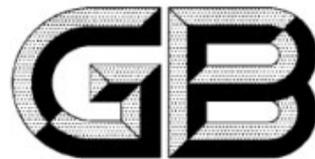


ICS 83.120
Q 23



中华人民共和国国家标准

GB/T 34329—2017

纤维增强塑料压力容器通用要求

General requirements of fiber reinforced plastics pressure vessel

2017-10-14 发布

2018-09-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	I
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	2
4 分类和标记	2
5 材料	3
6 设计	3
7 制造	37
8 质量检验及要求	40
9 标志、包装、运输和贮存	44
10 出厂资料	44
附录 A (规范性附录) 分析设计法(非连续分析法)	46
附录 B (资料性附录) 纤维增强塑料压力容器工艺评定	51
附录 C (规范性附录) 热塑性塑料内衬与结构层界面剪切强度试验方法	54
附录 D (资料性附录) 纤维增强塑料压力容器声发射检测方法	57

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准由中国建筑材料联合会提出。

本标准由全国纤维增强塑料标准化技术委员会(SAC/TC 39)归口。

本标准起草单位:南京新核复合材料有限公司、胜利油田新大管业科技发展有限责任公司、冀州中意复合材料股份有限公司、上海市特种设备监督检验技术研究院、天华化工机械及自动化研究设计院有限公司、杭州中昊科技有限公司、河北可耐特玻璃钢有限公司、艾西复合材料(嘉兴)有限公司、亚德化工设备(上海)有限公司、华东理工大学华昌聚合物有限公司、张家港市意达玻璃钢制造有限公司。

本标准主要起草人:李忠江、李国树、杨宇清、桑临春、杭苏平、吴永太、童新洋、杨萌、许志军、毛晔、张智、罗晓明、熊涛、杨久春、张福滨、曹行真、徐莉、黄豪新、赵志农、王博、张楠。

纤维增强塑料压力容器通用要求

1 范围

本标准规定了纤维增强塑料压力容器的术语和定义、分类和标记、材料、设计、制造、质量要求及检验、标志、包装、运输和贮存、出厂资料等。

本标准适用于内径小于或等于 4 800 mm, 设计压力 0.1 MPa~1.6 MPa, 设计温度 $-54\text{ }^{\circ}\text{C}$ ~ $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, 设计压力与内径乘积小于或等于 $2.40\text{ MPa}\cdot\text{m}$ 的固定式纤维增强塑料压力容器(以下简称压力容器)。

本标准不适用于下列压力容器:

- a) 移动式压力容器、气瓶、氧舱;
- b) 正常运行工作压力小于 0.1 MPa 的容器(包括在进料或者出料过程中需要瞬时承受压力大于或等于 0.1 MPa 的容器);
- c) 盛装毒性程度为极度、高度危害介质或液化气体的压力容器。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是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 压力容器 第 1 部分:通用要求
- GB/T 150.4 压力容器 第 4 部分:制造、检验和验收
- GB/T 1446 纤维增强塑料性能试验方法总则
- GB/T 1447 纤维增强塑料拉伸性能试验方法
- GB/T 1448 纤维增强塑料压缩性能试验方法
- GB/T 1449 纤维增强塑料弯曲性能试验方法
- GB/T 1450.1 纤维增强塑料层间剪切强度试验方法
- GB/T 1634.2—2004 塑料 负荷变形温度的测定 第 2 部分:塑料、硬橡胶和长纤维增强复合材料
- GB/T 2577 玻璃纤维增强塑料树脂含量试验方法
- GB/T 3854 增强塑料巴柯尔硬度试验方法
- GB/T 3857 玻璃纤维增强热固性塑料耐化学介质性能试验方法
- GB/T 3961 纤维增强塑料术语
- GB/T 8237 纤维增强塑料用液体不饱和聚酯树脂
- GB/T 13657 双酚 A 型环氧树脂
- GB/T 17470 玻璃纤维短切原丝毡和连续原丝毡
- GB/T 18369 玻璃纤维无捻粗纱
- GB/T 18370 玻璃纤维无捻粗纱布
- GB/T 22789.1 硬质聚氯乙烯板材 分类、尺寸和性能 第 1 部分:厚度 1 mm 以上板材
- GB 50009 建筑结构荷载规范
- HG/T 4090 塑料衬里设备 电火花试验方法

- HG/T 4281 塑料焊接工艺规程
- HG/T 20640 塑料设备
- JC/T 587 玻璃纤维缠绕增强热固性树脂耐腐蚀立式贮罐

3 术语和定义

GB/T 150.1 和 GB/T 3961 中界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

工作温度 working temperature

在正常工作情况下,纤维增强塑料压力容器内壁可能达到的最高温度,又称使用温度。

3.2

设计温度 design temperature

在正常工作条件下设定的纤维增强塑料压力容器内壁温度,其值不低于工作温度。

3.3

计算厚度 required thickness

按规则设计法或者分析设计法相应公式计算得到的厚度。

3.4

设计厚度 design thickness

纤维增强塑料压力容器设计图纸上标注的厚度,其值应不小于计算厚度。

3.5

整体不连续结构 gross structural discontinuity

一个相对大的结构对整体结构的应力或应变分布产生了集中的现象。例如封头-壳体、法兰-壳体、接口及不同直径的壳体连接部位等。

3.6

局部不连续结构 local structural discontinuity

一个相对小的结构对整体结构的应力或应变分布产生了集中的现象。例如半径较小的倒角区和小规格附件区域等。

4 分类和标记

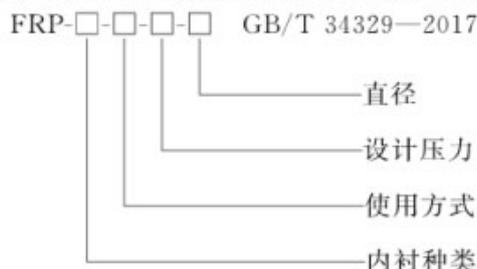
4.1 分类

4.1.1 按照内衬种类分为热固性塑料压力容器和热塑性塑料压力容器,分别用 FRP-T 和 FRP-S 表示。

4.1.2 按照使用方式分为立式和卧式,分别用 V 和 H 表示。

4.2 标记

压力容器按内衬种类、使用方式、设计压力、直径和本标准编号进行标记。



示例：直径为 2 000 mm，设计压力为 0.6 MPa，按本标准生产的纤维增强热固性塑料立式压力容器标记为：FRP-T-V-0.6-2000 GB/T 34329—2017。

5 材料

5.1 树脂

5.1.1 压力容器用树脂采用不饱和聚酯树脂、乙烯基酯树脂、环氧树脂以及经验证满足使用要求的供需双方商定的其他类树脂。所选用的不饱和聚酯树脂应符合 GB/T 8237 的规定，双酚 A 型环氧树脂应符合 GB/T 13657 的规定，其他树脂应符合相关标准规定。

5.1.2 内衬层树脂浇铸体力学性能应符合以下要求：

- a) 拉伸强度 ≥ 60 MPa；
- b) 拉伸弹性模量 ≥ 2.5 GPa；
- c) 断裂延伸率 $\geq 3.5\%$ 。

5.1.3 结构层树脂浇铸体力学性能应符合以下要求：

- a) 拉伸强度 ≥ 65 MPa；
- b) 拉伸弹性模量 ≥ 3.0 GPa；
- c) 弯曲强度 ≥ 110 MPa；
- d) 断裂延伸率 $\geq 2.5\%$ 。

5.1.4 内衬层树脂应满足介质的耐腐蚀性要求，测试方法依据 GB/T 3857 进行。

5.1.5 树脂通常不应添加颜料、染料、着色剂或填料。如供需双方同意，在不影响压力容器力学性能和耐腐蚀性能的前提下，树脂中可添加不妨碍制品质量目视检查的颜料、染料、着色剂和触变剂；有阻燃要求的，树脂中可添加阻燃剂；室外使用的压力容器，树脂中可添加紫外线吸收剂。

5.2 增强材料

5.2.1 压力容器用增强材料应采用无碱玻璃纤维及其制品以及设计文件确定的其他纤维及其制品。所选用玻璃纤维无捻粗纱应符合 GB/T 18369 的规定，玻璃纤维短切原丝毡应符合 GB/T 17470 的规定，玻璃纤维无捻粗纱布应符合 GB/T 18370 的规定，其他增强材料应符合相关标准规定。

5.2.2 纤维及其制品的浸润剂与采用的树脂具有相容性。

5.3 热塑性塑料内衬材料

纤维增强热塑性塑料压力容器内衬材料采用硬聚氯乙烯(PVC-U)等。硬聚氯乙烯板材性能应符合 GB/T 22789.1 的规定，其他热塑性内衬材料根据使用要求选定。

6 设计

6.1 一般规定

6.1.1 压力容器的最高设计温度不得高于 120 ℃或树脂热变形温度减 20 ℃的较小值，最低设计温度不得低于-54 ℃。树脂热变形温度按 GB/T 1634.2—2004 中 A 法进行测试，试样采取平放式。

6.1.2 压力容器的设计可采用规则设计法或者分析设计法，必要时也可采用试验方法、可对比的经验设计方法或者其他设计方法。本标准只规定规则设计法和分析设计法，规则设计法和分析设计法的限制区域见图 1，限制范围如下：

- a) 采用规则设计法时,设计压力不超过 0.6 MPa,内径不超过 3.6 m;
- b) 采用分析设计法时,设计压力不超过 1.6 MPa,内径不超过 4.8 m,设计压力与内径乘积不超过 2.4 MPa·m;
- c) 采用规则设计法或分析设计法设计时,外压不超过 0.1 MPa;
- d) 同时采用规则设计法和分析设计法设计时,设计压力不超过 0.6 MPa,内径不超过 3.6 m。

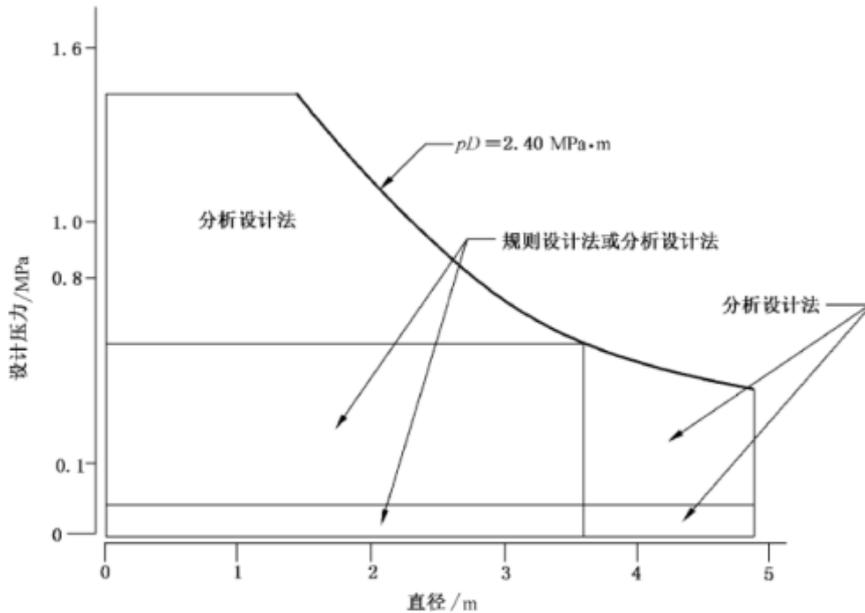


图 1 设计方法限制区域示意图

6.1.3 压力容器的安全系数确定应考虑以下因素:

- a) 需要考虑载荷条件、成型工艺、使用环境、温度、预期使用年限、材料离散性等;
- b) 采用应变控制设计时,许用应变不大于 0.1%;
- c) 长期载荷安全系数不小于 10,短期载荷安全系数不小于 5.0,外压安全系数不小于 5.0。

6.1.4 当设计温度不高于 65 °C 时,材料力学性能值可取常温性能值;当设计温度超过 65 °C 时,取设计温度下的试验值,或在常温性能值的基础上做相应折减。

6.1.5 压力容器器壁由内衬层、结构层和外保护层组成。热固性树脂内衬层厚度应不小于 2.5 mm,热塑性塑料内衬层厚度应不小于 2.0 mm;结构层厚度应不小于 6.0 mm;外保护层厚度应不小于 0.5 mm。

6.1.6 进行强度、刚度计算时应考虑纤维增强材料的铺层设计。

6.1.7 按内压载荷计算时,计算厚度为结构层厚度;按外压载荷计算时,计算厚度为总壁厚。

6.1.8 在设计计算压力容器壁厚时,材料的力学性能参数可采用同工艺、同铺层的层合板力学性能进行设计计算。层合板力学性能数据可通过以下方式获取:

- a) 采用相同工艺、相同铺层层合板试样的测试值;
- b) 检测单层板数值,采用层合板理论进行计算。

6.1.9 压力容器的设计文件中应明确规定以下内容:

- a) 部件的成型工艺及各层的厚度;
- b) 粘接缝的型式、各层的厚度及成型工艺;
- c) 主要的工艺参数;
- d) 过程质量控制项目、质量指标及检验方法;
- e) 制造过程对环境、设施的特殊要求;

f) 质量控制项目、质量指标及检验方法。

6.1.10 设计图纸中应注明压力容器适用的腐蚀性介质的种类及其浓度范围、温度范围、压力等。

6.1.11 压力容器的设计或制造单位应当有可靠的方法确定原材料或压力容器成型后的材质在腐蚀性工况下使用的可靠性。必要时,应进行试验验证。

6.1.12 粘接材料的性能不低于本体材料。

6.1.13 内衬层与结构层宜选用同类型树脂。

6.1.14 热塑性塑料内衬与结构层的界面剪切强度不小于 5.0 MPa。

6.2 设计条件

设计时应当考虑但不限于以下载荷:

- a) 内压、外压或者最大压差;
- b) 液柱静压力,当液柱静压力小于设计压力的 5% 时,可忽略不计;
- c) 压力容器的自重(包括内件和填料等)及正常工作条件下或者耐压试验状态下内装介质的重力载荷;
- d) 附属设备及隔热材料、衬里、管道、扶梯、平台等的重力载荷;
- e) 风载荷、地震载荷、雪载荷;
- f) 支座、底座圈、吊耳及其他型式支撑件的反作用力;
- g) 连接管道和其他部件的作用力;
- h) 温度梯度或者热膨胀量不同引起的作用力;
- i) 冲击载荷,包括压力急剧波动引起的冲击载荷、流体冲击引起的反力等;
- j) 运输或吊装时的作用力;
- k) 用户指定的其他荷载。

6.3 设计计算方法——规则设计法

6.3.1 通用符号

t_i ——设计部位的内衬层厚度,单位为毫米(mm);

t_s ——设计部位的结构层厚度,单位为毫米(mm);

t_o ——设计部位的外保护层厚度,单位为毫米(mm);

p ——设计压力,单位为兆帕(MPa);

p_i ——内压,单位为兆帕(MPa);

p_e ——设计外压,单位为兆帕(MPa);

p_c ——许用外压,单位为兆帕(MPa);

D ——内径,单位为毫米(mm);

D_o ——外径,单位为毫米(mm);

R ——内半径,单位为毫米(mm);

R_o ——外半径,单位为毫米(mm);

E_t ——设计温度下的拉伸弹性模量,单位为兆帕(MPa);

E_f ——设计温度下的弯曲弹性模量,单位为兆帕(MPa);

E_{ht} ——设计温度下的环向拉伸弹性模量,单位为兆帕(MPa);

E_{at} ——设计温度下的轴向拉伸弹性模量,单位为兆帕(MPa);

E_{hf} ——设计温度下的环向弯曲弹性模量,单位为兆帕(MPa);

- E_{af} ——设计温度下的轴向弯曲弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- E_{hc} ——设计温度下的环向压缩弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- E_{ac} ——设计温度下的轴向压缩弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- ν_{ah} ——轴环向泊松比;
- ν_{ha} ——环轴向泊松比。

6.3.2 筒体壁厚计算

6.3.2.1 内压圆筒

依据环向应变,按公式(1)计算壁厚;依据轴向应变,按公式(2)计算壁厚。筒体的设计厚度应不小于公式(1)、公式(2)的计算值:

$$t_1 = \frac{\rho D}{2(0.001E_{hc})} + t_i + t_o \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$t_2 = \frac{\rho D}{4(0.001E_{af})} + t_i + t_o \quad \dots\dots\dots(2)$$

式中:

- t_1 ——依据环向应变计算的筒体壁厚,单位为毫米(mm);
- t_2 ——依据轴向应变计算的筒体壁厚,单位为毫米(mm)。

6.3.2.2 外压圆筒

6.3.2.2.1 受外压筒体的稳定性校核

在两刚性环间,筒体许用外压按公式(3)计算,应保证计算的许用外压不小于设计外压:

$$\rho_c = \frac{KD0.853 \ 1\gamma E_{hc}^{3/4} E_{af}^{1/4} t^{5/2}}{(1 - \nu_{ha}\nu_{ah})^{3/4} L_s R_o^{3/2} F} \quad \dots\dots\dots(3)$$

式中:

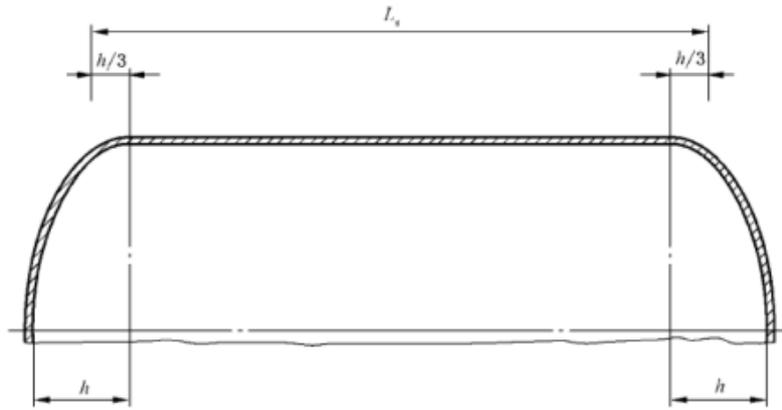
- F ——外压稳定安全系数, $F=5$;
- KD ——形状系数, $KD=0.84$;
- t ——筒体的设计壁厚或预设壁厚,单位为毫米(mm);
- γ ——折减系数,当 $Z_p \leq 100$ 时, $\gamma=1-0.001Z_p$;当 $Z_p > 100$ 时, $\gamma=0.9$; Z_p 按公式(4)计算:

$$Z_p = \frac{E_{hc}^{3/2} E_{af}^{1/2}}{E_{af}^2} (1 - \nu_{ah}\nu_{ha})^{1/2} \frac{L_s^2}{R_o t} \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中:

- L_s ——筒体的计算长度,单位为毫米(mm)。筒体计算长度按下列类型的最大值选取:
 - a) 当筒体上无加强圈时,取筒体长度加每个凸形封头曲面高度的 1/3,见图 2 中 L_s ;
 - b) 当筒体上有加强圈时,取筒体第一个加强圈中心线与凸形封头对接缝间的距离加凸形封头曲面高度的 1/3,见图 3a)中 L_s ;
 - c) 当筒体上有加强圈时,取相邻两个加强圈中心线之间的最大距离,见图 3b)中 L_s ;
 - d) 对无加强圈的锥形封头,取筒体与锥形封头连接拐角处至锥形顶端的间距;
 - e) 有加强圈的锥形封头,取筒体与锥形封头连接拐角处至相邻刚性环中心线间的间距与两加强圈中心线间间距的较大值进行计算。

单位为毫米



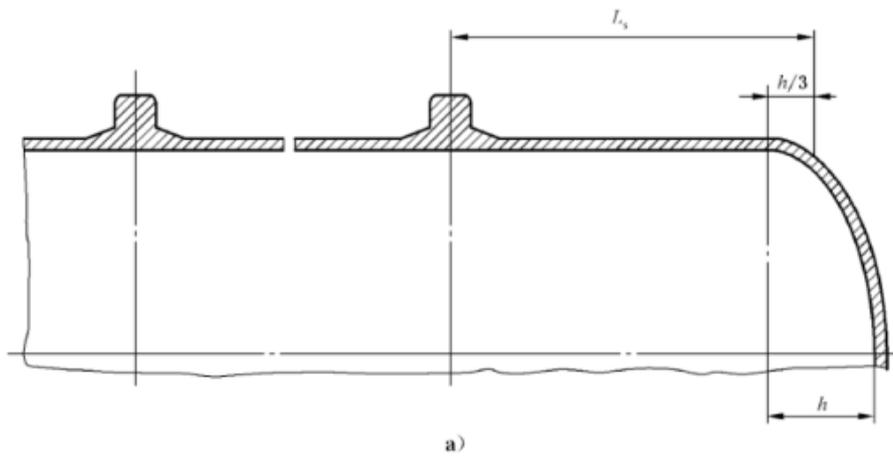
说明：

L_s ——压力容器直筒体长度与封头 1/3 高度之和；

h —— 封头高度。

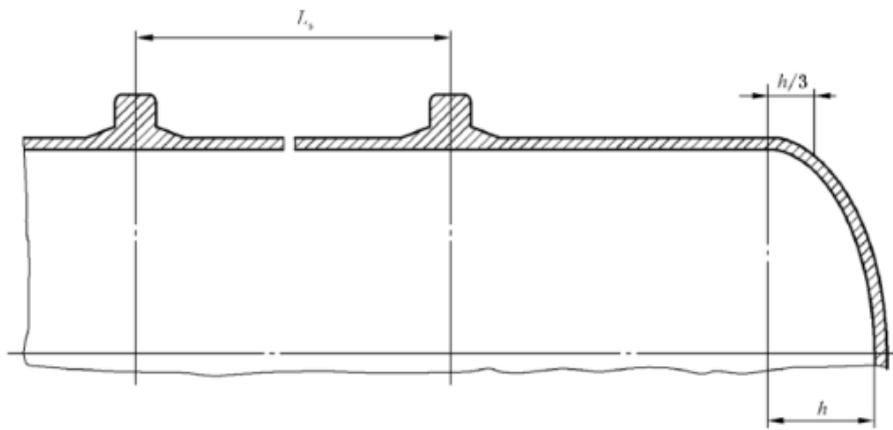
图 2 无加强圈的筒体

单位为毫米



a)

单位为毫米



b)

说明：

L_s ——加强圈中心距；

h —— 封头高度。

图 3 有加强圈的筒体

6.3.2.2.2 外压圆筒加强圈设计

应根据压力容器的长径比及承受的外压设置加强圈。满足壳体稳定性要求的加强圈及壳体组合段所需的最小惯性矩按公式(5)计算:

$$I_s = \frac{\rho_c L_s D_s^3 F}{24 E_{st}} \dots\dots\dots (5)$$

式中:

- I_s ——加强圈与壳体组合段保持稳定性所需的惯性矩,单位为毫米四次方(mm^4);
- 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,单位为毫米(mm);
- D_s ——加强圈中性轴直径;计算时,可以筒体外径 D_o 代替 D_s ,单位为毫米(mm)。

6.3.3 封头厚度计算

6.3.3.1 球形封头

6.3.3.1.1 内压球形封头

内压球形封头厚度按公式(6)计算:

$$t_3 = \frac{\rho R}{2(0.001 E_t)} + t_i + t_o \dots\dots\dots (6)$$

式中:

- t_3 ——内压球形封头计算壁厚,单位为毫米(mm);
- R ——球面内半径,单位为毫米(mm)。

内压球形封头设计壁厚应不小于公式(6)的计算值。

6.3.3.1.2 外压球形封头稳定性校核

外压球形封头许用外压按公式(7)计算,应保证计算的许用外压不小于设计外压:

$$p_c = \frac{0.41(E_t/F)t_q^2}{R_o^2 \sqrt{3(1-\nu_a \nu_h)}} \dots\dots\dots (7)$$

式中:

- E_t ——取 E_{rt} 及 E_{st} 的较小值;
- E_{rt} ——子午线方向的弯曲弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- E_{st} ——环向弯曲弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- R_o ——球面外半径,单位为毫米(mm);
- t_q ——球形封头的设计壁厚或预设壁厚,单位为毫米(mm);
- ν_a ——子午线方向泊松比;
- ν_h ——环向泊松比。

6.3.3.2 椭圆形封头

6.3.3.2.1 受内压的椭圆形封头

受内压椭圆形封头厚度应按公式(8)计算,设计壁厚应不小于公式(8)的计算值:

$$t_4 = \frac{m p R}{2(0.001 E_t)} + t_i + t_o \dots\dots\dots (8)$$

$$m = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{R}{h} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (9)$$

式中：

- t_4 ——内压椭圆形封头计算壁厚,单位为毫米(mm);
- R ——椭圆形封头顶部球面内曲率半径,单位为毫米(mm);
- m ——椭圆形封头的形状系数,按公式(9)计算;
- h ——椭圆形封头的高度,单位为毫米(mm)。

6.3.3.2.2 受外压的椭圆形封头稳定性校核

外压椭圆形封头许用外压按公式(10)计算,许用外压不小于设计外压:

$$p_c = \frac{0.41(E_t/F)t_c^2}{(K_0 R_0)^2 \sqrt{3(1-\nu_a \nu_h)}} \dots\dots\dots(10)$$

式中：

- F ——外压稳定安全系数, $F=5$;
- t_c ——椭圆形封头的设计壁厚或预设壁厚,单位为毫米(mm);
- R_0 ——椭圆形封头顶部球面部分的外半径,单位为毫米(mm);
- K_0 ——椭圆形封头形状系数,取决于长短轴比,其取值见表1。

表1 椭圆形封头形状系数 K_0

长短轴比值	K_0
2.0	0.9
1.8	0.81
1.6	0.73
1.4	0.65
1.2	0.57
1.0	0.50

6.3.3.3 碟形封头

6.3.3.3.1 受内压碟形封头

碟形封头由以 R 半径的球面部分($R=1.0D$)、曲面 h 的圆筒部分和半径 r 的过渡区三部分组成。其中 $r \geq 0.1D$,且不小于碟形封头壁厚的3倍。

受内压碟形封头厚度应按公式(11)计算,设计壁厚应不小于公式(11)的计算值:

$$t_5 = \frac{m p R}{2(0.001 E_t)} + t_i + t_o \dots\dots\dots(11)$$

$$m = \frac{1}{4} \left[3 + \sqrt{\frac{R}{r}} \right] \dots\dots\dots(12)$$

式中：

- t_5 ——内压碟形封头计算壁厚,单位为毫米(mm);
- m ——碟形封头的形状系数,按公式(12)计算,其取值见表2;
- R ——碟形封头球面部分内半径,单位为毫米(mm);
- r ——碟形封头过渡区半径,单位为毫米(mm)。

表 2 碟形封头形状系数 m 值

R/r	m
1.0	1.00
1.25	1.03
1.5	1.06
1.75	1.08
2.0	1.10
2.25	1.13
2.5	1.15
2.75	1.17
3.0	1.18
3.25	1.20
3.5	1.22
4.0	1.25
4.5	1.28
5.0	1.31
5.5	1.34
6.0	1.36
6.5	1.39
7.0	1.41
7.5	1.44
8.0	1.46
8.5	1.48
9.0	1.50
9.5	1.52
10.1	1.54

6.3.3.3.2 受外压碟形封头稳定性校核

外压椭圆形封头强度校核的计算公式同样适用于碟形封头,其中符号 R_0 为碟形封头顶部球面部分的外半径,其他符号意义与椭圆形封头相同。

当凸形封头折边段为加强段时,加强部分应扩大至封头球形部分,球形部分加强段宽度至少为 $2\sqrt{Dt_d}$ (t_d 为碟形封头的设计壁厚),再逐渐减薄。

6.3.3.4 锥形封头

6.3.3.4.1 受内压锥形封头(半锥角 $\alpha \leq 60^\circ$)

锥形封头见图 4,最小壁厚按公式(13)计算:

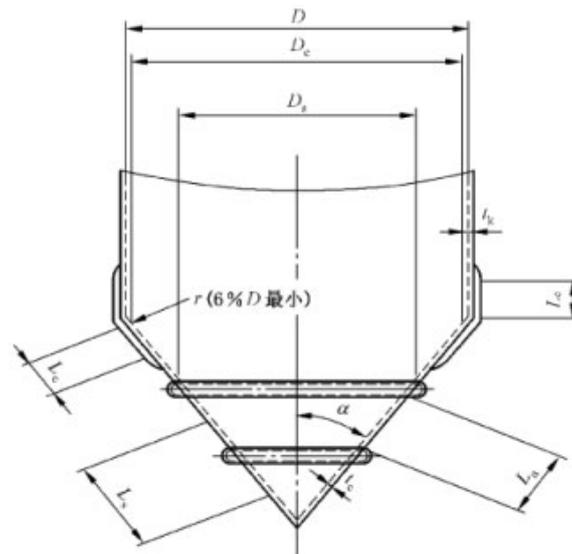
$$t_c = \frac{pD_c}{2(0.001E_{ht})} \times \frac{1}{\cos\alpha} + t_i + t_o \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$D_c = D - 2r(1 - \cos\alpha) \quad \dots\dots\dots(14)$$

式中：

- t_c ——锥形封头的最小壁厚,单位为毫米(mm)；
- D_c ——带折边段的锥形壳体拐角处的内径,按公式(14)计算,单位为毫米(mm)；
- r ——折边段圆滑过渡内曲率半径, $r \geq 0.06D$ 及 $r \geq 3t_k$,单位为毫米(mm)；
- α ——锥形封头半顶角角度,单位为度(°)。

单位为毫米



说明：

- D ——筒体内径；
- D_c ——带折边段的锥形封头拐角处的内径；
- D_s ——锥形封头加强圈中较大加强圈的外径；
- t_k ——受外压锥形封头折边段的厚度；
- L_c ——受外压锥形封头折边段补强宽度；
- L_n ——锥形封头两加强圈之间的边长；
- t_c ——锥形封头壁厚；
- L_s ——锥形封头上,某一加强圈至两边相邻加强圈或刚性环距离一半之和；
- r ——折边段圆滑过渡内曲率半径；
- α ——锥形封头半顶角角度(°)。

图4 锥形封头示意图

锥形封头大端折边段所需的壁厚按公式(15)计算：

$$t_k = \frac{0.5m p R_c}{0.001E_{ht}} + t_i + t_o \quad \dots\dots\dots(15)$$

式中：

- t_k ——锥形封头大端折边段最小壁厚,单位为毫米(mm)；
- m ——形状系数, $m = 0.25[3 + (R_c/r)^{0.5}]$ ；
- R_c ——带折边段的锥形封头拐角处的内半径, $R_c = D_c / (2\cos\alpha)$,单位为毫米(mm)。

如果锥形封头与筒体连接折边段部位需补强,补强层边缘厚度应逐渐过渡,其最小宽度按公式(16)

计算：

$$L_c = \sqrt{\frac{Dt_k}{\cos\alpha}} \quad \dots\dots\dots(16)$$

式中：

L_c ——折边部位封头与筒体补强宽度，单位为毫米(mm)。

6.3.3.4.2 外压锥形封头稳定性校核(半锥角 $\alpha \leq 60^\circ$)

两加强圈之间锥体许用外压按公式(17)进行计算，许用外压应不小于设计外压：

$$p_c = \frac{K_c (E_{rc}/F) (D_o/L) [(t_c \cos\alpha) / D_o]^{2.5}}{1 - 0.45 [(t_c \cos\alpha) / D_o]^{0.5}} \quad \dots\dots\dots(17)$$

$$E_{rc} = \sqrt{E_{ac} E_{bc}} \quad \dots\dots\dots(18)$$

$$K_c = 4 - 0.75 \left(\frac{E_{rc}}{1\,000\,000} \right) \quad \dots\dots\dots(19)$$

式中：

D_o ——锥形封头加强圈中较大加强圈的外径，单位为毫米(mm)；

L ——锥形封头两加强圈之间的边长，单位为毫米(mm)；

E_{rc} ——锥形封头的合成模量，按公式(18)计算，单位为兆帕(MPa)；

α ——半锥角，单位为度(°)；

K_c ——形状系数，按公式(19)计算。

受外压锥形封头折边段的厚度按公式(20)计算：

$$t_k = \frac{0.5m p_c R_c}{\sigma_{bt}/F} + t_i + t_o \quad \dots\dots\dots(20)$$

式中：

t_k ——受外压锥形封头折边段的厚度，单位为毫米(mm)；

σ_{bt} ——受外压锥形封头折边段的环向弯曲强度，单位为兆帕(MPa)。

加强圈最小惯性矩按公式(21)计算：

$$I_s = \frac{p_c L_s (D_o / \cos\alpha)^3 / F}{24 E_{hs}} \quad \dots\dots\dots(21)$$

式中：

E_{hs} ——加强圈材料拉伸弹性模量，单位为兆帕(MPa)；

F ——外压稳定安全系数， $F=5$ ；

L_s ——锥形封头上，某一加强圈至两边相邻加强圈或刚性环距离一半之和，单位为毫米(mm)。

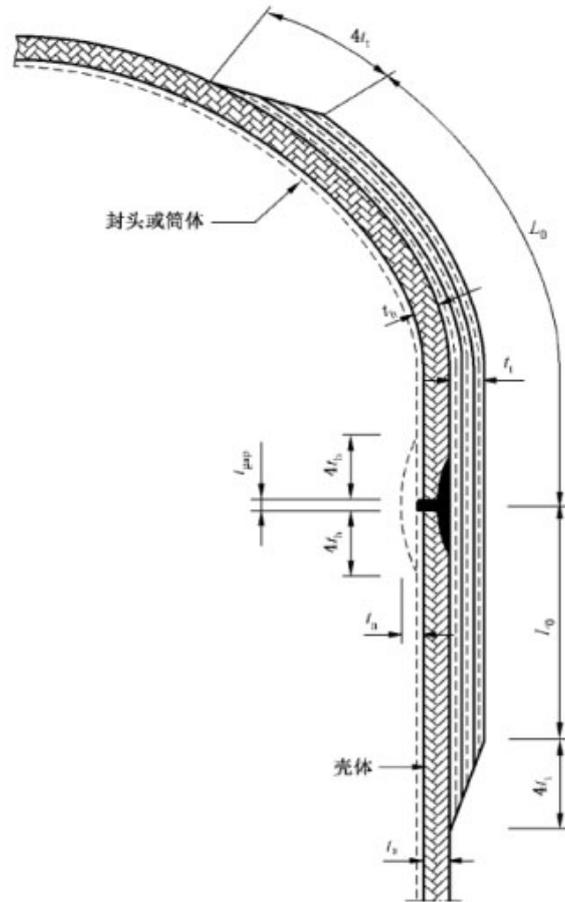
6.3.4 组合载荷作用下强度校核

内压容器壁厚除满足内压应变的要求外，还需要校核雪载、风载、维修等附加载荷组合作用下的轴向拉伸强度；外压容器壁厚除满足外压屈曲稳定性要求外，还需要校核附加载荷组合作用下的压缩强度。风载、雪载的计算见 GB 50009；需进行检修作业时，应考虑 1.5 kN/m² 的维修载荷。

6.3.5 对接糊制对接

6.3.5.1 结构型式

筒体与封头、筒体与筒体对接部位结构型式及尺寸见图 5。



说明：

L_0 ——粘接铺层搭接宽度；

t_b ——封头或筒体结构层厚度；

t_a ——内粘接铺层最小厚度， $t_a \geq t_o/3$ ；

t_{gap} ——筒体与封头对接缝最大间隙， $t_{gap} \leq 10$ mm；

t_i ——对接粘接层厚度；

t_o ——筒体结构层厚度。

图5 筒体与封头、筒体与筒体对接部位结构型式及尺寸示意图

6.3.5.2 对接粘接层的厚度

压力容器对接粘接层的厚度应不小于公式(22)的计算值：

$$t_1 = \frac{p_d(R+t)}{0.001E_{bt}} + t_i + t_o \quad \dots\dots\dots(22)$$

式中：

t_1 ——对接粘接层厚度，单位为毫米(mm)；

p_d ——设计内压与液体静压力之和，单位为兆帕(MPa)。

6.3.5.3 对接外粘接层的宽度

压力容器对接外粘接层的总宽度应不小于 $2L_0$ ， L_0 按公式(23)计算：

$$L_0 = \frac{p_d D}{4S_s/F} \quad \dots\dots\dots(23)$$

式中：

L_0 ——对接缝一边的宽度，单位为毫米(mm)；

F ——安全系数, $F=10$;

S_s ——粘接缝的层间剪切强度,单位为兆帕(MPa),其最大取值应不超过 7.0 MPa。

6.3.5.4 对接内外粘接层的宽度

对接粘接部位内粘接铺层宽度应不小于 75 mm;外侧粘接铺层总宽度不得低于 $2L_0$;对接粘接铺层的边缘应逐层减薄,减薄区域的宽度不小于 $4t_0$ 。

6.3.5.5 减薄区域宽度

对接粘接铺层的边缘应逐层减薄,减薄区域的宽度不小于 $4t_0$ 。

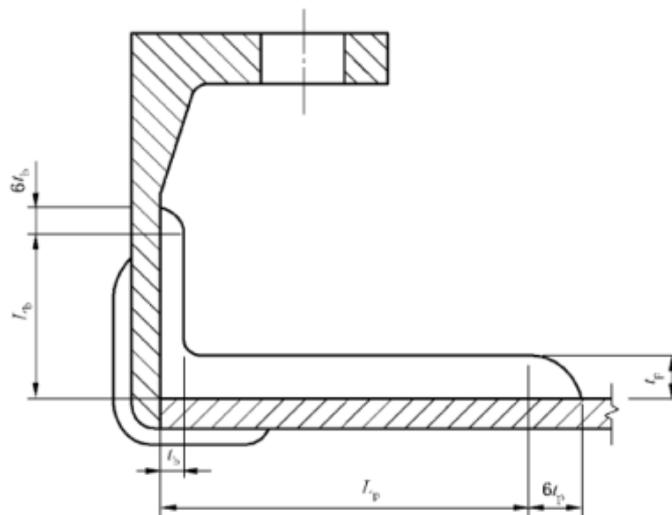
6.3.6 接管粘接及补强

6.3.6.1 一般规定

接管粘接及开孔补强的结构型式见图 6。采用规则设计法设计的压力容器,应选用圆形接管,压力容器开孔投影长轴和短轴之比不超过 2,且应符合以下要求:

- a) 压力容器直径小于或等于 1 200 mm 时,开口直径不超过容器直径的 50%;
- b) 压力容器直径大于 1 200 mm 时,开口直径不超过 600 mm。

单位为毫米



说明:

L_b ——接管部位补强层宽度;

t_b ——接管部位补强层厚度;

L_p ——开孔部位补强圈宽度;

t_p ——开孔部位补强圈厚度。

图 6 接管粘接及开孔补强结构型式

6.3.6.2 接管及开孔补强

6.3.6.2.1 接管部位补强层厚度

接管部位的补强应能满足接管的内压要求,补强层厚度按公式(24)计算:

$$t_b = \frac{pd}{2(0.001E_1)} + t_1 + t_o \quad \dots\dots\dots(24)$$

式中:

t_b ——接管部位补强层厚度,单位为毫米(mm);

d ——接管内径,单位为毫米(mm)。

6.3.6.2.2 接管部位补强层宽度

接管部位补强层宽度按公式(25)计算,取 75 mm 和计算值中的较大者:

$$L_b = \frac{pd}{4(S_s/F)} \quad \dots\dots\dots(25)$$

式中:

L_b ——接管部位补强层宽度,单位为毫米(mm);

F ——安全系数, $F=10$;

S_s ——补强层与接管间的层间剪切强度,单位为兆帕(MPa),最大剪切强度取值应不超过 7.0 MPa。

6.3.6.3 筒体开孔补强圈

6.3.6.3.1 筒体开孔补强圈的厚度

筒体上接管开孔补强圈的厚度,应能同时满足压力容器内压和附加弯曲载荷的要求。满足压力容器内压要求时,补强圈厚度按公式(26)计算;满足接管附加弯曲载荷要求时,补强圈厚度按公式(27)计算。补强圈设计厚度(t_p)取公式(26)和公式(27)计算值中的较大者:

$$t_{p1} = \frac{pD}{2(0.001E_1)} + t_1 + t_o \quad \dots\dots\dots(26)$$

$$t_{p2} = \sqrt{\frac{6(M_t/2)}{S_t}} - t_v \quad \dots\dots\dots(27)$$

$$M_t = \frac{S_{\max} t_v^2}{6} \quad \dots\dots\dots(28)$$

$$S_{\max} = S_2 K_1 \quad \dots\dots\dots(29)$$

$$\beta = \frac{\sqrt[3]{3(1-\nu_a\nu_b)}}{2} \left(\frac{d/2}{\sqrt{Dt_v/2}} \right) \quad \dots\dots\dots(30)$$

式中:

t_{p1} ——满足内压要求时的补强圈计算厚度,单位为毫米(mm);

t_{p2} ——满足弯曲载荷要求时的补强圈计算厚度,单位为毫米(mm);

M_t ——施加于补强圈的弯曲载荷,按公式(28)计算,单位为牛顿(N);

S_t ——补强圈的许用应力,取 $0.001E_1$,单位为兆帕(MPa);

S_{\max} ——开孔处的最大应力,按公式(29)计算,单位为兆帕(MPa);

S_2 ——压力容器壳体的环向许用应力,取 $0.001E_1$,单位为兆帕(MPa);

t_v ——压力容器开孔部位的壁厚,单位为毫米(mm);

K_1 ——施加弯矩后的应力集中系数,根据风险系数 β 值查表 3 得出;

β ——风险系数,按公式(30)计算。

表 3 风险系数(β)与应力集中系数(K_t)关系表

β	K _t
0.1	2.7
0.2	3.1
0.3	3.6
0.4	4.2
0.5	4.9
0.6	5.6
0.7	6.2
0.8	6.9
0.9	7.6
1.0	8.2
1.1	8.9
1.2	9.6
1.3	10.2
1.4	10.9
1.5	11.5
1.6	12.2
1.7	12.9
1.8	13.6
1.9	14.2
2.0	14.9
2.1	15.6
2.2	16.3
2.3	16.9
2.4	17.6
2.5	18.3
2.6	19.0
2.7	19.6
2.8	20.3
2.9	21.0
3.0	21.6
3.1	22.5

6.3.6.3.2 筒体开孔补强圈的宽度

开孔补强圈应为连续完整的 360° 环形结构。补强圈的宽度按公式(31)计算：

$$L_p = \frac{\pi p L_m}{4(S_s/F)} \dots\dots\dots (31)$$

式中：

L_p —— 开孔补强圈的宽度，单位为毫米(mm)；

L_m —— 压力容器开孔投影长轴的长度，单位为毫米(mm)；

F ——安全系数, $F=10$;

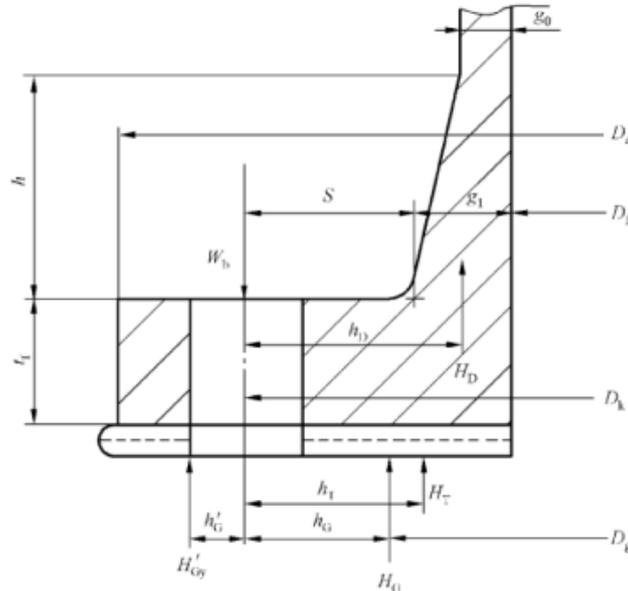
S_s ——补强圈与筒体间的层间剪切强度,单位为兆帕(MPa),最大剪切强度取值应不超过 7.0 MPa。

当接管内径不大于 150 mm 时, L_p 应不小于 L_m ; 当接管内径大于 150 mm, 小于或等于 300 mm 时, L_p 取 50 mm 或 $L_m/2$ 中的较大者; 当接管内径大于 300 mm 时, L_p 应不小于 $L_m/2$ 。补强圈边缘厚度应圆滑过渡, 逐层减薄, 过渡区域宽度不应小于补强圈厚度的 6 倍。

6.3.7 法兰设计

6.3.7.1 法兰结构型式、尺寸及符号

法兰应选用全平面垫片密封平面法兰, 其结构型式、尺寸及符号见图 7。



说明:

D_a ——法兰外径,单位为毫米(mm);

D_i ——法兰内径,单位为毫米(mm);

D_k ——螺栓孔中心圆直径,单位为毫米(mm);

D_g ——反作用于轴向力的垫片直径,单位为毫米(mm);

g_0 ——法兰接管壁厚,单位为毫米(mm);

t_f ——法兰厚度,单位为毫米(mm);

h ——接管法兰增强部分的高度, $h \geq 4t_f$,单位为毫米(mm);

g_1 ——接管法兰拐角增强厚度, $g_1 \geq t_f/2$,单位为毫米(mm);

S ——法兰螺栓孔中心到法兰拐角加厚处的距离,单位为毫米(mm);

W_b ——平均螺栓载荷,单位为牛顿(N);

H_G ——预紧状态下需要的最小垫片压紧力,单位为牛顿(N);

H_D ——流体静压力作用在法兰内径截面上的轴向力,单位为牛顿(N);

H_T ——流体静压总轴向力与作用在法兰内径截面上的轴向力之差,单位为牛顿(N);

h_D ——螺栓孔中心到轴向力 H_D 之间的距离, H_D 力臂,单位为毫米(mm);

h_T ——螺栓孔中心到轴向力 H_T 之间的距离, H_T 力臂,单位为毫米(mm);

h_G ——螺栓孔中心到轴向力 H_G 之间的距离, H_G 力臂,单位为毫米(mm);

h'_G ——螺栓孔中心到垫片反作用力之间的距离,单位为毫米(mm);

H'_Gy ——将垫片压缩至密封状态需要的压缩载荷,单位为牛顿(N)。

图 7 全平面垫片密封平面法兰结构型式、尺寸及符号示意图

6.3.7.2 玻璃钢法兰厚度计算

6.3.7.2.1 设计准备

确定设计的条件、材料的性能参数、采用的法兰、垫片、螺栓等。

6.3.7.2.2 垫片力臂的计算

垫片力臂按公式(32)和公式(33)计算：

$$h_G = \frac{(D_k - D_f)(2D_f + D_k)}{6(D_f + D_k)} \dots\dots\dots(32)$$

$$h'_G = \frac{(D_s - D_k)(2D_s + D_k)}{6(D_k + D_s)} \dots\dots\dots(33)$$

式中：

D_s ——法兰外径,单位为毫米(mm)；

D_f ——法兰内径,单位为毫米(mm)；

D_k ——螺栓孔中心圆直径,单位为毫米(mm)；

h_G ——螺栓孔中心到轴向力 H_G 之间的距离, H_G 力臂,单位为毫米(mm)；

h'_G ——螺栓孔中心到垫片反作用力之间的距离,单位为毫米(mm)。

6.3.7.2.3 垫片尺寸计算

垫片尺寸按公式(34)和公式(35)计算：

$$D_g = D_k - 2h_G \dots\dots\dots(34)$$

$$b = \frac{D_k - D_f}{4} \dots\dots\dots(35)$$

式中：

D_g ——反作用于轴向力的垫片直径,单位为毫米(mm)；

b ——垫片有效密封宽度,单位为毫米(mm)。

6.3.7.2.4 垫片载荷计算

垫片载荷按公式(36)~公式(42)计算：

$$H = \frac{\pi p D_g^2}{4} \dots\dots\dots(36)$$

$$H_p = 2b\pi D_g m p \dots\dots\dots(37)$$

$$H'_p = \left(\frac{h_G}{h'_G}\right) H_p \dots\dots\dots(38)$$

$$W_{m1} = H_p + H + H'_p \dots\dots\dots(39)$$

$$H_{Gy} = b\pi D_g y \dots\dots\dots(40)$$

$$H'_{Gy} = \left(\frac{h_G}{h'_G}\right) H_{Gy} \dots\dots\dots(41)$$

$$W_{m2} = H_{Gy} + H'_{Gy} \dots\dots\dots(42)$$

式中：

H ——流体静压总轴向力,单位为牛顿(N)；

- H_p —— 垫片面接触压紧力,单位为牛顿(N);
- H'_p —— 满垫片面接触预紧压缩力,单位为牛顿(N);
- m —— 垫片系数。用于液体,操作状态下橡胶垫片的垫片系数($m=0.5$);
- W_{m1} —— 设计条件下最小的螺栓载荷,单位为牛顿(N);
- W_{m2} —— 紧固状态下最小的螺栓载荷,单位为牛顿(N);
- y —— 垫片密封荷载,对于橡胶垫片,单位为兆帕(MPa),可取 $y=0.35$ MPa;
- H_{Gy} —— 压缩垫片需要的最小螺栓载荷,单位为牛顿(N);
- H'_{Gy} —— 将垫片压缩至密封状态需要的压缩载荷,单位为牛顿(N)。

6.3.7.2.5 螺栓截面积计算

螺栓截面积按公式(43)~公式(45)计算:

$$A_1 = W_{m1} / S_b \quad \dots\dots\dots (43)$$

$$A_2 = W_{m2} / S_a \quad \dots\dots\dots (44)$$

$$W_a = 0.5(A_m + A_B)S_a \quad \dots\dots\dots (45)$$

式中:

- S_b —— 设计温度下螺栓的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- S_a —— 环境温度下螺栓的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- W_a —— 螺栓载荷,单位为牛顿(N);
- A_m —— 要求的螺栓总断面面积,取 A_1 、 A_2 较大者,单位为平方毫米(mm^2);
- A_B —— 螺栓提供有效受力的最小断面面积,单位为平方毫米(mm^2)。

6.3.7.2.6 法兰载荷、力臂、弯矩计算

法兰载荷、力臂、弯矩按公式(46)~公式(53)计算:

$$M_o = M_D + M_T \quad \dots\dots\dots (46)$$

$$M_D = H_D h_D \quad \dots\dots\dots (47)$$

$$M_T = H_T h_T \quad \dots\dots\dots (48)$$

$$H_D = \frac{\pi \rho D_i^2}{4} \quad \dots\dots\dots (49)$$

$$H_T = H - H_D \quad \dots\dots\dots (50)$$

$$h_D = S + 0.5g_1 \quad \dots\dots\dots (51)$$

$$S = [D_k - (D_i + 2g_1)] / 2 \quad \dots\dots\dots (52)$$

$$h_T = 0.5(S + g_1 + h_G) \quad \dots\dots\dots (53)$$

式中:

- M_o —— 总弯矩,单位为牛顿毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- M_D —— 由 H_D 引起的弯矩,单位为牛顿毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- M_T —— 由 H_T 引起的弯矩,单位为牛顿毫米($\text{N} \cdot \text{mm}$);
- H_D —— 流体静压力作用在法兰内径截面上的轴向力,单位为牛顿(N);
- h_D —— H_D 的力臂,螺栓孔中心到轴向力 H_D 之间的距离,单位为毫米(mm);
- H_T —— 流体静压总轴向力与作用于法兰内径截面上的轴向力之差,单位为牛顿(N);
- h_T —— H_T 的力臂,螺栓孔中心到轴向力 H_T 之间的距离,单位为毫米(mm);
- g_1 —— 接管法兰拐角增强厚度,单位为毫米(mm), $g_1 \geq t/2$ mm;

S —— 法兰螺栓孔中心到法兰拐角加厚处的距离,单位为毫米(mm)。

6.3.7.2.7 垫片密封状态下法兰力矩计算

垫片密封状态下法兰力矩按公式(54)~公式(56)计算:

$$H_G = W_a - H \quad \dots\dots\dots (54)$$

$$h''_G = \frac{h_G h'_G}{h_G + h'_G} \quad \dots\dots\dots (55)$$

$$M_G = H_G h''_G \quad \dots\dots\dots (56)$$

式中:

H_G —— 预紧状态下需要的最小垫片压紧力,单位为牛顿(N);

h'_G —— 螺栓孔中心到垫片反作用力之间的距离,单位为毫米(mm);

h_G —— H_G 力臂,螺栓孔中心到轴向力 H_G 之间的距离,单位为毫米(mm);

h''_G —— 法兰杠杆臂,单位为毫米(mm)。

6.3.7.2.8 法兰应力计算

螺栓孔中心圆径向应力按公式(57)计算:

$$S_{RAD} = \frac{6M_G}{t_i^2(pD_k - nd_1)} < (0.001E_t) \quad \dots\dots\dots (57)$$

式中:

S_{RAD} —— 螺栓孔中心圆径向应力,单位为兆帕(MPa);

M_G —— 由 H_G 引起的弯矩,单位为牛顿毫米(N·mm);

t_i —— 假定的法兰厚度,单位为毫米(mm);

n —— 螺栓数量,正整数;

d_1 —— 螺栓孔径,单位为毫米(mm)。

法兰接管轴向应力按公式(58)~公式(69)计算:

$$S_H = fM/\lambda g_1^2 < 0.001E_t \quad \dots\dots\dots (58)$$

$$M = M_o/D_t \quad \dots\dots\dots (59)$$

$$\lambda = \gamma + \delta \quad \dots\dots\dots (60)$$

$$\gamma = \eta/T \quad \dots\dots\dots (61)$$

$$\eta = te + 1 \quad \dots\dots\dots (62)$$

$$e = F/h_o \quad \dots\dots\dots (63)$$

$$h_o = \sqrt{D_t g_o} \quad \dots\dots\dots (64)$$

$$\delta = t^3/d_1 \quad \dots\dots\dots (65)$$

$$d_1 = \frac{U}{V} h_o g_o^{\frac{2}{3}} \quad \dots\dots\dots (66)$$

$$T = \frac{K^2(1 + 8.552\ 46\ \lg K) - 1}{(1.047\ 20 + 1.944\ 8K^2)(K - 1)} \quad \dots\dots\dots (67)$$

$$U = \frac{K^2(1 + 8.552\ 46\ \lg K) - 1}{1.361\ 36(K^2 - 1)(K - 1)} \quad \dots\dots\dots (68)$$

$$K = \frac{D_a}{D_i} \dots\dots\dots (69)$$

式中：

- S_H ——法兰轴向应力,单位为兆帕(MPa);
- M ——操作状态下载荷,单位为牛顿(N);
- g_0 ——法兰接管壁厚,单位为毫米(mm);
- h ——接管法兰增强部分的高度, $h \geq 4t$,单位为毫米(mm);
- F ——由 (g_1/g_0) 与 (h/h_0) 值确定的系数,按图8查得;
- V ——由 (g_1/g_0) 与 (h/h_0) 值确定的系数,按图9查得;
- f ——中心应力校正系数($f \geq 1.0$;当 $g_1/g_0 = 1$ 时, $f = 1.0$;高颈法兰, $f = 1.0$),按图10查得;
- λ ——系数;
- γ ——系数;
- η ——系数,按公式(62)计算;
- e ——参数,按公式(63)计算;
- h_0 ——参数,按公式(64)计算;
- δ ——系数;
- d_1 ——参数,按公式(66)计算;
- K ——法兰外径与内径比值;
- T ——由 K 值确定的系数,按公式(67)计算;
- U ——由 K 值确定的系数,按公式(68)计算。

法兰径向应力按公式(70)~公式(71)计算：

$$S_R = \beta M / \lambda t_i^2 < 0.001 E_t \dots\dots\dots (70)$$

$$\beta = \frac{4}{3} t_i e + 1 \dots\dots\dots (71)$$

式中：

- S_R ——法兰径向应力,单位为兆帕(MPa);
- β ——系数。

法兰切线应力按公式(72)~公式(74)计算：

$$S_T = \frac{MY}{t_i^2} - Z S_R \dots\dots\dots (72)$$

$$Y = \frac{1}{K-1} \left(0.668\ 45 + 5.716\ 90 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) \dots\dots\dots (73)$$

$$Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (74)$$

式中：

- S_T ——法兰切线应力,单位为兆帕(MPa);
- Z ——形状系数。

6.3.7.2.9 压力强度校核

螺栓孔中心圆径向应力、法兰接管轴向应力、法兰径向应力、法兰切线应力应分别满足公式(75)、公式(76)、公式(77)、公式(78)的要求。

$$S_{RAD} < 0.001E_f \quad \dots\dots\dots (75)$$

$$S_H < 0.001E_f \quad \dots\dots\dots (76)$$

$$S_R < 0.001E_f \quad \dots\dots\dots (77)$$

$$S_T < 0.001E_f \quad \dots\dots\dots (78)$$

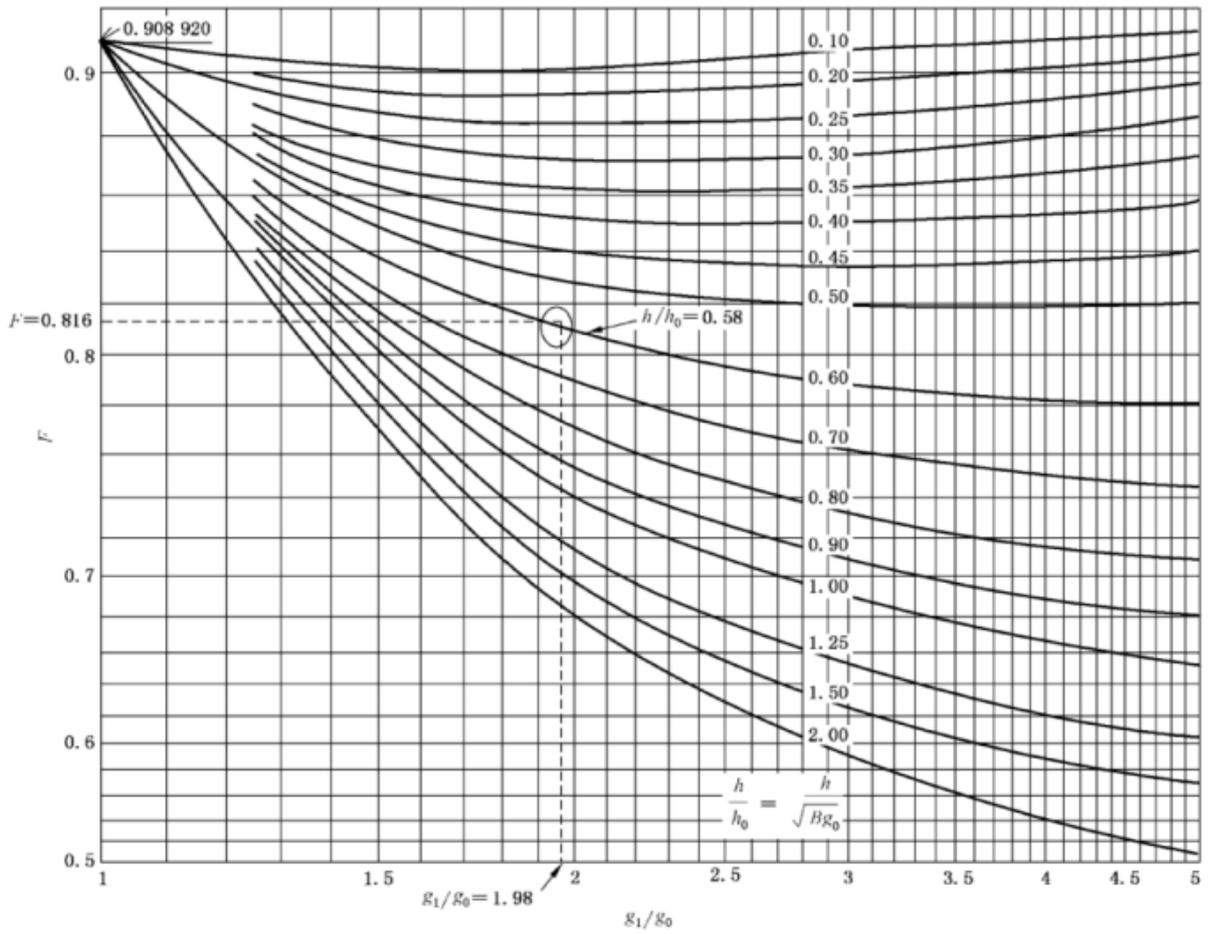


图8 F 值

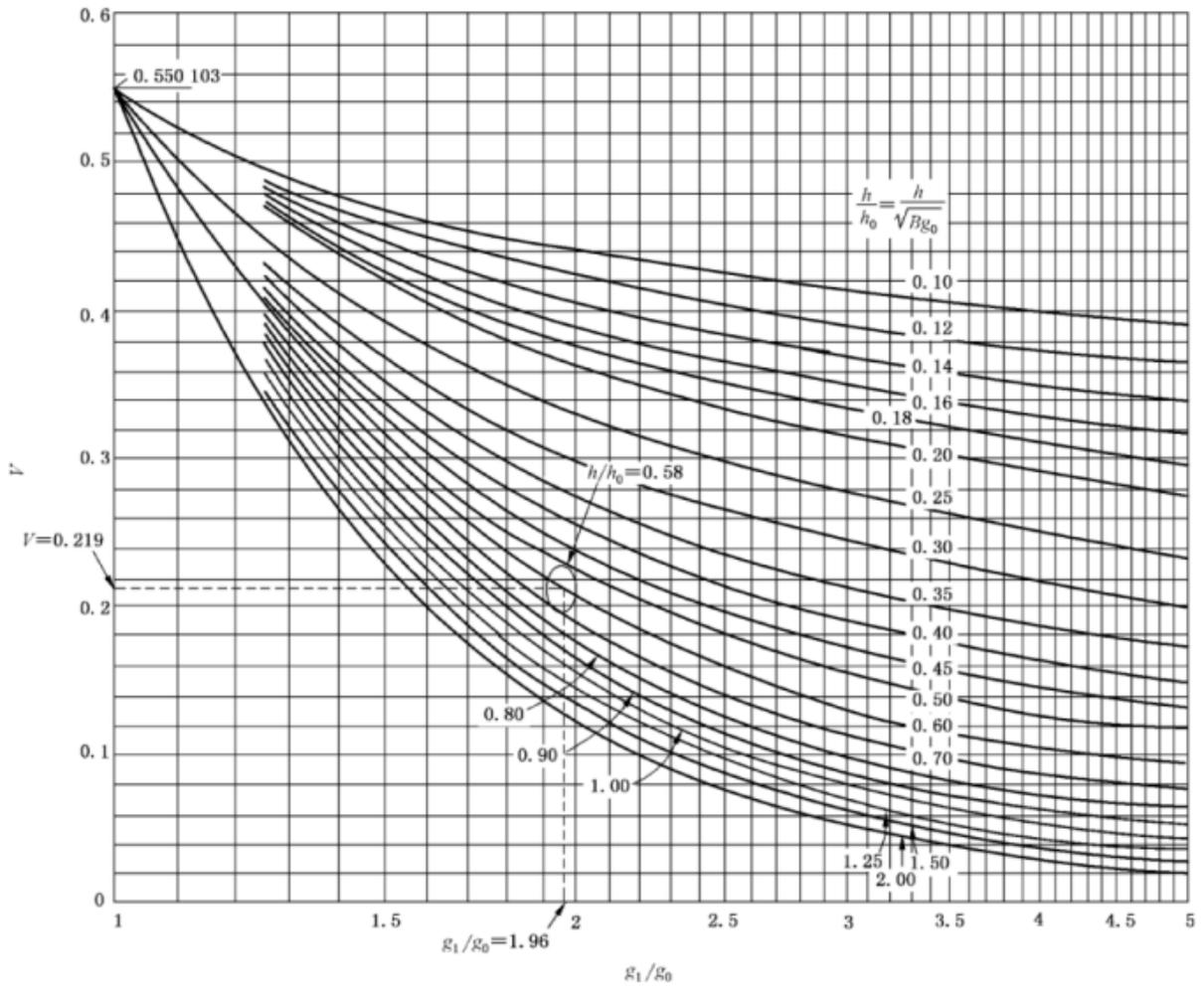


图9 V值

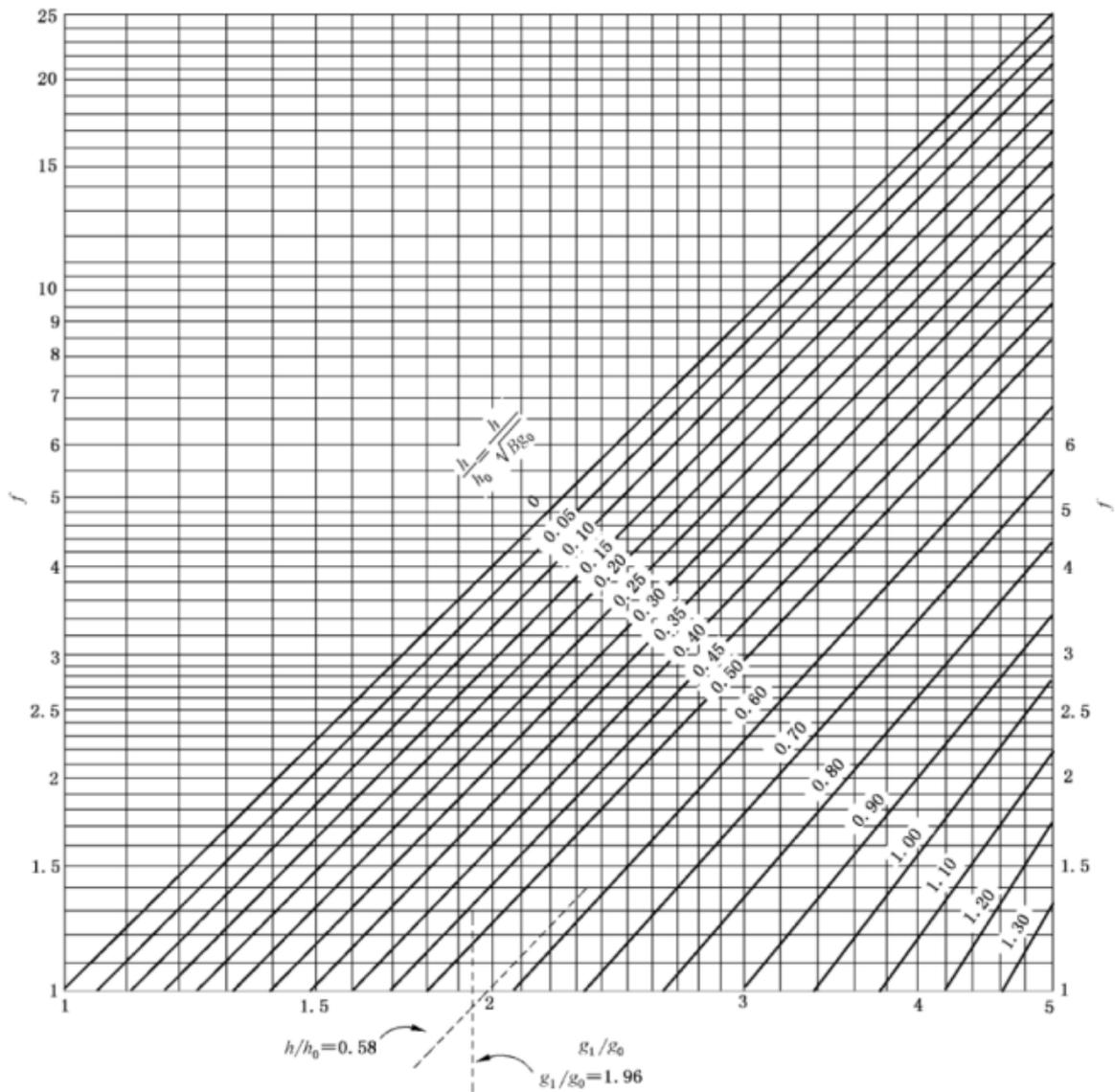


图 10 f 值

6.4 设计计算方法——分析设计法

分析设计法(非连续分析法)见附录 A。

6.5 支座

6.5.1 立式压力容器支座

6.5.1.1 支座型式

立式压力容器可采用腿式支座、裙式支座或耳式支座,腿式或耳式支座的数量应不少于 3 个。

6.5.1.2 腿式支座

腿式支座应符合以下要求:

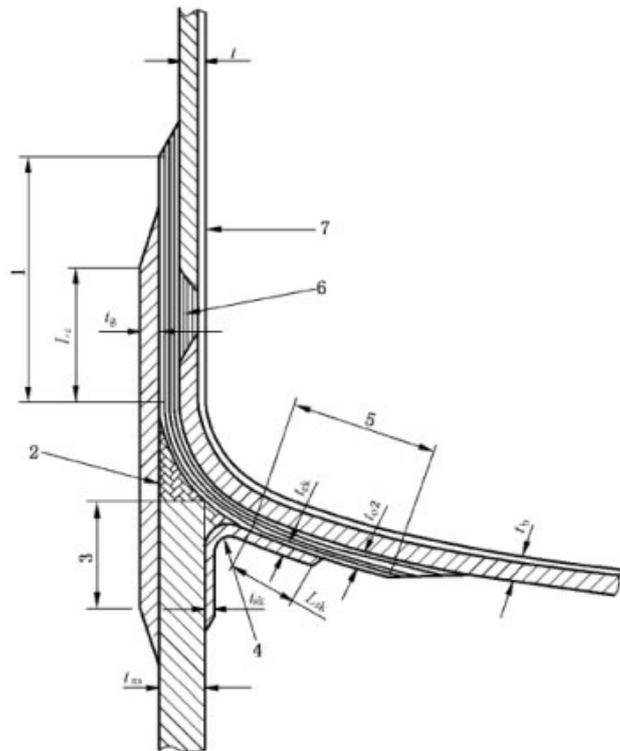
- a) 腿式支座不宜直接支撑在压力容器的封头面上,腿式支座与封头间宜采用衬板或环形托架连接,并粘接牢固;直径超过 1 500 mm,总质量超过 5 000 kg 的压力容器不宜采用腿式支座;

- b) 腿式支座应分布均匀,与压力容器中心轴线平行,其平行度小于容器总高度的 1/500,且不超过 2.0 mm;
- c) 对于支撑在凸形封头上的腿式支座,应有与封头面贴合良好的刚性弧面衬板,衬板的面积应足够大,以保证在封头支撑位置上不出现过大的压缩载荷,同时应校核封头支撑处的外压屈曲安全性;
- d) 各腿式支座的衬板应位于同一高度水平面上,其最高与最低差不得超过 3.0 mm;
- e) 应校核腿式支座、支撑底板、与底板相连的基座、固定螺栓的安全性。

6.5.1.3 裙式支座

6.5.1.3.1 立式容器裙式支座支撑结构型式见图 11。

单位为毫米



说明:

- 1——筒体部位补强区,宽度 $\geq \sqrt{D(t+t_c)}$;
- 2——树脂胶泥填充物;
- 3——支座部位补强区,宽度 $\geq \sqrt{D(t_g+t_m)}$;
- 4——裙式支座内补强层,不小于 4.0 mm。
- 5——封头部位补强区,宽度 $\geq \sqrt{D(t_b+t_{o2})}$;
- 6——筒体与封头对接缝。对于热塑性塑料内衬,焊缝宽度不小于 80 mm;
- 7——内衬层;
- L_g ——筒体部位粘接宽度;
- L_{sh} ——裙式支座内拐角封头部位粘接区域宽度;
- t ——压力容器筒体壁厚;
- t_b ——压力容器下封头壁厚;
- t_m ——裙式支座的壁厚;
- t_{ck} ——裙式支座内封头粘接区域补强层厚度;
- t_{ek} ——裙式支座内补强层厚度;
- t_{o2} ——壳体与下封头对接外补强层厚度(或裙式支座垫层厚度);
- t_g ——裙式支座外壁与压力容器筒体部分粘接区域的厚度。

图 11 立式容器裙式支座支撑结构型式示意图

6.5.1.3.2 筒体下部补强区域(图 11 中 3 区域)的轴向应力按公式(79)~公式(82)计算:

$$\sigma_a = -\frac{W_R + W_c}{\pi D t_g} \pm \frac{4M_b}{\pi D^2 t_g} \pm \frac{0.9pD}{t_g} \pm \sigma_1 \quad \dots\dots\dots(79)$$

$$\sigma_1 = 0.6E_s \alpha_1 \Delta T \quad \dots\dots\dots(80)$$

$$L_x \geq 16t_{o2} \quad \dots\dots\dots(81)$$

$$\frac{|\sigma_a t_g|}{L_x} \leq \frac{\tau}{F} \quad \dots\dots\dots(82)$$

式中:

W_R ——压力容器重量,单位为牛顿(N);

W_c ——压力容器贮存介质的重量,单位为牛顿(N);

M_b ——载荷(如风载荷等)在压力容器上产生的弯矩,单位为牛顿毫米(N·mm);

E_s ——筒体的轴向弹性模量,单位为兆帕(MPa);

L_x ——裙式支座直筒体部位粘接区域的宽度,单位为毫米(mm),取 80 mm 和计算值中的较大者;

t_g ——裙式支座筒体部位粘接区域的厚度,单位为毫米(mm);

t_{o2} ——压力容器筒体与下封头对接手糊外补强厚度,单位为毫米(mm);

σ_1 ——温差在裙式支座粘接区产生的热应力,单位为兆帕(MPa);

α_1 ——压力容器筒体的轴向热膨胀系数,单位每摄氏度(/°C);

ΔT ——压力容器器壁内外温差,单位为摄氏度(°C); ΔT = 压力容器介质温度减去 20 °C,如果 $\Delta T < 20$ °C,可不考虑热应力;

τ ——粘接材料与筒体的层间剪切强度,单位为兆帕(MPa);

F ——安全系数, $F=10$ 。

6.5.1.3.3 裙式支座内拐角封头粘接部分(图 11 中区域 3)轴向应力按公式(83)~公式(85)计算:

$$\sigma_{over} = -\frac{W_R + W_c}{\pi D (t_{ck} + t_{o2})} + \frac{4M_b}{\pi D^2 (t_{ck} + t_{o2})} + \frac{0.2pD}{(t_{ck} + t_{o2})} \quad \dots\dots\dots(83)$$

$$L_{sk} \geq \sqrt{D(t_{ck} + t_{o2} + t_b)} \quad \dots\dots\dots(84)$$

$$\frac{\sigma_{over}(t_{ck} + t_{o2})}{L_{sk}} \leq \frac{\tau}{F} \quad \dots\dots\dots(85)$$

式中:

σ_{over} ——裙式支座内拐角封头粘接部分轴向应力,单位为兆帕(MPa);

L_{sk} ——裙式支座内拐角封头部位粘接区域宽度,单位为毫米(mm);

t_b ——下封头厚度,单位为毫米(mm);

t_{ck} ——裙式支座内拐角封头粘接区域厚度,单位为毫米(mm)。

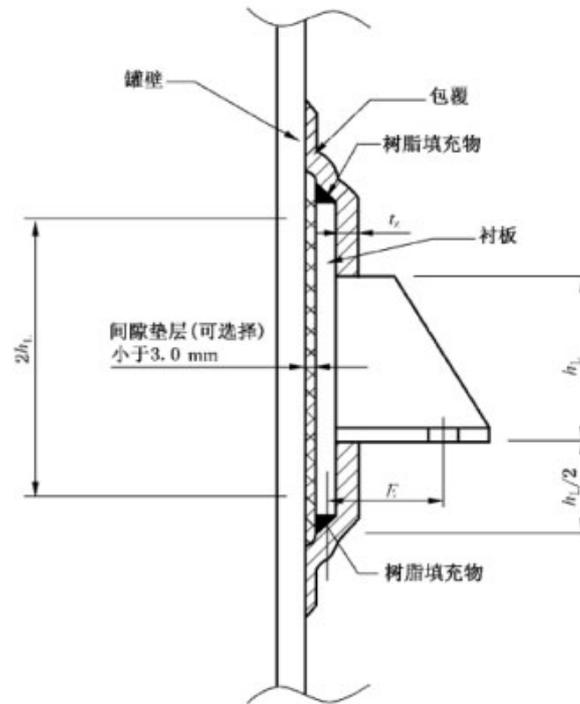
τ ——粘接材料与封头的层间剪切强度,单位为兆帕(MPa),最大剪切强度取值应不超过 7.0 MPa;

F ——安全系数, $F=10$ 。

6.5.1.4 耳式支座

6.5.1.4.1 耳式支座支撑结构型式见图 12。

单位为毫米



说明：

E ——支撑中心的偏心距；

h_L ——耳式支座的高度；

t_z ——支座的粘接厚度，不小于 6.5 mm。

图 12 耳式支座支撑结构示意图

6.5.1.4.2 耳式支座的粘接厚度按公式(86)计算：

$$t_z = \sqrt{\frac{6D_o W_x E M_L}{S_z N h_L^2}} \dots\dots\dots (86)$$

式中：

t_z ——支座的粘接厚度，单位为毫米(mm)，不小于 6.5 mm；

h_L ——耳式支座的高度，单位为毫米(mm)；

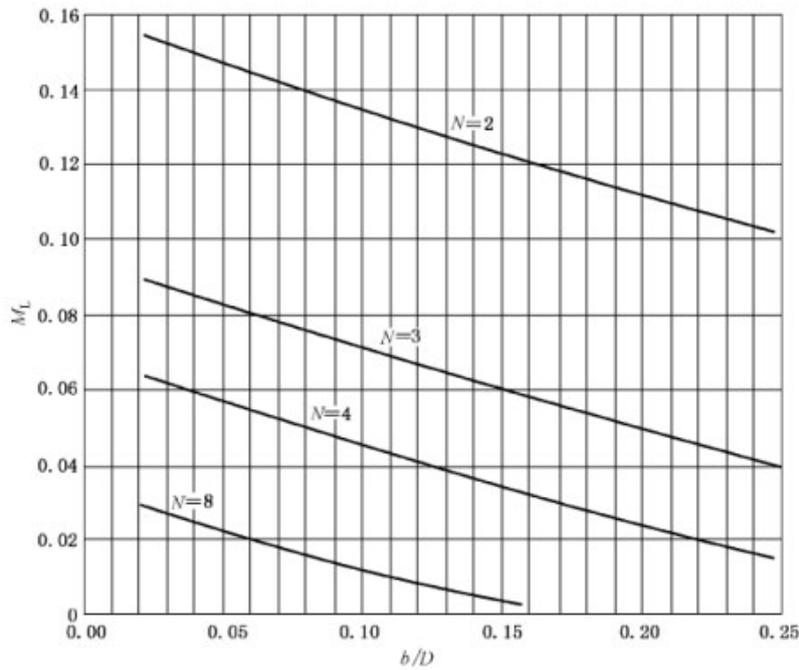
E ——支撑中心的偏心距，单位为毫米(mm)；

M_L ——支座的模量系数，见图 13；

N ——支座个数，整数；

S_z ——支座粘接材料的许用应力，单位为兆帕(MPa)；

W_x ——操作或静止状态下的最大支撑重量，单位为牛顿(N)。



$$M_L = \frac{1}{2} \left[\frac{N}{2} \left(\frac{\cos\theta + \theta \sin\theta}{\pi} \right) - \left(\frac{\sin\theta}{2} \right) - \left(\frac{1}{2} \cot \frac{\pi}{N} \right) \right]$$

说明：

N —— 支座个数；

θ —— 支座宽度在径向形成的夹角，单位为度(°)；

b —— 相邻支座间的弦长距离，单位为毫米(mm)。

图 13 支座的模量系数 M_L

当压力容器的高径比大于 1.25 时，压力容器直径与耳式支座粘接层最小厚度对应值见表 4。

表 4 压力容器直径与耳式支座粘接层最小厚度对应值

直径 mm	粘接厚度 mm
<1 200	6.5
1 250~1 500	10.0
1 550~2 100	13.0
2 150~2 400	16.0
2 450~3 000	20.0

6.5.1.4.3 耳式支座粘接区域面积按公式(87)计算：

$$A_s = \frac{FW_s}{\tau_s N} \dots\dots\dots (87)$$

式中：

A_s ——耳式支座粘接区域面积，单位为平方毫米(mm^2)；

τ_s ——耳式支座粘接材料与筒体的层间剪切强度，单位为兆帕(MPa)，最大剪切强度取值应不超过 7.0 MPa；

F ——安全系数， $F=10$ 。

6.5.2 卧式压力容器支座

6.5.2.1 一般规定

卧式压力容器支座应符合以下要求：

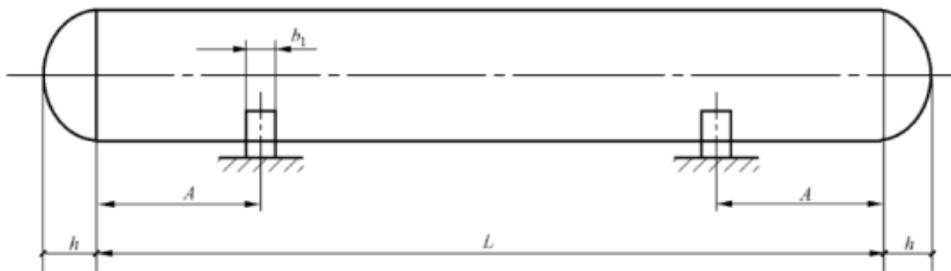
- 卧式容器的鞍式支座宜等间距布置，支座最大间距应不大于卧式容器公称直径的 1.5 倍；鞍式支座中心线至封头与筒体连接缝的距离不大于筒体半径的 0.5 倍；
- 根据支座的实际承载力，选择鞍式支座种类；支座的支撑包角宜为 180° ，且不小于 120° ；
- 鞍座垫板的圆弧表面应能与卧式容器壁贴合；装配后的最大间隙不超过 2.0 mm；
- 卧式容器可沿轴向移动，不宜固定在鞍座上；
- 鞍座应固定在基座上，滑动鞍座底板下面应安装垫板，垫板应平整光滑；
- 下列方法不适用于要求进行疲劳分析的卧式容器鞍式支座的应力计算。

6.5.2.2 双鞍座卧式压力容器安全性校核

6.5.2.2.1 双鞍座受力梁模型

双鞍座支撑示意图 14，双鞍座卧式容器载荷与支座反力、剪力图、弯矩图见图 15。

单位为毫米



说明：

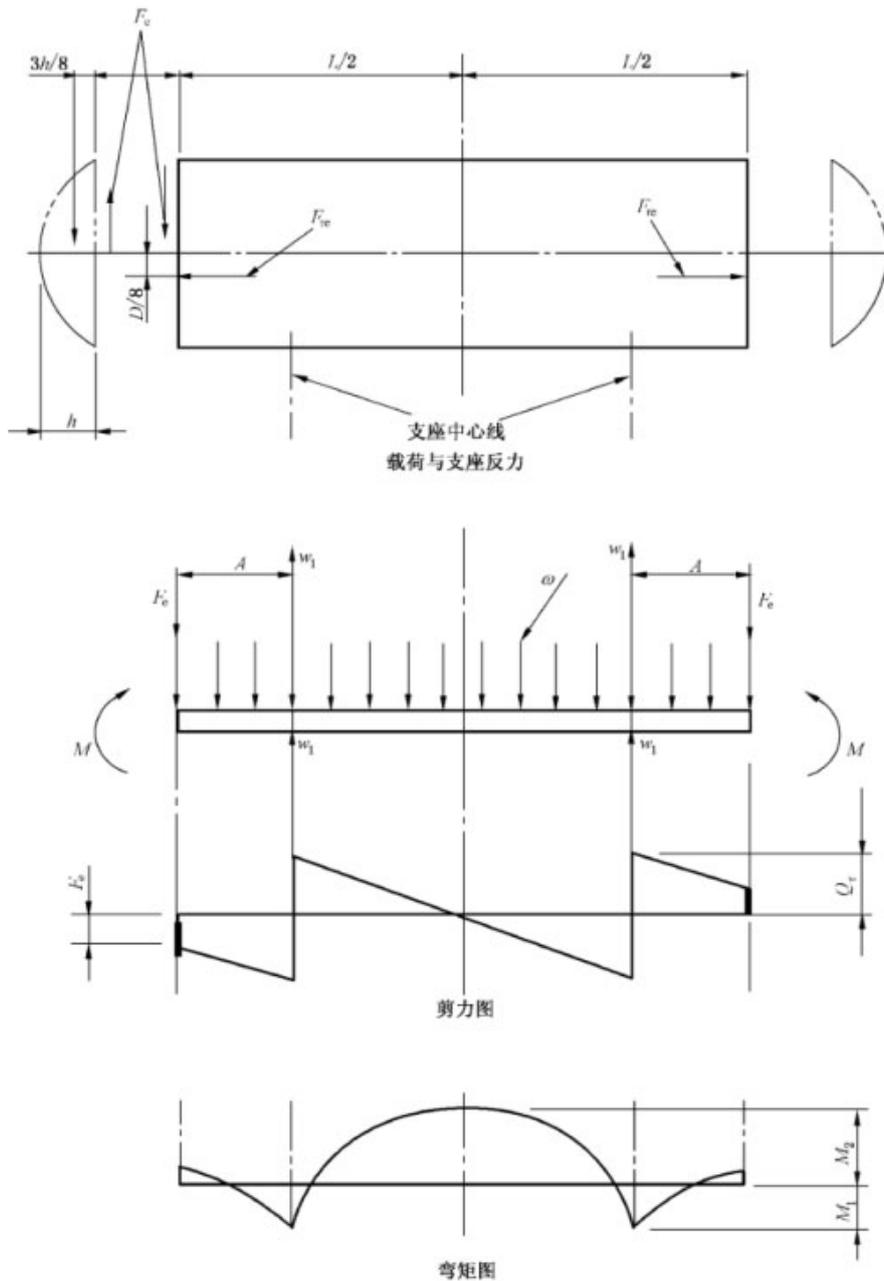
A —— 支座中心到直筒体边缘的距离；

b_1 —— 支座宽度；

L —— 卧式容器筒身段长度；

h —— 封头曲面深度。

图 14 双鞍座支撑示意图



说明：

- A —— 支座中心到直筒体边缘的距离,单位为毫米(mm);
 F_e —— 封头载荷, $F_e = \frac{2h}{3}\omega$,单位为牛顿(N);
 F_w —— 作用于封头上的液体静压载荷, $F_w = \frac{D\omega}{2}$,单位为牛顿(N);
 L —— 卧式容器筒身段长度,单位为毫米(mm);
 M_1 —— 鞍座平面内轴向弯矩,单位为牛顿毫米(N·mm);
 h —— 封头曲面深度,单位为毫米(mm);
 M_2 —— 筒体中间横截面内的轴向弯矩,单位为牛顿毫米(N·mm);
 Q_r —— 鞍座位置最大剪力,单位为牛顿(N);
 ω —— 卧式容器单位长度均布载荷,单位为牛顿每毫米(N/mm);
 w_1 —— 支座反力,单位为牛顿(N);
 M —— 容器封头对封头部分液体的支撑力矩, $M = \frac{\omega}{4} \left(\frac{D^2}{4} - h^2 \right)$,单位为牛顿毫米(N·mm)。

图 15 双鞍座卧式容器载荷与支座反力、剪力图和弯矩图

6.5.2.2.2 轴向弯矩计算

单位长度上均布载荷按公式(88)计算:

$$\omega = \frac{W}{L + 4h/3} \quad \dots\dots\dots(88)$$

式中:

ω ——卧式容器单位长度均布载荷,单位为牛顿每毫米(N/mm);

h ——封头曲面深度,单位为毫米(mm);

W ——卧式容器总重量(包括容器重量、内部介质重量、所有附属装置重量等),单位为牛顿(N);

L ——卧式容器筒身段长度,单位为毫米(mm)。

鞍座的支撑反力通过力的平衡方程得到,应保证各支座承受的载荷相同,鞍座的垂直反力按公式(89)计算:

$$W_1 = \frac{W}{2} \quad \dots\dots\dots(89)$$

式中:

W_1 ——支座反力,单位为牛顿(N)。

鞍座平面内轴向弯矩按公式(90)计算:

$$M_1 = \frac{\omega}{4} \left(\frac{D^2}{4} - h^2 - 2A^2 - \frac{8hA}{3} \right) \quad \dots\dots\dots(90)$$

式中:

M_1 ——鞍座平面内轴向弯矩(见图15),单位为牛顿毫米(N·mm);对于拐角半径为 $0.1D$ 的凸面封头, $\frac{2A}{D} < 0.44$; M_1 为正值;对于长短轴比为2:1的半椭圆形封头, $\frac{2A}{D} < 0.363$, M_1 为正值;对于球形封头, M_1 为负值。

A ——支座中心到直筒体边缘的距离(见图14),单位为毫米(mm)。

筒体中间横截面内的轴向弯矩按公式(91)计算:

$$M_2 = \frac{\omega}{8} \left(L^2 + \frac{D^2}{2} - 2h^2 - 4LA - \frac{16hA}{3} \right) \quad \dots\dots\dots(91)$$

式中:

M_2 ——筒体中间横截面内的轴向弯矩(见图15),单位为牛顿毫米(N·mm)。

6.5.2.2.3 筒体中间部位的轴向应力计算

由内压引起的筒体中间部位轴向应力按公式(92)计算:

$$q_A = \frac{pD}{4t} \quad \dots\dots\dots(92)$$

式中:

q_A ——由内压引起的筒体中间部位的轴向应力,单位为兆帕(MPa)。

筒体中间截面顶部轴向应力按公式(93)计算:

$$q_{A1} = \frac{pD}{4t} - \frac{4M_2}{\pi D^2 t} \quad \dots\dots\dots(93)$$

式中:

q_{A1} ——由内压引起的筒体中间截面顶部的轴向应力,单位为兆帕(MPa)。

筒体中间截面底部轴向应力按公式(94)计算:

$$q_{A2} = \frac{pD}{4t} + \frac{4M_2}{\pi D^2 t} \quad \dots\dots\dots(94)$$

最大轴向应力发生在筒体中间截面底部,应按公式(95)计算:

$$q_{A2} \leq \frac{\sigma_s}{F} \quad \dots\dots\dots(95)$$

式中:

q_{A2} ——由内压引起的筒体中间截面底部的轴向应力,单位为兆帕(MPa);

F ——安全系数, $F=10$ 。

6.5.2.2.4 支座位置的轴向应力计算

由内压及弯矩 M_1 引起的支座位置筒体截面顶部的轴向应力按公式(96)计算:

$$q_{A3} = \frac{pD}{4t} - \frac{4M_1}{K_1 \pi D^2 t} \quad \dots\dots\dots(96)$$

由内压及弯矩 M_1 引起的支座位置筒体截面底部的轴向应力按公式(97)计算:

$$q_{A4} = \frac{pD}{4t} + \frac{4M_1}{K_2 \pi D^2 t} \quad \dots\dots\dots(97)$$

式中:

q_{A3} ——由内压及弯矩 M_1 引起的支座位置筒体截面顶部的轴向应力,单位为兆帕(MPa);

q_{A4} ——由内压及弯矩 M_1 引起的支座位置筒体截面底部的轴向应力,单位为兆帕(MPa);

K_1, K_2 ——与支撑方式有关的设计系数,见表 5。

表 5 支座设计系数

条件	支座支撑角 $\theta/(^\circ)$	K_1	K_2
封头对筒体起加强作用(即 $A < D/4$)或带刚性环	≤ 180	1	1
封头对筒体不起加强作用(即 $A > D/4$)或不带刚性环	120	0.107	0.192
	135	0.132	0.234
	150	0.161	0.279
	165	0.193	0.328
	180	0.229	0.380

6.5.2.2.5 支座部位壳体稳定性校核计算

当内压为零或负压状态时,支座位置及两支座中间位置的筒体所受轴向压缩载荷最大,在这种受力状况下需满足公式(98)的条件:

$$\frac{q_{AC}}{q_A} \geq F \quad \dots\dots\dots(98)$$

内压及轴向和环向组合载荷联合作用下,支座部位壳体的稳定性应满足公式(99)~公式(101)的条件:

$$\left(\frac{q_A F}{q_{AC}}\right)^{1.25} + \left(\frac{p_c F}{p_c}\right)^{1.25} \leq 1 \quad \dots\dots\dots(99)$$

$$q_{AC} = k \sqrt{E_{in} E_{oc}} \times \frac{l}{D} \quad \dots\dots\dots(100)$$

$$k = \frac{0.84}{\sqrt{1 + \frac{D}{200t}}} \quad \dots\dots\dots(101)$$

对于 $L_s \leq 6D$ 的短圆筒容器,壳体外压径向临界屈曲强度按公式(102)计算:

$$p_c = 2.40 \times \sqrt[4]{E_{ht}^3 E_{ac}} \times \frac{D}{L_s} \left(\frac{t}{D}\right)^{2.5} \dots\dots\dots (102)$$

对于 $L_s > 6 \times D$ 的长圆筒容器,壳体外压径向临界屈曲强度按公式(103)计算:

$$p_c = 2.1 E_{ht} \left(\frac{t}{D}\right)^3 \dots\dots\dots (103)$$

在任何受力状况下,需满足公式(104)的条件:

$$\frac{p_c}{p_e} \geq F \dots\dots\dots (104)$$

式中:

- p_e —— 外压(包括负压、风压、雪载等),单位为兆帕(MPa);
- p_c —— 壳体外压径向临界屈曲强度,单位为兆帕(MPa);
- q_A —— 筒体轴向载荷,取 q_{A1} 、 q_{A2} 较大值,单位为兆帕(MPa);
- q_{Ac} —— 壳体外压轴向压缩临界屈曲强度,单位为兆帕(MPa);
- L_s —— 两个加强圈之间距离或筒身长度加封头深度的三分之一的较大值,单位为毫米(mm);
- F —— 外压稳定设计系数, $F=5.0$ 。

6.5.2.2.6 支座部位筒体剪切应力计算

双鞍座均布梁支座位置筒体的最大剪切力按公式(105)计算:

$$Q_\tau = \frac{W_1(L-2A)}{(L+4h/3)} \dots\dots\dots (105)$$

如果在鞍座位置筒体设有刚性环或在邻近鞍座的位置筒体设有刚性环,则最大剪切应力按公式(106)计算:

$$\tau_{max} = \frac{2K_3 W_1}{Dt} \left[\frac{L-2A}{(L+4h/3)} \right] \dots\dots\dots (106)$$

无论什么情况,应满足公式(107)的条件:

$$\tau_{max} \leq \frac{\tau_c}{F} \dots\dots\dots (107)$$

式中:

- Q_τ —— 鞍座区域筒体最大剪切力,单位为牛顿(N);
- τ_{max} —— 鞍座区域筒体最大剪切应力,单位为兆帕(MPa);
- K_3 —— 鞍座支撑设计系数,见表6;
- τ_c —— 鞍座区域筒体垂直剪切强度,单位为兆帕(MPa);
- F —— 剪切安全系数, $F=5$ 。

表6 鞍座支撑设计系数 K_3

条件	鞍座支撑角 $\theta/(^\circ)$	$A > D/4$	$A \leq D/4$
临近鞍座位置有刚性环	120	1.171	0.880
	135	0.958	0.654
	150	0.799	0.485
	165	0.675	0.357
	180	0.577	0.260
鞍座位置有刚性环	≤ 180	0.319	0.319

6.5.2.2.7 支座部位筒体的剪切屈曲计算

鞍座位置筒体的剪切应力按公式(108)计算,剪切屈曲强度按公式(109)、公式(110)计算。

$$\tau_1 = K_q \frac{2Q_\tau}{\pi Dt} \dots\dots\dots(108)$$

$$\tau = 1.31 (E_s E_{ht}^5)^{0.125} \left(\frac{t}{D}\right)^{1.25} \left(\frac{D}{L_s}\right) \dots\dots\dots(109)$$

$$\frac{\tau}{\tau_1} \geq F \dots\dots\dots(110)$$

式中:

- τ_1 ——鞍座位置筒体剪切应力,单位为兆帕(MPa);
- τ ——鞍座区域筒体剪切屈曲强度,单位为兆帕(MPa);
- E_s ——筒体的轴向弹性模量;受拉时,采用轴向拉伸弹性模量;受压时,采用轴向压缩弹性模量;单位为兆帕(MPa);
- L_s ——支座间距离或刚性环间距离,单位为毫米(mm);
- F ——剪切安全系数, $F=5$;
- K_q ——系数,与筒体受力类型有关;受拉伸力时, $K_q=1.5$;受压缩力时, $K_q=1.0$ 。

6.5.2.2.8 无加强圈筒体的环向应力计算

最大环向应力发生在鞍座间筒体中心截面的最低点,按公式(111)计算:

$$q_{H5} = \frac{K_s W_1}{(b_1 + 10t)t} \dots\dots\dots(111)$$

式中:

- q_{H5} ——鞍座间筒体中心截面最低点的环向应力,单位为兆帕(MPa);
- b_1 ——鞍座的宽度,单位为毫米(mm);
- K_s ——鞍座设计系数,见表7。

表7 鞍座设计系数 K_s

鞍座支撑角 $\theta/(^\circ)$	120	135	150	165	180
K_s	0.76	0.711	0.673	0.645	0.624
注1:如果鞍座为全包式,且鞍座与卧式容器紧密的固定在一起,鞍座设计系数应为0.1。 注2:如果鞍座对卧式容器无包裹作用,鞍座设计系数应为3倍的 K_s 。					

6.5.2.2.9 无加强圈筒体或被封头加强的筒体的鞍座边缘处应力计算

按照受力模型分析,最大弯矩应发生在鞍座边缘处,最大弯矩按公式(112)计算:

$$M_H = K_s W_1 \frac{D}{2} \dots\dots\dots(112)$$

式中:

- M_H ——鞍座边缘处筒体环向最大弯矩,单位为牛顿米(N·m)。
- K_s ——鞍座设计系数,见表8。

表 8 鞍座设计系数 K_6

$\frac{2A}{D}$	鞍座支撑角 θ				
	120°	135°	150°	165°	180°
<0.5	0.013 2	0.010 3	0.007 9	0.005 9	0.004 1
≥ 1.0	0.052 8	0.041 3	0.031 6	0.023 8	0.016 5

注:当 $0.5 < \frac{2A}{D} < 1.0$ 时, K_6 通过插值法获取。

当 $L \geq 4D, L_r = 2D$ 时, 支座部位环向弯曲应力按公式(113)计算:

$$q_{HM} = \frac{3K_6 W_1}{2t^2} \dots\dots\dots (113)$$

当 $L < 4D, L_r = L/2$ 时, 支座部位环向弯曲应力按公式(114)计算:

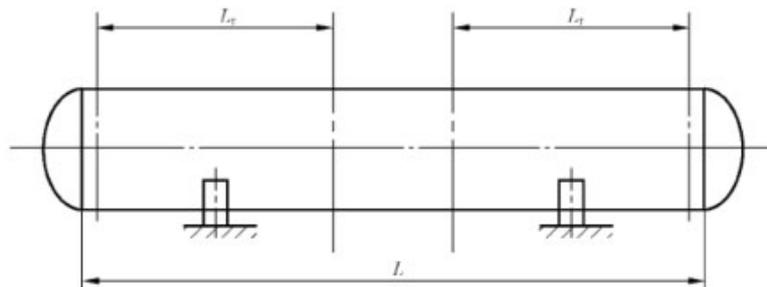
$$q_{HM} = \frac{6K_6 W_1 D}{L t^2} \dots\dots\dots (114)$$

式中:

q_{HM} ——筒体环向弯曲应力, 单位为兆帕(MPa);

L_r ——筒体抵抗弯矩 M_H 有效宽度, 单位为毫米(mm), 见图 16。

单位为毫米



说明:

L ——卧式容器筒身段长度;

L_r ——筒体抵抗弯矩 M_H 有效宽度。

图 16 筒体抵抗弯矩 M_H 有效宽度示意图

鞍座边缘处环向直接压缩应力按公式(115)计算:

$$q_{HC} = \frac{W_1}{4(b_1 + 10t)t} \dots\dots\dots (115)$$

鞍座边缘处环向最大压缩应力按公式(116)、公式(117)计算:

当 $\frac{L}{D} \geq 4$ 时,

$$q_{H6} = -\frac{W_1}{4(b_1 + 10t)t} - \frac{3K_6 W_1}{2t^2} \dots\dots\dots (116)$$

当 $\frac{L}{D} < 4$ 时,

$$q_{H6} = -\frac{W_1}{4(b_1 + 10t)t} - \frac{6K_6 W_1 D}{L t^2} \dots\dots\dots (117)$$

式中:

q_{H6} ——鞍座边缘处筒壁的环向最大压缩应力, 单位为兆帕(MPa)。

6.5.2.2.10 非等臂梁时的轴向力

当卧式容器的双支撑为非等臂梁结构时,梁应力将会被强化,应力修正系数按下列公式计算。

对于拉伸应力,按公式(118)计算:

$$K_7 = \left[1.385 - 0.476 \frac{L_s}{D} + 0.24 \left(\frac{L_s}{D} \right)^2 - 0.024 \left(\frac{L_s}{D} \right)^3 \right] \geq 1 \dots\dots\dots (118)$$

对于压缩应力,按公式(119)计算:

$$K_8 = \left[2.71 + \frac{D}{600t} - 2.74 \frac{2L_s}{D} + 0.308 \left(\frac{L_s}{D} \right) - 0.024 \left(\frac{L_s}{D} \right)^3 \right] \geq 1 \dots\dots\dots (119)$$

两支座间筒体的最大轴向拉伸应力按公式(120)计算:

$$q_{\Delta 1} = \frac{\rho D}{4t} + \frac{\rho g D^2}{8t} + K_7 \frac{4M_2}{\pi t D^2} \dots\dots\dots (120)$$

两支座间筒体的最大轴向压缩应力按公式(121)计算:

$$q_{\Delta c 1} = \frac{\rho D}{4t} + \frac{\rho g D^2}{8t} + K_8 \frac{4M_2}{\pi t D^2} \dots\dots\dots (121)$$

卧式容器悬臂端的最大轴向拉伸应力按公式(122)计算:

$$q_{\Delta 2} = \frac{\rho D}{4t} + \frac{\rho g D^2}{8t} + K_7 \frac{4M_1}{\pi t D^2} \dots\dots\dots (122)$$

卧式容器悬臂端的最大轴向压缩应力按公式(123)计算:

$$q_{\Delta c 2} = \frac{\rho D}{4t} + \frac{\rho g D^2}{8t} + K_8 \frac{4M_1}{\pi t D^2} \dots\dots\dots (123)$$

式中:

K_7 —— 拉伸载荷修正系数;

K_8 —— 压缩载荷修正系数;

$q_{\Delta 1}$ —— 两支座间筒体的最大轴向拉伸应力,单位为兆帕(MPa);

$q_{\Delta c 1}$ —— 两支座间筒体的最大轴向压缩应力,单位为兆帕(MPa);

$q_{\Delta 2}$ —— 卧式容器悬臂端的最大轴向拉伸应力,单位为兆帕(MPa);

$q_{\Delta c 2}$ —— 卧式容器悬臂端的最大轴向压缩应力,单位为兆帕(MPa);

ρ —— 介质密度,单位为克每立方毫米(g/mm^3)。

卧式容器悬臂端支座边缘筒体的剪切力,按公式(124)计算:

$$Q_1 = \omega \left(A + \frac{2h}{3} \right) \dots\dots\dots (124)$$

两支座间筒体的剪切力,按公式(125)计算:

$$Q_2 = \omega \left(\frac{L}{2} - A \right) \dots\dots\dots (125)$$

最大剪切应力,按公式(126)计算:

$$\tau_{\max} = \frac{2Q_{\max}}{\pi D t} \dots\dots\dots (126)$$

其中 τ_{\max} 应满足公式(127):

$$\tau_{\max} \leq \frac{\tau}{F} \dots\dots\dots (127)$$

式中:

Q_1 —— 非等臂梁时卧式容器悬臂端支座边缘筒体的剪切力,单位为牛顿(N);

Q_2 ——非等臂梁时两支座间筒体的剪切力,单位为牛顿(N);

F ——剪切安全系数, $F=5$ 。

6.5.2.3 三鞍座或多鞍座

采用均布三鞍座或多鞍座时,鞍座外侧最大拉伸应力按公式(128)计算,最大压缩应力按公式(129)计算:

$$q_{\Lambda_{t3}} = 0.25 \left[\frac{\rho D}{t} + \rho g \frac{D^2}{2t} + \frac{0.125(4L_s^2 + D^2) K_7}{t} \right] \dots\dots\dots (128)$$

$$q_{\Lambda_{c3}} = 0.25 \left[\frac{\rho D}{t} + \rho g \frac{D^2}{2t} + \frac{0.125(4L_s^2 + D^2) K_8}{t} \right] \dots\dots\dots (129)$$

最大的剪切载荷按公式(130)计算,最大剪切应力按公式(131)计算:

$$q_\tau = 0.156 \rho g \pi D^2 L_s \dots\dots\dots (130)$$

$$\tau_{\max} = \frac{2q_\tau}{\pi D t} \dots\dots\dots (131)$$

其中 τ_{\max} 应满足公式(132):

$$\tau_{\max} \leq \frac{\tau}{F} \dots\dots\dots (132)$$

式中:

$q_{\Lambda_{t3}}$ ——三鞍座或多鞍座时,鞍座外侧筒体最大拉伸应力,单位为兆帕(MPa);

$q_{\Lambda_{c3}}$ ——三鞍座或多鞍座时,鞍座外侧筒体最大压缩应力,单位为兆帕(MPa);

F ——剪切安全系数, $F=5$ 。

7 制造

7.1 一般要求

7.1.1 压力容器的制造环境温度宜不低于 10℃,不超过 35℃,相对湿度不大于 80%。

7.1.2 压力容器的制造应严格按照已评定合格的成型工艺进行,工艺评定参照附录 B。成型工艺应注明以下内容:

- a) 纤维及其制品类型;
- b) 树脂体系及其配比;
- c) 铺层的次序、方向和层数;
- d) 成型工艺(含固化制度);
- e) 树脂含量(质量比)。

7.2 制作准备

7.2.1 压力容器制作前,应确认制作及粘接工艺是否符合设计文件。

7.2.2 模具应具备足够刚度及尺寸稳定性,满足制作工艺要求。

7.2.3 纤维的种类及规格型号、树脂牌号应符合设计文件要求。

7.3 封头制作

7.3.1 压力容器封头制作可采用手糊工艺或喷射工艺成型。

7.3.2 采用手糊成型工艺时,宜采用毡、布交替铺设的铺层结构;经纱、纬纱的方向应与筒体的环向、轴向相关;同铺层纤维织物的搭接宽度应不少于 10 mm。

7.3.3 采用喷射成型工艺时,应保持纤维与树脂喷射比例及喷射量适宜、稳定;无喷射遗漏区域;每次喷射面完成后,立即辊压。

7.4 内衬制作

7.4.1 热固性塑料内衬制作

7.4.1.1 内衬层的厚度应满足设计文件要求;在内衬层基础上制作的内衬刚度应满足后续工艺要求。

7.4.1.2 内衬制作好后,应尽快进行结构层成型。如果内衬制作好后放置时间较长,应对内衬外表面进行处理,采取必要的工艺措施保证内衬与结构层粘接良好。

7.4.2 热塑性塑料内衬制作

7.4.2.1 采用热塑性塑料作为内衬时,应对粘接面进行机械或化学处理。

7.4.2.2 热塑性塑料内衬的成型和焊接依据 HG/T 20640 和 HG/T 4281 进行。

7.4.2.3 对于复合有纤维背衬的板材,制作 X 坡口时,应除去两侧的纤维层,去除宽度不大于 4 mm。

7.4.2.4 焊缝外侧应制作一层导电材料,焊接完成后,对焊缝进行直流高电压检测。

7.5 筒体制作

7.5.1 筒体制作采用缠绕成型工艺时,缠绕角应符合设计规定,角度偏差不大于 2°;缠绕纱应保证线型完整,不应出现纤维离缝、重叠、滑移和断纱。

7.5.2 缠绕过程中,应确保纤维张力均匀。

7.5.3 缠绕速度应保证纤维浸润充分。

7.5.4 缠绕时,对封头部位的包缠覆盖应满足设计文件的要求。

7.5.5 采用纤维织物铺层时,应逐层铺放,保证织物浸透,树脂分布均匀。

7.5.6 结构层制作时,应保证结构层的树脂含量符合设计要求。

7.6 固化

7.6.1 固化(后固化处理除外)时,产品应保持旋转状态,保证不产生流胶。

7.6.2 对于需加热固化的产品,应制定加热固化工艺制度。加热固化工艺应包括加热的方式、热源的最高温度、热源的布置、热源距筒体表面的最小距离、筒体表面的最高受热温度、加热的时间控制等。

7.6.3 固化过程中,严禁对部件进行任何操作。

7.6.4 固化结束后,进行固化度检测,符合要求后,进行下道工序。

7.7 对接

7.7.1 筒体与封头、筒体与筒体对接时,粘接补强区域强度应不小于筒体及封头的强度,且所用材料种类一致。粘接部位铺层应符合设计文件的要求。

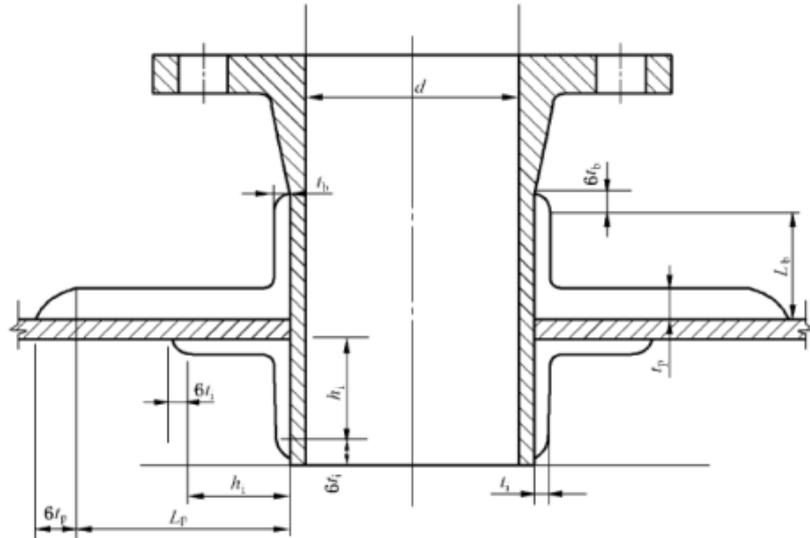
7.7.2 筒体与封头、筒体与筒体对接时,对接粘接部位应加工“V”形坡口,坡口的角度应不大于 60°,坡口底部间隙宽度应不小于 2 mm。

7.8 接管粘接

7.8.1 接管的断面应进行封闭处理,并对开孔处进行内外补强。嵌入式接管内外补强的结构型式见图 17;平齐式接管内外补强的结构型式见图 18。

7.8.2 直径小于或等于 150 mm 的接管应采用角形肋板支撑,支撑肋板的结构、尺寸应符合 JC/T 587 的要求。

单位为毫米

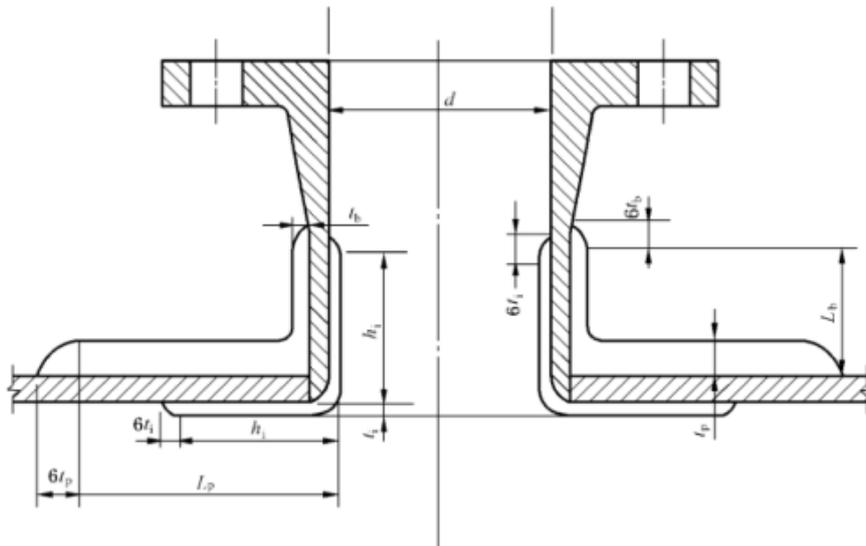


说明：

- | | |
|--------------------|-----------------------|
| d ——接管内直径； | t_p ——开孔补强厚度； |
| t_b ——接管部位补强层厚度； | L_p ——开孔补强宽度； |
| L_b ——接管部位补强层宽度； | $6t_p$ ——开孔补强厚度过渡区宽度； |
| t_i ——接管内部补强层厚度； | $6t_i$ ——接管内补强层过渡区宽度。 |
| h_i ——接管内部补强层宽度； | |

图 17 嵌入式接管内外补强结构型式

单位为毫米



说明：

- | | |
|--------------------|-----------------------|
| d ——接管内直径； | t_p ——开孔补强厚度； |
| t_b ——接管部位补强层厚度； | L_p ——开孔补强宽度； |
| L_b ——接管部位补强层宽度； | $6t_p$ ——开孔补强厚度过渡区宽度； |
| t_i ——接管内部补强层厚度； | $6t_i$ ——接管内补强层过渡区宽度； |
| h_i ——接管内部补强层宽度。 | |

图 18 平齐式接管内外补强结构型式

7.9 附件装配

7.9.1 预埋件、内嵌件、粘贴件边缘存在间隙时,应用树脂混合物填充密实。

7.9.2 压力容器应当根据设计要求装设超压泄放装置,超压泄放装置应当经校检、调试合格后才能安装使用。压力容器与超压泄放装置之间连接管和管件的通孔,其截面积不小于超压泄放装置的进口截面积,其接管应当尽量短而直。

7.9.3 支座装配应符合以下要求:

- a) 应保证支座的制作与装配符合设计要求;
- b) 支座采用金属材料时,应进行防腐蚀处理;
- c) 与压力容器筒体接触的弧面支撑板应与容器筒体贴合严密或在间隙内填塞树脂混合物;
- d) 卧式压力容器的支座位置,宜设置增厚型加强圈,宽度应至少在支座宽度的基础上各外延 50 mm,或在支座的两边邻近支座的位置设置加强圈。

7.9.4 压力容器应安装吊耳或其他起吊装置,吊耳数量不少于 2 个。吊耳数量及位置应能满足运输及安装就位的要求。

7.9.5 液位计、仪表等其他配件应固定牢固,满足运输、使用及安全要求。阀门等重型配件应单独支撑。

8 质量检验及要求

8.1 外观质量

8.1.1 压力容器表面可见缺陷分为工作面缺陷及非工作面缺陷。工作面缺陷是指容器与介质接触的表面及密封面上存在的缺陷,非工作面缺陷是指除工作面以外的其他表面存在的缺陷。

8.1.2 热固性塑料内衬压力容器外观质量应符合表 9 的要求。

表 9 压力容器外观质量

序号	缺陷名称	缺陷定义	要求	
			工作面	非工作面
1	气泡(空隙)	压力容器表层或内部裹入的残留气体,一般呈圆形	气泡最大尺寸不大于 3.0 mm。任意 0.001 m ² 内,最大尺寸 3.0 mm 的气泡,不得超过 6 个;最大尺寸 1.5 mm 的气泡,不得超过 15 个	气泡最大长度尺寸不大于 10.0 mm,或最大宽度尺寸不大于 6.0 mm
2	鼓包	内部有空洞的、表面不规则的凸起	不允许	鼓包的最大直径不大于 6.0 mm,最大高度不大于 3.0 mm,且任意 0.1 m ² 内不得超过 1 个,任意两个鼓包之间的距离不小于 50.0 mm
3	过固化	热固性树脂在固化过程中,由于温度过高,引起局部变色的现象	不允许	
4	* 碎裂	层合板表面或边缘碎裂,并有纤维断裂	不允许	碎裂部位的最大直径不大于 6.0 mm,或者最大长度不大于 13.0 mm;深度不大于 1.5 mm

表 9 (续)

序号	缺陷名称	缺陷定义	要求	
			工作面	非工作面
5	裂纹	层合板开裂或脱粘	不允许	
6	龟裂	表面或近表面呈现的多条细小裂纹	不允许	龟裂的最大长度不大于 25.0 mm,最大深度不大于 0.4 mm,任意 0.1 m ² 内不得超过 5 条
7	分层	层合材料层间分离现象	不允许	
8	边缘分层	层合材料的边缘部位层间分离现象	不允许	边缘分层部分的最大尺寸不大于 3.0 mm
9	未浸透	增强材料未被树脂完全浸透而造成的表面缺陷	不允许	
10	边缘部位纤维裸露	成型或者切割造成的筒体边缘部位纤维增强材料裸露在环境中的现象	不允许	
11	* 杂质	表层或浅表层存在的可见杂质粒	杂质最大直径不大于 10.0 mm,且应被树脂包裹,不应露出表面	
12	* 白点	树脂未能与周围材料充分混合,呈小球状	白点的最大直径不大于 3.0 mm	
13	毛刺	压力容器表面的小的、尖锐的锥形凸起	不允许	对毛刺的数量、大小不作限制要求,但毛刺应被树脂浸渍
14	* 凹坑	压力容器表面存在的小凹坑	不允许	凹坑的最大直径不大于 6.0 mm,最大深度不大于 1.5 mm,且不得有纤维裸露
15	麻坑	压力容器表面某部位出现的多个约 0.25 mm 尺寸的可见小凹坑	不允许	任意 0.001 m ² 内表面麻坑数量不允许超过 24 个,且不得有纤维裸露,麻坑深度不得穿透表面层。不允许存在针孔
16	* 划痕	摩擦、划伤造成的表面痕迹	划痕的最大长度不得超过 150.0 mm,最大深度不得超过 0.2 mm,且无纤维裸露	划痕的最大长度不得超过 150.0 mm,最大深度不得超过 0.5 mm,且无纤维裸露
17	皱褶	一种成形过程中形成的缺陷,由于增强材料折叠、模具不平整或者聚酯薄膜褶皱引起的表面不平整	纤维缠绕工艺成型的筒体,表面不允许皱褶缺陷存在;其他工艺成型的筒体,皱褶的高度不得超过壁厚的 20%、或者小于 3.0 mm,取两者较小值	

注:表中带“*”的缺陷数量允许累加,但最大允许累加值为任意 0.1 m² 内,缺陷数量不得超过 5 处;任意 1.0 m² 内,缺陷数量不得超过 36 处。

8.1.3 热塑性塑料内衬压力容器内衬表面不得有裂纹、斑点、空洞、气泡、杂质及其他缺陷；与压力容器结构层不得存在分层和鼓包现象；内衬的焊缝不得有焊接过热缺陷。压力容器其他部位外观质量应符合表 9 的要求。

8.1.4 压力容器附件（吊耳、支腿、预埋的螺栓螺母等）表面应当保证清洁、光滑，不得有影响其使用的缺陷。

8.1.5 压力容器制造完成，在耐压试验前后，应对每台压力容器外观质量进行目视检查。在压力容器内部检查时，可使用 100 W 白炽灯照明；在压力容器外部检查时，应在自然光下进行，如自然光线不足时，可采用辅助光源照明。

8.2 几何尺寸偏差

8.2.1 压力容器内径偏差应不大于设计值的±1%，可采用精度为 1.0 mm 的量具进行测量，测量时应避开开孔部位。

8.2.2 压力容器受压元件的平均壁厚应不小于设计厚度，且最小壁厚应不小于设计厚度的 90%，可采用精度为 0.02 mm 的游标卡尺或其他测量仪器进行测量。厚度测量部位的选择和测量点数应尽可能准确反映压力容器的实际厚度范围，同一元件应至少选取 5 处进行壁厚测量，且应覆盖所有开孔区域。

8.2.3 压力容器长度偏差应不大于设计值的±0.5%，可采用精度不低于 1.0 mm 的量具进行测量。

8.2.4 压力容器接管位置偏差应不大于 6.0 mm，可采用精度为 1.0 mm 的钢卷尺进行测量。

8.2.5 压力容器接管法兰平面与接管轴线的角度偏差应符合表 10 的要求，可采用精度为 2' 的角度尺进行测量。

8.2.6 压力容器接管法兰或筒体法兰的厚度应不低于设计厚度，可采用精度为 0.5 mm 的钢直尺测量。法兰螺栓孔位置偏差应不大于 1.5 mm，可采用精度为 0.5 mm 的钢直尺进行测量。法兰平整度偏差应符合表 11 的要求，可采用精度为 0.5 mm 的钢直尺进行测量。

表 10 压力容器接管法兰平面与接管轴线的角度偏差

接管内径 mm	角度偏差范围
<250	±1°
≥250	±0.5°

表 11 压力容器法兰平整度偏差

单位为毫米

法兰直径 <i>d</i>	平整度偏差
≤450	±1.0
450 < <i>d</i> ≤ 1 000	±1.5
> 1 000	±3.0

8.3 重量

压力容器自身重量应不低于设计重量的 95%，可采用精度为 1.0 kg 的地磅秤或吊秤进行称重。

8.4 巴柯尔硬度

8.4.1 外表面无富树脂层的不饱和聚酯树脂和乙烯基酯树脂压力容器，巴柯尔硬度应不小于 40；外表

面有富树脂层的不饱和聚酯树脂和乙烯基酯树脂压力容器,巴柯尔硬度应不小于树脂浇铸体巴柯尔硬度的80%;环氧树脂压力容器外表面的巴柯尔硬度应不小于50。

8.4.2 巴柯尔硬度测量应按照 GB/T 3854 的规定进行。

8.4.3 测量部位应覆盖容器主要受压元件的非工作面。

8.5 树脂含量

树脂含量偏差应不大于设计值的 $\pm 5\%$,检测方法按 GB/T 2577 的规定进行。

8.6 热塑性塑料内衬压力容器焊缝电火花

热塑性塑料压力容器内衬层的焊接接缝应根据其厚度,按 5 kV/mm 进行直流高电压检测,检测方法按 HG/T 4090 的规定进行。

8.7 力学性能

8.7.1 压力容器材料的力学性能检测项目依据设计文件规定进行,检测值应符合设计文件和本标准的要求。

8.7.2 检测试件可从压力容器本体开孔部位切割料上制取;如开孔部位切割料制取的试样数量不能满足力学性能检测需要,也可从与压力容器同材料、同工艺制作的样板上制取,或供需双方协商确定。

8.7.3 压力容器拉伸强度及拉伸弹性模量测试按 GB/T 1447 的规定进行;压缩强度及压缩弹性模量测试按 GB/T 1448 的规定进行;弯曲强度及弯曲弹性模量测试按 GB/T 1449 的规定进行;层间剪切强度按 GB/T 1450.1 的规定进行;压力容器热塑性塑料内衬与结构层界面剪切强度测试按本标准中附录 C 进行。

8.8 耐压试验

8.8.1 压力容器耐压试验除应满足 GB/T 150.4 的要求外,还应满足以下要求:

- a) 耐压试验时,如同时进行声发射检测,则试验压力为 1.1 倍设计压力;当无法进行声发射检测时,则试验压力不得低于 1.5 倍设计压力。
- b) 耐压试验时,应保证压力容器壁温不低于 5℃。
- c) 当压力容器壁温与试验液体温度接近时,方可缓慢升至设计压力,确认无泄漏后升至规定的试验压力,保压时间不少于 3 min;然后降至设计压力,保压不少于 20 min,并进行检查有无渗漏。推荐的升压速度每分钟不超过最大试验压力的 2%。
- d) 耐压试验同时进行声发射检测的,其试验方法参见附录 D。
- e) 耐压试验过程中应无渗漏,无压降,无可见损伤。

8.8.2 耐压试验时,应同时进行应变测量。应变测量应在试验压力升压至设计压力时进行,应选取筒体最大应变部位进行测量,最大应变不得超过 0.1%。

8.9 压力容器返修

8.9.1 表面存在的、返修后不影响使用性能的缺陷可允许修复,但修复部位的面积不得超过该受压件总面积的 3%,除非用户另有规定。

8.9.2 同一部位的同一缺陷的修复次数不得超过 2 次,修复后,修复部位外观质量应满足表 9 的要求。

8.9.3 所有返修均应在耐压试验前完成,且在制造厂内进行。耐压试验后如需进行返修,返修结束后,应按 8.8 的规定重新进行耐压试验。

9 标志、包装、运输和贮存

9.1 标志

制造单位应在压力容器的明显部位装设产品铭牌。铭牌应当清晰、牢固、耐久,产品铭牌上的项目至少包括以下内容:

- a) 产品标记;
- b) 制造单位名称;
- c) 制造单位许可证书编号和许可级别;
- d) 主体材料(与腐蚀性介质接触的材料,还应明确说明材料适用的腐蚀性介质的种类及其浓度范围和温度范围);
- e) 介质名称;
- f) 设计温度;
- g) 设计压力、最高允许工作压力(必要时);
- h) 耐压试验压力;
- i) 产品编号;
- j) 设备代码;
- k) 制造日期;
- l) 压力容器类别;
- m) 自重和容积。

9.2 包装

压力容器用支架加软垫固定,重要部位采取适当的保护措施,在易碰撞处包扎软质材料。

9.3 运输和贮存

9.3.1 压力容器在起吊和装卸时,应使用其配备的吊耳,不准许使用容器上的管件吊装。吊装时应轻起轻放,严禁摔撞。

9.3.2 如需要在筒身部位起吊,应采用双点起吊,吊具宜用柔性绳索;若用铁链或钢索起吊,应在铁链或钢索与产品间衬垫橡胶或其他柔性物。

9.3.3 压力容器在运输过程中应固定平稳,防止碰撞和压伤,在摩擦处放置软质材料。

9.3.4 压力容器在运输、贮存时应注意防火。

9.3.5 压力容器在贮存时应防止滚动、倾覆;不可叠放。

10 出厂资料

10.1 压力容器资料

压力容器竣工或者出厂时,制造单位应当向使用单位至少提供以下资料:

- a) 竣工图纸上应有设计单位设计专用章(复印章无效,批量生产的压力容器除外),并且加盖竣工图章(竣工图章上应标注制造单位名称、制造许可证编号、审核人的签字和“竣工图”字样);如果制造中发生材料代用、无损检测方法改变、加工尺寸变更等,制造单位应按照设计单位书面批准文件的要求在竣工图纸上作出清晰标注,标注处有修改人的签字及修改日期;
- b) 压力容器产品合格证、产品质量证明文件(包括材料清单、主要受压元件材料质量证明书、质

量计划、外观及几何尺寸检验报告、粘接记录、无损检测报告、耐压试验报告等)；

- c) 特种设备制造监督检验证书(适用于实施监督检验的产品)；
- d) 设计单位提供的压力容器设计文件；
- e) 安装使用说明书。

10.2 压力容器受压元件、部件的产品出厂资料

单独出厂的压力容器受压元件(如封头)和受压部件(如换热管束、人孔部件等)的制造单位,应向订购单位提供其质量证明文件。

10.3 保存期限

压力容器出厂资料或者竣工资料的保存期限不少于压力容器设计使用年限。

附 录 A
(规范性附录)
分析设计法(非连续分析法)

A.1 概述

分析设计法(非连续分析法)要求进行应力分析并采用二次相关强度准则或者二次相关损伤准则对应力结果进行评估。该应力分析和评估应考虑层合板及每个单层板不同方向上由于整体结构非连续性而引起的一次应力和二次应力。

压力容器采用分析设计法(非连续分析法)进行设计时应进行具体的应力分析。线弹性应力分析应考虑整体不连续结构的影响。所有单层板的一次应力、二次应力、法向应力、剪切应力以及整体与局部的热应力均应考虑,而对于倒角半径大于 13 mm 的局部非连续结构则可忽略。

处于内压状态下的压力容器应进行应力分析。此外,压力容器在正常操作和测试工况及设计要求的特殊工况下任意组合荷载下的应力应变均应计算。所有可能的组合工况应考虑。压力容器的应力应变可通过组合载荷计算获得,亦可采用各个荷载的累加计算获得。由于压力容器应力分析的复杂性,可采用基于有限元法、有限差分法或刚度分析技术的通用计算机软件完成。

A.2 设计参数

A.2.1 应采用设计温度下的弹性常数。

A.2.2 分析设计法(非连续分析法)应采用层合板的弹性常数;层合板的弹性常数可采用层合板理论依据单层板的力学性能、各铺层角度和厚度计算。

A.2.3 单层板的力学性能常数及本附录所用的符号如下:

E_x ——主方向弹性模量;

E_y ——次方向弹性模量,对于毡铺层, $E_x = E_y$;

E_s ——面内剪切模量;

ν_x ——主泊松比(由纤维方向应力引起的垂直于纤维方向的应变与纤维方向应变的比值);

X ——沿纤维方向拉伸强度;

X_c ——沿纤维方向压缩强度;

Y ——垂直于纤维方向拉伸强度;

Y_c ——垂直于纤维方向压缩强度;

R ——强度准则应力比, $R = 6$;

S ——在 x, y 平面的面内抗剪强度;

S_0 ——组件柔度系数矩阵(刚度系数矩阵的逆矩阵);

w ——层合板的上表面为 1,下表面为 -1 时的参数;

R_d ——损伤准则应力比, $R_d = 1.25$;

S_d ——在 x, y 平面的剪切应力破坏值;

X_d ——主方向的拉伸和压缩破坏值;

Y_d ——次方向的拉伸和压缩破坏值;

Ψ ——损伤准则设计系数, $\Psi = 0.75$ 。

A.3 应力分析

A.3.1 对压力容器不连续区域的应力分析,可采用类似超静定结构的方式来处理。这类分析将压力容器分割为结构特性已知的简单几何体(如环形、圆柱体等)。作用于压力容器上的压力、机械力及热载荷在压力容器的力平衡系统中应保持静态稳定。这些载荷导致的单元变形,在相邻的边界处是不等的。单元在边界的变形被定义为:

- a) 径向位移;
- b) 子午线切线的扭转。

通过在单元的边缘附加弯矩及剪切力,使结构满足变形协调和连续的要求。

A.3.2 在每个不连续点处,应附加两个平衡方程,来表达由单元上作用力、附加力及弯矩引起的组合变形。一个方程表示扭转平衡;另一个方程表示相邻单元位移平衡。通过联合求解每个不连续点处的平衡方程,可求解获得各连接处的附加弯矩和剪切力。

A.3.3 确定压力容器不连续结构附加剪切力及弯矩时先将不连续结构从压力容器壳体中以单元方式分离出来,然后计算剪切力及弯矩在每个单元边缘引起的变形量。这些变形量称为影响系数,影响系数的计算应包括不连续体位置的变形计算:

- a) 计算除附加载荷外其他载荷引起的边缘变形;
- b) 计算温度载荷引起的每个单元的边缘变形;
- c) 平衡相邻单元在接缝处的径向变形及扭转变形;
- d) 求解联立方程中的附加剪切力及弯矩。

A.4 外部压力和屈曲

由外部压力或载荷导致的应力分布应满足设计规定的应力比。计算最小屈曲压力或载荷的安全系数应不小于5。

应采用最高操作温度下的弹性性能计算外压。采用各向同性层合板制造的封头、圆筒及球壳的最小屈曲压力应满足规则设计法的要求。

压力容器壳体通常采用各向异性材料制作。各向异性材料对弹性稳定性具有不可忽略的影响,在设计时应考虑。

A.5 压力容器开孔及接头部分

分析设计法(非连续分析法)要求对开孔、接管、压力容器接头进行应力分析。应力分析应包含包覆和补强部分。需要仔细确定压力容器与包覆层及压力容器与补强层之间的剪切应力。

如果开孔满足6.3.6的规定,开孔补强、接管补强的应变可采用规则设计法进行计算。

A.6 热应力

当热位移(热膨胀或收缩)发生时,由于压力容器的部分或全部被限制,结构将产生热应力。热位移是由热传递及内部热源引起的温度不均匀分布引起的。

瞬时状态下单层板的弹性模量和热膨胀系数值通常可采用其温度范围内的平均值。如果温度下限为环境温度,平均温度下热膨胀系数的瞬时值与热膨胀的平均系数一致。

在热传导状态下,温度和热应力的分布随时间变化。因此,分析时应考虑瞬时条件下温度应力为时

间相关的函数。

A.7 附属装置

内部和外部附件应进行应力分析设计。

A.8 设计的可接受性

对可接受的设计要求如下：

- a) 压力容器任何部位的应力均应满足 A.10 的规定；
- b) 结构的抗外压满足 A.4 的规定；
- c) 压力容器与补强间的平均剪切应力(补强区,接管包覆区,对接包覆区等)不超过 1.5 MPa；
- d) 壳体单层板间的层间剪应力不需要考虑。

A.9 应力确定依据

A.9.1 二次相关强度准则

A.9.1.1 数学模型

通常,一个单层板有 5 个独立的单轴极限强度,在主方向上具有更大的抗拉强度和抗压强度,在次方向上的抗拉强度和抗压强度较小。所有由织物或毡层构成的单层板被视为各向同性,即各方向上的强度是一致的;由单向连续纱构成的单层板,沿纤维方向强度大于垂直纤维方向的强度,因此 5 个强度值大多是不等的。

二次相关准则认为,当一个或多个应力作用于单层板时,5 个强度参数将相互影响,据此规定了各强度的许用应力。

将该准则应用于每个单层,如果一个或多个单层板不能满足该准则,则认为压力容器不能满足对应的工况要求。应分别计算各种工况的组合应力或根据 A.3 计算出的附加应力与弯矩。

假设已经计算出所有部段在各种组合荷载下的层合板刚度系数、应力和力矩。

A.9.1.2 单层板应力应变

第一步采用二次相关准则计算单层板上、下表面应变。应用公式(A.1)~公式(A.6),根据力和力矩,计算参考面的应变及挠度,由此计算出所有的应变。

$$\epsilon_1^0 = S_{11}N_1 + S_{12}N_2 + S_{13}N_6 + S_{14}M_1 + S_{15}M_2 + S_{16}M_6 \dots\dots\dots(A.1)$$

$$\epsilon_2^0 = S_{12}N_1 + S_{22}N_2 + S_{23}N_6 + S_{24}M_1 + S_{25}M_2 + S_{26}M_6 \dots\dots\dots(A.2)$$

$$\epsilon_6^0 = S_{13}N_1 + S_{23}N_2 + S_{33}N_6 + S_{34}M_1 + S_{35}M_2 + S_{36}M_6 \dots\dots\dots(A.3)$$

$$K_1 = S_{15}N_1 + S_{24}N_2 + S_{34}N_6 + S_{44}M_1 + S_{45}M_2 + S_{46}M_6 \dots\dots\dots(A.4)$$

$$K_2 = S_{15}N_1 + S_{25}N_2 + S_{35}N_6 + S_{45}M_1 + S_{55}M_2 + S_{56}M_6 \dots\dots\dots(A.5)$$

$$K_6 = S_{16}N_1 + S_{26}N_2 + S_{36}N_6 + S_{46}M_1 + S_{56}M_2 + S_{66}M_6 \dots\dots\dots(A.6)$$

在压力容器的坐标系中,上、下表面应变可通过公式(A.7)~公式(A.9)获得:

$$(\epsilon_1)_\kappa = \epsilon_1^0 + \left(Z_\kappa + \frac{W_{1\kappa}}{2} \right) K_1 \dots\dots\dots(A.7)$$

$$(\epsilon_2)_\kappa = \epsilon_2^0 + \left(Z_\kappa + \frac{W_{1\kappa}}{2} \right) K_2 \quad \dots\dots\dots (A.8)$$

$$(\epsilon_3)_\lambda = \epsilon_3^0 + \left(Z_\kappa + \frac{W_{1\kappa}}{2} \right) K_6 \quad \dots\dots\dots (A.9)$$

公式(A.7) ~ 公式(A.9)给出了 $W=1$ 时单层板上表面应变, $W=-1$ 时单层板下表面压力应变。

在同一个压力容器坐标系中相应的应力,可通过上述应变及折减的刚度系数按公式(A.10)~公式(A.12)计算:

$$(\sigma_1)_\kappa = Q_{11} (\epsilon_1)_\kappa + Q_{12} (\epsilon_2)_\kappa + Q_{16} (\epsilon_6)_\kappa \quad \dots\dots\dots (A.10)$$

$$(\sigma_2)_\kappa = Q_{12} (\epsilon_1)_\kappa + Q_{22} (\epsilon_2)_\kappa + Q_{26} (\epsilon_6)_\kappa \quad \dots\dots\dots (A.11)$$

$$(\sigma_6)_\kappa = Q_{16} (\epsilon_1)_\kappa + Q_{26} (\epsilon_2)_\kappa + Q_{66} (\epsilon_6)_\kappa \quad \dots\dots\dots (A.12)$$

最后一步,将压力容器坐标系下每个单层的各个应力分量表示为材料坐标系下的各个应力分量,按公式(A.13)~公式(A.15)计算:

$$(\sigma_x)_\kappa = (\sigma_1)_\kappa m_\kappa^2 + (\sigma_2)_\kappa n_\kappa^2 - 2(\sigma_6)_\kappa m_\kappa n_\kappa \quad \dots\dots\dots (A.13)$$

$$(\sigma_y)_\kappa = (\sigma_1)_\kappa m_\kappa^2 + (\sigma_2)_\kappa n_\kappa^2 + 2(\sigma_6)_\kappa m_\kappa n_\kappa \quad \dots\dots\dots (A.14)$$

$$(\sigma_s)_\kappa = [-(\sigma_1)_\kappa + (\sigma_2)_\kappa] m_\kappa n_\kappa + (\sigma_6)_\kappa (m_\kappa^2 - n_\kappa^2) \quad \dots\dots\dots (A.15)$$

A.9.1.3 二次相关强度准则应用

二次相关强度准则方程见公式(16):

$$R^2 (F_{xx}\sigma_x^2 + 2F_{xy}\sigma_x\sigma_y + F_{yy}\sigma_y^2 + F_{ss}\sigma_s^2) + R(F_x\sigma_x + F_y\sigma_y) - 1 = 0 \quad \dots\dots (A.16)$$

式中:

$$F_{xx} = 1/XX_C;$$

$$F_{yy} = 1/YY_C;$$

$$F_{ss} = 1/S^2;$$

$$F_y = 1/Y - 1/Y_C;$$

$$F_{xy} = F_{xy}^* \sqrt{F_{xx} F_{yy}}, \text{ 其中, } F_{xy}^* = -1/2.$$

若施加的应力使得 R 等于 1, 则认为单层板失效;如果 R 大于 1, 则认为单层板安全。对于各向同性层合板, R 为“安全系数”或“设计系数”。

公式(A.16)包含的单层板 5 个强度参数是已知的,求解方程(A.16)可获得 R 值,使得:

$$G = F_{xx}\sigma_x^2 + 2F_{xy}\sigma_x\sigma_y + F_{yy}\sigma_y^2 + F_{ss}\sigma_s^2$$

$$H = F_x\sigma_x + F_y\sigma_y$$

R 为解出的两个值中的正值,按公式(A.17)计算:

$$R = \frac{-H \pm \sqrt{H^2 + 4G}}{2G} \quad \dots\dots\dots (A.17)$$

对于每一种应力状态, R 值应等于或大于 A.10 的规定。对于各向同性层合板,二次相关准则简化为公式(A.18):

$$R = \frac{X}{(\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + X_2/S^2\sigma_s^2)^{1/2}} \quad \dots\dots\dots (A.18)$$

公式(A.18)中的 R 表示层合板拉伸强度及其应力状态的函数, R 为安全系数,应力比具有正交异性特征单层板的广义安全系数。

A.9.2 二次相关损伤准则

A.9.2.1 二次相关损伤准则说明

二次相关损伤准则的计算方法与二次相关强度准则是一致的。

损伤准则使用强度准则中单层板的拉伸、压缩、剪切应力值。对于采用接触模具成型工艺和缠绕成型工艺的单层板应力值可根据规定的试验方法测试获得。对于采用接触模具成型工艺的单层板应测试其弯曲强度和剪切强度值，而纤维缠绕成型工艺的单层板应力值可通过测试一个纤维缠绕筒体试样获得。

基于损伤的设计准则符合层合板出现重大结构性破坏时的特征。实验表明，应用声发射技术测试相同载荷下层合板的重大结构破坏起始点可采用类似疲劳极限的测试方法。基于损伤的设计准则并不不同于亦不相关于层合板的首次开裂。

A.9.2.2 二次相关损伤准则应用

二次相关损伤准则方程见公式(A.19)：

$$\frac{R_d^2}{\Psi^2} \left[\left(\frac{\sigma_x}{X_d} \right)^2 - \frac{\sigma_x \sigma_y}{X_d Y_d} + \left(\frac{\sigma_y}{Y_d} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_s}{S_d} \right)^2 \right] \leq 1 \quad \dots\dots\dots (A.19)$$

损伤准则设计系数用于补偿基于试验测试方法获得的损伤设计近似值。

依据 A.6、A.10 进行计算；每个单层板应满足公式(A.19)的要求。

A.10 应力比计算方法

二次相关强度准则的应力比满足公式(A.16)、公式(A.17)的要求，而公式(A.18)作为一个特例。二次相关损伤准则的应力比满足公式(A.19)。

应力比是一个扩展的设计系数概念，不同于各向同性材料，层合板的 5 个强度常数是独立的。如果压力容器承压部件上任一单层板任一点应力状态的应力比小于 A.9.1 的二次相关强度设计准则或 A.9.2 的二次相关损伤准则，这种应力状态是危险的，相应的载荷是不准许的。应确定 A.3 所要求的各种组合载荷下的压力容器承压部件的每个点的应力比。

应根据 A.3 要求，依据 A.9 给出的公式，进行以下各种组合应力叠加计算：

- a) 依据公式(A.1)~公式(A.6)计算压力容器坐标系下的参考面应变、挠度及扭转；
- b) 依据公式(A.7)~公式(A.9)计算压力容器坐标系下的各单层板上、下表面的应变；
- c) 依据公式(A.10)~公式(A.12)计算压力容器坐标系下各单层板上、下表面的应力；
- d) 依据公式(A.13)~公式(A.15)计算材料坐标系下个(c)的单层板轴线转换应力，各单层板具有独立的 *k* 值；
- e) 依据公式(A.17)~公式(A.19)计算各单层板的应力比。

附 录 B
(资料性附录)
纤维增强塑料压力容器工艺评定

B.1 评定目的

工艺评定的目的是验证制造单位拟定的成型工艺的正确性以及对其制造单位能力的评定。

B.2 评定方法

按照设计文件拟定成型工艺,按照拟定的成型工艺制作试件,用制作好的试件制作试样进行性能测试,检测结果如符合法规、标准、设计文件要求,则拟定的成型工艺经批准可作为压力容器制作时采用的工艺,如检测结果不符合要求,则分析原因,修订拟定的成型工艺。

B.3 评定一般原则

变更下列任何一个因素均应对工艺重新进行评定:

- a) 采用的成型工艺(缠绕、手糊、喷射)发生变化时;
- b) 主要原材料(纤维、树脂)种类发生变化时;
- c) 设计方、制造方认为有必要时;
- d) 监检机构提出要求时。

B.4 评定内容

进行工艺评定时应评定以下内容:

- a) 实施工艺的设施、人员、环境、材料是否满足工艺设计要求;
- b) 工艺流程、工艺参数(铺层、配方、固化制度等)、工艺要求是否具有可操作性及合理性;
- c) 外观、厚度、树脂含量、固化度是否符合设计要求,拉伸强度及弹性模量、拉伸断裂延伸率、弯曲强度及弹性模量、层间剪切强度是否符合设计值。

B.5 人员要求

工艺评定试件应由制造单位操作熟练的人员进行操作、制作。

B.6 组织实施

工艺评定由制造单位技术负责人负责组织实施,且应给出明确的工艺评定结论。

B.7 实施流程

B.7.1 工艺评定策划。

B.7.2 设计人员进行试样的预设计计算。

B.7.3 设计人员编制预工艺。

B.7.4 操作人员按预设计、预工艺制作工艺评定试样。

B.7.5 试验人员对试样进行检测,出具试验报告。

B.7.6 评审组评审,出具工艺评定报告。如出现不符合,则分析原因,提出工艺修订意见,按照修订后的工艺重新制作试样检测、评定。

B.8 检测

B.8.1 目视检查

外观质量目视检查应符合 8.1 的要求。

B.8.2 厚度

最小壁厚应不小于设计厚度的 90%,平均壁厚不应小于设计厚度。

B.8.3 树脂含量

树脂含量偏差应不大于设计值 $\pm 5\%$ 。

B.8.4 巴柯尔硬度

巴柯尔硬度应不低于设计值。

B.8.5 环向拉伸强度及模量

环向拉伸强度及模量应不低于设计值。

B.8.6 轴向拉伸强度及模量

轴向拉伸强度及模量应不低于设计值。

B.8.7 拉伸断裂延伸率

拉伸断裂延伸率不低于设计值。

B.8.8 层间剪切强度

层间剪切强度不低于设计值。

B.8.9 弯曲强度及模量

弯曲强度及模量应不低于设计值。

B.9 组织评审

B.9.1 评审采取汇报、审议、答辩、分析和探讨的形式,找出拟定工艺的缺陷,对存在的问题提出改进建议。

B.9.2 评审组在集中评审意见的基础上,提出拟定工艺存在的主要问题及改进建议,从技术和质量保证的角度对该项工艺做出评价,并做出可否付诸实施的评审结论。

B.10 结论处置

B.10.1 制造单位负责人应编制工艺评定报告。

B.10.2 工艺部门应分析工艺评定报告提出的主要问题及需改进的意见和建议,制定措施,完善工艺,并按技术责任制的规定,经技术负责人审批后组织实施。

B.10.3 质量部门应对评审结论的处置意见和审批后的措施实施情况进行跟踪管理。

B.11 评定报告

工艺评定报告至少应包含有成型工艺、主要原材料种类(类型、规格、牌号、制造商、批号)、工艺铺层、制作人、制造日期、检测内容、结果及判定、评定结论、评定人员等内容。

B.12 文件管理

制造单位应将工艺评定中形成的文件和资料按相关规定统一整理和归档。

附录 C
(规范性附录)

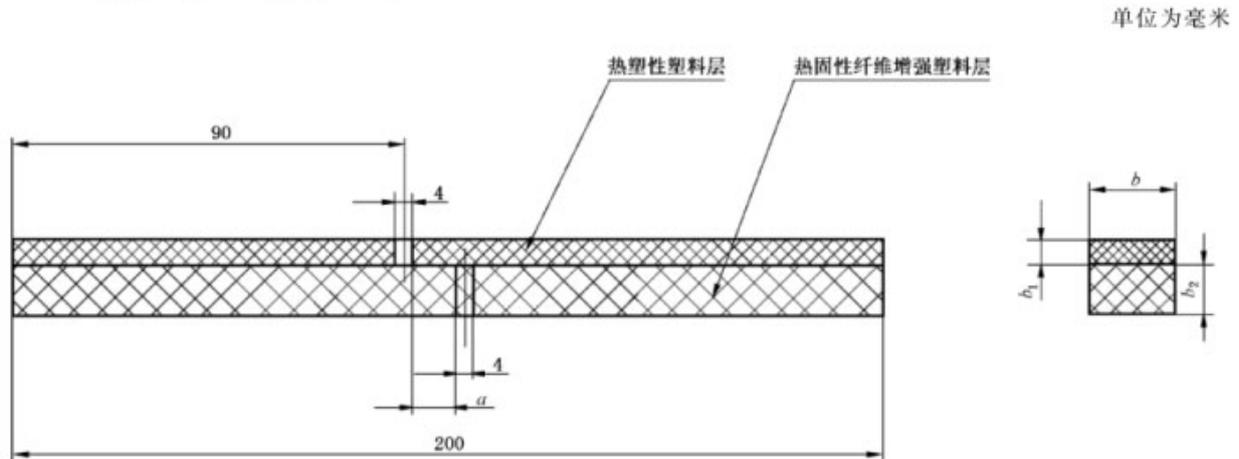
热塑性塑料内衬与结构层界面剪切强度试验方法

C.1 范围

本附录适用于热塑性塑料内衬与纤维增强热固性塑料层界面剪切强度的测定。

C.2 试样

C.2.1 试样型式和尺寸见图 C.1。



说明:

- a —— 试样剪切面长度, 取 (10 ± 0.2) mm;
- b —— 试样剪切面宽度, 取 (20 ± 0.2) mm;
- b_1 —— 热塑性塑料试样厚度, 按表 C.1 选取;
- b_2 —— 热固性塑料试样厚度, 按表 C.1 选取。

图 C.1 试样型式和尺寸示意图

C.2.2 试样的缺口槽应与试样两端面互相平行。热塑性塑料的缺口深度应达到纤维增强层, 纤维增强的缺口深度应达到热塑性塑料层。

C.2.3 不同热塑性塑料材料制作的试样最小厚度按表 C.1 的规定。

C.2.4 试样制备、试样数量按 GB/T 1446 的规定。

表 C.1 不同材料剪切试样的最小厚度

单位为毫米

材料名称	厚度	
	b_1	b_2
硬聚氯乙烯(PVC-U)	3.0	6.0
氯化聚氯乙烯(PVC-C)	3.0	6.0
均聚聚丙烯(PP-H)	3.0	6.0

表 C.1 (续)

单位为毫米

材料名称	厚度	
	b_1	b_2
嵌段共聚聚丙烯(PP-B)	3.0	6.0
无规共聚聚丙烯(PP-R)	3.0	6.0
高密度聚乙烯(HDPE)	3.0	6.0
聚偏氟乙烯(PVDF)	2.0	4.0
乙烯三氟氯乙烯共聚物(ECTFE)	2.3	4.0
氟化乙烯丙烯共聚物(FEP)	2.0	4.0
全氟烷氧基树脂(PFA)	2.0	4.0

C.3 仪器设备

C.3.1 万能试验机,应符合 GB/T 1446 的规定。

C.3.2 卡尺,精度 0.01 mm。

C.3.3 深度尺,精度 0.01 mm。

C.4 试验条件

C.4.1 试验环境温度(20±5)℃;相对湿度(50±10)%。

C.4.2 试验加载速度为(25±6) mm/min。

C.5 试验步骤

C.5.1 试样外观检查,状态调节按 GB/T 1446 的规定。

C.5.2 将合格样进行编号,测量试样受剪面任意三点的长度和宽度,取算术平均值,测量精度 0.01 mm。

C.5.3 夹持试样,使试样的中心线与上下夹具的对准中心线一致。

C.5.4 加载速度按 C.4.2 的规定。

C.5.5 对试样施加均匀、连续的拉伸载荷,直到破坏,记录破坏载荷。

C.5.6 有明显内部缺陷或不沿剪切面破坏的试样应予作废;同批有效试样不足 5 个时,应重做试验。

C.6 计算

界面剪切强度按公式(C.1)计算:

$$\tau = \frac{p}{ab} \dots\dots\dots (C.1)$$

式中:

τ ——界面剪切强度,单位为兆帕(MPa);

p ——破坏时最大载荷,单位为兆帕(MPa);

a ——试样剪切面长度,单位为毫米(mm);

GB/T 34329—2017

b —— 试样剪切面宽度,单位为毫米(mm)。

C.7 试验结果

按 GB/T 1446 的规定。

附录 D
(资料性附录)
纤维增强塑料压力容器声发射检测方法

D.1 范围

本附录适用于纤维增强塑料压力容器内部缺陷的声发射检测。
本附录仅适用于检测玻璃纤维或其他增强材料的质量分数超过 15% 的压力容器。

D.2 一般要求

声发射检测时,压力容器试验压力不得超过压力容器设计压力的 1.1 倍。
声发射定位的缺陷区域应由目测、超声、渗透等其他检测技术进行复核。

D.3 检测条件和检测准备**D.3.1 压力容器状态**

如果压力容器在试验之前从未达到过试验压力的 90%,可以采用首次加压评判准则,否则应当采用二次加压评判准则,并且在试验前参照表 D.1 的要求逐步升压并保持相应的时间。检测前应确定历史最高工作压力和声发射试验压力参数。

表 D.1 检测前降压百分比与相应降压稳定时间

降低的压力占最高工作压力百分比/%	最短降压稳定时间
≤10	12 h
<20	18 h
<30	30 h
<40	2 d
<50	4 d
<60	7 d

D.3.2 检测介质

水或者其他适合的液体。

D.3.3 检测温度

本附录适用的压力容器最低壁温 5℃,当压力容器设计温度在 38℃ 以下时,试验液体温度不得超过 38℃。

D.3.4 噪声消除

试验液体的注入口尽可能低于液面,应设在压力容器最低喷嘴处或压力容器底部。

D.3.5 仪器校准

D.3.5.1 检测门槛

使用一块 $1.2\text{ m} \times 1.8\text{ m} \times 13\text{ mm}$, 99% 纯铅板确定声发射检测门槛, 应将铅板悬挂离地面一定间距。传感器位于 1.2 m 边中心线上离 1.2 m 边 150 mm 的点上。在离传感器 1.3 m 距离处进行模拟源声发射幅度值响应测试, 产生的 10 个事件的平均幅值定义为检测门槛。

D.3.5.2 评价门槛

使用一根 $3\text{ m} \times 50\text{ mm} \times 19\text{ mm}$ 低碳钢棒来确定高幅度事件的评价门槛, 棒的两端采用弹性、相似和绝缘的衬垫支撑。传感器位于距离棒端面 300 mm 处的宽 50 mm 的表面上, 在离传感器 2.1 m 处进行模拟源声发射幅度值响应测试, 产生 10 个事件的平均幅值定义为评价门槛。

D.3.5.3 计数标准值 N_c 和 A_M 值

检测前和检测后应在压力容器表面进行模拟源声发射幅度值响应测试来确定计数标准值 N_c 。校准点选择在不同结构或不同厚度的典型区域, 尽可能位于液面线两侧并远离人孔、喷嘴。首次加压和以后加压的计数标准 N_c 可以不同。 N_c 可由声发射累计持续时间表示, 但确定 N_c 的规程相同, 仅在规程中采用时间代替计数。

分别沿压力容器表面纤维方向和与其成 45° 角的直线上进行模拟源声发射幅值响应测试。模拟源应离开校准点一段距离, 以提供一个介于检测门槛和评价门槛间的振幅分贝值 A_M 。

振铃计数标准 N_c 取决于每一对校准点上一定次数的模拟源声发射计数。

当采用计数标准值 N_c 时, 应采用检测到有显著声发射活动区域的校准点计数作为标准值。

D.3.5.4 M 的测量

M 是脱层、粘合失效和主要裂纹扩展的指示值。不同测量仪器的 M 值调试方法不同, M 值的单位随所用的计数和仪器的变化而变化。 M 值通常根据输入的电子信号来确定。当输入频率 150 kHz 、持续时间 10 ms 、峰值幅度为 5 倍检测门槛值的正弦信号时, 测得的 M 值定义为 1。当输入频率 150 kHz 、持续时间 $100\text{ }\mu\text{s}$ 、峰值幅度为 50 倍检测门槛值的正弦信号时, 测得的 M 值应不大于 0.1。对于主处理器中含有滤波器的仪器, 正弦信号的频率范围为 100 kHz 至 200 kHz 且等于滤波器的中心频率。

D.3.5.5 现场校准

传感器安放在压力容器上, 在离传感器 150 mm 进行模拟源声发射幅度值响应测试, 任何一个通道与所有通道的平均峰值响应之差应小于 6 dB 。

D.3.6 传感器的安装

检测中应同时使用高频和低频通道, 高频通道用来检测和评价声发射定位源, 低频通道用于评价被高频传感器覆盖的区域。

至少使用两个低频通道, 如果在低频通道而不是高频通道检测到声发射撞击信号, 检测人员应重新安装高频通道。

D.4 声发射检测系统调试

D.4.1 衰减测量

D.4.1.1 带有波幅分析的声发射仪器

在压力容器上远离人孔、管座等的典型区域,分别沿压力容器表面纤维方向和与其成 45° 角方向上,离高频声发射传感器150 mm、300 mm处测量模拟源的幅值响应,并在报告中记录峰值幅度。

D.4.1.2 没有波幅分析的系统

在压力容器上远离人孔、管座等的典型区域,分别沿压力容器表面纤维方向和与其成 45° 角方向上进行模拟源声发射幅值响应测试,测量当模拟源的峰值幅度等于评价门槛(高幅度事件)和检测门槛时试验点与高频传感器中心间的距离,并在报告中记录距离数据。

D.4.2 传感器位置和间距

传感器优先布置在结构危险区域,包括:高应力区,几何不连续区、喷嘴、人孔、返修区、支撑环和已知缺陷等部位。

考虑材质衰减时测量模拟源声发射信号幅度等于检测门槛时的距离,高频传感器间距应不大于此距离的3倍。低频传感器应布置在低应力区,间距尽可能大。

D.4.3 通道灵敏度测试

在检测开始前和结束后应采用模拟源对每个声发射通道进行声发射幅度响应测试,测试距离应大于75 mm,每个通道与所有通道的平均响应幅值之差不大于6 dB,并记录测试结果。

D.5 检测方法

D.5.1 概述

在加压过程中,连续监测并记录声发射数据。加压介质应为液体,不允许使用气体(空气、 N_2)。压力容器应具有快速泄放装置以处理任何潜在的危险情况。

D.5.2 背景噪声

在系统性能校准后和对压力容器加压前,应对背景噪声和虚假信号进行识别和测量。推荐的测量时间10 min至30 min。

D.5.3 加压程序

每分钟升压速度不得超过最大试验压力的2%。参照图D.1程序实施加压,加压至最终试验压力并保压30 min,在加压过程中应对压力容器持续监测。

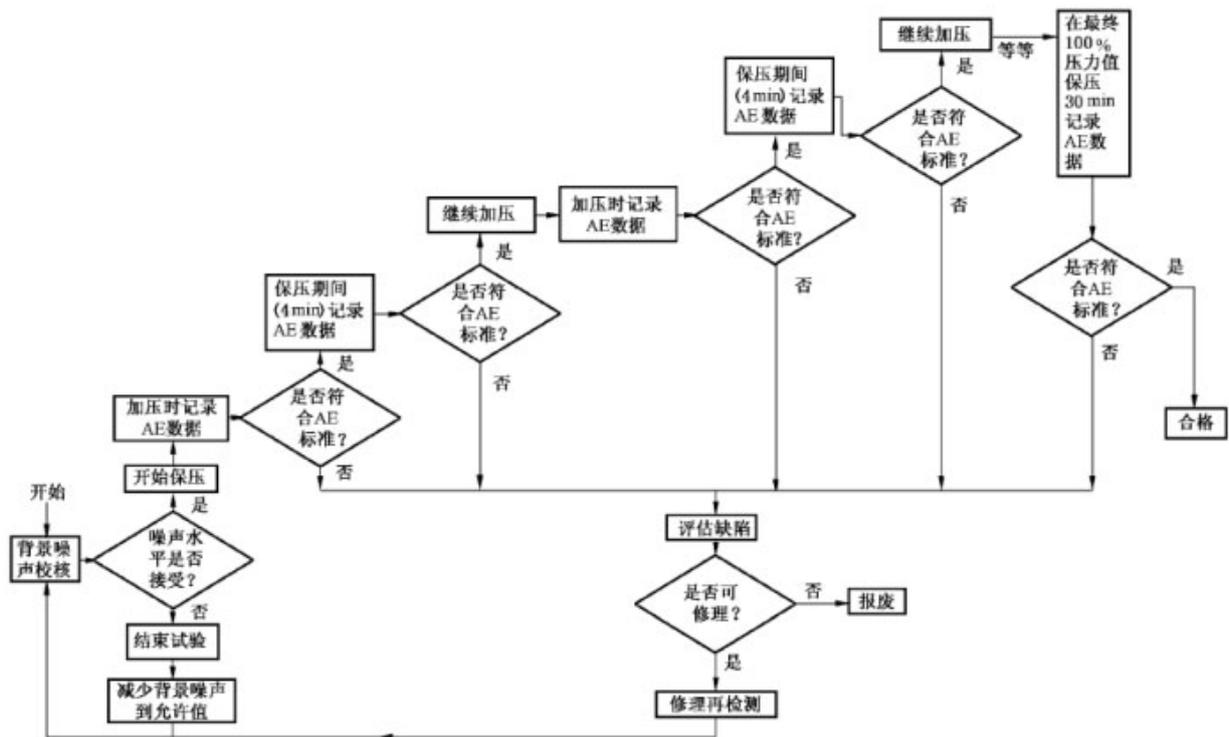


图 D.1 压力容器声发射检测流程

D.5.4 结束检测

如果声发射计数率随着负载快速增加,应停止对压力容器加压并结束检测。声发射计数率快速地(成指数地)增加表明压力容器即将发生失效。

D.6 结果评价

D.6.1 评价标准

D.6.1.1 声发射结果的评定依据高频通道数据,低频传感器用于监测整个压力容器。压力容器评价标准参见表 D.2。

D.6.1.2 检测不同类型的构件或不同检测条件时,应制定专用的评价标准。

D.6.1.3 如果压力容器没有通过首次加压评判准则,可以重新试验并根据二次加压评判准则进行判定。重新试验前,应参照表 D.1 的要求逐步升压并保持相应的时间。压力容器的升压程序应参照图D.2的要求进行。

表 D.2 压力容器评价标准

评定参数	首次加压	二次加压	结果评定
保压时声发射	$T_H = 2 \text{ min}; E_H = \text{每分钟} 5 \text{ 个事件}$	$T_H = 2 \text{ min}; E_H = 0 \text{ 事件}$	连续永久破坏的指示值 ^a
费利西蒂比	$F_A = 0.95$	$F_A = 0.95$	以往产生破坏严重性的指示值

表 D.2 (续)

评定参数	首次加压	二次加压	结果评定
总计数 ^b	不超过	在每对校准点上,取 10 个断铅试验主声发射信号幅值的平均值的 65 倍为 N_C	加压循环中所有破坏的指示值
M^c	$M_V = \text{不大于 } 1$	$M_V = \text{不大于 } 1$	剥层、脱粘和主要裂纹扩展的指示值
高幅度事件计数	$E_A = 10$	$E_A = 5$	微观结构失效的指示值。该值通常和纤维断裂有关
注 1: A_M 、 E_A 、 E_H 、 F_A 、 N_C 和 M 为标准评定值, T_H 为规定的保压时间。 注 2: 表中数据仅供参考。			
* 永久性破坏包括微观开裂、脱粘和纤维拔出。 ^b 因仪器制造厂不同而变化。 ^c 参见 D.3.5.4 M 的测量。			

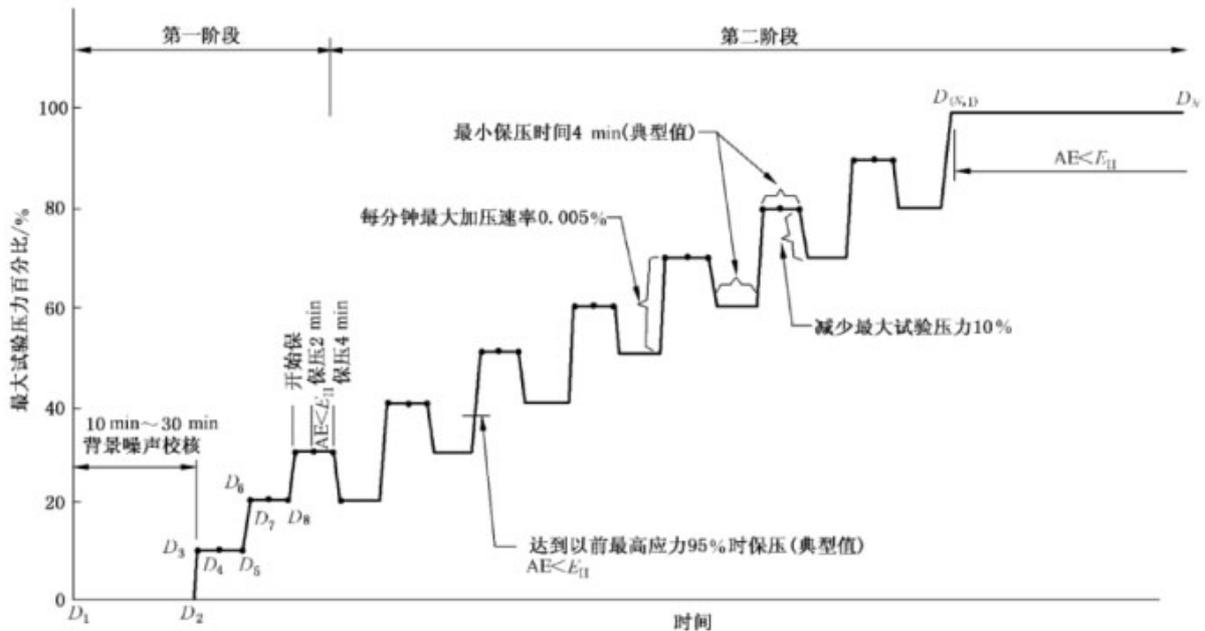


图 D.2 压力容器加压顺序

D.6.2 保压时声发射事件计数 E_H

保压时,声发射计数是重要评价参数,连续发射信号表示持续的破坏。保压时背景噪声应处于最低值。

D.6.3 费利西蒂比确定

费利西蒂比值表明压力容器历史损伤的严重程度。明显的突发发射信号是费利西蒂比的判据,如下所示:

- a) 应力增加 10%时,有多于 5 次的突发发射信号;
- b) 应力增加 10%时,声发射计数高于 $N_C/25$;

- c) 保压时产生连续发射信号,可在加压过程中加入短时(少于或等于 1 min)的保压操作。

D.6.4 高幅度事件

高幅度事件一般在新压力容器中是指纤维断裂等结构损伤。在用或已加压过的压力容器,保压时的声发射计数和费利西蒂比是重要评价参数。

D.6.5 总计数

压力容器首次加压时将频繁出现声发射撞击信号。对于所有压力容器总计数均为重要的评价参数,当总计数超过规定值时表明压力容器即将发生破坏。

D.7 文件

D.7.1 报告

报告应包括下列内容:

- a) 设备名称、编号、制造单位、设计压力、温度、介质、最高工作压力、材料编号、公称壁厚和几何尺寸;
- b) 加载史和缺陷情况;
- c) 执行和参考标准名称和编号;
- d) 检测方式、仪器型号、耦合剂、传感器型号及固定方式;
- e) 使用的试验液体;
- f) 试验液体的温度;
- g) 各通道灵敏度测试结果;
- h) 各通道门檻和系统增益的设置值;
- i) 背景噪声的测定值;
- j) 衰减测量结果;
- k) 传感器布置示意图;
- l) 在设计图和制造图纸上标明不符合评价标准的区域;
- m) 加压程序图;
- n) 检测结果分析和数据图;
- o) 结论;
- p) 检测人员、报告编写人和审核人签字及资格证书编号;
- q) 检测日期。

D.7.2 记录

D.7.2.1 永久性声发射记录包括:

- a) 随者时间的变化,检测区域内的振铃计数;
- b) 总事件和时间的关系;
- c) 衰减测量结果。

D.7.2.2 声发射数据应和压力容器记录一起保存。