

化工设备设计全书

球罐和大型储罐

《化工设备设计全书》编辑委员会
徐英 杨一凡 朱萍 等编



化学工业出版社
工业装备与信息工程出版中心

化 工 设 备 设 计 全 书

球罐和大型储罐

《化工设备设计全书》编辑委员会

徐 英 杨一凡 朱 萍 等编

化 学 工 业 出 版 社

工业装备与信息工程出版中心

· 北 京 ·

(京) 新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

球罐和大型储罐/徐英, 杨一凡, 朱萍等编. —北京:
化学工业出版社, 2004. 11
(化工设备设计全书)
ISBN 7-5025-6245-1

I. 球… II. ①徐… ②杨… ③朱… III. ①球形容
器-设计②储罐-设计 IV. TQ053. 202

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2004) 第 109842 号

化工设备设计全书

球罐和大型储罐

《化工设备设计全书》编辑委员会

徐 英 杨一凡 朱 萍 等编

责任编辑: 张兴辉

文字编辑: 韩庆利

责任校对: 王素芹

封面设计: 蒋艳君

*

化 学 工 业 出 版 社 出版发行
工业装备与信息工程出版中心

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话: (010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销

北京云浩印刷有限责任公司印刷

三河市前程装订厂装订

开本 787mm×1092mm 1/16 印张 22½ 字数 725 千字

2005 年 1 月第 1 版 2005 年 1 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-6245-1/TH·252

定 价: 52.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

《化工设备设计全书》编辑委员会

主任委员 袁 纽 中国石油和化工勘察设计协会

副主任委员 华 峰 中国石化集团上海医药工业设计院
洪德晓 全国化工设备设计技术中心站

委 员 叶文邦 钱小燕 黄正林 汪 扬 金国森
应道宴 魏兆灿 秦叔经 虞 军 曹文辉

目 录

上篇 球 罐

第一章 概论	3
第一节 球罐的特点	3
第二节 球罐分类	3
第三节 球罐的设计参数	3
第二章 材料选用	10
第一节 球罐选材准则	10
第二节 球罐选材释义	11
第三节 壳体用钢板	12
第四节 锻件用钢	17
第五节 钢管的选用	17
第六节 螺柱和螺母	18
第七节 焊接材料	20
第三章 结构设计	22
第一节 概况	22
第二节 球壳的设计	23
第三节 支座设计	36
第四节 人孔和接管	41
第五节 球罐的附件	43
第六节 球罐对基础的要求	54
第七节 球罐的抗震结构设计	56
参考文献	59
第四章 强度计算	60
第一节 球壳壁厚的确定	60
第二节 支柱、拉杆计算	62
第三节 各连接部位的强度计算	69
第四节 计算实例	71
参考文献	84
第五章 工厂制造及现场组装	85
第一节 工厂制造	85
第二节 现场组装	86
第三节 组装方案的编制	91
第四节 组装准备	95
第五节 组装精度的控制	95
第六节 组装安全措施	96
参考文献	97

第六章 焊接	98
第一节 钢材的可焊性	98
第二节 焊接工艺的确定	100
第三节 焊工的训练及评定	101
第四节 球罐焊接工艺举例	101
第五节 焊后热处理	107
参考文献	108
第七章 检查	109
第一节 原材料检验	109
第二节 车间制造检验	110
第三节 安装焊接检验	112
第四节 竣工检查	116
第五节 使用安全检查	118

下篇 大型储罐

第一章 总论	123
第一节 概述	123
第二节 影响储罐工艺系统和储罐建造的因素	127
第三节 储罐种类和选型	129
第四节 储液损耗	133
第五节 储罐用材和选用	136
第六节 液体化学品储罐设计	140
第七节 大型储罐计算机辅助设计(CAD)方法	144
参考文献	147
第二章 储罐经济尺寸的选择和荷载	148
第一节 储罐经济尺寸的选择	148
第二节 荷载	151
参考文献	157
第三章 罐壁设计	158
第一节 罐壁的强度计算	158
第二节 储罐的风力稳定计算	169
第三节 储罐的抗震计算	174
第四节 罐壁结构	178
第五节 罐壁附属设施	181
第六节 防腐蚀结构设计	188

参考文献	191
第四章 罐底设计	192
第一节 罐底结构设计	192
第二节 罐底的应力计算	199
参考文献	211
第五章 罐顶设计	212
第一节 固定顶	212
第二节 浮顶	224
第三节 内浮顶罐	258
参考文献	264
第六章 低压储罐设计	265
第一节 低压储罐的适用范围	265
第二节 无锚栓低压拱顶储罐设计	265
第三节 有锚栓低压拱顶储罐设计	268
第四节 设计实例	275
参考文献	279
第七章 储罐附件(或配件)及其选用	280
第一节 概述	280
第二节 常用附件(或配件)	280
第三节 储罐搅拌器	298
第四节 储罐附件(或配件)的选用和 布置	303
参考文献	307

第八章 储罐与储运系统的消防及其他 安全设施	308
第一节 储罐与储运系统的消防概述	308
第二节 泡沫消防设施	308
第三节 储罐的其他灭火方式	312
第四节 其他安全设施	313
第九章 储罐的施工与检验	318
第一节 储罐的施工	318
第二节 储罐的检验、试验与验收	326
第三节 典型的储罐施工方法简介	328
第十章 储罐基础	331
第一节 概述	331
第二节 储罐基础的选型	331
第三节 储罐基础的地基处理	334
第四节 其他类型的罐基础	335
第十一章 储运系统仪表选型	336
第一节 概述	336
第二节 自动化仪表的分类和要求	336
第三节 罐区常用仪表及其选型	339
第四节 罐区参数检测仪表缺少或监控 失灵所造成的事故分析	349
参考文献	350

上 篇

球 罐

徐 英 姚玉晶 等编

第一章 概 论

随着世界各国综合国力和科学技术水平的提高,球形容器的制造水平也正在高速发展。近年来,我国在石油化工、合成氨、城市燃气的建设中,大型化球形容器得到了广泛应用。例如:在石油、化工、冶金、城市煤气等工程中,球形容器被用于储存液化石油气、液化天然气、液氧、液氮、液氢、液氨、氧气、氮气、天然气、城市煤气、压缩空气等物料;在原子能发电站,球形容器被用作核安全壳;在造纸厂被用作蒸煮球等。总之,随着工业的发展,球形容器的使用范围必将越来越广泛。

由于球形容器多数作为有压储存容器,故又称球形储罐(简称“球罐”)。本册重点介绍球形储罐的设计。

第一节 球罐的特点

球罐与常用的圆筒形容器相比具有以下特点。

(1) 球罐的表面积最小,即在相同容量下球罐所需钢材面积最小。

(2) 球罐壳体承载能力比圆筒形容器大一倍,即在相同直径、相同压力下,采用同样钢板时,球罐的板厚只需圆筒形容器板厚的一半。

(3) 球罐占地面积小,且可向空间高度发展,有利于地表面积的利用。

由于这些特点,再加上球罐基础简单、受风面小、外观漂亮,可用于美化工程环境等原因,使球罐的应用得到很大发展。

第二节 球罐分类

球罐可按不同方式分类,如按储存温度、结构形式等。

按储存温度分类:球罐一般用于常温或低温。只有极个别场合,如造纸工业用的蒸煮球罐,使用温度高于常温。

(1) 常温球罐 如液化石油气(LPG)、氨、煤气、氧、氮等球罐。一般说这类球罐的压力较高,取决于液化气的饱和蒸汽压或压缩机的出口压力。常温球罐的设计温度大于 -20°C 。

(2) 低温球罐 这类球罐的设计温度低于或等于 -20°C ,一般不低于 -100°C 。压力属于中等(视该

温度下介质的饱和蒸汽压而定)。

(3) 深冷球罐 设计温度在 -100°C 以下,往往在介质液化点以下储存,压力不高,有时为常压。由于对保冷要求高,常采用双层球壳。

目前国内使用的球罐,设计温度一般在 $-40\sim 50^{\circ}\text{C}$ 之间。

按结构形式分类:按形状分有圆球形、椭球形、水滴形或上述几种形式的混合。圆球形按分瓣方式分有橘瓣式、足球瓣式、混合式三种。圆球形按支撑方式分有支柱式、裙座式两大类。

第三节 球罐的设计参数

球罐的主要设计参数为设计压力和设计温度。这两个参数互相影响,对球罐的设计影响很大,对材料的选用起决定作用。

一、压力

除注明者外,压力均指表压力。

1. 工作压力 工作压力指在正常工作情况下,球罐顶部可能达到的最高压力。

2. 设计压力 设计压力指设定的球罐顶部的最高压力,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。

球罐上装有超压泄放装置时,应按GB 150《钢制压力容器》附录B“超压泄放装置”的规定确定设计压力。

对于盛装液化气体的球罐,在规定的充装系数范围内,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。

液化气体或混合液化石油气的设计压力,按国家质量技术监督局《压力容器安全技术监察规程》第34条的规定执行,见表1-1和表1-2。

举例如下。

例1:临界温度高于 50°C 的异丁烷和氨,无保温常温储存,工程中其设计压力通常分别为 0.8MPa (相当于 56°C 时的饱和蒸汽压)和 2.2MPa (相当于 51.5°C 时的饱和蒸汽压)。

例2:某工程中临界温度低于 50°C 的乙烯球罐,有可靠保冷设施,能确保低温储存。工程中其操作压力 1.80MPa ,操作温度 -30.1°C ,取设计压力为 2.06MPa ,其相应设计温度为 -31°C 。

表 1-1 液化气体的设计压力

液化气体 临界温度	设 计 压 力, MPa		
	无 保 冷 设 施	有可靠保冷设施	
		无试验实测温度	有试验实测最高工作温度且能保证低于临界温度
$\geq 50^{\circ}\text{C}$	50 $^{\circ}\text{C}$ 饱和蒸气压力	可能达到的最高工作温度下的饱和蒸气压力	
$< 50^{\circ}\text{C}$	设计所规定的最大充装量时,温度为 50 $^{\circ}\text{C}$ 的气体压力		试验实测最高工作温度下的饱和蒸气压力

表 1-2 混合液化石油气的设计压力

混合液化石油气 50 $^{\circ}\text{C}$ 饱和蒸气压力, MPa	设 计 压 力, MPa	
	无保冷设施	有可靠保冷设施
$\leq$ 异丁烷 50 $^{\circ}\text{C}$ 饱和蒸气压力	等于 50 $^{\circ}\text{C}$ 异丁烷的饱和蒸气压力	可能达到的最高工作温度下异丁烷的饱和蒸气压力
$>$ 异丁烷 50 $^{\circ}\text{C}$ 饱和蒸气压力 $\leq$ 丙烷 50 $^{\circ}\text{C}$ 饱和蒸气压力	等于 50 $^{\circ}\text{C}$ 丙烷的饱和蒸气压力	可能达到的最高工作温度下丙烷的饱和蒸气压力
$>$ 丙烷 50 $^{\circ}\text{C}$ 饱和蒸气压力	等于 50 $^{\circ}\text{C}$ 丙烯的饱和蒸气压力	可能达到的最高工作温度下丙烯的饱和蒸气压力

注:液化石油气指国家标准 GB 11174 规定的混合液化石油气;异丁烷、丙烷、丙烯 50 $^{\circ}\text{C}$ 的饱和蒸气压力应按相应的国家标准和行业规定的规定确定。

例 3: 常温储存丙烷和丁烷的混合液化石油气, 其 50 $^{\circ}\text{C}$ 的饱和蒸气压力高于 50 $^{\circ}\text{C}$ 异丁烷的饱和蒸气压力 (0.68MPa), 其设计压力不低于 50 $^{\circ}\text{C}$ 丙烷的饱和蒸气压力 1.7MPa。

例 4: 当混合液化石油气 (多组分气体), 在压力不太高的情况下, 其饱和蒸气可视为理想气体, 其平衡液相可视为理想液体, 可近似适用道尔顿和拉乌尔两定律, 它的饱和蒸气压力可用下式计算:

$$p = p_1 X_1 + p_2 X_2 + \cdots + p_n X_n = \sum p_n X_n \quad (1-1)$$

式中 p ——混合液体的饱和蒸气压力;

$p_1, p_2, \cdots, p_n$ ——在一定温度下, 各组分的饱和蒸气压力, MPa;

$X_1, X_2, \cdots, X_n$ ——各组分气体在液相中所占的摩尔分数。

当液化石油气的组成 (摩尔) 是: 丙烯占 20%、丙烷占 40%、正丁烷占 30%、异丁烷占 10%、50 $^{\circ}\text{C}$ 时的各组分饱和蒸气压力和摩尔分数为:

丙烯 $p_1 = 2.058\text{MPa}$, $X_1 = 0.2$

丙烷 $p_2 = 1.726\text{MPa}$, $X_2 = 0.4$

正丁烷 $p_3 = 0.496\text{MPa}$, $X_3 = 0.3$

异丁烷 $p_4 = 0.679\text{MPa}$, $X_4 = 0.1$

混合液化气的饱和蒸气压力 p 为:

$$\begin{aligned} p &= p_1 X_1 + p_2 X_2 + p_3 X_3 + p_4 X_4 \\ &= 2.058 \times 0.2 + 1.726 \times 0.4 + 0.496 \times 0.3 + \\ &\quad 0.679 \times 0.1 \\ &= 1.3187\text{MPa} \end{aligned}$$

仅受大气温度影响的压力容器的设计压力, 可参照澳大利亚标准 AS2872—1988《ATMOSPHERIC HEATING OF VESSELS CONTAINING FLUIDS—ESTIMATION OF MAXIMUM TEMPERATURE》规定的方法, 首先求出物料温度和相应蒸气压力, 然后确定设计压力。

3. 计算压力 计算压力指在相应设计温度下, 用以确定球壳各带厚度或受压元件厚度的压力, 其中包括液柱静压力。

产生球壳应力的因素很多, 气体内压力、储存的液体介质的液柱静压力、球壳内外壁的温度差、安装与使用时的温度差、自重、局部外载荷以及施工等因素都会使球壳产生应力。

气体内压力和液柱静压力所产生的球壳应力是两个主要因素。

为计算方便, 将球罐视为薄壁球壳, 球壳的外径与内径之比 ≤ 1.2 为先决条件。

球罐设计中, 当盛装物料为液体时, 需要从充装系数 K 入手, 求出液柱高度 H (见图 1-1), 特别是大型球罐设计, 液柱高度就更显必要。球罐的标准规

范中，并未提供液柱高度的计算方法或公式。

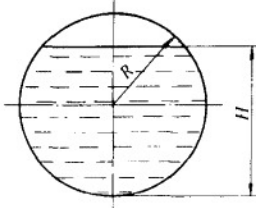


图 1-1

这里介绍的是通过解高次方程中的三次方程方法，推导出计算公式：

$$H = \left[\frac{\arctan \frac{\sqrt{1-2(K-1)^2+\pi}}{2K-1}}{3} + 1 \right] R \quad (1-2)$$

式中 H ——液柱高度；

K ——充装系数；

R ——球罐半径。

将式 (1-2) 中的中括号部分设定为 K_1 ，则变为：

$$H = K_1 R \quad (1-3)$$

从式中不难分析出，系数 K_1 只与充装系数有关，当 K 值取 0.50、0.51、0.52、…、0.98、0.99、1.00 时，可列出表 1-3。

表 1-3 K 与 K_1 的关系

K	K_1	K	K_1
0.50	1.0000	0.76	1.3626
0.51	1.0133	0.77	1.3780
0.52	1.0267	0.78	1.3937
0.53	1.0400	0.79	1.4096
0.54	1.0534	0.80	1.4257
0.55	1.0668	0.81	1.4421
0.56	1.0802	0.82	1.4589
0.57	1.0936	0.83	1.4759
0.58	1.1071	0.84	1.4934
0.59	1.1206	0.85	1.5112
0.60	1.1341	0.86	1.5295
0.61	1.1478	0.87	1.5483
0.62	1.1614	0.88	1.5676
0.63	1.1751	0.89	1.5876
0.64	1.1889	0.90	1.6084
0.65	1.2028	0.91	1.6300
0.66	1.2167	0.92	1.6527
0.67	1.2308	0.93	1.6766
0.68	1.2449	0.94	1.7020
0.69	1.2591	0.95	1.7293
0.70	1.2735	0.96	1.7592
0.71	1.2880	0.97	1.7927
0.72	1.3026	0.98	1.8319
0.73	1.3173	0.99	1.8822
0.74	1.3322	1.00	2.0000
0.75	1.3473		

将表中查得的 K_1 ，带入式 (1-3) 中，液柱高度即可得到。

4. 试验压力 试验压力指在压力试验时，球罐顶部的压力。

5. 最大允许工作压力 最大允许工作压力是指在设计温度下，球罐顶部所允许承受的最大表压力。该压力是根据球壳的有效厚度计算所得，且取最小值。

二、温度

除注明者外，温度均指摄氏温度。

1. 设计温度 设计温度指球罐在正常工作情况下，设定的受压元件的金属温度（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。

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

低温球罐的设计温度按 GB 12337《钢制球形储罐》附录 A（标准的附录）确定。

标志在铭牌上的设计温度应是球壳设计温度的最高值或最低值。

元件的金属温度可用传热计算求得，或在已使用的同类球罐上测定，或按内部介质温度确定。

2. 试验温度 试验温度指压力试验时，球壳的金属温度。

三、厚度

1. 计算厚度 计算厚度指按公式计算得到的厚度。需要时，应计入其他载荷所需的厚度。

2. 设计厚度 设计厚度指计算厚度与腐蚀裕量之和。

3. 名义厚度 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（不包括加工减薄量）。

4. 有效厚度 有效厚度指名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差。

四、设计的一般规定

1. 对于不同工况的球罐，应按最苛刻的工况设计，并在图样或相应技术文件中注明各工况的压力和温度值。

2. 载荷 设计时应考虑以下载荷：

(1) 压力；

(2) 液体静压力；

(3) 球罐自重（包括内件）以及正常工作条件下或压力试验状态下内装物料的重力载荷；

(4) 附属设备及隔热材料、管道、支柱、拉杆、梯子、平台等的重力载荷；

(5) 风载荷、地震力、雪载荷。

需要时，还应考虑下列载荷：

(6) 支柱的反作用力；

- (7) 连接管道和其他部件的作用力；
- (8) 温度梯度或热膨胀量不同引起的作用力；
- (9) 包括压力急剧波动的冲击载荷；
- (10) 冲击反力，如由流体冲击引起的反力等。

在上述载荷中，又可分为静载荷和动载荷。

(1) 静载荷

1) 操作状态下的静载荷，包括球壳、物料、积雪、保温层、支柱、拉杆、附件（包括人孔、接管、液位计、内件、喷淋装置、安全阀、梯子平台、……）等的重力载荷。

2) 液压试验状态下的静载荷，包括球壳、液压试验时液体、支柱、拉杆、附件等的重力载荷。

3) 最小静载荷，包括球壳、支柱、拉杆、附件的重力载荷。

(2) 动载荷

1) 地震力 地震力包括两类：一是水平地震力，二是垂直地震力。

对于球罐，一般认为水平地震力对结构的破坏起着决定性的作用，垂直地震力虽然会降低支柱底板与混凝土基础之间的摩擦力，使地脚螺栓实际承受的水平剪力增大，从而抵抗水平地震力的能力明显地降低，但是考虑地震力作用的时间是短暂的（几十秒钟），水平地震力与垂直地震力不会同时达到最大值，且设备材料所承受的压应力的强度较大，一般足以抵抗由垂直载荷所附加的内力。所以，在地震力计算中省略了垂直地震力的计算。

关于液动压力，国内曾有研究，根据地震反应谱理论，考虑波动作用，按双质点体系进行抗震验算，其结果是地震力较单质点计算为小，而工作量则大大增加。国外也曾作过一些理论计算，其结果是动液产生的冲击和振动压值均小于静液产生的压力。将液体全部作为静液（即随球壳同步振动）所得到的地震力较实际为大，以此进行支柱、拉杆的强度计算偏于安全，故各国的计算中均未考虑液动压力。

2) 风载荷 风载荷的计算方法与 JB 4710《钢制塔式容器》中风载荷的计算方法大致相同。塔式容器是将平台梯子等附件的影响反映在有效直径 D_{ef} 上，而对于球罐附件增大系数取一常数 $f_2 = 1.1$ 。在计算中不出现有效直径的概念，比较简单化。基本风压值 q_0 和风压高度变化系数 f_1 ，取自 GBJ9《建筑结构荷载规范》。

3. 厚度附加量 厚度附加量按式 (1-4) 确定：

$$C = C_1 + C_2 \quad (1-4)$$

式中 C ——厚度附加量，mm；

C_1 ——钢材厚度负偏差，mm；

C_2 ——腐蚀裕量，mm。

其中钢材厚度负偏差 C_1 是指钢板或钢管的厚度负偏差，其值按钢材标准的规定。当钢材的厚度负偏差不大于 0.25mm 且不超过名义厚度的 6% 时，负偏差可忽略不计。

腐蚀裕量 C_2 是根据预期的球罐寿命和物料对金属材料的腐蚀速率确定的；球罐各元件受到的腐蚀程度不同时，可采用不同的腐蚀裕量。腐蚀裕量取不小于 1mm。各国规范大多依据不同的钢种，给出不同的腐蚀裕量，如日本 JIS B8270，对碳素钢按表 1-4 确定腐蚀裕量值。

一般可按下式选取：

$$C_2 = KB \quad (1-5)$$

式中 K ——腐蚀速度，mm/a；

B ——球罐的设计寿命，a。

由于储存的物料不同，设计者可根据实际情况或习惯确定腐蚀裕量。

球壳的加工减薄量因制造单位的加工工艺不同（冷压或热压）而变化，设计者可视具体情况而定。

球罐在使用过程中随着腐蚀的进展球壳内径不断增大，所需的计算壁厚也就相应增加，因此要预先给以考虑，在强度计算时球壳计算内径应扣除腐蚀裕量值，即设计内径为：

$$D_i = D_n + 2C \quad (1-6)$$

五、许用应力

许用应力是根据材料各项强度性能分别除以标准中规定的安全系数来确定。

安全系数是考虑材料性能、载荷条件、设计方法、加工制造和操作方法中的不确定因素后确定的，特别应注意到各国标准规范中所规定的安全系数与该规范所采用的计算方法、选材、制造和检验方面的规定是相应“配套”的，不可在各国规范之间“混用”。

本书确定钢材许用应力的系数，主要目的是使材料在受载状态下，将一次应力控制在弹性范围内，不使元件的一次应力超过材料的屈服极限造成设备的静强度失效。系数的选用对球罐的安全性、先进性和经济性有着直接的关系。它的选取与许多因素有关，如材料质量，球罐计算方法和计算公式的准确性，球罐的制造、组装、焊接、检验的技术水平和实践经验等。总之，这是一项综合性指标，各国根据自己的技术水平与实践经验在所编制的规范中确定其可行的系数。如日本规范中，针对指定的高强度钢板，即屈服比小于或大于 0.7 的钢板分别采用不同的系数。

有关国家规范中规定的许用应力见表 1-5。

表 1-4 碳素钢的腐蚀裕量

腐蚀程度	不腐蚀	轻微腐蚀	腐 蚀	重腐蚀
腐蚀速度, mm/a	≤ 0.05	0.05~0.13	0.13~0.25	> 0.25
腐蚀裕量, mm	0	≥ 1	≥ 2	≥ 3

表 1-5 有关国家规定的许用应力

规 范	许用应力, MPa
中国 GB 12337《钢制球形储罐》	$\delta_b/3.0, \delta_s/1.6$ 二者最小值
美国 ASME Ⅷ-1《锅炉及压力容器规范》	$\delta_b/4.0, \delta_s/1.5$ 二者最小值
Ⅷ-2《锅炉及压力容器规范》	$\delta_b/3.0, \delta_s/1.5$ 二者最小值
英国 BS5500《非直接火压力容器》	$\delta_b/2.35, \delta_s/1.5$ 二者最小值
日本 JIS B8243《压力容器结构规范》	$\delta_b/4.0, \delta_s/1.6$ 二者最小值, 另考虑屈服比
德国 AD《压力容器规范》	$\delta_b/3.5$
法国 SNCTTI《非直接火受压容器规范》	$\delta_b/3.0, \delta_s/1.6$ 二者最小值

表 1-6 我国球罐钢材的许用应力

材 料	许用应力 取下列各值中的最小值, MPa
碳素钢、低合金钢	$\delta_b/3.0, \delta_s/1.6, \delta_t/1.6$

注: 表中 δ_b —钢材标准抗拉强度下限值, MPa; δ_s —钢材标准常温屈服点, MPa; δ_t —钢材在设计温度下的屈服点, MPa。

表 1-7 螺栓材料许用应力

材 料	螺栓直径, mm	热处理状态	许用应力, MPa
碳素钢	$\leq M22$	热轧、正火	$\delta_s/2.7$
	M24~M48		$\delta_s/2.5$
低合金钢	$\leq M22$	调 质	$\delta_s/3.5$
	M24~M48		$\delta_s/3.0$
	$\geq M52$		$\delta_s/2.7$

我国球罐钢材(螺栓材料除外)许用应力按表 1-6, 螺栓材料许用应力按表 1-7 确定。它是鉴于我国材质的稳定性提高, 多年来对球罐的使用经验, 并考虑近年来建造球罐的技术水平和质量的提高, 以及质量保证体系的健全和完善提出来的。

六、焊接接头系数

焊接接头系数是用来补偿元件焊接连接部分的强度削弱的。因为焊接接头是容器薄弱环节之一, 焊接接头存在焊接残余应力, 热影响区性能降低, 焊缝金

属晶粒粗大, 焊缝内可能存在气孔、夹渣以及漏检的缺陷等原因, 影响接头强度。焊接接头系数的大小与焊缝形式、焊接工艺及焊缝无损检测的严格程度有关。我国 GB 150 与美国 ASME Ⅷ-1、日本 JIS B8243 一样, 均按焊接接头形式和无损检测率确定焊接接头系数, 而且只针对对接焊接接头作了规定。

双面焊全焊透对接接头的焊接接头系数 ϕ 按下列规定选取: 100% 无损检测 $\phi=1.00$; 局部无损检测 $\phi=0.85$ 。

按 1999 版《压力容器安全技术监察规程》规定，容积 $\geq 50\text{m}^3$ 的球形储罐，不论压力等级、品种、介质的毒性程度和易燃介质情况，均划为第三类压力容器，因此对接接头的对接焊缝，必须进行 100% 的无损检测。

七、对储存介质的限制

设计者往往非常关注的是设计条件、设计参数、球罐的结构、球壳、支柱、拉杆、开孔补强的计算、主要材料的选用、球壳板的制造、现场的组装焊接、无损检测、热处理、交工验收以及上述工作所遵循的标准规范，对储存的介质或者重视不够或者介质成分提供的不全面不准确，尤其对介质中含应力腐蚀的成分提供不出完整的数据，从而影响后面的选材和争取必要的防患措施，进而造成不堪想象的灾害。

当介质中有应力腐蚀成分时需特别重视，但是储存介质千差万别、品种繁多，提出准确有害成分及其数量较为困难，只能在碳钢和低合金钢的应力腐蚀破裂中，予以足够的重视。液氨、液化石油气、天然气、煤气等介质中，均有应力腐蚀介质存在，针对不同介质，选材和采取的措施上，在设计条件中必须加以说明，并有必要提供有效的技术要求。

硫是应力腐蚀的重要元凶之一。日本 JLPA 201—1989《球形储罐标准》中限制液化石油气中硫化氢的含量，对于 600MPa 级高强度钢，必须控制在 50mg/L（液体中）以下。

我国 GB 11174—1989《液化石油气》中规定，总硫含量不大于 343mg/m³。

八、压力试验

球罐制成后应进行压力试验。压力试验的种类、要求和试验压力值应在图样上注明。

压力试验可采用液压或气压，一般采用液压，进行气压试验必须采取安全稳妥的有效措施。压力试验，可遵照 GB 12337 中 8.10 的要求执行。

1. 试验压力 压力试验的压力应符合设计图样要求，试验压力的最低值按下述规定：

$$p_T = \eta p \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t} \quad (1-7)$$

式中 p ——设计压力（对在用压力容器一般为最高工作压力或压力容器铭牌上规定的最大允许压力），MPa；

p_T ——试验压力，MPa；
 $[\sigma]$ ——球壳材料在试验温度下的许用应力，MPa；
 $[\sigma]_t$ ——球壳材料在设计温度下的许用应力，MPa；

η ——试验压力系数，按表 1-8 选用。

表 1-8 试验压力系数

压力等级	试验压力系数 η	
	液（水）压	气 压
低压	1.25	1.15
中压	1.25	1.15
高压	1.25	

2. 压力试验前的应力校核 压力试验前，应按下列校核球壳应力：

$$\sigma_T = \frac{p_T (D_i + \delta_e)}{4\delta_e} \quad (1-8)$$

式中 σ_T ——试验压力下球壳的应力，MPa；

p_T ——试验压力，MPa；

D_i ——球壳内直径，mm；

δ_e ——球壳的有效厚度，mm。

σ_T 应满足下列条件：

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

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

式中 σ_s ——球壳材料在试验温度下的屈服点，MPa；

ϕ ——球壳的焊接接头系数。

球罐在制造过程中，从选材、加工、组装、焊接，直至热处理，虽然对原材料和各工序都有检查和检验，但因检查方法或范围的局限性，必然有材料缺陷和制造工艺缺陷存在，因而有必要在球罐制造完毕后进行压力试验，以验证球罐的强度，焊接接头致密性等。

压力试验的压力值确定，各国规范规定，液压试验压力值一般为 1.25~1.5 倍设计压力。根据我国历年来制造球罐的试验压力取值和使用情况，液压试验取 1.25 倍设计压力，气压试验取 1.15 倍设计压力是可行的，可确保安全使用。

液压试验，一般采用水作为试验介质。水温不宜过低，当壁温降至材料的脆性转变点时，会使球壳钢材在应力强度很低，未达到屈服点时就产生脆性破坏。国外几起水压试验时的破坏，水温均在 10℃ 左右。ASME VIII-2 规定 15℃，我国《压力容器安全技术监察规程》和 GB 150 均规定：碳素钢、16MnR 和正火 15MnVR 钢制压力容器液压试验时，液体温度不得低于 5℃；其他低合金钢制压力容器，液体温度不得低于 15℃。不同性质的钢材的脆性转变点是不同的，按钢材确定水温是合理的。

液压试验时，不宜过速升压，宜缓慢提高压力。随

着压力逐渐升高,球壳逐渐趋圆,球壳中应力趋于均匀。如果迅速升高压力,由于焊接接头等处存在形状不连续,局部应力较高,尚未来得及缓解形状的不连续、应力的再分布,压力又不断升高,只能使形状不连续处局部应力继续迅速增大,对球壳的强度不利。

气压试验,一般选用空气作为试压介质,特殊要求时亦可用氮气或其他惰性气体。由于气体具有可压缩性,因而气压试验具有一定的危险性。为此,在气压试验前必须作好安全防范措施。为了提高在气压试验过程中的安全性,升压至试验压力10%时,且不大于0.05MPa,应进行初次渗漏检查,以便及早发现缺陷。

液压试验后,符合下列条件为合格:

- (1) 无渗漏;
- (2) 无可见的变形;
- (3) 试验过程中无异常的响声;
- (4) 对抗拉强度规定值下限大于等于540MPa的材料,表面经无损检测抽查未发现裂纹。

气压试验后,符合下列条件为合格:

- (1) 经肥皂液或其他检漏液检查无漏气;
- (2) 无可见的变形;
- (3) 试验过程中无异常的响声。

九、气密性试验

如果图样有要求,还应进行气密性试验。气密性

试验应在压力试验合格后进行。气密性试验是检验球罐严密性的重要手段。盛装毒性程度为极度和高度危害的物料,易燃的压缩气体或液化气体的球罐,应进行气密性试验。

介质划分可参照HG 20660《压力容器中化学介质毒性危害和爆炸危险程度分类》的规定。无规定时,按下述原则确定毒性程度:

- (1) 极度危害(I级) 最高允许浓度 $<0.1\text{mg}/\text{m}^3$;
- (2) 高度危害(II级) 最高允许浓度 $\geq 0.1 \sim 1.0\text{mg}/\text{m}^3$;
- (3) 中度危害(III级) 最高允许浓度 $\geq 1.0 \sim 10\text{mg}/\text{m}^3$;
- (4) 轻度危害(IV级) 最高允许浓度 $\geq 10\text{mg}/\text{m}^3$ 。

介质为混合物时,应以介质的组分并按上述毒性程度或易燃介质的划分原则,由设计单位的工艺设计或使用单位的生产技术部门提供介质毒性程度或是否属于易燃介质的依据,无法提供依据时,按毒性程度或爆炸危险程度最高的介质确定。

气密性试验压力按下式确定:

$$p_T = 1.0p \quad (1-9)$$

式中 p_T ——试验压力,MPa;

p ——设计压力,MPa。

第二章 材料选用

第一节 球罐选材准则

球罐是压力容器的一种结构形式，因而在选用材料的基本要求方面与压力容器相同。球罐用钢的选择原则是在满足强度要求的前提下，应保证有良好的成型性、优良的焊接性能、足够好的缺口韧性值和长期可靠的使用性能。球罐用钢是球罐制造和设计的主要参数，对其质量优劣具有举足轻重的影响。

一、钢材的力学性能

1. 抗拉强度 抗拉强度是材料的主要强度指标之一，它是材料在拉伸受力过程中，从开始加载至断裂所能承受的最大应力，是决定材料许用应力的主要依据之一。GB 228《金属抗拉伸试验方法》中给出了抗拉强度的定义和试验方法。

2. 屈服点 屈服点是指呈现屈服现象的金属材料，在所加外载荷不再增加（保持恒定），而材料仍继续伸长变形时所对应的应力。对于在压力容器行业中通常使用的材料，规定以残余伸长率 0.2% 时的应力作为决定材料许用应力时的屈服点。GB 228 中给出了试验方法。

工程上常用屈服比 σ_s/σ_b 作为压力容器用钢安全可靠性的参考指标。对于依据弹性准则设计的压力容器元件，它表示承载能力的裕度。 $\sigma_s/\sigma_b = 1$ 时，属极端情况，这时任何微小的超载都会导致元件的失效断裂，因而不能用来制造压力容器。当 $\sigma_s/\sigma_b < 0.6$ 时，虽然超载能力大，安全可靠性能增大，但钢材的利用率降低。

3. 刚性 刚性是结构抗弯曲和翘曲的能力，是度量构件在弹性范围内受力时变形大小因素之一，它与钢材弹性模量和结构元件的截面形状（截面惯性矩）有关。

弹性模量是钢材在弹性极限内应力与应变的比值。

4. 韧性 韧性用来衡量材料的抗裂纹扩张的能力。

由于韧性指标繁多，因试验方法不同而不能统一。目前各国均以夏比 V 形缺口冲击试验的吸收能量 (A_{kv}) 来衡量，以期达到简单方便的目的。冲击（吸收）功 A_{kv} ，即具有一定形状尺寸的金属试样在

冲击载荷下折断时所吸收的功，单位为焦耳 (J)。标准试验的方法有 GB 2106《金属夏比 (V 形缺口) 冲击试验方法》和 GB 4159《金属低温夏比冲击试验方法》。

冲断试样时，试样经历弹性变形、塑性变形和断裂三个阶段。它们所消耗的能量分别为弹性变形功、塑性变形功和裂纹扩展功，如图 2-1 所示。

不同钢材的冲击值相同，但其物理意义却可能不同。图 2-2 提供了相同冲击值的三种载荷位移曲线：①强度高，塑性低，无裂纹扩展功，裂纹极易失稳扩展；②强度虽高，但有一定抗裂纹扩展的能力；③强度低并具有较强的抗裂纹扩展的能力。可见，三者虽冲击值相同，冲击性能却有明显区别。在球罐设计时应注意这一问题，必要时应参考钢材的冲击载荷-变形曲线 ($P-\delta$ 曲线) 来选择钢材。

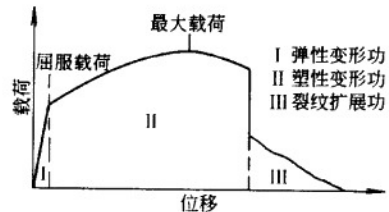


图 2-1 缺口试样冲击弯曲时的载荷

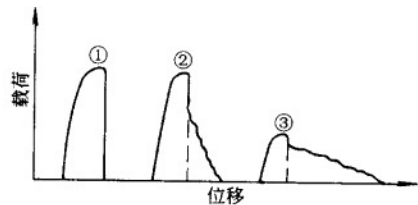


图 2-2 相同冲击值的三种载荷位移曲线示意

5. 可焊性 球罐用材料对可焊性要求比通常的压力容器用材料要求更高，大量的双曲面对接焊，并处于高空全位置（平焊、仰焊、横焊、立焊）焊接，绝大部分属于隐蔽工作面，因而在材料的选择上就要严格考虑可焊性。

常用的标准规范用于评价高强度钢的可焊性和对接焊裂纹敏感性，一般采用钢板的碳当量 C_{eq} 和裂纹敏感性指数 P_c 来进行。

(1) 碳当量 C_{eq} 国际焊接学会 (IIW) 推荐用于低合金结构钢的碳当量计算公式:

$$C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr}{5} + \frac{Mo}{4} + \frac{Cu}{13} + \frac{V}{5} + \frac{Si}{24} \quad (\%) \quad (2-1)$$

一般要求屈服限为 490MPa 级的低合金高强钢 C_{eq} 的控制在于 ≤ 0.45 , 说明可焊性良好。国外有些标准, 按钢板的强度级别和不同热处理情况, 来提供 C_{eq} 。

(2) 裂纹敏感性指数 P_c 。碳当量与焊接热影响区硬度有一定关系, 一般材料的强度愈高, 其焊接热影响区的硬度也越高, 出现裂纹的可能性就越大。但大量研究结果表明, 以此判断裂纹出现的可能性还不够完全, 因而将拘束度 (材料厚度) 和开裂性 (焊缝中氢的含量) 的因素考虑在内, 则裂纹敏感性指数 P_c 的计算公式:

$$P_c = C + \frac{Si}{30} + \frac{Mn}{20} + \frac{Cu}{20} + \frac{Ni}{60} + \frac{Cr}{20} + \frac{Mo}{15} + \frac{V}{10} + 5B + \frac{h}{600} + \frac{H}{60} \quad (\%) \quad (2-2)$$

式中 h ——钢板厚度, mm;

H ——焊缝中氢含量, mL/100g。

大量的试验说明当 $P_c > 0.35$ 时, 裂纹产生的几率就大; 当 $P_c \leq 0.30$ 时, 裂纹发生的几率就小。

二、经济性

对球罐用钢提出了各种要求, 势必在经济上增加了成本。在球形罐用钢的选择上, 经济指标是要重点考虑的, 因为钢材的价格在整个球罐的投资上占了相当的比例。

根据国际焊接学会的文件, 材料的选用会影响很多工序, 如设计计算中容器几何尺寸, 焊接工艺, 材料的检验要求, 焊接工艺评定, 焊工考核, 焊接准备工作, 焊接过程的管理, 焊后的检验, 焊后热处理要求, 液压试验等。

作为一个优秀的设计工作者, 对于材料的选用应作全面考虑, 恰当地选用合适的材料。如果认为选材要求越高越好的话, 则造成优材劣用的设计绝不是一个好的设计方案。对材料要求不适地提高, 不但增加了材料的成本, 也导致整个施工价格的上升, 是一种极大的浪费。在设计选材时, 必须着眼于确保安全使用, 又要经济合理。

第二节 球罐选材释义

材料是球罐设计、制造的基础, 材料的性能和质量优劣直接影响着球罐的质量和安全生产。根据目前国内设计、制造、组焊及检验的水平看, 重点制

造、组焊球罐的单位已具备了较高的专业化水平, 因此, 材料问题已成为球罐的关键问题, 直接影响着我国球罐的安全使用。

一、选材

球罐材料不仅按其储存物料的性质、压力、温度等因素选定具有足够强度的材料, 而且还应考虑到所选材料应具有良好的焊接性能和加工性能, 同时还应考虑材料的供给可靠性及经济性等。

1. 钢板 球罐用钢板国外有两条选材原则: 欧洲国家广泛采用屈服极限 294~441MPa 级的中强钢, 属于 Mn-Si、Mn-V、Mn-Nb 和 Mn-Ni-V 系钢, 厚度不加控制, 当厚度超过规定的界限时, 对球罐进行焊后消除应力热处理; 日本则选用高强钢, 一般球罐容积在 6000m³ 以下采用抗拉强度 600MPa 级钢。容积超过 10000m³ 采用抗拉强度 800MPa 级钢, 壁厚通常控制在不进行整体热处理的界限内。以上两种选材原则各有其优缺点。选用中强钢的原则其优点是材料便宜, 易获得, 焊接工艺条件不苛刻, 便于施工, 还可通过热处理消除焊接残余应力, 有利于防止应力腐蚀; 缺点是相同容积的球罐钢材耗量大, 不利于球罐大型化。选用高强度钢的原则其优点是可以降低钢材的消耗量, 有利于球罐的大型化, 缺点是焊接工艺条件苛刻, 易于产生焊接裂纹, 不易进行应力腐蚀控制。考虑到我国钢材的状况, GB 12337 选材原则与欧洲国家相同。

我国自行设计、制造的球罐用材主要是 16MnR、16MnDR、15MnVR、15MnVNR, 由于屈服极限低, 多建造容积为 400~1000m³ 的球罐, 远远不能满足石油、化学、城市煤气等工业发展的需要, 所以出现大量引进大型球罐的局面。近十年来, 国内研制的 490MPa WCF62 钢 (低焊接裂纹敏感性的钢种), 新钢号为 07MnCrMoVR、07MnNiCrMoVDR 及 16MnR (WH510)、15MnNbR (WH530) 和 BP460N, 已用于工程, 主要用于建造氧气球罐和低温球罐, 使球罐用材方面增加了很大的选择性, 拓宽了球罐的应用领域, 为我国的球罐大型化奠定了基础。

鉴于我国钢材生产情况, GB 12337 对球壳板的选材主要从 GB 6654—1996《压力容器用钢板》和 GB 3531—1996《低温压力容器用低合金钢板》以及 GB 150 中选取了 20R、16MnR、15MnVR、15MnVNR、16MnDR、09Mn2VDR、07MnCrMoVR、07MnNiCrMoVDR 等八种钢种作为球壳用钢。钢板的使用状态: 厚度大于 30mm 的 20R 和 16MnR 钢板, 厚度大于 16mm 的 15MnVR 钢板, 任意厚度的 15MnVNR 钢板, 其他受压元件 (法兰、平盖等) 用厚度大于 50mm 的 20R 和 16MnR 钢板应在正火状态下使用。当球罐的设计温度低于 0℃ 时,