



中华人民共和国医药行业标准

YY/T 0084.1—2009
代替 YY/T 0084.1—1992

圆形压力蒸汽灭菌器 主要受压元件强度计算及其有关规定

Strength calculation and relevant regulations of primary pressure
components of cylindrical pressure steam sterilizer

2009-06-16 发布

2010-12-01 实施



国家食品药品监督管理局 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	1
4 材料	4
5 灭菌器圆筒的强度计算	5
6 封头	7
7 器盖	10
8 法兰与联接件	12
9 灭菌器的安全附件及有关规定	17

前 言

YY/T 0084 分为两个部分：

- 圆形压力蒸汽灭菌器主要受压元件强度计算及其有关规定；
- 矩形压力蒸汽灭菌器主要受压元件强度计算及其有关规定。

本部分为 YY/T 0084 的第 1 部分。

本部分代替 YY/T 0084.1—1992《圆形压力蒸汽灭菌器主要受压元件强度计算及其有关规定》。

本部分与 YY/T 0084.1—1992 相比主要变化如下：

- 本部分中所有的符号、术语、定义、计算公式、材料的选用均按 GB 150—1998 的规定，除了特殊型式法兰的强度计算。
- 主要受压元件的计算：
 - 1) 主要受压元件：圆筒、加强圈、封头、器盖、法兰的计算，采用 GB 150—1998 中相应的强度计算公式，仍保留灭菌器常用结构的计算；
公式统一按计算厚度 δ ，不用设计厚度 δ' 。
 - 2) 对圆筒、封头、器盖的计算，特别是外压时的强度计算采用 GB 150—1998 中规定的图表法确定，删去原标准中的“拉姆公式”等；
 - 3) 保留原标准中松式法兰、整体法兰和任意式法兰的型式。对图中和计算公式的符号采用 GB 150—1998 标准（特殊型式的法兰除外）；
 - 4) 保留 YY/T 0084.1—1992 中灭菌器常用法兰的型式和计算公式，保留联接件的计算公式；
 - 5) 灭菌器的安全附件及其有关规定，按各安全附件新颁布的法定标准执行；按 GB 4793.4—2001 和《压力容器安全技术监察规程》规定制定安全要求。
 - 6) 删除 YY/T 0084.1—1992“5 焊缝系数与焊接”、“6 资格与职责”。与强度计算的有关规定，在第 9 章中叙述。

本部分由国家食品药品监督管理局提出。

本部分由全国消毒技术与设备标准化技术委员会归口。

本部分起草单位：上海华线医用核子仪器有限公司、国家食品药品监督管理局广州医疗器械质量监督检验中心、山东新华医疗器械股份有限公司。

本部分主要起草人：钟柏牛、郑红琴、徐红蕾、王道军。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为：

- WS2/Z-19—1975、YY/T 0084.1—1992。

圆形压力蒸汽灭菌器 主要受压元件强度计算及其有关规定

1 范围

YY/T 0084 的本部分规定了单层、双层圆形压力蒸汽灭菌器(以下简称灭菌器)主要受压元件强度计算及其有关规定,对于本部分未予规定的则由相应的标准规定。

本部分适用于设计压力不大于 0.4 MPa 的圆形压力蒸汽灭菌器。

本部分也适用于承载负压的圆形压力蒸汽灭菌器。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 YY/T 0084 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB 150—1998 钢制压力容器

GB 4793.4—2001 测量、控制及实验室用电气设备的安全 实验室用处理医用材料的蒸汽器的特殊要求(IEC 61010-2-041:1995, IDT)

JB/T 4755—2006 铜制压力容器

JB/B 4734—2002 铝制焊接容器

YY 0154 压力蒸汽灭菌设备用弹簧式安全阀

YY/T 0159 压力蒸汽灭菌设备用疏水阀

压力容器安全技术监察规程 1999

3 术语和定义

下列术语和定义适用于 YY/T 0084 的本部分。

3.1

设计压力 design pressure

设计压力指设定的灭菌器容器顶部的最高压力,与相应的设计温度一起作为设计载荷条件,其值不低于工作压力。

3.2

计算压力 calculation pressure

计算压力指在相应设计温度下,用以确定元件厚度的压力,其中包括液柱静压力。当元件所承受的液柱静压力小于 5%设计压力时可忽略不计。

3.3

设计温度 design temperature

设计温度指灭菌器在正常工作情况下,设定的元件的金属温度(沿元件金属截面的温度平均值)。设计温度与设计压力一起作为设计载荷条件。

3.4

厚度 thickness

3.4.1

计算厚度 calculation thickness

计算厚度指按各章公式计算得到的厚度。需要时应计入 GB 150—1998 中 3.5.4 适用载荷所需厚度。

3.4.2

设计厚度 design thickness

设计厚度指计算厚度与腐蚀裕量之和。

3.4.3

名义厚度 nominal thickness

名义厚度指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。

3.4.4

有效厚度 effective thickness

有效厚度指名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差。

3.4.5

最小厚度 minimum thickness

灭菌器圆筒、封头加工成形后不包括腐蚀裕量的最小厚度：

- a) 对于碳素钢、低合金钢制容器，不小于 3 mm；
- b) 对高合金钢制容器，不小于 2 mm。

3.4.6

厚度附加量 extra thickness

考虑灭菌器在制造和使用时，由于钢材的负偏差和介质的腐蚀性，需要增加材料的厚度。

厚度附加量按式(1)确定：

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

式中：

C ——厚度附加量，单位为毫米(mm)；

C_1 ——钢材厚度负偏差(3.4.6.1)，单位为毫米(mm)；

C_2 ——腐蚀裕量(3.4.6.2)，单位为毫米(mm)。

3.4.6.1

钢材厚度负偏差 negative tolerance of steel thickness

钢板或钢管的厚度负偏差按钢材标准的规定。当钢材的厚度负偏差不大于 0.25 mm，且不超过名义厚度的 6% 时，负偏差可忽略不计。

3.4.6.2

腐蚀裕量 corrosion allowance

为防止灭菌器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄，应考虑的增加量。

对于碳素钢和低合金钢，腐蚀裕量 C_2 不小于 1 mm；对于高合金钢，腐蚀裕量 C_2 为 0。

3.5

许用应力 allowable stress

材料的强度极限或屈服极限除以相应的安全系数所得出的应力值。

本部分的许用应力依据按表 1 选取。

表 1 确定许用应力的依据

材 料			使用状态	许用应力,取下列各值中的最小值 MPa
容 器	碳素钢、低合金钢(板)			$\frac{\sigma_b}{3.0}, \frac{\sigma_s}{1.6}, \frac{\sigma'_s}{1.6}$
	高合金钢(板)			$\frac{\sigma_b}{3.0}, \frac{\sigma_s(\sigma_{0.2})}{1.5}, \frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{1.5}$
	铜、铝(板)		退火	$\frac{\sigma_s}{n_s}(n_s \geq 1.5)$
	铜、铝(铸件)			$\frac{0.8\sigma_s}{n_s}(n_s \geq 4)$
	灰铸铁			$\frac{\sigma_b}{10}$
	可锻铸铁、球墨铸铁			$\frac{\sigma_b}{8.0}$
	铸钢			$\frac{\sigma_b}{4.0} \cdot n_z(n_z \leq 0.9)$
螺 柱	碳素钢	$\leq M22$	热轧,正火	$\frac{\sigma'_s}{2.7}$
		M24~M48	热轧,正火	$\frac{\sigma'_s}{2.5}$
	低合金钢,马氏体 高合金钢	$\leq M22$	调质	$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{3.5}$
		M24~M48	调质	$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{3.0}$
	奥氏体高合金钢	$\leq M22$	固溶	$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{1.6}$
		M24~M48	固溶	$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{1.5}$
注 1: σ_b——材料标准抗拉强度下限值,单位为兆帕(MPa)。 注 2: $\sigma_s(\sigma_{0.2})$——材料标准常屈服点(或 0.2%屈服强度),单位为兆帕(MPa)。 注 3: $\sigma'_s(\sigma'_{0.2})$——材料在设计温度下屈服点(或 0.2%屈服强度),单位为兆帕(MPa)。 注 4: 当铜、铝板或铸件无法确定设计温度下屈服强度(条件屈服限)而以抗拉强度为依据确定许用应力时,取$\frac{\sigma_b}{n_b}$ ($n_b \geq 4$),n_b 应适当提高。 注 5: σ'_s——材料在设计温度下屈服点,单位为兆帕(MPa)。 注 6: 不锈钢复合钢板的许用应力按式(2)确定: $[\sigma]^t = \frac{[\sigma]_1^t \delta_1 + [\sigma]_2^t \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} \dots\dots\dots (2)$ 式中: $[\sigma]^t$——设计温度下复合钢板的许用应力,单位为兆帕(MPa); $[\sigma]_1^t$、$[\sigma]_2^t$——设计温度下基层钢板和复合材料的许用应力,单位为兆帕(MPa); δ_1、δ_2——基层钢板的名义厚度,复合材料的厚度,单位为毫米(mm)。				

3.6

焊接接头系数 welded joint coefficient

设计时,考虑焊接接头对受压元件强度削弱的因素所取的系数。

焊接接头系数按《压力容器安全技术监察规程》中第 43 条、第 44 条和表 3-5 选取。

3.7

压力试验 pressure test

灭菌器容器制成后,在规定的试验场地,容器在密封状态下进行的耐压试验。

注:压力试验的种类、要求和试验压力值应在图样上注明。

3.7.1 压力试验一般采用液压试验,试验液体一般为水。碳素钢、16MnR 和正火 15MnVR 制容器和受压元件在进行液压试验时,液体的温度不低于 5℃;其他低合金钢制容器和受压元件,液体的温度不低于 15℃。

3.7.2 试验压力

内压容器

$$p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \dots\dots\dots (3)$$

外压容器和真空容器

$$p_T = 1.25p \dots\dots\dots (4)$$

式中:

p_T ——试验压力,单位为兆帕(MPa);

p ——设计压力,单位为兆帕(MPa);

$[\sigma]$ ——受压元件材料在试验温度下的许用应力,单位为兆帕(MPa);

$[\sigma]^t$ ——受压元件材料在设计温度下的许用应力,单位为兆帕(MPa)。

3.7.3 试验方法应按《压力容器安全技术监察规程》的要求进行,试验后各部分不得有渗漏和可见变形。

4 材料

4.1 总则

4.1.1 灭菌器受压元件所用的材料应符合本章规定。非受压元件,当与受压元件焊接时,也应是焊接性良好的材料。

4.1.2 灭菌器受压元件用钢应由平炉、电炉或氧气转炉冶炼。钢材的技术要求应符合相应的国家标准、行业标准或有关技术文件的规定。灭菌器主体部分用钢应附有钢材生产单位的钢材质量证明书(原件)。

4.1.3 灭菌器受压元件用铸造件、有色金属时,应符合相应的国家标准、行业标准或有关技术条件的规定;应符合《压力容器安全技术监察规程》第二章的相关规定。材料生产单位应按相关标准的规定,向用户提供质量证明书(原件)。

4.2 材料要求

4.2.1 灭菌器受压元件材料的选用、标准、使用状态和许用应力按表 2 的规定。有色金属材料的选用、标准、使用状态和许用应力按 JB/T 4755—2006《铜制压力容器》和 JB/T 4734—2002《铝制焊接容器》的规定。

4.2.2 灭菌器受压元件应符合《压力容器安全技术监察规程》第二章材料规定:

a) 板材:钢板应符合第 11 条~第 13 条,有色金属板应符合第 17 条~第 19 条。

b) 铸件:铸铁应符合第 15 条。铸钢应符合第 16 条。

c) 采用国外材料时:应符合第 22 条。

采用新研制材料时:应符合第 23 条。

表 2 钢板和螺柱的许用应力

材 料	标准	使用状态	厚度/规格 mm	常温强度指标		在下列温度下的许用应力			备注
				σ_b MPa	σ_s MPa	MPa			
						≤20 ℃	100 ℃	150 ℃	
钢 板									
Q235-B	GB 912	热轧	3~4	375	235	113	113	113	
	GB 3274		4.5~16	375	235	113	113	113	
			>16~40	375	235	113	113	113	
16MnR	GB 6654	热轧,正火	6~16	510	345	170	170	170	
0Cr13	GB 4237	退火	2~60			137	126	123	
0Cr18Ni9	GB 4237	固溶	2~60			137	137	137	a
						137	114	103	
00Cr19Ni10	GB 4237	固溶	2~60			118	118	118	a
						118	97	87	
00Cr17Ni14Mo2	GB 4237	固溶	2~60			118	118	118	a
						118	97	87	
螺 柱									
35	GB 699	正火	≤M22	530	315	117	105	98	
			M24~M27	510	295	118	106	100	
40Cr	GB 3077	调质	≤M22	805	685	196	176	171	
			M24~M36	765	635	212	189	183	
2Cr13	GB 1220	调质	≤M22	126	117	111	106	103	
			M24~M27	147	137	130	123	120	
0Cr18Ni9	GB 1220	固溶	≤M22			129	107	97	
			M24~M48			137	114	103	
0Cr17Ni14Mo2	GB 1220	固溶	≤M22			129	109	101	
			M24~M48			137	117	107	
a 该行许用应力仅适用于允许产生微量永久变形之元件,对于法兰或其他有微量永久变形就引起泄漏或故障的场合不能采用。 本表数据摘自 GB 150—1998。									

5 灭菌器圆筒的强度计算

5.1 内压圆筒

5.1.1 符号

- C——厚度附加量(按第 3 章),单位为毫米(mm);
- D_i ——圆筒的内直径,单位为毫米(mm);
- D_o ——圆筒的外直径,单位为毫米(mm);
- p_c ——计算压力(按第 3 章),单位为兆帕(MPa);

- [p_w]——圆筒的最大允许工作压力,单位为兆帕(MPa);
 δ ——圆筒的计算厚度,单位为毫米(mm);
 δ_e ——圆筒的有效厚度,单位为毫米(mm);
 δ_n ——圆筒的名义厚度,单位为毫米(mm);
 σ' ——设计温度下圆筒的计算应力,单位为兆帕(MPa);
 $[\sigma]'$ ——设计温度下圆筒材料的许用应力(按第4章),单位为兆帕(MPa);
 ϕ ——焊接接头系数(按第3章)。

5.1.2 圆筒计算

5.1.2.1 设计温度下圆筒的计算厚度 δ

按式(5)计算,公式的适用范围为 $p_c \leq 0.4[\sigma]'\phi$ 。

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

5.1.2.2 设计温度下圆筒的计算应力 σ'

按式(6)计算, σ' 值应小于或等于 $[\sigma]'\phi$ 。

$$\sigma' = \frac{p_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \dots\dots\dots (6)$$

5.2 外压圆筒

5.2.1 符号

- A ——系数,按 GB 150—1998 中 6.1 定义;
 A_s ——加强圈的横截面积,单位为平方毫米(mm²);
 B ——系数,按 GB 150—1998 中 6.1 定义;
 C ——厚度附加量(按第3章),单位为毫米(mm);
 D_i ——圆筒内直径,单位为毫米(mm);
 D_o ——圆筒外直径($D_o = D_i + 2\delta$),单位为毫米(mm);
 D_s ——加强圈中性轴直径,单位为毫米(mm);
 E ——设计温度下材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
 I ——加强圈与壳体组合段所需惯性矩,单位为四次方毫米(mm⁴);
 I_s ——加强圈与壳体有效段的组合截面,对该截面形心轴的惯性矩,单位为四次方毫米(mm⁴);
 L ——圆筒计算长度,按 GB 150—1998 中 6.1 定义;
 L_s ——按 GB 150—1998 中 6.1 定义;
 p_c ——计算外压力(按第3章),单位为兆帕(MPa);
 $[p]$ ——许用外压力,单位为兆帕(MPa);
 δ_n ——圆筒名义厚度,单位为毫米(mm);
 δ_e ——圆筒有效厚度,单位为毫米(mm);
 $[\sigma]'$ ——设计温度下圆筒材料的许用应力(按第4章),单位为兆帕(MPa)。

5.2.2 外压圆筒计算

外压圆筒所需的有效厚度用 GB 150—1998 中图 6-2~图 6-10 进行计算。步骤如下:

- 假设 δ_n , 令 $\delta_e = \delta_n - C$, 确定 L/D_o 和 D_o/δ_e ;
- 在 GB 150—1998 中图 6-2 的左侧纵轴上找出 L/D_o 值,过此点沿水平方向右移与 D_o/δ_e 线相交(遇中间值用内插法);
- 此点沿垂直方向下移,在图 6-2 下方的横轴上得到系数 A (也可用 GB 150—1998 中表 6-1 查取);
- 材料选用图 6-3~图 6-10,在图的下方横轴上找到系数 A ,过此点垂直上移,与设计温度下的

材料线相交(遇中间温度用内插法),再过此交点水平方向右移,在图的右侧纵轴上得到系数 B ,并按式(7)计算许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{D_o/\delta_e} \dots\dots\dots (7)$$

注:灭菌器圆筒的 A 值,一般落在设计温度材料线的右侧。
 $[p]$ 值应大于或等于 p_c , 否则再假设 δ_n , 重复上述 a)~d) 的步骤,直至 $[p] \geq p_c$ 为止。

5.3 外压圆筒加强圈

5.3.1 加强圈的计算

加强圈所需惯性矩 I ,按下述步骤确定:

- a) 根据圆筒的外压计算, D_o, L_s 和 δ_e 为已知,选定加强圈材料与截面尺寸,并计算它的横截面积, A_s 和加强圈与圆筒有效段组合截面的惯性矩 I_s 。
- b) 用式(8)计算 B 值:

$$B = \frac{p_c D_o}{\delta_e + (A_s/L_s)} \dots\dots\dots (8)$$

- c) 按 GB 150—1998 中图 6-3~图 6-10,在图的右侧纵轴上找到按式(8)计算出的 B 值,过此点沿水平方向左移与设计温度下材料线相交,并从该交点垂直移至图下方的横轴上,读出 A 值(若图中无交点,则按 $A=1.5B/E$,计算出 A 值)。
- d) 用式(9)计算加强圈与圆筒组合段所需的惯性矩 I :

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

- e) 当用选定加强圈材料与截面尺寸计算出的惯性矩 $I_s > I$ 时,应另选较大惯性矩的加强圈,重复上述 a)~d) 步骤,直至 $I_s \geq I$ 为止。

5.3.2 加强圈的设置

应符合 GB 150—1998 中 6.3.2 的相应规定。

6 封头

6.1 凸形封头

凸形封头包括椭圆形封头、碟形封头、球冠形封头和半球形封头。

椭圆形封头推荐采用长短轴比值为 2 的标准型。

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%,且不得小于 3 倍的名义厚度。

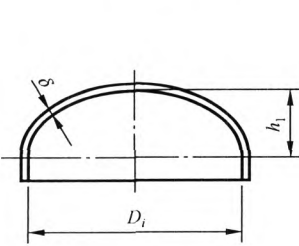


图 1 椭圆形封头

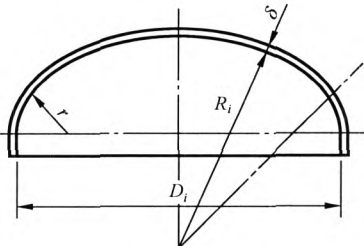


图 2 碟形封头

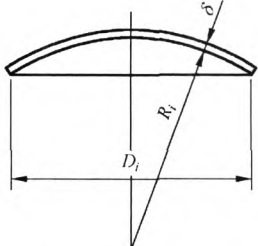


图 3 球冠形封头

6.1.1 符号

- D_i ——封头内直径,单位为毫米(mm);
- D_o ——封头外直径($D_o = D_i + 2\delta_n$),单位为毫米(mm);
- h_i ——封头曲面深度,单位为毫米(mm);

- p_c ——计算压力(按第 3 章),单位为兆帕(MPa);
- $[p_w]$ ——最大允许工作压力,单位为兆帕(MPa);
- R_i ——碟形封头或球冠形封头球面部分内半径,单位为毫米(mm);
- r ——碟形封头过渡段转角内半径,单位为毫米(mm);
- δ ——封头计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_e ——封头有效厚度,单位为毫米(mm);
- δ_n ——封头名义厚度,单位为毫米(mm);
- $[\sigma]'$ ——设计温度下封头材料的许用应力(按第 4 章),单位为兆帕(MPa);
- ϕ ——焊接接头系数(按第 3 章)。

6.1.2 椭圆形封头的计算(见图 1)

6.1.2.1 受内压(凹面受压)椭圆形封头

标准椭圆形封头的计算厚度按式(10)计算:

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5 p_c} \dots\dots\dots (10)$$

非标准椭圆形封头的计算厚度按式(11)计算:

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5 p_c} \dots\dots\dots (11)$$

式中:

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

标准椭圆形封头的有效厚度 $\delta_e \geq 0.15\% D_i$, 其他椭圆形封头的有效厚度 $\delta_e \geq 0.30\% D_i$ 。如果在确定封头厚度时已考虑了内压下的弹性失稳问题,可不受此限制。

椭圆形封头的最大允许工作压力按式(12)计算:

$$[p_w] = \frac{2[\sigma]'\phi \delta_e}{K D_i + 0.5 \delta_e} \dots\dots\dots (12)$$

6.1.2.2 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,采用图表法,按下述步骤确定:

假设 δ_n , 令 $\delta_e = \delta_n - C$, 定出 R_o/δ_e , R_o 为椭圆形封头的当量球壳外半径。

$$R_o = K_1 D_o$$

式中:

K_1 ——由椭圆形长短轴比值决定的系数,见表 3。

表 3 系数 K_1 值

$D_o/2h_o$	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: $K_1 = 0.9$ 为标准椭圆形封头。 注 3: $h_o = h_i + \delta_n$ 。									

用式(13)计算系数 A :

$$A = \frac{0.125}{(R_o/\delta_e)} \dots\dots\dots (13)$$

根据所用材料,选用 GB 150—1998 中图 6-2~图 6-10,在图的下方横轴上找到系数 A ,若 A 值落在设计温度下材料线的右侧,则过此点垂直上移与设计温度下的材料线相交(遇中间温度值用内插法),再过此交点水平方向右移,在图的右侧纵轴上得到系数 B 。

按式(14)计算许用外压力 $[p]$ 值:

$$[p] = \frac{B}{(R_o/\delta_e)} \dots\dots\dots (14)$$

若所得 A 值落在设计温度下材料线的左侧,则用式(15)计算许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{0.833E}{(R_o/\delta_e)^2} \dots\dots\dots (15)$$

6.1.3 碟形封头的计算(见图 2)

6.1.3.1 受内压(凹面受压)碟形封头

封头计算厚度按式(16)计算:

$$\delta = \frac{Mp_c R_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \dots\dots\dots (16)$$

式中:

M ——碟形封头形状系数, $M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right)$, 系数 M 按 GB 150—1998 表 7-3。

对于 $R_i = 0.9D_i, r = 0.17D_i$ 碟形封头的有效厚度 $\delta_e \geq 0.15\% D_i$, 其他碟形封头的有效厚度 $\delta_e \geq 0.30\% D_i$ 。如果在确定封头厚度时已考虑了内压下的弹性失稳问题,可不受此限制。

6.1.3.2 受外压(凸面受压)碟形封头

凸面受压碟形封头的厚度计算,采用图表法。按 GB 150—1998 中 7.1.3.2 的规定,步骤按 GB 150—1998 中 6.2.2, 其中 R_o 为碟形封头球面部分外半径。

6.1.3.3 受内压铸造倒碟形封头(见图 4)

封头计算厚度按式(17)计算:

$$\delta = \frac{Kp_c R_i}{[\sigma]^t} \dots\dots\dots (17)$$

式中:

K ——倒碟形封头系数,按图 5 取;图中 $\theta = \arcsin \frac{R_o - r}{R + r}$ 。

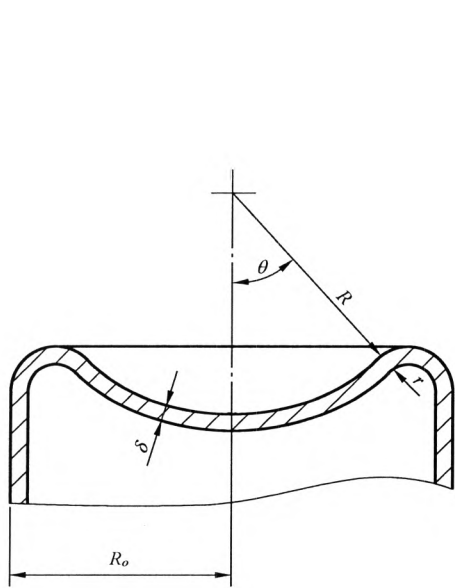


图 4 倒碟形封头

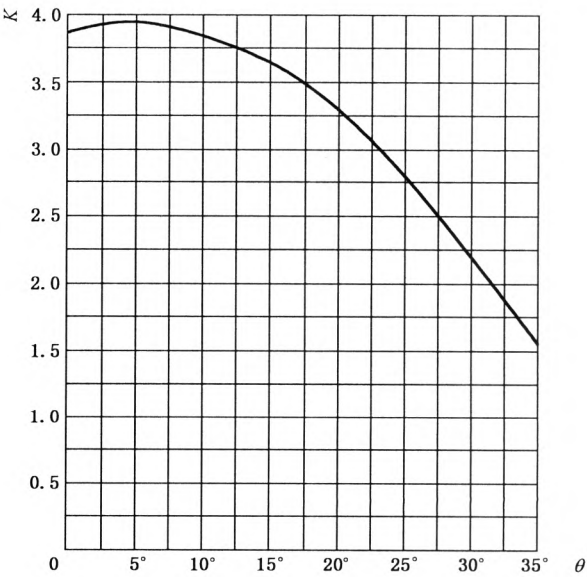


图 5 倒碟形封头系数 K

若封头计算厚度小于筒体厚度时,应取筒体厚度。

若封头底部直接受火加热时,封头计算厚度应增加 15%。

6.1.4 球冠形封头计算(见图 3)

6.1.4.1 球冠形封头的结构形式按 GB 150—1998 中图 7-4 的规定。

6.1.4.2 受内压(凹面受压)球冠形端封头

封头的计算厚度按式(18)计算:

$$\delta = \frac{Q p_c D_i}{2[\sigma]'\phi - p_c} \dots\dots\dots (18)$$

式中:

Q ——系数,按 GB 150—1998 中图 7-5 查取。

6.1.4.3 受外压(凸面受压)球冠形端封头

按 GB 150—1998 中 7.1.4.2 的规定。

7 器盖

7.1 带法兰的凸形器盖(见图 6)

7.1.1 符号

D ——法兰外直径,单位为毫米(mm);

D_b ——螺栓中心圆直径,单位为毫米(mm);

D_g ——垫片压紧力作用中心圆直径,单位为毫米(mm);

D_i ——法兰内直径,单位为毫米(mm);

F_d ——作用在法兰环内侧器盖压力载荷引起的轴向分力, $F_d = 0.785 D_i^2 p_c$, 单位为牛(N);

F_r ——作用在法兰环内侧器盖压力载荷引起的径向分力, $F_r = F_d \operatorname{ctg} \beta_1$, 单位为牛(N);

M_o ——总力矩,单位为牛毫米(N·mm);

p_c ——计算压力,单位为兆帕(MPa);

R_i ——器盖球面部分内半径,单位为毫米(mm);

L_d ——螺栓中心至法兰环内侧的径向距离,单位为毫米(mm);

L_r —— F_r 对法兰环截面形心的力臂,单位为毫米(mm);

β_1 ——器盖边缘处球壳中面切线与法兰环直径的夹角, $\beta_1 = \arcsin \frac{0.5 D_i}{R_i + 0.5 \delta}$;

δ ——器盖计算厚度,单位为毫米(mm);

δ_f ——法兰计算厚度,单位为毫米(mm);

$[\sigma]_f'$ ——设计温度下法兰所用材料的许用应力(按第 4 章),单位为兆帕(MPa)。

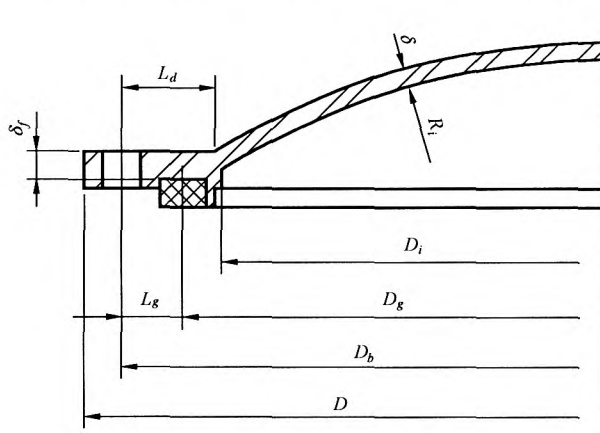


图 6 带法兰的凸形器盖

7.1.2 受内压带法兰凸形器盖

7.1.2.1 器盖封头厚度 δ 计算按式(19):

$$\delta = \frac{5p_c R_i}{6[\sigma]^t} \quad \dots\dots\dots (19)$$

7.1.2.2 法兰厚度 δ_f 计算按式(20),分操作状态和预紧状态计算,取较大值。

$$\delta_f = Q + \sqrt{\frac{1.875M_o(D_b + D_i)}{[\sigma]^t_f D_i (7D_b - 5D_i)}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

其中:

$$Q = \frac{p_c R_i}{4[\sigma]^t_f} \cdot \frac{(D_b + D_i)}{(7D_b - 5D_i)} \quad \dots\dots\dots (21)$$

操作状态时 Q 按式(21)计算, $M_o = M_p$

$$M_p = F_d L_d + F_t L_t + F_g L_g \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中:

M_p ——法兰操作力矩;

F_d ——作用于法兰内径截面上的流体压力引起的轴向分力, $F_d = 0.785 D_i^2 p_c$, 单位为牛(N);

F_t ——流体压力引起的总轴向力与作用于法兰内径截面上的流体压力引起的轴向力之差; $F_t = F - F_d$, 单位为牛(N);

F_g ——窄面法兰垫片压紧力, 单位为牛(N)。

$F_g = F_p$, L_d 、 L_t 、 L_g 按 GB 150—1998 表 9-4 计算。

预紧状态时 $Q = 0$, $M_o = M_a \cdot \frac{[\sigma]^t_f}{[\sigma]}$

$$M_a = F_g L_g = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \cdot L_g \quad \dots\dots\dots (23)$$

式中:

M_a ——法兰预紧力矩, 单位为牛毫米(N·mm);

A_m ——螺栓总截面积, 单位为平方毫米(mm²);

A_b ——实际使用的螺栓总截面积, 取小径, 单位为平方毫米(mm²);

L_g ——螺栓中心至 F_t 作用处的径向距离, 单位为毫米(mm)。

7.1.3 受外压(凸面受压)的带法兰凸形器盖

7.1.3.1 器盖封头有效厚度按以下步骤确定:

假设 δ_n , 令 $\delta_e = \delta_n - C$, 确定 R_o/δ_e 。且计算系数 A , $A = \frac{0.125}{R_o/\delta_e}$ 。

根据所用材料按 GB 150—1998 中图 6-3~图 6-10 选取, 在图的下方横轴上找出系数 A , 若 A 值落在设计温度下材料线的右侧, 则过此点垂直上移, 与设计温度下材料线相交(遇中间温度值用内插法), 再过此点水平方向右移, 在图的右侧纵轴上得到 B 值。

许用外压力 $[p] = \frac{B}{R_o/\delta_e}$, 若所得 A 值落在设计温度下材料线的左侧, 则许用外压力 $[p]$ 为:

$$[p] = \frac{0.0833E}{(R_o/\delta_e)^2}$$

计算得出 $[p]$ 值应大于等于 p_c , 否则重设 δ_n , 重复上述计算, 直至 $[p] \geq p_c$ 为止。

7.1.3.2 操作状态下的法兰力矩 M_p 按式(24)计算:

$$M_p = F_d (L_d - L_g) + F_t (L_t - L_g) \quad \dots\dots\dots (24)$$

计算中计算外压力取正值,MPa。

法兰厚度 δ_f 按 GB 150—1998 式(7-2)计算。式中 $M_o = M_p = F_d(L_d - L_g) + F_t(L_t - L_g)$

7.1.4 快卸式带法兰凸形器盖

7.1.4.1 器盖封头计算

器盖封头受内压时,按式(19)计算。

器盖封头受外压时,按 7.1.3.1 步骤确定。

7.1.4.2 法兰受内压和外压时的计算

受内压时按式(20)计算,受外压时按 7.1.3.2 规定,若分别承受内压和外压作用时,则须同时满足要求。

7.2 圆形平盖

7.2.1 符号

D_c ——平盖计算直径,单位为毫米(mm);

K ——结构特征系数;

p_c ——计算压力,单位为兆帕(MPa);

r ——平盖过渡区圆弧半径,单位为毫米(mm);

L_g ——螺栓中心至垫片压紧力作用中心线的径向距离,单位为毫米(mm);

W ——预紧状态或操作状态时螺栓设计载荷,单位为牛(N);

δ ——圆筒计算厚度,单位为毫米(mm);

δ_e ——圆筒有效厚度,单位为毫米(mm);

δ_n ——圆筒名义厚度,单位为毫米(mm);

δ_p ——平盖计算厚度,单位为毫米(mm);

$[\sigma]^t$ ——设计温度下材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);

ϕ ——焊接接头系数(按第 3 章)。

7.2.2 圆形平盖厚度

圆形平盖厚度 δ_p ,按式(25)计算:

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}} \dots\dots\dots (25)$$

式中:

K ——平盖系数,按 GB 150—1998 中表 7-7“平盖系数 K 选择表”选取。

8 法兰与联接件

8.1 总则

8.1.1 灭菌器法兰适用于承受流体静压力及垫片压紧力作用的螺栓法兰联接和撑挡法兰联接的设计。

8.1.2 螺栓法兰联接和撑挡法兰联接的设计包括:

- a) 确定垫片材料、型式及尺寸;
- b) 确定螺栓(或撑挡)材料、规格及数量;
- c) 确定法兰材料、密封面型式及结构尺寸;
- d) 进行应力校核,计算中所有尺寸均不包括腐蚀裕量。

8.1.3 螺栓、撑挡和法兰的选择应符合第 4 章的规定。

8.1.4 法兰应采用热轧、锻件或铸件加工制成,加工后的法兰轴线须与原坯件的轴线平行。

8.1.5 用于灭菌器法兰连接的螺栓公称直径应不小于 M12,当公称直径大于 M48 时,应采用细牙螺纹。

8.2 法兰分类

8.2.1 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,计算方法按 8.5。

8.2.2 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 GB 150—1998 中 9.7 的规定。

8.3 符号

A_a ——预紧状态下需要的最小螺栓总截面,以螺纹小径计算或无螺纹部分的最小直径计算,取小者,单位为平方毫米(mm^2);

A_b ——实际使用的螺栓总截面积,以螺纹小径计算或无螺纹部分的最小直径计算,取小者,单位为平方毫米(mm^2);

A_m ——需要的螺栓总截面积,取 A_a 与 A_p 之大者,单位为平方毫米(mm^2);

A_p ——操作状态下需要的螺栓总截面,以螺纹小径计算或无螺纹部分的最小直径计算,取小者,单位为平方毫米(mm^2);

b ——垫片有效密封宽度,单位为毫米(mm);

b_o ——垫片基本密封宽度,单位为毫米(mm);

D_b ——螺栓中心圆直径,单位为毫米(mm);

D_g ——垫片压紧力作用中心圆直径,单位为毫米(mm);

D_i ——法兰内直径,单位为毫米(mm);

d_b ——螺纹孔直径,单位为毫米(mm);

F ——流体压力引起的总轴向力, $F=0.785D_g^2p_c$,单位为牛(N);

F_a ——预紧状态下需要的最小垫片压紧力,单位为牛(N);

F_g ——窄面法兰垫片压紧力,单位为牛(N);

F_p ——操作状态下需要的最小垫片压紧力,单位为牛(N);

$\bar{L}$ ——相邻螺栓最小间距,单位为毫米(mm);

n ——螺栓数量;

W ——螺栓设计载荷,单位为牛(N);

W_a ——预紧状态下需要的最小螺栓载荷,单位为牛(N);

W_p ——操作状态下需要的最小螺栓载荷,单位为牛(N);

y ——垫片的压力,单位为兆帕(MPa);

δ_f ——法兰有效厚度,单位为毫米(mm);

$[\sigma]_b$ ——常温下螺栓材料的许用应力,单位为兆帕(MPa)。

8.4 法兰型式

法兰按整体性程度分为松式法兰、整体法兰和任意式法兰。灭菌器法兰主要型式如图 7 所示。

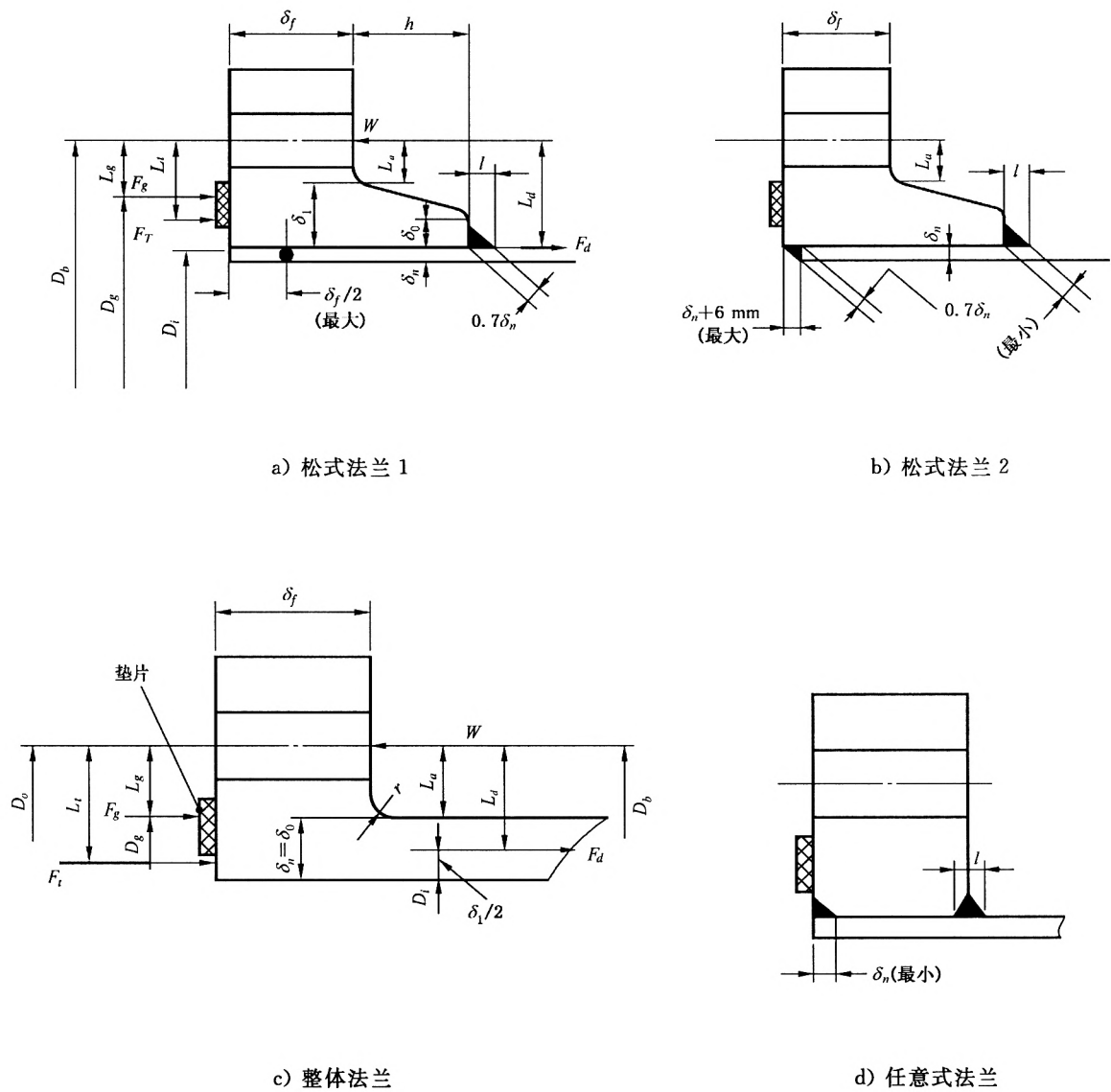


图 7 法兰型式

8.5 窄面法兰

8.5.1 垫片

垫片的特性参数(m, y)按 GB 150—1998 中表 9-2 选取。

8.5.1.1 垫片有效密封宽度

选定垫片尺寸,按 GB 150—1998 中表 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 $b_0 \leq 6.4\text{ mm}$ 时, $b = b_0$,

当 $b_0 > 6.4\text{ mm}$ 时, $b = 2.53\sqrt{b_0}$ 。

8.5.1.2 垫片压紧力作用中心圆直径

对于图 7 的法兰,按下式规定计算:

当 $b_o \leq 6.4 \text{ mm}$ 时, D_g 等于垫片接触的平均直径;

当 $b_o > 6.4 \text{ mm}$ 时, D_g 等于垫片接触的外径减去 $2b$;

对筒体端部结构, D_g 等于密封面平均直径。

8.5.1.3 垫片压紧力

预紧状态下需要的最小垫片压紧力按式(26)计算:

$$F_g = F_a = 3.14 D_g b y \quad \dots\dots\dots (26)$$

操作状态下需要的最小垫片压紧力按式(27)计算:

$$F_g = F_p = 6.28 D_g b m p_c \quad \dots\dots\dots (27)$$

8.5.1.4 垫片宽度

垫片在预紧状态下受到最大螺栓载荷的作用,因压紧过度而失去密封性能,为此,垫片须有足够的宽度,其值可按经验确定。

8.5.2 螺栓

8.5.2.1 螺栓载荷

预紧状态下需要的最小螺栓载荷按式(28)计算:

$$W_a = F_a = 3.14 D_g b y \quad \dots\dots\dots (28)$$

操作状态下需要的最小螺栓载荷按式(29)计算:

$$W_p = F + F_p = 0.785 D_g^2 p_c + 6.28 D_g b m p_c \quad \dots\dots\dots (29)$$

8.5.2.2 螺栓面积

预紧状态下需要的最小螺栓面积按式(30)计算:

$$A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b} \quad \dots\dots\dots (30)$$

操作状态下需要的最小螺栓面积按式(31)计算:

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b'} \quad \dots\dots\dots (31)$$

需要的螺栓面积 A_m 取 A_a 与 A_p 之大值。实际螺栓面积 A_b 应不小于需要的螺栓面积 A_m 。

8.5.2.3 螺栓设计载荷

预紧状态螺栓设计载荷按式(32)计算:

$$W = F_g = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \quad \dots\dots\dots (32)$$

操作状态螺栓设计载荷按式(33)计算:

$$W = W_p \quad \dots\dots\dots (33)$$

8.5.3 灭菌器常用法兰

灭菌器常用法兰如图 8 中 a)、b)、c) 的型式。

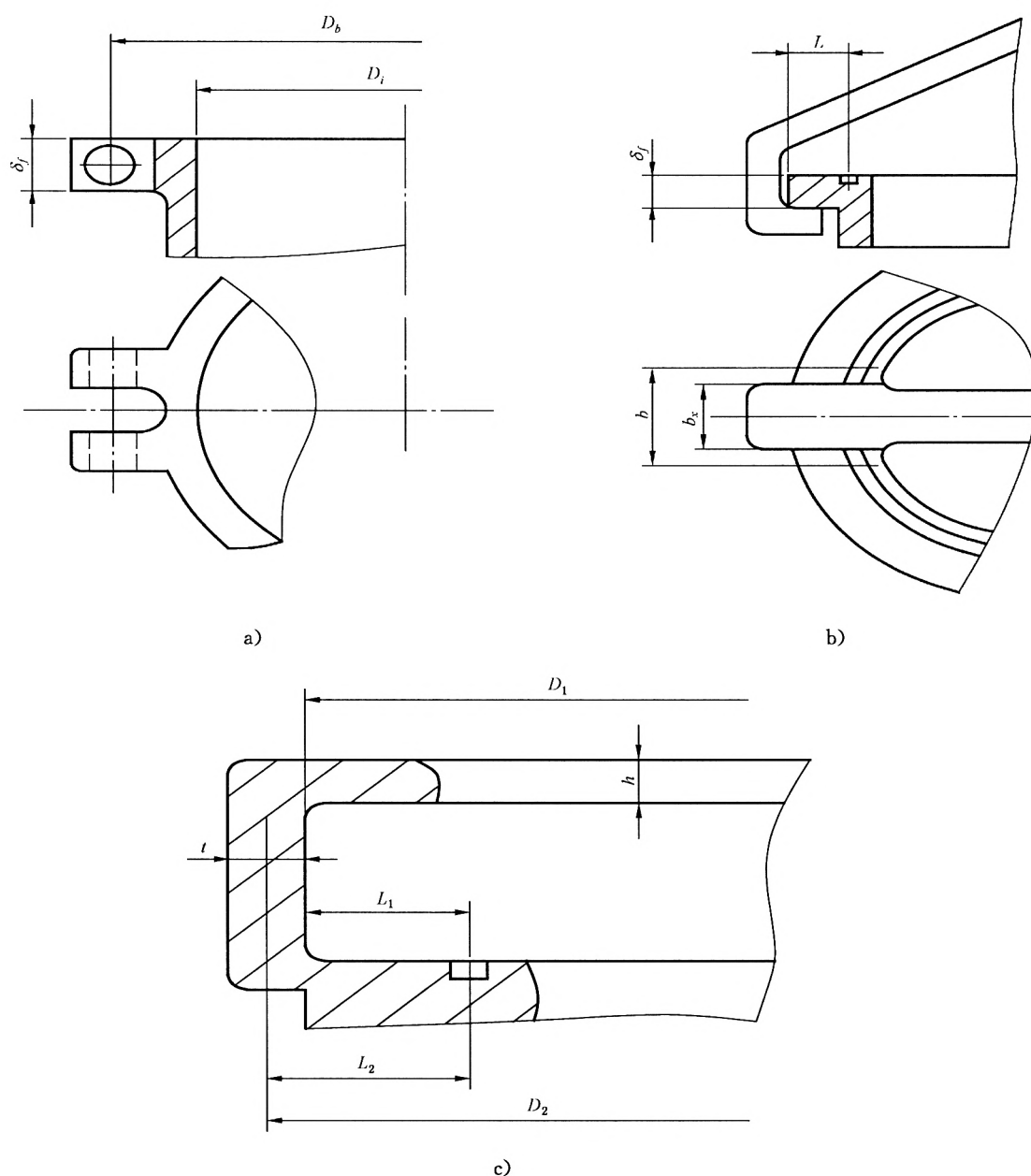


图 8 灭菌器常用法兰型式

8.5.3.1 图 8a) 型式法兰

该法兰为焊接法兰和整体法兰, 法兰厚度 δ_f 按式(34)计算:

$$\delta_f = a \sqrt{\frac{p'(D_b - D_i)S}{2n(S - d_b)d_b[\sigma]^t}} \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中:

a ——结构系数, 螺栓预紧后法兰不会产生弯曲时, $a=0.43$, 当法兰产生弯曲时, $a=0.60$;

p' ——法兰计算载荷, $p'=1.5 \times \pi/4 \cdot D_G^2 \cdot p$ (由内压力引起轴向总力的 1.5 倍);

S ——螺孔间中心距;

d_b ——螺孔直径;

n ——螺栓数量。

8.5.3.2 图 8b)型式法兰

法兰厚度 δ_f 按式(35)计算:

$$\delta_f = \sqrt{\frac{6WL}{2\pi b[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (35)$$

8.5.3.3 图 8c)型式为特殊法兰

厚度 h 按式(36)计算:

$$h = 2\sqrt{\frac{6WL_1}{\pi D_1[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (36)$$

厚度 t 按式(37)计算:

$$t = 2\sqrt{\frac{2.4WL_2}{\pi D_2[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (37)$$

8.6 联接件

联接件主要包括螺栓和撑挡,螺栓联接按 8.5.2 规定。

撑挡按下述公式计算:

a) 方形截面边长 a 按式(38)计算:

$$a = \sqrt[3]{\frac{6WL}{n[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (38)$$

b) 矩形截面高 h 按式(39)计算:

$$h = \sqrt{\frac{6WL}{nb[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (39)$$

c) 圆形截面直径 d 按式(40)计算:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32WL}{n\pi[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (40)$$

d) 横销直径 d 按式(41)计算:

$$d = \sqrt{\frac{4W}{nk\pi[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (41)$$

式中:

k ——每个横销所承受的剪切面数目,双面剪切时 $k=2$ 。

9 灭菌器的安全附件及有关规定

9.1 总则

灭菌器的安全附件一般指安全阀、压力表、测温仪表和安全连锁等装置。安全附件及其设置应符合下述标准和规定。

9.2 安全阀

灭菌器用安全阀应符合 YY 0154 的规定,安全阀的设计计算、设置、维护和检验应符合 GB 150—1998 附录 B 和《压力容器安全技术监察规程》第 152 条~第 157 条的规定。

9.2.1 夹套与蒸汽源联接的灭菌器,可以只在夹套上装置安全阀;夹套与灭菌室直接与蒸汽源联接的灭菌器,灭菌室和夹套应分别装置安全阀。

9.2.2 备有蒸汽发生器的灭菌器,当蒸汽发生器的最高工作压力与灭菌器的最高工作压力不同时,还应在蒸汽发生器上装置安全阀。

9.3 压力表

灭菌器的灭菌室和夹套应分别装置压力表,压力表的选用应符合《压力容器安全技术监察规程》第 160 条~第 163 条的规定。

9.4 安全联锁装置

快开门式灭菌器的安全联锁装置应符合 GB 4793.4—2001 中 7.101、11.5.101 和《压力容器安全技术监察规程》第 49 条的规定。

9.5 蒸汽发生器的液面计(水位指示器)

应符合《压力容器安全技术监察规程》第 165 条～第 167 条的规定。

9.6 标记

应符合 GB 4793.4—2001 中第 5 章的相关规定。

中 华 人 民 共 和 国 医 药
行 业 标 准
圆 形 压 力 蒸 汽 灭 菌 器
主 要 受 压 元 件 强 度 计 算 及 其 有 关 规 定
YY/T 0084.1—2009

*

中 国 标 准 出 版 社 出 版 发 行
北 京 复 兴 门 外 三 里 河 北 街 16 号
邮 政 编 码 : 100045

网 址 www.spc.net.cn

电 话 : 68523946 68517548

中 国 标 准 出 版 社 秦 皇 岛 印 刷 厂 印 刷
各 地 新 华 书 店 经 销

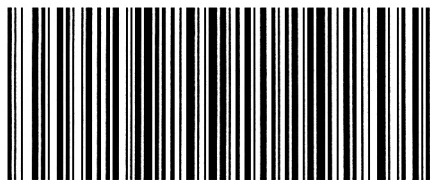
*

开 本 880×1230 1/16 印 张 1.5 字 数 38 千 字
2009 年 12 月 第 一 版 2009 年 12 月 第 一 次 印 刷

*

书 号 : 155066 · 2-20073 定 价 24.00 元

如 有 印 装 差 错 由 本 社 发 行 中 心 调 换
版 权 专 有 侵 权 必 究
举 报 电 话 : (010)68533533



YY/T 0084.1—2009