

# 第四章 压力容器设计

## CHAPTER IV Design of Pressure Vessels

### 4.3 常规设计

#### 4.3.2 圆筒设计

4.1 概述

4.2 设计准则

**4.3 常规设计**

4.4 分析设计

4.5 疲劳分析

4.6 压力容器设计技术进展

4.3.1 概述

**4.3.2 圆筒设计**

4.3.3 封头设计

4.3.4 密封装置设计

4.3.5 开孔和开孔补强设计

4.3.6 支座和检查孔

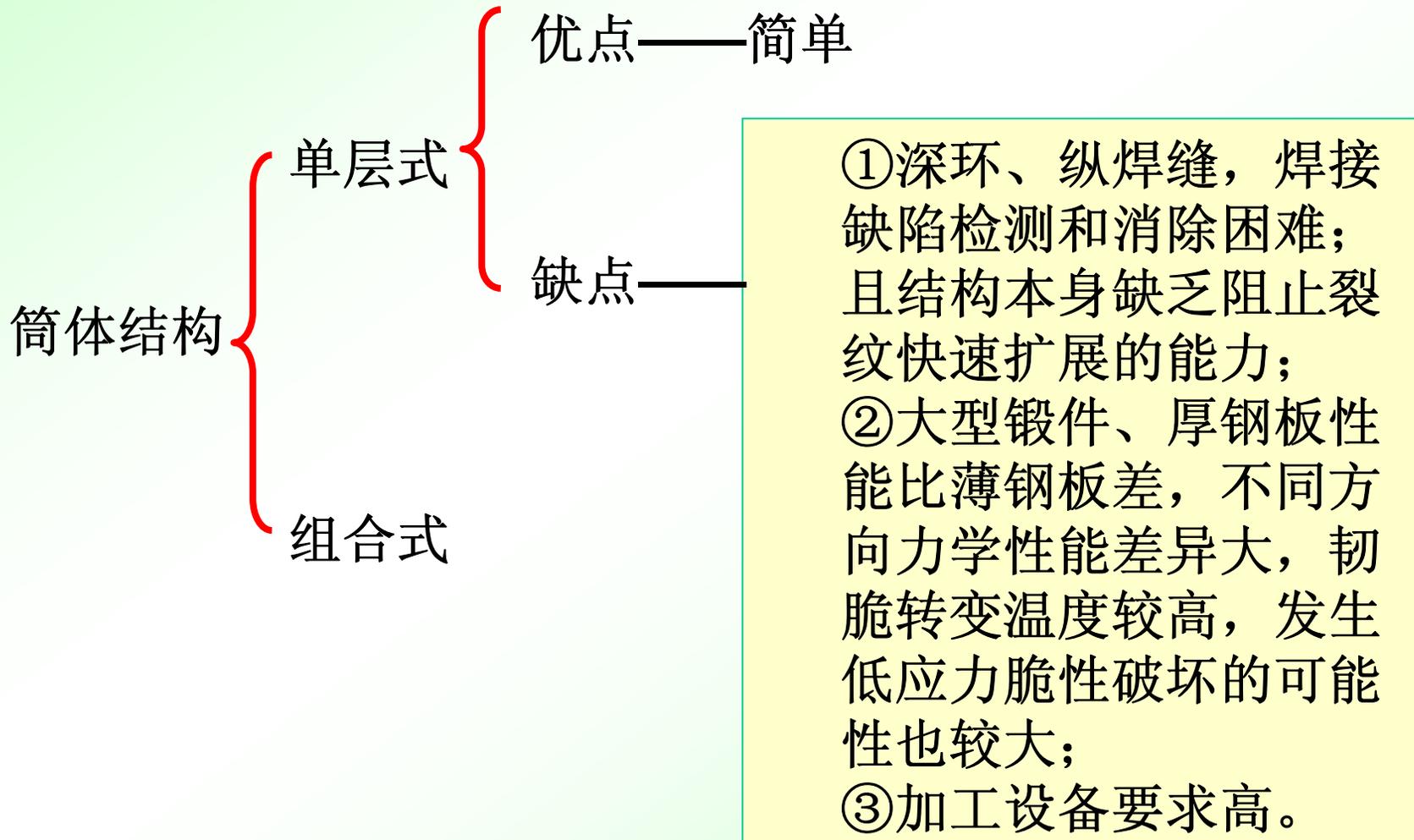
4.3.7 安全泄放装置

4.3.8 焊接结构设计

4.3.9 压力试验

## 4.3.2 圆筒设计

### 4.3.2.1 筒体结构



## 一、多层包扎式

## 1. 结构：



为避免裂纹沿壁厚方向扩展，各层板之间的纵焊缝应相互错开 $75^\circ$ 。

筒节的长度视钢板的宽度而定，层数则随所需的厚度而定。

## 2. 制造：

- 用装置将层板逐层、同心地包扎在内筒上；
- 借纵焊缝的焊接收缩力使层板和内筒、层板与层板之间互相贴紧，产生一定的预紧力；
- 筒节上均开有安全孔——报警。

## 4.3.2.1 筒体结构

## 一、多层包扎式(续)

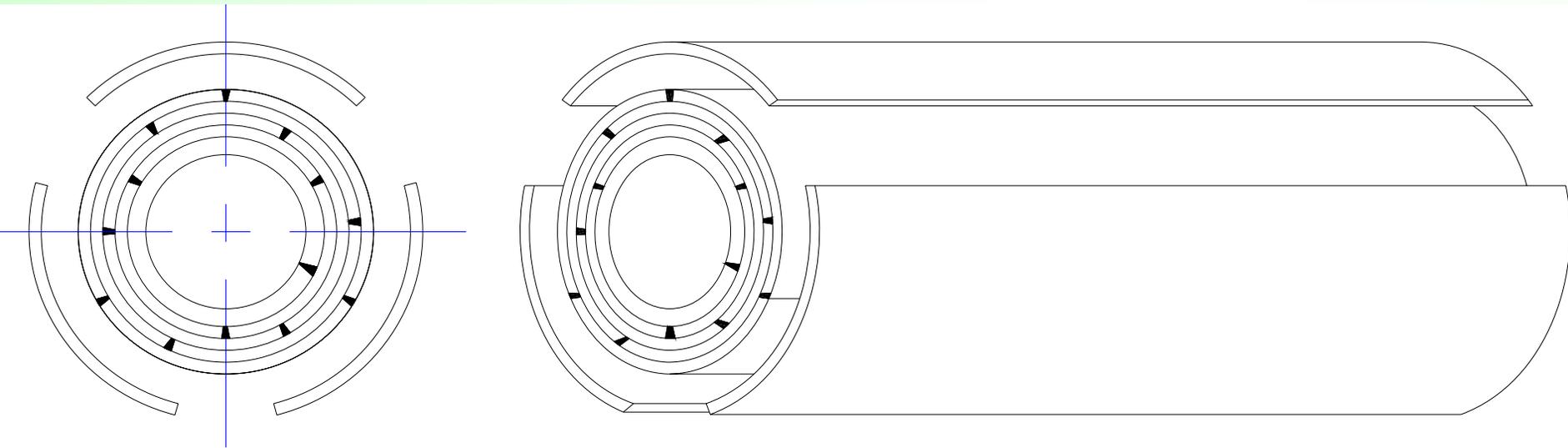


图4-2 (a) 多层包扎筒节

## 4.3.2.1 筒体结构

### 一、多层包扎式(续)

#### 3. 优点:

- ★ 制造工艺简单, 不需大型复杂加工设备;
- ★ 安全可靠, 层板间隙具有阻止缺陷和裂纹向厚度方向扩展的能力;
- ★ 减少了脆性破坏的可能性;
- ★ 包扎预应力改善筒体的应力分布;
- ★ 对介质适应性强, 可选择合适的内筒材料。

#### 4. 缺点:

- ★ 筒体制造工序多、周期长、效率低、钢材利用率低 (仅60%左右);
- ★ 深环焊缝对制造质量和安全有显著影响。
  - ① 无损检测困难, 环焊缝的两侧均有层板, 无法用超声检测, 只能射线检测;
  - ② 焊缝部位存在很大的焊接残余应力, 且焊缝晶粒易变得粗大而韧性下降;
  - ③ 环焊缝的坡口切削工作量大, 且焊接复杂。

#### 5. 应用情况:

目前世界上使用最广泛、制造和使用经验最为丰富的组合式筒体结构。

## 二、热套式

### 1、结构，制造：

内筒（厚度 $> 30\text{mm}$ ）卷焊成直径不同但可**过盈配合**的筒节，将外层筒节加热到计算的温度进行套合，冷却收缩后得到紧密贴合的厚壁筒节。

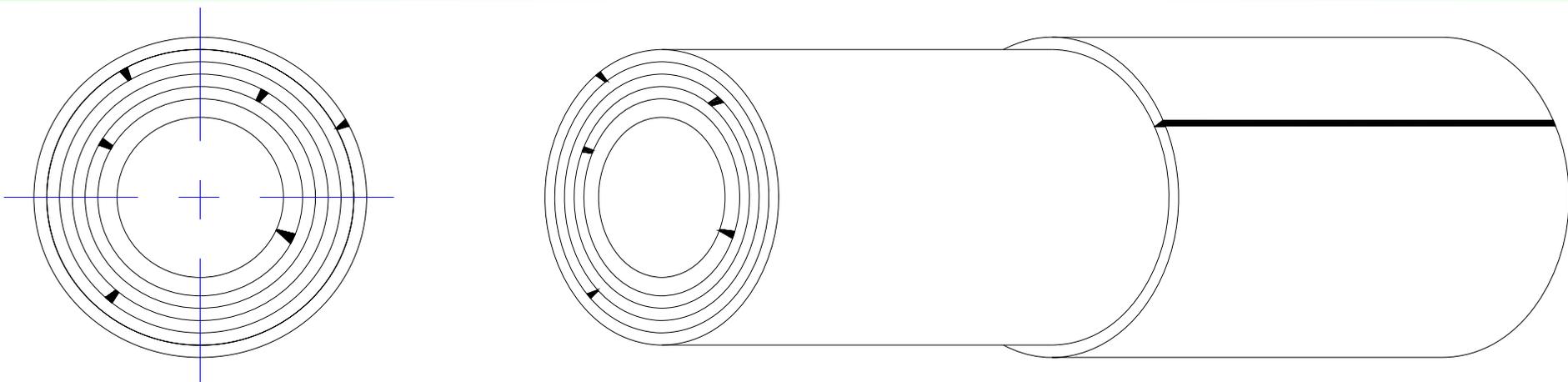


图4-2 (b) 热套筒节

## 二、热套式(续)

## 2、优点：

工序少，周期短，且具有包扎式筒体的大多数优点。

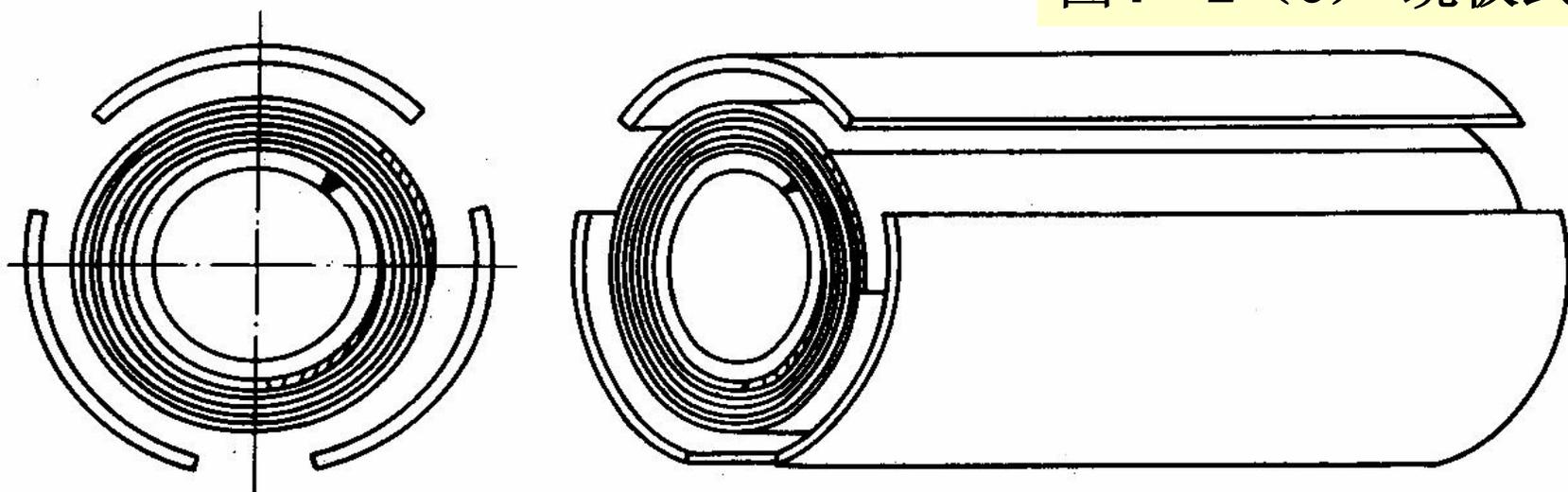
## 3、缺点：

- ★筒体要有较准确的过盈量，卷筒的精度要求很高，且套合时需选配套合；
- ★套合时贴紧程度不很均匀；
- ★套合后，需热处理以消除套合预应力及深环焊缝的焊接残余应力。

### 三、绕板式

- 1、结构：**由内筒、绕板层和外筒三部分组成，是在多层包扎式筒体的基础上发展起来的。
- 2、制造：**内筒与多层包扎式内筒相同，外层是在内筒外面连续缠绕若干层3~5mm厚的薄钢板而构成筒节，只有内外两道纵焊缝，需要2个楔形过渡段，外筒为保护层，由两块半圆或三块“瓦片”制成。
- 3、优点：**机械化程度高，制造效率高，材料利用率高（可达90%以上）。
- 4、缺点：**中间厚两边薄，累积间隙。

图4-2 (c) 绕板式



## 4.3.2.1 圆筒结构

## 4.3.2.1 筒体结构

## 四、整体多层包扎式

- 1、结构：**错开环缝和采用液压夹钳逐层包扎的圆筒结构。
- 2、制造：**
  - 将内筒拼接到所需的长度，两端焊上法兰或封头；
  - 在整个长度上逐层包扎层板，待全长度上包扎好并焊完磨平后再包扎第二层，直至所需厚度。
- 3、优点：**环、纵焊缝错开，筒体与封头或法兰间的环焊缝为一定角度的斜面焊缝，承载面积增大。

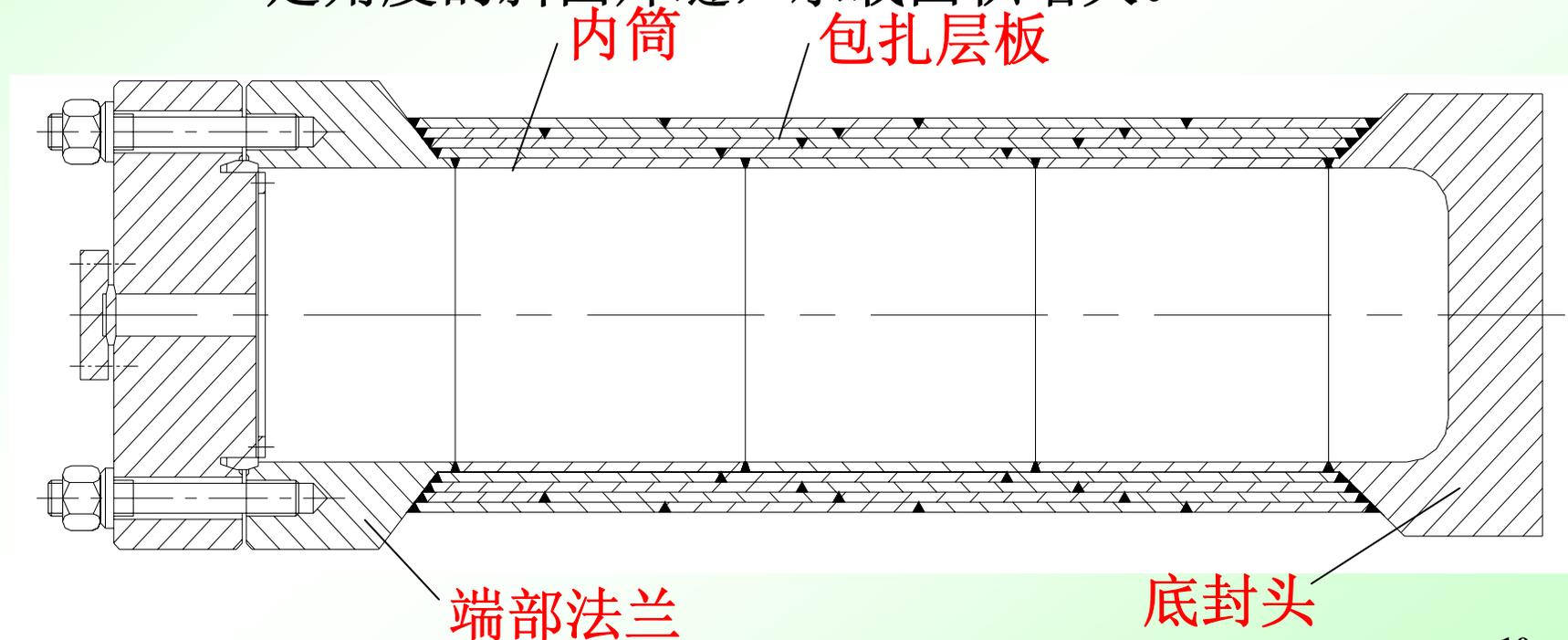


图4-3 整体多层包扎式厚壁容器筒体

## 五、绕带式

以钢带缠绕在内筒外面获得所需厚度筒壁

两种结构 { 型槽绕带式  
扁平钢带倾角错绕式

(1) 型槽绕带式 用特制的型槽钢带螺旋缠绕在特制的内筒上，端面形状见图4-4 (a)，内筒外表面上预先加工有与钢带相啮合的螺旋状凹槽。

缠绕时，钢带先经电加热，再进行螺旋缠绕，绕制后依次用空气和水进行冷却，使其收缩产生预紧力，可保证每层钢带贴紧；各层钢带之间靠凹槽和凸肩相互啮合(见图4-4 (b))，缠绕层能承受一部分由内压引起的轴向力。

## 五、绕带式（续）

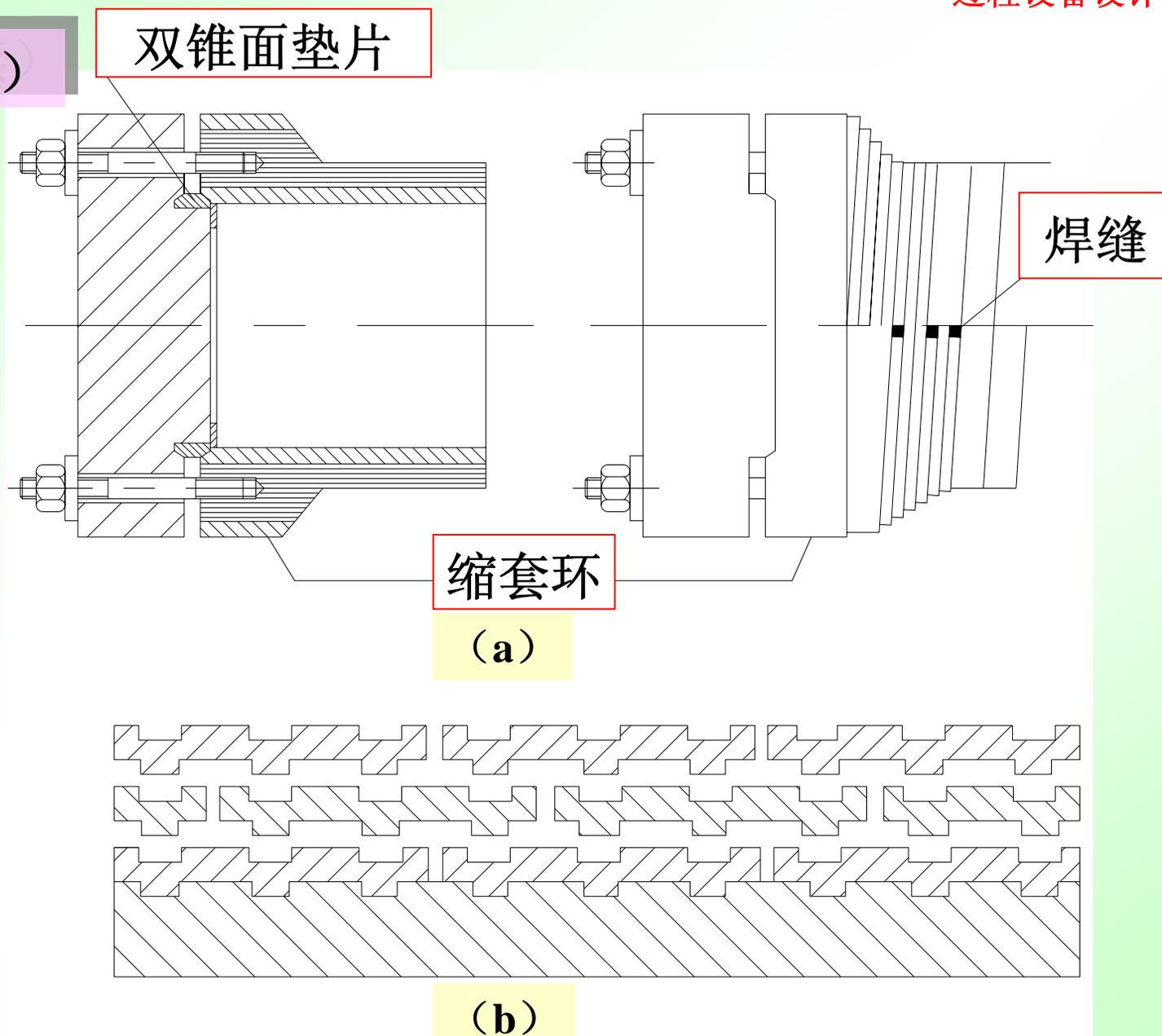


图4-4 (a) 型槽绕带式筒体 (b) 型槽钢带结构示意图

## 五、绕带式（续）

优点：筒体具有较高的安全性，机械化程度高，材料损耗少，且由于存在预紧力，在内压作用下，筒壁应力分布较均匀。

缺点：钢带需由钢厂专门轧制，尺寸公差要求严，技术要求高；为保证邻层钢带能相互啮合，需采用精度较高的专用缠绕机床。

## 五、绕带式（续）

## (2) 扁平钢带倾角错绕式

中国首创的一种新型绕带式筒体；该结构已被列入ASME VIII-1和ASME VIII-2标准的规范案例，编号分别为2229和2269。

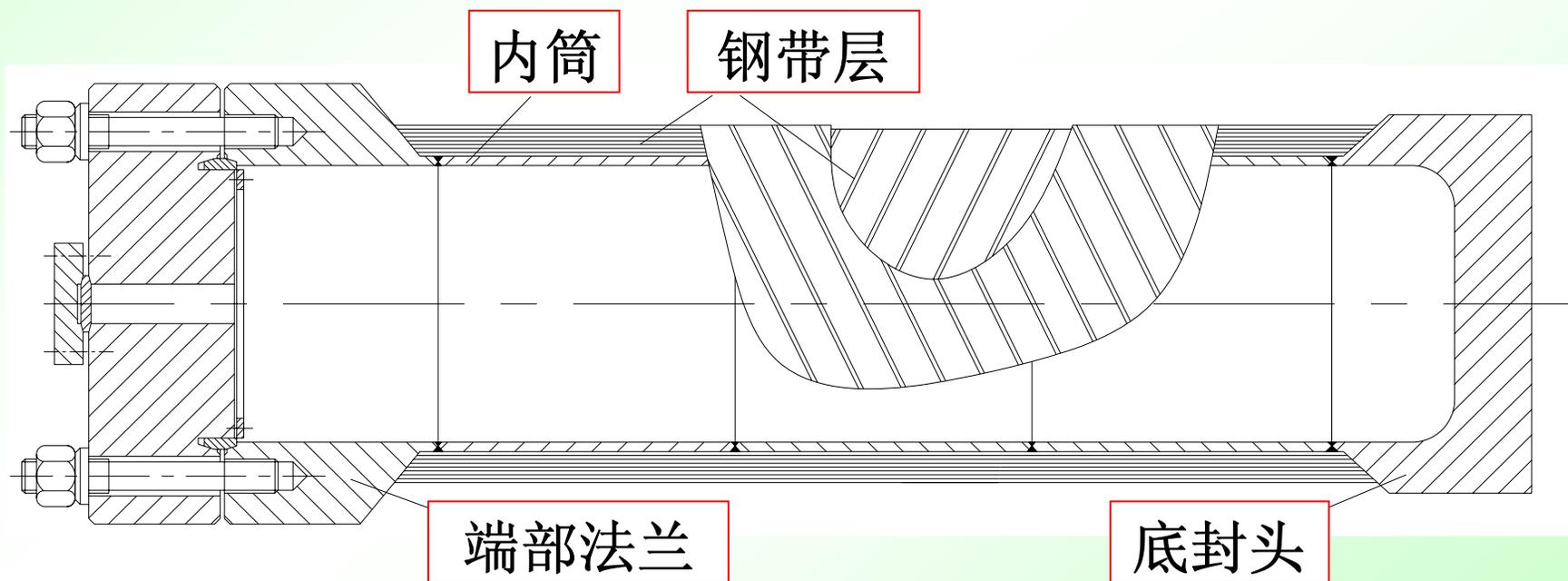


图4-4 (c) 扁平钢带倾角错绕式筒体

## 五、绕带式（续）

## 结构：

- ★ 内筒厚度约占总壁厚的 $1/6 \sim 1/4$ ，采用“预应力冷绕”和“压棍预弯贴紧”技术，环向 $15^\circ \sim 30^\circ$ 倾角在薄内筒外交错缠绕扁平钢带。
- ★ 钢带宽约 $80 \sim 160\text{mm}$ 、厚约 $4 \sim 16\text{mm}$ ，其始末两端分别与底封头和端部法兰相焊接。

## 优点：

与其它类型厚壁筒体相比，扁平钢带倾角错绕式筒体结构具有设计灵活、制造方便、可靠性高、在线安全监控容易等优点。

## 4.3.2.2 内压圆筒的强度设计



## 4.3.2.2 内压圆筒的强度设计

## 一、单层筒体（薄壁筒体）

1、厚度计算式：由中径公式

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

主要计算公式

(4-13)

式中  $\delta$ —计算厚度, mm; $p_c$ —计算压力, MPa; $\phi$ —焊接接头系数。条件:  $p_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi$  $k \leq 1.5$  (工程)

2、应力强度判别式:

(对筒体进行强度校核, 已知筒体尺寸  $D_i$ 、 $\delta_n$  或  $\delta_e$ )

$$\sigma^t = \frac{p_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \leq [\sigma]^t \phi \quad (4-14)$$

式中  $\delta_e$ —有效厚度,  $\delta_e = \delta_n - C$ , mm;  $\delta_n$ —名义厚度, mm;  
 $C$ —厚度附加量, mm  $\sigma^t$ —设计温度下圆筒的计算应力, MPa。

3、筒体最大允许工作压力 $[P_w]$ :

$$[p_w] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{D_i + \delta_e} \quad \text{MPa} \quad (4-15)$$

4、说明:  $P_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi$  ( $K \leq 1.5$ )

☆ 式(4-13)由筒体的薄膜应力按最大拉应力准则导出的,用于一定厚度范围,如厚度过大,则由于实际应力情况与应力沿厚度均布的假设相差太大而不能使用。

☆ 按照薄壳理论, (4-13)仅能在 $\delta/D \leq 0.1$ 即 $K \leq 1.2$ 范围内适用。但作为工程设计,采用了最大拉应力准则、材料设计系数,厚度范围扩大到在最大承压(液压试验)时圆筒内壁的应力强度在材料屈服点以内。

4、说明： $P_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi$  (续)

★ 形状改变比能屈服失效判据计算出的内压厚壁筒体初始屈服压力与实测值较为吻合，应力强度  $\sigma_{eq4}$  能较好地反映厚壁筒体的实际应力水平，

$$\left. \begin{array}{l} \text{应力强度 } \sigma_{eq4} \quad (\text{认为是真实的}) \\ \text{应力强度 } \sigma_{eqm} \quad (\text{与中径公式相对应}) \end{array} \right\} \begin{array}{l} \sigma_{eq4} = \frac{\sqrt{3}K^2}{K^2 - 1} p_c \\ \sigma_{eqm} = \frac{K + 1}{2(K - 1)} p_c \end{array}$$

$\sigma_{eq4} / \sigma_{eqm}$  随径比K的增大而增大。

当K=1.5时，比值： $\sigma_{eq4} / \sigma_{eqm} \approx 1.25$

内壁实际应力强度是按中径公式计算的应力强度的1.25倍。

4、说明： $P_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi$  (续)

由于GB150取 $\Omega_s=1.6$ ，若筒体径比不超过1.5，仍可按式(4-13)计算筒体厚度。

液压试验 ( $p_T=1.25p$ ) 时，筒体内表面的实际应力强度最大为许用应力的 $1.25 \times 1.25=1.56$ 倍 ( $<1.6$ )，说明筒体内表面金属仍未达到屈服点，处于弹性状态。

当 $K=1.5$ 时， $\delta = D_i (K-1) / 2 = 0.25D_i$ ，代入式(4-13)得

$$0.25D_i = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \quad \Rightarrow \quad p_c = 0.4[\sigma]^t \phi$$

这就是式(4-13)的适用范围 $p_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi$ 的依据所在。

## 二、单层筒体（厚壁筒体）

单层厚壁筒体（计算压力大于 $0.4[\sigma]^t\phi$ ），  
常采用塑性失效设计准则或爆破失效设计准则进行设计。

## 1、Mises屈服公式：

与 Mises 屈服失效判据相对应的全屈服压力可按式（2-52）计算。将式（2-52）代入式（4-7），得

$$n_{so} p = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \ln K$$

圆筒计算厚度：

$$\delta = R_i (K - 1) = R_i \left( e^{\frac{\sqrt{3} n_{so} p}{2 \sigma_s}} - 1 \right) \quad (4-16)$$

$n_{so} = 2.0 \sim 2.2$ 。ASME VIII-3 采用式（4-16）。

## 二、单层筒体（厚壁筒体）（续）

### 2、Faupel 爆破公式：

采用爆破失效设计准则，用Faupel公式计算爆破压力，将式（2-53）爆破压力计算式，代入式（4-8）爆破设计准则，

圆筒计算厚度：

$$\delta = R_i \left[ e^{\frac{\sqrt{3}n_b}{2\sigma_s \left(2 - \frac{\sigma_s}{\sigma_b}\right)} p} - 1 \right] \quad (4-17)$$

$$n_b = 2.5 \sim 3.0$$

日本的《超高压圆筒容器设计规则》和中国的《超高压容器安全监察规程》等采用式（4-17）。

### 三、多层厚壁筒体

多层厚壁筒体在制造中——施加预应力。

- 1、预应力（内压）——筒体内壁应力→降低，外壁应力→增加，壁厚方向应力分布趋于均匀，从而提高筒体的弹性承载能力。但由于结构和制造上的原因，定量地控制预应力的的大小是困难的。

例如：

多层包扎式

绕带式筒体

设计计算：

不考虑预应力，作强度储备用。  
只有压力很高时，才考虑预应力。

## 三、多层厚壁筒体(续)

2、厚度计算式：（热套式、多层包扎式、绕板式、扁平钢带倾角错绕式）

计算压力不超过 $0.4[\sigma]^t \phi$ 时，按式（4-13）计算

不同：许用应力用组合许用应力代替：

多层圆筒的组合许用应力

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

(4-13)

$$[\sigma]^t \phi = \frac{\delta_i}{\delta_n} [\sigma_i]^t \phi_i + \frac{\delta_o}{\delta_n} [\sigma_o]^t \phi_o$$

(4-18)

试算过程

### 三、多层厚壁筒体(续)

式中  $\delta_i$ —多层圆筒内筒的名义厚度, mm;

$\delta_o$ —多层圆筒层板总厚度, mm;

$[\sigma_i]^t$ —设计温度下多层圆筒内筒材料的许用应力, MPa;

$[\sigma_o]^t$ —设计温度下多层圆筒层板或带层材料的许用应力,

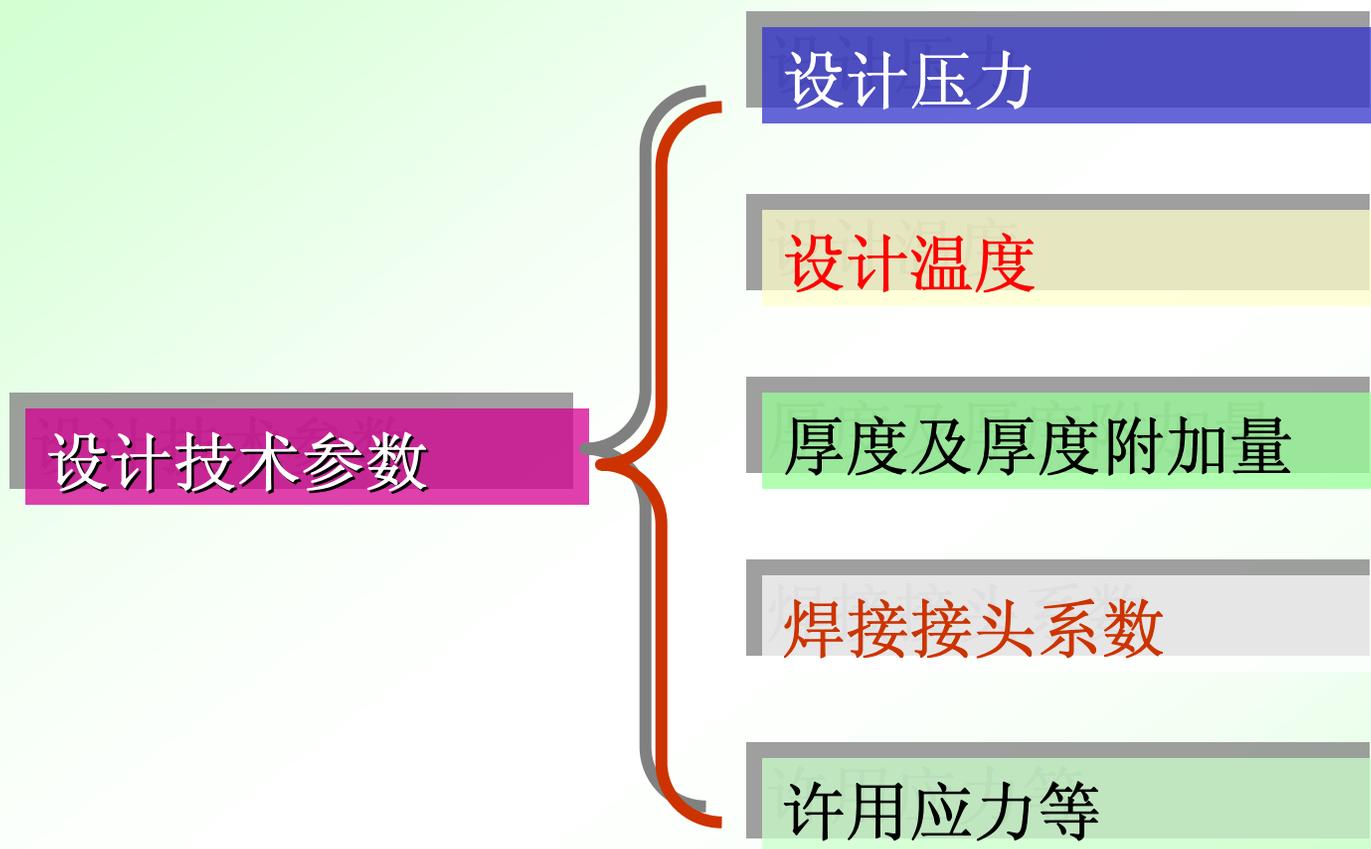
对扁平钢带倾角错绕式筒体, 应乘以钢带倾角错绕引起的环向削弱系数0.9, MPa;

$\phi_i$ —多层圆筒内筒的焊接接头系数, 一般取  $\phi_i=1.0$ ;

$\phi_o$ —多层圆筒层板层或带层的焊接接头系数, 对于多层包扎式筒体, 取  $\phi_o=0.95$ , 其余筒体取  $\phi_o=1.0$ 。

3、热应力——**不考虑**。较高温操作时, 有热应力, 但有保温设施, 且严格控制  不考虑热应力 (常规设计)。

## 4.3.2.3 设计技术参数的确定



### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

1、设计压力——为压力容器的设计载荷条件之一，其值不低于最高工作压力。

容器顶部在正常工作过程中可能产生的最高表压。

设计压力应视内压或外压容器分别取值。

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

#### 内压:

装安全阀——不低于安全阀开启压力，**1.05~1.10倍**最高工作压力。

装爆破片——爆破片最低标定爆破压力加上所选爆破片制造范围的上限。

盛装液化气体容器——根据工作条件下可能达到的最高金属温度确定。

综合考虑——介质压力—饱和蒸气压—装量系数—温度变化—环境温度—保冷设施。

外压：  
(略)

设计压力应根据工作条件下可能达到的最高金属温度确定。

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

计算压力——是指在相应设计温度下，用以确定元件最危险截面厚度的压力，其中包括液柱静压力。

◆通常情况下，计算压力==设计压力+液柱静压力

◆当元件所承受的液柱静压力<5%设计压力时，可忽略不计。

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

2、设计温度——为压力容器的设计载荷条件之一，指容器在正常情况下，设定元件的金属温度（沿元件金属截面的温度平均值）。

金属温度不低于 $0^{\circ}\text{C}$ ——

设计温度不得低于元件金属可能达到的最高温度；

金属温度低于 $0^{\circ}\text{C}$ ——

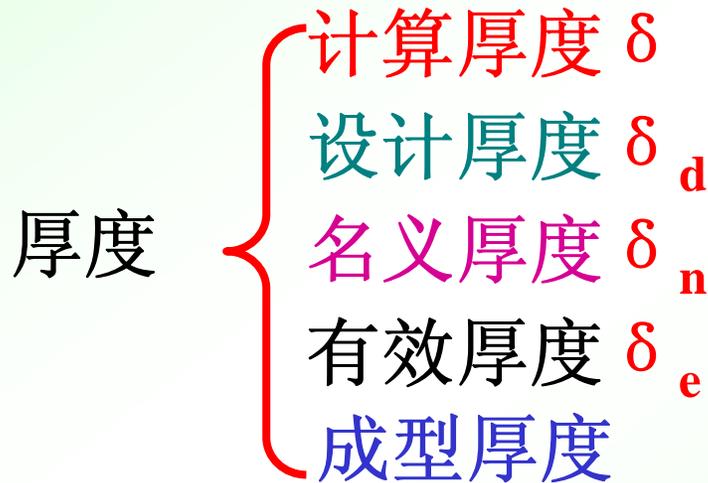
不得高于元件金属可能达到的最低温度。

**GB150**规定：设计温度等于或低于 $-20^{\circ}\text{C}$ 的容器属于低温容器。

注解：设计温度与设计压力存在对应关系。当压力容器具有不同的操作工况时，应按最苛刻的压力与温度的组合设定容器的设计条件，而不能按其在不同工况下各自的最苛刻条件确定设计温度和设计压力。

## 4.3.2.3 设计技术参数的确定

## 3、厚度及厚度附加量



计算厚度 ( $\delta$ ) ——由公式采用计算压力得到的厚度。

必要时还应计入其它载荷对厚度的影响。

设计厚度 ( $\delta_d$ ) ——计算厚度与腐蚀裕量之和。

$$\delta_d = \delta + C_2$$

名义厚度 ( $\delta_n$ ) ——设计厚度加上钢材厚度负偏差后向上圆整至钢材标准规格的厚度，即标注在图样上的厚度。

$$\delta_n = \delta_d + C_1 + \Delta = \delta + C_1 + C_2 + \Delta$$

有效厚度 ( $\delta_e$ ) ——名义厚度减去钢材负偏差和腐蚀裕

量。  $\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2$

厚度附加量 ( $C$ ) ——由钢材的厚度负偏差 $C_1$ 和腐蚀裕量

$C_2$ 组成，不包括加工减薄量 $C_3$ 。  $C = C_1 + C_2$

加工减薄量——根据具体制造工艺和板材实际厚度由制造厂而并非由设计人员确定。

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

成形后厚度——制造厂考虑加工减薄量并按钢板厚度规格第二次向上圆整得到的坯板厚度，再减去实际加工减薄量后的厚度，也为出厂时容器的实际厚度。

一般，成形后厚度大于设计厚度就可满足强度要求。

## 4.3.2.3 设计技术参数的确定

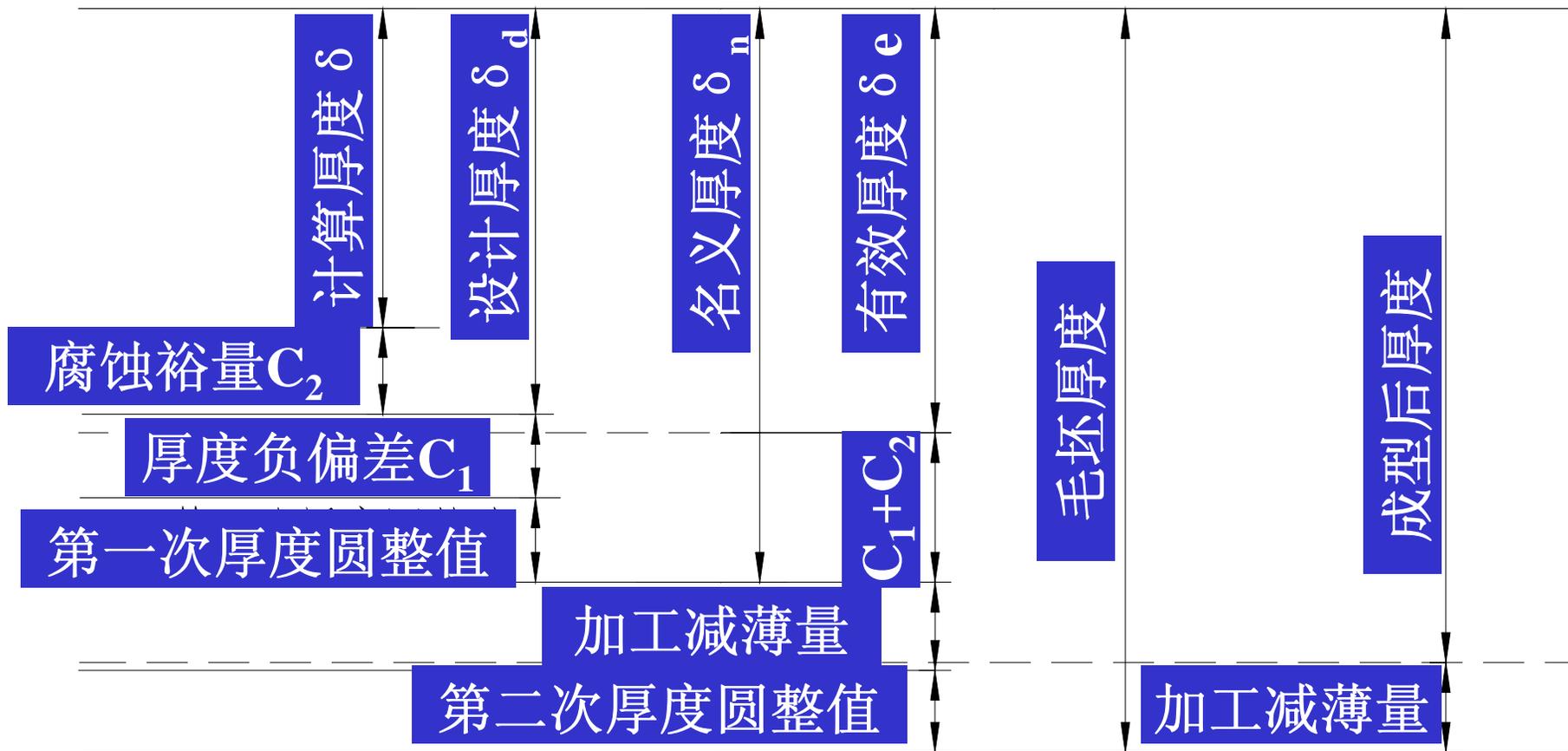


图4-5 厚度关系示意图

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

最小厚度（ $\delta_{\min}$ ）——考虑容器的刚性  
——制造、运输、吊装；  
——不包括腐蚀裕量；※

碳素钢、低合金钢容器： $\delta_{\min}$ 不小于3mm；

高合金制容器： $\delta_{\min}$ 不小于2mm；

不包括腐蚀裕量

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

钢板或钢管厚度负偏差 $C_1$ ：按照相应钢材标准的规定选取

※钢材的厚度负偏差 $\leq 0.25\text{mm}$ ，且不超过名义厚度的6%时，可取 $C_1=0$ 。

※GB6654《压力容器用钢板》和GB3531《低温压力容器用低合金钢钢板》规定压力容器专用钢板的厚度负偏差不大于0.25mm，使用该标准中钢板厚度超过5mm时(如20R、16MnR和16MnDR等)，可取 $C_1=0$ ；

※其它常用钢板（如20g、Q235-A以及0Cr18Ni9等）的厚度负偏差见表4-2

## 4.3.2.3 设计技术参数的确定

20g, Q235-A等

表4-2 其他常用钢板的厚度负偏差 $C_1$ 值 /mm

钢板标准	GB/T3274	GB/T3280	GB/T4237	GB/T4238
钢板厚度	>5.5~7.5	>7.5~25	>25~30	>30~34
负偏差 $C_1$	0.6	0.8	0.9	1.0
钢板厚度	>34~40	>40~50	>50~60	>60~80
负偏差 $C_1$	1.1	1.2	1.3	1.8

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

腐蚀裕量——防止容器受压元件由于均匀腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄。与腐蚀介质直接接触的筒体、封头、接管等受压元件，均应考虑材料的腐蚀裕量。

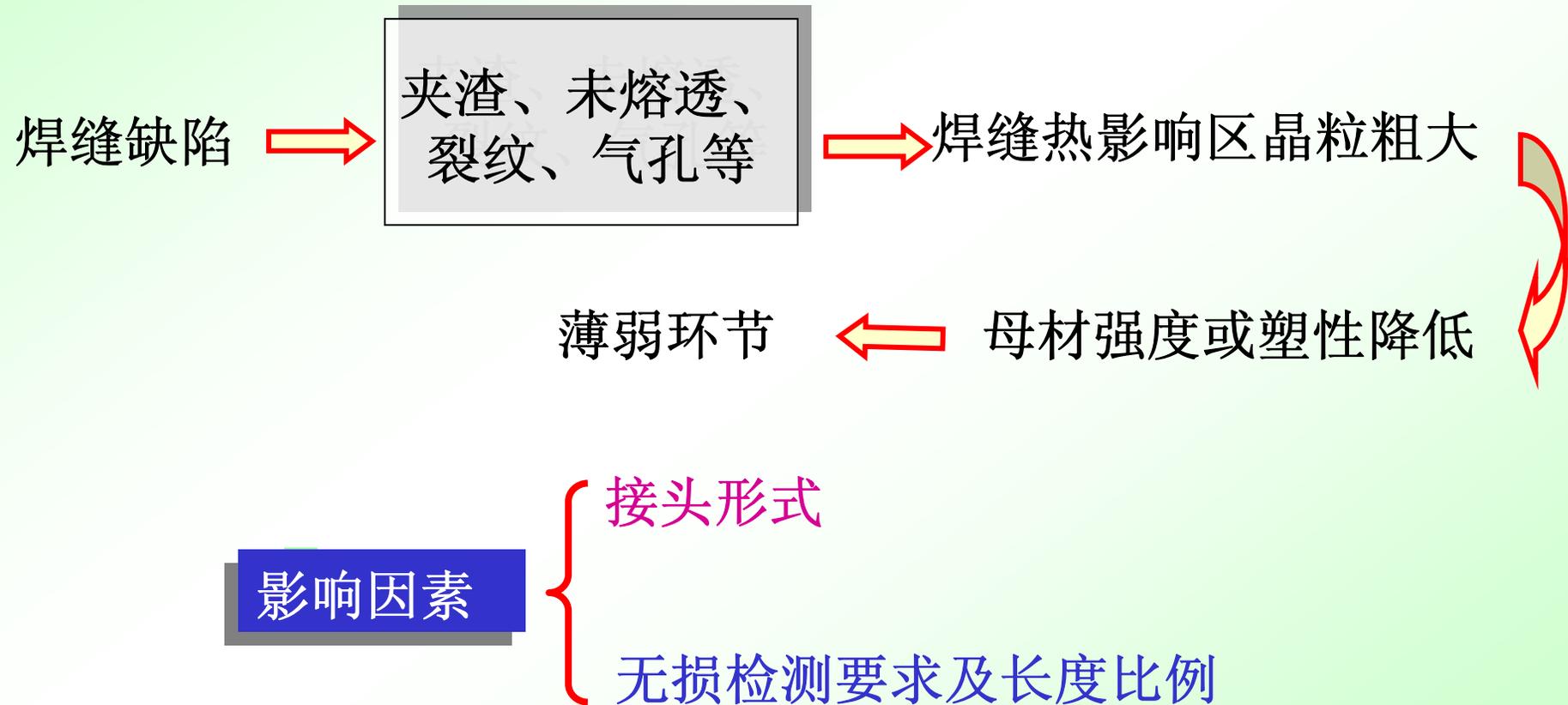
腐蚀裕量 = 均匀腐蚀速率 × 容器设计寿命

碳素钢、低合金钢： $C_2$ 不小于1mm；  
不锈钢：介质腐蚀性极微时，可取 $C_2=0$ 。

腐蚀裕量只对防止均匀腐蚀破坏有意义；对于应力腐蚀、氢脆和缝隙腐蚀等非均匀腐蚀，效果不佳，应着重选择耐腐蚀材料或进行适当防腐蚀处理。

## 4.3.2.3 设计技术参数的确定

4、焊接接头系数——焊缝金属与母材强度的比值，反映容器强度受削弱的程度。



## 4.3.2.3 设计技术参数的确定

表4-3 钢制压力容器的焊接接头系数 $\Phi$ 值

焊接接头形式	无损检测比例	$\Phi$ 值	焊接接头形式	无损检测比例	$\Phi$ 值
双面焊对接接头和相当于双面焊的全熔透对接接头	100%	1.00	单面焊对接接头 (沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板)	100%	0.90
	局部	0.85		局部	0.80

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

5、许用应力——容器壳体、封头等受压元件的材料许用强度，取材料强度失效判据的极限值与相应的材料设计系数（又称安全系数）之比。

★ 材料强度失效判据的极限值用不同的方式表示：

屈服点  $\sigma_s$ （或  $\sigma_{0.2}$ ）、抗拉强度  $\sigma_b$ 、持久强度  $\sigma_D$ 、蠕变极限  $\sigma_n$  等——根据失效类型确定极限值。

★ 蠕变温度以下——最低抗拉强度  $\sigma_b$ 、常温或设计温度下的屈服点  $\sigma_s$  或  $\sigma_s^t$  三者除以各自的材料设计系数后所得的最小值，作为许用应力，以抗拉强度和屈服点同时来控制许用应力。

## 4.3.2.3 设计技术参数的确定

$$[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_b}{n_b}; \frac{\sigma_s}{n_s}; \frac{\sigma_s^t}{n_s} \right\} \quad (4-19)$$

表4-4 钢制压力容器用材料许用应力的取值方法

**原因** 对韧性材料——按弹性失效设计准则——屈服点为基准；  
同时用抗拉强度作为计算许用应力的基准——防止断裂破坏。

★ 碳素钢或低合金钢>420℃，铬钼合金钢>450℃，  
奥氏体不锈钢>550℃时，同时考虑基于高温蠕变极限  $\sigma_n^t$   
或持久强度  $\sigma_D^t$  的许用应力

即 
$$[\sigma]^t = \frac{\sigma_D^t}{n_D} \quad \text{或} \quad [\sigma]^t = \frac{\sigma_n^t}{n_n} \quad (4-20)$$

## 4.3.2.3 设计技术参数的确定

表4-4 钢制压力容器用材料许用应力的取值方法

材 料	许用应力 取下列各值中的最小值/MPa				
碳素钢、低合金钢、铁素体高合金钢	$\frac{\sigma_b}{3.0}$	$\frac{\sigma_s}{1.6}$	$\frac{\sigma_s^t}{1.6}$	$\frac{\sigma_D^t}{1.5}$	$\frac{\sigma_n^t}{1.0}$
奥氏体高合金钢	$\frac{\sigma_b}{3.0}$	$\frac{\sigma_s(\sigma_{0.2})}{1.5}$	$\frac{\sigma_s^t(\sigma_{0.2}^t)^{1})}{1.5}$	$\frac{\sigma_D^t}{1.5}$	$\frac{\sigma_n^t}{1.0}$

### 4.3.2.3 设计技术参数的确定

★ 材料设计系数——保证受压元件强度有足够的储备量。

**取值：**应力计算的精确性、材料性能的均匀性、载荷的确切程度、制造工艺，使用管理的先进性以及检验水平等因素有着密切关系。

-----理论，实践经验积累。

★ **GB150——**

查表——钢板、钢管、锻件以及螺栓材料，

依据——表4-4为钢材（除螺栓材料外）许用应力的确定依据。

螺栓许用应力——依据材料不同状态和直径大小而定，  
为保证密封性，严格控制螺栓的弹性变形。

4.3.1 概述

**4.3.2 圆筒设计**

4.3.3 封头设计

4.3.4 密封装置设计

4.3.5 开孔和开孔补强设计

4.3.6 支座和检查孔

4.3.7 安全泄放装置

4.3.8 焊接结构设计

4.3.9 压力试验

4.3.2.1 筒体结构

4.3.2.2 内压圆筒的强度设计

4.3.2.3 设计技术参数的确定

**4.3.2.4 外压圆筒设计**

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

主要内容

图算法原理

工程设计方法

圆筒轴向许用应力的确定

有关设计参数的规定

加强圈的设计计算

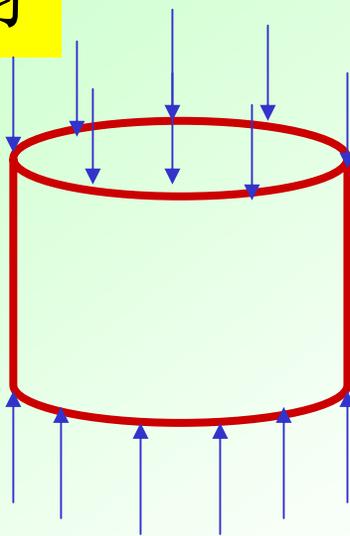
重点

难点

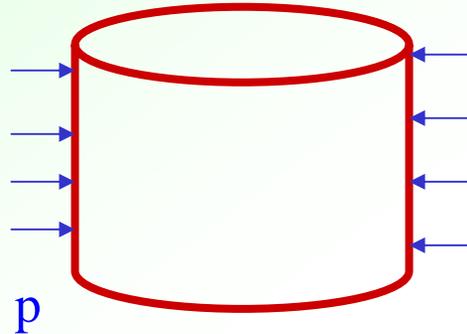
## 4.3.2.4 外压圆筒设计

复习

p



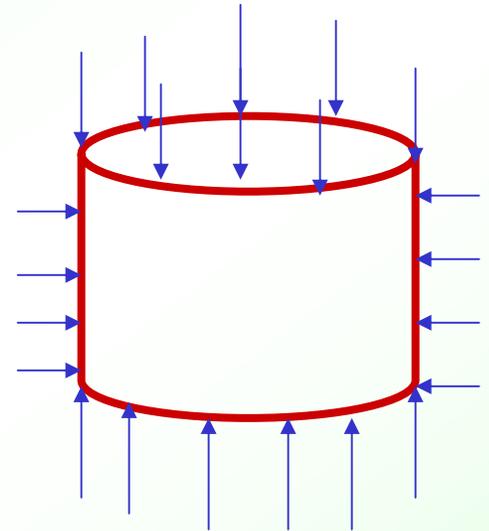
a



p

b

p



c

失稳现象

外载荷达到某一临界值，发生径向挠曲，并迅速增加，沿周向出现**压扁或波纹**。

临界压力

壳体失稳时所承受的相应压力，称为临界压力，用 $P_{cr}$ 表示。

讨论：受**周向**均匀外压**薄壁**回转壳体的**弹性失稳**问题<sub>47</sub>

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

外压圆筒分成三类：

长圆筒

两端的边界影响可以忽略，压瘪时波数  $n=2$ ，临界压力  $P_{cr}$  仅与  $t/D_0$  有关，而与  $L/D_0$  无关。

长圆筒  
动画

短圆筒

两端的边界影响显著，压瘪时波数为  $n>2$  的正整数， $P_{cr}$  不仅与  $t/D_0$  有关，而且与  $L/D_0$  有关。

短圆筒  
动画3波

短圆筒  
动画4波

刚性圆筒

这种壳体的  $L/D_0$  较小，而  $t/D_0$  较大，故刚性较好。其破坏原因是由于器壁内的应力超过了材料屈极限所致。计算时，只要满足强度要求即可。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

长圆筒临界压力:

$$p_{cr} = 2.2E \left( \frac{t}{D_o} \right)^3 \quad (2-92)$$

短圆筒临界压力:

$$p_{cr} = \frac{2.59Et^2}{LD_o \sqrt{D_o/t}} \quad (2-97)$$

临界长度 $L_{cr}$ :

$$L_{cr} = 1.17D_o \sqrt{\frac{D_o}{t}} \quad (2-98)$$

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

外压圆筒设计 { 解析法  
图算法

## 一、解析法求取外压容器许用压力

①假设筒体的名义厚度  $\delta_n$ ;

②计算有效厚度  $\delta_e$ ;

③求出临界长度  $L_{cr}$ ，将圆筒的外压计算长度  $L$  与  $L_{cr}$  进行比较，判断圆筒属于长圆筒还是短圆筒;

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

④根据圆筒类型，选用相应公式计算临界压力  $P_{cr}$ ;

⑤选取合适的稳定性安全系数  $m$ ，计算许用外压  $[p] = \frac{P_{cr}}{m}$

⑥比较设计压力  $p$  和  $[p]$  的大小。若  $p \leq [p]$  且较为接近，则假设的名义厚度  $\delta_n$  符合要求；否则应重新假设  $\delta_n$ ，重复以上步骤，直到满足要求为止。

解析法求取  
外压容器许  
用压力

特点：反复试算

## 4.3.2.4 外压圆筒设计


 难点


 二、图算法原理（标准规范采用）

假设：圆筒仅受径向均匀外压，而不受轴向外压，与圆环一样处于单向（周向）应力状态。

$$p_{cr} = 2.2E \left( \frac{t}{D_o} \right)^3 \quad (2-92)$$

将式

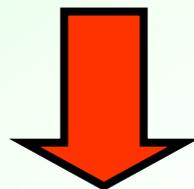
$$p_{cr} = \frac{2.59Et^2}{LD_o \sqrt{D_o/t}} \quad (2-97)$$

厚度  $t$  改为有效厚度  $\delta_e$ ，得：



## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 二、图算法原理（续）



长圆筒临界压力

$$p_{cr} = 2.2E \left( \frac{\delta_e}{D_o} \right)^3$$

短圆筒临界压力

$$p_{cr} = 2.59E \frac{\left( \frac{\delta_e}{D_o} \right)^{2.5}}{\frac{L}{D_o} 0.45 \left( \frac{\delta_e}{D_o} \right)^{0.5}}$$

## 二、图算法原理（续）

圆筒在 $P_{cr}$ 作用下，  
产生的周向应力

不论长圆筒或短圆筒，失稳时周向应变（按单向应力时的虎克定律）为：

$$\sigma_{cr} = \frac{p_{cr} D_o}{2\delta_e}$$

代入长圆筒、短圆筒临界压力公式

$$\epsilon_{cr} = \frac{\sigma_{cr}}{E} = \frac{p_{cr} D_o}{2E\delta_e} \quad (4-21)$$

为避开材料的弹性模量 $E$ （塑性状态为变量），采用应变表征失稳时的特征。

## 二、图算法原理（续）

将长、短圆筒的 $P_{cr}$ 公式分别代入应变式中，得

长圆筒

$$\varepsilon_{cr} = \frac{1.1}{\left(\frac{D_o}{\delta_e}\right)^2} \quad (4-22)$$

短圆筒

$$\varepsilon_{cr} = \frac{1.3}{\left[ \frac{L}{D_o} - 0.45 \left(\frac{D_o}{\delta_e}\right)^{-0.5} \right] \left(\frac{D_o}{\delta_e}\right)^{1.5}} \quad (4-23)$$



$$\varepsilon_{cr} = f(L / D_o, D_o / \delta_e) \quad (4-24)$$

## 二、图算法原理（续）

(1) 几何参数计算图：

$L/D_0 - D_0/\delta_e - A$  关系曲线

与材料弹性模量  $E$   
无关，对任何材料  
的筒体都适用

注意

令  $A = \varepsilon_{cr}$ ，以  $A$  作为横坐标， $L/D_0$  作为纵坐标， $D_0/\delta_e$  作为参量绘成曲线；见图4-6

长圆筒——与纵坐标平行的直线簇，失稳时周向应变  $A$  与  $L/D_0$  无关；

短圆筒——斜平行线簇，失稳时  $A$  与  $L/D_0$ 、 $D_0/\delta_e$  都有关。

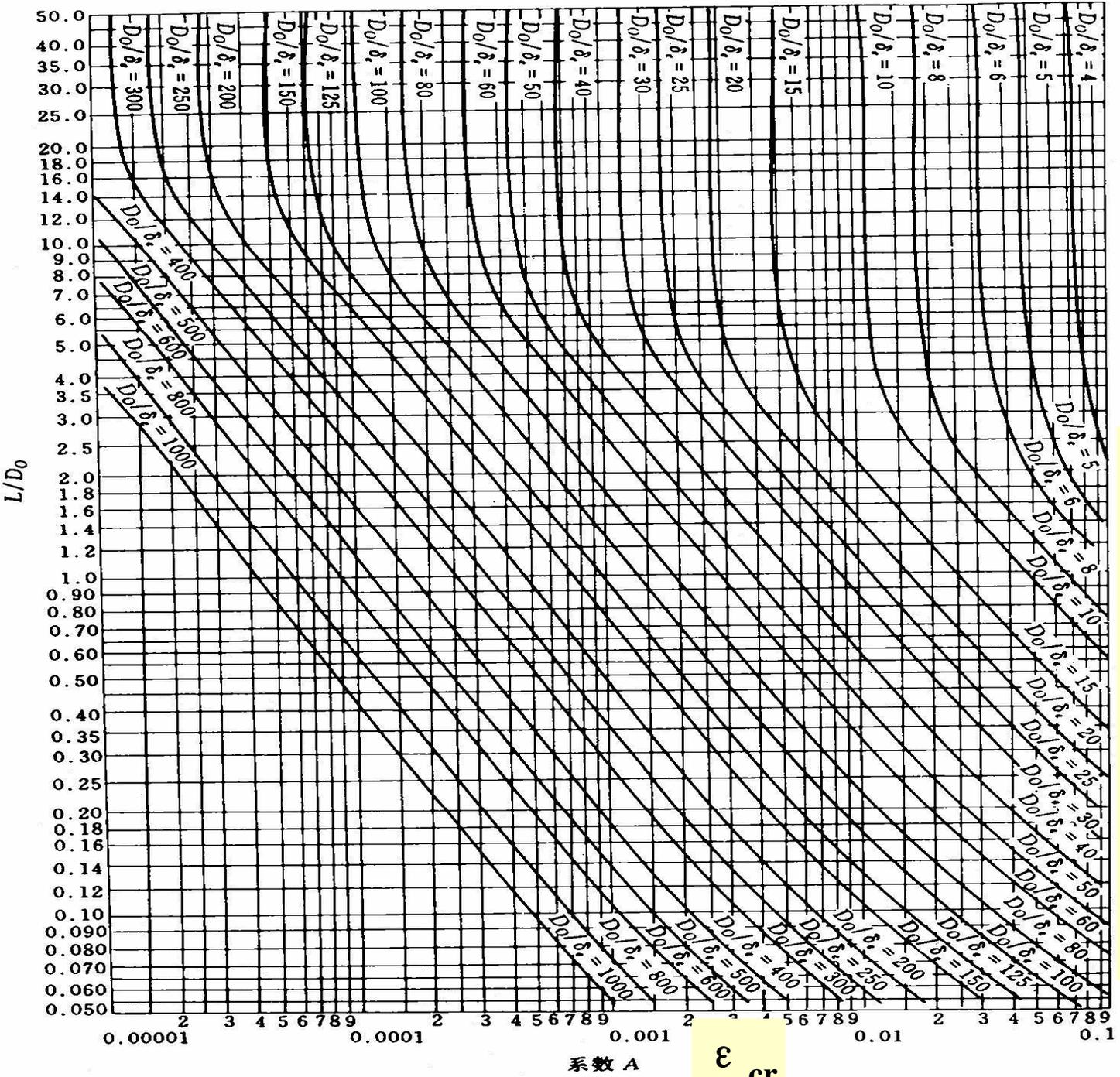


图4-6  
外压或轴向  
受压圆筒和  
管子几何参  
数计算图  
(用于所有  
材料)

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 二、图算法原理（续）

已知  $\varepsilon_{cr} = A$

$\sigma_{cr}(B)$

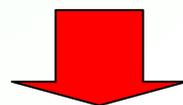
类似于材料力学  
中的拉伸、压缩  
曲线

## 二、图算法原理（续）

## (2) 厚度计算图（不同材料）：B—A关系曲线

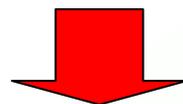
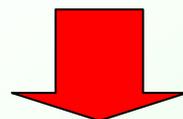
已知  $L/D_o$ ,  $D_o/\delta_e$ 

查几何算图



(图4-6)

周向应变A（横坐标）

找出A— $P_{cr}$ 的关系（类似于  $\epsilon_{cr}$ — $\sigma_{cr}$ ）

判定筒体在操作外压力下是否安全

## 二、图算法原理（续）

## (2) 厚度计算图（不同材料）：B—A关系曲线（续）

临界压力 $P_{cr}$ ，稳定性安全系数 $m$ ，许用外压力 $[p]$ ，

故

$$p_{cr} = m[p]$$

代入式（4-21）整理得：

$$\varepsilon_{cr} = \frac{\sigma_{cr}}{E} = \frac{p_{cr} D_o}{2E\delta_e}$$

(4-21)

$$\varepsilon_{cr} = \frac{m[p]D_o}{2E\delta_e}$$

$$\frac{D_o[p]}{\delta_e} = \frac{2}{m} E \varepsilon_{cr}$$

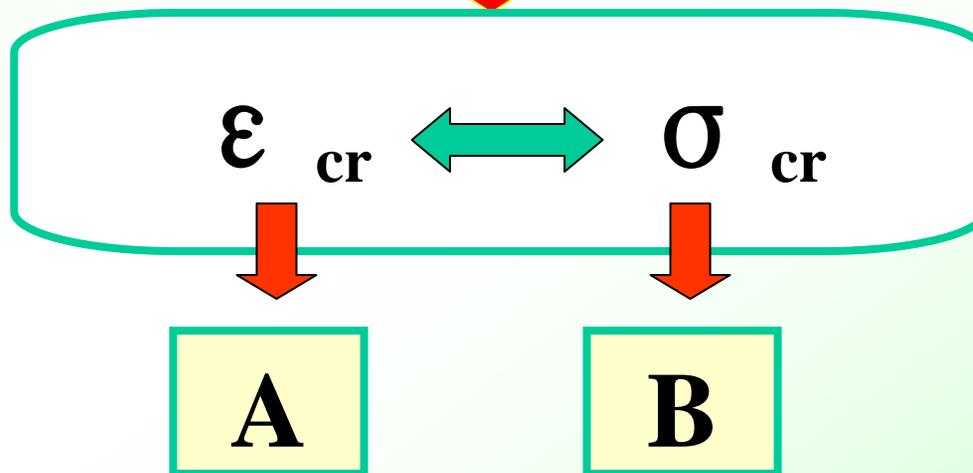
$$\text{令 } B = \frac{D_o[p]}{\delta_e}$$

## 二、图算法原理（续）

## (2) 厚度计算图（不同材料）：B—A关系曲线（续）

$$B = \frac{2}{m} E \varepsilon_{cr} = \frac{2}{3} E \varepsilon_{cr} = \frac{2}{3} \sigma_{cr} \quad (4-25)$$

GB150, ASME VIII-1  
均取  $m=3$ , 代入上式得:



建立B与A的关系图

## 二、图算法原理（续）

## (2) 厚度计算图（不同材料）：B—A关系曲线（续）

若利用材料单向拉伸应力—应变关系

对于钢材（不计Bauschinger效应），拉伸曲线与压缩曲线大致相同，将纵坐标乘以  $2/3$ ，即可作出B与A的关系曲线。

以A和B为坐标轴得厚度计算图（以  $\varepsilon$  —  $\sigma$  为基础），图4-7~图4-9 为几种常用钢材的厚度计算图。

温度不同，曲线不同。

## 二、图算法原理 (续)

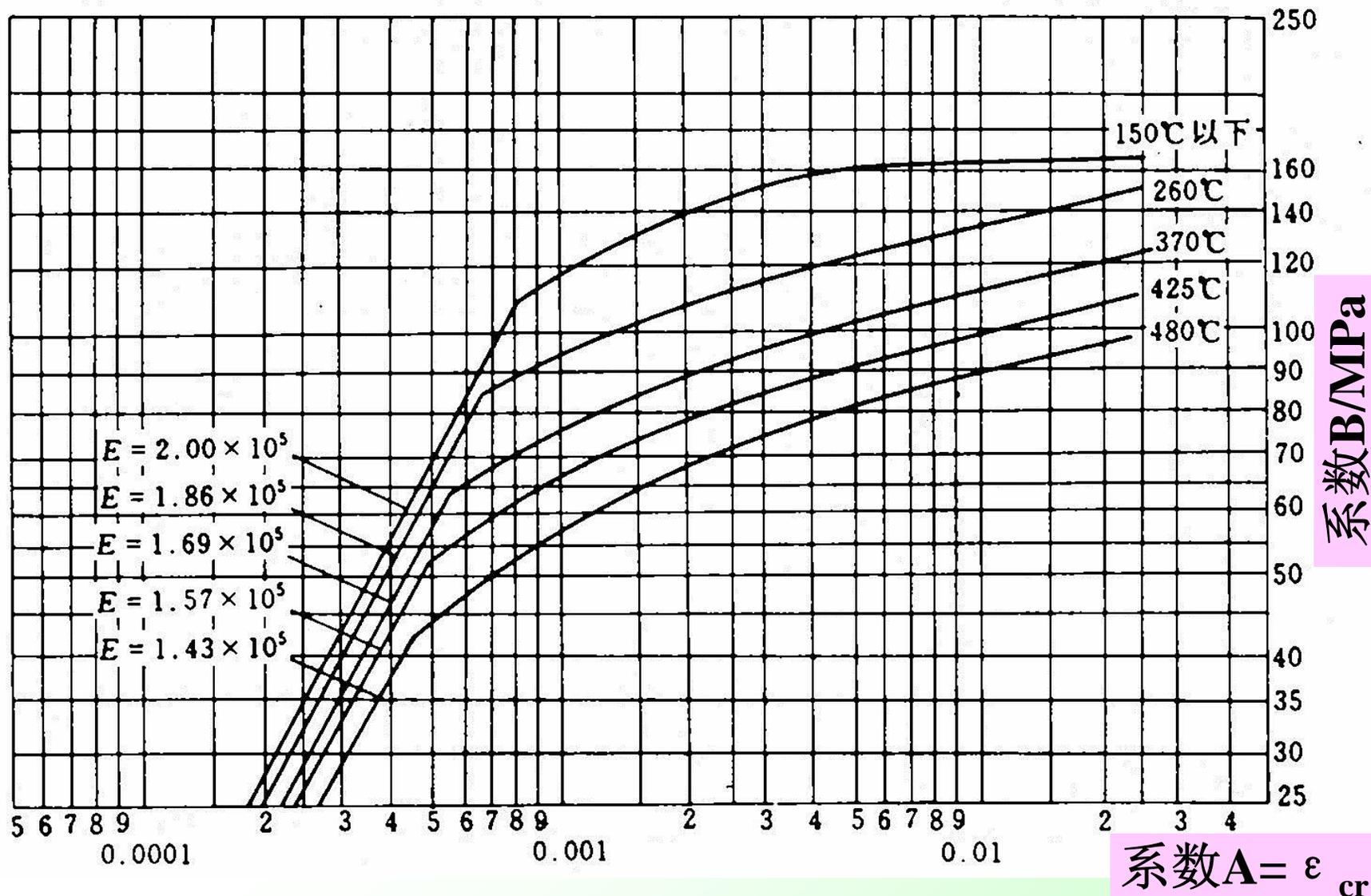


图4-7 外压圆筒、管子和球壳厚度计算图  
(屈服点  $\sigma_s > 207\text{MPa}$  的碳素钢和0Cr13、1Cr13钢)

二、图算法原理 (续)

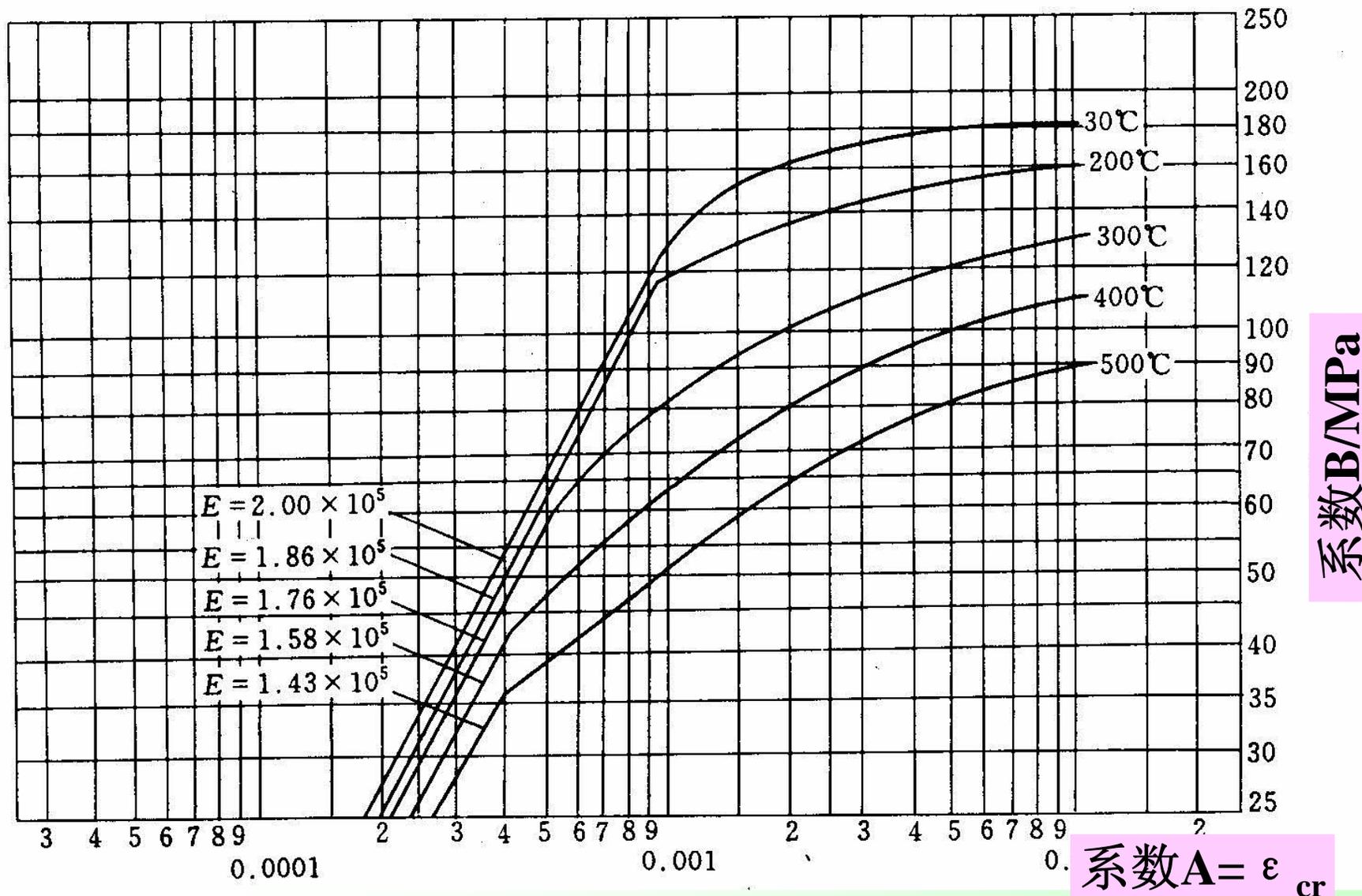


图4-8 外压圆筒、管子和球壳厚度计算图(16MnR, 15CrMo<sub>0</sub>钢)

## 二、图算法原理 (续)

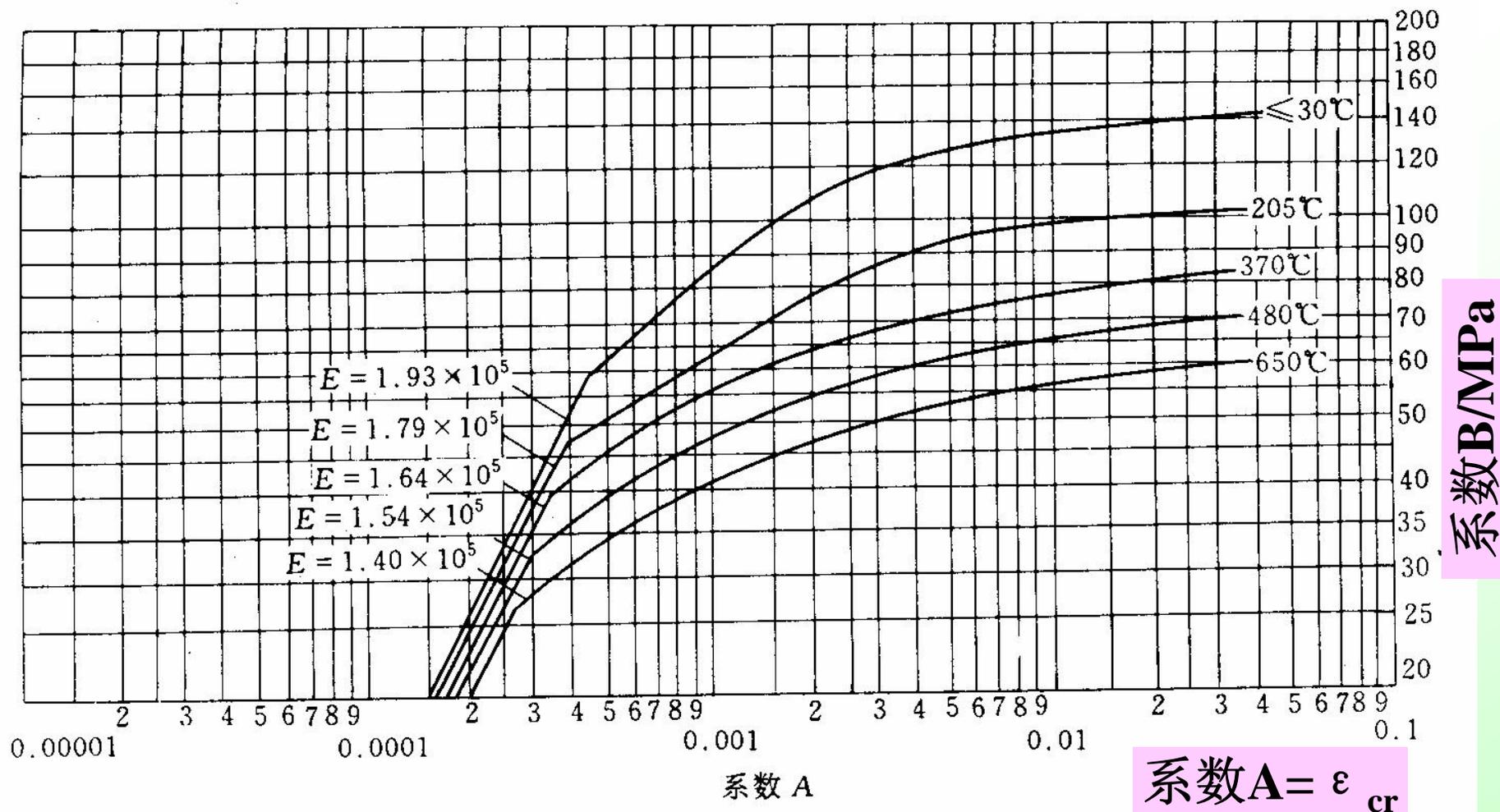


图4-9 外压圆筒、管子和球壳厚度计算图(0Cr18Ni9钢)

## 二、图算法原理（续）

### （2）厚度计算图（不同材料）：B—A关系曲线（续）

- 直线部分表示材料处于弹性，属于弹性失稳，**B**与**A**成正比，由**A**查**B**时，若与曲线不相交（落在曲线左侧），则属于弹性失稳，可由  $B = \frac{2}{3}EA$ ，求取**B**。



为什么会有  
几张厚度计  
算图？

## 三、工程设计方法

重点

薄壁圆筒 ( $D_o / \delta_e \geq 20$ )

失稳

外压圆筒  
( $D_o / \delta_e$ ) $D_o / \delta_e = 20$ 厚壁圆筒 ( $D_o / \delta_e < 20$ )

失稳

强度失效

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 三、工程设计方法（续）

1、 $D_0/\delta_e \geq 20$  薄壁筒体，稳定性校核：

a. 假设名义厚度  $\delta_n$ ，令  $\delta_e = \delta_n - C$ ，算出  $L/D_0$  和  $D_0/\delta_e$ ；



b. 以  $L/D_0$ 、 $D_0/\delta_e$  值由图4-6查取  $A$  值，若  $L/D_0$  值大于50，则用  $L/D_0=50$  查取  $A$  值；



## 三、工程设计方法（续）

## c. 由材料选——厚度计算图（图4-7~图4-9）

根据

系数 A

设计温度

B

温度对应的E线在  
图上没有时，插值

与厚度图有交点

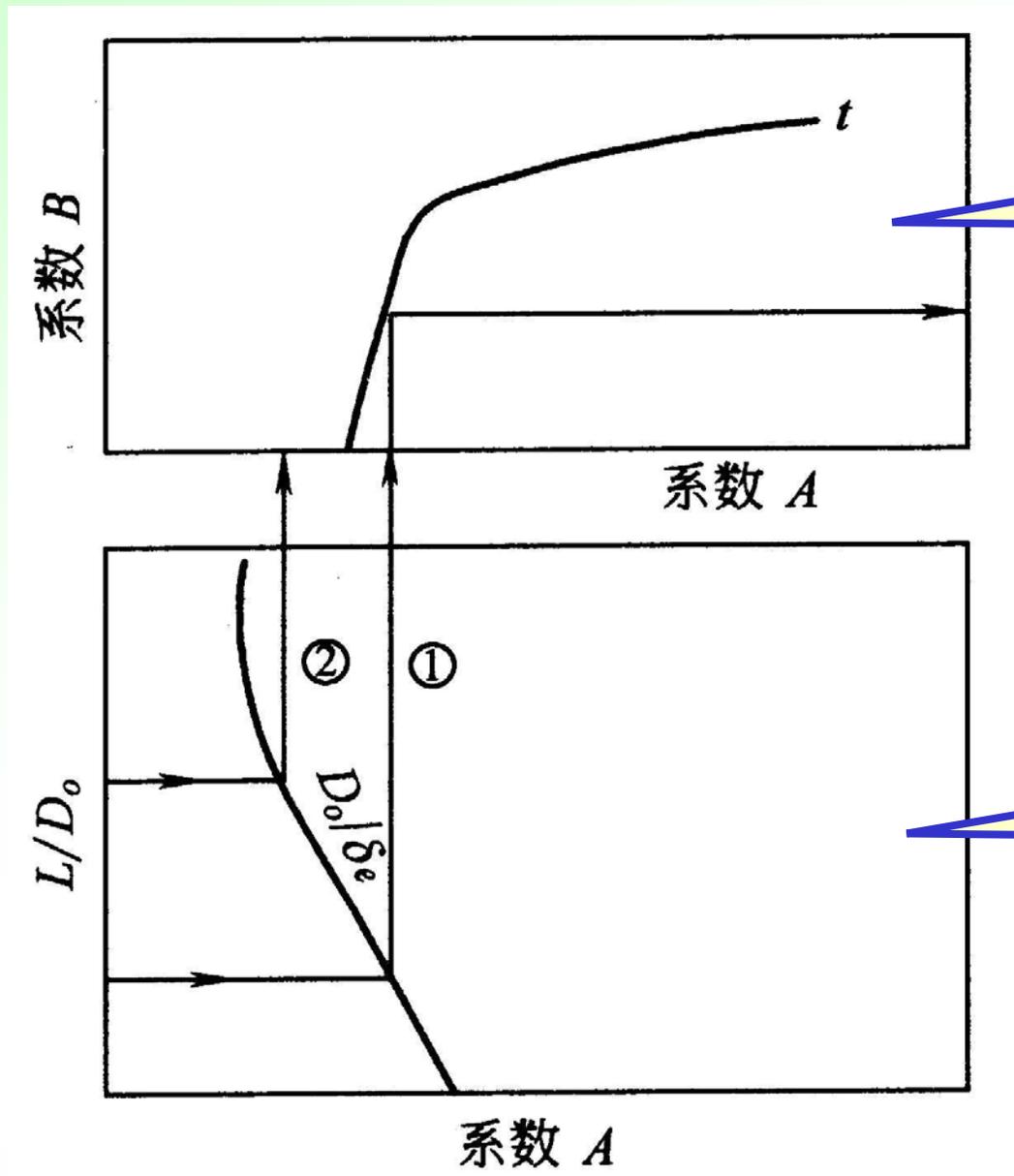
$$[p] = \frac{B}{D_o / \delta_e} \quad (4-26)$$

与厚度图无交点  
A在材料线左方

$$B = \frac{2AE}{3}$$

(4-27)

$$[p] = \frac{2AE}{3(D_o / \delta_e)}$$



厚度计算图

几何参数图

图4-10  
图算法  
求解过程

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 三、工程设计方法（续）



d. {  $p_c \leq [p]$  且较接近——假设的名义厚度  $\delta_n$  合理  
 $p_c > [p]$  ——假设  $\delta_n$  不合理



## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 三、工程设计方法（续）



- d. {  $p_c \leq [p]$  且较接近——假设的名义厚度  $\delta_n$  合理
- $p_c > [p]$ ——假设  $\delta_n$  不合理

重设  $\delta_n$ ，  
直到满足

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 三、工程设计方法（续）

2、 $D_o/\delta_e < 20$  厚壁筒体

求取B值的计算步骤同 $D_o/\delta_e \geq 20$ 的薄壁筒体；

但对 $D_o/\delta_e < 4.0$ 的筒体，应按式（4-28）求A值。

$$A = \frac{1.1}{(D_o/\delta_e)^2} \quad (4-28)$$

查 B

有交点，从图中查B值

无交点

$$B = \frac{2}{3} EA$$

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 三、工程设计方法（续）

为满足**稳定性**，厚壁圆筒许用外压力应不低于式（4-29）值

$$[p] = \left( \frac{2.25}{D_o / \delta_e} - 0.0625 \right) B \quad (4-29)$$

为满足**强度**，厚壁圆筒许用外压力应不低于式（4-30）值

$$[p] = \frac{2\sigma_o}{D_o / \delta_e} \left( 1 - \frac{1}{D_o / \delta_e} \right) \quad (4-30)$$

式中  $\sigma_o$ —应力，MPa

$$\sigma_o = \min \begin{cases} 2[\sigma]^t \\ 0.9\sigma_s^t \\ 0.9\sigma_{0.2}^t \end{cases}$$

防止圆筒体的失稳和强度失效，厚壁筒体的许用外压力必须取式（4-29）和式（4-30）中的**较小值**。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 三、工程设计方法（续）

解题思路小结：

设  $\delta_n$ ，由  $L/D_o$ 、 $D_o/\delta_e$ 

几何算图

 $\epsilon_{cr}$ 

A

厚度计算图

 $\sigma_{cr}$ 

B

与曲线相交、不相交

[P]

 $\delta_n$  是否合理

## 四、圆筒体轴向许用压应力的确定

设筒体最大许用压应力 $[\sigma]_{cr}=\mathbf{B}$ ，求系数 $\mathbf{B}$ 步骤如下：

(1) 假设  $\delta_n$ ，令  $\delta_e = \delta_n - C$ ，按式 (4-31) 计算系数  $A$

$$A = \frac{0.094}{R_i / \delta_e} \quad (4-31)$$

(2) 选用相应材料的厚度计算图查取 $\mathbf{B}$ ，此 $\mathbf{B}$ 值即为 $[\sigma]_{cr}$ 。  
若 $A$ 值落在设计温度下材料线的左方，则表明筒体属于弹性失稳，可直接由式 (4-32) 计算。

$$B = \frac{2}{3} EA \quad (4-32)$$

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 五、有关设计参数的规定

设计参数

设计压力 $P$ 稳定性安全系数  $m$ 外压计算长度 $L$ 等

## 五、有关设计参数的规定（续）

### （1）设计压力P

定义与内压容器相同，取值方法不同。

**外压容器设计压力：**考虑正常工作情况下可能出现的最大内外压力差；

**真空容器设计压力：**按承受外压考虑，当装有安全控制装置时（如真空泄放阀），设计压力取**1.25倍**最大内外压力差或**0.1 MPa**两者中的较小值；当无安全控制装置时，取**0.1MPa**。

**带夹套容器：**考虑可能出现**最大压差**的危险工况，如内压容器突然泄压而夹套内仍有压力时所产生的最大压差。

## 五、有关设计参数的规定（续）

### （2）稳定性安全系数 $m$

原因：

①由于长、短圆筒的临界压力计算公式，是按理想的无初始不圆度求得的。实际上，圆筒在经历成型、焊接或焊后热处理后存在各种原始缺陷，如几何形状和尺寸的偏差、材料性能不均匀性等，都会直接影响临界压力计算值的准确性；

②受载可能不完全对称，因而根据线性小挠度理论得到的临界压力与试验结果有一定误差。

结论：

为此，在计算许用设计外压时，必须考虑一定的稳定性安全系数 $m$ 。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

### 五、有关设计参数的规定（续）

**GB150规定：** 圆筒体， $m$  取 **3.0**；  
球壳，  $m$  取 **14.52**。

**特殊要求：** 形状偏差（取 $m=3$ 的同时）

如**GB150**规定，受外压及真空的圆筒体在同一断面一定弦长范围内，实际形状与真正圆形之间的正负偏差不得超过一定值，具体规定可参见文献[2]。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

### 五、有关设计参数的规定（续）

#### （3）外压计算长度 $L$

计算长度：筒体外部或内部两相邻刚性构件之间的最大距离。  
刚性构件：封头、法兰、加强圈等。

取法：



图4-11为外压计算  
长度取法示意图

4.3.2.4 外压圆筒设计

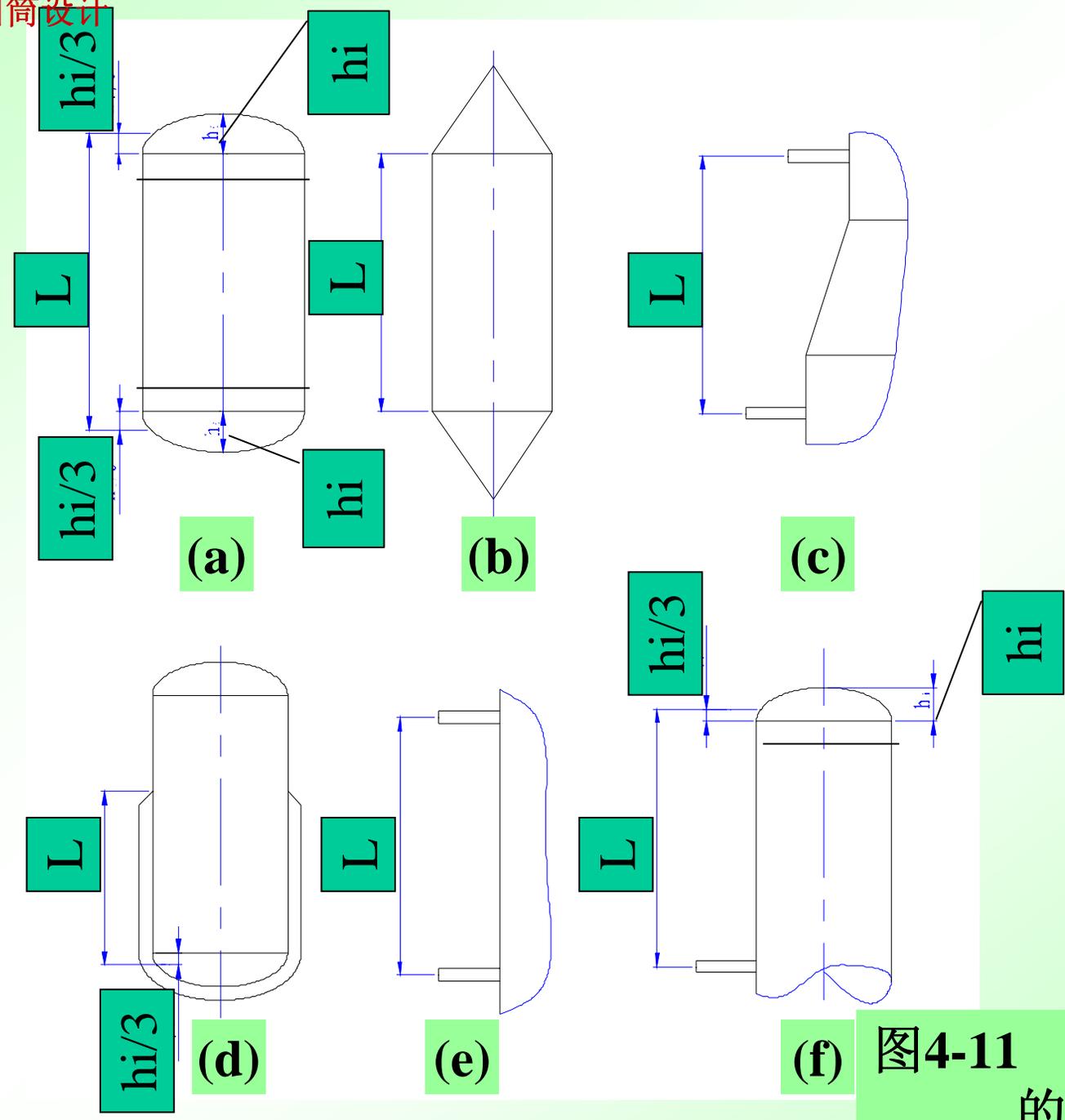


图4-11 外压圆筒的计算长度

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

### 六、加强圈的设计计算

#### 目的

将长圆筒转化为短圆筒，可以有效地减小筒体厚度、提高筒体稳定性。

#### 加强圈设计

加强圈的间距

截面尺寸

结构设计

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 1. 加强圈的间距

设置加强圈，必须使其属于短圆筒才有实际作用。

当圆筒的  $\delta_e/D_o$  已知，且计算外压  $p_c$  值给定时，可由短圆筒许用外压力计算公式导出加强圈的最大间距，即

$$p_{cr} = \frac{2.59Et^2}{LD_o\sqrt{D_o/t}} \quad \longrightarrow \quad L_{\max} = \frac{2.6ED_o}{mp_c(D_o/\delta_e)^{2.5}} \quad (4-33)$$

结论：

由 (4-33)，加强圈数量增多， $L_{\max}$  值减小，筒体厚度减薄；反之，筒体厚度须增加。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 2. 加强圈截面尺寸的确定

目的

增强筒壁截面的抗弯曲能力

方法思路

通过增加截面惯性矩  $I$  来提高筒壁截面的抗弯曲能力，满足  $I_s$  大于并接近  $I$

$I$ ——保持稳定时加强圈和圆筒体组合段所需的最小惯性矩

$I_s$ ——加强圈与当量圆筒实际所具有的组合惯性矩

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

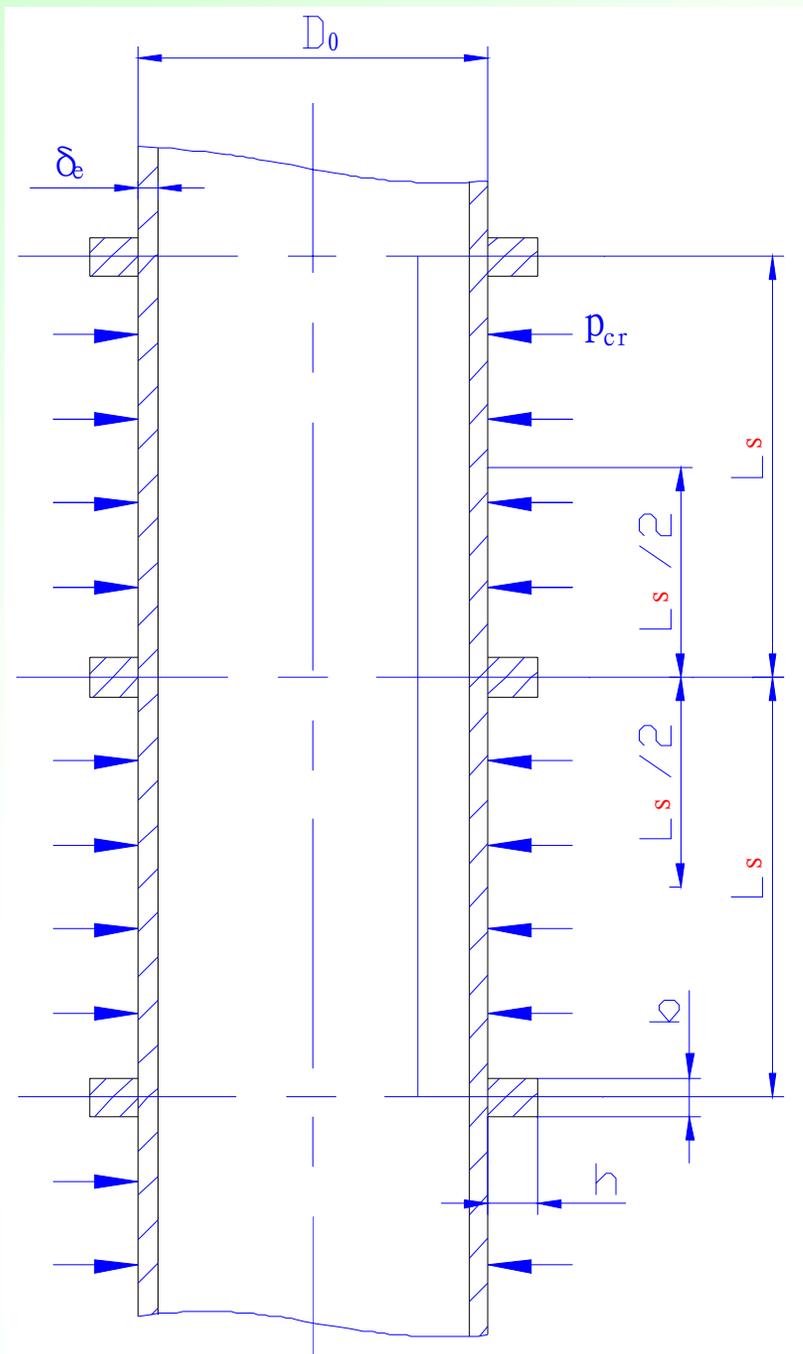


图4-12 每个加强圈所承受的载荷

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

保持稳定时加强圈和圆筒体组合段所需的最小惯性矩 $I$ ：

$$I = \frac{D_o^2 L_s (\delta_e + A_s / L_s)}{10.9} A \quad (4-38)$$

$L_s$ ——从加强圈中心线到相临两侧加强圈中心线距离之和的一半；若与凸型封头相邻，在长度中还应计入封头曲面深度的  $1/3$ ，mm

$A_s$ ——单个加强圈的截面积， $\text{mm}^2$ ，手册查得

$A$ ——系数，按下述方法求得

**A**——系数

根据已知的 $P_c$ 、 $D_o$ 和选择的 $\delta_e$ 、 $L_s$ ，按下式计算当量圆筒周向失稳时的**B**值：

$$B = \frac{p_c D_o}{\delta_y} = \frac{p_c D_o}{\delta_e + A_s / L_s} \quad (4-39)$$

按相应材料的厚度计算图，由**B**查**A**。

如果查图时无交点，则  $A = \frac{3B}{2E}$

**A**带入式4-38中，就得到 **I**

加强圈与当量圆筒实际所具有的组合惯性矩  $I_s$  :

$$I_s = I_0 + A_s a_1^2 + I_2 + A_c a_2^2$$

$I_0$ —加强圈对其形心轴  $x_1$ — $x_1$  的惯性矩

$I_2$ —圆筒形壳体对其形心轴  $x_2$ — $x_2$  的惯性矩

$A_s$ —加强圈的截面积

$A_c$ —圆筒有效宽度内的截面积,  $A_c = 2b \delta_e$

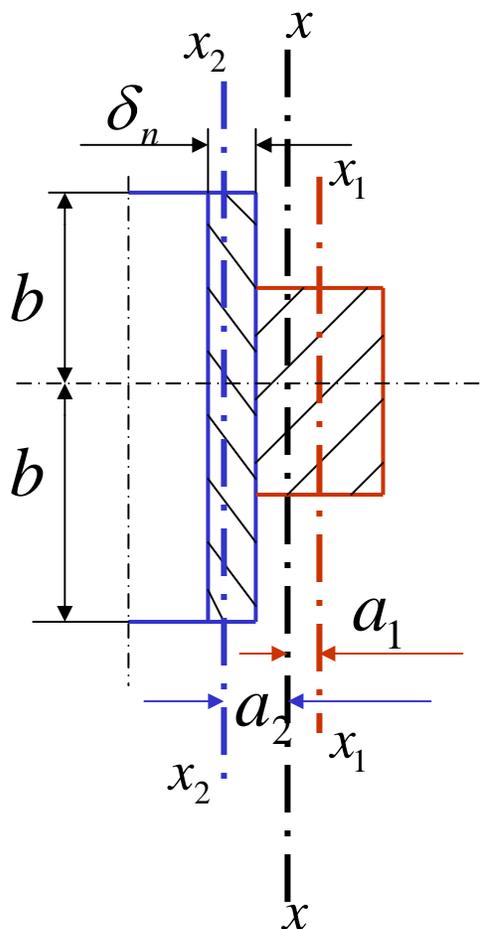
$b$ —圆筒有效宽度,  $b = 0.55 \sqrt{D_0 \delta_e}$

$a_1$ —加强圈形心轴  $x_1$ — $x_1$  至组合截面形心轴

$x_1$ — $x_1$  的距离

$a_2$ —组合截面形心轴  $x$ — $x$  至圆筒截面形心

轴  $x_2$ — $x_2$  的距离



## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 计算步骤:

- a. 假设加强圈的个数与间距 $L_s$  ( $L_s \leq L_{\max}$ )，选择加强圈尺寸（可按型钢规格），计算或由手册查得 $A_s$ ，并计算加强圈与有效筒体实际所具有的组合作用惯性矩 $I_s$ ；
- b. 根据已知的 $p_c$ 、 $D_o$ 和选择的 $\delta_e$ 、 $L_s$ ，按下式计算当量厚度筒体周向失稳时的B值，

$$B = \frac{p_c D_o}{\delta_y} = \frac{p_c D_o}{\delta_e + A_s / L_s} \quad (4-39)$$

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

c. 按相应材料的厚度计算图，由B值查取A值（若查图时无交点，则按 $A = \frac{3B}{2E}$  计算）

d. 把查得的A值代入式（4-38）中，求得所需的最小惯性矩I。

e. 比较 $I_s$ 和I，若 $I_s$ 大于并接近I，则满足要求，否则应重新选择加强圈尺寸，重复上述计算，直至满足要求为止。

**注解：**和前面介绍的圆筒体稳定性计算相比，求解A的过程刚好和假定筒体厚度求其许用外压力的过程相反。在加强圈设计时，通常是已知加强圈欲承受的外压力 $p_c$ ，而求解其所需惯性矩。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 3. 加强圈的结构设计

常用  
型钢

扁钢

角钢

工字钢

其它型钢

设置  
位置

容器外部：焊接总长  $\geq$   
筒体外圆周长的  $1/2$

容器内部：焊接总长  $\geq$   
筒体内圆周长的  $1/3$ ；

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

材料：多为碳素钢。

筒体为贵重金属，在筒体外部设置碳素钢加强圈，节省贵重金属。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

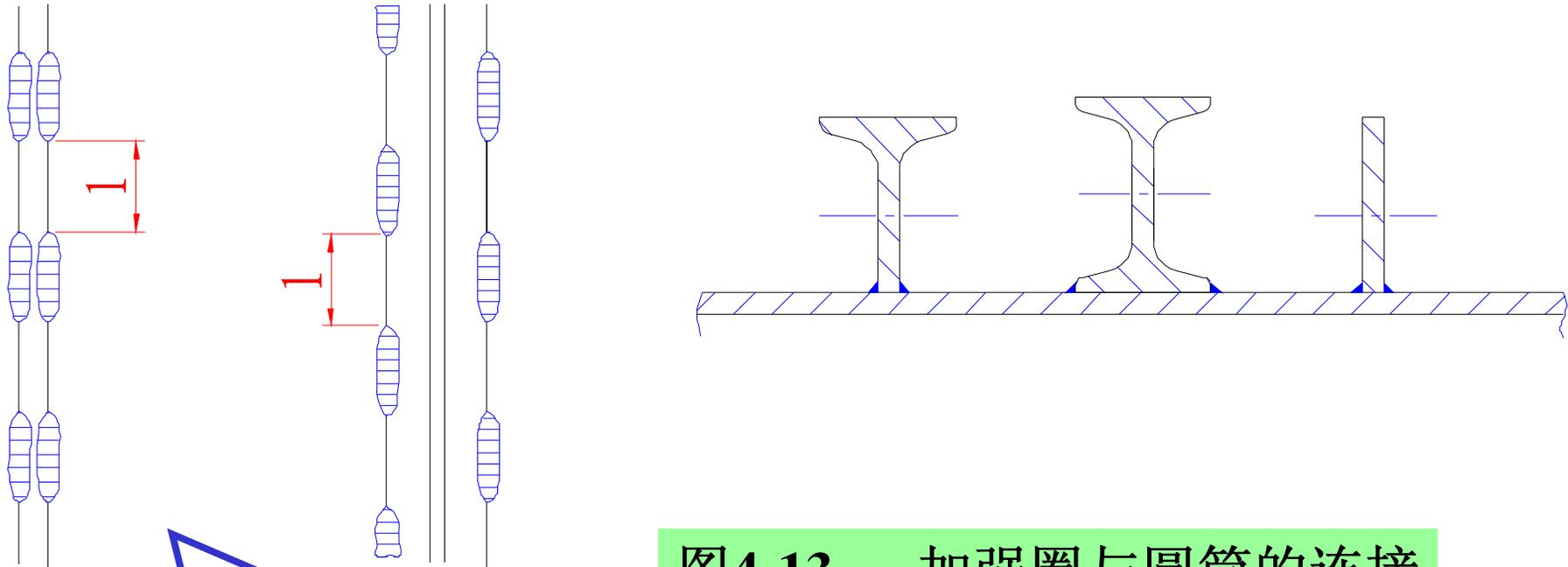


图4-13 加强圈与圆筒的连接

加强圈两侧的间断焊缝可错开或并排，但焊缝之间的最大间隙对外加强圈为 $8\delta_n$ ，对内加强圈 $12\delta_n$ （ $\delta_n$ 为筒体的名义厚度）。

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

### 3.加强圈的结构设计(续)

要求:

- #加强圈应整圈围绕在筒体的圆周上，不许任意削弱或割断。
- #设置在内部的加强圈，若开设排液孔、排气孔，削弱或割断的弧长不得大于图4-14所给定的值。

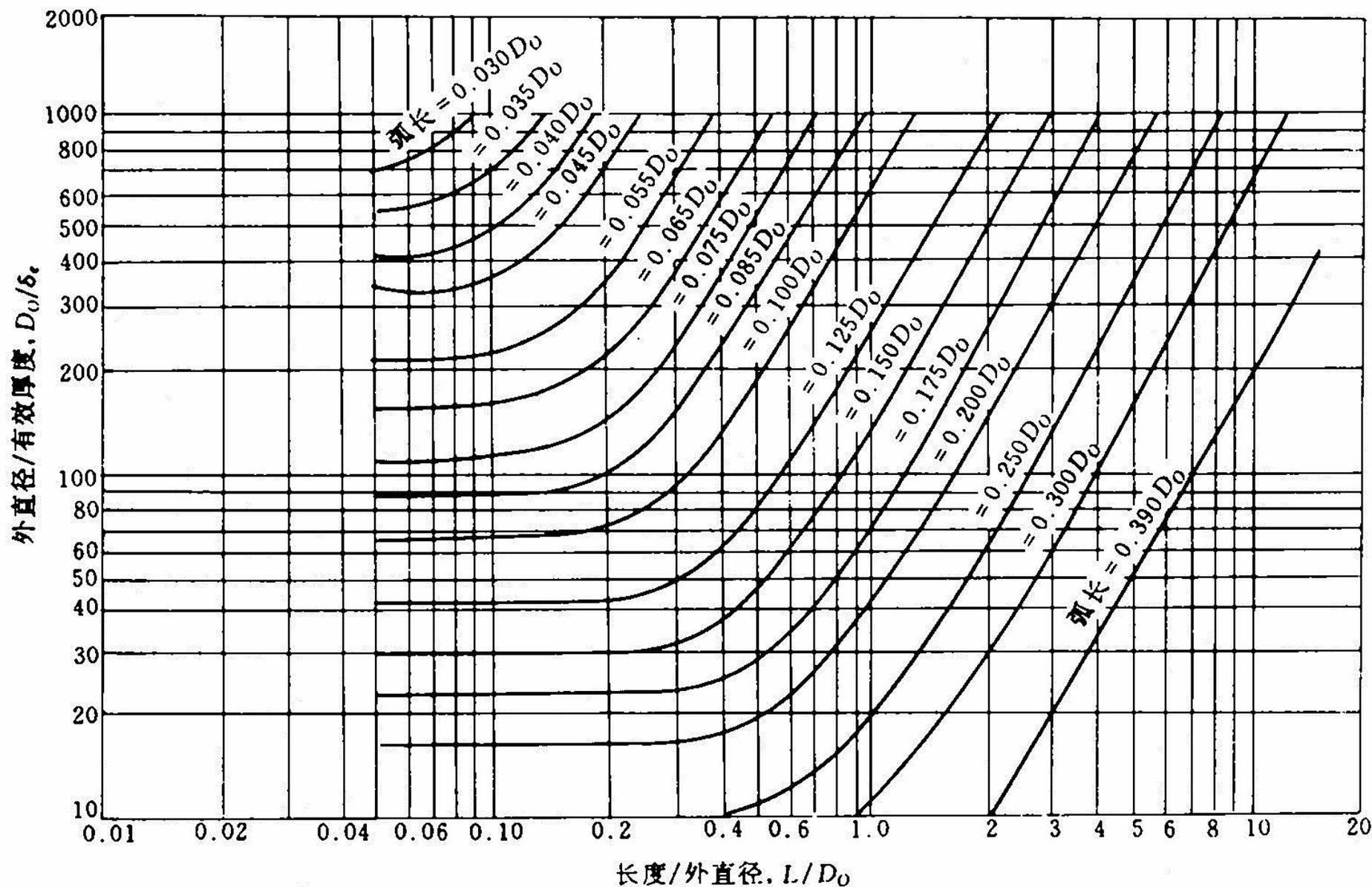


图4-14 圆筒上加强圈允许的间断弧长值

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 4.3.2.4 外压圆筒设计

## 小结

一、解析法求取外压容器许用压力

二、图算法原理（标准规范采用）

三、工程设计方法

四、圆筒体轴向许用压应力的确定

五、有关设计参数的规定

六、加强圈的设计计算

重点

难点