(1)}^Q = \frac{p_c \cdot h \cdot L_s}{2(A_1 + \delta_1 \cdot L_s)} \dots\dots\dots (A.68)$$

N 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.69)和公式(A.70)计算：

$$\sigma_b^N = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot L_s \cdot c}{24I_{11}} \left[-3\alpha^2 + 2 \left(\frac{1 + \alpha_1^2 \cdot k}{1 + k} \right) \right] \dots\dots\dots (A.69)$$

$$\sigma_{b(1)}^Q = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot L_s \cdot c}{12I_{11}} \left(\frac{1 + \alpha_1^2 \cdot k}{1 + k} \right) \dots\dots\dots (A.70)$$

N 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.71)和公式(A.72)计算：

$$\sigma_T^N = \sigma_m^N + \sigma_b^N \dots\dots\dots (A.71)$$

$$\sigma_{T(1)}^Q = \sigma_{m(1)}^Q + \sigma_{b(1)}^Q \dots\dots\dots (A.72)$$

b) 长边组合件：

M 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.73)计算：

$$\sigma_m^M = \sigma_{m(2)}^Q = \frac{p_c \cdot H \cdot L_s}{2(A_2 + \delta_2 \cdot L_s)} \dots\dots\dots (A.73)$$

M 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.74)和公式(A.75)计算：

$$\sigma_b^M = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot L_s \cdot c}{24I_{21}} \left[-3 + 2 \left(\frac{1 + \alpha_1^2 \cdot k}{1 + k} \right) \right] \dots\dots\dots (A.74)$$

$$\sigma_{b(2)}^Q = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot L_s \cdot c}{12I_{21}} \left(\frac{1 + \alpha_1^2 \cdot k}{1 + k} \right) \dots\dots\dots (A.75)$$

M 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.76)和公式(A.77)计算：

$$\sigma_T^M = \sigma_m^M + \sigma_b^M \dots\dots\dots (A.76)$$

$$\sigma_{T(2)}^Q = \sigma_{m(2)}^Q + \sigma_{b(2)}^Q \dots\dots\dots (A.77)$$

A.5.2 外加强带圆角的矩形截面容器

A.5.2.1 结构

本条计算公式适用的外加强带圆角矩形截面容器如图 A.7 所示。加强件设置在侧板外表面宽度方向上,且垂直于容器轴线的平面内,容器圆角区不设置加强件。每对侧板上的加强件应对称布置且具有相同的惯性矩,加强件与容器的连接焊缝应符合 A.5.1.1 的规定。

A.5.2.2 加强件最大允许间距

加强件最大允许间距按 A.5.1.2 确定,但公式(A.63)~公式(A.66)以及 β 的计算式中,应以 $2l_s$ 代替 H ,以 $2l_l$ 代替 h (见图 A.7)。



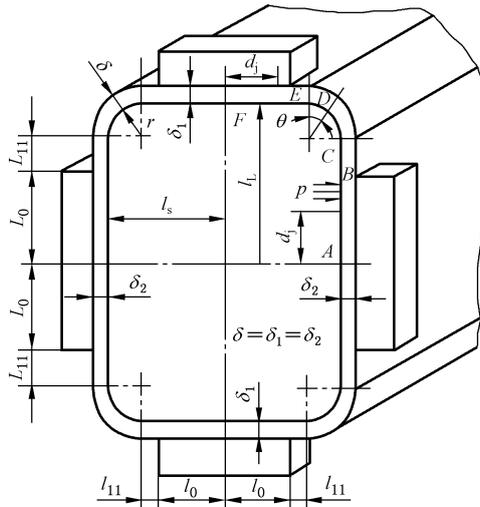


图 A.7 外加强带圆角的矩形截面容器

A.5.2.3 有效宽度

组合截面惯性矩与应力计算时,加强件起加强作用的有效宽度按 A.5.1.3 确定。

A.5.2.4 应力计算

外加强带圆角的矩形截面容器的应力应按如下步骤进行计算:

a) 短边组合件:

D 点、E 点和 F 点的薄膜应力按公式(A.78)和公式(A.79)计算:

$$\sigma_m^D = \sigma_m^E = \frac{p_c(L_0 + L_{11} + r)}{\delta_1} \dots\dots\dots(A.78)$$

$$\sigma_m^F = \frac{p_c(L_0 + L_{11} + r)L_s}{A_1 + \delta_1 \cdot L_s} \dots\dots\dots(A.79)$$

D 点、E 点和 F 点的弯曲应力分别按公式(A.80)~公式(A.82)计算:

$$\sigma_b^D = \frac{c}{I_1} \left\{ M_A + p_c \cdot L_s \left[\frac{(L_0 + L_{11})^2}{2} + r \cdot (L_0 + L_{11} - l_0 - l_{11}) \right] \right\} \dots\dots(A.80)$$

$$\sigma_b^E = \frac{c}{I_1} \left\{ M_A + \frac{p_c \cdot L_s}{2} [L_0^2 + 2L_0 \cdot L_{11} + L_{11}^2 - 2l_0 \cdot l_{11} - l_{11}^2 + 2r(L_0 + L_{11} - l_0 - l_{11})] \right\} \dots\dots\dots(A.81)$$

$$\sigma_b^F = \frac{c}{I_{11}} \left\{ M_A + \frac{p_c \cdot L_s}{2} [(L_0 + L_{11})^2 + 2r(L_0 + L_{11} - l_0 - l_{11}) - (l_0 + L_{11})^2] \right\} \dots\dots\dots(A.82)$$

式中:

$M_A = p_c \cdot L_s \cdot K_4$, 单位为牛毫米(N·mm);

$$K_4 = [-3rL_0(4r + \pi \cdot L_0) - L_{11}(12r^2 + 3\pi \cdot r \cdot L_{11} + 2L_{11}^2) + 12r \cdot l_{11}^2 - 6L_0 \cdot L_{11}(L_0 + L_{11} + \pi \cdot r + 2l_{11}) - 6L_0l_{11}(2r + L_0) - 6L_{11} \cdot l_{11}(2r + L_{11}) + 6l_0 \cdot l_{11}(2r + l_{11}) + 6r^2(\pi - 2)(l_0 + l_{11}) + 4l_{11}^3 - 2L_0^3(I_1/I_{21}) - 2(I_1/I_{11})(6L_0 \cdot L_{11} \cdot l_0 + 3L_0^2 \cdot l_0 + 3L_{11}^2 \cdot l_0 - 6l_0^2 \cdot l_{11} - 3l_0 \cdot l_{11}^2 - 6r \cdot l_0^2 - 2l_0^3 + 6r \cdot L_0 \cdot l_0 + 6r \cdot L_{11} \cdot l_0 - 6r \cdot l_0 \cdot l_{11})] \cdot \{6[2L_{11} + 2l_{11} + \pi \cdot r + 2l_0(I_1/I_{11}) + 2L_0(I_1/I_{21})]\}^{-1}$$
, 单位为平方毫米(mm²)

D 点、E 点和 F 点的总应力分别按公式(A.83)~公式(A.85)计算:

$$\sigma_T^D = \sigma_m^D + \sigma_b^D \quad \dots\dots\dots (A.83)$$

$$\sigma_T^E = \sigma_m^E + \sigma_b^E \quad \dots\dots\dots (A.84)$$

$$\sigma_T^F = \sigma_m^F + \sigma_b^F \quad \dots\dots\dots (A.85)$$

b) 长边组合件:

A 点、B 点和 C 点的薄膜应力按公式(A.86)和公式(A.87)计算:

$$\sigma_m^A = \frac{p_c(l_0 + l_{11} + r)L_s}{A_2 + \delta_2 \cdot L_s} \quad \dots\dots\dots (A.86)$$

$$\sigma_m^B = \sigma_m^C = \frac{p_c(l_0 + l_{11} + r)}{\delta_2} \quad \dots\dots\dots (A.87)$$

A 点、B 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.88)~公式(A.90)计算:

$$\sigma_b^A = \frac{M_A \cdot c}{I_{21}} \quad \dots\dots\dots (A.88)$$

$$\sigma_b^B = \frac{c}{I_{21}} \left(M_A + \frac{p_c \cdot L_s \cdot L_0^2}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (A.89)$$

$$\sigma_b^C = \frac{c}{I_2} \left[M_A + \frac{p_c \cdot L_s}{2} (L_0 + L_{11})^2 \right] \quad \dots\dots\dots (A.90)$$

A 点、B 点和 C 点的总应力分别按公式(A.91)~公式(A.93)计算:

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \quad \dots\dots\dots (A.91)$$

$$\sigma_T^B = \sigma_m^B + \sigma_b^B \quad \dots\dots\dots (A.92)$$

$$\sigma_T^C = \sigma_m^C + \sigma_b^C \quad \dots\dots\dots (A.93)$$

c) 圆角区:

薄膜应力按公式(A.94)计算:

$$\sigma_m = \frac{p_c}{\delta_1} \left[\sqrt{(L_0 + L_{11})^2 + (l_0 + l_{11})^2} + r \right] \quad \dots\dots\dots (A.94)$$



弯曲应力按公式(A.95)计算:

$$\sigma_b = \frac{M_r \cdot c}{I_1} \quad \dots\dots\dots (A.95)$$

式中:

$$M_r = M_A + p_c \cdot L_s \left\{ (L_0 + L_{11}) \left(\frac{L_0 + L_{11}}{2} + r \cdot \cos\theta \right) + (1 - \sin\theta) [r^2 - r(l_0 + l_{11} + r)] \right\}, \text{单位}$$

为牛毫米(N·mm);

$$\theta = \arctan\left(\frac{l_0 + l_{11}}{L_0 + L_{11}}\right), \text{单位为度}(\circ).$$

A.5.3 外加强的长圆形截面容器

A.5.3.1 结构

本条计算公式适用的外加强长圆形截面容器如图 A.8 所示。侧板和半圆部分的厚度应相等,加强件应整圈围绕在容器的周边。加强件与容器的连接焊缝应符合 A.5.1.1 的规定。

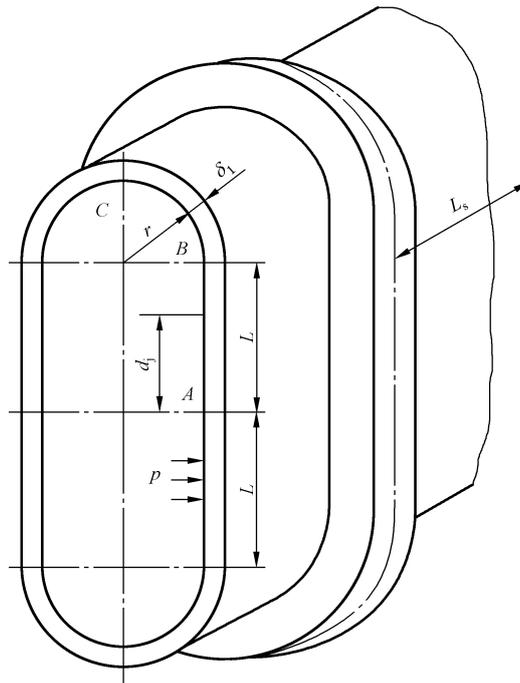


图 A.8 外加强的长圆形截面容器

A.5.3.2 加强件最大允许间距

加强件最大允许间距按 A.5.1.2 确定,但公式(A.63)~公式(A.66)以及 β 的计算式中,应以 $2r$ 代替 H ,以 $2(L+r)$ 代替 h (见图 A.8)。

A.5.3.3 有效宽度

组合截面惯性矩与应力计算时,加强件起加强作用的有效宽度按 A.5.1.3 确定。

A.5.3.4 应力计算

外加强的长圆形截面容器的应力应按如下步骤进行计算:

a) 半圆筒组合件:

B 点和 C 点的薄膜应力分别按公式(A.96)和公式(A.97)计算:

$$\sigma_m^B = \frac{p_c \cdot r \cdot L_s}{A_1 + \delta_1 \cdot L_s} \dots\dots\dots (A.96)$$

$$\sigma_m^C = \frac{p_c \cdot (r + L) \cdot L_s}{A_1 + \delta_1 \cdot L_s} \dots\dots\dots (A.97)$$

式中:

A_1 ——加强件的横截面面积,单位为平方毫米(mm^2);

B 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.98)和公式(A.99)计算:

$$\sigma_b^B = \frac{p_c \cdot L \cdot L_s \cdot c}{6I_{11}} \left(3L - \frac{C_2}{A_3} \right) \dots\dots\dots (A.98)$$

$$\sigma_b^C = \frac{p_c \cdot L \cdot L_s \cdot c}{6I_{11}} \left[3(L + 2r_1) - \frac{C_2}{A_3} \right] \dots\dots\dots (A.99)$$

式中：

r_1 ——长圆形截面容器的加强件与壳体组合截面形心轴半径(见图 A.9),单位为毫米(mm)；

B 点和 C 点的总应力分别按公式(A.100)和公式(A.101)计算：

$$\sigma_T^B = \sigma_m^B + \sigma_b^B \quad \dots\dots\dots (A.100)$$

$$\sigma_T^C = \sigma_m^C + \sigma_b^C \quad \dots\dots\dots (A.101)$$

b) 侧板组合件：

A 点的薄膜应力按公式(A.102)计算：

$$\sigma_m^A = \frac{p_c \cdot r \cdot L_s}{A_1 + \delta_1 \cdot L_s} \quad \dots\dots\dots (A.102)$$

A 点的弯曲应力按公式(A.103)计算：

$$\sigma_b^A = \frac{p_c \cdot L \cdot L_s \cdot c}{6I_{11}} \left(-\frac{C_2}{A_3} \right) \quad \dots\dots\dots (A.103)$$

A 点的总应力按公式(A.104)计算：

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \quad \dots\dots\dots (A.104)$$

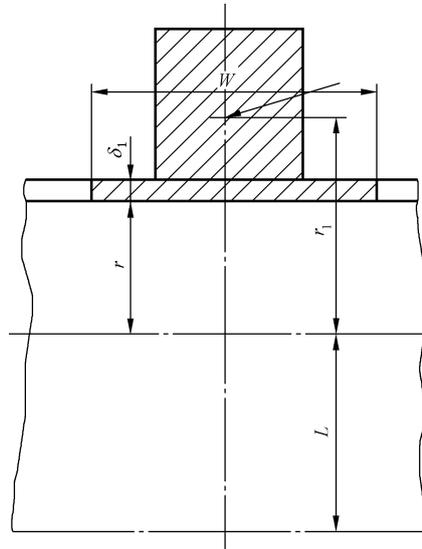


图 A.9 加强件与壳体组合截面形心

A.5.4 外加强的椭圆形截面容器

A.5.4.1 结构

本条计算公式适用的外加强椭圆形截面容器如图 A.10 所示。容器横截面为中面半径为 R 的大圆弧区和中面半径为 r 的小圆弧区组成,大圆弧区与小圆弧区的厚度相等,加强件整圈围绕在容器的周边。加强件与容器的连接焊缝应符合 A.5.1.1 的规定。

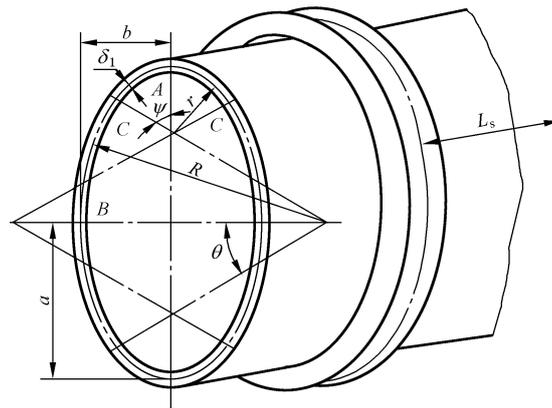


图 A.10 外加强的椭圆形截面容器

A.5.4.2 加强件最大允许间距

加强件最大允许间距按 A.5.1.2 确定,但公式(A.63)~公式(A.66)以及 β 的计算式中,应以 2b 代替 H,以 2a 代替 h(见图 A.10)。

A.5.4.3 有效宽度

组合截面惯性矩与应力计算时,加强件起加强作用的有效宽度按 A.5.1.3 确定。

A.5.4.4 应力计算

外加强的椭圆形截面容器的应力应按如下步骤进行计算:

a) 小圆弧区:

A 点和 C 点的薄膜应力分别按公式(A.105)和公式(A.106)计算:

$$\sigma_m^A = \frac{p_c \cdot a \cdot L_s}{A_1 + \delta_1 \cdot L_s} \dots\dots\dots (A.105)$$

$$\sigma_m^C = \frac{p_c \cdot L_s}{A_1 + \delta_1 \cdot L_s} (R \cdot \sin^2 \theta + r \cdot \cos^2 \theta) \dots\dots\dots (A.106)$$

式中:

A₁——加强件的横截面面积,单位为平方毫米(mm²);

θ = arccot($\frac{b}{a}$),单位为度(°)。

A 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.107)和公式(A.108)计算:

$$\sigma_b^A = \frac{M_A \cdot c}{I_{11}} \dots\dots\dots (A.107)$$

$$\sigma_b^C = \frac{c}{2I_{11}} (2M_A - L_s \cdot p_c \{ [a^2 + 2A_4(a-r)] - [R^2 + 2A_4(R-r)] \sin^2 \theta - r^2 \cdot \cos^2 \theta \}) \dots\dots\dots (A.108)$$

式中:

$$M_A = \frac{p_c \cdot a^2 \cdot L_s}{2} - \frac{p_c \cdot L_s}{2(r \cdot \Psi + R \cdot \theta)} \{ [r^2 + (R-r)^2 \sin^2 \theta - 2A_4(a-r)] \cdot r \cdot \Psi + [R^2 + (R-r)^2 \cos^2 \theta + 2A_4(R-a)] \cdot R \cdot \theta - (R+r+A_4)(R-r)^2 \cdot \sin 2\theta \}$$

$$\psi = \frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\theta}{90} \right), \text{ 单位为弧度(rad);}$$

$A_4 = a_1 - a$, 单位为毫米(mm);

a_1 ——加强件与壳体组合截面中性线椭圆长轴半径,单位为毫米(mm)。

A 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.109)和公式(A.110)计算:

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \quad \dots\dots\dots(\text{A.109})$$

$$\sigma_T^C = \sigma_m^C + \sigma_b^C \quad \dots\dots\dots(\text{A.110})$$

b) 大圆弧区:

B 点的薄膜应力按公式(A.111)计算:

$$\sigma_m^B = \frac{p_c \cdot b \cdot L_s}{A_1 + \delta_1 \cdot L_s} \quad \dots\dots\dots(\text{A.111})$$

B 点的弯曲应力按公式(A.112)计算:

$$\sigma_b^B = \frac{c}{2I_{11}} \{ 2M_A - p_c \cdot L_s [a^2 - b^2 + 2A(a - b)] \} \quad \dots\dots\dots(\text{A.112})$$

B 点的总应力按公式(A.113)计算:

$$\sigma_T^B = \sigma_m^B + \sigma_b^B \quad \dots\dots\dots(\text{A.113})$$

A.6 拉撑加强的非圆形截面容器

A.6.1 单拉撑加强的对称矩形截面容器

A.6.1.1 结构

本条计算公式适用的单拉撑加强的对称矩形截面容器见图 A.11。拉撑板位于容器长边侧板的中点,拉撑板可以是沿容器侧板全长焊接的平板,但拉撑板不应承受压力的横向作用,否则应作为独立受压室的侧板进行计算。

A.6.1.2 应力计算

单拉撑加强的对称矩形截面容器的应力应按下列步骤进行计算:

a) 短边侧板:

N 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.114)计算:

$$\sigma_m^N = \sigma_{m(1)}^Q = \frac{p_c \cdot h}{4\delta_1} \left[4 - \frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad \dots\dots\dots(\text{A.114})$$

N 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.115)和公式(A.116)计算:

$$\sigma_b^N = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{24I_1} \left[-3\alpha^2 + 2 \left(\frac{1 + 2\alpha^2 K}{1 + 2K} \right) \right] \quad \dots\dots\dots(\text{A.115})$$

$$\sigma_{b(1)}^Q = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{12I_1} \left(\frac{1 + 2\alpha^2 K}{1 + 2K} \right) \quad \dots\dots\dots(\text{A.116})$$

N 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.117)和公式(A.118)计算:

$$\sigma_T^N = \sigma_m^N + \sigma_b^N \quad \dots\dots\dots(\text{A.117})$$

$$\sigma_{T(1)}^Q = \sigma_{m(1)}^Q + \sigma_{b(1)}^Q \quad \dots\dots\dots(\text{A.118})$$

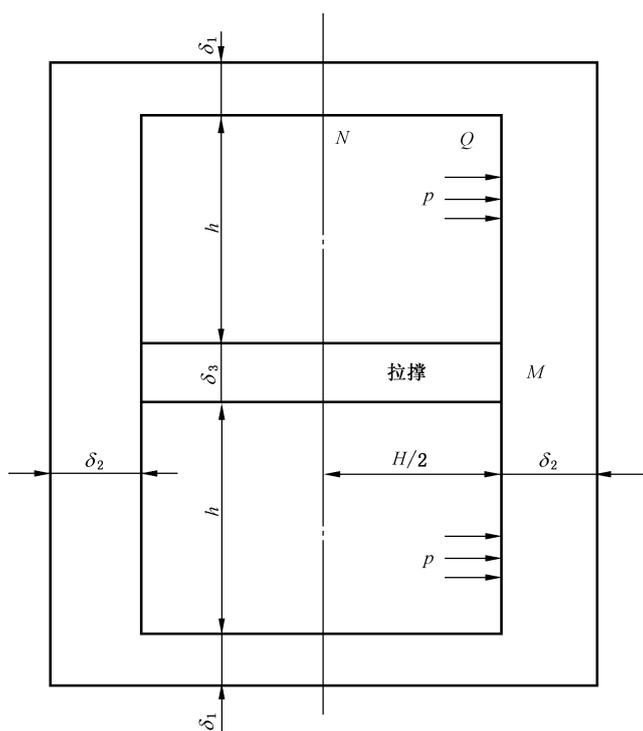


图 A.11 单拉撑加强的对称矩形截面容器

b) 长边侧板:

M 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.119)计算:

$$\sigma_m^M = \sigma_{m(2)}^Q = \frac{p_c \cdot H}{2\delta_2} \quad \dots\dots\dots (A.119)$$

M 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.120)和公式(A.121)计算:

$$\sigma_b^M = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{12I_2} \left[\frac{1 + K(3 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad \dots\dots\dots (A.120)$$

$$\sigma_{b(2)}^M = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{12I_2} \left(\frac{1 + 2\alpha^2 K}{1 + 2K} \right) \quad \dots\dots\dots (A.121)$$

M 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.122)和公式(A.123)计算:

$$\sigma_T^M = \sigma_m^M + \sigma_b^M \quad \dots\dots\dots (A.122)$$

$$\sigma_{T(2)}^Q = \sigma_{m(2)}^Q + \sigma_{b(2)}^Q \quad \dots\dots\dots (A.123)$$

c) 拉撑板:

拉撑板的薄膜应力按公式(A.124)计算:

$$\sigma_m = \frac{p_c \cdot h}{2\delta_3} \left[\frac{2 + K(5 - \alpha^2)}{1 + 2K} \right] \quad \dots\dots\dots (A.124)$$



A.6.2 双拉撑加强的对称矩形截面容器

A.6.2.1 结构

本条计算公式适用的双拉撑加强的对称矩形截面容器见图 A.12 所示。两拉撑板沿长边侧板均布,两拉撑板厚度可相同也可不同。拉撑板可以是沿容器侧板全长焊接的平板,但拉撑板不应承受压力的横向作用,否则应作为独立受压室的侧板进行计算。

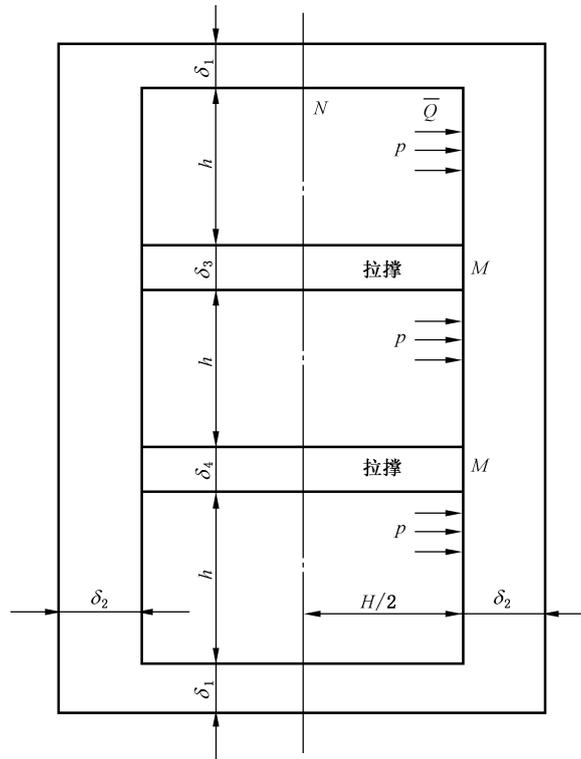


图 A.12 双拉撑加强的对称矩形截面容器

A.6.2.2 应力计算

双拉撑加强的对称矩形截面容器的应力应按下列步骤进行计算：

a) 短边侧板：

N 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.125)计算：

$$\sigma_m^N = \sigma_m^Q = \frac{p_c \cdot h}{2\delta_1} \left\{ 3 - \left[\frac{6 + K(11 - \alpha^2)}{3 + 5K} \right] \right\} \dots\dots\dots (A.125)$$

N 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.126)和公式(A.127)计算：

$$\sigma_b^N = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{24I_1} \left[-3\alpha^2 + 2 \left(\frac{3 + 5\alpha^2 K}{3 + 5K} \right) \right] \dots\dots\dots (A.126)$$

$$\sigma_b^Q = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{12I_1} \left(\frac{3 + 5\alpha^2 K}{3 + 5K} \right) \dots\dots\dots (A.127)$$

N 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.128)和公式(A.129)计算：

$$\sigma_T^N = \sigma_m^N + \sigma_b^N \dots\dots\dots (A.128)$$

$$\sigma_{T(1)}^Q = \sigma_m^Q + \sigma_b^Q \dots\dots\dots (A.129)$$

b) 长边侧板：

M 点和 Q 点的薄膜应力按公式(A.130)计算：

$$\sigma_m^M = \sigma_m^Q = \frac{P_c \cdot H}{2\delta_2} \dots\dots\dots (A.130)$$

M 点和 Q 点的弯曲应力分别按公式(A.131)和公式(A.132)计算：

$$\sigma_b^M = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{12I_2} \left[\frac{3 + K(6 - \alpha^2)}{3 + 5K} \right] \dots\dots\dots (A.131)$$

$$\sigma_{b(2)}^Q = \frac{p_c \cdot h^2 \cdot c \cdot L_s}{12I_2} \left(\frac{3 + 5\alpha^2 K}{3 + 5K} \right) \dots\dots\dots (A.132)$$

M 点和 Q 点的总应力分别按公式(A.133)和公式(A.134)计算：

$$\sigma_T^M = \sigma_m^M + \sigma_b^M \dots\dots\dots (A.133)$$

$$\sigma_{T(2)}^Q = \sigma_{m(2)}^Q + \sigma_{b(2)}^Q \dots\dots\dots (A.134)$$

c) 拉撑板：

拉撑板的薄膜应力按公式(A.135)计算：

$$\sigma_m = \frac{p_c \cdot h}{2\delta} \left[\frac{6 + K(11 - \alpha^2)}{3 + 5K} \right] \dots\dots\dots (A.135)$$

式中, δ 取 δ_3 和 δ_4 中之小值。

A.6.3 单拉撑加强的长圆形截面容器

A.6.3.1 结构

本条计算公式适用的单拉撑加强长圆形截面容器见图 A.13 所示。拉撑板可以是沿容器侧板全长焊接的平板,但拉撑板不应承受压力的横向作用,否则应作为独立受压室的侧板进行计算。

A.6.3.2 应力计算

单拉撑加强的长圆形截面容器的应力应按下列步骤进行计算：

a) 半圆筒部分：

B 点和 C 点的薄膜应力分别按公式(A.136)和公式(A.137)计算：

$$\sigma_{m(1)}^B = \frac{p_c \cdot r}{\delta_1} \dots\dots\dots (A.136)$$

$$\sigma_m^C = \frac{p_c}{2\delta_1} [2(r + L) - L \cdot F] \dots\dots\dots (A.137)$$

B 点和 C 点的弯曲应力分别按公式(A.138)和公式(A.139)计算：

$$\sigma_{b(1)}^B = \frac{p_c \cdot L \cdot c \cdot L_s}{2I_1 \cdot A} \left[F(B - A \cdot L) - \frac{C_1}{3} + A \cdot L \right] \dots\dots\dots (A.138)$$

$$\sigma_b^C = \frac{p_c \cdot L \cdot c \cdot L_s}{2I_1 \cdot A} \left[F(B - A \cdot L - A \cdot r) + A(L + 2r) - \frac{C_1}{3} \right] \dots\dots\dots (A.139)$$

B 点和 C 点的总应力分别按公式(A.140)和公式(A.141)计算：

$$\sigma_{T(1)}^B = \sigma_{m(1)}^B + \sigma_{b(1)}^B \dots\dots\dots (A.140)$$

$$\sigma_T^C = \sigma_m^C + \sigma_b^C \dots\dots\dots (A.141)$$

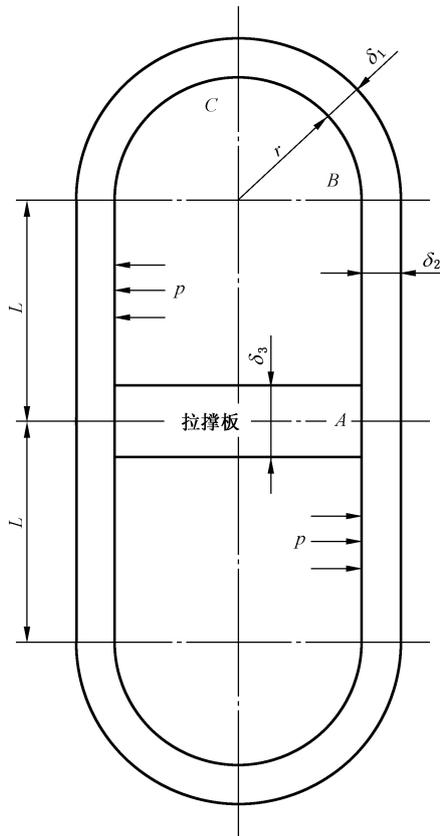


图 A.13 单拉撑加强的长圆形截面容器

b) 侧板:

A 点和 B 点的薄膜应力按公式(A.142)计算:

$$\sigma_m^A = \sigma_{m(2)}^B = \frac{p_c \cdot r}{\delta_2} \dots\dots\dots (A.142)$$

A 点和 B 点的弯曲应力分别按公式(A.143)和公式(A.144)计算:

$$\sigma_b^A = \frac{p_c \cdot L \cdot c \cdot L_s}{2I_2 \cdot A} \left(B \cdot F - \frac{C_1}{3} \right) \dots\dots\dots (A.143)$$

$$\sigma_{b(2)}^B = \frac{p_c \cdot L \cdot c \cdot L_s}{2I_2 \cdot A} \left[F(B - A \cdot L) - \frac{C_1}{3} + A \cdot L \right] \dots\dots\dots (A.144)$$

A 点和 B 点的总应力分别按公式(A.145)和公式(A.146)计算:

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \dots\dots\dots (A.145)$$

$$\sigma_{T(2)}^B = \sigma_{m(2)}^B + \sigma_{b(2)}^B \dots\dots\dots (A.146)$$

c) 拉撑板:

拉撑板的薄膜应力按公式(A.147)计算:

$$\sigma_m = \frac{p_c \cdot L \cdot F}{\delta_3} \dots\dots\dots (A.147)$$

A.7 非均布拉撑加强的对称矩形截面容器

A.7.1 结构

矩形截面容器可由一个或若干个支撑板非均匀间隔,如图 A.14 中 a)和 b)所示,各支撑板厚度相

同,拉撑板不承受压力的横向作用。

A.7.2 应力计算和校核

按 A.6.1 和 A.6.2 所述方法,按间隔尺寸为最大的空间,进行侧板和支撑板的应力计算和强度校核。如当只有一块支撑板将矩形截面分割成两不同尺寸空间时,应取较大尺寸的间隔按 A.6.1.2 中方法进行应力计算。而当矩形截面被多于两块支撑板分割时,可取较大尺寸的间隔按 A.6.2.2 中方法进行应力计算。即对于图 A.14a)所示结构,取最大的间隔的尺寸,将其按两块支撑板隔成的三个均匀空间的结构进行计算。

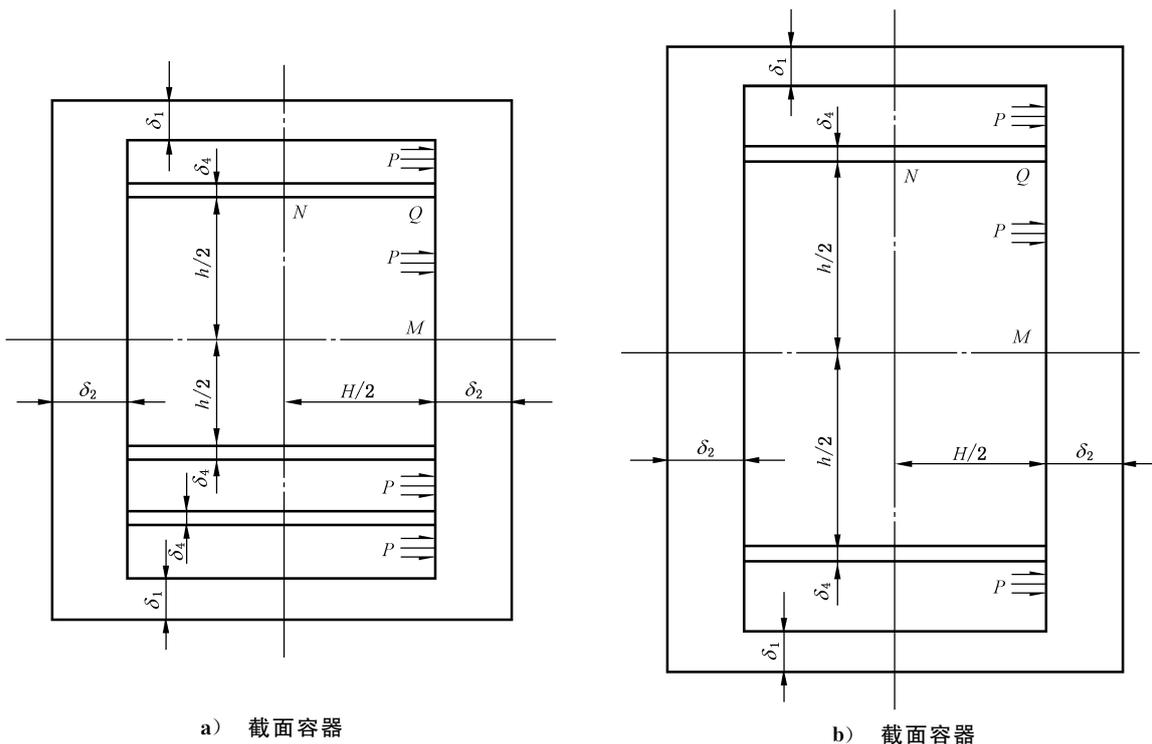


图 A.14 非均匀布置拉撑加强的矩形截面容器

A.8 开孔补强



A.8.1 侧板上的单孔补强

A.8.1.1 本条单孔补强计算方法的适用范围为开孔直径不大于容器横截面开孔所在侧板长度的一半。

A.8.1.2 侧板上的单孔无需另行进行补强的条件同第 8 章的有关条款。

A.8.1.3 单孔的补强计算和校核方法按第 8 章的规定,但开孔削弱所需的最小补强面积按公式 (A.148) 确定:

$$A = 0.5d \cdot \delta + 2\delta \cdot \delta_t(1 - f_r) \dots\dots\dots (A.148)$$

式中:

- A —— 开孔削弱所需的最小补强面积,单位为平方毫米(mm²);
- d —— 腐蚀后的开孔直径,单位为毫米(mm);
- δ —— 侧板开孔处的计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_t —— 侧板开孔接管的计算厚度,单位为毫米(mm);

f_r ——强度削弱系数,等于设计温度下接管材料与壳体材料许用应力之比,当比值大于 1.0 时,取该值为 1.0。

A.8.2 侧板上的排孔补强

A.8.2.1 一般规定

排孔对侧板强度的削弱通过应力计算中引入开孔削弱系数 η_m 和 η_b 来考虑。当 η_m 和 η_b 小于焊接接头系数 ϕ 时,按无排孔计算得到的薄膜应力和弯曲应力应分别除以 η_m 和 η_b ,然后,在按 A.3.1 的强度条件进行应力校核时,取 $\phi = 1.0$;当 η_m 和 η_b 大于焊接接头系数 ϕ 时,薄膜应力和弯曲应力均应按无排孔的情况进行计算和校核,开孔削弱系数的影响不应计算在内。

A.8.2.2 开孔削弱系数的计算

A.8.2.2.1 等间距等直径开孔(见图 A.15)的削弱系数

计算薄膜应力和弯曲应力时的开孔削弱系数按公式(A.149)计算:

$$\eta_m = \eta_b = \frac{L_h - d}{L_h} \dots\dots\dots (A.149)$$

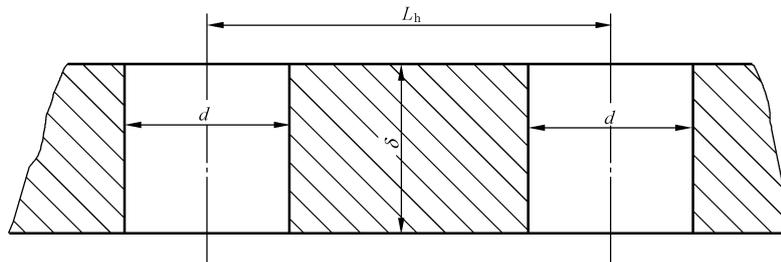


图 A.15 等间距等直径开孔

A.8.2.2.2 等间距变直径开孔(见图 A.16)的削弱系数

计算薄膜应力和弯曲应力时的开孔削弱系数按下列步骤进行计算:

a) 薄膜应力的开孔削弱系数按公式(A.150)计算:

$$\eta_m = \frac{L_h - D_e}{L_h} \dots\dots\dots (A.150)$$

式中:

D_e ——变径孔当量直径,单位为毫米(mm);

$$D_e = \frac{1}{\delta} (d_0 \cdot \delta_0 + d_1 \cdot \delta_1 + \dots + d_n \cdot \delta_n);$$

d_0, d_1, \dots, d_n ——孔直径(见图 A.16),单位为毫米(mm);

$\delta_0, \delta_1, \dots, \delta_n$ ——孔直径为 d_0, d_1, \dots, d_n 处的厚度(见图 A.16),单位为毫米(mm)。

b) 弯曲应力的开孔削弱系数按公式(A.151)计算:



$$\eta_b = \frac{6I}{\delta^2 \cdot c \cdot L_h} \dots\dots\dots (A.151)$$

$$I = \frac{1}{12}(b_0 \cdot \delta_0^3 + b_1 \cdot \delta_1^3 + \dots + b_n \cdot \delta_n^3) +$$

$$b_0 \cdot \delta_0 \left(\frac{\delta_0}{2} + \delta_1 + \dots + \delta_n - x \right)^2 +$$

$$b_1 \cdot \delta_1 \left(\frac{\delta_1}{2} + \delta_2 + \dots + \delta_n - x \right)^2 +$$

$$\dots\dots + b_n \cdot \delta_n \left(x - \frac{\delta_n}{2} \right)^2, \text{mm}^4 \dots\dots\dots (A.152)$$

式中：

$b_0 = L_h - d_0$ ，单位为毫米(mm)；

$b_1 = L_h - d_1$ ，单位为毫米(mm)；

$b_2 = L_h - d_2$ ，单位为毫米(mm)；

.....

$b_n = L_h - d_n$ ，单位为毫米(mm)；

$$x = \left[b_0 \cdot \delta_0 \left(\frac{\delta_0}{2} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n \right) + \right.$$

$$b_1 \cdot \delta_1 \left(\frac{\delta_1}{2} + \delta_2 + \delta_3 + \dots + \delta_n \right) +$$

$$b_2 \cdot \delta_2 \left(\frac{\delta_2}{2} + \delta_3 + \delta_4 + \dots + \delta_n \right)$$

.....

$$\left. + b_n \cdot \delta_n \cdot \frac{\delta_n}{2} \right] (b_0 \cdot \delta_0 + b_1 \cdot \delta_1 + b_2 \cdot \delta_2 + \dots + b_n \cdot \delta_n)^{-1}$$
，单位为毫米(mm)。

c) 弯曲应力计算时，应按公式(A.152)~公式(A.154)确定 I 、 c_i 、 c_o 等值。

$$c_i = x \dots\dots\dots (A.153)$$

$$c_o = \delta - x \dots\dots\dots (A.154)$$

$c \begin{cases} c_i \\ c_o \end{cases}$ 中的大值，单位为毫米(mm)。

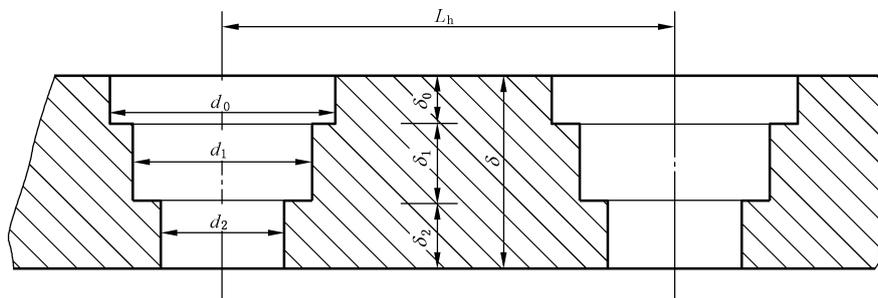


图 A.16 等间距变直径开孔

A.9 受外压无加强矩形截面容器

A.9.1 结构

本条设计计算方法适用于 A.4.1.1 和 A.4.2.1 所述结构的容器。

A.9.2 计算和校核

受外压力作用的 A.9.1 所述结构容器应满足以下要求。

- a) 侧板按 A.4.1.2 和 A.4.2.2 提供的方法进行应力计算和校核,端盖按第 6 章进行厚度设计,以外压力的绝对值替代 A.4.1.2、A.4.2.2 和第 6 章中所有公式所使用的计算压力 p_c 。
- b) 对容器的四块侧板以及两端封头应分别进行稳定性校核,公式(A.155)~公式(A.173)中符号说明如下:

A —— 应力或载荷的下标,作用方向为沿侧板或端板的长边方向;

B —— 应力或载荷的下标,作用方向为沿侧板或端板的短边方向;

p_e —— 外压,取绝对值,单位为兆帕(MPa);

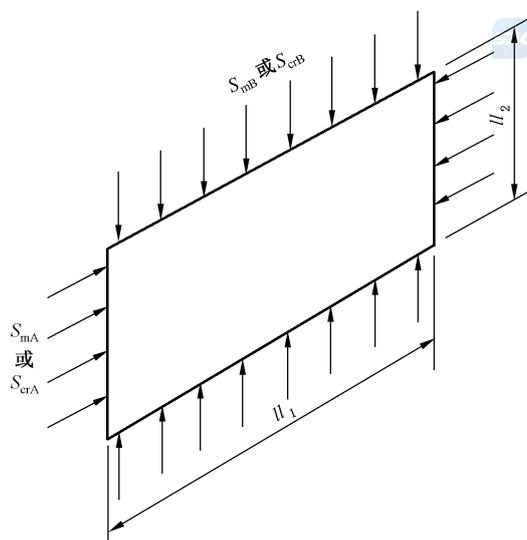
S_{crA} 、 S_{crB} —— 薄板屈曲临界应力,应力方向见图 A.17,单位为兆帕(MPa)。

$$S_{crA} = \begin{cases} S'_{crA} & S'_{crA} \leq R_{eL}^t / 2 \\ S''_{crA} & S'_{crA} > R_{eL}^t / 2 \end{cases}$$

$$S_{crB} = \begin{cases} S'_{crB} & S'_{crB} \leq R_{eL}^t / 2 \\ S''_{crB} & S'_{crB} > R_{eL}^t / 2 \end{cases}$$

式中,针对短边侧板、长边侧板以及端板的 S'_{crA} 、 S''_{crA} 、 S'_{crB} 、 S''_{crB} 计算式分别见公式(A.158)~公式(A.161)、公式(A.164)~公式(A.167)以及公式(A.170)~公式(A.173)。

K_A 、 K_B —— 薄板屈曲系数,用于分别计算 S_{crA} 、 S_{crB} ,从图 A.18 查取。在使用图 A.18 中曲线查得这两个系数时,需先计算侧板或端板的长边与短边之比 e_1 以及短边与长边之比 e_2 ,以 e_1 查得系数 K_A ,以 e_2 查得系数 K_B 。



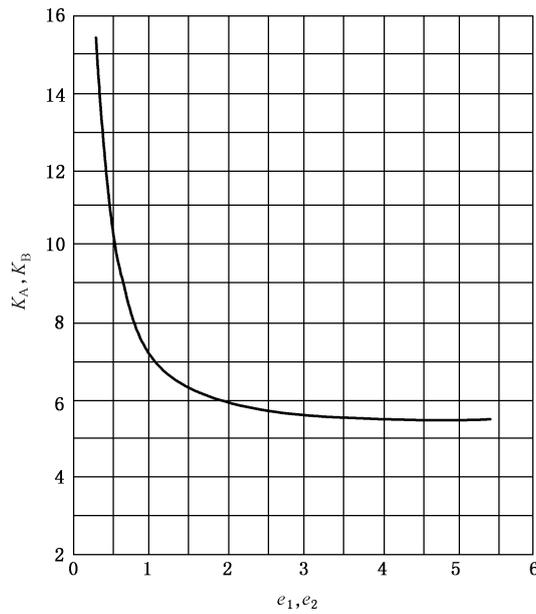
注 1: $h \geq H$;

注 2: $L_1 \geq h$;

注 3: 对于侧板, $l_1 = L_1$; 对于端板, $l_1 = h$;

注 4: 对于侧板, $l_2 = h$ 或 H ; 对于端板, $l_2 = H$ 。

图 A.17 沿侧板长边和短边的应力以及屈曲临界应力



注 1: 当 e_1 大于 5, 取 $K_A=5.5$;

注 2: 当 e_2 小于 0.258, 取 $K_B=1$, 并在计算 S'_{crB} 时取侧板长度 L_1 等于侧板短边长度 H 或 h 。

图 A.18 薄板屈曲系数 K_A 和 K_B

四块侧板和端板均应满足以下不等式:

$$\frac{2S_{mA}}{S_{crA}} + \frac{2S_{mB}}{S_{crB}} \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (A.155)$$

式中:

S_{mA} —— 外压作用于端盖, 在侧板中产生的沿长轴的压应力 (见图 A.17), 单位为兆帕 (MPa);

S_{mB} —— 外压作用于侧板, 而在相邻侧板中产生的沿短轴的压应力以及在端盖中产生的压应力 (见图 A.17), 单位为兆帕 (MPa);

短边侧板的应力计算:

$$S_{mA} = \frac{p_e \cdot h \cdot H}{2(\delta_1 H + \delta_2 h)} \quad \dots\dots\dots (A.156)$$

$$S_{mB} = \frac{p_e \cdot h}{2\delta_1} \quad \dots\dots\dots (A.157)$$

$$S'_{crA} = \frac{\pi^2 E^t}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta_1}{H}\right)^2 \cdot K_A \quad \dots\dots\dots (A.158)$$

$$S''_{crA} = R_{eL}^t - \frac{(R_{eL}^t)^2}{4S'_{crA}} \quad \dots\dots\dots (A.159)$$

$$S'_{crB} = \frac{\pi^2 E^t}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta_1}{L_1}\right)^2 \cdot K_B \quad \dots\dots\dots (A.160)$$

$$S''_{crB} = R_{eL}^t - \frac{(R_{eL}^t)^2}{4S'_{crB}} \quad \dots\dots\dots (A.161)$$

长边侧板的应力计算:

$$S_{mA} = \frac{p_e \cdot h \cdot H}{2(\delta_1 H + \delta_2 h)} \quad \dots\dots\dots (A.162)$$

$$S_{mB} = \frac{p_e \cdot H}{2\delta_2} \quad \dots\dots\dots (A.163)$$

$$S'_{crA} = \frac{\pi^2 E^t}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta_2}{h}\right)^2 \cdot K_A \quad \dots\dots\dots (A.164)$$

$$S''_{crA} = R_{el}^t - \frac{(R_{el}^t)^2}{4S'_{crA}} \quad \dots\dots\dots (A.165)$$

$$S'_{crB} = \frac{\pi^2 E^t}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta_2}{L_1}\right)^2 \cdot K_B \quad \dots\dots\dots (A.166)$$

$$S''_{crB} = R_{el}^t - \frac{(R_{el}^t)^2}{4S'_{crB}} \quad \dots\dots\dots (A.167)$$

端板的应力计算:

$$S_{mA} = \begin{cases} \frac{p_e \cdot H \cdot L_1}{2(\delta_2 L_1 + \delta_5 H)} & \text{对称矩形截面容器} \\ \frac{p_e \cdot H \cdot L_1}{(\delta_2 + \delta_{22})L_1 + 2\delta_5 H} & \text{非对称矩形截面容器} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (A.168)$$

$$S_{mB} = \frac{p_e \cdot h \cdot L_1}{2(\delta_1 L_1 + \delta_5 h)} \quad \dots\dots\dots (A.169)$$

$$S'_{crA} = \frac{\pi^2 E^t}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta_5}{H}\right)^2 \cdot K_A \quad \dots\dots\dots (A.170)$$

$$S''_{crA} = R_{el}^t - \frac{(R_{el}^t)^2}{4S'_{crA}} \quad \dots\dots\dots (A.171)$$

$$S'_{crB} = \frac{\pi^2 E^t}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta_5}{L_1}\right)^2 \cdot K_B \quad \dots\dots\dots (A.172)$$

$$S''_{crB} = R_{el}^t - \frac{(R_{el}^t)^2}{4S'_{crB}} \quad \dots\dots\dots (A.173)$$

c) 容器在外压力作用下还需按轴向受压柱进行稳定性校核,校核方法和步骤如下:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E^t}{R_{el}^t}} \quad \dots\dots\dots (A.174)$$

$$M = p_e \cdot h_o \cdot H_o \cdot y_c \quad \dots\dots\dots (A.175)$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{I}{A_a}} \quad \dots\dots\dots (A.176)$$

$$S_a = \begin{cases} \frac{p_e \cdot H_o \cdot h_o}{2(\delta_1 H_o + \delta_2 h_o)} & \text{对称矩形截面容器} \\ \frac{p_e \cdot H \cdot L_1}{2\delta_1 H_o + (\delta_2 + \delta_{22})h_o} & \text{非对称矩形截面容器} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (A.177)$$

$$S_b = \frac{M \cdot c_e}{I} \quad \dots\dots\dots (A.178)$$

$$F'_c = \frac{12\pi^2 E^t}{23(2L_1/R)^2} \quad \dots\dots\dots (A.179)$$

当 $2L_1/R \leq C_c$,

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(2L_1/R)^2}{2C_c^2}\right] R_{el}^t}{\frac{5}{3} + \frac{3(2L_1/R)}{8C_c} - \frac{(2L_1/R)^3}{8C_c^3}} \quad \dots\dots\dots (A.180a)$$

当 $2L_1/R > C_c$,

$$F_a = \frac{12\pi^2 E^t}{23(2L_1/R)^2} \quad \dots\dots\dots (A.180b)$$

应满足以下不等式：

$$\frac{S_a}{F_a} + \frac{S_b}{\left(1 - \frac{S_a}{F'_c}\right) [\sigma]^t} \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (A.181)$$

d) 受外压无加强对称矩形截面容器上的开孔补强计算按受内压矩形截面容器上的开孔补强计算方法进行。

A.10 焊接接头或排孔处的应力计算和校核

A.10.1 A.4~A.7 给出的应力公式是用来计算容器横截面上最大弯矩处的应力，当焊接接头或排孔不在最大弯矩处而在侧板的其他部位时，应对该焊缝处或排孔处的应力另行进行计算和校核。表 A.5 给出了各种非圆形截面容器（不包括椭圆形截面容器）直边上任意位置处的弯曲应力计算公式，可利用表 A.5 计算得到的应力，然后按 A.3.1 的强度条件进行校核。

表 A.5 侧板上焊接接头处弯曲应力计算公式

图号	焊接接头位置	接头处的弯曲应力(σ _b)/MPa
A.1	M 和 Q 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{12I_2} \left[-1.5 + \left(\frac{1 + \alpha^2 \cdot K}{1 + K} \right) + 6 \frac{d_j^2}{h^2} \right]$
	N 和 Q 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{12I_2} \left[-1.5\alpha^2 + \left(\frac{1 + \alpha^2 \cdot K}{1 + K} \right) + 6 \frac{d_j^2}{h^2} \right]$
A.2	M 和 Q 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{2I_{22}} \left\{ \frac{1}{2N} [(K_2 - k_1 \cdot k_2) + \alpha^2 \cdot k_2 (K_2 - k_2)] - \frac{1}{4} + \frac{d_j^2}{h^2} \right\}$
	M ₁ 和 Q ₁ 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{2I_2} \left\{ \frac{1}{2N} [(K_1 \cdot k_1 - k_2) + \alpha^2 \cdot k_2 (K_1 - k_2)] - \frac{1}{4} + \frac{d_j^2}{h^2} \right\}$
A.3	A 和 B 之间	$\frac{c}{I_1} \left(M_A + \frac{p_c \cdot d_j^2 \cdot L_s}{2} \right)$
	D 和 C 之间	$\frac{c}{I_1} \left[M_A + \frac{p_c \cdot L_s}{2} (L^2 + 2r \cdot L - 2r \cdot l_1 - l_1^2 + d_j^2) \right]$
A.4	A 和 B 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot L_s}{I_2} \left(\frac{-LC_1}{6A} + \frac{d_j^2}{2} \right)$
A.6	M 和 Q 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{24I_{21}} \left[-3 + 2 \left(\frac{1 + \alpha_1^2 \cdot k}{1 + k} \right) + 12 \frac{d_j^2}{h^2} \right]$
	N 和 Q 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot h^2 \cdot L_s}{24I_{11}} \left[-3\alpha + 2 \left(\frac{1 + \alpha_1^2 \cdot k}{1 + k} \right) + 12 \frac{d_j^2}{h^2} \right]$
A.7	A 和 B 之间	$\frac{c}{I_{21}} \left(M_A + \frac{p_c \cdot d_j^2 \cdot L_s}{2} \right)$
	B 和 C 之间	$\frac{c}{I_2} \left(M_A + \frac{p_c \cdot d_j^2 \cdot L_s}{2} \right)$
	F 和 E 之间	$\frac{c}{I_{11}} \left\{ M_A + p_c \cdot \frac{L_s}{2} [(L_0 + L_{11})^2 + 2r(L_0 + L_{11} - l_0 - l_{11}) - (l_0 + l_{11})^2 + d_j^2] \right\}$

表 A.5 侧板上焊接接头处弯曲应力计算公式 (续)

图号	焊接接头位置	接头处的弯曲应力(σ_b)/MPa
A.7	E 和 D 之间	$\frac{c}{I_1} \left\{ M_A + p_c \cdot \frac{L_s}{2} [(L_0 + L_{11})^2 + 2r(L_0 + L_{11} - l_0 - l_{11}) - 2l_0 \cdot l_{11} - l_{11}^2 + d_j^2] \right\}$
A.8	A 和 B 之间	$\frac{p_c \cdot c \cdot L_s}{I_{11}} \left(\frac{-LC_2}{6A_2} + \frac{d_j^2}{2} \right)$

A.10.2 薄膜应力的计算同 A.4~A.7 中的方法,计算应力处有排孔时,应按 A.8.2.1 考虑开孔削弱系数 η_m 的影响。

A.10.3 弯曲应力的计算按表 A.5,表 A.5 中没有包括的非圆形截面容器上有关位置的弯曲应力可采用其他的应力分析方法进行计算。计算应力处有排孔时,开孔削弱系数 η_b 的影响应按 A.8.2.1 确定。

A.10.4 总应力的计算同前述各条规定。薄膜应力和总应力的校核方法按 A.3.1 的规定。

A.11 端盖

受内压矩形截面容器端盖的设计可按第 7 章的有关规定。

A.12 非圆形截面容器的制造与验收

A.12.1 非圆形截面容器的圆弧区(长圆形截面容器的半圆、椭圆形截面容器的大小圆弧区),其横截面上最大和最小成品内半径之差应不大于设计内半径的 1%,且不大于 15 mm。

A.12.2 成形后矩形截面容器横截面上两对角线长度之差应不大于对角线设计长度的 1%,且不大于 30 mm。侧板宽度及其他尺寸的极限偏差按 GB/T 150.4—2024 的规定。

A.12.3 容器的直线度不大于 2‰,且在容器总体长度上偏移量不大于 20 mm。

A.12.4 A、B 类焊缝的无损检测要求见 GB/T 150.4—2024;不带圆角矩形截面容器相邻两侧板转角处的焊接接头表面应进行磁粉或渗透检测。

附 录 B
(规范性)
钢带错绕筒体

B.1 总则

本附录规定了内直径大于或等于 500 mm 的钢带错绕筒体设计。

B.2 术语和定义、符号**B.2.1 术语和定义**

GB/T 150.1—2024 界定的术语和定义适用于本附录。

B.2.2 符号

下列符号适用于本附录：

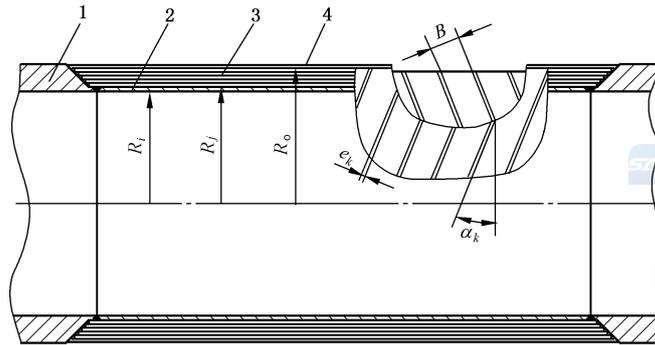
- B —— 钢带宽度, mm;
- C_2 —— 内筒腐蚀裕量, mm;
- D_i —— 筒体内直径, mm;
- D_k —— 第 k 层钢带层平均直径, mm;
- e_k —— 第 k 层钢带的带间间隙, mm;
- j —— 内筒名义厚度与钢带错绕筒体名义厚度之比;
- K_1 —— 内筒外直径与内直径之比;
- K_2 —— 钢带层外直径与内直径之比;
- m —— 钢带设计层数;
- m_c —— 钢带计算层数;
- m_k —— 第 k 层钢带根数;
- p_c —— 计算压力, MPa;
- R_i —— 内筒内半径, mm;
- R_j —— 内筒外半径, mm;
- R_{mi} —— 内筒材料标准常温抗拉强度下限值, MPa;
- R_{mw} —— 钢带材料标准常温抗拉强度下限值, MPa;
- R_o —— 钢带层外半径, mm;
- y —— 系数;
- α —— 相对于筒体环向的钢带平均缠绕倾角, ($^\circ$);
- α_k —— 第 k 层钢带的缠绕倾角, ($^\circ$);
- δ —— 钢带错绕筒体计算厚度, mm;
- δ_1 —— 内筒设计厚度, mm;
- δ_n —— 钢带错绕筒体名义厚度, mm;
- δ_{ni} —— 内筒名义厚度, mm;
- δ_{nw} —— 钢带层名义厚度, mm;
- δ_r —— 钢带厚度, mm;
- ϕ —— 焊接接头系数;



- λ —— 钢带缠绕平均导程, mm;
- λ_c —— 钢带缠绕计算导程, mm;
- $[\sigma]^t$ —— 设计温度下钢带错绕筒体材料的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_i^t$ —— 设计温度下内筒材料的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_w^t$ —— 设计温度下钢带材料的许用应力, MPa。

B.3 结构

钢带错绕筒体由内筒、钢带层和保护壳组成, 见图 B.1。保护壳的厚度为 3 mm~6 mm, 不承受内压作用。



- 标引序号说明:
- 1——端部法兰;
 - 2——内筒;
 - 3——钢带层;
 - 4——保护壳。

图 B.1 钢带错绕筒体结构

B.4 钢带错绕筒体厚度

B.4.1 钢带错绕筒体计算厚度按公式(B.1)计算:

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \dots\dots\dots (B.1)$$

设计温度下钢带错绕筒体材料的许用应力按公式(B.2)计算:

$$[\sigma]^t \phi = j[\sigma]_i^t + y(1-j)[\sigma]_w^t \dots\dots\dots (B.2)$$

式中:

$$y = 0.98;$$

$$j = \frac{1}{10} \sim \frac{1}{4}。$$

B.4.2 内筒设计厚度按公式(B.3)计算:

$$\delta_i = j\delta + C_2 \dots\dots\dots (B.3)$$

将 δ_i 向上圆整至钢材标准规格的厚度得到 δ_{ni} 。

B.4.3 钢带计算层数按公式(B.4)计算:

$$m_c = \frac{(1-j)\delta}{\delta_r} \dots\dots\dots (B.4)$$

式中 $\delta_r = 4 \text{ mm} \sim 8 \text{ mm}$ 。将 m_c 向上圆整至最近的偶数得到 m 。

B.4.4 钢带层的名义厚度按公式(B.5)计算:

$$\delta_{nw} = m\delta_r \dots\dots\dots (B.5)$$

B.4.5 钢带错绕筒体名义厚度按公式(B.6)计算:

$$\delta_n = \delta_{ni} + \delta_{nw} \quad \dots\dots\dots (B.6)$$

B.5 钢带缠绕参数

B.5.1 钢带平均缠绕倾角

钢带平均缠绕倾角按公式(B.7)计算:

$$\alpha = \arccos \sqrt{\frac{0.95(K_2^2 - 1)R_{mw} + R_{mi} [0.95(K_1^2 - 1)/K_1^2 - 2 \ln K_1 / \sqrt{3}]}{R_{mw} [\ln K_2 + 0.83125(K_2^2 - 1)]}} \quad \dots\dots\dots (B.7)$$

B.5.2 钢带缠绕平均导程

钢带缠绕计算导程按公式(B.8)计算:

$$\lambda_c = 2\pi \left(\frac{R_o + R_i}{2} \right) \tan \alpha \quad \dots\dots\dots (B.8)$$

在绕带机床的导程中,选择与 λ_c 最接近的值作为 λ 。

B.5.3 钢带缠绕倾角

第 k 层钢带的缠绕倾角按公式(B.9)计算:

$$\alpha_k = \arctan(\lambda / \pi D_k) \quad \dots\dots\dots (B.9)$$

B.5.4 同层钢带根数

第 k 层钢带的根数按公式(B.10)计算:

$$m_k = (\pi D_k / B) \sin \alpha_k \quad \dots\dots\dots (B.10)$$

m_k 向下圆整至最接近的整数。

B.5.5 带间间隙

第 k 层钢带的带间间隙按公式(B.11)计算:

$$e_k = (\pi D_k / m_k) \sin \alpha_k - B \quad \dots\dots\dots (B.11)$$

式中取 $B = 80 \text{ mm} \sim 160 \text{ mm}$, e_k 应小于或等于 3 mm 。否则应调整 λ ,重新计算。

附 录 C
(规范性)
密封结构

C.1 总则

本附录规定了圆筒形压力容器用金属平垫密封、双锥密封、伍德密封、卡扎里密封、八角垫和椭圆垫密封、卡箍紧固结构的设计方法。各密封结构型式的适用情况见表 C.1。

表 C.1 适用情况

密封结构型式	设计温度/℃	设计压力/MPa	内直径 D_i /mm
金属平垫密封	≤ 200	≤ 16	$\leq 1\ 000$
		$> 16 \sim 22$	≤ 800
		$> 22 \sim 35$	≤ 600
双锥密封	0~400	6.4~35	400~3 200
伍德密封 卡扎里密封 八角垫和椭圆垫密封 卡箍紧固结构		≤ 35	

C.2 金属平垫密封

C.2.1 符号

下列符号适用于本章：

b ——平垫片宽度，mm；

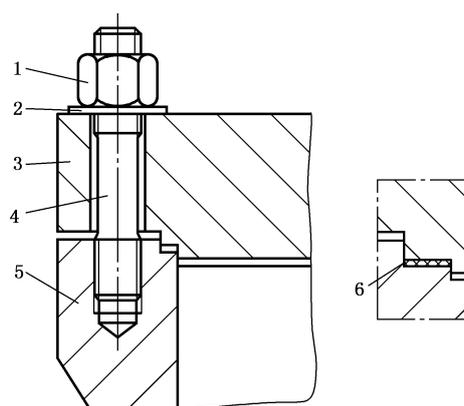
D_i ——内直径，mm；

δ ——平垫片厚度，mm；

δ_p ——平盖厚度，mm。

C.2.2 结构

金属平垫密封的结构见图 C.1。



标引序号说明:

- 1——主螺母;
- 2——垫圈;
- 3——平盖;
- 4——主螺栓;
- 5——筒体端部;
- 6——平垫片。

图 C.1 金属平垫密封结构

C.2.3 平垫片材料和尺寸

C.2.3.1 平垫片材料应满足下列要求:

- a) 退火铝(硬度为 15HBW_{10/250}~30HBW_{10/250});
- b) 退火紫铜(硬度为 30HBW_{10/500}~50HBW_{10/500});
- c) 10 钢。

C.2.3.2 平垫片的宽度 b 和厚度 δ 按表 C.2 和表 C.3 选取。

C.2.4 密封面

密封面尺寸按表 C.4 确定。平盖和筒体端部的密封面上应各有 2 条深 1 mm 的三角形沟槽。密封面配合公差见图 C.2。

表 C.2 平垫片宽度 b

设计压力 MPa	内直径 D_i /mm								
	≤ 100	$>100 \sim 200$	$>200 \sim 300$	$>300 \sim 400$	$>400 \sim 500$	$>500 \sim 600$	$>600 \sim 700$	$>700 \sim 800$	$>800 \sim 1\,000$
	平垫片宽度/mm								
≤ 16	6	6	6	7	8	9	10	10	12
$>16 \sim 22$	6	6	7	8	9	10	10	12	—
$>22 \sim 35$	6	7	8	9	10	12	—	—	—

表 C.3 平垫片厚度 δ

单位为毫米

宽度 b	厚度 δ
6	3
7~9	5
10~12	6

表 C.4 密封面尺寸

单位为毫米

D_i	D_1	h_1	h_2
≤ 100	$D_i + 6$	$2\delta + 1$	2.5δ
$> 100 \sim 200$	$D_i + 8$		
$> 200 \sim 400$	$D_i + 10$		
$> 400 \sim 600$	$D_i + 12$		
$> 600 \sim 800$	$D_i + 12$		
$> 800 \sim 1\ 000$	$D_i + 12$		

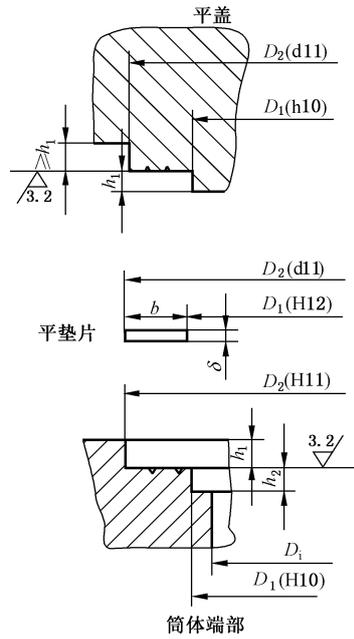


图 C.2 密封面配合公差

C.2.5 筒体端部

筒体端部和主螺栓、主螺母的设计按 9.7 的规定。

C.2.6 平盖

平盖的结构见图 C.3,其厚度 δ_p 按公式(7-33)计算。

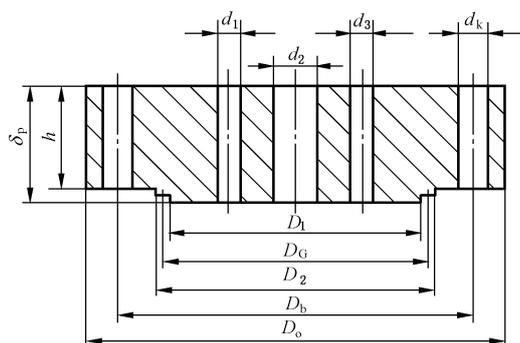


图 C.3 平盖

C.3 双锥密封

C.3.1 符号

下列符号适用于本章：

- A —— 双锥环高度, mm;
- B —— 双锥环厚度, mm;
- b —— 双锥环的有效高度, mm;
- C —— 双锥环外侧面高度, mm;
- D_b —— 螺栓孔中心圆直径, mm;
- D_G —— 密封面平均直径, mm;
- D_i —— 内直径, mm;
- D_T —— 平盖支撑面直径, mm;
- D_1 —— 双锥环内圆柱面直径, mm;
- E —— 设计温度下材料的弹性模量, MPa;
- F —— 内压引起的轴向力, N;
- F_c —— 双锥环回弹力的轴向分力, N;
- F_p —— 双锥环自紧作用的轴向分力, N;
- f —— 双锥环的截面积, mm²;
- g —— 单侧径向间隙(见图 C.4), mm;
- h_1 —— 厚度(见图 C.5), mm;
- p_c —— 计算压力, MPa;
- W —— 主螺栓总载荷, N;
- W_a —— 预紧状态的螺栓载荷, N;
- W_p —— 操作状态的螺栓载荷, N;
- y —— 密封比压, MPa;
- α —— 双锥环密封面锥角, (°);
- ρ —— 摩擦角, (°);
- τ_a —— a - a 环向截面的切应力, MPa;
- σ_m —— 双锥环中点处的弯曲应力, MPa;
- σ_{ma} —— a - a 环向截面的弯曲应力, MPa;
- σ_{oa} —— a - a 环向截面的当量应力, MPa;
- $[\sigma]^t$ —— 设计温度下元件材料的许用应力, MPa。

C.3.2 结构

C.3.2.1 双锥密封结构见图 C.4。

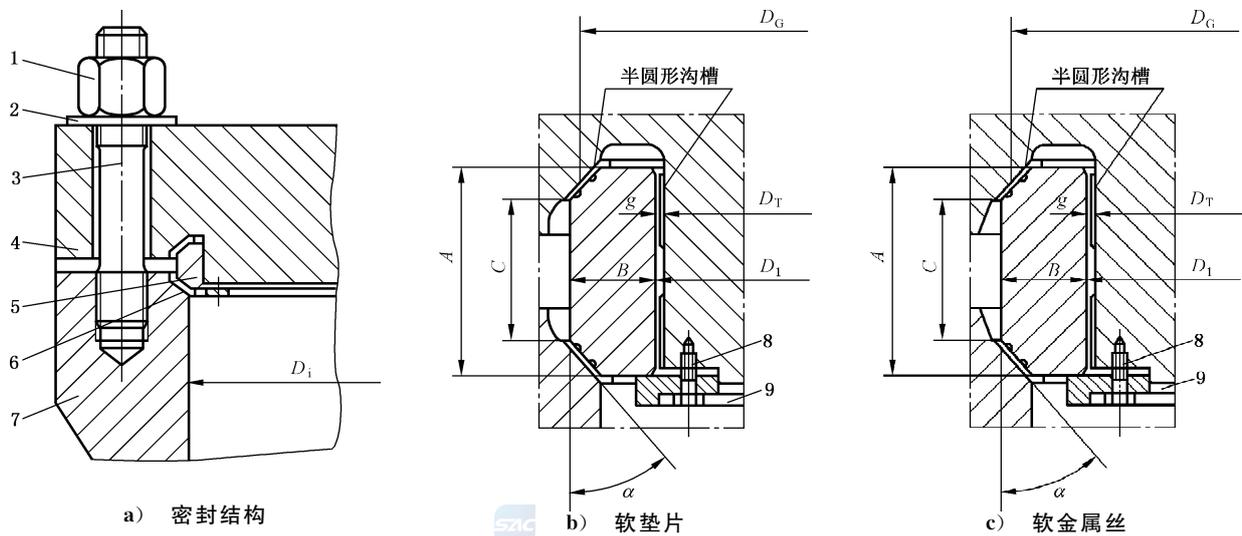
C.3.2.2 双锥环用托环、螺栓固定在平盖上。双锥环的内圆柱面与平盖的圆柱支承面之间的单侧径向间隙 $[g=(D_1-D_T)/2]$ 应控制在双锥环内圆柱面直径的 0.075%~0.125%。

C.3.2.3 平盖的圆柱支承面上应开几条纵向的半圆形沟槽。

C.3.2.4 密封面之间的软金属垫片厚度约 1 mm,密封特性参数按表 9.2。非金属垫片厚度为 0.5 mm~1 mm,软金属丝直径 d_s 为 2 mm~5 mm,其密封特性参数和摩擦角按经验确定。

C.3.2.5 图 C.4b)所示双锥环的两个密封面上应各开 2 条半径为 1 mm~1.5 mm,深 1 mm 的半圆形沟槽或深 1 mm 的三角形沟槽,沟槽槽口圆角半径约 0.5 mm;图 C.4 c)所示双锥环的两个密封面上应各开 1 条或 2 条半圆形沟槽,沟槽直径为 $d_s^{+0.1}$ mm。

C.3.2.6 双锥环密封面锥角 $\alpha=30^\circ_{-15'}$,粗糙度 Ra 为 $3.2\ \mu\text{m}\sim 1.6\ \mu\text{m}$ 。平盖及筒体端部密封面锥角 $\alpha=30^\circ_{+15'}$ 粗糙度 Ra 为 $3.2\ \mu\text{m}\sim 1.6\ \mu\text{m}$ 。



标引序号说明:

- | | |
|---------|-------------|
| 1——主螺母; | 6——软垫片或金属丝; |
| 2——垫圈; | 7——筒体端部; |
| 3——主螺栓; | 8——螺栓; |
| 4——平盖; | 9——托环。 |
| 5——双锥环; | |

图 C.4 双锥密封结构

C.3.3 双锥环、软垫片和软金属丝材料

C.3.3.1 双锥环应选用 35、16Mn、20MnMo、15CrMo、S30408 和 S32168 等的Ⅲ级或Ⅳ级压力容器用锻件。

C.3.3.2 软垫片和软金属丝材料按表 C.5 选用。

表 C.5 软垫片和软金属丝材料

软垫片	软金属丝
退火铝(硬度为 15 HBW10/250~30 HBW10/250) 退火紫铜(硬度为 30 HBW10/500~50 HBW10/500) 纯铁 奥氏体不锈钢	
柔性石墨	银

C.3.4 双锥环结构尺寸

双锥环结构尺寸按公式(C.1)~公式(C.3)计算:

$$A = 2.7 \sqrt{D_i} \dots\dots\dots (C.1)$$

$$C = (0.5 \sim 0.6)A \dots\dots\dots (C.2)$$



$$B = \frac{A + C}{2} \sqrt{\frac{0.75 p_c}{\sigma_m}} \dots\dots\dots (C.3)$$

式中双锥环中点处的弯曲应力 $\sigma_m = 50 \text{ MPa} \sim 100 \text{ MPa}$ 。

推荐的双锥环的系列结构尺寸见表 C.6。

表 C.6 双锥环的系列结构尺寸

封口内径 D_i /mm	设计压力/MPa	A/mm	B/mm	C/mm	D_1 /mm
1 000	6.4	85	23	48	975
1 200		94	26	54	1 171
1 400		101	28	58	1 369
1 600		108	29	62	1 569
1 800		115	31	66	1 766
2 000		121	33	69	1 964
2 200		127	34	72	2 164
2 400		132	36	75	2 361
2 600		138	38	79	2 558
2 800		143	39	82	2 757
3 000		148	40	84	2 957
3 200		153	42	87	3 154
1 000		10	85	25	47
1 200	94		27	52	1 170
1 400	101		30	56	1 366
1 600	108		31	59	1 566
1 800	115		33	63	1 764
2 000	121		35	67	1 961
2 200	127		37	70	2 159
2 400	132		39	73	2 356
2 600	138		40	76	2 556
2 800	143		42	79	2 753
3 000	148		43	81	2 953
3 200	153		45	84	3 150

表 C.6 双锥环的系列结构尺寸 (续)

封口内径 D_i /mm	设计压力/MPa	A/mm	B/mm	C/mm	D_1 /mm	
600	20	66	23	33	573	
800		76	27	38	768	
1 000		85	30	43	964	
1 200		94	33	47	1 161	
1 400		101	36	51	1 357	
1 600		108	38	54	1 555	
1 800		115	40	58	1 753	
2 000		121	43	61	1 949	
2 200		127	45	64	2 146	
2 400		132	46	66	2 346	
2 600		138	48	69	2 544	
2 800		143	50	72	2 741	
3 000		148	52	74	2 939	
3 200		153	54	77	3 136	
400		35	54	22	27	372
500			60	24	30	469
600			66	27	33	565
700	71		29	36	662	
800	76		31	38	760	
1 000	85		34	43	956	
1 200	94		38	47	1 151	
1 400	101		41	51	1 347	
1 600	108		44	54	1 543	
1 800	115		46	58	1 741	
2 000	121		49	61	1 937	
2 200	127		51	64	2 134	
2 400	132		53	66	2 332	
2 600	138		56	69	2 528	
2 800	143		58	72	2 725	
3 000	148		60	74	2 923	
3 200	153		62	77	3 120	

C.3.5 筒体端部

C.3.5.1 筒体端部、主螺栓和主螺母的设计按 9.7 的规定。但确定 A_m 时,公式(9-4)和公式(9-5)中螺栓载荷 W_a 、 W_p 分别按公式(C.4)和公式(C.6)计算。

C.3.5.2 预紧状态的主螺栓载荷按公式(C.4)计算:

$$W_a = 1.57D_G(A - C)_y \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos\alpha \cos\rho} \dots\dots\dots(C.4)$$

双锥环的密封面平均直径按公式(C.5)计算:

$$D_G = D_1 + 2B - \frac{A - C}{2} \tan\alpha \dots\dots\dots(C.5)$$

C.3.5.3 操作状态的主螺栓载荷按公式(C.6)计算:

$$W_p = F + F_p + F_c \quad \dots\dots\dots (C.6)$$

内压引起的轴向力按公式(C.7)计算:

$$F = 0.785D_G^2 p_c \quad \dots\dots\dots (C.7)$$

双锥环自紧作用的轴向分力按公式(C.8)计算:

$$F_p = 1.57D_G b p_c \tan(\alpha - \rho) \quad \dots\dots\dots (C.8)$$

双锥环的有效高度按公式(C.9)计算:

$$b = \frac{1}{2}(A + C) \quad \dots\dots\dots (C.9)$$

双锥环回弹力的轴向分力按公式(C.10)计算:

$$F_c = 3.14f \frac{2g}{D_1} E \tan(\alpha - \rho) \quad \dots\dots\dots (C.10)$$

式中单侧径向间隙 $g = (0.075\% \sim 0.125\%)D_1$ 。钢与钢接触时 $\rho = 8^\circ 30'$, 钢与铜接触时 $\rho = 10^\circ 31'$, 钢与铝接触时 $\rho = 15^\circ$ 。

双锥环的截面积按公式(C.11)计算:

$$f = AB - \left(\frac{A - C}{2}\right)^2 \tan\alpha \quad \dots\dots\dots (C.11)$$

C.3.6 平盖

平盖结构见图 C.5。其厚度 δ_p 按公式(7.33)计算, 式中 D_c 以 D_G 代入。

作用于平盖 $a-a$ 环向截面的当量应力应按公式(C.12)校核:

$$\sigma_{oa} = \sqrt{\sigma_{ma}^2 + 3\tau_a^2} \leq 0.7[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.12)$$

$a-a$ 环向截面的弯曲应力按公式(C.13)计算:

$$\sigma_{ma} = \frac{3W(D_b - D_G)}{3.14D_G h_1^2} \quad \dots\dots\dots (C.13)$$

$a-a$ 环向截面的切应力按公式(C.14)计算:

$$\tau_a = \frac{W}{3.14D_G h_1} \quad \dots\dots\dots (C.14)$$

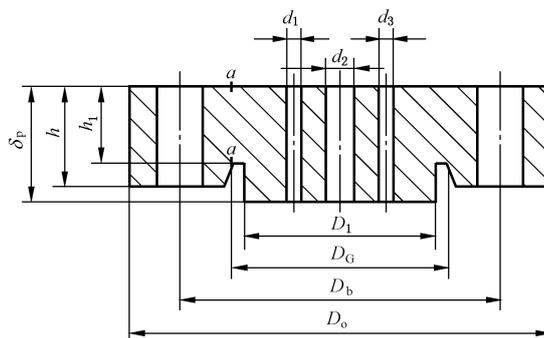


图 C.5 平盖

C.4 伍德密封

C.4.1 符号

下列符号适用于本章:

C —— 计算系数(见式 C.44);

- D_a —— a - a 环向截面的直径, mm;
 D_b —— 螺栓孔中心圆直径, mm;
 D_c —— 密封接触圆直径, mm;
 D_n —— 筒体端部中性面 Y-Y 的直径, mm;
 D_o —— 外直径, mm;
 D_1 —— 牵制环内径, mm;
 D_3 —— 牵制环外径, mm;
 D_5 —— 顶盖 a - a 环向截面的平均直径, mm;
 D_6 —— 直径(见图 C.9), mm;
 D_7 —— 直径(见图 C.10), mm;
 d_k —— 螺栓孔或螺孔直径, mm;
 F —— 内压引起的轴向力, N;
 F_a —— 密封垫密封力的轴向分力, N;
 H —— 力臂(见图 C.10), mm;
 h —— 厚度(见图 C.7), mm;
 h_1 —— 厚度(见图 C.8), mm;
 h_2 —— 厚度(见图 C.9), mm;
 h_3 —— 厚度(见图 C.10), mm;
 I_c —— 纵向截面惯性矩, mm⁴;
 L —— 特征长度(见图 C.9), mm;
 l —— 特征长度(见图 C.9), mm;
 l_1, l_2 —— 特征长度(见图 C.10), mm;
 M —— 纵向截面的弯矩, N·mm;
 M_{\max} —— 作用于 a - a 环向截面单位长度上的最大弯矩, N·mm/mm;
 M_r —— 单位长度弯矩, N·mm/mm;
 M_1 —— 中性面单位长度的弯矩, N·mm/mm;
 M_3, M_4 —— 单位长度弯矩, N·mm/mm;
 n —— 拉紧螺栓数量;
 p_c —— 计算压力, MPa;
 Q_r —— 密封反力引起的径向载荷, N;
 q_r —— 沿中性面 Y-Y 单位长度上的径向载荷, N/mm;
 q_1 —— 线密封比压, N/mm;
 S —— a - a 环向截面处厚度, mm;
 S_o —— 筒体端部中性面 Y-Y 离直径 D_7 的距离, mm;
 Z —— 纵向截面抗弯截面系数, mm³;
 Z_c —— 纵向截面形心离截面最外端距离, mm;
 α —— 压垫的锥角, (°);
 β —— 计算系数, mm⁻¹;
 δ —— 牵制环厚度, mm;
 δ_1 —— 顶盖厚度, mm;
 ρ —— 摩擦角, (°);
 μ —— 平均壁温下材料的泊松比;
 τ_a —— a - a 环向截面的切应力, MPa;

- τ_b —— $b-b$ 环向截面的切应力, MPa;
- σ_a —— $a-a$ 环向截面拉应力, MPa;
- σ_m —— 弯曲应力, MPa;
- σ_{ma} —— $a-a$ 环向截面的弯曲应力, MPa;
- σ_{mb} —— $b-b$ 环向截面的弯曲应力, MPa;
- σ_{oa} —— $a-a$ 环向截面的当量应力, MPa;
- σ_{ob} —— $b-b$ 环向截面的当量应力, MPa;
- $[\sigma]^t$ —— 设计温度下元件材料的许用应力, MPa。

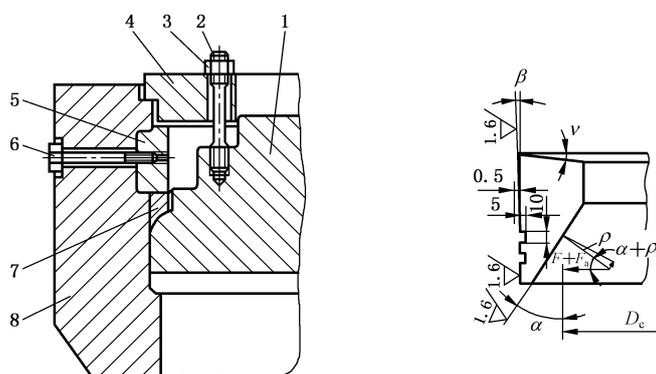
C.4.2 结构

伍德密封的结构见图 C.6。

顶盖和压垫之间按线接触密封设计。为防止密封力过大把密封面压溃,设计中应选配适当强度的材料。

压垫的外锥面上应开 1 条~2 条环形沟槽。压垫的锥角分别为:

$$\alpha = 30^\circ \sim 35^\circ; \beta = 5^\circ; \nu = 5^\circ \sim 10^\circ.$$



标引序号说明:

- | | |
|----------|----------|
| 1——顶盖; | 5——四合环; |
| 2——牵制螺栓; | 6——拉紧螺栓; |
| 3——螺母; | 7——压垫; |
| 4——牵制环; | 8——筒体端部。 |

图 C.6 伍德密封结构

C.4.3 载荷

C.4.3.1 内压引起的轴向力按公式(C.15)计算:

$$F = 0.785D_c^2 p_c \quad \dots\dots\dots (C.15)$$

C.4.3.2 预紧状态时,压垫密封力的轴向分力,即牵制螺栓的载荷按公式(C.16)计算:

$$F_a = 3.14D_c q_1 \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos \rho} \quad \dots\dots\dots (C.16)$$

式中对于非合金钢、低合金钢的线密封比压 $q_1 = 200 \text{ N/mm} \sim 300 \text{ N/mm}$ 。钢与钢接触时 $\rho = 8^\circ 30'$, 钢与铜接触时 $\rho = 10^\circ 31'$, 钢与铝接触时 $\rho = 15^\circ$ 。

C.4.4 牵制环

C.4.4.1 确定牵制环的结构尺寸(见图 C.7),并对作用于纵向截面的弯曲应力和 $a-a$ 环向截面的当量

应力进行强度校核。

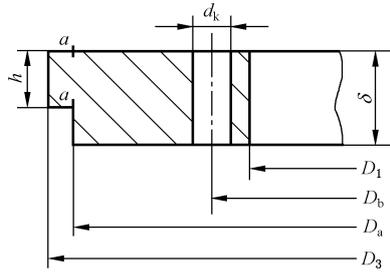


图 C.7 牵制环

C.4.4.2 纵向截面的弯曲应力按公式(C.17)校核：

$$\sigma_m = \frac{3F_a(D_a - D_b)}{3.14(D_3 - D_1 - 2d_k)\delta^2} \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots(C.17)$$

C.4.4.3 a-a 环向截面的当量应力按公式(C.18)校核：

$$\sigma_{oa} = \sqrt{\sigma_{ma}^2 + 3\tau_a^2} \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots(C.18)$$

a-a 环向截面的弯曲应力 σ_{ma} 按公式(C.19)计算：

$$\sigma_{ma} = \frac{3F_a(D_a - D_b)}{3.14D_a h^2} \quad \dots\dots\dots(C.19)$$

a-a 环向截面的切应力 τ_a 按公式(C.20)计算：

$$\tau_a = \frac{F_a}{3.14D_a h} \quad \dots\dots\dots(C.20)$$

式中厚度 h 见图 C.7 标注部分。

C.4.5 四合环

四合环系由四块元件组成，每块元件均有一个径向螺孔(见图 C.8)。计算时视为一个圆环，对作用于 a-a 环向截面的切应力按公式(C.21)校核：

$$\tau_a = \frac{F + F_a}{3.14D_a h_1 - 0.785nd_k^2} \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots(C.21)$$

式中厚度 h_1 见图 C.8 标注部分。

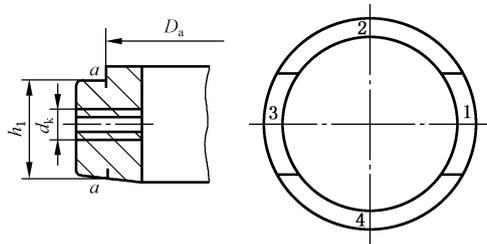


图 C.8 四合环

C.4.6 牵制螺栓

牵制螺栓设计按 9.7 的规定，其中 A_m 取预紧状态需要的螺栓面积，即 $A_m = A_a$ ，公式(9-7)中螺栓载荷 W_a 等于 F_a ， F_a 按公式(C.16)计算。

C.4.7 顶盖

C.4.7.1 确定顶盖的结构尺寸(见图 C.9)，并对作用于纵向截面的弯曲应力和 a-a 环向截面的当量应

力进行强度校核。

C.4.7.2 纵向截面的弯曲应力按公式(C.22)校核：

$$\sigma_m = \frac{M}{Z} \leq 0.7[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.22)$$

纵向截面的弯矩 M 按公式(C.23)计算：

$$M = \frac{1}{6.2\delta} \left[\left(D_c - \frac{2}{3} D_c \right) F + (D_c - D_b) F_a \right] \quad \dots\dots\dots (C.23)$$

纵向截面抗弯截面系数 Z 按公式(C.24)选取：

$$\begin{cases} \text{当 } Z_c \geq \frac{\delta_1}{2} \text{ 时, } Z = \frac{I_c}{Z_c} \\ \text{当 } Z_c < \frac{\delta_1}{2} \text{ 时, } Z = \frac{I_c}{\delta_1 - Z_c} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (C.24)$$

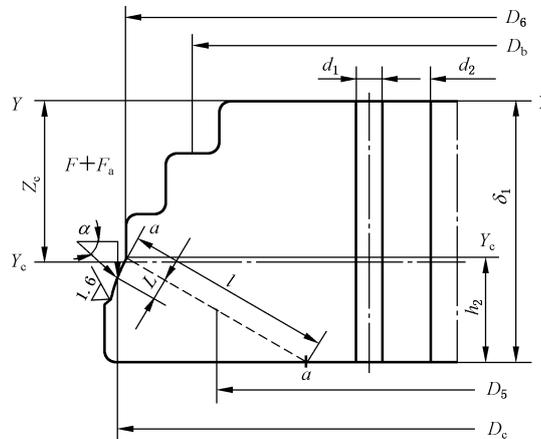


图 C.9 顶盖

C.4.7.3 a - a 环向截面的当量应力按公式(C.25)校核：

$$\sigma_{oa} = \sqrt{\sigma_{ma}^2 + 3\tau_a^2} \leq 0.7[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.25)$$

弯曲应力 σ_{ma} 按公式(C.26)计算：

$$\sigma_{ma} = \frac{6(F + F_a)L}{3.14D_5 l^2 \sin\alpha} \quad \dots\dots\dots (C.26)$$

切应力 τ_a 按公式(C.27)计算：

$$\tau_a = \frac{F + F_a}{3.14D_5 l \sin\alpha} \quad \dots\dots\dots (C.27)$$

顶盖 a - a 环向截面的平均直径 D_5 按公式(C.28)计算：

$$D_5 = D_6 - \frac{h_2}{\tan\alpha} \quad \dots\dots\dots (C.28)$$

其他符号见图 C.9。

C.4.8 筒体端部

C.4.8.1 确定筒体端部的结构尺寸(见图 C.10),并对作用于 a - a 和 b - b 环向截面的当量应力进行强度校核。



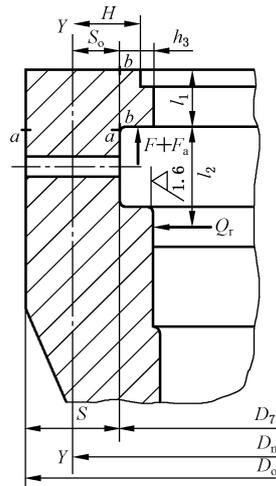


图 C.10 筒体端部

C.4.8.2 a-a 环向截面的当量应力按公式(C.29)校核:

$$\sigma_{oa} = \sigma_a + \sigma_{ma} \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.29)$$

筒体端部 a-a 环向截面拉应力 σ_a 按公式(C.30)计算:

$$\sigma_a = \frac{4(F + F_a)}{3.14(D_o^2 - D_7^2)} \quad \dots\dots\dots (C.30)$$

D_7 见图 C.10 标注部分。

弯曲应力 σ_{ma} 按公式(C.31)计算:

$$\sigma_{ma} = \frac{6M_{max}}{S^2} \quad \dots\dots\dots (C.31)$$

式中:

a-a 环向截面单位长度上的最大弯矩 M_{max} 的计算见 C4.8.3。

a-a 环向截面处厚度 S 按公式(C.32)计算:

$$S = \frac{D_o - D_7}{2} \quad \dots\dots\dots (C.32)$$

C.4.8.3 b-b 环向截面的当量应力按公式(C.33)校核:

$$\sigma_{ob} = \sqrt{\sigma_{mb}^2 + 3\tau_b^2} \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.33)$$

b-b 环向截面的弯曲应力 σ_{mb} 按公式(C.34)计算:

$$\sigma_{mb} = \frac{3(F + F_a)h_3}{3.14D_7l_1^2} \quad \dots\dots\dots (C.34)$$

b-b 环向截面的切应力 τ_b 按公式(C.35)计算:

$$\tau_b = \frac{F + F_a}{3.14D_7l_1} \quad \dots\dots\dots (C.35)$$

其他符号见图 C.10。

C.4.8.4 最大弯矩 M_{max}

C.4.8.4.1 $F + F_a$ 引起的弯矩 M 按公式(C.36)计算:

$$M = (F + F_a)H \quad \dots\dots\dots (C.36)$$

式中力臂 H 按公式(C.37)计算:

$$H = S_o + 0.5h_3 \quad \dots\dots\dots (C.37)$$

筒体端部中性面 Y-Y 离直径 D_7 的距离 S_o 按公式(C.38)选取:

$$\begin{cases} \text{当 } \frac{D_o}{D_7} \leq 1.45 \text{ 时, } S_o = \frac{D_o - D_7}{4} \\ \text{当 } \frac{D_o}{D_7} > 1.45 \text{ 时, } S_o = \frac{D_o - D_7}{6} \frac{2D_o + D_7}{D_o + D_7} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (C.38)$$

C.4.8.4.2 中性面单位长度的弯矩 M_1 按公式(C.39)计算:

$$M_1 = \frac{M}{3.14D_n} \quad \dots\dots\dots (C.39)$$

筒体端部中性面 Y-Y 的直径 D_n 按公式(C.40)计算:

$$D_n = D_7 + 2S_o \quad \dots\dots\dots (C.40)$$

C.4.8.4.3 计算系数 β 按公式(C.41)计算:

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{12(1 - \mu^2)}{D_n^2 S^2}} \quad \dots\dots\dots (C.41)$$

C.4.8.4.4 根据 βl_1 查图 C.11, 得 $\left(\frac{M_3}{M_1}\right)$ 和 $\left(\frac{M_4}{M_1}\right)$, 则:

$$M_3 = \left(\frac{M_3}{M_1}\right) M_1 \quad \dots\dots\dots (C.42)$$

$$M_4 = \left(\frac{M_4}{M_1}\right) M_1 \quad \dots\dots\dots (C.43)$$

C.4.8.4.5 系数 C 按公式(C.44)计算:

$$C = \frac{l_2}{l_1} \quad \dots\dots\dots (C.44)$$

式中宽度 l_2 见图 C.10。

C.4.8.4.6 根据 βl_1 及 C 查图 C.12 得 $\left(\frac{\beta M_r}{q_r} \times 10\right)$ 。

C.4.8.4.7 单位长度弯矩 M_r 按公式(C.45)计算:

$$M_r = \left(\frac{\beta M_r}{q_r} \times 10\right) \frac{q_r}{10\beta} \quad \dots\dots\dots (C.45)$$

式中沿中性面 Y-Y 单位长度上的径向载荷 q_r 按公式(C.46)计算:

$$q_r = \frac{Q_r}{3.14D_n} \quad \dots\dots\dots (C.46)$$

密封反力引起的径向载荷 Q_r 按公式(C.47)计算:

$$Q_r = \frac{F + F_a}{\tan(\alpha + \rho)} \quad \dots\dots\dots (C.47)$$

C.4.8.4.8 最大弯矩 M_{\max} 取公式(C.48)中绝对值较大者。

$$M_{\max} = \begin{cases} M_r + M_3 \\ M_r - M_4 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (C.48)$$

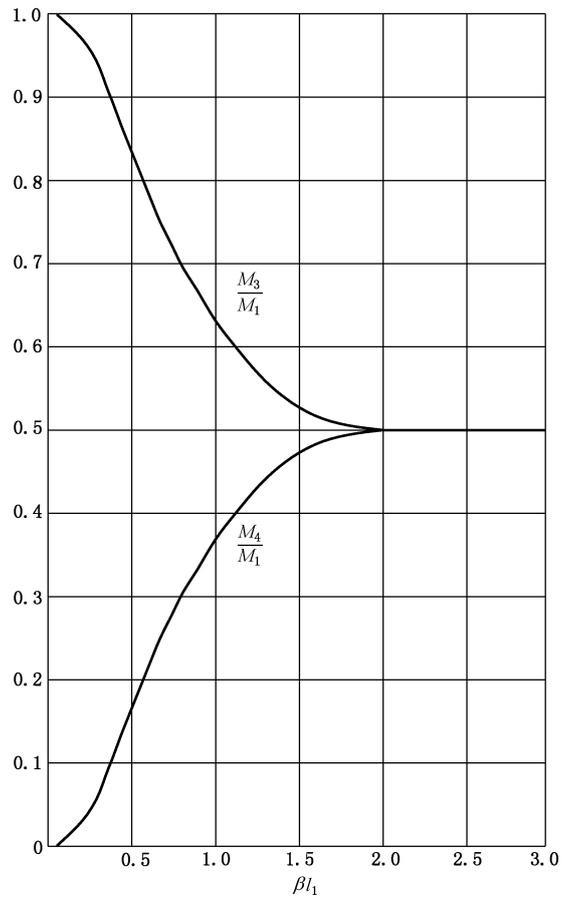


图 C.11 曲线 1

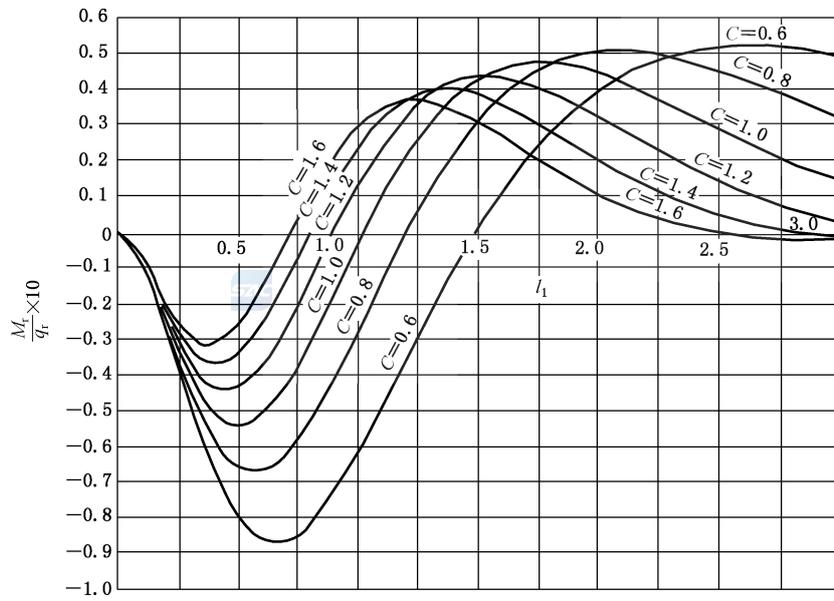


图 C.12 曲线 2

C.5 卡扎里密封

C.5.1 符号

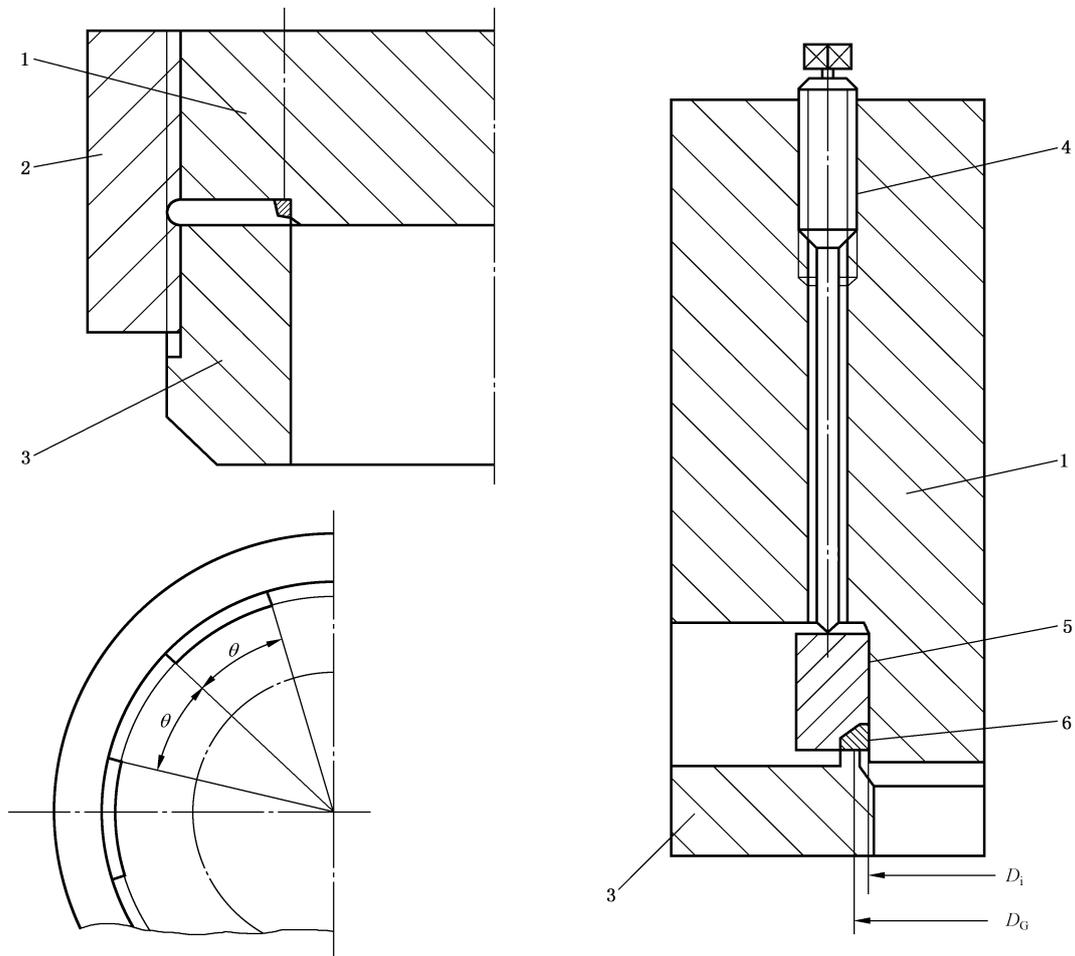
下列符号适用于本章：

b	——密封垫宽度,mm;
C	——计算系数(见式 C.86);
D_b	——螺栓孔中心圆直径,mm;
D_G	——密封面平均直径,mm;
D_i	——密封垫内径,mm;
D_n	——中性面的直径,mm;
D	——螺纹套筒外径,mm;
D_o	——平盖螺纹大径,mm;
D_1	——压环内径,mm;
D_2	——压环外径,mm;
d_i	——平盖螺纹小径,mm;
d_k	——螺栓孔或螺孔直径,mm;
F	——内压引起的轴向力,N;
F_a	——密封垫密封力的轴向分力,N;
H	——压环厚度,mm;
H_1	——力臂(见图 C.18),mm;
H_2	——力臂(见图 C.18),mm;
H_3	——力臂(见图 C.21),mm;
h	——密封垫高度,mm;
h_1	——螺纹齿高度(见图 C.17),mm;
h_2	——厚度(见图 C.16),mm;
k	——计算系数(见式 C.85);
l_1, l_2, l_3	——特征长度,mm;
M	—— $(F + F_a)$ 引起的弯矩, $N \cdot mm$;
M_{max}	——环向截面单位长度上最大弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_1	——沿中性面单位长度上的弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_2	—— F_a 引起的弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_5	——由 F_a 引起的作用于 $a-a$ 环向截面单位长度上的弯矩, $N \cdot mm/mm$;
m	——沿 l_1 单位长度上的弯矩, $N \cdot mm/mm$;
n	——螺纹圈数;
p_c	——计算压力,MPa;
S	——厚度(见图 C.18),mm;
S_o	——筒体端部中性面 Y-Y 离直径 d_i 的距离,mm;
S_{o1}	——螺纹套筒中性面 Y-Y 离直径 D_o 的距离,mm;
S_1	——厚度(见图 C.21),mm;
t_1	——厚度(见图 C.17),mm;
W_a	——预紧状态的螺栓载荷,N;
y	——密封比压,MPa;
c	——楔形角, $(^\circ)$;
β	——系数, mm^{-1} ;

- δ_p ——平盖厚度, mm;
- μ ——平均壁温下材料的泊松比;
- ρ ——摩擦角, ($^\circ$);
- τ ——切应力, MPa;
- σ ——拉伸应力, MPa;
- σ_a —— a - a 环向截面拉应力, MPa;
- σ_m ——弯曲应力, MPa;
- σ_{ma} —— a - a 环向截面弯曲应力, MPa;
- σ_o ——当量应力, MPa;
- σ_{oa} —— a - a 环向截面当量应力, MPa;
- $[\sigma]^t$ ——设计温度下元件材料的许用应力, MPa。

C.5.2 结构

卡扎里密封结构见图 C.13。



标引序号说明:

- 1——平盖;
- 2——螺纹套筒;

- 3——筒体端部;
- 4——顶紧螺栓;

- 5——压环;
- 6——密封垫。

图 C.13 卡扎里密封结构

螺纹套筒内壁的上下两段是锯齿形螺纹。为便于与平盖相互连接和快拆,上段用间断锯齿形螺纹,间断部分夹角 θ 应取 $10^\circ \sim 30^\circ$ 。

C.5.3 载荷

C.5.3.1 内压引起的轴向力按公式(C.49)计算:

$$F = 0.785D_G^2 p_c \dots\dots\dots (C.49)$$

C.5.3.2 密封垫结构见图 C.14。密封力的轴向分力取公式(C.50)中计算值较大者。

$$F_a = \begin{cases} 3.14y(D_G b + D_i h \tan \rho) \\ 3.14y(D_i h + D_G b \tan \rho) \tan(\alpha + \rho) \end{cases} \dots\dots\dots (C.50)$$

式中楔形角 α 可取 $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 。钢与钢接触时 $\rho = 8^\circ 30'$, 钢与铜接触时 $\rho = 10^\circ 31'$, 钢与铝接触时 $\rho = 15^\circ$ 。

C.5.4 压环

确定压环的结构尺寸(见图 C.15),并对作用于纵向截面的弯曲应力按公式(C.51)进行校核:

$$\sigma_m = \frac{3F_a(D_b - D_G)}{3.14(D_2 - D_1)H^2} \leq 0.9[\sigma]^t \dots\dots\dots (C.51)$$

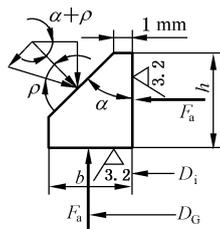


图 C.14 密封垫

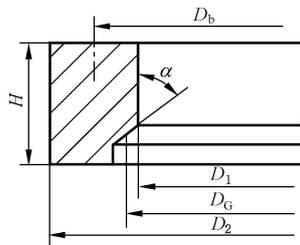


图 C.15 压环

C.5.5 顶紧螺栓

顶紧螺栓的设计按 9.7 的规定,其中 A_m 取预紧状态下需要的螺栓面积,即 $A_m = A_a$,公式(9-7)中螺栓载荷 W_a 等于 F_a , F_a 按公式(C.50)计算。

C.5.6 平盖

C.5.6.1 确定平盖的结构尺寸(见图 C.16),并对作用于纵向截面的弯曲应力和间断锯齿形螺纹的当量应力进行强度校核。

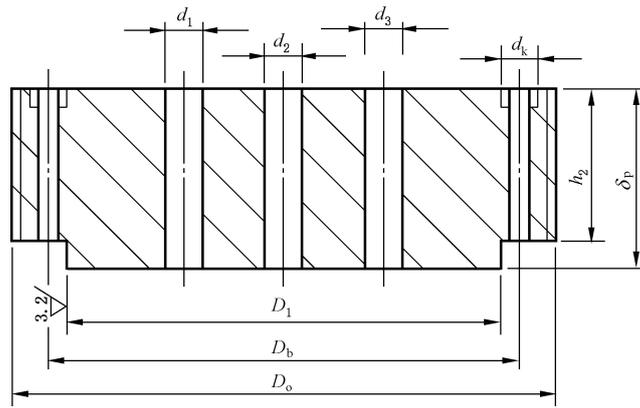


图 C.16 平盖

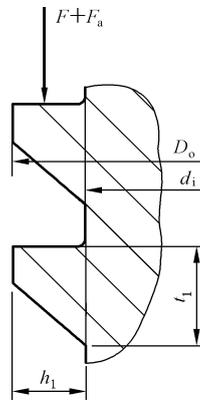


图 C.17 锯齿形螺纹

C.5.6.2 纵向截面弯曲应力按公式(C.52)校核:

$$\sigma_m = \frac{3 \left[\left(D_o - \frac{2}{3} D_1 \right) F + (D_o - D_b) F_a \right]}{3.14 [D_1 - \sum d_i] \delta_p^2 + (D_o - D_1 - 2d_k) h_2^2} \leq 0.7 [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.52)$$

式中: $\sum d_i = d_1 + d_2 + d_3 + \dots + d_i$, 单位为毫米(mm);

厚度 h_2 见图 C.16。

C.5.6.3 间断锯齿形螺纹的当量应力按公式(C.53)校核:

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau^2} \leq 0.7 [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.53)$$

弯曲应力 σ_m 按公式(C.54)计算:

$$\sigma_m = \frac{3(F + F_a)(D_o - d_i)}{3.14 d_i t_1^2 n} \quad \dots\dots\dots (C.54)$$

厚度 t_1 见图 C.17。

切应力 τ 按公式(C.55)计算:

$$\tau = \frac{2(F + F_a)}{3.14 d_i t_1 n} \quad \dots\dots\dots (C.55)$$

C.5.7 筒体端部

C.5.7.1 筒体端部结构

确定筒体端部结构尺寸(见图 C.18),并对作用于 $a-a$ 环向截面的当量应力进行强度校核。

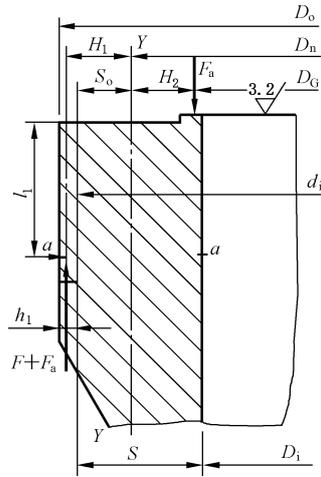


图 C.18 筒体端部

C.5.7.2 拉应力

拉应力按公式(C.56)计算:

$$\sigma_a = \frac{4(F + F_a)}{3.14(d_i^2 - D_i^2)} \dots\dots\dots (C.56)$$

C.5.7.3 弯曲应力

C.5.7.3.1 由 $F + F_a$ 引起的,作用于 a - a 环向截面单位长度上最大弯矩 M_{max} 。

a) $F + F_a$ 引起的弯矩按公式(C.57)计算:

$$M = (F + F_a)H_1 \dots\dots\dots (C.57)$$

力臂 H_1 按公式(C.58)计算:

$$H_1 = S_o + 0.5h_1 \dots\dots\dots (C.58)$$

筒体端部中性面 Y-Y 离直径 d_i 的距离 S_o 按公式(C.59)选取:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{当 } \frac{d_i}{D_i} \leq 1.45 \text{ 时, } S_o = \frac{d_i - D_i}{4} \\ \text{当 } \frac{d_i}{D_i} > 1.45 \text{ 时, } S_o = \frac{d_i - D_i}{6} \frac{d_i + 2D_i}{d_i + D_i} \end{array} \right. \dots\dots\dots (C.59)$$

b) 沿中性面单位长度上的弯矩按公式(C.60)计算:

$$M_1 = \frac{M}{\pi D_n} \dots\dots\dots (C.60)$$

筒体端部中性面 Y-Y 的直径 D_n 按公式(C.61)计算:

$$D_n = d_i - 2S_o \dots\dots\dots (C.61)$$

c) 沿 l_1 单位长度上的弯矩 m 按公式(C.62)计算:

$$m = \frac{M_1}{l_1} \dots\dots\dots (C.62)$$

式中长度 l_1 见图 C.18。

d) 计算系数 β 按公式(C.63)计算:

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{12(1 - \mu^2)}{D_n^2 S^2}} \dots\dots\dots (C.63)$$

式中厚度 S 见图 C.18。

e) 根据 βl_1 查图 C.19 得 $\left(\frac{\beta}{m} M_{\max}\right)$ 。

f) 最大弯矩 M_{\max} 按公式(C.64)计算：

$$M_{\max} = \left(\frac{\beta}{m} M_{\max}\right) \frac{m}{\beta} \dots\dots\dots (C.64)$$

C.5.7.3.2 由 F_a 引起的, 作用于 a - a 环向截面单位长度上弯矩 M_5 。

a) F_a 引起的弯矩按公式(C.65)计算：

$$M_2 = F_a H_2 \dots\dots\dots (C.65)$$

式中力臂 H_2 按公式(C.66)计算：

$$H_2 = \frac{D_n - D_G}{2} \dots\dots\dots (C.66)$$

b) 沿中性面单位长度上的弯矩按公式(C.67)计算：

$$M_1 = \frac{M_2}{3.14 D_n} \dots\dots\dots (C.67)$$

c) 按公式(C.63)计算系数 β 。

d) 根据 βl_1 查图 C.20 得系数 φ 。

e) 由 F_a 引起的作用于环向截面单位长度上的弯矩 M_5 按公式(C.68)计算：

$$M_5 = M_1 \varphi \dots\dots\dots (C.68)$$

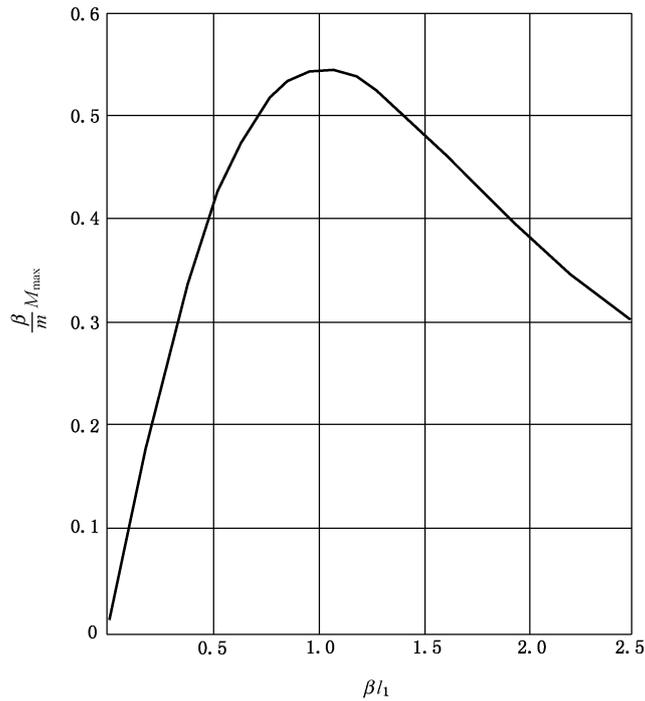


图 C.19 曲线 3

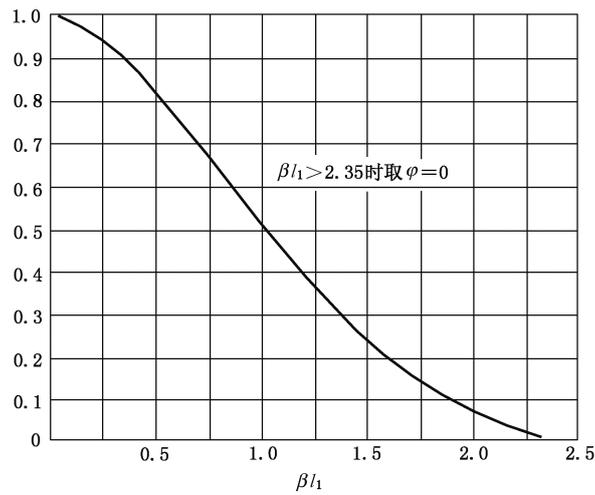


图 C.20 曲线 4

C.5.7.3.3 弯曲应力 σ_{ma} 按公式(C.69)计算：

$$\sigma_{ma} = \frac{6(M_{max} + M_5)}{S^2} \dots\dots\dots (C.69)$$

C.5.7.4 环向截面的当量应力

a-a 环向截面的当量应力按公式(C.70)校核：

$$\sigma_{oa} = \sigma_{ma} + \sigma_a \leq 0.9[\sigma]^t \dots\dots\dots (C.70)$$

C.5.8 螺纹套筒

C.5.8.1 确定螺纹套筒的结构尺寸(见图 C.21),并对作用于环向截面的当量应力和下段锯齿形螺纹(见图 C.22)的当量应力进行强度校核。

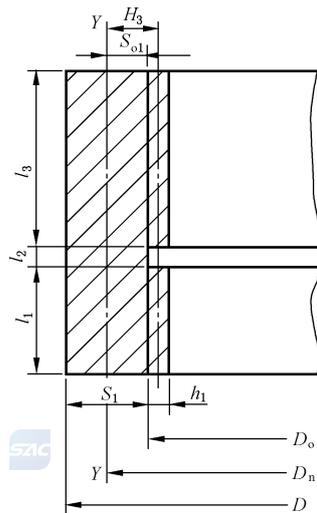


图 C.21 螺纹套筒

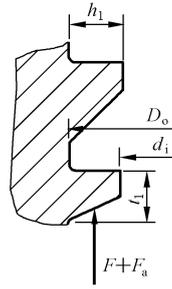


图 C.22 锯齿形螺纹

C.5.8.2 环向截面的当量应力按公式(C.71)校核:

$$\sigma_o = \sigma_m + \sigma \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.71)$$

公式(C.71)中拉应力按公式(C.72)计算:

$$\sigma = \frac{4(F + F_a)}{3.14(D^2 - D_o^2)} \quad \dots\dots\dots (C.72)$$

弯曲应力 σ_m 按公式(C.73)计算:

$$\sigma_m = \frac{6M_{\max}}{S_1^2} \quad \dots\dots\dots (C.73)$$

厚度 S_1 按公式(C.74)计算:

$$S_1 = \frac{D - D_o}{2} \quad \dots\dots\dots (C.74)$$

环向截面单位长度上最大弯矩 M_{\max} , 计算见 C.5.8.3。

C.5.8.3 螺纹套筒下段锯齿形螺纹的当量应力按公式(C.75)校核:

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau^2} \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.75)$$

弯曲应力 σ_m 按公式(C.76)计算:

$$\sigma_m = \frac{3(F + F_a)(D_o - d_i)}{6.28D_o t_1^2 n} \quad \dots\dots\dots (C.76)$$

切应力 τ 按公式(C.77)计算:

$$\tau = \frac{F + F_a}{3.14D_o t_1 n} \quad \dots\dots\dots (C.77)$$

内径 d_i 和厚度 t_1 见图 C.22。

C.5.8.4 环向截面单位长度上最大弯矩 M_{\max} 应按下列步骤进行计算。

a) $F + F_a$ 引起的弯矩按公式(C.78)计算:

$$M = (F + F_a)H_3 \quad \dots\dots\dots (C.78)$$

力臂 H_3 按公式(C.79)计算:

$$H_3 = S_{o1} + 0.5h_1 \quad \dots\dots\dots (C.79)$$

螺纹套筒中性面 Y-Y 离直径 D_o 的距离 S_{o1} 按公式(C.80)选取:

$$\begin{cases} \text{当 } \frac{D}{D_o} \leq 1.45 \text{ 时, } S_{o1} = \frac{D - D_o}{4} \\ \text{当 } \frac{D}{D_o} > 1.45 \text{ 时, } S_{o1} = \frac{D - D_o}{6} \frac{2D + 2D_o}{D + D_o} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (C.80)$$

b) 沿中性面单位长度上的弯矩按公式(C.81)计算:

$$M_1 = \frac{M}{3.14D_n} \dots\dots\dots (C.81)$$

螺纹套筒中性面 Y-Y 的直径 D_n 按公式(C.82)计算:

$$D_n = D_o + 2S_{o1} \dots\dots\dots (C.82)$$

c) 沿轴向 l_1 单位长度上弯矩 m 按公式(C.83)计算:

$$m = \frac{M_1}{l_1} \dots\dots\dots (C.83)$$

式中 l_1 见图 C.21。

d) 计算系数 β 按公式(C.84)计算:

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{12(1-\mu^2)}{D_n^2 S_1^2}} \dots\dots\dots (C.84)$$

e) 根据 βl_1 和 k, C 查图 C.23 中 a)~e) 得 $\left(\frac{\beta}{m} M_{\max}\right)$ 。

其中 k, C 分别按公式(C.85)和公式(C.86)计算:

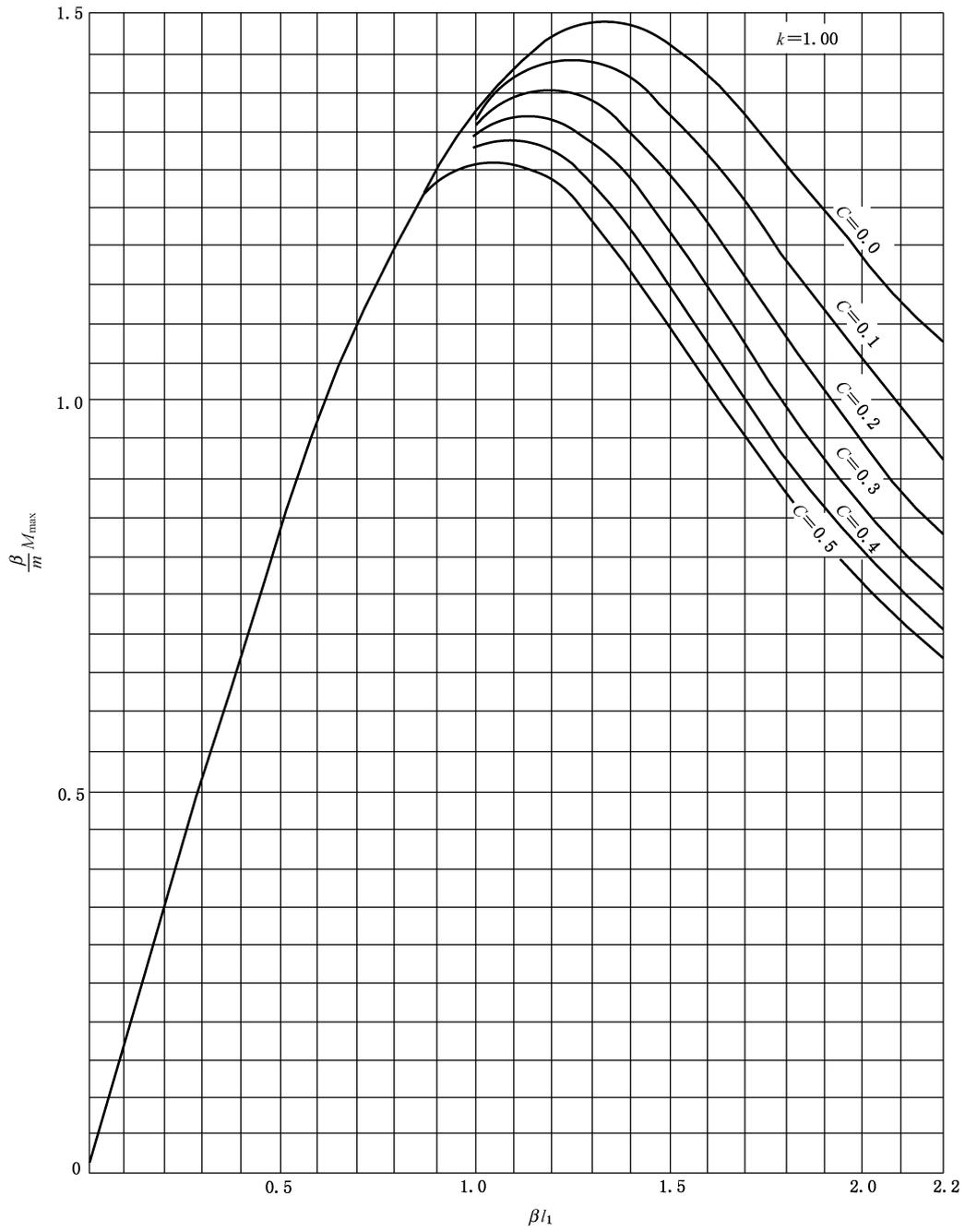
$$k = \frac{l_3}{l_1} \dots\dots\dots (C.85)$$

$$C = \frac{l_2}{l_1} \dots\dots\dots (C.86)$$

式中 l_2 和 l_3 见图 C.21。

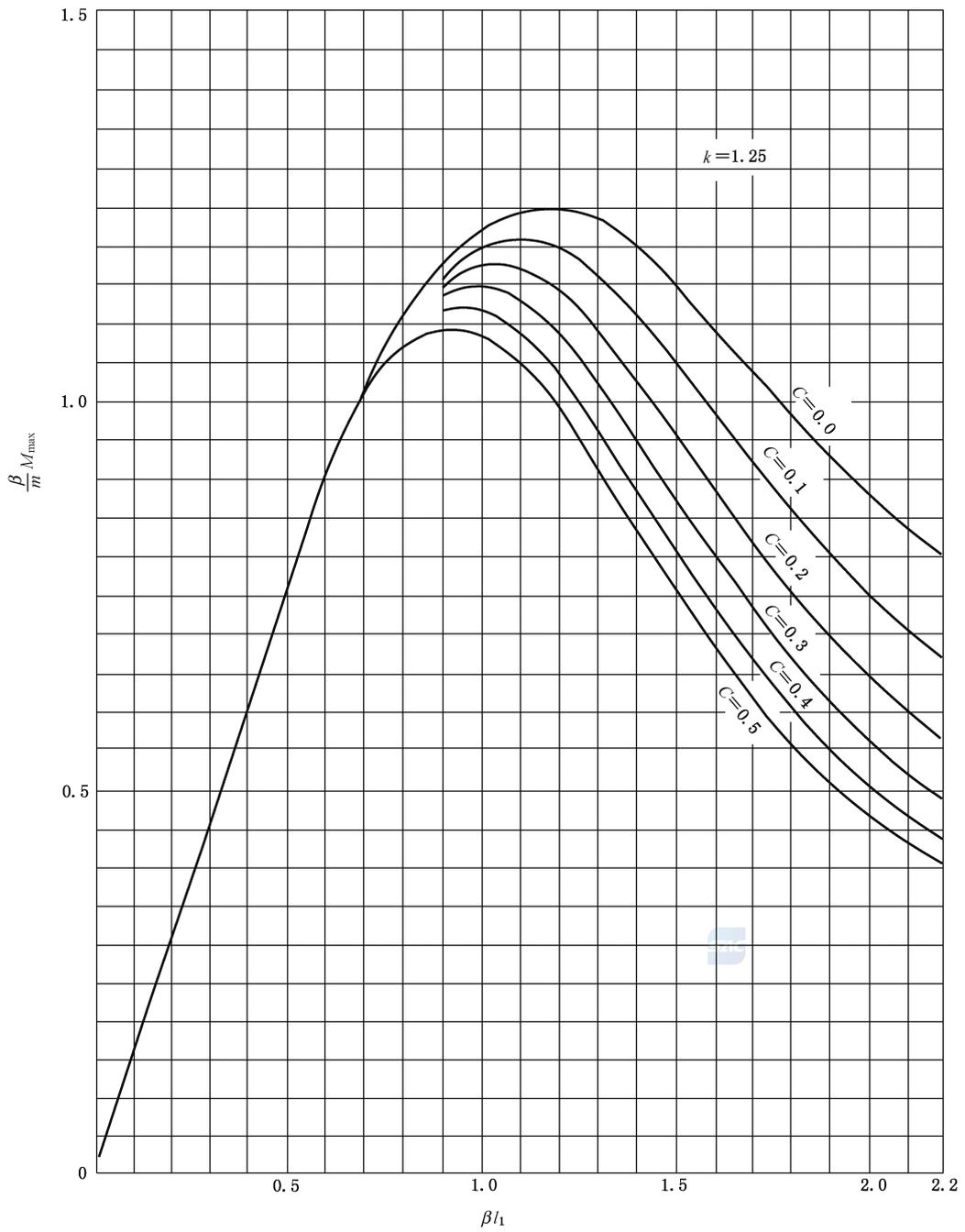
f) 最大弯矩 M_{\max} 按公式(C.87)计算:

$$M_{\max} \left(\frac{\beta}{m} M_{\max}\right) \frac{m}{\beta} \dots\dots\dots (C.87)$$



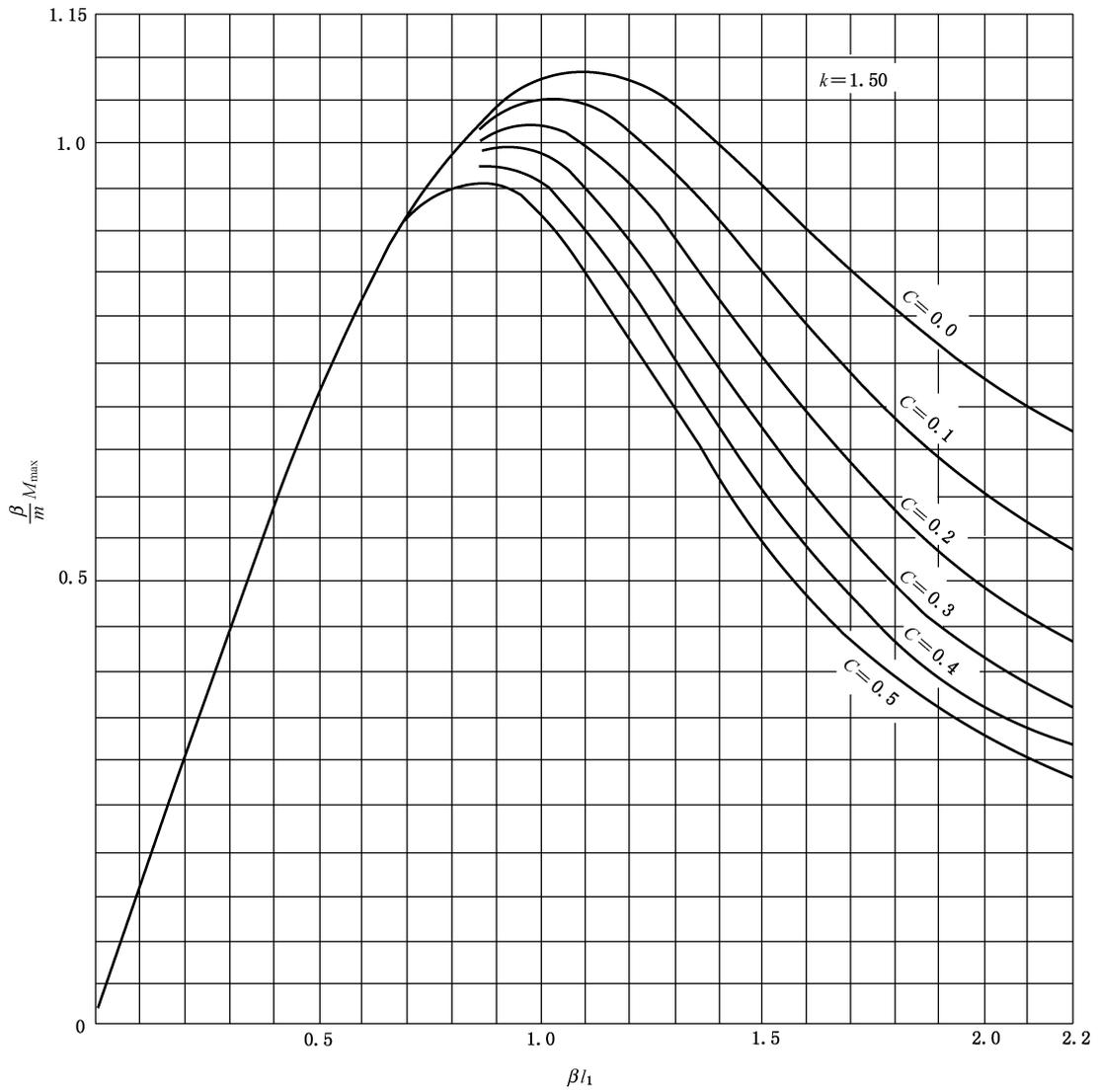
a) 曲线 a

图 C.23 曲线 5



b) 曲线 b

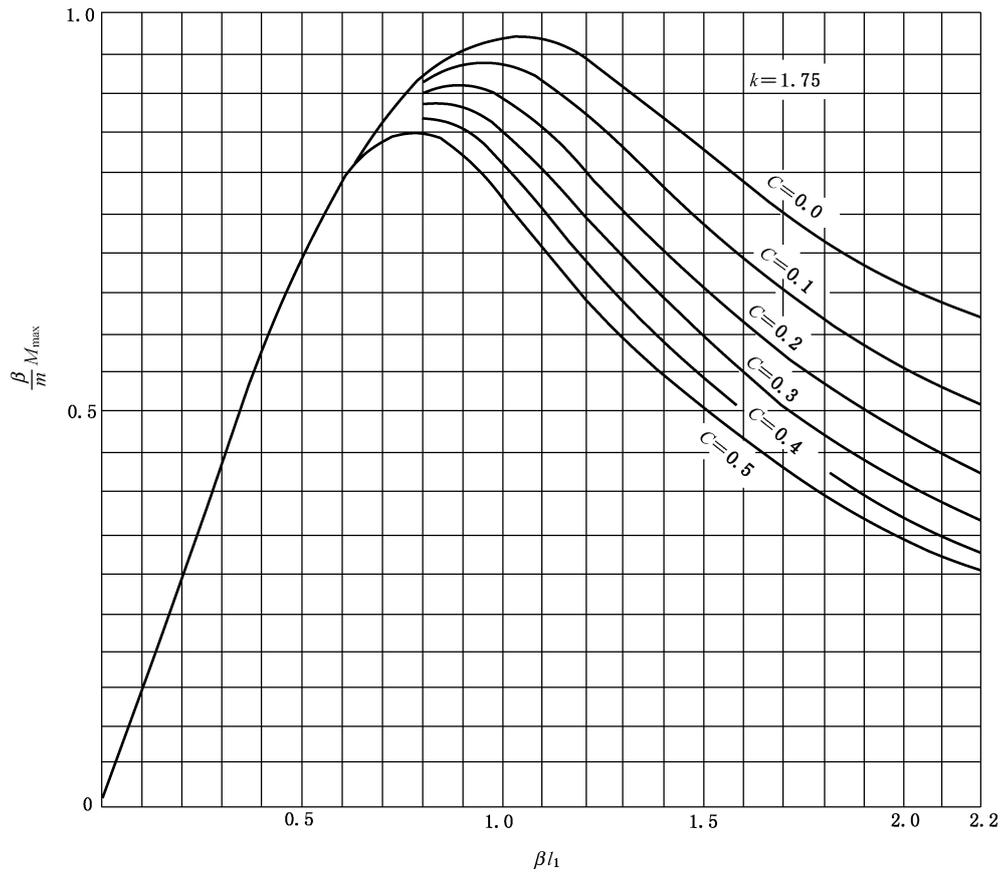
图 C.23 曲线 5 (续)



c) 曲线 c

图 C.23 曲线 5 (续)





d) 曲线 d

图 C.23 曲线 5 (续)



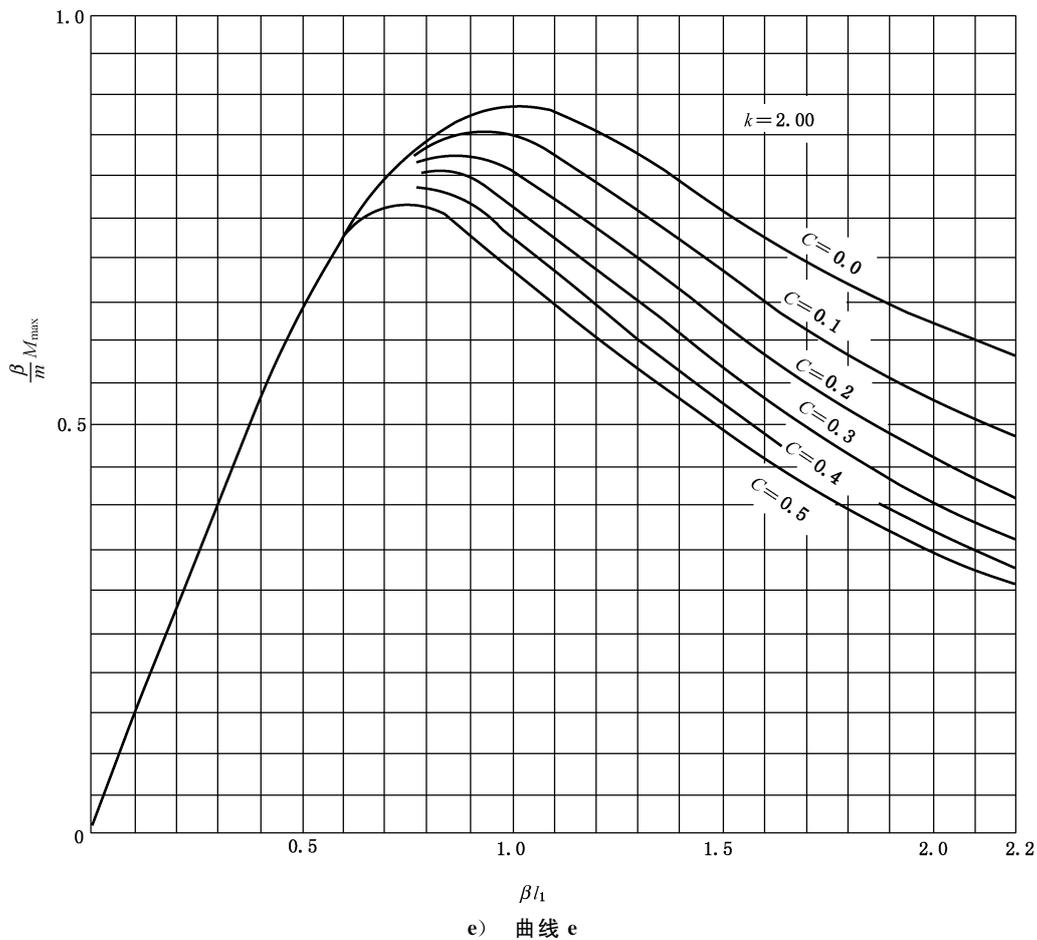


图 C.23 曲线 5 (续)

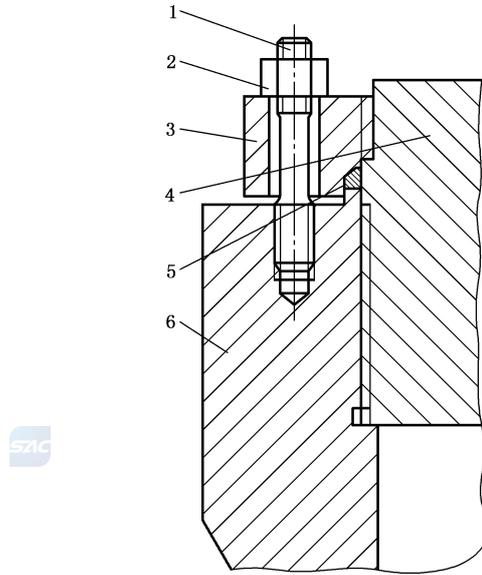
C.5.9 卡扎里密封

C.5.9.1 卡扎里密封的另外两种结构形式见图 C.24 和图 C.25。

C.5.9.2 内螺纹卡扎里密封各元件的设计同卡扎里密封,但应计算的载荷分别为:

- a) 螺栓、压环的载荷只计算轴向力 F_a ,按 C.5.3.2 计算;
- b) 平盖、筒体端部的载荷只计算轴向力 F ,按 C.5.3.1 计算。

C.5.9.3 改良卡扎里密封各元件的设计计算同卡扎里密封,但主螺栓设计按 9.7 的规定,其中 A_m 取操作状态下需要的螺栓面积,即 $A_m = A_p$,螺栓载荷 W_a 按 $F + F_a$ 进行计算。

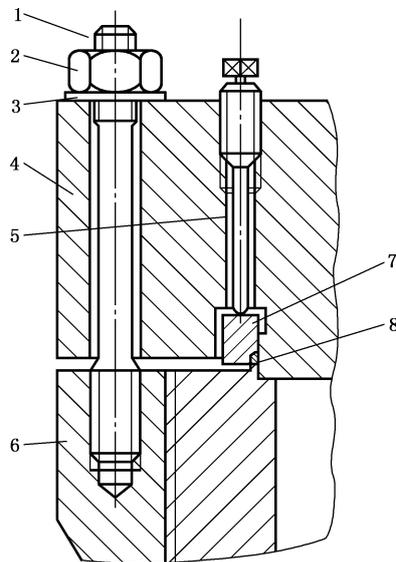


标引序号说明：

- 1——主螺栓；
- 2——主螺母；
- 3——垫圈；

- 4——平盖；
- 5——预紧螺栓；
- 6——筒体端部法兰。

图 C.24 内螺纹卡扎里密封



标引序号说明：

- 1——螺栓；
- 2——螺母；
- 3——压环；
- 4——平盖；

- 5——密封垫；
- 6——筒体端部；
- 7——压环；
- 8——密封垫。

图 C.25 改良卡扎里密封

C.6 八角垫和椭圆垫密封

C.6.1 符号

下列符号适用于本章：

b —— 垫片有效密封宽度, mm;

D_G —— 密封面平均直径, mm;

m —— 垫片系数;

p_c —— 计算压力, MPa;

W_a —— 预紧状态的螺栓载荷, N;

W_p —— 操作状态的螺栓载荷, N;

y —— 密封比压, MPa。

C.6.2 结构

C.6.2.1 八角垫和椭圆垫主要用作管法兰的密封垫片, 少量用作特殊设备法兰的密封垫片。

C.6.2.2 八角垫和椭圆垫用于管法兰的密封垫片时, 一般都为标准垫片。应用于压力容器的管法兰有多个标准系列, 相同公称直径、相近压力等级法兰的密封面尺寸各不相同, 因此, 每个法兰标准都有各自的标准八角垫和椭圆垫。最常用的管法兰标准与八角垫和椭圆垫标准对照表见表 C.7。

表 C.7 最常用的管法兰标准与八角垫和椭圆垫标准对照表

法兰标准	八角垫和椭圆垫标准	垫片结构尺寸与压力等级
HG/T 20615 HG/T 20623	HG/T 20633	按环号列出结构尺寸, 表 4-1 为环号与压力等级的对照表
HG/T 20592	HG/T 20612	按 PN63、PN100、PN160 三个压力等级直接列出结构尺寸
ASME B16.5 ASME B16.47 API Specification 6A ISO 10423	ASME B16.20 R 型	按 Ring 号列出结构尺寸, 表 RJ-5-2 为法兰标准、压力等级和管径的对照表

C.6.2.3 当有特殊需求时, 可以设计非标八角垫和椭圆垫, 现无通用设计方法, 多为工程经验设计方法。

各标准的八角垫和椭圆垫的结构形状相似, 八角垫密封结构见图 C.26, 椭圆垫密封结构见图 C.27。八角垫环、椭圆垫环及环槽结构见图 C.28。

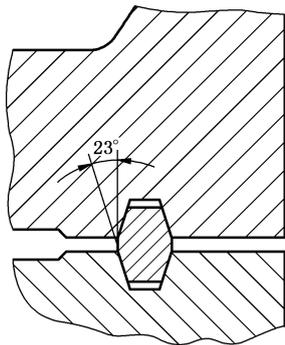


图 C.26 八角垫

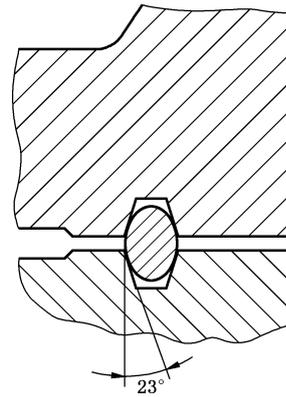


图 C.27 椭圆垫

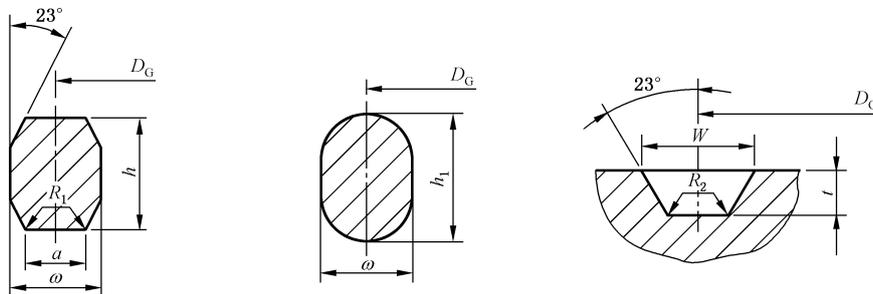


图 C.28 结构尺寸图

标准八角垫和椭圆垫密封的结构尺寸见各自的八角垫和椭圆垫标准。

C.6.3 垫环材料

垫环材料及技术要求见相应的八角垫和椭圆垫标准。垫环材料的硬度应比垫环槽元件材料的硬度低 30 HBW~40 HBW。

C.6.4 垫环尺寸

垫环、垫环槽的公差要求见相应的八角垫和椭圆垫标准。

C.6.5 螺栓载荷

C.6.5.1 操作状态的螺栓载荷按公式(C.88)计算：

$$W_p = 0.785D_G^2 p_c + 6.28bD_G m p_c \dots\dots\dots (C.88)$$

式中垫片有效密封宽度 b 见 9.5.1.2；垫片系数 m 见表 9-2。

C.6.5.2 预紧状态的螺栓载荷按公式(C.89)计算：

$$W_a = 3.14bD_G y \dots\dots\dots (C.89)$$

C.6.6 平盖设计

平盖设计见 7.9。

C.6.7 法兰设计

法兰设计见第 9 章。

C.6.8 筒体端部、螺栓及螺母的设计

筒体端部、螺栓及螺母的设计见 9.7。

C.7 卡箍紧固结构

C.7.1 符号

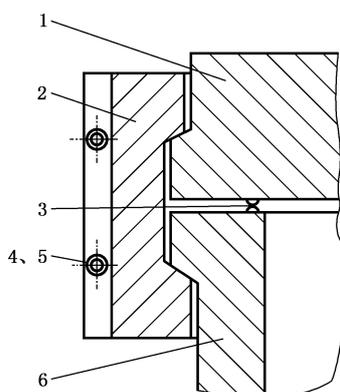
下列符号适用于本章：

- C —— 计算系数(见公式 C.108)；
- D_b —— 直径(见图 C.30 和图 C.34),mm；
- D_c —— 密封接触圆直径,mm；
- D_G —— 密封面平均直径,mm；
- D_i —— 内直径,mm；
- D_n —— 中性面直径,mm；
- D_o —— 外直径,mm；
- D_1 —— 直径(见图 C.30),mm；
- D_2 —— 直径(见图 C.31),mm；
- D_3 —— 直径(见图 C.33),mm；
- d_i —— 螺纹小径,mm；
- F —— 内压引起的轴向力,N；
- F_a —— 密封垫密封力的轴向分力,N；
- H —— 力臂(见图 C.31),mm；
- H_1 —— 力臂(见图 C.33),mm；
- H_2 —— 力臂(见图 C.33),mm；
- h —— 高度(见图 C.30),mm；
- h_1 —— 高度(见图 C.30),mm；
- h_2 —— 高度(见图 C.31),mm；
- h_3 —— 高度(见图 C.33),mm；
- l_1, l_2 —— 特征长度,mm；
- M —— $(F + F_a)$ 引起的弯矩, $N \cdot mm$ ；
- M_{max} —— 单位长度上最大弯矩, $N \cdot mm/mm$ ；
- M_1 —— 沿中性面单位长度上的弯矩, $N \cdot mm/mm$ ；
- M_2 —— F_a 引起的弯矩, $N \cdot mm$ ；
- M_3 —— 单位长度上的弯矩(见式 C.122), $N \cdot mm/mm$ ；
- M_5 —— 单位长度上的弯矩(见式 C.127), $N \cdot mm/mm$ ；
- n —— 螺栓数量；
- p_c —— 计算压力,MPa；
- S —— 厚度(见图 C.31),mm；
- S_o —— 卡箍中性面 Y-Y 离直径 D_2 的距离,mm；
- S_{o1} —— 筒体端部中性面 Y-Y 离直径 D_3 的距离,mm；
- S_1 —— 厚度(见图 C.33),mm；
- W —— 紧固螺栓载荷,N；
- α —— 角度(见图 C.34), $(^\circ)$ ；

- β ——系数, mm^{-1} ;
 δ_p ——平盖厚度, mm ;
 μ ——平均壁温下材料的泊松比;
 τ_a —— $a-a$ 环向截面的切应力, MPa ;
 τ_b —— $b-b$ 环向截面的切应力, MPa ;
 σ_a ——筒体端部 $a-a$ 环向截面拉应力, MPa ;
 σ_m ——弯曲应力, MPa ;
 σ_{ma} —— $a-a$ 环向截面的弯曲应力, MPa ;
 σ_{mb} —— $b-b$ 环向截面的弯曲应力, MPa ;
 σ_{oa} —— $a-a$ 环向截面的当量应力, MPa ;
 σ_{ob} —— $b-b$ 环向截面的当量应力, MPa ;
 $[\sigma]^t$ ——设计温度下元件材料的许用应力, MPa 。

C.7.2 结构

卡箍紧固结构见图 C.29。密封环应具有自紧功能。



标引序号说明:

- 1——平盖;
 2——卡箍;
 3——密封环;

- 4,5——紧固螺栓和螺母;
 6——筒体端部。

图 C.29 卡箍紧固结构

C.7.3 载荷

C.7.3.1 内压引起的轴向力按公式(C.90)计算:

$$F = 0.785 D_G^2 p_c \dots\dots\dots (C.90)$$

C.7.3.2 预紧状态密封环的密封轴向力 F_a , 其值根据密封环的形式确定。

C.7.4 平盖

C.7.4.1 确定平盖的结构尺寸(见图 C.30), 并对作用于纵向截面的弯曲应力和作用于 $a-a$ 环向截面的当量应力进行强度校核。

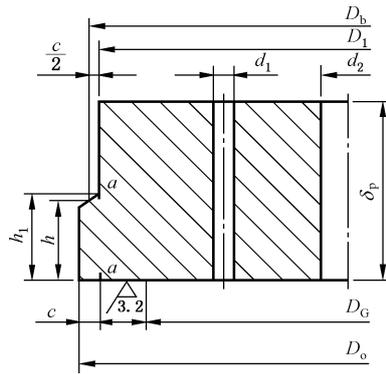


图 C.30 平盖

C.7.4.2 纵向截面的弯曲应力按公式(C.91)校核:

$$\sigma_m = \frac{3 \left[\left(D_b - \frac{2}{3} D_G \right) F + (D_b - D_G) F_a \right]}{3.14 [(D_1 - \sum d_i) \delta_p^2 + (D_o - D_1) h^2]} \leq 0.7 [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.91)$$

式中: $\sum d_i = d_1 + d_2 + d_3 + \dots + d_i$;

其他符号见图 C.30。

C.7.4.3 a-a 环向截面的当量应力按公式(C.92)校核:

$$\sigma_{oa} = \sqrt{\sigma_{ma}^2 + 3\tau_a^2} \leq 0.7 [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.92)$$

弯曲应力 σ_{ma} 按公式(C.93)计算:

$$\sigma_{ma} = \frac{3(F + F_a)(D_b - D_1)}{3.14 D_1 h_1^2} \quad \dots\dots\dots (C.93)$$

切应力 τ_a 按公式(C.94)计算:

$$\tau_a = \frac{F + F_a}{3.14 D_1 h_1} \quad \dots\dots\dots (C.94)$$

C.7.5 卡箍

C.7.5.1 确定卡箍结构尺寸(见图 C.31),并对作用于 a-a 和 b-b 环向截面的当量应力进行强度校核。

C.7.5.2 a-a 环向截面的当量应力按公式(C.95)校核:

$$\sigma_{oa} = \sigma_{ma} + \sigma_a \leq 0.9 [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.95)$$

弯曲应力 σ_{ma} 按公式(C.96)计算:

$$\sigma_{ma} = \frac{6M_{max}}{S^2} \quad \dots\dots\dots (C.96)$$

a-a 环向截面单位长度上最大弯矩 M_{max} 计算见 C.7.5.3;

拉应力 σ_a 按公式(C.97)计算:

$$\sigma_a = \frac{4(F + F_a)}{3.14(D_o^2 - D_2^2)} \quad \dots\dots\dots (C.97)$$

其他符号见图 C.31。

C.7.5.3 b-b 环向截面的当量应力按公式(C.98)校核:

$$\sigma_{ob} = \sqrt{\sigma_{mb}^2 + 3\tau_b^2} \leq 0.9 [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.98)$$

弯曲应力 σ_{mb} 按公式(C.99)计算:

$$\sigma_{mb} = \frac{3(F + F_a)h_2}{3.14 D_2 l_1^2} \quad \dots\dots\dots (C.99)$$

切应力 τ_b 按公式(C.100)计算:

$$\tau_b = \frac{F + F_a}{3.14D_2l_1} \dots\dots\dots (C.100)$$

其他符号见图 C.31。

C.7.5.4 最大弯矩 M_{\max} 。

C.7.5.4.1 $F + F_a$ 引起的弯矩按公式(C.101)计算:

$$M = (F + F_a)H \dots\dots\dots (C.101)$$

力臂 H 按公式(C.102)计算:

$$H = S_o + 0.5h_2 \dots\dots\dots (C.102)$$

卡箍中性面 Y-Y 离直径 D_2 的距离 S_o 按公式(C.103)选取:

$$\begin{cases} \text{当 } \frac{D_o}{D_2} \leq 1.45 \text{ 时, } S_o = \frac{D - D_o}{4} \\ \text{当 } \frac{D}{D_o} > 1.45 \text{ 时, } S_o = \frac{D_o - D_2}{6} \frac{2D_o + D_o}{D + D_o} \end{cases} \dots\dots\dots (C.103)$$

其他符号见图 C.31。

C.7.5.4.2 沿中性面单位长度上的弯矩按公式(C.104)计算:

$$M_1 = \frac{M}{3.14D_n} \dots\dots\dots (C.104)$$

中性面直径 D_n 按公式(C.105)计算:

$$D_n = D_2 + 2S_o \dots\dots\dots (C.105)$$

C.7.5.4.3 计算系数 β 按公式(C.106)计算:

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{12(1 - \mu^2)}{D_n^2 S^2}} \dots\dots\dots (C.106)$$

厚度 S 按公式(C.107)计算:

$$S = \frac{D_o - D_2}{2} \dots\dots\dots (C.107)$$

C.7.5.4.4 计算系数 C 按公式(C.108)计算:

$$C = \frac{l_2}{l_1} \dots\dots\dots (C.108)$$

式中长度 l_1 、 l_2 见图 C.31。

C.7.5.4.5 根据 βl_1 和 C 查图 C.32 得 $\left(\frac{M_{\max}}{M_1}\right)$ 。

C.7.5.4.6 最大弯矩 M_{\max} 按公式(C.109)计算:

$$M_{\max} = \left(\frac{M_{\max}}{M_1}\right) M_1 \dots\dots\dots (C.109)$$



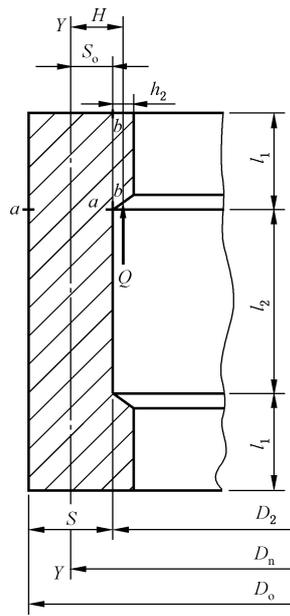


图 C.31 卡箍

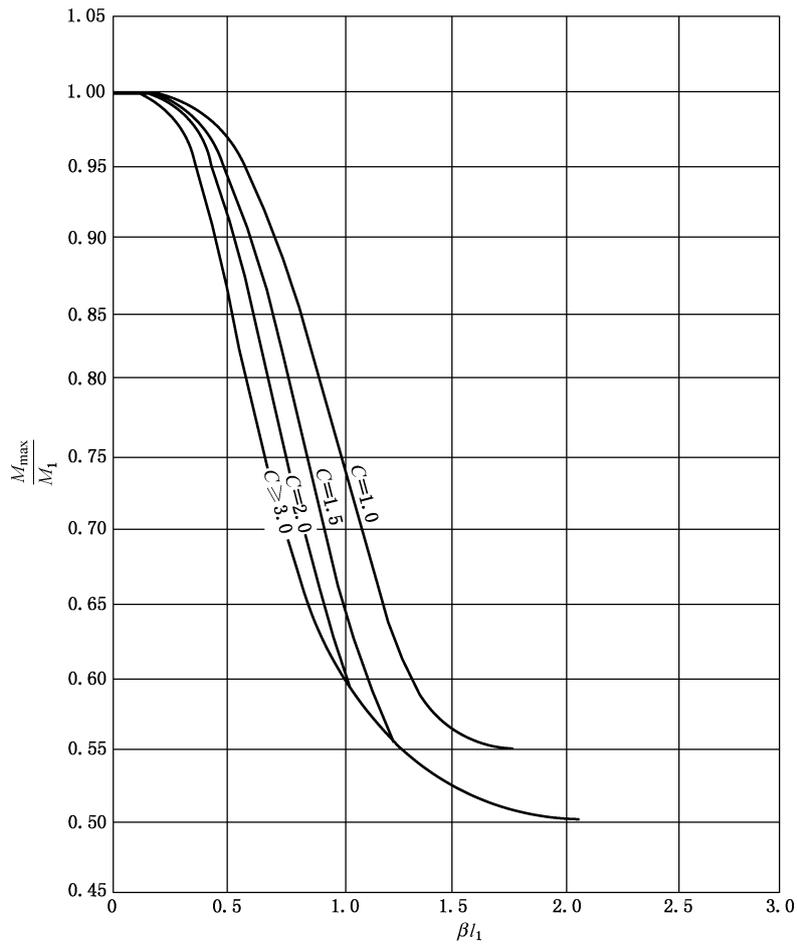


图 C.32 曲线 6

C.7.6 筒体端部

C.7.6.1 一般规定

确定筒体端部的结构尺寸(见图 C.33),并对作用于 a - a 和 b - b 环向截面的当量应力进行强度校核。

C.7.6.2 当量应力 σ_{oa}

a - a 环向截面的当量应力按公式(C.110)校核:

$$\sigma_{oa} = \sigma_{ma} + \sigma_a \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.110)$$

弯曲应力 σ_{ma} 按公式(C.111)计算:

$$\sigma_{ma} = \frac{6(M_3 + M_5)}{S_1^2} \quad \dots\dots\dots (C.111)$$

弯矩 M_3 计算见 C.7.6.4;

弯矩 M_5 计算见 C.7.6.5。

拉应力 σ_a 按公式(C.112)计算:

$$\sigma_a = \frac{4(F + F_a)}{3.14(D_3^2 - D_i^2)} \quad \dots\dots\dots (C.112)$$

其他符号见图 C.33。

C.7.6.3 当量应力 σ_{ob}

b - b 环向截面的当量应力按公式(C.113)校核:

$$\sigma_{ob} = \sqrt{\sigma_{mb}^2 + 3\tau_b^2} \leq 0.9[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (C.113)$$

弯曲应力 σ_{mb} 按公式(C.114)计算:

$$\sigma_{mb} = \frac{3(F + F_a)h_3}{3.14D_3l_1^2} \quad \dots\dots\dots (C.114)$$

切应力 τ_b 按公式(C.115)计算:

$$\tau_b = \frac{F + F_a}{3.14D_3l_1} \quad \dots\dots\dots (C.115)$$

其他符号见图 C.33。

C.7.6.4 弯矩 M_3

C.7.6.4.1 $F + F_a$ 引起的弯矩按公式(C.116)计算:

$$M = (F + F_a)H_1 \quad \dots\dots\dots (C.116)$$

力臂 H_1 按公式(C.117)计算:

$$H_1 = S_{o1} + 0.5h_3 \quad \dots\dots\dots (C.117)$$

筒体端部中性面 Y-Y 离直径 D_3 的距离 S_{o1} 按公式(C.118)选取:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{当 } \frac{D_3}{D_i} \leq 1.45 \text{ 时, } S_{o1} = \frac{D_3 - D_i}{4} \\ \text{当 } \frac{D_3}{D_i} > 1.45 \text{ 时, } S_{o1} = \frac{D_3 - D_i}{6} \frac{D_3 + 2D_i}{D_3 + D_i} \end{array} \right. \quad \dots\dots\dots (C.118)$$

其他符号见图 C.33。

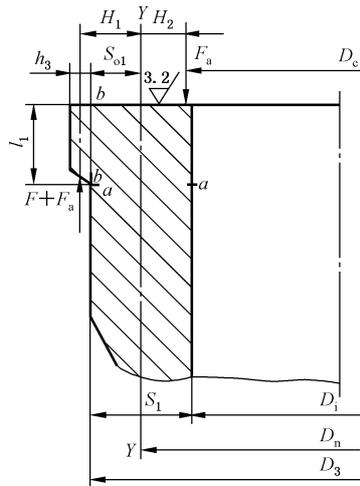


图 C.33 筒体端部

C.7.6.4.2 沿中性面单位长度上的弯矩按公式(C.119)选取：

$$M_1 = \frac{M}{3.14D_n} \dots\dots\dots (C.119)$$

中性面直径 D_n 按公式(C.120)计算：

$$D_n = D_3 - 2S_{01} \dots\dots\dots (C.120)$$

C.7.6.4.3 计算系数 β 按公式(C.121)计算：

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{12(1-\mu^2)}{D_n^2 S_1^2}} \dots\dots\dots (C.121)$$

C.7.6.4.4 根据 βl_1 查图 C.11 得 $\left(\frac{M_3}{M_1}\right)$ 。

C.7.6.4.5 弯矩 M_3 按公式(C.122)计算：

$$M_3 = \left(\frac{M_3}{M_1}\right) M_1 \dots\dots\dots (C.122)$$

C.7.6.5 弯矩 M_5

C.7.6.5.1 F_a 引起的弯矩按公式(C.123)计算：

$$M_2 = F_a H_2 \dots\dots\dots (C.123)$$

力臂 H_2 按公式(C.124)计算：

$$H_2 = \frac{D_n - D_c}{2} \dots\dots\dots (C.124)$$

C.7.6.5.2 沿中性面单位长度上的弯矩按公式(C.125)计算：

$$M_1 = \frac{M_2}{3.14D_n} \dots\dots\dots (C.125)$$

C.7.6.5.3 计算系数 β 按公式(C.126)计算：

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{12(1-\mu^2)}{D_n^2 S_1^2}} \dots\dots\dots (C.126)$$

C.7.6.5.4 根据 βl_1 查图 C.20 得系数 φ 。

C.7.6.5.5 弯矩 M_5 按公式(C.127)计算：

$$M_5 = M_1 \varphi \dots\dots\dots (C.127)$$

C.7.7 紧固螺栓

卡箍上每个紧固端的螺栓数量按公式(C.128)计算：

$$n = \frac{4W}{3.14[\sigma]_b d_i^2} \dots\dots\dots (C.128)$$

式中紧固螺栓载荷 W 取公式(C.129)中计算值较大者：

$$W = \begin{cases} D_b q_2 \tan(\alpha + \rho) & \dots\dots\dots (C.129) \\ M_1 \beta^2 D_2 l_2 \frac{\text{sh}2\theta - \sin\theta}{\text{sh}2\theta + \sin\theta} & \dots\dots\dots (C.129) \end{cases}$$

$$q_2 = \frac{F_a}{3.14 D_G} \dots\dots\dots (C.130)$$

$$\theta = \frac{\beta l_2}{2} \dots\dots\dots (C.131)$$

$$\text{sh}2\theta = \frac{e^{2\theta} - e^{-2\theta}}{2} \dots\dots\dots (C.132)$$

直径 D_b 见图 C.34；

直径 D_2 见图 C.31；

长度 l_2 见图 C.31；

弯矩 M_1 见公式(C.104)；

角度 α 见图 C.34，一般取 $\alpha = 5^\circ \sim 7^\circ$ ；

系数 β 见公式(C.106)。

设计温度下螺栓材料的许用应力 $[\sigma]_b$ 按 GB/T 150.2—2024 选取。

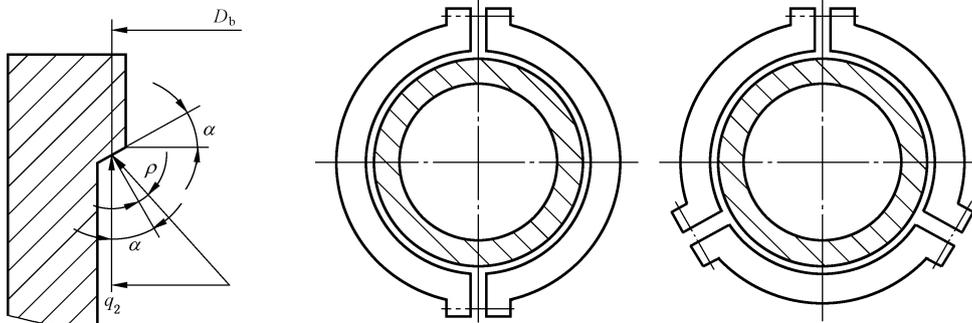


图 C.34 卡箍和紧固螺栓

C.7.8 螺母设计

螺母设计按 9.7 的规定。

附录 D
(规范性)
焊接接头结构

D.1 通则

本附录规定了焊接接头和坡口的型式及尺寸均基于等强度原则确定。

本附录仅给出一些常用焊接接头结构,供设计及制造时参考选用,焊缝坡口的基本型式及尺寸仅为推荐内容,本附录中各类焊接接头的施焊工艺按 NB/T 47014 评定合格后采用。

在保证焊接质量的前提下,焊接接头设计应遵循以下原则:

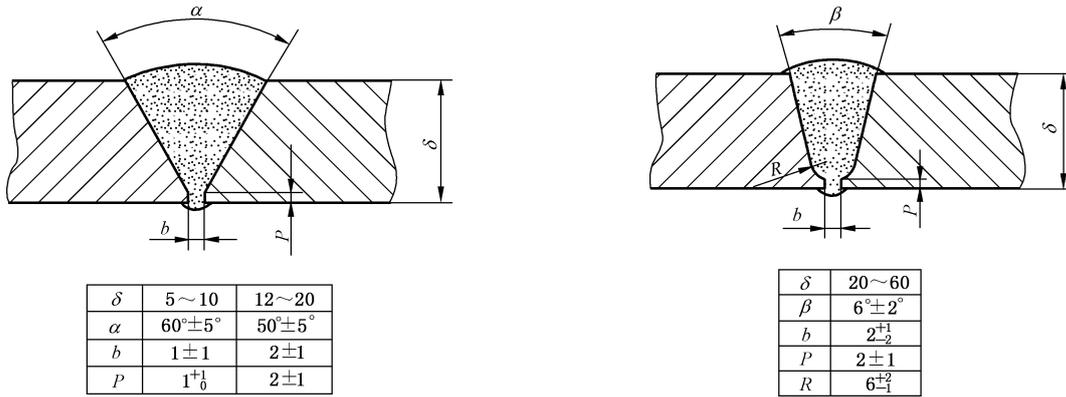
- a) 焊缝填充金属少;
- b) 焊接工作量少,且操作方便;
- c) 合理选择坡口角度、钝边高、根部间隙等结构尺寸,使之有利于坡口加工及焊透,以减少各种缺陷产生的可能;
- d) 有利于焊接防护;
- e) 合理选择焊材,至少应保证对接焊接接头的抗拉强度不低于母材标准规定的下限值;
- f) 焊缝外形应连续、圆滑,减少应力集中。

D.2 A类、B类焊接接头结构

D.2.1 常见 A类、B类焊接接头

A类、B类焊接接头,当两侧钢材厚度相等时,可采用图 D.1 的连接形式。

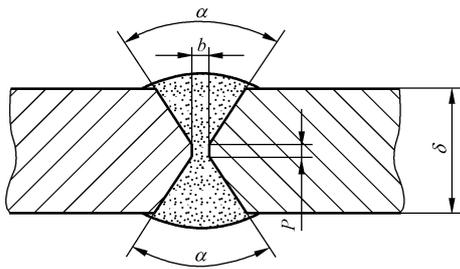
B类焊接接头,当两侧钢材厚度不等时,可单面或双面削薄厚板边缘,或采用堆焊方法将薄板边缘焊成斜面,具体见 GB/T 150.4—2024 的相关规定。



a) 钢板拼接,筒体纵、环焊缝

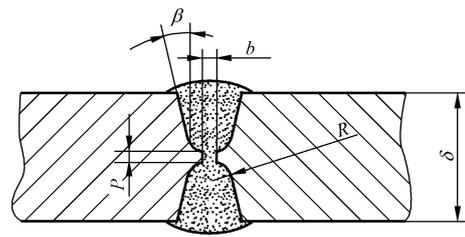
b) 厚壁筒体的纵、环焊缝

图 D.1 两侧等厚的 A类、B类焊接接头结构



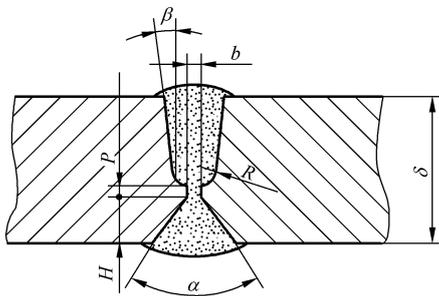
δ	16~60
α	$55^{\circ} \pm 5^{\circ}$
b	2 ± 1
P	2^{+1}_0

c) 钢板拼接,筒体的纵、环焊缝



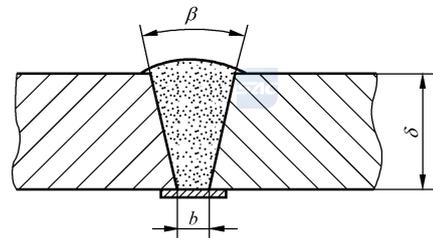
δ	30~90	92~150
β	$6^{\circ} \pm 2^{\circ}$	$4^{\circ} \pm 2^{\circ}$
b	1±1	
P	2±1	
R	6^{+1}_0	

d) 钢板拼接,筒体的纵、环焊缝



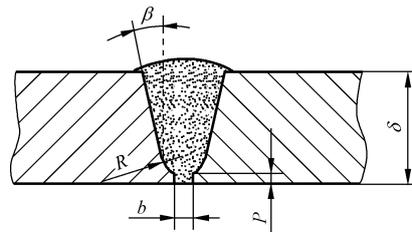
δ	30~60	65~90	95~130
β	$10^{\circ} \pm 2^{\circ}$	$8^{\circ} \pm 2^{\circ}$	$6^{\circ} \pm 2^{\circ}$
α	$70^{\circ} \pm 5^{\circ}$		
b	0^{+2}_0		
P	3±1		
H	10±1		
R	10±1		

e) 钢板拼接,筒体的纵、环焊缝



δ	5~30
β	$40^{\circ} \pm 5^{\circ}$
b	7^{+1}_0

f) 容器内无法施焊,且允许有衬垫板



δ	≥ 22
β	$10^{\circ} \pm 2^{\circ}$
b	$2^{+0.5}_0$
P	$1^{+0.5}_0$
R	5±1

g) 不能进行双面焊且要求全焊透的纵、环焊缝

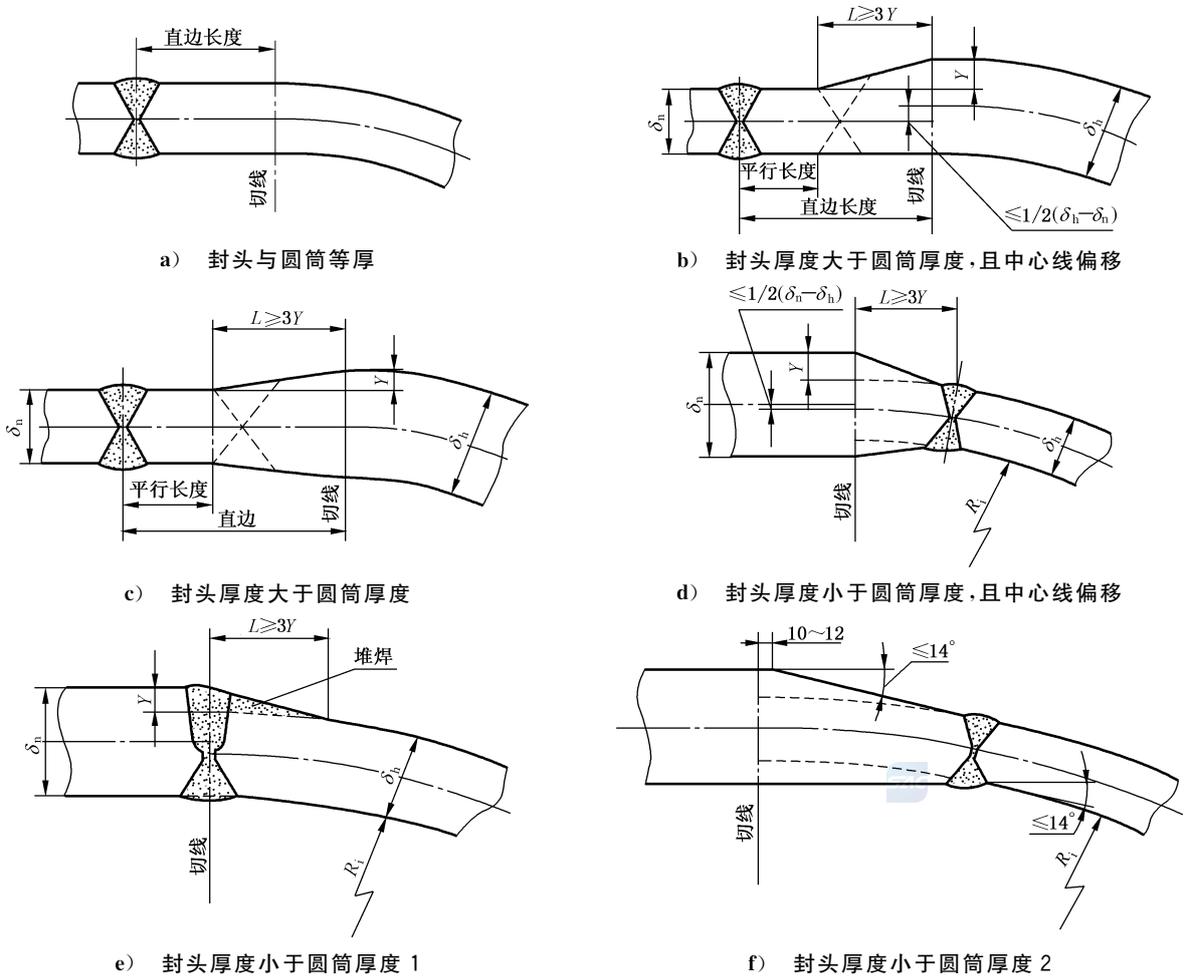
注 1: 分图 g)适用于氩弧焊打底或类似焊接方法打底的单面手工电弧焊的焊接接头,一般能达到全焊透的要求;
注 2: 图中 δ 、 β 、 b 、 P 、 H 、 R 单位为毫米(mm),其余单位为度(°)。

图 D.1 两侧等厚的 A 类、B 类焊接接头结构 (续)

D.2.2 圆筒与封头的连接

圆筒与封头的对接接头,可采用图 D.2 的连接型式。

单位为毫米



分图 b)、分图 c)对接接头可位于锥形截面内或锥形过渡区。所需锥形长度 L 不应超过封头切线。

分图 b)、分图 c)、分图 d)削薄可在内或在外,内侧或外侧的斜度可不对称,但两中心线偏差应小于或等于 $\frac{1}{2}|\delta_h - \delta_n|$ 。

分图 e)可采用堆焊形成锥形过渡,后加工坡口。对堆焊金属熔敷的整个表面应按要求进行磁粉或渗透检测。

分图 d)中的锥形过渡区起始点距切线的距离也可参照分图 f)留 10 mm~12 mm 的直边段。

注:接头的坡口形式由设计确定,图中表示的坡口仅为说明用。

图 D.2 圆筒与封头的对接接头

D.3 接管、凸缘与壳体的连接

D.3.1 一般要求

本节图中所示为接管、凸缘与壳体的连接常用的接头尺寸,也可根据焊接方法、焊接参数、加工条件以及施焊位置等的具体情况另行确定。

坡口形式的选择应结合元件结构、厚度以及材料焊接性等因素的影响。

D.3.2 插入式接管

D.3.2.1 插入式接管与壳体的连接

插入式接管与壳体的连接,如图 D.3~图 D.5 所示。接管与壳体之间的间隙应不大于 3 mm。在下列使用条件下,接管内径边角处应倒圆,圆角半径一般取 $\delta_{nt}/4$ 或 19 mm 两者中的较小值。

- 承受交变载荷的压力容器。
- 低温压力容器。
- 标准抗拉强度下限值 $R_m > 540$ MPa 的低合金钢制压力容器。
- 图样注明有应力腐蚀的压力容器。

D.3.2.2 无补强圈的接管

无补强圈接管与壳体的连接,如图 D.3、图 D.4 所示。其中截面非全焊透的焊接接头(见图 D.3)不适用于有急剧温度梯度的场合以及其他法规中规定的禁用场合。图 D.4 为全截面焊透接头。

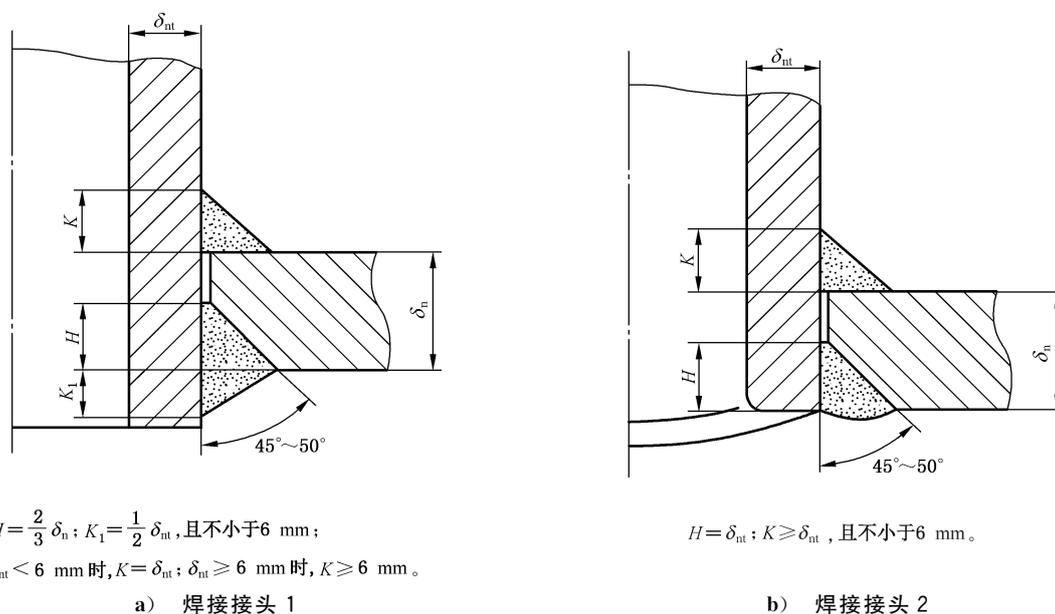
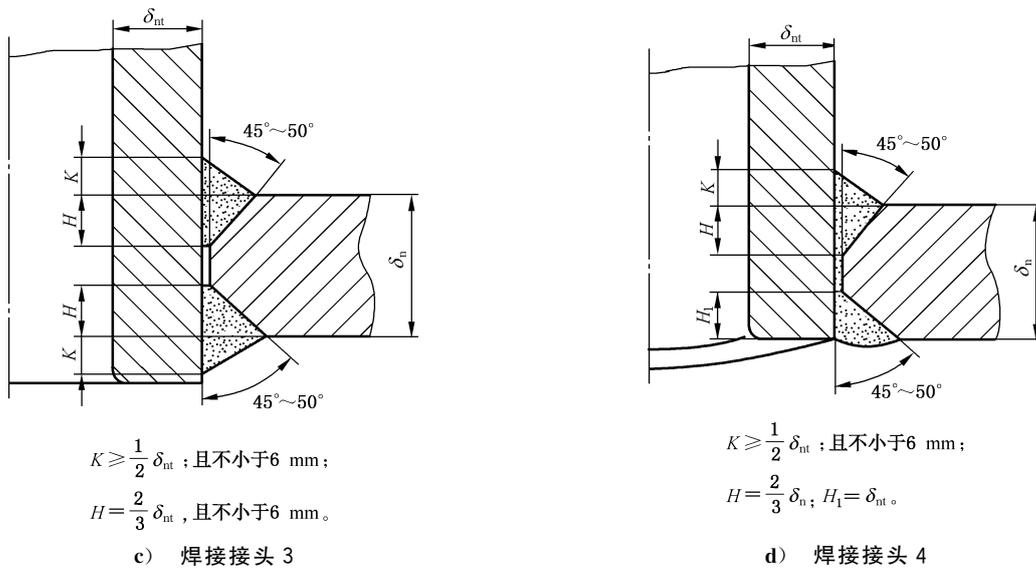


图 D.3 无补强圈接管与壳体非全焊透的焊接接头



注 1: 分图 a)、分图 b)适用于壳体厚度 $\delta_n < 12$ mm 的非合金钢和碳锰钢, 或 $\delta_n < 16$ mm 的奥氏体钢, 且 $\delta_{nt} < \frac{\delta_n}{2}$ 。

注 2: 分图 c)、分图 d)一般适用于 $\delta_{nt} \approx \frac{\delta_n}{2}$, 且 $\delta_n \leq 50$ mm。

图 D.3 无补强圈接管与壳体非全焊透的焊接接头 (续)

单位为毫米

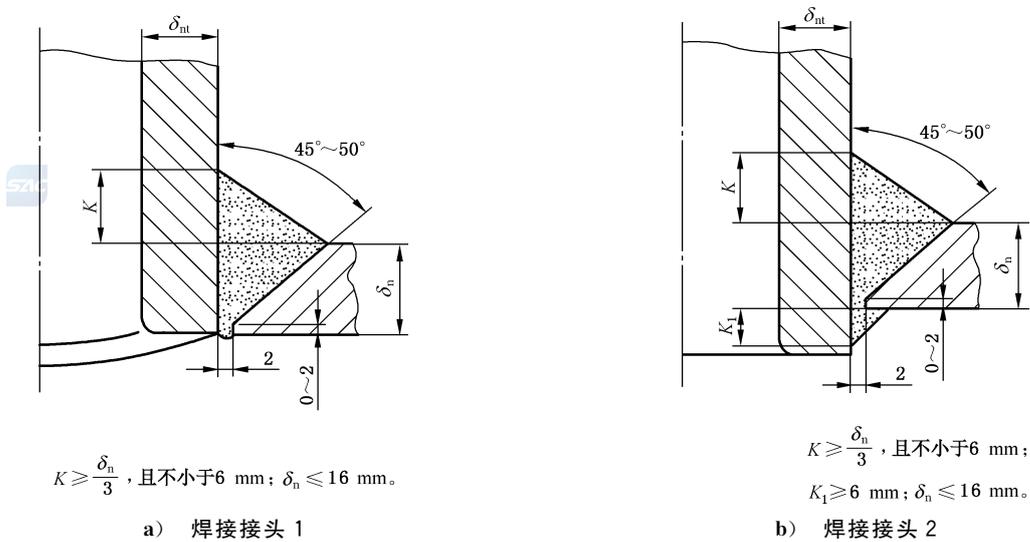
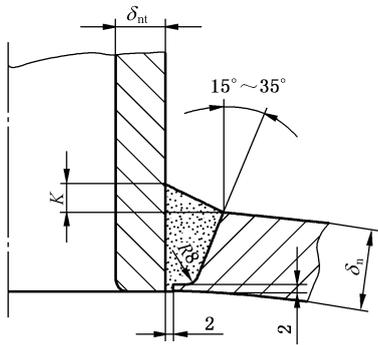


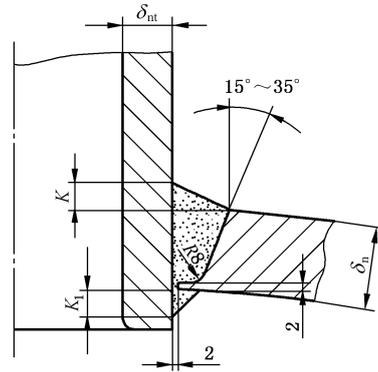
图 D.4 无补强圈接管与壳体全焊透的焊接接头

单位为毫米



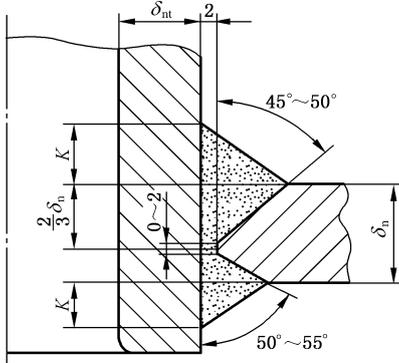
$K \geq \frac{\delta_n}{3}$, 且不小于6 mm; $\delta_n \leq 25$ mm。

c) 焊接接头 3



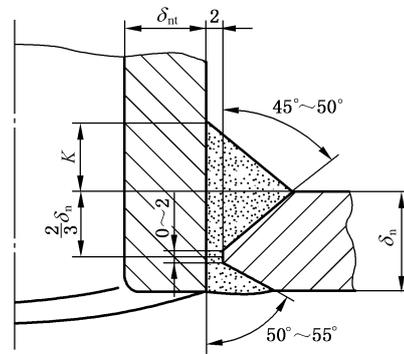
$K \geq \frac{\delta_n}{3}$, 且不小于6 mm; $K_1 \geq 6$ mm; $\delta_n \leq 25$ mm。

d) 焊接接头 4



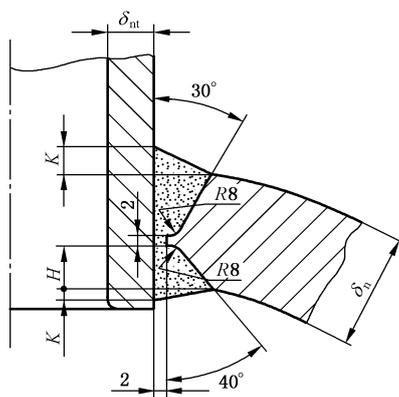
$K \geq 0.15 \min\{\delta_n, \delta_{nt}\}$, 且不小于6 mm。

e) 焊接接头 5



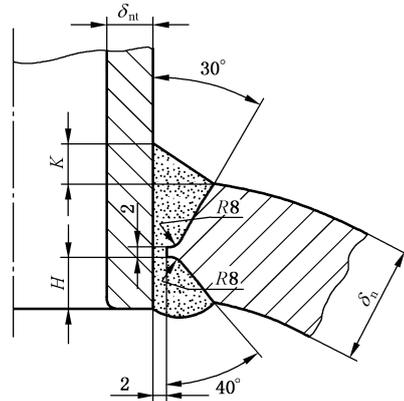
$K \geq 0.3 \min\{\delta_n, \delta_{nt}\}$, 且不小于6 mm。

f) 焊接接头 6



$K \geq 0.15 \min\{\delta_n, \delta_{nt}\}$, 且不小于6 mm;
 $\delta_n \leq 50$ mm 时, $H = 10$ mm;
 $\delta_n > 50$ mm 时, $H = 15$ mm。

g) 焊接接头 7

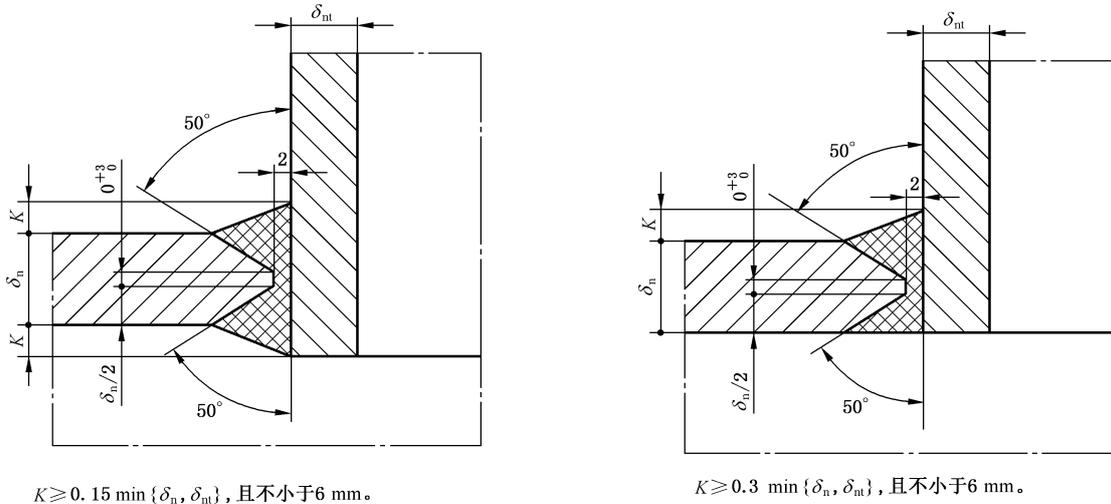


$K \geq 0.3 \min\{\delta_n, \delta_{nt}\}$, 且不小于6 mm;
 $\delta_n \leq 50$ mm 时, $H = 10$ mm;
 $\delta_n > 50$ mm 时, $H = 15$ mm。

h) 焊接接头 8

图 D.4 无补强圈接管与壳体全焊透的焊接接头 (续)

单位为毫米



$K \geq 0.15 \min \{ \delta_n, \delta_{nt} \}$, 且不小于6 mm。

i) 焊接接头 9

$K \geq 0.3 \min \{ \delta_n, \delta_{nt} \}$, 且不小于6 mm。

j) 焊接接头 10

插入式接管采用全焊透的连接时,应具备从内侧清根及施焊条件。只有采用保证焊透的焊接工艺时,方可采用分图 a)、分图 c)所示的单面焊缝。

焊接接头有效厚度超过 16 mm 时,则应优先选择单边 J 形坡口形式。

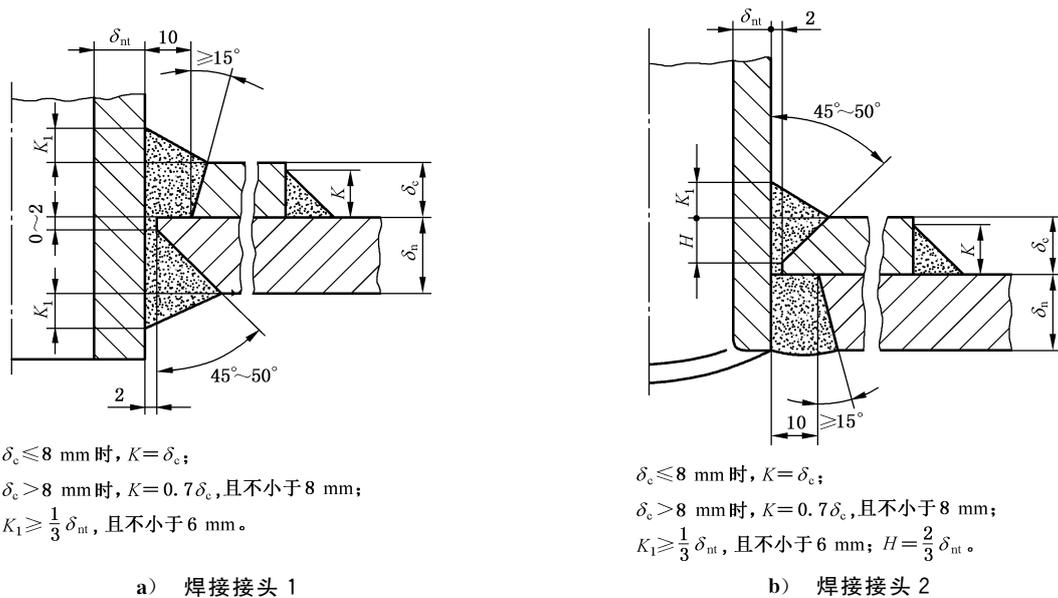
注: 图所示接头一般用于 $\delta_{nt} \geq \frac{1}{2} \delta_n$ 。

图 D.4 无补强圈接管与壳体全焊透的焊接接头 (续)

D.3.2.3 带补强圈的接管

带补强圈接管与壳体的连接如图 D.5 所示。这些结构不适用于有急剧温度梯度的场合。补强圈应与壳体紧密贴合,并开设讯号孔。

单位为毫米



$\delta_c \leq 8 \text{ mm}$ 时, $K = \delta_c$;

$\delta_c > 8 \text{ mm}$ 时, $K = 0.7 \delta_c$, 且不小于 8 mm;

$K_1 \geq \frac{1}{3} \delta_{nt}$, 且不小于 6 mm。

a) 焊接接头 1

$\delta_c \leq 8 \text{ mm}$ 时, $K = \delta_c$;

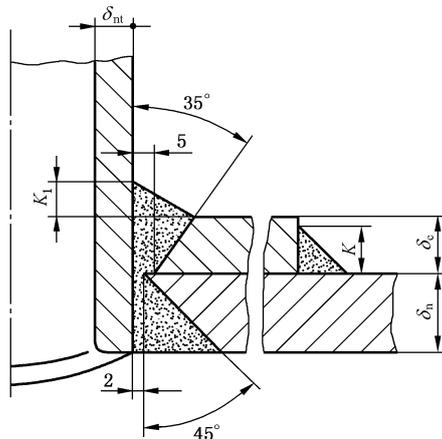
$\delta_c > 8 \text{ mm}$ 时, $K = 0.7 \delta_c$, 且不小于 8 mm;

$K_1 \geq \frac{1}{3} \delta_{nt}$, 且不小于 6 mm; $H = \frac{2}{3} \delta_{nt}$ 。

b) 焊接接头 2

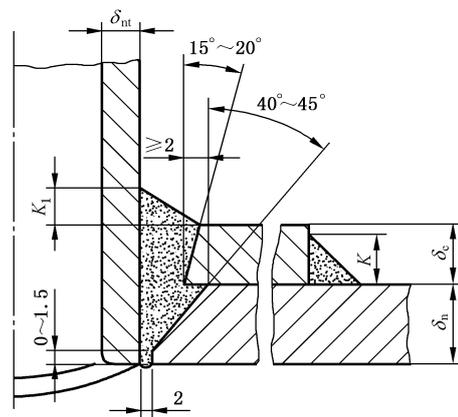
图 D.5 带补强圈接管与壳体的焊接接头

单位为毫米



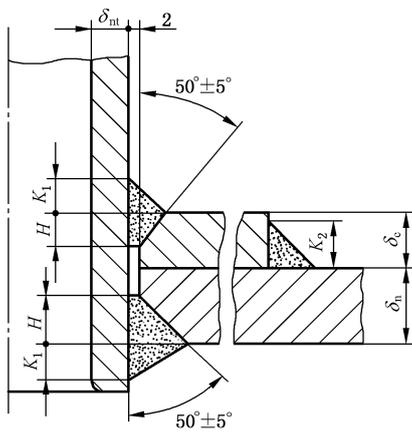
$\delta_c \leq 8$ mm 时, $K = \delta_c$; $\delta_c > 8$ mm 时,
 $K = 0.7\delta_c$, 且不小于 8 mm;
 $K_1 \geq \frac{1}{3}\delta_{nt}$, 且不小于 6 mm。

c) 焊接接头 3



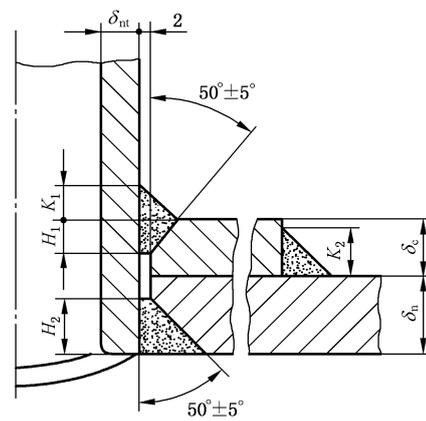
$\delta_c \leq 8$ mm 时, $K = \delta_c$;
 $\delta_c > 8$ mm 时, $K = 0.7\delta_c$, 且不小于 8 mm;
 $K_1 \geq \frac{\delta_{nt}}{3}$; 且不小于 6 mm; 采用焊透的焊接工艺。

d) 焊接接头 4



$K_1 \geq \delta_{nt}$, 且不小于 6 mm;
 $\delta_c \leq 8$ mm 时, $K_2 = \delta_c$;
 $\delta_c > 8$ mm 时, $K_2 = \max(0.7\delta_c, 8)$;
 $H = 0.7\delta_{nt}$

e) 焊接接头 5



$K_1 \geq \delta_{nt}$, 且不小于 6 mm;
 $\delta_c \leq 8$ mm 时, $K_2 = \delta_c$;
 $\delta_c > 8$ mm 时, $K_2 = \max(0.7\delta_c, 8)$;
 $H_1 = 0.7\delta_{nt}$, $H_2 = \delta_{nt}$

f) 焊接接头 6

图 D.5 带补强圈接管与壳体的焊接接头 (续)

D.3.3 嵌入式接管

嵌入式接管与壳体的连接如图 D.6 所示。图 D.6a) 一般适用于球形封头、椭圆形封头中心部位的接管与封头或其他特殊部位的连接。

单位为毫米

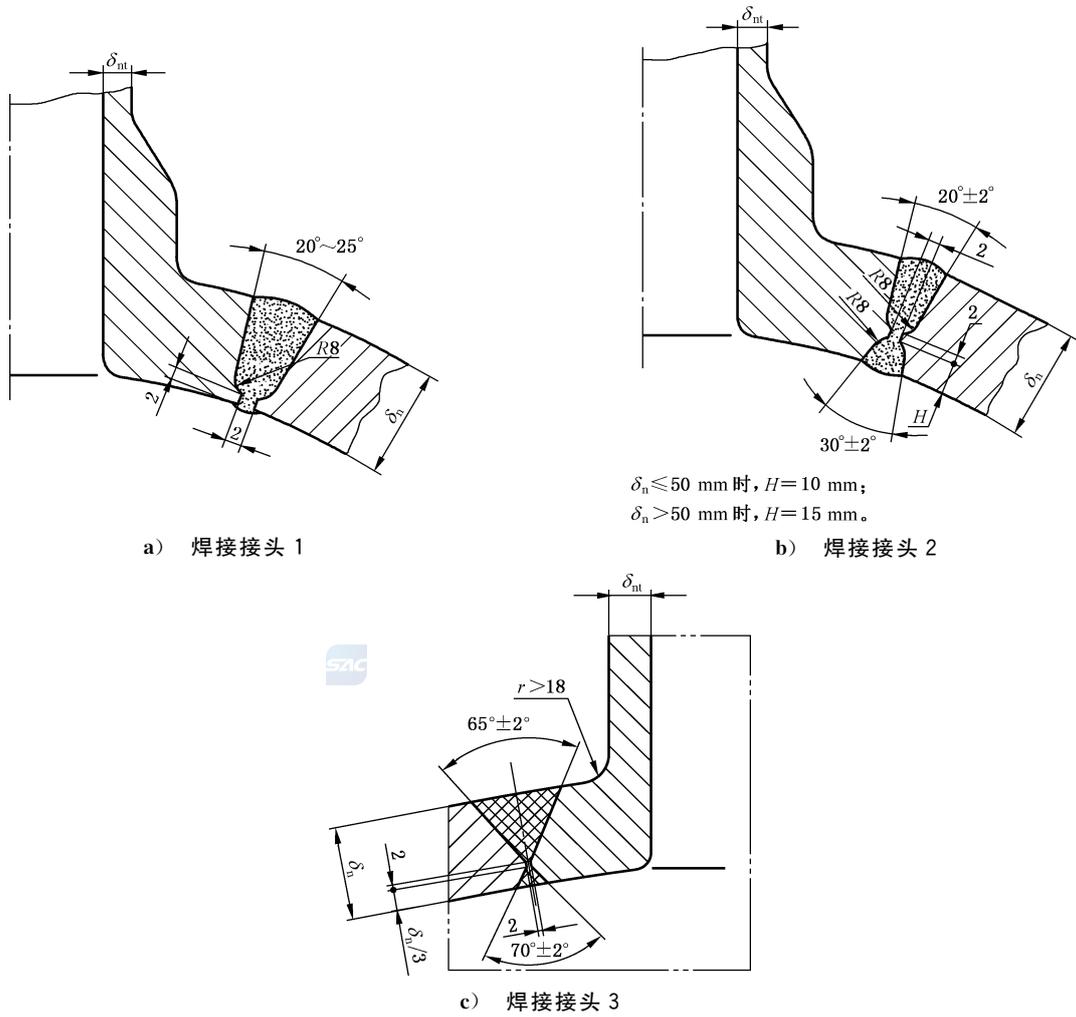
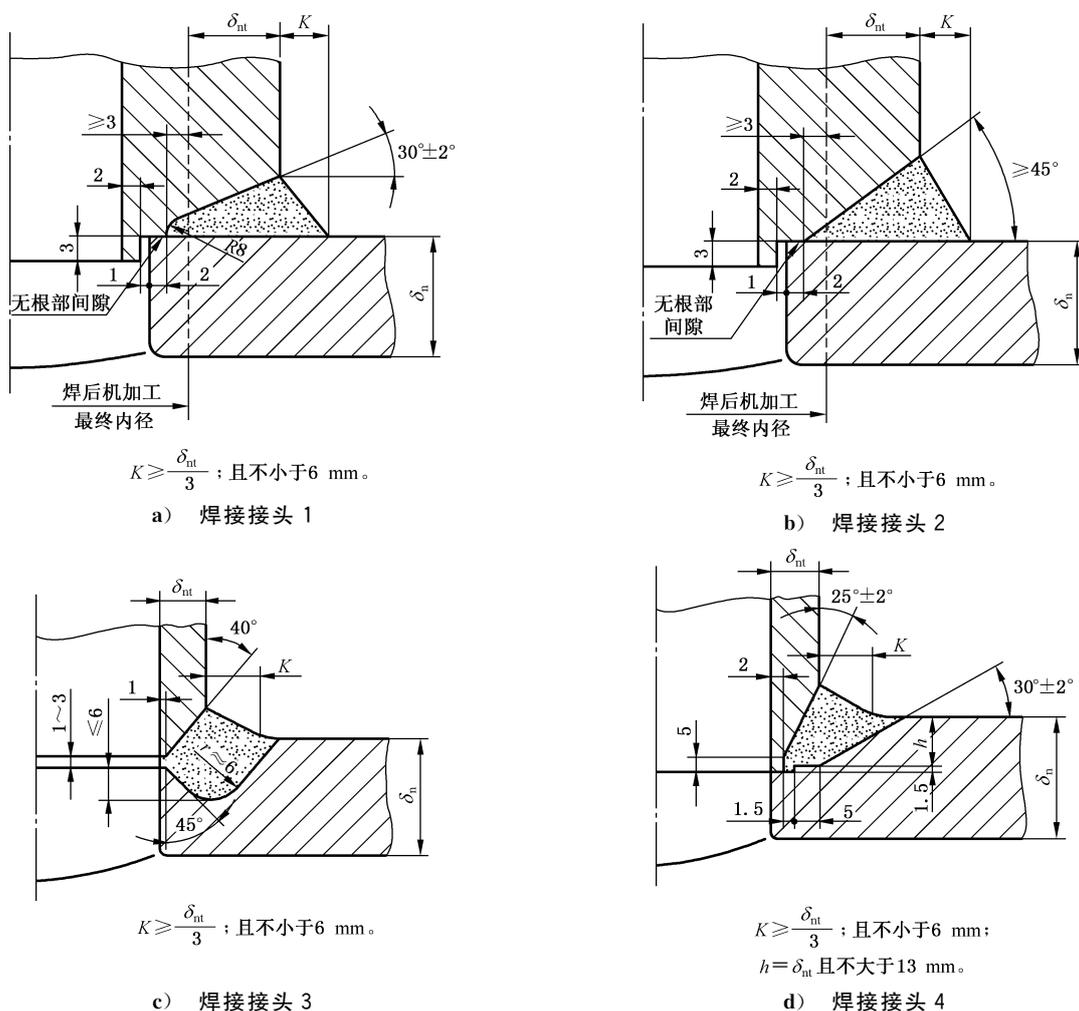


图 D.6 嵌入式接管与壳体的焊接接头

D.3.4 安放式接管

安放式接管的结构如图 D.7 所示。采用此结构时,壳体开孔处的钢板截面上应无分层现象。

单位为毫米



分图 c)、分图 d)一般适用于平盖开孔,也可用于筒体上的开孔。

分图 d)适用于壳体厚度 $\delta_n \leq 16$ mm 的非合金钢和碳锰钢,或 $\delta_n \leq 25$ mm 的奥氏体钢容器。对分图 d),接管内径应大于 50 mm,且小于或等于 150 mm,壁厚 $\delta_{nt} > 6$ mm。

注 1: 当接管直径与壳体直径之比较小时,一般采用分图 a)、分图 b)的型式。

注 2: 分图 c)一般适用于接管内径小于或等于 100 mm。

图 D.7 安放式接管的结构

D.3.5 凸缘

D.3.5.1 角焊缝连接

角焊缝连接的凸缘如图 D.8 所示。此结构不适用于承受脉动载荷的容器。焊角尺寸取决于传递载荷的大小,并考虑制造和使用要求,一般情况下,角焊缝的腰高不小于两相焊件中较薄者厚度的 0.7 倍,在任何情况下均不应小于 6 mm。

单位为毫米

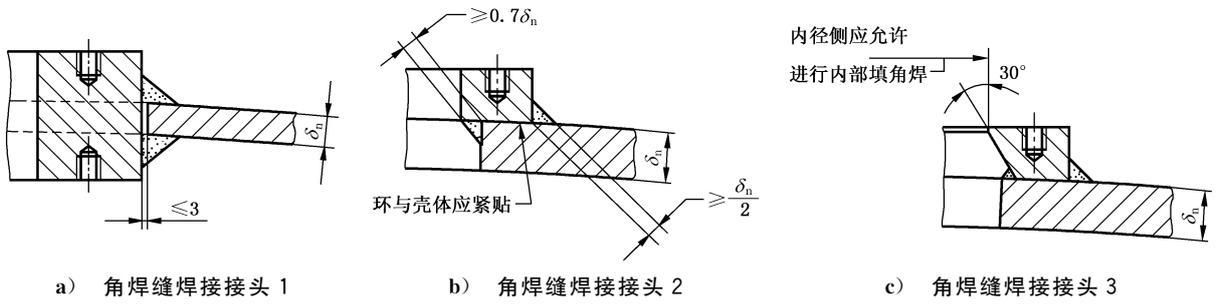


图 D.8 角焊缝焊接接头

D.3.5.2 全截面焊透接头连接

全截面焊透接头连接的凸缘如图 D.9 所示。适用于承受脉动载荷的容器。

单位为毫米

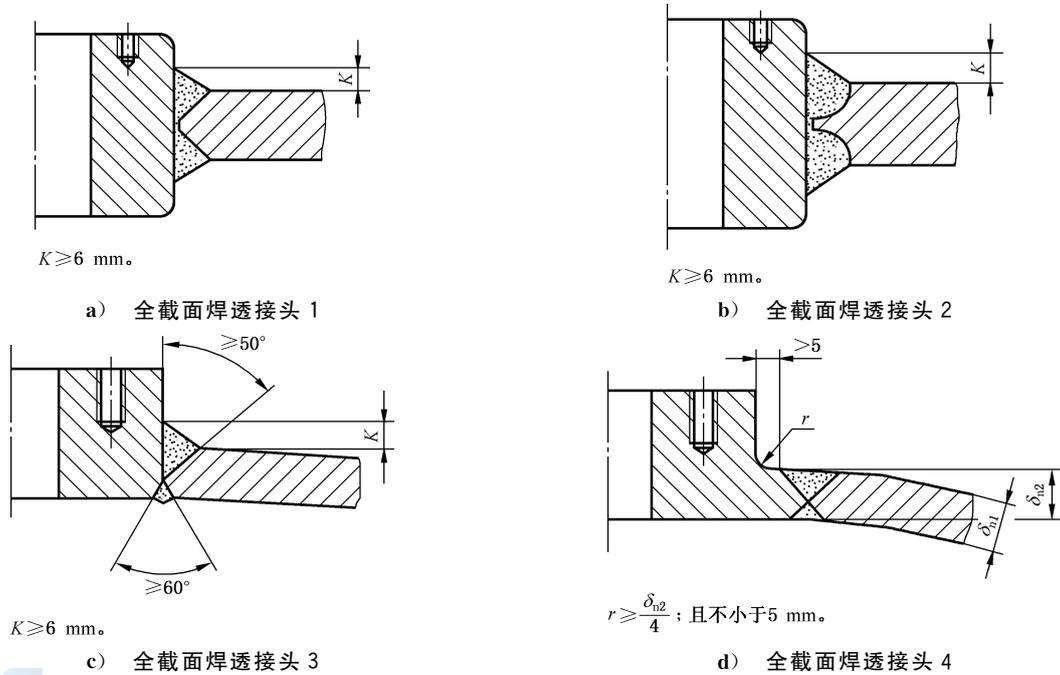


图 D.9 全截面焊透接头

D.3.5.3 小直径凸缘和接管

小直径凸缘和接管的结构如图 D.10 所示。与壳体直接连接的凸缘和接管的公称直径应小于或等于 50 mm。其中分图 b)、分图 c)、分图 d)一般适用于壳体厚度 $\delta_n \leq 16$ mm 的非合金钢和碳锰钢,或 $\delta_n \leq 25$ mm 的奥氏体钢容器。分图 a)中壳体与堆焊层的总厚度,应满足螺纹数的要求。

单位为毫米

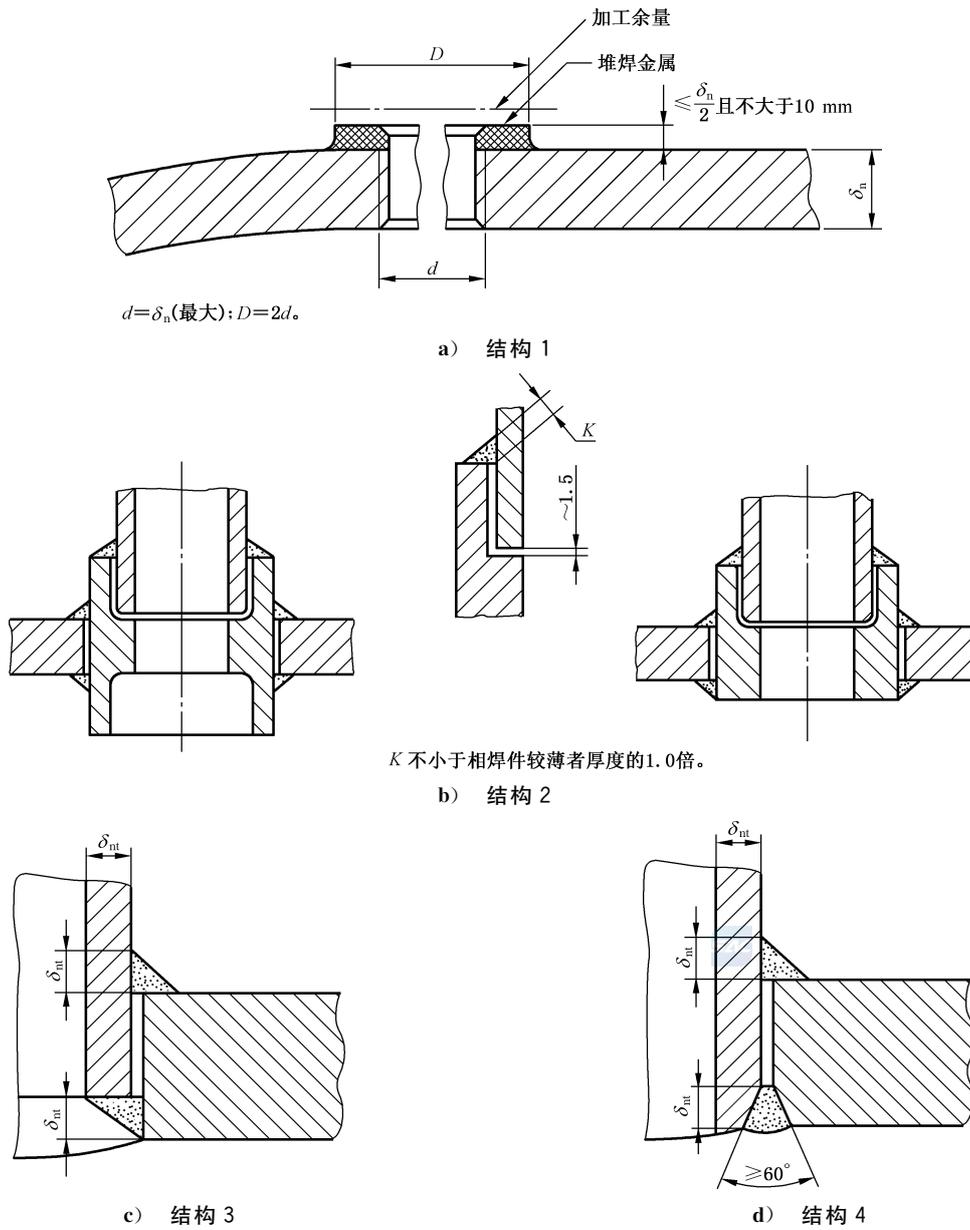
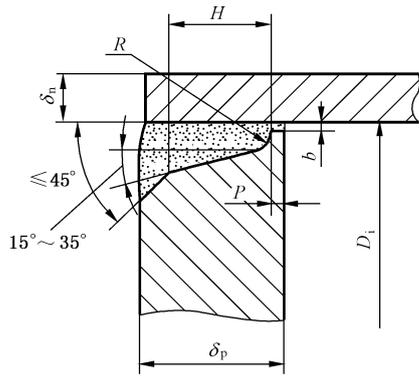


图 D.10 小直径凸缘和接管的结构

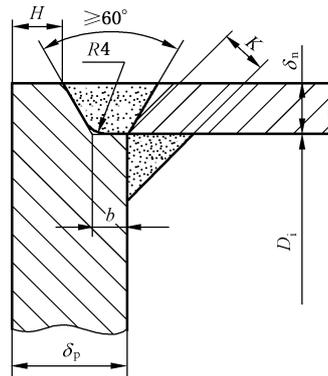
D.4 平封头与受压元件的连接

平封头与受压元件的连接如图 D.11 所示。



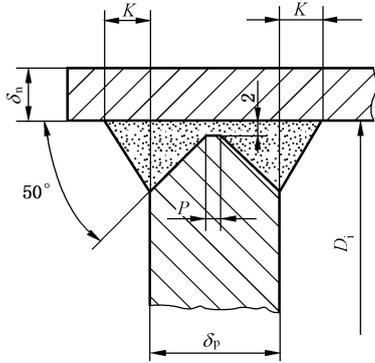
$H \geq 1.25 \delta_n$; $P = 2 \text{ mm} \sim 3 \text{ mm}$;
 $R = 6 \text{ mm} \sim 13 \text{ mm}$; $b \leq 3 \text{ mm}$ 。

a) 连接形式 1



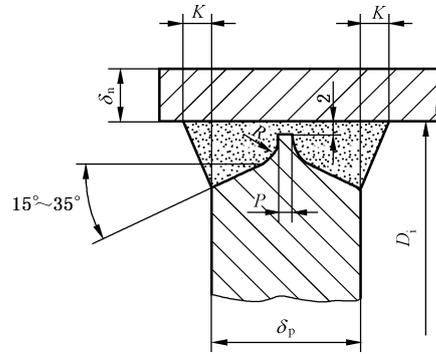
$K \geq 0.25 \delta_n$, 且 $K \geq 5 \text{ mm}$; $b \geq 6 \text{ mm}$;
 且 $H \geq \delta_n$ 或 6 mm 中较小者。

b) 连接形式 2



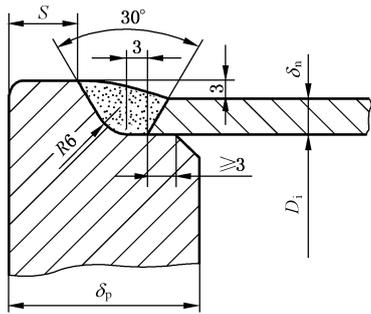
$K = \frac{\delta_n}{3}$, 且不小于 6 mm ;
 $P = 2 \text{ mm} \sim 3 \text{ mm}$ 。

c) 连接形式 3



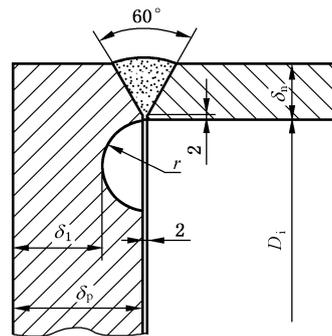
$K = \frac{\delta_n}{3}$, 且不小于 6 mm ;
 $P = 2 \text{ mm} \sim 3 \text{ mm}$, $R = 6 \text{ mm} \sim 10 \text{ mm}$ 。

d) 连接形式 4



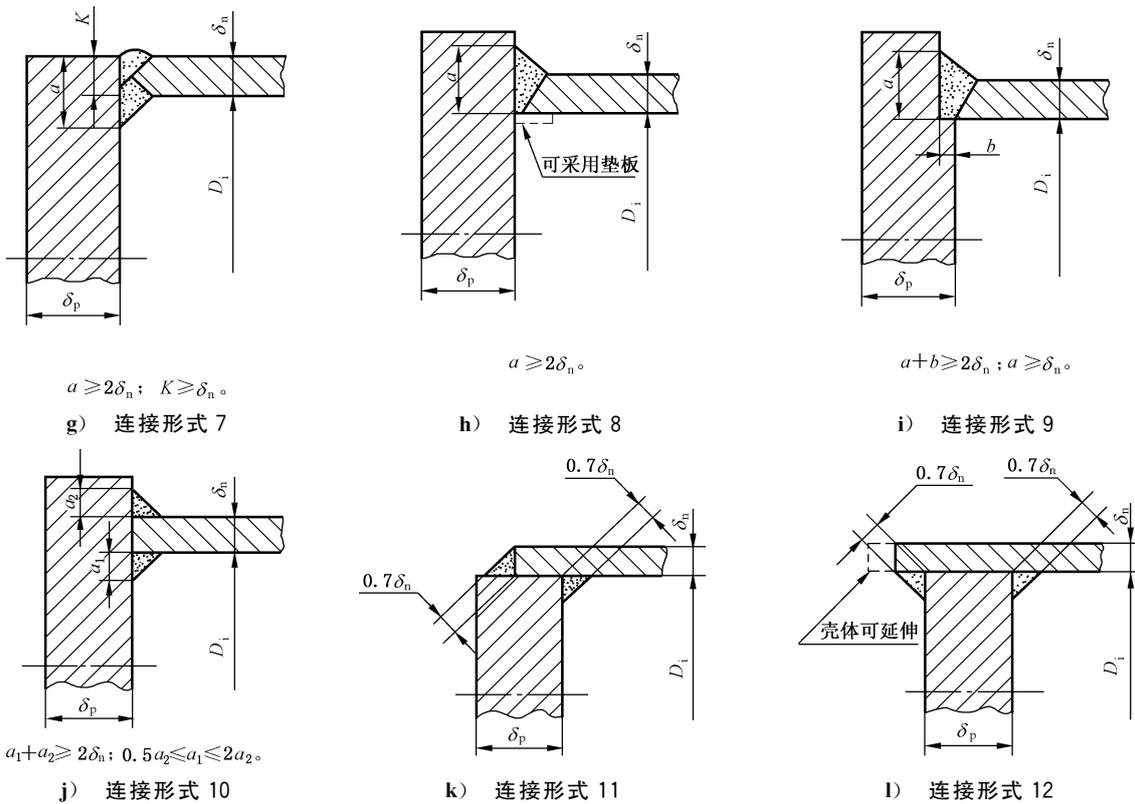
$\delta_1 \geq \frac{2}{3} \delta_p$, 同时 $\delta_1 \geq \delta_n$, 且不小于 5 mm ; $r \geq 1.5 \delta_n$;
 采用焊透的焊接工艺。

e) 连接形式 5



f) 连接形式 6

图 D.11 平封头与受压元件的连接

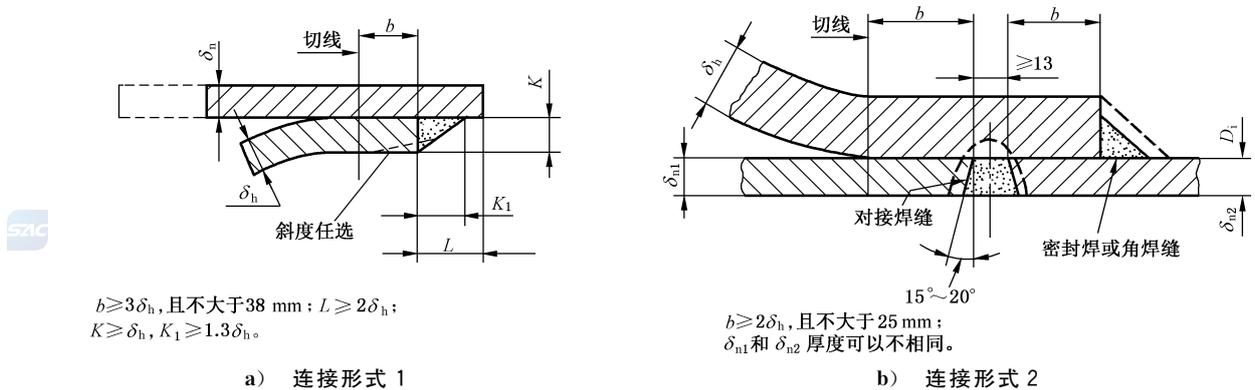


注：分图 e) 适用于 $\delta_n \leq 16$ 的抗拉强度不超过 432 MPa 的非合金钢和碳锰钢，不推荐使用在有缝隙腐蚀和疲劳工况的容器上。

图 D.11 平封头与受压元件的连接 (续)

D.5 凸形封头与圆筒的搭接连接

凸面或凹面受压的椭圆形、碟形封头，其直边长度应不小于图 D.12 中的要求。套装在圆筒内、外侧的封头，直边段应与圆筒紧密贴合。



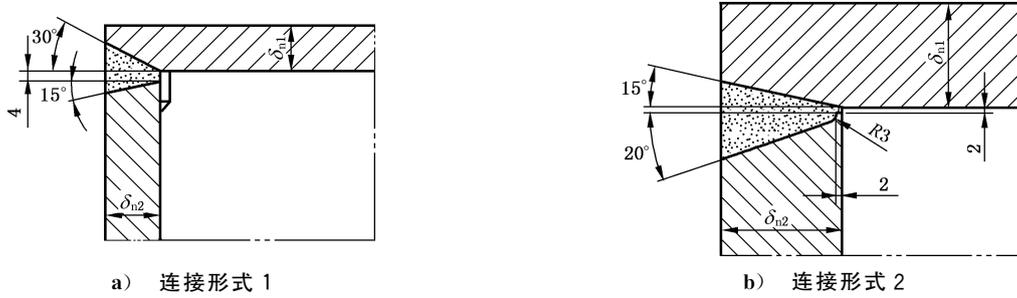
注：对分图 b) 结构，设计时取剪应力为两侧可能出现的最大压力差的 1.5 倍。对接焊缝的许用应力为圆筒材料许用应力的 70%，角焊缝的许用应力为圆筒材料许用应力的 55%。

图 D.12 凸形封头与圆筒的搭接连接

D.6 矩形容器侧板间的连接

矩形容器侧板间的连接见图 D.13。

单位为毫米



垫板可采用断续角焊缝。

图 D.13 矩形容器侧板间的连接

D.7 裙座与封头的连接

立式容器的裙座与封头的连接如图 D.14 所示。

单位为毫米

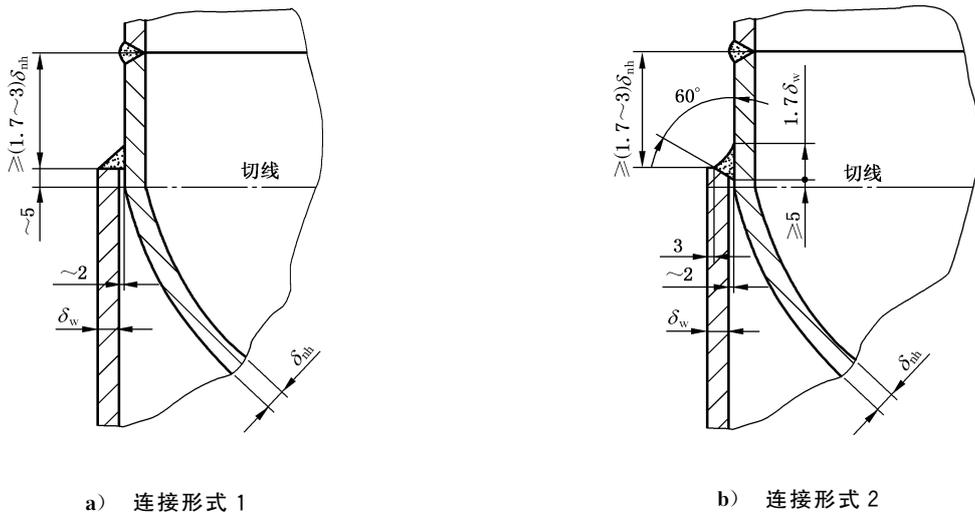


图 D.14 立式容器的裙座与封头的连接

单位为毫米

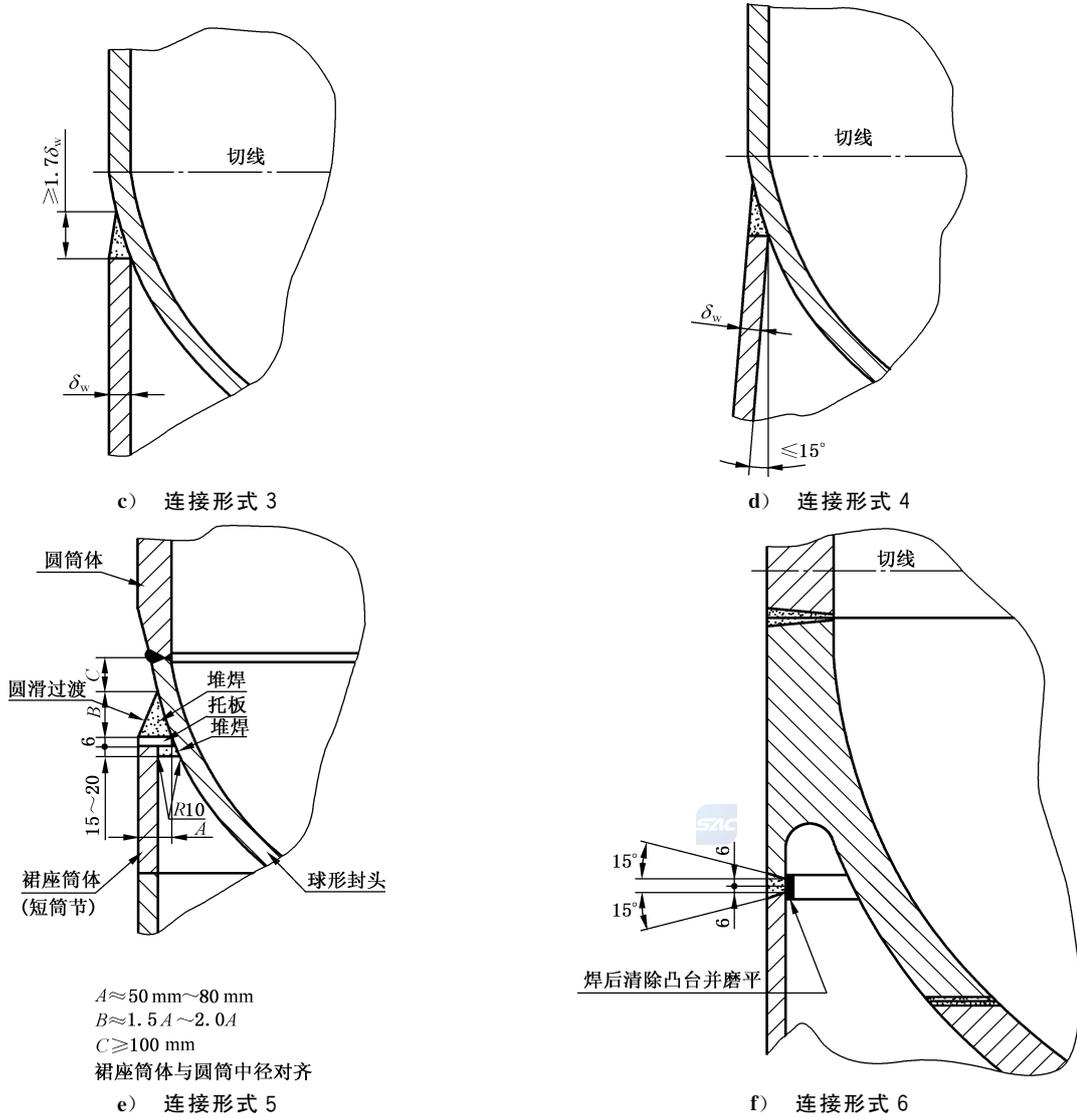


图 D.14 立式容器的裙座与封头的连接 (续)

D.8 多层容器

D.8.1 等厚度圆筒间的 B 类焊接接头见图 D.15。图 D.15 中 a)、b) 为多层圆筒与单层圆筒的连接, c)、d)、e) 为多层圆筒间的连接; f)、g) 为具有不锈钢内筒的多层圆筒间的连接。

单位为毫米

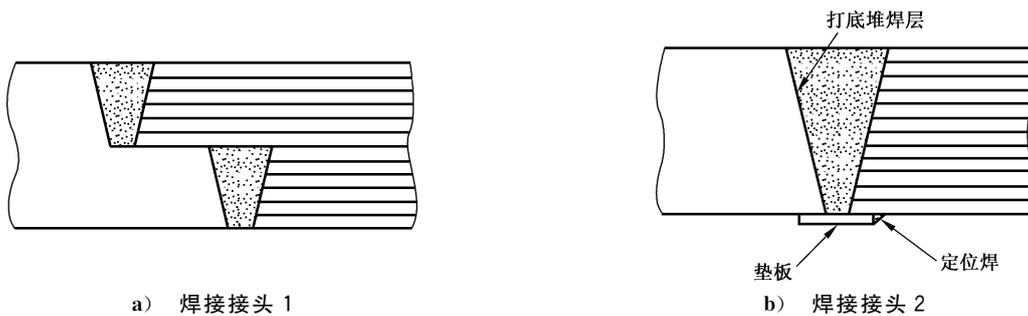
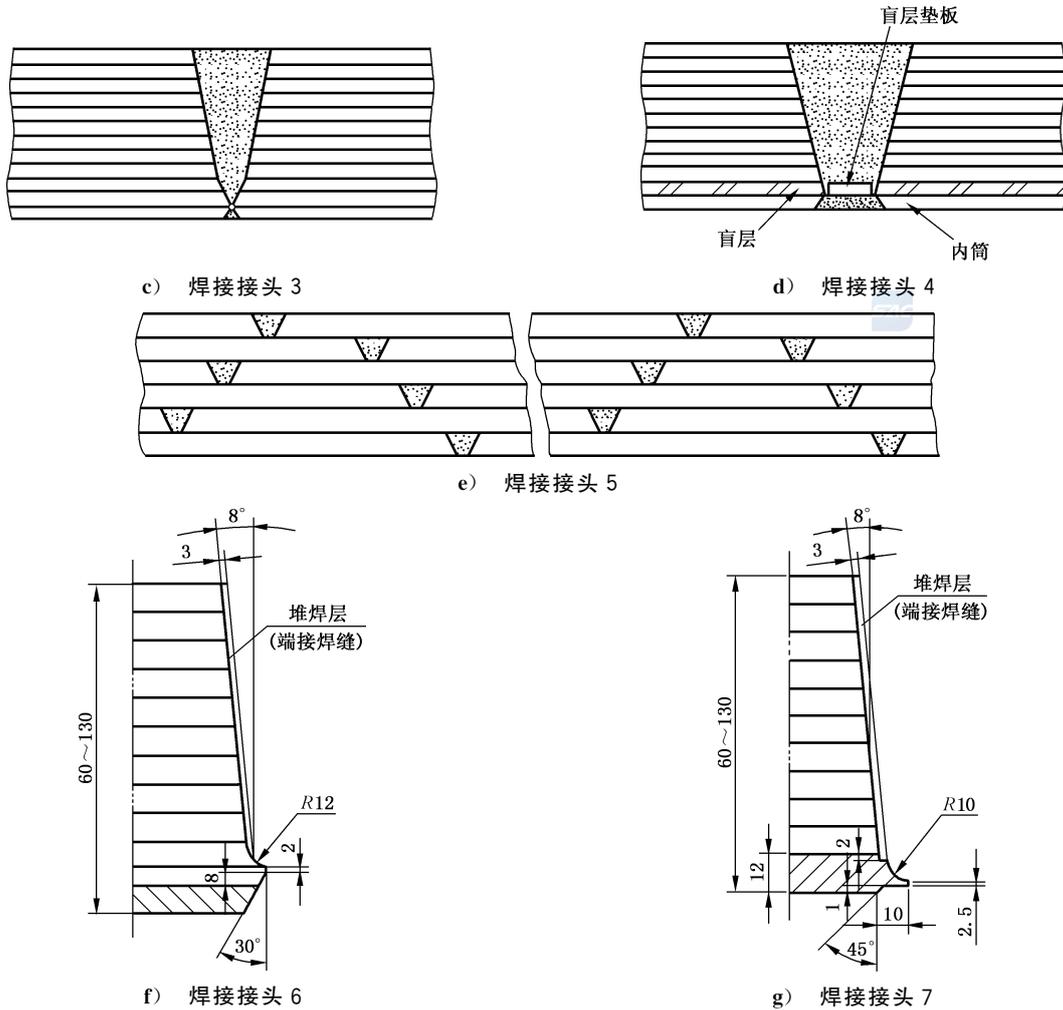


图 D.15 等厚度圆筒间的 B 类焊接接头

单位为毫米



对分图 b) 结构, 当单层圆筒要求进行焊后热处理时, 为避免对此环缝作焊后消除应力热处理, 一般应在加工后的坡口面上堆焊一层厚度大于或等于 3 mm 的不需焊后热处理的焊接材料, 先将堆焊后的单层圆筒进行热处理, 其后再与多层圆筒相焊。但上述要求不包括多层圆筒需作焊后热处理的情况。

图 D.15 等厚度圆筒间的 B 类焊接接头 (续)

D.8.2 不等厚圆筒间的 B 类焊接接头见图 D.16。不等厚圆筒间的连接采用图 D.16 所示的过渡型式。其中分图 a)、b) 为厚度不等的多层圆筒间的连接; 分图 c)、d)、e)、f) 为多层圆筒与厚度不等的单层圆筒间的连接。过渡段的斜边长度 $L \geq 3Y$ 。过渡部分可在筒壁的一侧或两侧。

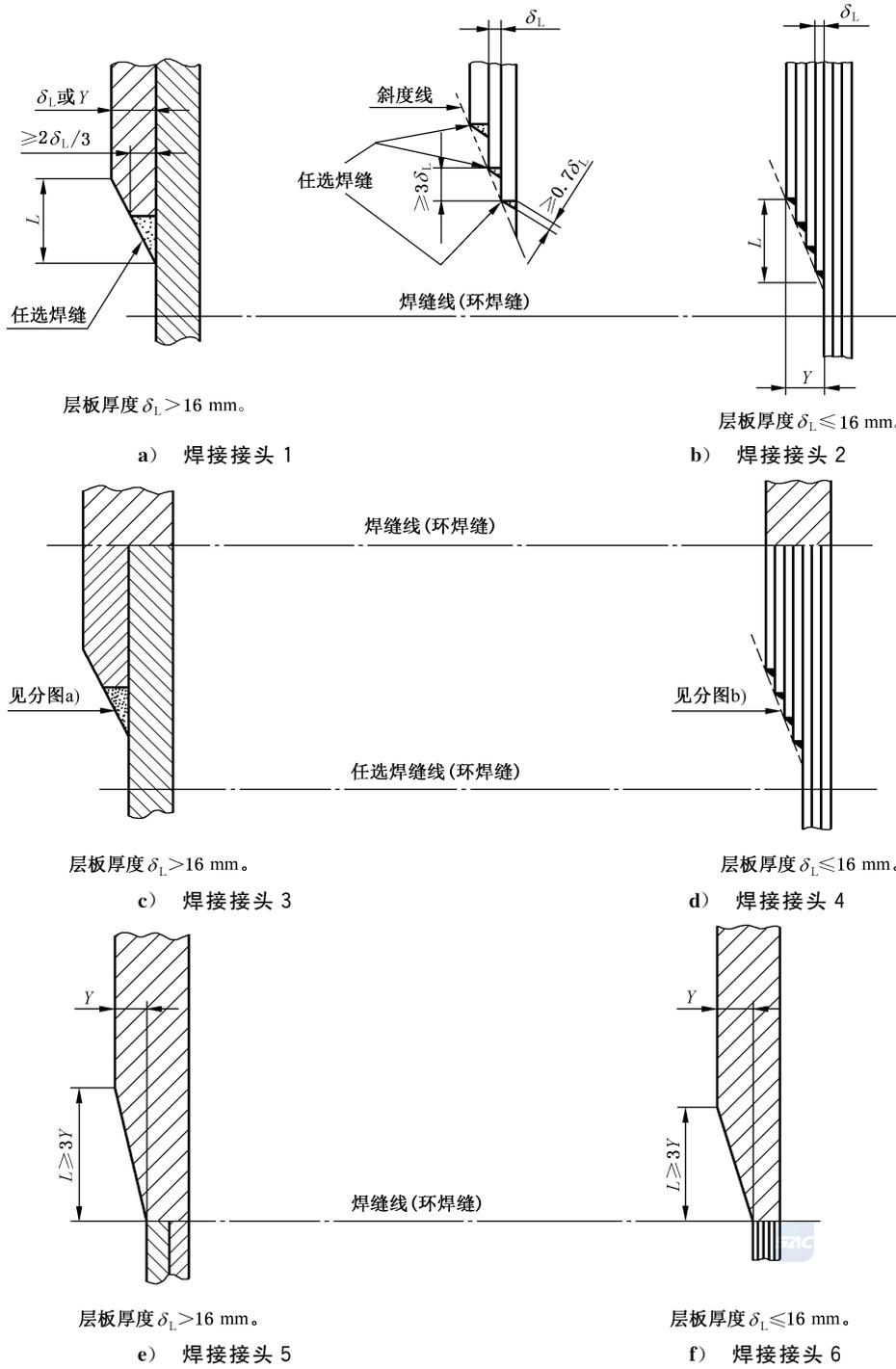


图 D.16 不等厚圆筒间的 B 类焊接接头

D.8.3 多层圆筒与封头的连接见图 D.17。

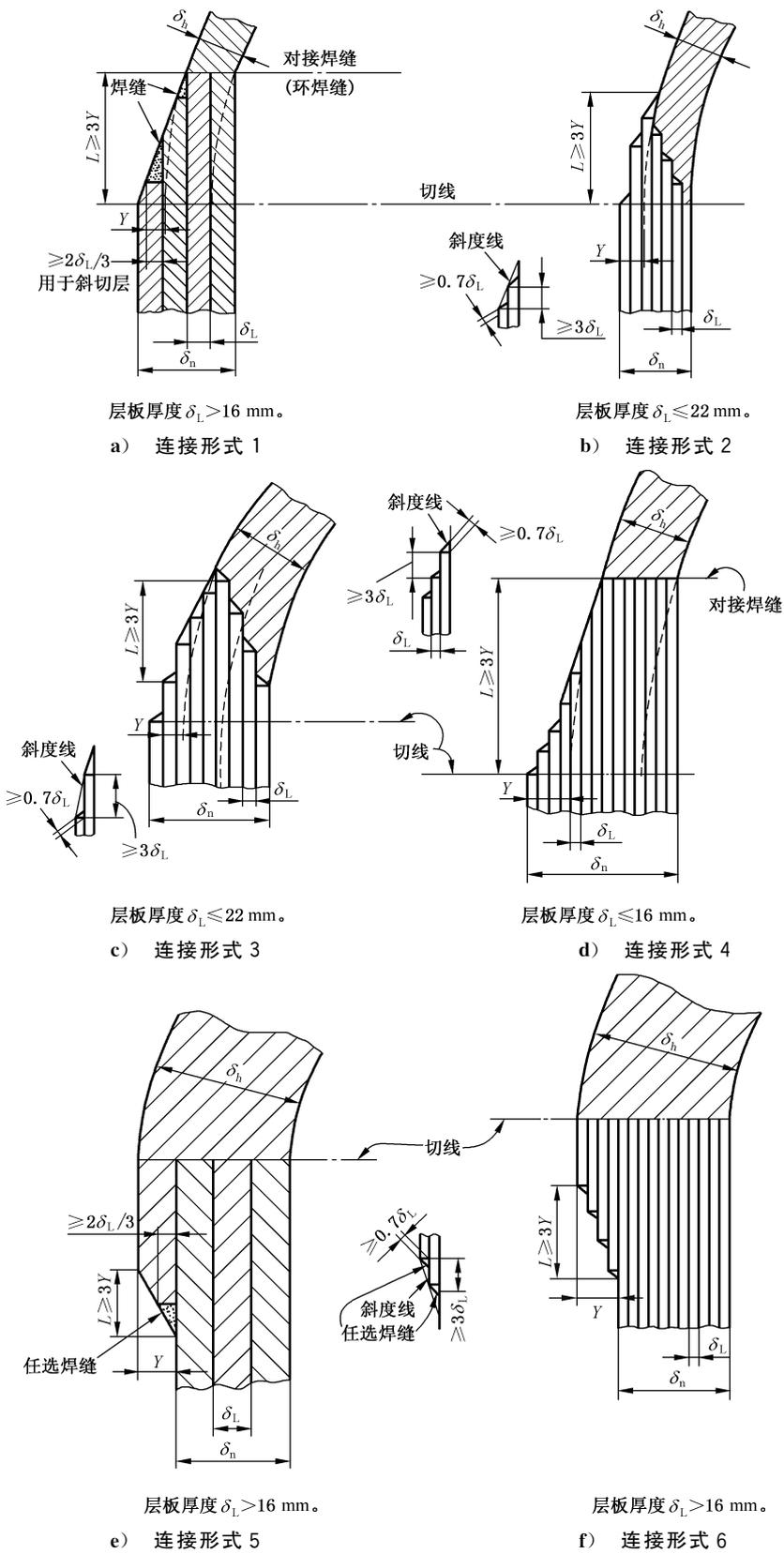
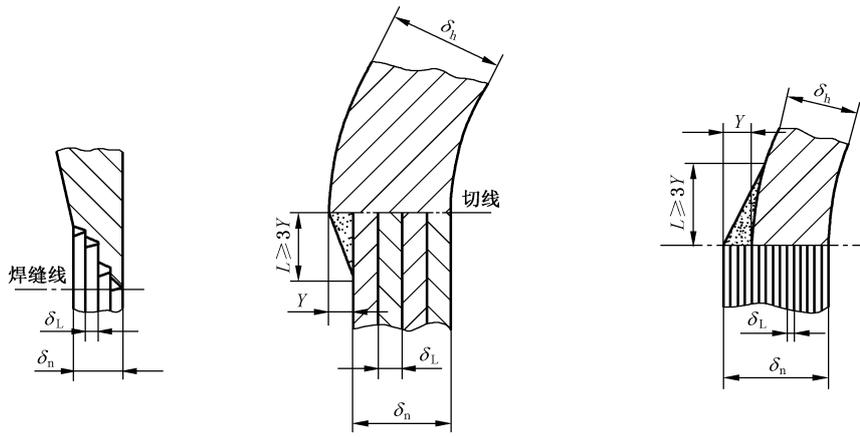


图 D.17 多层圆筒与封头的连接



层板厚度 $\delta_L \leq 22 \text{ mm}$ 。

层板厚度 $\delta_L \leq 16 \text{ mm}$; $Y \leq \delta_L$ 。

任意厚度层板; $Y \leq \frac{\delta_n}{2}$ 。

g) 连接形式 7

h) 连接形式 8

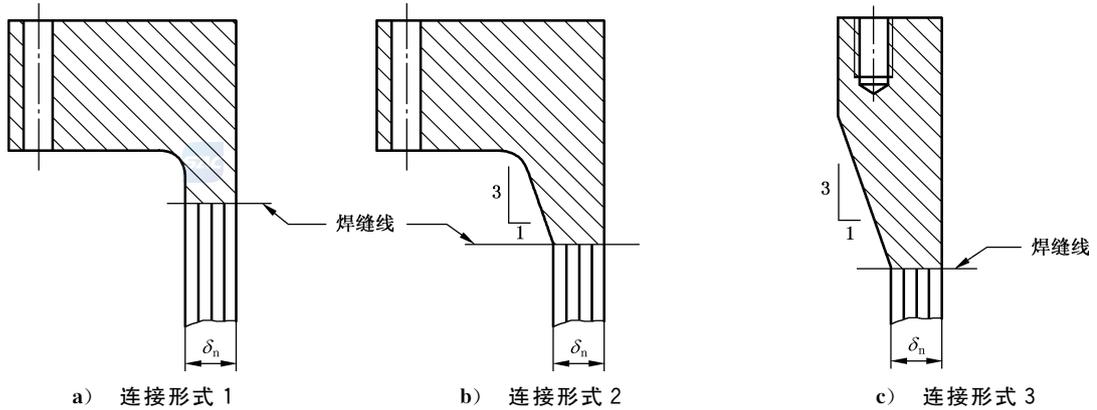
i) 连接形式 9

分图 e)、分图 f)、分图 h)、分图 i) 中封头与圆筒的对接焊接接头可位于封头的切线上, 也可低于封头切线。

注: 分图 a)、分图 b)、分图 c)、分图 d) 仅用于半球形封头与圆筒的连接。

图 D.17 多层圆筒与封头的连接 (续)

D.8.4 多层圆筒与法兰的连接见图 D.18。



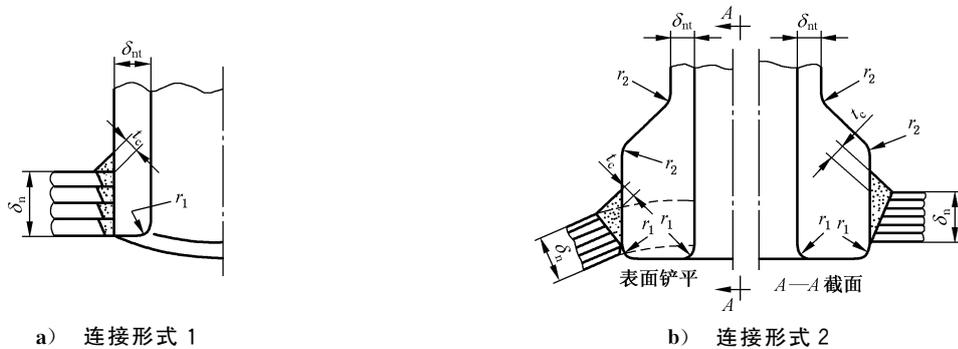
a) 连接形式 1

b) 连接形式 2

c) 连接形式 3

图 D.18 多层圆筒与法兰的连接

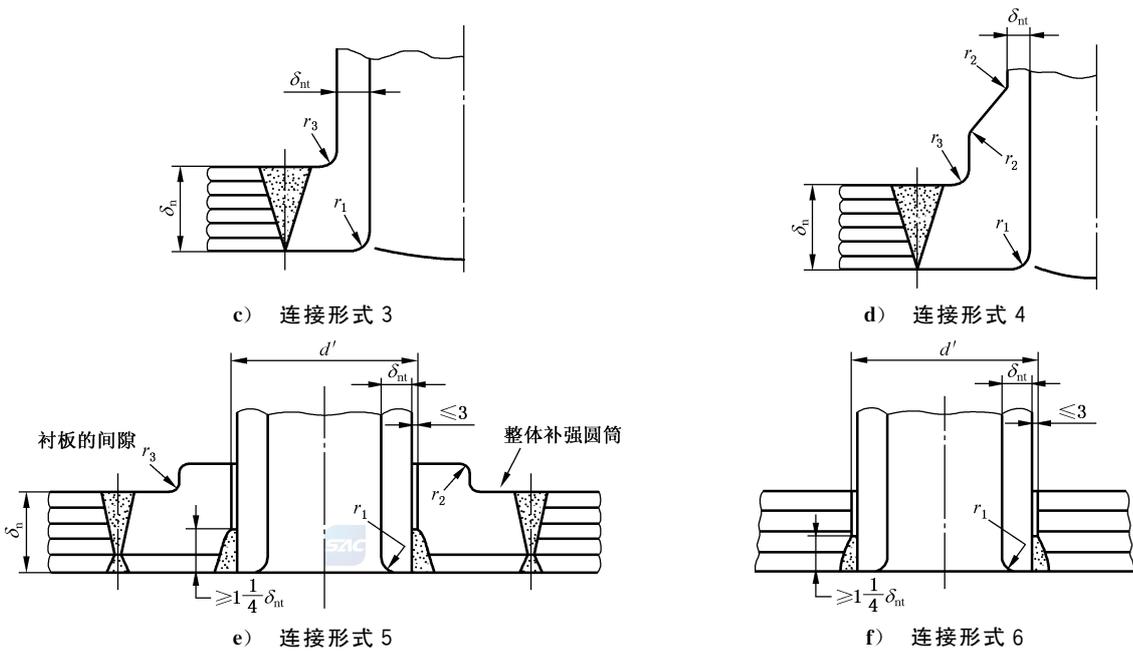
D.8.5 多层圆筒与接管的连接见图 D.19。



a) 连接形式 1

b) 连接形式 2

图 D.19 多层圆筒与接管的连接



对分图 e)、分图 f) 应设法防止外界杂物进入层板与接管外径间的间隙, 但不允许用密封焊。

注 1: 圆角半径 $r_{1\min}$ 取 $\delta_{nt}/4$ 或 19 mm 两者中的较小值; $r_2 \geq 6$ mm; $r_{3\min} = r_{1\min}$; $t_c \geq 6$ mm, 或不少于 δ_{nt} 和 19 mm 两者中较小值的 0.7 倍。

注 2: 对分图 e) 结构, 一般适用于公称管径大于 DN50 mm 的开孔。

图 D.19 多层圆筒与接管的连接 (续)

D.8.6 多层圆筒与支座的连接见图 D.20。

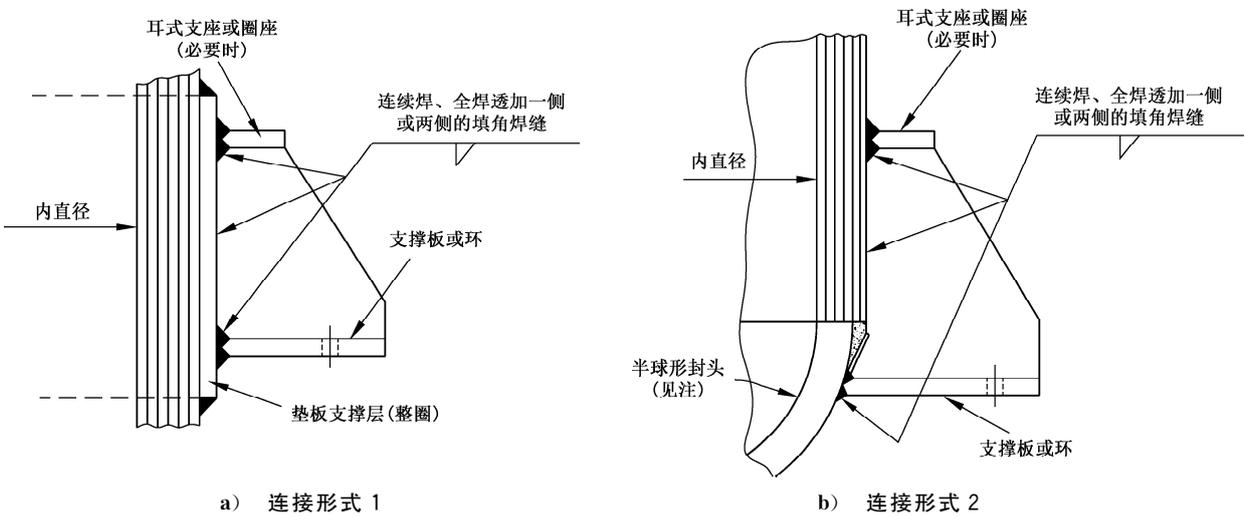
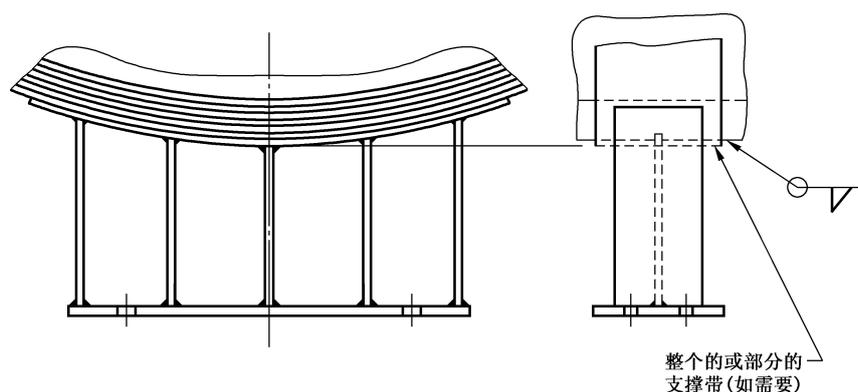


图 D.20 多层圆筒与支座的连接



c) 连接形式 3

对非半球形封头,应计算不连续应力的作用。

图 D.20 多层圆筒与支座的连接 (续)

D.9 钢带错绕容器端部焊接结构

钢带错绕容器端部焊接结构见图 D.21。此结构的适用范围等要求见附录 B。

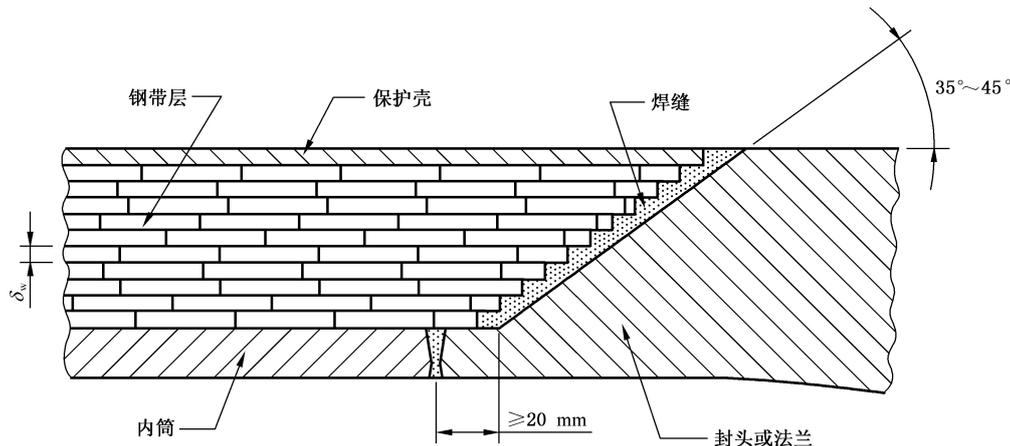


图 D.21 带错绕容器端部焊接结构

D.10 非受压附件与受压元件的连接

非受压附件与受压元件的连接一般采用连续焊,根据具体情况可采用角焊缝、部分焊透、全焊透等结构型式。

T型连接的角焊缝高度及部分焊透的深度 a 应不小于附件连接件厚度 S 的 $1/4$,如图 D.22 中 a)、b)所示。图 D.22a)中角焊缝焊脚高度 a 也可取相焊件中较薄者的厚度。

垫板与容器壁的搭接角焊缝焊脚高度及部分焊透的深度 b 应不小于垫板厚度 S 的 $1/2$,如图 D.22 中 c)、d)所示。图 D.22c)中,对于补强圈的焊脚高度 b ,当补强圈的厚度不小于 8 mm 时,其值可取补强圈厚度的 70% ,且不小于 8 mm 。

T型连接的全焊透焊接结构见图 D.22e),一般适用于承受较大载荷的设备吊耳等附件与容器壁或其垫板的连接。

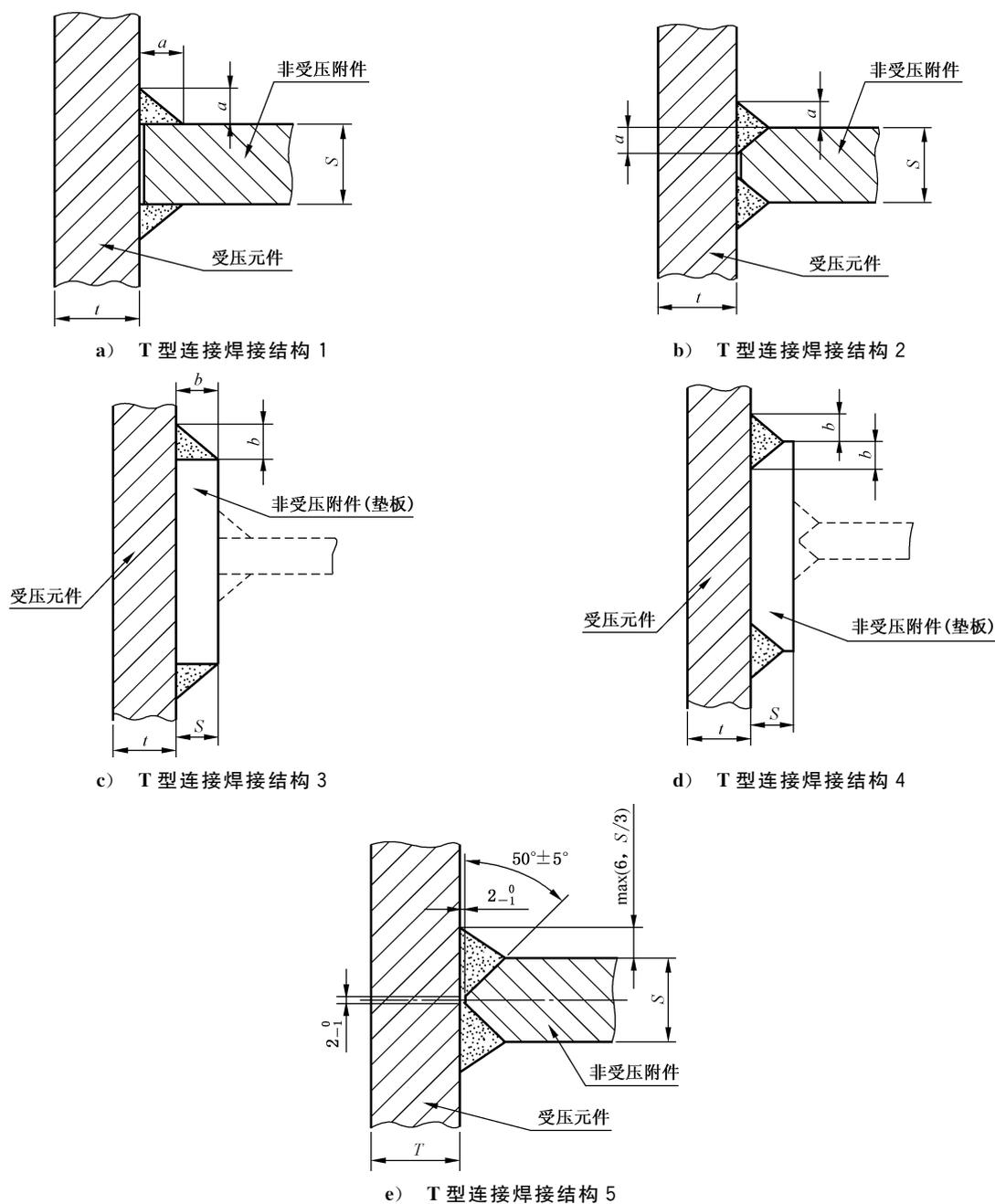


图 D.22 非受压附件与受压元件的连接

D.11 其他

本附录未给出的焊缝坡口的基本型式及尺寸可按 GB/T 985.1 和 GB/T 985.2 的规定。

制造单位可根据所采用的焊接方法等具体情况,在保证焊接质量和设计要求的前提下,对已给出的焊接接头坡口的基本型式及尺寸进行适当的修正。

对于管板与筒体的连接参见 GB/T 151,法兰与筒体的连接及复合板焊接接头的连接结构尺寸参见相关标准规范。

附 录 E
(规范性)
设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的容器

E.1 通则

E.1.1 设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的非合金钢、低合金钢制低温容器和铬镍奥氏体型不锈钢制容器的材料、设计应符合本附录的规定。

E.1.2 对非合金钢、低合金钢制容器,由于环境温度的影响导致操作条件下容器壳体的金属温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,也应遵循本附录的规定。

注:环境温度指容器使用地区历来“月平均最低气温的最低值”,“月平均最低气温”系按当月各天的最低气温相加后除以当月的天数。

E.1.3 非合金钢和低合金钢受压元件按“低温低应力工况”设计时,应满足 E.4 的要求。

E.2 低合金钢制低温容器**E.2.1 材料**

E.2.1.1 受压元件用钢材应符合 GB/T 150.2—2024 的相关规定。钢板、钢管、钢锻件和螺柱的使用温度下限应分别符合 GB/T 150.2—2024 表 3、表 4、表 5 及表 7 的规定。元件的许用应力按 GB/T 150.2—2024 中 4.24 确定。

E.2.1.2 受压元件用钢板、钢管和锻件,应采用氧气转炉冶炼加炉外精炼或电弧炉冶炼加炉外精炼,或采用电渣重熔法冶炼。

E.2.1.3 受压元件用低合金钢材(钢板、钢管和锻件),其化学成分应满足下列要求:

- a) 材料标准抗拉强度下限值 $R_m \leq 540\text{ MPa}$ 的钢材,磷含量不大于 0.025%,硫含量不大于 0.012%。
- b) 材料标准抗拉强度下限值 $R_m > 540\text{ MPa}$ 的钢材,磷含量不大于 0.020%,硫含量不大于 0.010%。

E.2.1.4 使用温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的 35CrMoA(35CrMoE)、30CrMoA(30CrMoE)螺柱用钢,其化学成分(熔炼分析)中磷、硫含量应满足磷含量不大于 0.020%,硫含量不大于 0.010%。使用温度为 $-70\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的 30CrMoA(30CrMoE)螺柱用钢,其化学成分(熔炼分析)中磷、硫含量应满足磷含量不大于 0.015%,硫含量不大于 0.008%。

E.2.1.5 焊接材料(焊条电弧焊焊条、气体保护焊焊丝、埋弧焊焊丝和焊剂等)应符合下列要求。

- a) 受压元件间的焊接或受压元件与非受压元件的焊接,焊条电弧焊应选用低氢碱性焊条;埋弧焊应选用碱度适中、脱渣性良好的焊剂。其熔敷金属化学成分应满足下列要求:
 - 1) 熔敷金属标准抗拉强度下限值 $R_m \leq 550\text{ MPa}$ 的焊材,磷含量不大于 0.025%,硫含量不大于 0.012%;
 - 2) 熔敷金属标准抗拉强度下限值 $R_m > 550\text{ MPa}$ 的焊材,磷含量不大于 0.020%,硫含量不大于 0.010%。
- b) 焊接材料除应符合相应的国家标准之外,尚应符合 NB/T 47018 的规定。
- c) 低合金钢之间的异种钢焊接用焊接材料宜按韧性要求较高侧的母材选用,并应满足下列要求:
 - 1) 不同强度等级钢号的低合金钢钢材之间相焊时,选用的焊接材料应保证焊缝金属的抗拉强度不低于强度较低一侧母材抗拉强度下限值,且不超过强度较高一侧母材标准规定的

上限值；

2) 熔敷金属的冲击吸收能量按较低强度侧母材的要求。

d) 不宜出现低合金钢与奥氏体型高合金钢之间的异种钢焊接。如不可避免时,则应遵循下列要求:

1) 选用的焊接材料应保证焊缝金属的低温性能、抗裂性能和力学性能,宜选用铬镍含量为 25%Cr-13%Ni 或 26%Cr-21%Ni 的高铬镍或镍基焊接材料;

2) 异种钢焊接工艺评定和产品焊接试件应符合 E.2.3.2 的要求。

E.2.1.6 冲击试验满足下列要求:

a) 容器用低合金钢钢材(钢板、锻件和钢管以及螺柱)和焊接接头应进行低温冲击试验,其中钢材的冲击试验温度不应高于容器最低设计温度和材料标准规定的冲击试验温度的较低值。

b) 钢板、钢管、锻件的冲击试验应分别符合 GB/T 150.2—2024 中 4.11 和第 5 章~第 7 章的规定。钢板、钢管、锻件的冲击吸收能量还不应低于相应材料标准的规定值。

c) 低合金钢螺柱的冲击试验应符合 GB/T 150.2—2024 中 8.1.6 的规定,固溶处理后经应变强化的 S30408 螺柱冲击试验应符合 GB/T 150.2—2024 中 8.2.5 的要求。

E.2.1.7 用于容器设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且厚度大于 36 mm 调质状态的钢板和用于容器设计温度低于 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且厚度大于 40 mm 的正火或正火加回火状态的钢板可附加进行落锤试验,试验按 GB/T 6803 进行,采用 P-2 型试样,无塑性转变温度(NDTT)的合格指标按设计文件的规定。

E.2.1.8 低合金低温钢钢板的断后伸长率(A)应符合 TSG 21—2016 中 2.2.1.3.2 表 2-2 的规定。

E.2.1.9 使用温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且公称厚度大于 100 mm 的低温用钢锻件应选用Ⅲ级或Ⅳ级锻件。

E.2.1.10 壳体用低合金钢板,应按 GB/T 150.2—2024 中 5.1.9 的规定逐张进行超声检测,检测方法按 NB/T 47013.3 的规定。

E.2.1.11 用作容器筒体的无缝钢管应按 NB/T 47013.3 的要求逐根进行超声检测,质量等级应符合下列要求:

a) 容器设计压力小于 10 MPa 时,不低于Ⅱ级为合格;

b) 容器设计压力大于或等于 10 MPa 时,不低于Ⅰ级为合格。

E.2.1.12 法兰用紧固件满足下列要求。

a) 螺柱不应采用铁素体商品级紧固件。

b) 设计温度不低于 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温容器,应采用低合金钢专用级紧固件(螺柱和螺母);设计温度不低于 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温容器,螺柱可选用 35CrMoA(35CrMoE)、30CrMoA(30CrMoE)或 40CrNiMoA(40CrNiMoE);设计温度低于 $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 但不低于 $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温容器,螺柱可选用 35CrMoA(35CrMoE)或 30CrMoA(30CrMoE);设计温度低于 $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 但不低于 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温容器,螺柱可选用 30CrMoA(30CrMoE)。

E.2.1.13 容器的支座选材宜考虑低温的影响,必要时支座应选用与容器壳体相同的材料。

E.2.2 结构设计

E.2.2.1 元件结构设计满足下列基本要求:

a) 宜避免结构形状的突然变化,以减小局部应力;结构宜简单,减少约束,同时宜避免产生过大的温度梯度;

b) 接管与壳体连接部位应圆滑过渡,插入式接管端部内壁边角处应倒圆;

c) 接管补强宜采用整体补强,若采用补强圈,补强圈与接管和壳体的焊缝应采用全焊透结构,且焊缝应圆滑过渡;

d) 容器的附件,如支座、吊耳、管道支架、梯子平台支架等,如其材料与壳体材料不同,不应直接

焊在壳体上,需设置垫板,容器用裙座应设置与壳体材料相同的过渡段;

- e) 设计温度不高于 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温容器用管法兰和容器法兰,应采用带颈对焊法兰或长高颈法兰;
- f) 低温容器的紧固件,宜采用全螺纹螺柱或无螺纹部分的光杆直径不大于0.95倍螺纹根径的双头螺柱。

E.2.2.2 容器焊接接头符合下列要求。

- a) A类、B类焊接接头应采用双面焊或相当于双面焊的全截面焊透对接接头。
- b) B类焊接接头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对接接头。
- c) C类焊接接头符合下列要求。
 - 1) 平盖、管板与圆筒的焊接,应采用全截面焊透的对接接头或T型接头结构形式。
 - 2) 平焊法兰或法兰短节与圆筒的焊接应采用全截面焊透的结构;若采用非全截面焊透的结构,仅适用于以下范围:
 - 最低设计温度 $t\geq-30\text{ }^{\circ}\text{C}$,或者设计压力 $p\leq 1.0\text{ MPa}$ 的容器;
 - 钢材的标准抗拉强度下限值 $R_m<540\text{ MPa}$ 。
 - 3) 球冠形封头、锥壳等部件与壳体的连接,均应采用全截面焊透结构。
- d) D类焊接接头:插入式接管、安放式接管、凸缘等与壳体的连接,带补强圈的接管与壳体的焊接均应采用全焊透结构。
- e) E类焊接接头除结构要求外不应间断焊和点焊,且不应与A类、B类焊接接头相干涉。
- f) 壳体拼接不应采用十字焊缝。

E.2.3 冷、热加工成形及焊接

E.2.3.1 承压焊缝用焊材应按批进行熔敷金属扩散氢含量的复检,合格指标按NB/T 47018对应焊材或设计文件的规定。

E.2.3.2 低温容器的焊接工艺评定,应包括焊缝和热影响区的夏比(V形缺口)冲击试验,冲击试验取样方法,按NB/T 47014的要求,冲击试验温度不应高于容器的最低设计温度。当焊缝两侧母材具有不同的冲击试验要求时,冲击吸收能量按母材抗拉强度的较低值基于TSG 21—2016中表2-1在设计文件上规定,焊接接头的拉伸和弯曲性能基于两侧母材中的较低要求确定。

E.2.3.3 承压焊缝的焊接应控制焊接热输入,在焊接工艺评定所确认的范围内,宜选用较小的焊接热输入(对淬硬倾向较大的材料宜采用适中的焊接热输入),并多道多层施焊。

E.2.3.4 有A类纵向焊接接头的低温容器应逐台制备产品焊接试件,当一台容器的受压元件(筒体、锥壳、封头)的A类焊接接头采用几种不同的焊接工艺施焊时,应按焊接工艺分别制备产品焊接试件。试件的热处理状态应与容器材料的最终使用状态相同,并应经历和容器相同的加热过程,包括热加工、焊后热处理等。焊接试件的冲击试验应包括焊缝金属和热影响区,并按NB/T 47016的规定进行检验和评定,试验温度不应高于容器最低设计温度,冲击吸收能量应符合TSG 21—2016中表2-1并在设计文件上规定。

E.2.3.5 受压元件采用冷成形时应控制变形率不超过GB/T 150.4—2024中8.3.1.1的规定,否则成形后应进行恢复性能热处理;采用热成形时,对规定以正火状态使用的材料,如热成形破坏了材料的正火状态,成形后还应重新进行正火处理。规定调质状态使用的材料,热成形后须重新进行调质处理。

E.2.3.6 受压元件的焊缝表面不应有咬边。

E.2.3.7 焊缝余高应打磨到最小。角焊缝应圆滑过渡,焊缝不应向外凸起。

E.2.3.8 焊后热处理符合下列规定。

- a) 符合 GB/T 150.4—2024 中 8.4.3 规定的钢制低温容器,应进行焊后热处理。
- b) 焊后热处理应包括受压元件之间及其与非受压元件之间的连接焊缝。
- c) 制定焊后热处理技术要求时,对有再热裂纹倾向的焊接接头,应采取措施防止出现由热处理导致的再热裂纹。

E.2.3.9 受压元件不应采用硬印标记。

E.2.4 无损检测

E.2.4.1 符合下列条件之一的低合金钢制低温容器,焊接坡口焊接前应进行磁粉或渗透检测:

- a) 钢材标准规定的抗拉强度下限值 $R_m > 540$ MPa,其焊接坡口采用热切割加工而成;
- b) 受压元件材料中合金元素总含量不小于 3%。

E.2.4.2 对安放式接管、平盖与壳体的连接结构,坡口处不小于 3 倍焊缝宽度范围内的壳体、平盖应做 100% 超声检测,检测结果应无分层缺陷。

E.2.4.3 设计温度低于 -40 °C 或者焊接接头厚度大于 25 mm 低温容器, A 类、B 类焊接接头需按 NB/T 47013.2 或 NB/T 47013.3 进行 100% 射线或超声检测。

E.2.4.4 钢材标准规定的抗拉强度下限值 $R_m > 540$ MPa 或合金元素总含量大于 3% 的低合金钢容器的 A 类、B 类焊接接头需按 NB/T 47013.2 或 NB/T 47013.3 进行 100% 射线或超声检测。

E.2.4.5 容器的 A 类、B 类焊接接头如按本文件的规定可进行局部无损检测,检测长度应当不低于各条焊接接头长度的 50% 和 250 mm 的较大值。

E.2.4.6 A 类~E 类焊接接头、缺陷修磨或补焊处的表面、卡具或拉筋等拆除处的割痕表面需进行 100% 磁粉或渗透检测,优先采用磁粉检测。

E.2.4.7 设计压力大于或等于 1.60 MPa 且设计温度低于 -40 °C 的低温容器用紧固件材料为低合金钢时,应逐件按 NB/T 47013.4 进行磁粉检测, I 级为合格。

E.2.5 试验

E.2.5.1 耐压试验应符合 GB/T 150.4—2024 中第 11 章的规定。

E.2.5.2 耐压试验后,不应再在受压元件上进行焊接或可能引起应力集中的加工。

E.3 设计温度低于 -70 °C 的铬镍奥氏体型不锈钢制容器

E.3.1 材料和结构设计

E.3.1.1 奥氏体型不锈钢材料(钢板、钢管、锻件)应在不高于容器最低设计温度下进行冲击试验,液氢、液氮压力容器用奥氏体型不锈钢材料可进行 -196 °C 的冲击试验,合格指标按该产品设计文件的规定。用于最低设计温度不低于 -196 °C 的压力容器用奥氏体型不锈钢材料(钢板、钢管、锻件)可免除进行冲击试验。

E.3.1.2 奥氏体型不锈钢容器的结构设计应符合 E.2.2 的规定,设计温度不低于 -196 °C 时 E.2.2.1b) 除外。

E.3.1.3 设计温度低于 -100 °C 的奥氏体型不锈钢容器,应采用奥氏体型不锈钢紧固件,设计温度低于 -70 °C 但不低于 -100 °C 的容器,螺柱可选用 30CrMoA(30CrMoE)或奥氏体型不锈钢紧固件。

E.3.2 冷、热加工成形及焊接

E.3.2.1 奥氏体型不锈钢板制容器符合下列规定。

- a) 冷加工成形元件应按 GB/T 150.4—2024 中 8.3.1.4 的规定,对封头、弯制管子、膨胀节等变形

大的部位进行检测铁素体含量,并符合下列要求:

- 1) 容器设计温度不低于 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,如铁素体含量超过 15% ,成形后应进行固溶处理;
- 2) 容器设计温度低于 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,成形后应进行固溶处理,奥氏体型不锈钢管冷弯后如铁素体含量低于 5% 时除外。

b) 冷加工成形的奥氏体型不锈钢凸形封头或带折边的锥壳过渡段,当介质的氢分压不低于 0.6 MPa 时,成形后应进行固溶处理。

c) 热成形的奥氏体型不锈钢受压元件,成形后应重新固溶处理。

E.3.2.2 受压元件的焊接接头焊缝表面不应有咬边。

E.3.2.3 焊接工艺评定和产品焊接试验除满足 NB/T 47014 和 NB/T 47016 的规定外,还符合下列规定。

a) 当容器最低设计温度不低于 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,焊接工艺评定宜对焊缝金属进行冲击试验,当最低设计温度低于 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 但不低于 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,焊接工艺评定应对焊缝金属进行冲击试验,试验温度不应高于容器最低设计温度,试样应经受与其所代表的元件或容器相同的加热过程,3个标准试样的冲击吸收能量平均值不应低于 31 J ,且每个试样的侧膨胀值不应低于 0.38 mm ,允许其中1个试样的冲击吸收能量低于 31 J 但不应低于 27 J 。当由压力和机械载荷等非压力载荷产生的计算拉应力之和与材料的许用应力之比小于 0.25 时,焊缝金属的冲击试验可以免除。当容器设计最低温度不低于 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且焊缝金属的含碳量不超过 0.10% 时,热影响区可以免除冲击试验。

b) 当容器最低设计温度低于 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,应满足下列要求:

- 1) 每一炉号或批号的填充金属应先按 E.3.2.5 的规定进行熔敷金属的材料性能试验。试样应采用容器产品相同的焊接工艺来制备,熔敷金属的冲击试验合格指标按 E.3.2.3b) 2) 合格指标 A 或合格指标 B 的规定。
- 2) 焊接工艺评定应进行焊接接头的冲击试验,冲击试验按 GB/T 229。对于采用 316L 型焊缝填充金属或用钨极气体保护焊(GTAW)、熔化极气体保护焊(GMAW)焊接的 308L 型填充金属的焊接接头,冲击试验应同时满足下列合格指标 A 或合格指标 B 中之一和合格指标 C 的要求。

——合格指标 A

- 由单个熔炼炉的 316L 型填充金属熔敷而成的焊缝金属,其铁素体含量测量值(FN)不应大于 8。由单个熔炼炉的 308L 型填充金属熔敷而成的焊缝金属,其 FN 应在 $3\sim 8$ 的范围内。FN 由经校准的铁素体仪测定,或根据焊缝的化学成分由图 E.1 确定。
- 焊接接头取 3 组试样,每组 3 个试样,1 组取自母材、1 组取自焊缝金属,另 1 组取自热影响区,冲击试验可在容器最低设计温度或 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下进行。在最低设计温度下进行试验时,每组 3 个标准试样冲击吸收能量平均值应满足 $KV_2\geq 38\text{ J}$,且每个试样的侧膨胀值 $LE\geq 0.38\text{ mm}$ 。在 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下进行冲击试验时,每组 3 个标准试样冲击吸收能量平均值应满足 $KV_2\geq 47\text{ J}$,且每个试样的侧膨胀值不应小于 0.53 mm 。

——合格指标 B。当合格指标 A 不能满足时,可按下列进行:

- 生产中由单个熔炼炉或单个批次的奥氏体型不锈钢填充金属熔敷而成的焊缝金属,其铁素体含量 FN 不应大于熔敷金属的材料性能试验焊缝所确定的 FN;
- 对母材的 3 个试样在 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下进行冲击试验,每个试样的侧膨胀值不应小于 0.53 mm ;
- 对焊缝金属和热影响区各取 1 组试样,每组 2 个试样按照 GB/T 21143—2014 进行断裂韧性测试,试验温度不高于最低设计温度,热影响区的试样方位应为

T-L。要求所有试样的断裂韧性 $K_{Ic}(J)$ 不小于 $132 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$ 。

——合格指标 C。如不能满足 E.3.2.3b)2) 合格指标 A 或合格指标 B 中的侧膨胀值要求时,允许另外再取 1 组 2 个试样代表失败的那一组冲击试验试样,在试验温度不高于容器最低设计温度下按照 GB/T 21143—2014 进行断裂韧度的测试,母材和热影响区的试样方向应为 T-L。要求所有试样的断裂韧性 $K_{Ic}(J)$ 不小于 $132 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$ 。

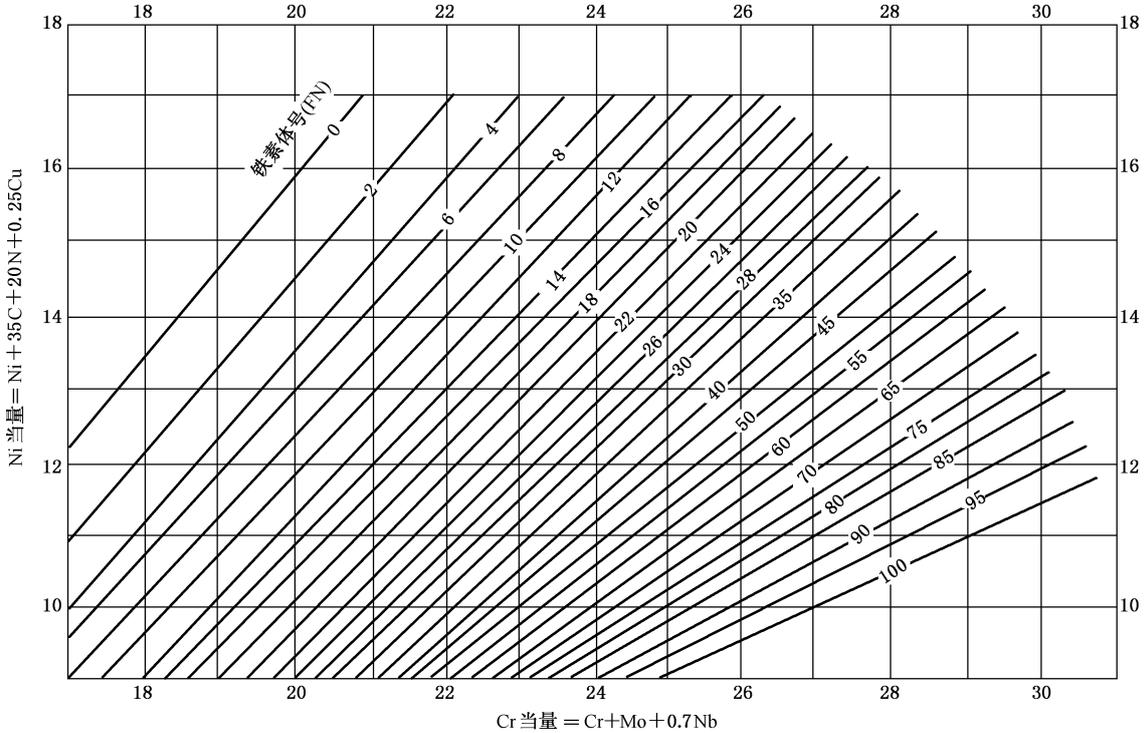


图 E.1 焊缝金属铁素体含量 FN

3) 容器的 A 类焊接接头应按每种焊接工艺分别制作产品焊接试件。对于焊接工艺与 A 类焊接接头不同的 B 类焊接接头,应按每种焊接工艺制作鉴证环试件。产品焊接试件和鉴证环试件应按 E.3.2.3b) 2) 的要求进行冲击试验或测试断裂韧性并合格。

E.3.2.4 若奥氏体型不锈钢受压元件经历了 $480 \text{ }^\circ\text{C} \sim 900 \text{ }^\circ\text{C}$ 范围内的加热处理或热加工,则应进行容器最低设计温度下的冲击试验,如 S30408、S30403、S31608 和 S31603 制受压元件仅经历 $480 \text{ }^\circ\text{C} \sim 705 \text{ }^\circ\text{C}$ 范围内的加热处理,可免除本条要求的冲击试验。

E.3.2.5 熔敷金属的材料性能试验的试样应按 GB/T 25774.1 制备,应对熔敷金属试样进行冲击试验,冲击试样轴线位于熔敷金属厚度中心 ($T/2$) 处,缺口轴线应开在熔敷金属中心且垂直于熔敷金属表面。将使用的每一种焊材及其组合、每一个炉号或批号的焊接材料均应制备试样进行冲击试验,不应将多于一种焊接方法或多于一个炉、批的焊材混用于一个试件,冲击试验按 GB/T 229 进行。必要时应对熔敷金属制备拉伸试样进行拉伸试验,拉伸试验按 GB/T 228 进行,试验合格指标在设计文件中注明。性能试验还应测量熔敷金属试样的铁素体含量。

E.3.3 无损检测

E.3.3.1 焊缝厚度大于 30 mm 的 A 类、B 类焊接接头应按 NB/T 47013.2 进行 100% 射线检测。

E.3.3.2 焊缝厚度大于 20 mm 的焊接接头表面应按 NB/T 47013.5 进行渗透检测。

E.4 低温低应力工况

E.4.1 一般规定

低温低应力工况指受压元件的设计温度虽然低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，但满足下列条件 a) 或 b) 的应力状况。

- a) 对元件厚度由一次总体薄膜拉应力确定的元件，如圆筒、球壳和锥壳，在该温度下元件实际承受的最大一次总体薄膜拉应力不大于 50 MPa ，且其与元件材料在室温下许用应力之比不大于 0.25 。计算最大一次总体薄膜拉应力时，还应计入由弯矩等外载荷引起的轴向总体薄膜拉应力。接管补强圈、加强圈、鞍座垫板等元件，其应力比可视为与其所连接的壳体相等。

注：一次应力指为平衡压力与其他机械载荷所需要的法向应力或切应力。

- b) 对元件厚度不由一次总体薄膜拉应力确定的元件，如平盖、管板和法兰等，元件设计温度下的最大计算压力与设计温度下的最大允许工作压力之比值不超过 0.25 。

E.4.2 低温低应力工况下非合金钢和低合金钢制受压元件的选材

E.4.2.1 “低温低应力工况”元件根据调整后的温度 T_{dm} 选材， T_{dm} 按下述原则确定：

- a) 如元件做焊后热处理， T_{dm} 可取设计温度 T_d 加 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；
b) 如元件不进行焊后热处理， T_{dm} 取设计温度 T_d 加 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

E.4.2.2 按调整后的温度值 T_{dm} 选用的材料应满足 GB/T 150.2—2024 的要求。

E.4.3 低温低应力工况下非合金钢和低合金钢制受压元件其他要求

E.4.3.1 如按 E.4.2.1 确定的 T_{dm} 低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，应根据 T_{dm} 依据本附录的规定确定受压元件的冲击试验（包括母材及焊接接头）和相关的的设计、制造、检验要求，冲击试验温度不应高于 T_{dm} 。

E.4.3.2 如按 E.4.2.1 确定的 T_{dm} 低于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 但不低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，应根据材料及厚度按 GB/T 150.2—2024 表 3 对受压元件母材和焊接接头提出冲击试验要求，除另有规定或设计文件有要求外，设计、制造和检验可不必遵循本附录的规定。

E.4.3.3 如按 E.4.2.1 确定的 T_{dm} 不低于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，除另有规定或设计文件有要求外，设计、制造和检验可不必遵循本附录的规定。

E.4.4 不适用情况

低温低应力工况不适用于下列元件：

- a) 采用钢材标准规定抗拉强度下限值 $R_m > 540\text{ MPa}$ 的材料的元件；
b) 最低设计温度低于 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的受压元件；
c) 紧固件；
d) Q235 系列钢板。



附录 F

(规范性)

压力容器防止低温脆断校核方法

F.1 通则

F.1.1 当压力容器最低设计温度低于 GB/T 150.2—2024 中规定的材料使用温度下限时,可依照本附录进行压力容器防止低温脆断校核,确保设计温度不低于由本附录确定的压力容器最低允许使用温度。

F.1.2 本附录适用于列入表 F.2 的交货状态为正火态或调质态材料制造的压力容器及其组成元件。

F.1.3 本附录规定的方法适用于表 F.2 所列材料牌号以及相应的厚度范围,包括基材满足表 F.2 规定范围的复合钢板或堆焊元件。

F.1.4 列入 GB/T 150.2—2024 中钢管和钢锻件标准的元件的最低允许使用温度可以按照相应化学成分和交货状态的钢板材料牌号确定。

F.1.5 确定容器最低允许使用温度时,压力容器受压元件以及采用焊接方法连接到容器本体的元件(如衬板、垫板等),都应作为单独元件对待。

F.2 术语和定义、符号

F.2.1 术语和定义

F.2.1.1

元件最低允许使用温度 minimum allowable temperature of component

压力容器组成元件按本附录方法确定的不会发生低温脆性断裂的最低金属温度。

F.2.1.2

压力容器最低允许使用温度 minimum allowable temperature of pressure vessel

压力容器各组成元件最低允许使用温度中的最高值。

F.2.1.3

控制厚度 governing thickness

确定元件最低允许使用温度时所采用的厚度。

F.2.2 符号

下列符号适用于本附录:

C ——厚度附加量,为材料厚度负偏差与腐蚀裕量之和,mm;

P_c ——计算压力,MPa;

$[P_w]$ ——最大允许工作压力,MPa;

R_{ts} ——由 F.6 定义的应力比;

R_{el} ——材料标准室温屈服强度,MPa;

T_{MAT}^i ——第 i 个组成元件最低允许使用温度($i=1,2,\dots$,共 n 个组成元件), $^{\circ}\text{C}$;

T_{MAT} ——压力容器最低允许使用温度, $^{\circ}\text{C}$;

ΔT ——由应力比 R_{ts} 查得的最低允许使用温度的降低值, $^{\circ}\text{C}$;

δ_n ——元件的名义厚度,mm;

- δ_d ——主要承受一次总体薄膜拉伸应力元件的设计厚度,mm;
- δ_g ——元件的控制厚度,mm;
- σ_m^p ——一次总体薄膜应力,MPa;
- $[\sigma]^t$ ——压力容器的组成元件材料在最低允许使用温度下的许用应力,MPa;
- ϕ ——焊接接头系数。

F.3 确定压力容器最低允许使用温度的程序

按以下步骤确定压力容器最低允许使用温度:

- a) 按 F.4 确定元件的控制厚度;
- b) 按材料牌号、使用状态、控制厚度根据表 F.2 确定元件的最低允许使用温度;
- c) 必要时,按 F.6 调整元件的最低允许使用温度或调整元件设计参数,直至元件所有工况组合下的最低设计温度均高于或等于最低允许使用温度;
- d) 取容器各组成元件的最低允许使用温度中的最高值,作为压力容器的最低允许使用温度。

F.4 控制厚度的确定

压力容器组成元件的控制厚度 δ_g 按表 F.1 确定。表中 δ_1 、 δ_2 、 δ_3 、 δ_f 为名义厚度。

表 F.1 元件的控制厚度 δ_g

单位为毫米

序号	结构类型	控制厚度	
		部件 A	部件 B
1		δ_1	δ_3
2		δ_2	δ_1

表 F.1 元件的控制厚度 δ_g (续)

单位为毫米

序号	结构类型	控制厚度	
		部件 A	部件 B
3		δ_2	δ_1
4		$\max(\delta_2, \delta_3)$	δ_1
5		δ_3	δ_2
6		δ_2	$\max(\delta_1, \delta_f/4)$

表 F.1 元件的控制厚度 δ_g (续)

单位为毫米

序号	结构类型	控制厚度	
		部件 A	部件 B
7		δ_2	$\max(\delta_1, \delta_f/4)$
8		$\max(\delta_2, \delta_f/4)$	δ_2
9		$\max(\delta_2, \delta_f/4)$	δ_2
10		$\max(\delta_2, \delta_f/4)$	δ_1

表 F.1 元件的控制厚度 δ_g (续)

单位为毫米

序号	结构类型	控制厚度	
		部件 A	部件 B
11		$\max(\delta_2, \delta_1/4)$	δ_1
12		δ_1	$\max(\delta_1, \delta_1/4)$
13		δ_2	$\max(\delta_2, \delta_1/4)$
14		$\delta_1/4$	不适用

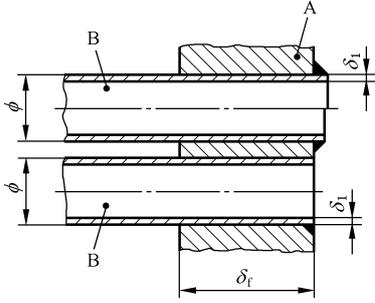
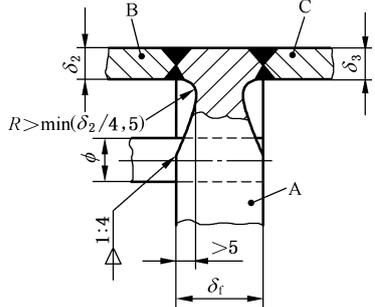
表 F.1 元件的控制厚度 δ_g (续)

单位为毫米

序号	结构类型	控制厚度	
		部件 A	部件 B
15		$\delta_f/4$	不适用
16		$\max(\delta_2, \delta_f/4)$	δ_2
17		$\max(\delta_2, \delta_f/4)$	$\max(\delta_2, \delta_f/4)$
18		 $\max(\delta_2, \delta_f/4)$	δ_2

表 F.1 元件的控制厚度 δ_g (续)

单位为毫米

序号	结构类型	控制厚度		
		部件 A	部件 B	
19		$\delta_f/4$	δ_1	
序号	结构类型	部件 A	部件 B	部件 C
20		$\max(\delta_2, \delta_3, \delta_f/4)$	δ_2	δ_3

F.5 确定元件最低允许使用温度

根据元件所用材料牌号、控制厚度、使用状态,在表 F.2 中确定相应的最低允许使用温度 T_{MAT}^C 。非焊接元件的使用状态可选择炉内整体热处理。对于适用厚度范围内但表 F.2 未给出的控制厚度值,允许使用线性插值确定对应的最低允许使用温度。钢管和钢锻件元件的最低允许使用温度可按照相应化学成分和交货状态的钢板材料牌号确定。

F.6 元件最低允许使用温度的调整

F.6.1 当应力比 R_{ts} 小于 1 时,可对元件最低允许使用温度进行调整。

- a) 根据最低允许使用温度下的设计载荷或结构尺寸,按公式(F.1)确定元件的 R_{ts} 。

$$R_{ts} = \max \left\{ \frac{\delta_d \phi}{\delta_n - C}, \frac{\sigma_m^p}{[\sigma]^t} \right\} \dots\dots\dots (F.1)$$

- b) 对于不承受总体一次薄膜应力的元件,例如平封头、平盖、管板和法兰,可用该温度下的计算压力和该元件的最大允许工作压力的比值作为该元件的 R_{ts} 。

$$R_{ts} = \frac{P_c}{[P_w]} \dots\dots\dots (F.2)$$

- c) 当确定的 R_{ts} 小于 0.27 时,则 R_{ts} 取 0.27。

F.6.2 选择图 F.1~图 F.3 中相应的曲线(遇中间值可内插),纵坐标 R_{ts} 对应的横坐标,即为元件最低允许使用温度降低值 ΔT 。

F.6.3 由 F.6.2 得到的 ΔT 不应超过 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

F.6.4 按照 F.5 得到的最低允许使用温度可降低 ΔT ,作为该元件在此工况条件下的最低允许使用温度,但不应低于 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

F.6.5 当 R_{ts} 小于 0.27,免做母材冲击试验的最低允许使用温度为 $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

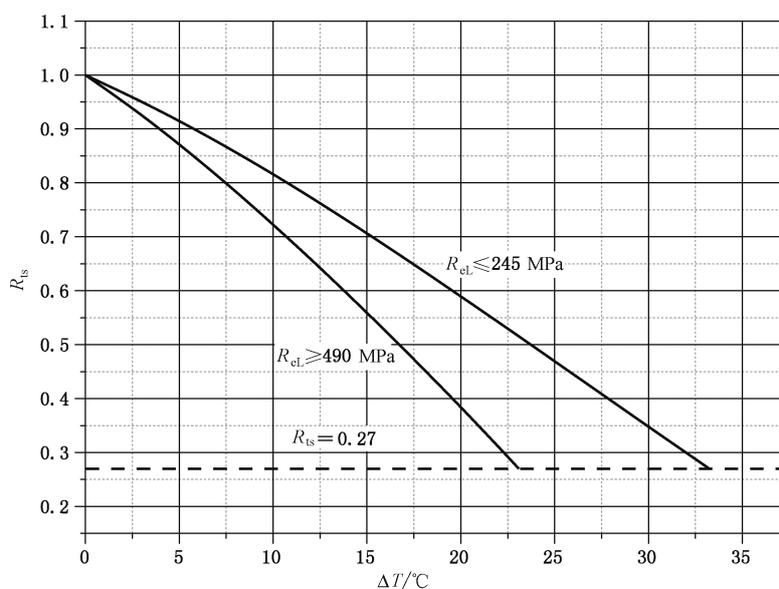


图 F.1 最低允许使用温度的降低值——焊态,不进行焊后热处理

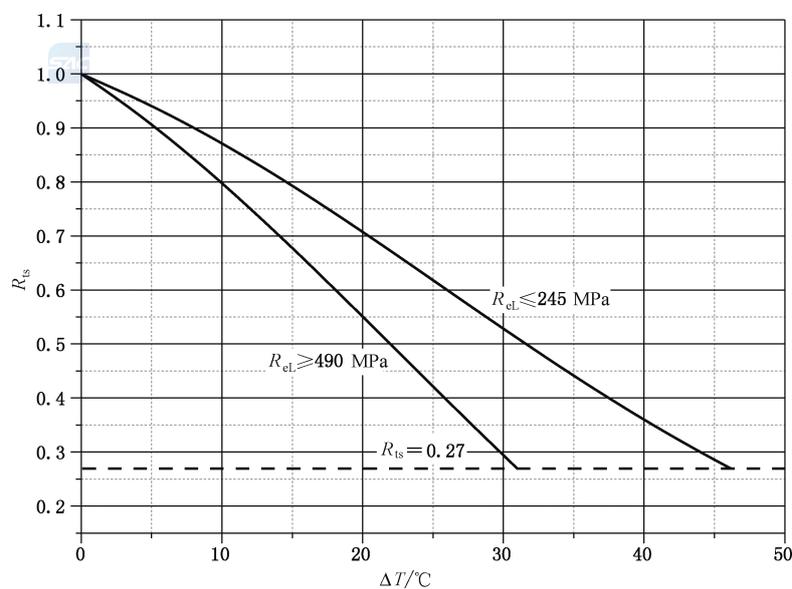


图 F.2 最低允许使用温度的降低值——局部或现场热处理

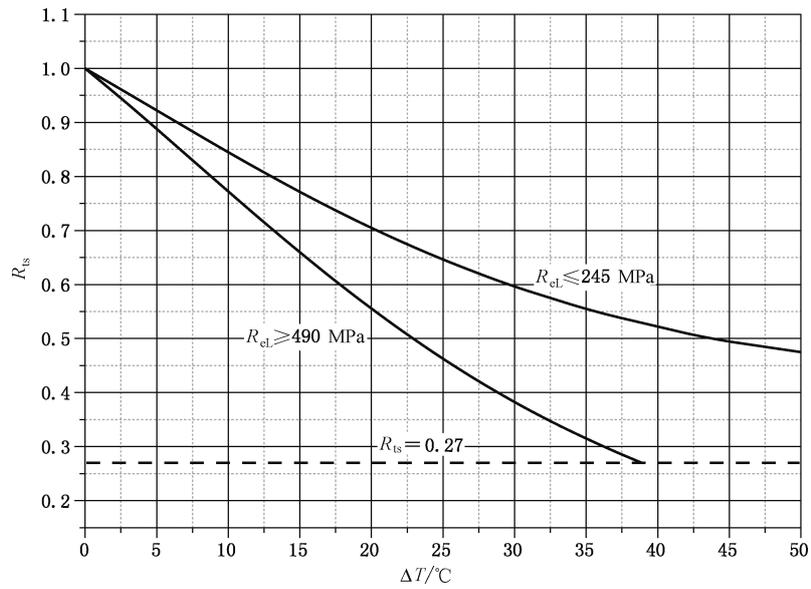


图 F.3 最低允许使用温度的降低值——炉内整体热处理或非焊接件

F.7 确定压力容器的最低允许使用温度

取容器各组成元件调整后的最低允许使用温度中最高值作为整台压力容器的最低允许使用温度, 即: $T_{MAT} = \max(T_{MAT}^{C1}, T_{MAT}^{C2}, \dots, T_{MAT}^{Cn})$ 。



表 F.2 非合金钢和低合金钢最低允许使用温度

材料 牌号	材料 标准	厚度 范围	使用状态	在下列控制厚度(mm)下的最低允许使用温度(°C)																								行 号								
				≤10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54										
				Q245R	GB/T 713.2	6~100	焊态	-10	-7	-4	0	3	6	10	12	15	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38		40	42	44	46	48	50	52	54
			局部或现场热处理	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-16	-13	-10	-8	-5	-3	-2	0	2	3	5	6	7	9	10	11	12	—	—	—	—	—					
			炉内整体热处理	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-19	-17	-15	-13	-12	-10	-9	-8	3				
			焊态	-34	-32	-29	-26	-24	-21	-19	-16	-14	-12	-10	-8	-6	-4	-3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4				
Q345R	GB/T 713.2	6~100	局部或现场热处理	-45	-45	-45	-45	-43	-40	-38	-35	-33	-32	-30	-29	-27	-26	-25	-24	-23	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	5				
			炉内整体热处理	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-45	-44	-43	-42	-40	-39	-38	-37	-36	-35	-34	-33	-32	-31	-30	-29	-28	6				
			焊态	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	7			
Q370R	GB/T 713.2	10~100	局部或现场热处理	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	8			
			炉内整体热处理	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	9		
			焊态	-28	-26	-24	-21	-19	-16	-14	-12	-10	-8	-6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10			
Q420R	GB/T 713.2	10~30	局部或现场热处理	-40	-40	-40	-38	-36	-33	-31	-29	-28	-26	-25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11			
			炉内整体热处理	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	12		
			焊态	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-58	-55	-53	-50	-48	-46	-44	-42	-40	-38	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13		
16MnDR	GB/T 3531	6~100	局部或现场热处理	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-59	-58	-57	-56	-55	-54	-53	14			
			炉内整体热处理	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	15		
			焊态	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-39	-37	-35	-33	-32	-30	-28	-27	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	16		
07Mn MoVR	GB/T 19189	10~60	局部或现场热处理	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-39	17		
			炉内整体热处理	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	18	
			焊态	-50	-50	-48	-46	-44	-41	-39	-37	-35	-34	-32	-30	-29	-27	-25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	19	
07Mn NiVDR	GB/T 19189	10~60	局部或现场热处理	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-49	-48	-47	-46	-45	-44	-43	-42	-41	-40	-39	-38	-37	-36	-35	-34	-33	-32	20		
			炉内整体热处理	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	21	
			焊态	-47	-45	-43	-41	-39	-36	-34	-32	-30	-28	-27	-25	-23	-22	-20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	22	
07Mn NiMo DR	GB/T 19189	10~50	局部或现场热处理	-60	-60	-59	-57	-54	-52	-50	-49	-47	-46	-44	-43	-42	-41	-40	-39	-38	-37	-36	-35	-34	-33	-32	-31	-30	-29	-28	-27	-26	-25	23		
			炉内整体热处理	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	24

表 F.2 非合金钢和低合金钢最低允许使用温度 (续)

材料 牌号	材料 标准	厚度 范围	使用状态	在下列控制厚度(mm)下的最低允许使用温度(°C)																	行 号				
				56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84	86	88		90	92	94	97
Q245R	GB/T 713.2	6~100	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				13	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	29	30	31	32	32	33
Q345R	GB/T 713.2	6~100	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-7	-6	-4	-3	-2	-2	-1	0	1	2	3	3	4	4	5	6	6	7	7	8	8	8
Q370R	GB/T 713.2	10~100	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-15	-14	-13	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-7	-6	-5	-4	-4	-3	-3	-2	-1	-1	0	0
Q420R	GB/T 713.2	10~30	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-31	-30	-29	-29	-28	-27	-27	-26	-25	-25	-24	-24	-23	-23	-22	-22	-21	-21	-20	-20	-20	-19
16MnDR	GB/T 3531	6~100	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50	-50
07MnMoVR	GB/T 19189	10~60	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-52	-51	-50	-49	-48	-47	-46	-45	-44	-43	-43	-42	-41	-40	-40	-39	-38	-38	-37	-36	-36	-35
07MnNiVDR	GB/T 19189	10~60	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-59	-59	-58	-58	-57	-57	-57	-56	-56
07MnNiMoDR	GB/T 19189	10~50	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-38	-37	-36	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
07MnNiMoDR	GB/T 19189	10~50	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-40	-40	-40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
07MnNiMoDR	GB/T 19189	10~50	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-37	-36	-35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
07MnNiMoDR	GB/T 19189	10~50	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-50	-50	-50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
07MnNiMoDR	GB/T 19189	10~50	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-31	-31	-30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
07MnNiMoDR	GB/T 19189	10~50	焊态 局部或现场热处理	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
				-45	-44	-44	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

附录 G
(规范性)
夹套容器基本要求

G.1 通则

G.1.1 整体夹套容器、蜂窝短管夹套容器和半管夹套容器的设计应符合本附录的基本设计要求以及本文件其他章节有关条款的要求。

G.1.2 本附录提出了承受压力载荷的夹套容器最低设计要求,但并未给出设计、制造所需的全部细节规定,对未规定的设计细节,可以采用其他现行国家、行业标准的有关规定,也可采用基于有限元分析的方法设计。

G.1.3 夹套容器包括内容器(外部整体或部分被夹套包围的容器)和夹套两部分。内容器中的公用元件指被夹套包围的内容器圆筒或封头,夹套端部的环形或锥形封闭元件简称为封闭件。

G.1.4 本附录中的整体夹套容器分为如下 5 种类型(见图 G.1),其中 1 型、2 型、4 型和 5 型的夹套在圆周方向应是连续的圆环,3 型夹套的横截面应是圆形的。

- a) 1 型——夹套仅包围内筒轴向的一部分;
- b) 2 型——夹套包围内筒的一部分和一个封头;
- c) 3 型——夹套包围一个封头的一部分;
- d) 4 型——夹套包围内筒和一个封头,在内筒上设有中间支撑;
- e) 5 型——夹套包围内筒和一个封头,以及另一个封头的一部分。

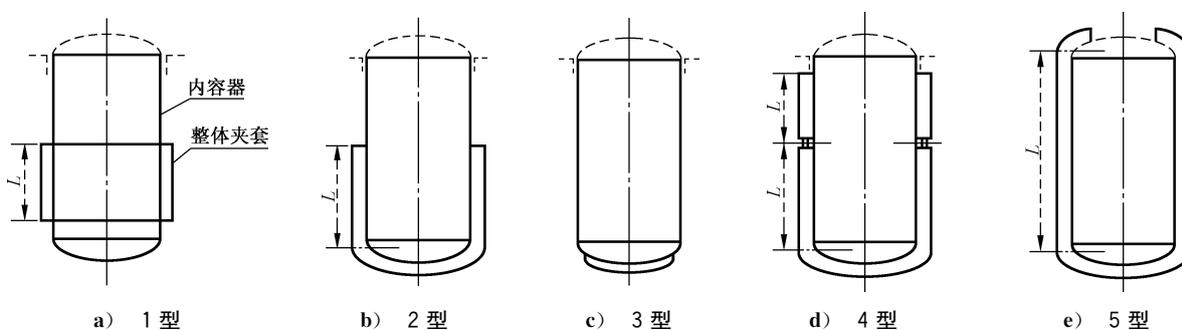


图 G.1 整体夹套容器类型

G.1.5 蜂窝短管夹套容器、半管夹套容器分别见图 G.2、图 G.3。

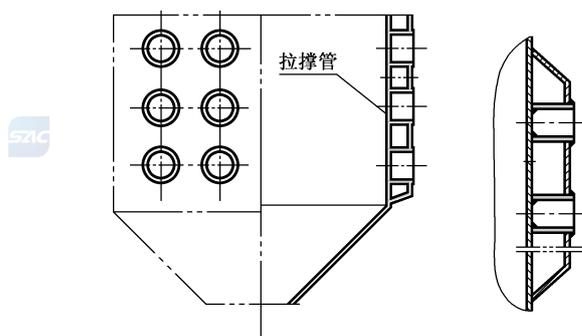


图 G.2 蜂窝短管夹套

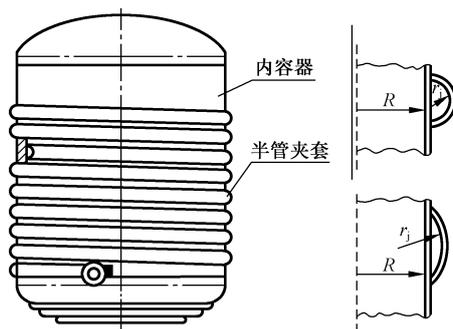


图 G.3 半管夹套容器

G.1.6 夹套内介质应为水、水蒸气等无毒、非易燃、非易爆的简单介质。

G.2 材料

G.2.1 夹套容器受压元件的材料应符合 GB/T 150.2—2024 的要求。

G.2.2 当夹套与内容器材料不同或内容器要求进行热处理时,封闭件材料宜与内容器相同,或设置和内容器材料相同的垫板。

G.3 符号

下列符号适用于本附录:

- b_1 ——螺旋导流板的厚度,mm;
- D_i ——内容器内直径,mm;
- DN ——半管夹套管子的公称直径,mm;
- d_o ——蜂窝短管的外直径,mm;
- F_j ——半管夹套在内容器壳体上引起的弯曲应力控制值,MPa;
- h_1 ——螺旋导流板的高度,mm;
- j ——整体夹套的间距,等于夹套内半径减去内容器外半径,mm;
- K_1 ——蜂窝短管夹套容器的内容器拉撑常数;
- K_j ——半管夹套系数;
- L ——蜂窝短管夹套的蜂窝短管计算节距,按 7.12 的拉撑间距 L 取值,mm;
- P_{c1} ——内容器计算压力,MPa;
- P_{c2} ——夹套计算压力,MPa;
- P_{T1} ——内容器试验压力,MPa;
- P_{T2} ——夹套试验压力,MPa;
- P_1 ——内容器设计压力,MPa;
- P_2 ——夹套设计压力,MPa;
- P_{2max} ——半管夹套最大许用压力,MPa;
- R_{eL} ——材料标准规定的设计温度下屈服强度下限值,MPa;
- R_m ——材料标准规定的室温下抗拉强度下限值,MPa;
- R_j ——整体夹套内半径,mm;
- R_p ——穿透夹套处在夹套上的开孔半径,mm;
- R_s ——内容器外半径,mm;

- r —— 环形封闭件的转角半径, mm;
 r_j —— 半管夹套内半径, mm;
 t_c —— 封闭件名义厚度, mm;
 t_e —— 内容器壳体有效厚度, mm;
 t_j —— 夹套壳体名义厚度, mm;
 t_n —— 接管公称厚度, mm;
 t_{rc} —— 封闭件需要的最小(或计算)厚度, mm;
 t_{rj} —— 夹套壳体需要的计算厚度, mm;
 t_s —— 内容器壳体名义厚度, mm;
 t_{sc} —— 内容器筒体计算厚度, mm;
 $[\sigma]$ —— 内容器元件材料在试验温度下许用应力, MPa;
 $[\sigma]^t$ —— 内容器元件材料在设计温度下许用应力, MPa;
 $[\sigma]_c^t$ —— 夹套封闭件材料在设计温度下许用应力, MPa;
 $[\sigma]_g$ —— 公用元件材料在试验温度下许用应力, MPa;
 $[\sigma]_g^t$ —— 公用元件材料在设计温度下许用应力, MPa;
 $[\sigma]_j$ —— 夹套元件材料在试验温度下许用应力, MPa;
 $[\sigma]_j^t$ —— 夹套元件材料在设计温度下许用应力, MPa;
 σ_z —— 由压力和其他轴向力在封头或筒体上引起的轴向拉应力, MPa; 当忽略其他轴向力时, σ_z 按公式(G.1)计算:

$$\sigma_z = \frac{P_1 D_i}{4t_e} \dots\dots\dots (G.1)$$

ϕ —— 焊接接头系数。

G.4 整体夹套

G.4.1 一般规定

G.4.1.1 载荷与支撑

设计时除应计算 GB/T 150.1—2024 中 5.3.2 所列的载荷外, 还应计算以下载荷:

- 夹套与内容器之间温度梯度或热膨胀量不同引起的作用力;
- 如容器支座支撑在夹套上, 设计中还需考虑内容器及介质引起的重量等载荷通过夹套封闭件的传递以及支撑部位局部应力的影响。

G.4.1.2 设计参数的确定

G.4.1.2.1 内容器和夹套分别按两腔的最大工作压力来确定各自的设计压力。

G.4.1.2.2 不计入液柱静压力和内件引起的压降时, 夹套容器受压元件的计算压力按如下原则确定。

- 夹套的计算压力 P_{c2} 等于夹套的设计压力 P_2 。
- 内容器非公用元件计算压力 P_{c1} 等于内容器的设计压力 P_1 。
- 如公用元件两侧的压力同步升压和降压, 公用元件的计算压力应取相邻室之间压差。
- 当夹套容器公用元件两侧的压力不能同步升压和降压(即压差不恒定时), 公用元件设计时应计算其承受的最大压力。整体夹套容器和蜂窝短管夹套容器各部分的计算压力可按表 G.1 确定。

表 G.1 夹套容器中各元件的计算压力取值

序号	P_1 和 P_2 的关系	夹套计算压力 P_{c2}	公用元件三种工况的计算压力 P_{c1}			内容器非公用元件计算压力 P_{c1}
			正压	负压(设计)	负压(校核)	
1	$P_1 \geq 0, P_2 \geq 0$	P_2	P_1	$-P_2$	$-P_{T2}$	P_1
2	$P_1 < 0, P_2 \geq 0$	P_2	—	$-(P_2 - P_1)$	$-P_{T2}$	P_1
3	$P_1 \geq 0, P_2 \leq 0$	P_2	$P_1 - P_2$	—	$-P_{T2}$	P_1
4	$P_1 < 0, P_2 < 0$	P_2	$-P_2$	P_1	$-P_{T2}$	P_1

G.4.1.2.3 公用元件的设计温度是对应内容器设计压力单独作用、夹套设计压力单独作用、两者同时作用这三种工况分别确定的元件金属温度,公用元件的设计温度应计入内容器和夹套内介质温度的影响,可按下列方法之一确定:

- a) 传热计算求得;
- b) 当夹套或内容器的介质进出口温度均高于 0 °C 时,公用元件的最高设计温度不应低于其中最高值;
- c) 当夹套或内容器的介质进出口温度之一低于 0 °C 时,公用元件的最低设计温度不应高于其中最低值。

G.4.1.3 腐蚀裕量

夹套容器各元件的腐蚀裕量应满足如下规定:

- a) 夹套和内容器的非公用元件分别取相应腔室的腐蚀裕量;
- b) 公用元件需同时计入内容器和夹套内介质的腐蚀作用,如内容器和夹套材料相同,公用元件的腐蚀裕量取不小于内容器介质引起的腐蚀裕量和夹套腐蚀裕量之和;
- c) 内容器外壁的螺旋导流板或加强圈宜考虑夹套内介质的腐蚀影响。

G.4.1.4 最小厚度

夹套加工成形后不包括腐蚀裕量的最小厚度应满足下列要求:

- a) 非合金钢、低合金钢制夹套,不小于 3 mm;
- b) 高合金钢制夹套,不小于 2 mm;
- c) 夹套壳体和封闭件的名义厚度和最小成形厚度应标注在设计图样上。

G.4.2 结构

G.4.2.1 夹套顶端应设置不大于 DN50 的排气孔,底部应设置不大于 DN50 的排净孔,当夹套上的工艺管口能起到排气或排净的作用时,无需另行设置排气孔及排净孔。

G.4.2.2 当夹套中介质为水蒸气时,宜在整体夹套或蜂窝短管夹套入口处采取防冲措施,如在内容器上装设防冲板,或采用图 G.4 所示的防冲结构。

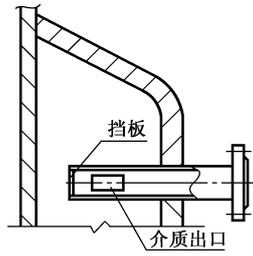


图 G.4 夹套入口防冲结构

G.4.2.3 当夹套内介质黏度较大或为了减少夹套内流体短路时,宜在夹套内设螺旋形导流板。

G.4.2.4 若整体夹套容器的夹套压力或内容器直径较大,必要时可在内容器外壁设置加强圈。起外压加强作用的加强圈设计还应符合第 6 章的规定。

G.4.2.5 与内容器筒体外壁焊接的螺旋导流板,当满足下列要求时,该导流板可起到外压加强圈的作用。

- a) 螺距小于 $0.3D_i$;
- b) 连续的导流板圈数大于 1 圈;
- c) 导流板的高度 h_1 和厚度 b_1 应满足 $\frac{h_1}{b_1} \leq 8$ 。

G.4.3 设计

G.4.3.1 导流板与筒体的焊接

导流板与筒体应双面焊接(可为双面交错焊接),焊脚高度 a 应满足公式(G.2)的规定:

$$a \geq \frac{2h_1 b_1}{\psi_0 D_i} \quad \dots\dots\dots (G.2)$$

式中, ψ_0 等于单面焊缝总长和导流板的总长之比,间断焊缝的间距应不大于内容器壳体名义厚度的 8 倍,且导流板一整圈与内容器焊接的单面连接焊缝的总长度应不小于导流板长度的一半。

G.4.3.2 内容器和夹套壳体厚度的计算

内容器和夹套应按第 5 章~第 7 章计算筒体和封头的厚度。

G.4.3.3 整体夹套封闭件的设计

G.4.3.3.1 夹套封闭件应按照表 G.2 设计。

表 G.2 夹套与内容器封闭件的设计 (续)

图号	夹套类型	设计要求	结构图
3	1 型	a) t_{rc} 应按 7.6 计算确定; b) $t_{rc} \geq t_{rj}$; c) $\theta \leq 30^\circ$	
4	1 型	a) 结构图 a)、b)、c) 要求材料的屈强比 $\frac{R_{el}}{R_m} \leq 0.625$, 且无压力循环; b) $t_{rc} \leq 16$; c) $t_{rc} = \max [2t_{rj}, 0.707j \sqrt{\frac{P_2}{\phi[\sigma]_c}}]$; d) 填角焊缝应满足如下要求: $Y \geq \min [0.75t_c, 0.75t_s]$, 且 $c \geq 0.7Y$; $Z \geq t_j$, 且 $b \geq 0.7Z$	

表 G.2 夹套与内容器封闭件的设计 (续)

图号	夹套类型	设计要求	结构图
5	1 型 2 型 3 型 4 型 5 型	<p>a) 结构图 a)、b)、c) 要求材料的屈强比 $\frac{R_{el}}{R_m} \leq 0.625$, 且无压力循环;</p> <p>b) 用于 1 型夹套容器时, 封闭件的厚度由本表图号 4 的公式计算确定;</p> <p>c) 对 2 型~5 型夹套容器, 封闭板所需的最小厚度和夹套空间的许用宽度按下式计算确定:</p> $t_{rc} = 1.414 \sqrt{\frac{P_2 R_s j}{\phi [\sigma]_c^t}}$ $j = \frac{2 S_c t_s^2}{P_j R_j} - \frac{t_s + t_j}{2};$ <p>d) 焊缝应满足如下要求: $Y \geq \min [1.5 t_c, 1.5 t_s]$ 且 $Y = a + b, a, b \geq \min [6, t_c + t_s];$ $Z =$ 为使尺寸 Y 保持所需的最小值而用坡口焊缝和填角焊缝组合使用时所需的最小填角尺寸</p>	
6	1 型 2 型 3 型 4 型 5 型	<p>a) 结构图 a)、b)、c) 要求材料的屈强比 $\frac{R_{el}}{R_m} \leq 0.625$, 且无压力循环;</p> <p>b) 结构图 d)、e)、f) 应满足 $t_{ij} \leq 16 \text{ mm}$;</p>	

表 G.2 夹套与内容器封闭件的设计 (续)

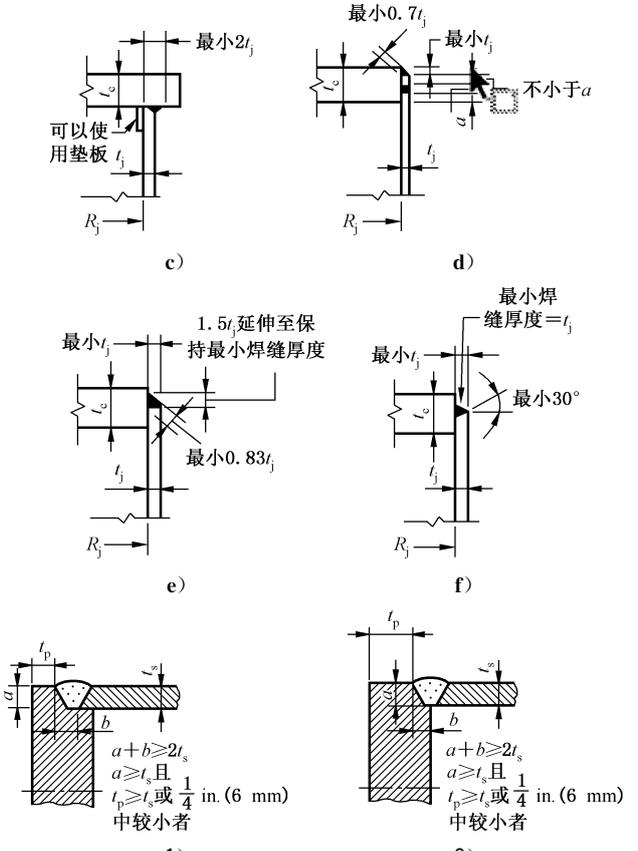
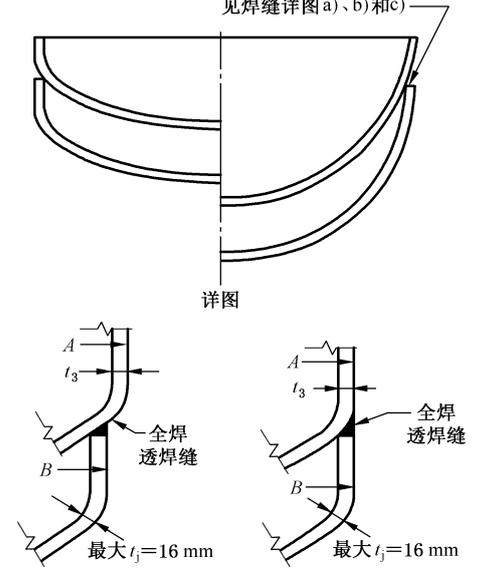
图号	夹套类型	设计要求	结构图
6	1 型 2 型 3 型 4 型 5 型	<p>c) 封闭板所需的最小厚度和夹套空间的许用宽度按下式计算确定:</p> $t_{rc} = 1.414 \sqrt{\frac{P_2 R_s j}{\phi [\sigma]_c}}$ $j = \frac{2 S_c t_s^2}{P_j R_j} - \frac{t_s + t_j}{2}$	
7	3 型	<p>a) 结构图 a)、b)、c) 要求材料的屈强比 $\frac{R_{el}}{R_m} \leq 0.625$, 且无压力循环;</p> <p>b) 应满足 $t_{rj} \leq 16 \text{ mm}$;</p> <p>c) 对椭圆形、碟形和半球形封头, 夹套封头的外径应不大于内容器封头的外径, 或夹套封头的公称内径等于内容器封头的公称外径</p>	

表 G.2 夹套与内容器封闭件的设计 (续)

图号	夹套类型	设计要求	结构图
7	3 型	a) 结构图 a)、b)、c) 要求材料的屈服比 $\frac{R_{el}}{R_m} \leq 0.625$, 且无压力循环; b) 应满足 $t_{ij} \leq 16 \text{ mm}$; c) 对椭圆形、蝶形和半球形封头, 夹套封头的外径应不大于内容器封头的外径, 或夹套封头的公称内径等于内容器封头的公称外径	
8	2 型	封闭件应符合本表图号 5 和图号 6 的要求	

G.4.3.3.2 封闭件的径向焊缝应是全焊透对接焊缝, 且焊缝应与母材齐平。

G.4.3.3.3 设计文件中应标注封闭件的最小成形厚度。

G.4.3.4 穿过夹套的元件设计

穿过夹套的接管封闭件的设计应满足表 G.3 的要求, 还应满足下列规定。

- a) 在内容器上开孔并穿过夹套的接管, 表 G.3 中图号 1, 夹套需焊接到接管上, 接管可作为夹套的封闭件, 其内容器和夹套的开孔补强设计可按第 8 章的有关规定, 但内容器和夹套的补强范围不应重叠; 表 G.3 中图号 2~图号 6, 其结构具有一定的柔性, 夹套的开孔补强设计宜采用有限元方法进行应力分析。
- b) 仅穿过夹套的开孔接管, 应按第 8 章进行夹套开孔补强。
- c) 表 G.3 在确定穿过夹套的接管封闭件的最小厚度时只考虑了压力的作用, 如作用有 GB/T 150.1—2024 中 5.3.2 所列的其他轴向力等其他载荷, 在设计中应另行考虑。
- d) 表 G.3 中详图 2~详图 6 等穿过夹套开孔的封闭件, 其与内容器的连接焊缝(连接 A)按表 G.3 中图号 7 的要求, 开孔封闭元件的所有径向焊缝都是穿透整个封闭件厚度的对接焊缝。
- e) 封闭件焊缝宜为圆形、长圆形或椭圆形, 如采用矩形封闭焊缝, 转角处应采用适当半径的圆角过渡。
- f) 材料的屈服比 $\frac{R_{el}}{R_m} \leq 0.625$, 且无压力循环载荷存在。

表 G.3 穿过夹套的接管结构设计

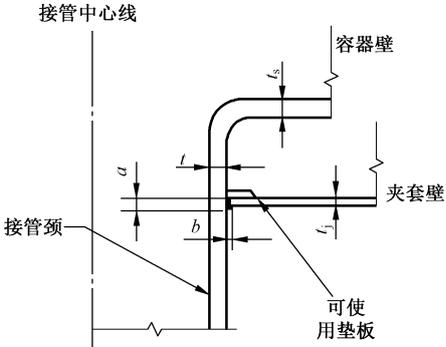
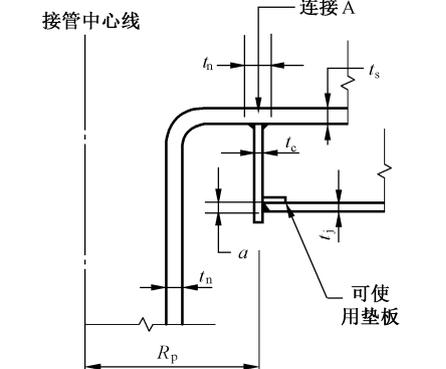
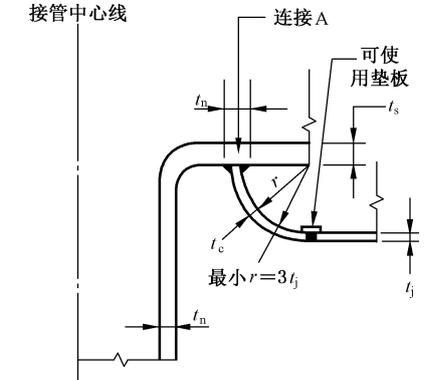
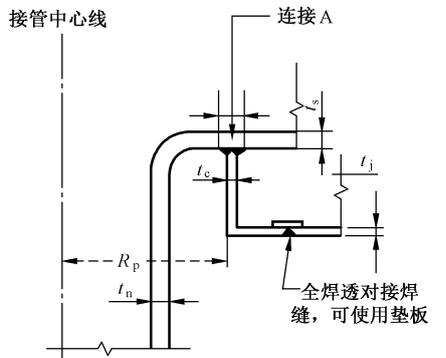
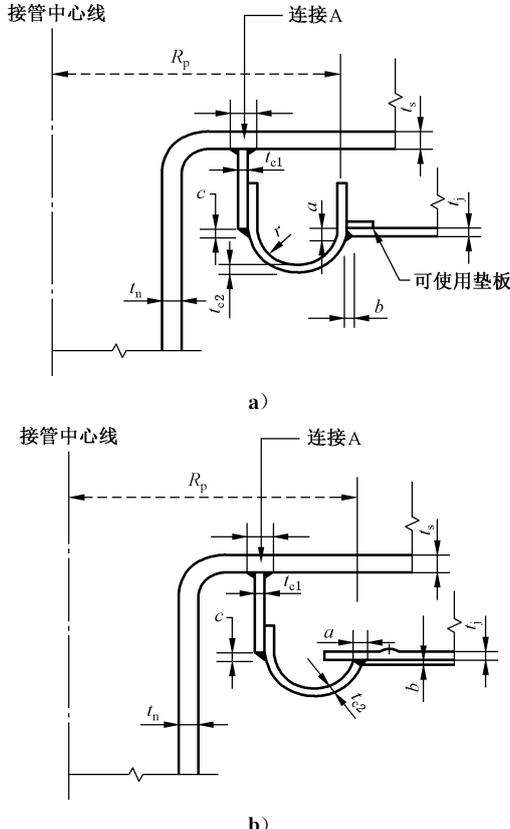
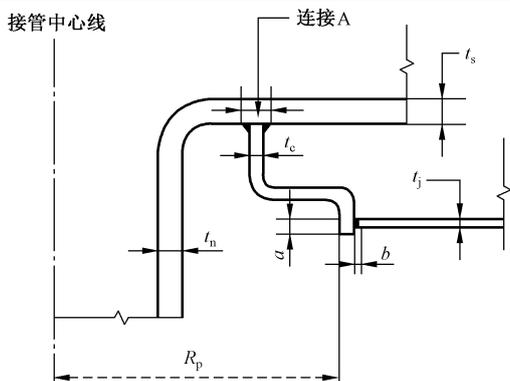
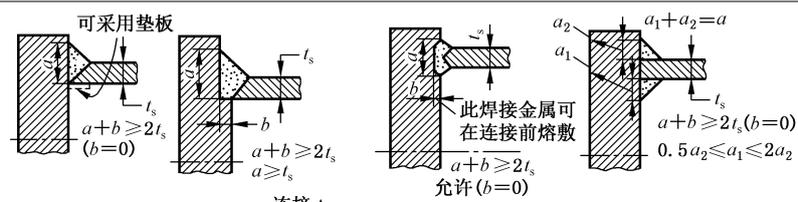
图号	设计要求	结构图
1	a) 当夹套焊在接管壁上时,接管壁可作为封闭件; b) $a_{\min} = 2t_j$; c) $b_{\min} = t_j$	
2	a) 应将封闭件作为外压壳体按第 6 章计算 t_{rc} ; b) $a_{\min} = 2t_j$; c) $b_{\min} = t_j$; d) “连接 A”见本表图号 7	
3	a) 需要的最小 $t_{rc} = t_{ij}$; b) “连接 A”见本表图号 7	
4	a) 应将封闭件作为外压壳体按第 6 章计算 t_{rc} ; b) “连接 A”见本表图号 7	

表 G.3 穿过夹套的接管结构设计 (续)

图号	设计要求	结构图
5	<p>a) 应将封闭件连接至内容器的元件作为外压壳体按第 6 章计算 t_{rc1};</p> <p>b) 柔性元件所需要的厚度 t_{rc2}： 当夹套与圆环之间没有管状段时，</p> $t_{rc2} = \frac{P_2 r}{\phi [\sigma]_c - 0.5 P_j};$ <p>当夹套与圆环之间有管状段时，</p> $t_{rc2} = \frac{P_2 R_p}{\phi [\sigma]_c - 0.5 P_j};$ <p>c) $a = 2t_j, b = t_j, c = 1.25t_{c1}$;</p> <p>d) “连接 A”见本表图号 7</p>	 <p>a)</p> <p>b)</p>
6	<p>a) 最小厚度 t_{rc} 应将封闭件作为半径为 R_p 的外压壳体按第 6 章计算;</p> <p>b) $a = 2t_j, b = t_j$;</p> <p>c) “连接 A”见本表图号 7</p>	
7	<p>“连接 A”的焊接应符合图号 7 的规定</p>	 <p>可采用垫板</p> <p>此焊接金属可在连接前熔敷</p> <p>允许 ($b=0$)</p> <p>连接 A</p>

G.4.3.5 夹套容器除满足 G.4.3.2、G.4.3.3、G.4.3.4 的要求外，必要时还应校核封闭件及其连接焊缝在容器和介质重量、外部载荷、夹套内压力联合作用下的强度，以及夹套和内容器热膨胀差引起的应力。

G.5 蜂窝短管夹套

G.5.1 一般规定

蜂窝短管夹套设计温度不宜超过 200 °C,设计压力不应超过 1.6 MPa。

G.5.2 蜂窝短管

G.5.2.1 蜂窝短管中心线之间的间距(节距)不应超过短管直径的 15 倍,如果夹套板厚大于 19 mm,蜂窝短管节距不应超过 500 mm。蜂窝短管在周向和轴向的节距之比应不小于 0.8 且不大于 1.25。

G.5.2.2 夹套边缘至第一排蜂窝短管的距离不应大于蜂窝短管的节距。

G.5.2.3 蜂窝短管和内容器及夹套的连接应满足表 7-13 的规定。典型的连接示意图见图 G.5。

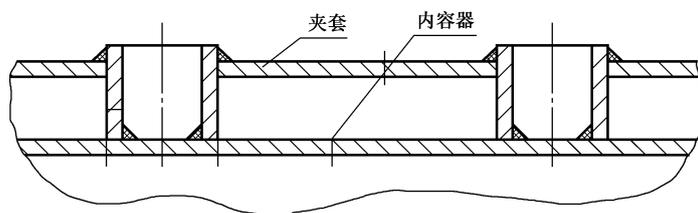


图 G.5 蜂窝短管与夹套和内容器的连接示意图

G.5.2.4 短管与内容器或夹套连接的角焊缝根部应完全熔合,焊脚尺寸不小于所连接的板厚,必要时应采用开坡口的焊接结构。

G.5.3 夹套壳体

G.5.3.1 蜂窝短管拉撑区域的夹套壳体厚度和蜂窝短管的设计可按 7.12 的规定。

G.5.3.2 蜂窝短管拉撑区域的内容器筒体计算厚度按公式(G.3)确定:

$$t_{sc} = L \sqrt{\frac{p_{c2}}{[\sigma]^t K_1} + \left(\frac{p_{c1} D_i}{2[\sigma]^t L}\right)^2} \quad \dots\dots\dots (G.3)$$

式中 K_1 按公式(G.4)计算:

$$K_1 = \frac{\pi}{2} \left[1 + 1.3 \frac{1.8 + 2.3 \frac{d_o}{L}}{\ln \frac{L}{d_o}} \right] \quad \dots\dots\dots (G.4)$$

G.5.3.3 夹套和内容器无蜂窝短管拉撑区域的壳体壁厚还应符合第 5 章~第 7 章的要求。

G.5.3.4 夹套壳体和蜂窝短管的厚度宜考虑夹套内介质的腐蚀作用。

G.5.4 封闭件

G.5.4.1 当夹套由压力引起的端部力已由蜂窝短管承受时,封闭件可按 1 型整体夹套的要求设计。

G.5.4.2 夹套封闭件的厚度计算应符合 G.4.3.3 的规定。

G.6 半管夹套

G.6.1 一般规定

G.6.1.1 本附录适用于内容器承受内压或外压、夹套承受内压且夹套由公称直径为 DN50、DN80 和 DN100 的半圆管制造的夹套容器,内容器的设计压力范围应满足 GB/T 150.1—2024 的规定,夹套的设计压力范围应满足 G.6.3 的规定。截面小于半圆管(<180°)的夹套,可参照本附录设计。

G.6.1.2 连接半管夹套和内容器的角焊缝腰高不应小于夹套或内容器壳体厚度中的较小值,带外坡口的填角焊缝应焊透夹套的整个厚度。

G.6.1.3 内容器和夹套材料的屈强比应满足 $\frac{R_{el}}{R_m} \leq 0.625$,且无压力循环。

G.6.1.4 内容器的内直径大于 4 000 mm 时,应选用公称直径较小的半管。

G.6.1.5 当夹套和内容器内介质温差较大时,必要时还应校核热应力。

G.6.2 内容器壳体厚度

内容器圆筒和封头的厚度按不带夹套的结构,根据本文件有关章节计算。

G.6.3 夹套厚度

当 $P_2 \leq 0.4\phi[\sigma]_j^t$ 时,夹套厚度按公式(G.5)计算。

$$t_{ij} = \frac{P_2 r_j}{\phi[\sigma]_j^t - 0.5P_2} \dots\dots\dots (G.5)$$

式中, ϕ ——对无纵缝钢管,取环焊缝的焊接接头系数。

G.6.4 夹套最大允许压力

G.6.4.1 夹套最大允许压力 P_{2max} 按公式(G.6)计算:

$$P_{2max} = \frac{F_j}{K_j} \dots\dots\dots (G.6)$$

式中,

$$F_j = \min[(1.5[\sigma]^t - \sigma_z), 1.5[\sigma]^t] \dots\dots\dots (G.7)$$

$$K_j = C_1 + C_2 D_i^{0.5} + C_3 D + C_4 D_i^{1.5} + C_5 D_i^2 + C_6 D_i^{2.5} + C_7 D_i^3 + C_8 D_i^{3.5} + C_9 D_i^4 + C_{10} D_i^{4.5} \dots\dots (G.8)$$

$C_1 \sim C_{10}$, 系数,可根据半管的公称直径和壳体厚度按表 G.4 查得,表中其他壳体厚度时允许插值选取,但不应外延。

G.6.4.2 夹套设计压力应满足公式(G.9):

$$P_2 \leq P_{2max} \dots\dots\dots (G.9)$$

G.7 耐压试验

G.7.1 整体夹套容器和蜂窝短管容器

G.7.1.1 当公用元件是按压差 ΔP 设计且 $\Delta P > \max(P_1, P_2)$ 时,试验时公用元件承受的压力不应小于 $\Delta P \frac{[\sigma]_g}{[\sigma]_g^t}$ ($[\sigma]_g$ 和 $[\sigma]_g^t$ 分别为试验温度和设计温度下的许用应力);当公用元件是按压差设计且压差 $\Delta P \leq \max(P_1, P_2)$ 时,耐压试验时公用元件承受的压力不应小于 $1.25\Delta P \frac{[\sigma]_g}{[\sigma]_g^t}$ 。

G.7.1.2 夹套和内容器均按独立操作的容器设计,应满足如下要求。

- a) 内容器和夹套应分别进行耐压试验,试验时其相邻室应无压力,按 G.7.1.2b) 在夹套试验时内容器要适当保压者除外。
- b) 夹套耐压试验应满足 GB/T 150.1—2024 中 5.6.1.7 的规定。夹套试验前应先校核公用元件的稳定性,如不能满足稳定性要求,应先对夹套进行泄漏检查,合格后进行耐压试验。夹套耐压试验时,内容器应同时保持一定压力,以使整个压力试验过程中的任一时刻,公用元件承受的压差不超过允许压差,设计图样上应注明这一要求和允许压差。
- c) 试验压力和试验步骤可按表 G.5 的规定,如需提高试验压力,应满足 G.7.1.6 的要求。

G.7.1.3 夹套和内容器按非独立操作的容器设计,应满足如下要求。

- a) 内容器耐压试验完成后,内容器和夹套应同时进行耐压试验,试验时应控制相邻受压室之间的压力差始终不应超过公用元件试验时的允许压差,设计图样上应注明这一要求和允许压差。
- b) 夹套和内容器的试验压力和步骤可按表 G.6 的规定。

G.7.1.4 无法进入内容器检漏且 $P_{T_2} > P_{T_1}$ 的夹套容器,可采取如下方式进行耐压试验:

- a) 对 1 型、2 型、3 型和 4 型夹套容器,可先把夹套与内容器筒体和下封头焊接后,再进行夹套侧耐压试验,最后再焊接内容器的上封头并进行内容器耐压试验;
- b) 必要时可把内容器的试验压力提高到夹套的试验压力,但应满足 G.7.1.6 的要求。

G.7.1.5 对 1 型、2 型、3 型和 4 型夹套容器,如果 $P_{T_2} > P_{T_1}$,可先取 P_{T_2} 为计算外压校核公用元件,合格后将公用元件与夹套焊接后对夹套进行耐压试验,再焊接内容器的其他元件后对内容器按由非公用元件确定的试验压力进行耐压试验。

G.7.1.6 受压元件在耐压试验时承受的压力值大于 GB/T 150.1—2024 中 5.6 的规定值时,应在试验前按 GB/T 150.1—2024 中 5.6.3 的要求对该元件进行应力校核。

G.7.1.7 夹套容器的所有受压元件和承压焊缝都应经受耐压试验,必要时应对内容器和夹套进行多次耐压试验。

G.7.2 半管夹套容器

半管夹套容器的内容器和夹套分别按 GB/T 150.1—2024 中 5.6 和 GB/T 150.4—2024 中第 11 章的要求进行耐压试验。

G.8 其他要求

G.8.1 夹套容器的制造应符合 GB/T 150.4—2024 的要求。

G.8.2 当内容器的焊接接头需要进行 100% 无损检测时,夹套封闭件焊到内容器上的焊接接头以及内容器与加强圈的焊接接头应进行表面检测。

G.8.3 当内容器需要进行焊后热处理时,除相关标准规范允许免除热处理或焊接处预先设置了和内容器材料相同的垫板外,封闭件直接焊到内容器上的焊接接头以及内容器与加强圈的焊接接头也应进行焊后热处理。

表 G.4 C₁~C₁₀ 系数

公称直径 mm	系数	内容器壳体厚度									
		5 mm	6 mm	10 mm	13 mm	19 mm	25 mm	50 mm			
DN50	C1	-3.6674510E+01	-1.8874043E+04	4.0083779E+02	-2.6447784E+02	-4.0085121E+02	3.6782666E+00	1.0000000E+00			
	C2	2.4419408E+00	3.5456510E+03	-1.1315656E+02	3.5848256E+01	7.0742121E+01	-2.5138808E-01	0.0000000E+00			
	C3	1.4055781E-01	-2.8679693E+02	1.2594369E+01	-1.9407467E+00	-5.1856697E+00	1.7910036E-02	0.0000000E+00			
	C4	-6.2116522E-03	1.3064218E+01	-7.3654213E-01	5.5871668E-02	2.0668585E-01	-4.9123508E-04	0.0000000E+00			
	C5	9.1126296E-05	-3.6655915E-01	2.5407285E-02	-8.9745286E-04	-4.8450598E-03	6.1072215E-06	0.0000000E+00			
	C6	-4.7256276E-07	6.4898404E-03	-5.3609708E-04	7.6144720E-06	6.6678236E-05	-2.8735428E-08	0.0000000E+00			
	C7	0.0000000E+00	-7.0841793E-05	6.8103591E-06	-2.6647604E-08	-4.9983443E-07	0.0000000E+00	0.0000000E+00			
	C8	0.0000000E+00	4.3617261E-07	-4.7887702E-08	0.0000000E+00	1.5764927E-09	0.0000000E+00	0.0000000E+00			
	C9	0.0000000E+00	-1.1604903E-09	1.4329579E-10	0.0000000E+00	0.0000000E+00	0.0000000E+00	0.0000000E+00			
	C10	0.0000000E+00									
DN80	C1	-3.7588705E+03	-1.2551406E+04	-3.8104460E+04	-1.4263782E+04	-1.5045135E+03	8.1206324E+00	-3.2789303E+03			
	C2	5.9366691E+02	2.4107704E+03	8.0342882E+03	3.2199580E+03	2.8746249E+02	-1.6655999E+00	6.8294417E+02			
	C3	-3.7077883E+01	-1.9944006E+02	-7.4189283E+02	-3.1585783E+02	-2.3561691E+01	1.4909478E-01	-6.2413118E+01			
	C4	1.1935212E+00	9.3040996E+00	3.9383272E+01	1.7714402E+01	1.0866497E+00	-5.5374652E-03	3.2858777E+00			
	C5	-2.0851198E-02	-2.6745420E-01	-1.3242509E+00	-6.2683644E-01	-3.0826779E-02	1.0380747E-04	-1.0982672E-01			
	C6	1.8812040E-04	4.8501051E-03	2.9252771E-02	1.4534146E-02	5.5121953E-04	-9.6843981E-07	2.4171328E-03			
	C7	-6.8564033E-07	-5.4178206E-05	-4.2465672E-04	-2.2110873E-04	-6.0731609E-06	3.5705689E-09	-3.5037292E-05			
	C8	-2.5991306E-11	3.4083480E-07	3.9082477E-06	2.1307469E-06	3.7735096E-08	0.0000000E+00	3.2265293E-07			
	C9	0.0000000E+00	-9.2470103E-10	-2.0703040E-08	-1.1815307E-08	-1.0134176E-10	0.0000000E+00	-1.7134522E-09			
	C10	0.0000000E+00	0.0000000E+00	4.8122782E-11	2.8752564E-11	0.0000000E+00	0.0000000E+00	3.9995389E-12			

表 G.4 C₁~C₁₀ 系数 (续)

公称直径 mm	系数	内容器壳体厚度									
		5 mm	6 mm	10 mm	13 mm	19 mm	25 mm	50 mm			
DN100	C1	-2.1336346E+04	7.3995872E+03	8.3115447E+02	-4.0097574E+02	-3.5172282E+00	-2.5016604E+02	-5.3121462E+00			
	C2	3.1711451E+03	-1.3411674E+03	-1.5130084E+02	8.4531482E+01	8.6311480E-01	3.4084943E+01	6.7642239E-01			
	C3	-1.9660034E+02	1.0288115E+02	1.1614439E+01	-6.8687657E+00	-1.0692001E-02	-1.8442880E+00	-2.1891943E-02			
	C4	6.6333032E+00	-4.2865724E+00	-4.7757984E-01	2.9492434E-01	8.7385970E-05	5.2240698E-02	3.2931396E-04			
	C5	-1.3164392E-01	1.0473636E-01	1.1506166E-02	-7.2461000E-03	-1.1055872E-06	-8.1386873E-04	-2.0029120E-06			
	C6	1.5391294E-03	-1.4999109E-03	-1.6281120E-04	1.0264792E-04	7.0622364E-09	6.6206125E-06	2.0525957E-09			
	C7	-9.8282609E-06	1.1663413E-05	1.2545427E-06	-7.8083353E-07	0.0000000E+00	-2.2024415E-08	0.0000000E+00			
	C8	2.6465904E-08	-3.8035334E-08	-4.0676144E-09	2.4708004E-09	0.0000000E+00	0.0000000E+00	0.0000000E+00			
	C9	0.0000000E+00									
	C10	0.0000000E+00									

表 G.5 夹套和内容器均按独立操作的容器设计时耐压试验压力及步骤

序号	P_1, P_2	耐压试验步骤		说明
		步骤 1(内容器试验)	步骤 2(夹套试验)	
1	$P_1 > 0, P_2 > 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t}$	$P_{T2} = 1.25 P_2 \frac{[\sigma]_j}{[\sigma]_j^t}$	试验压力值必要时可调整或在夹套试验时内容器采取保压措施,使公用元件满足 G.7.1.1 和 G.7.1.2b) 的要求
2	$P_1 > 0, P_2 < 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t}$	$P_{T2} = 1.25 P_2 $	
3	$P_1 < 0, P_2 > 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 $	$P_{T2} = 1.25 P_2 \frac{[\sigma]_j}{[\sigma]_j^t}$	
4	$P_1 < 0, P_2 < 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 $	$P_{T2} = 1.25 P_2 $	

表 G.6 夹套和内容器按非独立操作的容器设计时耐压试验压力及步骤

序号	P_1, P_2	公用元件压差	耐压试验步骤		说明
			步骤 1(内容器试验)	步骤 2(内容器和夹套同步试验)	
1	$P_1 \geq P_2 > 0$	$\Delta P = P_1 - P_2 \geq 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 - P_2 \frac{[\sigma]_g}{[\sigma]_g^t}$	$P_{T1} = 1.25 P_1 \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t}$ $P_{T2} = 1.25 P_2 \frac{[\sigma]_j}{[\sigma]_j^t}$	公用元件不承受外压: 步骤 1 检验公用元件
2	$P_2 \geq P_1 > 0$	$\Delta P = P_1 - P_2 \leq 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t}$	$P_{T1} = 1.25 P_1 \frac{[\sigma]_g}{[\sigma]_g^t}$ $P_{T2} = 1.25 P_2 \frac{[\sigma]_j}{[\sigma]_j^t}$	公用元件承受外压 ΔP : 步骤 1 检验内容器; 步骤 2 中 P_{T1} 为推荐值,可根据保压要求调整,使公用元件满足 G.7.1.1 和 G.7.1.3a) 的要求
3	$P_1 > 0, P_2 < 0$	$\Delta P = P_1 - P_2 > 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 - P_2 \frac{[\sigma]_g}{[\sigma]_g^t}$	$P_{T1} = 1.25 P_1 \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t}$ $P_{T2} = 1.25 P_2 $	公用元件不承受外压: 步骤 1 检验公用元件
4	$P_2 \leq P_1 < 0$	$\Delta P = P_1 - P_2 \geq 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 - P_2 \frac{[\sigma]_g}{[\sigma]_g^t}$	$P_{T1} = 1.25 P_1 $ $P_{T2} = 1.25 P_2 $	公用元件不承受外压: 步骤 1 检验公用元件
5	$P_1 \leq P_2 < 0$	$\Delta P = P_1 - P_2 \leq 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 $	$P_{T1} = 1.25 P_1 $ $P_{T2} = 1.25 P_2 $	公用元件承受外压 ΔP : 步骤 1 检验内容器
6	$P_1 < 0, P_2 > 0$	$\Delta P = P_1 - P_2 < 0$	$P_{T1} = 1.25 P_1 $	$P_{T1} = 1.25 P_1 $ $P_{T2} = 1.25 P_2 \frac{[\sigma]_j}{[\sigma]_j^t}$	公用元件承受外压 ΔP : 步骤 1 检验内容器; 步骤 2 中 P_{T1} 为推荐值,可根据保压要求调整,使公用元件满足 G.7.1.1 和 G.7.1.3a) 的要求



