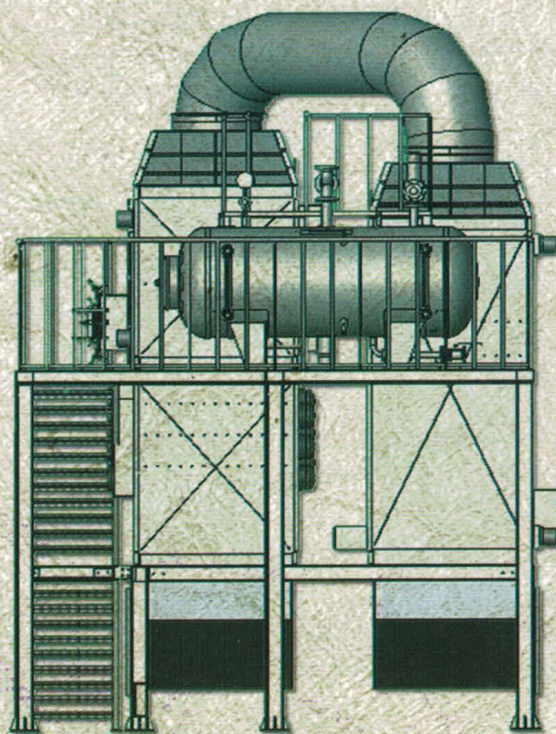




机械零部件设计与实用数据速查丛书

压力容器设计 与实用数据速查

洪德晓 丁伯民 戴季煌 朱红松 编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

机械零部件设计与实用数据速查丛书

压力容器设计与 实用数据速查

洪德晓 丁伯民 编著
戴季煌 朱红松

机械工业出版社

本书主要介绍各种压力容器的设计方法以及设计时需要的实用数据速查,旨在针对压力容器设计中的某些问题,为读者快速查找我国压力容器和换热器标准(GB 150—1998, GB 151—1999 和 JB 4732—1995)、美国压力容器建造规范(ASME VIII-1 和 VIII-2)、欧盟非直接火压力容器标准(EN 13445)等对这些问题的具体规定。为便于读者了解这些标准在各个问题上的联系和区别,在介绍主要思路的同时,都以笔者的理解角度列出对各标准的对照和简要评述。

本书可供从事压力容器设计和制造、检验人员快速查找国内外标准的有关规定之用,或对压力容器设计和制造、检验工作有一定实际经验人员拓宽知识层面之用,也可供制定标准的有关人员在决策时参考。

图书在版编目(CIP)数据

压力容器设计与实用数据速查/洪德晓,丁伯民,戴季煌,
朱红松编著. —北京:机械工业出版社,2010.3
(机械零部件设计与实用数据速查丛书)
ISBN 978-7-111-30070-0

I. ①压… II. ①洪…②丁…③戴…④朱… III. ①压力容器—设计 IV. ① TH490.22

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 043027 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:黄丽梅 责任编辑:白 刚

版式设计:霍永明 责任校对:任秀丽

封面设计:赵颖喆 责任印制:杨 曦

北京京丰印刷厂印刷

2010 年 6 月第 1 版 · 第 1 次印刷

169mm×239mm · 26.75 印张 · 598 千字

0 001—3 000 册

标准书号:ISBN 978-7-111-30070-0

定价:45.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010) 88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010) 68326294

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售二部:(010) 88379649

读者服务部:(010) 68993821

封面防伪标均为盗版

前 言

压力容器伴随着蒸汽作为动力而迅速发展，当前压力容器在生活中已无处不在。由于锅炉、压力容器具有发生爆炸、泄漏、造成人身伤害事故的危险性，世界上各主要工业发达国家一般都制定有专门的法律，建立了完善的法规、规范体系进行监察管理。

当前世界上压力容器建造规范主要有两大体系：

其一为美国机械工程师学会（American Society of Mechanical Engineers，简称 ASME）在 1915 年发布的首版锅炉规范，发展至今成为 ASME 锅炉及压力容器规范（Boiler & Pressure Vessel Code，简称 B & PV Code，在行业内常称为 ASME 规范），是国际上公认的权威规范。

其二为欧盟（EN）压力容器规范 EN 13445 非直接受火压力容器（EN 13445 Unfired Pressure Vessels），是综合欧洲各国的原有规范、结合现代技术的最新规范。

世界各国的压力容器规范或源出其上，或归入其内。

压力容器设计由简单的强度计算，发展到强度、刚度、稳定性、安定性、疲劳、腐蚀疲劳、蠕变、疲劳与蠕变交互作用、脆性断裂等方面综合考虑，是一个渐近的逐步的进展，且仍在不断发展之中。

本书旨在针对压力容器设计中的某一问题，为读者快速查找我国压力容器和换热器标准（GB 150—1998，GB 151—1999 和 JB 4732—1995）、美国压力容器建造规范（ASME VIII-1 和 VIII-2）、欧盟非直接火压力容器标准（EN 13445）等对该问题的具体规定。为简明扼要地介绍这些标准的规定，仅对某具体问题的主要思路进行分析，不能、也不必要原原本本详细地列出各标准的具体条文和各有关符号的含义和规定，在需要时读者在理清基本思路的情况下可查找相关标准的规定。希望此举能有助于压力容器设计师更好地了解不同规范之间的差异，从而在以后的设计活动中能够更加全面地考虑问题。

为便于读者了解这些标准在各个问题上的联系和区别，在介绍主要思路的同时，都以笔者的理解角度列出对各标准的对照和简要评述。

为方便读者查找原标准，所列公式或符号都和原标准所用一致，且在必要时列出所引原标准的章节、图号和表号。

本书可供从事压力容器设计和制造、检验人员快速查找国内外标准的有关规定之用，或对压力容器设计和制造、检验工作有一定实际经验人员拓宽知识

层面之用，也可供制定标准的有关人员在决策时参考。

本书由洪德晓、丁伯民、戴季煌、朱红松编著，全书由洪德晓负责统稿。

希望本书对从事压力容器设计、制造、检验、使用、管理的人员，以及高校师生及科研人员有所助益。

编 者

目 录

前言

第 1 章 绪论	1
1.1 各国压力容器标准的体系	1
1.1.1 我国压力容器标准的体系	1
1.1.2 美国压力容器规范的体系	1
1.1.3 欧盟压力容器标准的体系	2
1.2 按规则设计和按分析设计	2
1.2.1 压力容器规范、标准的发展沿革	2
1.2.2 按应力分析设计规范的提出和存在的问题	3
1.2.3 各国压力容器标准的发展趋势和现状	4
1.2.4 对各标准的对照及简要评述	4
1.3 各国容器标准的适用对象和范围	5
1.3.1 GB 150、GB 151 和 JB 4732	5
1.3.2 ASME VIII-1、VIII-2 和 VIII-3	5
1.3.3 EN 13445	6
1.3.4 对各标准的对照及简要评述	6
1.4 各国压力容器分类	6
1.4.1 GB 150	6
1.4.2 ASME VIII-1	10
1.4.3 EN 13445	10
1.4.4 对各标准的对照及简要评述	12
第 2 章 压力容器设计的一般问题	13
2.1 压力容器的失效准则	13
2.1.1 失效方式和失效准则	13
2.1.2 各国压力容器标准的考虑	13
2.2 设计参数	14
2.3 确定材料许用应力的安全系数	15
2.4 焊接接头分类	18
2.4.1 GB 150	18
2.4.2 ASME VIII-1	19
2.4.3 EN 13445	20
2.4.4 对各标准的对照及简要评述	20
2.5 各种类容器和接头的选用与无损检测要求	21
2.5.1 GB 150	21

2.5.2	ASME VIII-1	22
2.5.3	EN 13445	22
2.5.4	对各标准的对照及简要评述	29
2.6	焊接接头系数	29
2.6.1	GB 150	29
2.6.2	ASME VIII-1	30
2.6.3	EN 13445	33
2.6.4	对各标准的对照及简要评述	33
2.7	试验压力系数及其相应的限制条件	33
2.7.1	GB 150	34
2.7.2	ASME VIII-1	34
2.7.3	EN 13445	36
2.7.4	对各标准的对照及简要评述	37
第3章	内压元件设计	39
3.1	圆筒、球壳、锥壳设计	39
3.2	碟形、椭圆形封头设计	40
3.2.1	GB 150	40
3.2.2	ASME VIII-1	40
3.2.3	EN 13445	42
3.2.4	对各标准的对照及简要评述	44
3.3	锥壳和圆筒连接处的加强及斜锥壳设计	44
3.3.1	GB 150	44
3.3.2	ASME VIII-1	48
3.3.3	EN 13445	50
3.3.4	对各标准的对照及分析与评述	52
3.4	圆形和非圆形平封头及其开孔设计	52
3.4.1	GB 150	52
3.4.2	ASME VIII-1	56
3.4.3	EN 13445	56
3.4.4	对各标准的对照及简要评述	61
3.5	内压元件设计中允许的局部减薄、圆度允差以及超出形状允差后的重新评定	61
3.5.1	GB 150	61
3.5.2	ASME VIII-1	62
3.5.3	EN 13445	63
3.5.4	对各标准的对照及简要评述	64
第4章	外压元件设计	65
4.1	外压圆筒、球壳、锥壳、椭圆形、碟形封头设计	65
4.1.1	GB 150	65
4.1.2	ASME VIII-1	71

4.1.3	EN 13445	72
4.1.4	对各标准的对照及简要评述.....	76
4.2	锥壳和圆筒连接处的加强设计和斜锥壳设计	77
4.2.1	GB 150	77
4.2.2	ASME VIII-1	79
4.2.3	EN 13445	80
4.2.4	对各标准的对照及简要评述.....	80
4.3	外压圆筒及锥壳的加强圈设计	80
4.3.1	GB 150	80
4.3.2	ASME VIII-1	81
4.3.3	EN 13445	82
4.3.4	对各标准的分析及简要评述.....	84
4.4	在横向外压、轴向压缩、横向剪力、轴向弯矩单独或组合作用下的设计.....	85
4.5	外压元件的形状允差	85
4.5.1	GB 150	85
4.5.2	ASME VIII-1	87
4.5.3	EN 13445	87
4.5.4	对各标准的对照及简要评述.....	88
4.6	超出形状允差后的重新评定	89
4.6.1	GB 150	89
4.6.2	ASME VIII-1	89
4.6.3	EN 13445	89
4.7	半管式夹套容器设计	90
4.7.1	GB 150	90
4.7.2	ASME VIII-1	90
4.7.3	EN 13445	92
4.7.4	对各标准的对照及简要评述.....	93
第5章	开孔接管及其补强设计	94
5.1	开孔补强设计准则	94
5.1.1	GB 150	94
5.1.2	ASME VIII-1	94
5.1.3	EN 13445	94
5.1.4	ASME VIII-2	95
5.1.5	对各标准的分析及简要评述.....	95
5.2	最大开孔尺寸的限制, 不需补强和不另行补强的最大开孔尺寸	96
5.2.1	GB 150	96
5.2.2	ASME VIII-1	97
5.2.3	EN 13445	97
5.2.4	对各标准的对照及简要评述.....	99

5.3 在开孔补强设计中某些结构的规定或限制	99
5.3.1 GB 150	100
5.3.2 ASME VIII-1	100
5.3.3 EN 13445	100
5.3.4 对各标准的对照及简要评述	101
5.4 内压壳体上设有径向或非径向圆形接管的补强设计	101
5.4.1 GB 150	101
5.4.2 ASME VIII-1	103
5.4.3 EN 13445	106
5.4.4 对各标准的对照及简要评述	108
5.5 接管对壳体连接焊缝的强度	108
5.5.1 GB 150	108
5.5.2 ASME VIII-1	108
5.5.3 EN 13445	110
5.5.4 对各标准的对照及简要评述	110
5.6 平板和外压壳体上的开孔补强设计	110
5.6.1 GB 150	111
5.6.2 ASME VIII-1	111
5.6.3 EN 13445	111
5.7 壳体和平板上的大开孔设计	111
5.7.1 GB 150	112
5.7.2 ASME VIII-1	114
5.7.3 EN 13445	119
5.7.4 对各标准的对照及简要评述	119
5.8 多个开孔补强设计	119
5.8.1 GB 150	120
5.8.2 ASME VIII-1	120
5.8.3 EN 13445	121
5.8.4 对各标准的对照及简要评述	123
5.9 接管上作用有除压力以外载荷时的补强设计	123
5.10 ASME VIII-2 的开孔补强设计 (压力面积应力法)	124
第 6 章 法兰及其相关元件设计	125
6.1 对标准法兰设计的免除	125
6.1.1 GB 150	125
6.1.2 ASME VIII-1	125
6.1.3 EN 13445	125
6.1.4 对各标准的对照及简要评述	125
6.2 密封设计, 内压和外压法兰的力矩计算	125
6.2.1 GB 150	126

6.2.2 ASME VIII-1	128
6.2.3 EN 13445	128
6.3 法兰应力计算和校核	128
6.3.1 GB 150	128
6.3.2 ASME VIII-1	130
6.3.3 EN 13445	130
6.4 法兰刚度计算和校核	130
6.4.1 GB 150	130
6.4.2 ASME VIII-1	130
6.4.3 EN 13445	131
6.4.4 对各标准的对照及简要评述	131
6.5 全密封面法兰设计	131
6.5.1 GB 150	131
6.5.2 ASME VIII-1	133
6.5.3 EN 13445	133
6.6 密封焊法兰设计	133
6.7 在螺栓圆内外金属对金属相接触的平面法兰设计	134
6.7.1 GB 150	134
6.7.2 ASME VIII-1	134
6.7.3 EN 13445	135
6.8 反向法兰设计	136
6.8.1 GB 150	136
6.8.2 ASME VIII-1	136
6.8.3 EN 13445	136
6.9 平板上的大开孔设计	137
6.10 带有法兰的凸形封头设计	137
6.10.1 GB 150	137
6.10.2 ASME VIII-1	140
6.10.3 EN 13445	140
6.10.4 对各标准的对照及简要评述	140
6.11 卡箍连接件设计	141
6.11.1 载荷分析	141
6.11.2 高颈法兰的应力分析	144
6.11.3 卡箍的应力分析	144
6.11.4 高颈和卡箍的应力校核条件	145
6.12 作用有附加载荷时的法兰设计	145
第7章 卧式容器及鞍座设计	147
7.1 双鞍座卧式容器及鞍座设计	147
7.1.1 GB 150 和 JB/T 4731	147

7.1.2	ASME VIII-1	157
7.1.3	EN 13445	157
7.1.4	对各标准的对照及简要评述	157
7.2	多鞍座和不对称布置双鞍座卧式容器设计	158
第8章 管壳式换热器和膨胀节设计		159
8.1	换热器结构类型和管板结构型式	159
8.1.1	U形管式换热器及其管板的结构型式	159
8.1.2	固定管板式换热器及其管板的结构型式	163
8.1.3	浮动管板式(浮头式)换热器及其管板的结构型式	165
8.1.4	对各标准换热器结构类型和管板结构型式的对照及简要评述	171
8.2	对管板因开孔引起削弱的考虑	171
8.2.1	GB 151	171
8.2.2	ASME VIII-1	172
8.2.3	EN 13445	172
8.2.4	对各标准的对照及简要评述	172
8.3	管板结构和最小厚度要求	173
8.3.1	GB 151	173
8.3.2	ASME VIII-1	173
8.3.3	EN 13445	174
8.3.4	对各标准的对照及简要评述	175
8.4	管子对管板的连接结构型式和强度要求	175
8.4.1	GB 151	175
8.4.2	ASME VIII-1	178
8.4.3	EN 13445	180
8.4.4	对各标准的对照及简要评述	181
8.5	U形管式换热器设计	181
8.5.1	GB 151	181
8.5.2	ASME VIII-1	184
8.5.3	EN 13445	187
8.5.4	对各标准的对照及简要评述	188
8.6	固定管板式换热器设计	189
8.6.1	GB 151	189
8.6.2	ASME VIII-1	190
8.6.3	EN 13445	195
8.6.4	对各标准的对照及简要评述	197
8.7	浮动管板式换热器设计	198
8.7.1	GB 151	198
8.7.2	ASME VIII-1	199
8.7.3	EN 13445	202

8.7.4 对各标准的对照及简要评述	203
8.8 膨胀节设计	204
8.8.1 强度、刚度和疲劳寿命设计	204
8.8.2 膨胀节的轴向刚度和轴向伸缩量	208
第9章 附加载荷和局部载荷	210
9.1 内压球壳承受附加总体载荷	211
9.1.1 GB 150	211
9.1.2 ASME VIII-1	211
9.1.3 EN 13445	211
9.1.4 ASME VIII-2	211
9.1.5 各标准设计方法的比较	212
9.2 内压圆柱壳承受附加总体载荷	212
9.2.1 GB 150	212
9.2.2 ASME VIII-1	213
9.2.3 EN 13445	213
9.2.4 ASME VIII-2	213
9.2.5 各标准设计方法的比较	214
9.3 内压锥壳承受附加总体载荷	214
9.3.1 GB 150	215
9.3.2 ASME VIII-1	215
9.3.3 EN 13445	215
9.3.4 ASME VIII-2	215
9.3.5 各标准设计方法的比较	216
9.4 内压作用下的圆柱壳与锥壳过渡连接处承受附加总体载荷	216
9.4.1 GB 150	216
9.4.2 ASME VIII-1	216
9.4.3 EN 13445	217
9.4.4 ASME VIII-2	217
9.4.5 各标准设计方法的比较	219
9.5 球壳承受局部载荷	219
9.5.1 WRC 107	219
9.5.2 PD 5500	224
9.5.3 EN 13445	228
9.5.4 综合比较	229
9.6 圆柱壳承受局部载荷	231
9.6.1 WRC 107	231
9.6.2 WRC 297	234
9.6.3 PD 5500	237
9.6.4 EN 13445	242

9.6.5	TEMA—2007	247
9.6.6	综合比较	247
第 10 章	低温容器设计（压力容器的防脆性断裂）	249
10.1	对低温容器或低温操作的界定	249
10.1.1	GB 150	249
10.1.2	ASME VIII-1	250
10.1.3	EN 13445	252
10.1.4	对各标准的对照及简要评述	255
10.2	对低温容器界定或判断是否进行冲击试验的调整	256
10.2.1	GB 150	256
10.2.2	ASME VIII-1	256
10.2.3	EN 13445	257
10.2.4	对各标准的对照及简要评述	257
10.3	冲击试验温度及其调整	258
10.3.1	GB 150	258
10.3.2	ASME VIII-1	258
10.3.3	EN 13445	260
10.3.4	对各标准的对照及简要评述	261
10.4	各种结构类型元件的控制厚度	261
10.4.1	GB 150	261
10.4.2	ASME VIII-1	261
10.4.3	EN 13445	263
10.4.4	ASME VIII-1 和 EN 13445 对控制厚度规定的对照及简要评述	266
10.5	冲击吸收功、侧向膨胀的合格值	267
10.5.1	GB 150	267
10.5.2	ASME VIII-1	267
10.5.3	EN 13445	269
10.5.4	对各标准的对照及简要评述	269
10.6	冲击试样的取样方向、取样部位及试样缺口方向	271
10.6.1	GB 150	271
10.6.2	ASME VIII-1	272
10.6.3	EN 13445	272
10.6.4	对各标准的对照及简要评述	273
10.7	结构和有关制造、试验要求	274
10.7.1	GB 150	274
10.7.2	ASME VIII-1	275
10.7.3	EN 13445	276
10.7.4	对各标准的对照及简要评述	277
10.8	ASME VIII-2；2007 的防脆断要求简介	278

10.8.1	是否采取防脆断措施的判断曲线	278
10.8.2	对低应力状态免除冲击试验温度的调低	278
10.8.3	冲击吸收功、侧向膨胀的合格值	279
10.8.4	断裂力学评定	280
第 11 章	压力容器的疲劳分析	281
11.1	是否进行疲劳分析的判断	281
11.1.1	JB 4732	281
11.1.2	ASME VIII-2	283
11.1.3	EN 13445	285
11.1.4	对各标准的对照及简要评述	286
11.2	疲劳设计曲线	286
11.2.1	JB 4732	286
11.2.2	ASME VIII-2	288
11.2.3	EN 13445	288
11.2.4	对各标准的对照及简要评述	288
11.3	交变应力计算, 应力集中系数或疲劳强度减弱系数	290
11.3.1	JB 4732	290
11.3.2	ASME VIII-2	291
11.3.3	EN 13445	292
11.3.4	对各标准的对照及简要评述	293
11.4	非恒定应力幅的疲劳积累损伤	294
11.5	螺栓的疲劳分析	294
11.5.1	JB 4732	294
11.5.2	ASME VIII-2	294
11.5.3	EN 13445	294
11.6	防止棘轮现象的设计	296
11.6.1	JB 4732	296
11.6.2	ASME VIII-2	297
11.6.3	EN 13445	297
11.7	按疲劳分析容器的有关制造和检测要求	297
11.7.1	JB 4732	297
11.7.2	ASME VIII-1 和 VIII-2	297
11.7.3	EN 13445	298
第 12 章	实用数据速查	299
12.1	我国主要地区的基本风压值、雪压值	299
12.2	压力容器常用标准	315
12.3	金属材料适用的场合或相应介质	320
12.3.1	介质的性能	320
12.3.2	温度	320

12.3.3 流体的速度·····	320
12.3.4 黑色金属·····	321
12.3.5 有色金属及其合金·····	321
12.4 碳钢、不锈钢耐腐蚀数据·····	326
参考文献·····	410

第 1 章 绪 论

1.1 各国压力容器标准的体系

1.1.1 我国压力容器标准的体系

我国的压力容器标准 GB 150—1998、GB 151—1999 和 JB 4732—1995 等总体上是在《压力容器安全技术监察规程》（简称《容规》）框架下的具体执行标准。随着《容规》修订为《固定式压力容器安全技术监察规程》和《简单压力容器安全技术监察规程》，相应的具体执行标准也必将同步修订。

我国容器标准 GB 150—1998《钢制压力容器》仅包括钢制容器，未涉及非铁金属制容器，所以相应地还有与之配套的铝制焊接容器、钛制焊接容器、铜制压力容器、镍及镍合金制压力容器等标准；GB 150—1998（以下简称 GB 150，本书为方便起见皆用简称）实际上也仅涉及压力容器的各有关元件，未涉及换热器、膨胀节和各具体的压力容器，所以相应地还有与之配套的管壳式换热器、压力容器波形膨胀节、钢制焊接压力容器、钢制球形储罐、钢制塔式容器、钢制卧式容器等。虽然在 GB 150 中也列有制造、检验与验收的有关规定，但实际上还需要钢制压力容器焊接工艺评定、钢制压力容器焊接规程、承压设备无损检测等配套标准才具有可操作性。至于在材料方面，更需要和有关的板材、管材、棒材、锻件、铸件等，以及优质碳素结构钢、碳素结构钢、合金结构钢等标准配合。

1.1.2 美国压力容器规范的体系

ASME 规范是由美国机械工程师学会颁布的行业标准，只有在地方政府的安全监督部门以法律形式认可的情况下才能成为法定的控制产品质量的技术法规。

ASME 锅炉及压力容器规范在各卷、册的前言中都明确提及：由 ASME 锅炉及压力容器标准委员会（ASME/BPVSC）所制订的是压力容器建造过程中控制压力整体安全的规则；建造一词是包括材料、设计、制造、检验、试验、认证和泄压在内的一个含义广泛的名词。

显然，它所包括的内容，已涵盖了涉及压力容器建造的几乎所有方面，是偏向于所谓封闭式的规范。例如，ASME II 卷包括了锅炉压力容器所用的板、管、锻、铸的钢材和非铁金属、焊接材料，ASME V 卷包括了锅炉压力容器的无损检测，ASME VIII 卷包括了各类压力容器、管壳式换热器的建造，ASME IX 卷包括了锅炉压力容器的焊接和钎焊评定等。涉及到各类压力容器、管壳式换热器建造、整体安全性的几乎所有方面，基本

上都可以由 ASME 各有关卷解决。

ASME VIII-1 规范已包括了各类管壳式换热器和膨胀节的内容,而对卧式容器、塔式容器和球形容器等不再另订标准,因为这些容器的有关元件都可以由规范所列内容、并配以某些建议内容(如卧式容器和局部应力计算等的建议文件)解决。它适用于碳钢、低合金钢和奥氏体不锈钢(包括焊制、锻制和铸造),也包括各种非铁材料容器。

虽然 ASME VIII 分为三册,但主要是指在材料选用、安全系数、强度理论、设计方法、检测要求、某些结构限制和压力高低等的不同,所以分为 VIII-1、VIII-2、VIII-3,即压力容器建造规则、压力容器建造另一规则、高压容器建造规则。

1.1.3 欧盟压力容器标准的体系

EN 13445 非直接火压力容器是为贯彻 97/23/EC《承压设备指令》(PED)而制订的协调标准,和我国的压力容器安全技术监察规程相似, PED 也是由欧盟政府机构制订的强制性法规。由于欧盟指令中另有和无缝及焊接气瓶、简单压力容器指令等相配套的各种气瓶、简单压力容器标准,所以 EN 13445 就不包括各种气瓶和简单压力容器。其总体思想和设计理念与英国指导性文件 PD 5500(即原英国标准 BS 5500)及原法国标准 CODAP 基本相同,它适用于碳钢、低合金钢和奥氏体不锈钢,在第 6 篇中包括了球墨铸铁压力容器及其元件的补充要求,在第 8 篇中包括了 Al 及 Al 合金压力容器及其元件的补充要求。和上述两标准不同的是,它不包括多层容器。

和 ASME 规范相似, EN 13445 也已包括了各类管壳式换热器和膨胀节以及卧式容器、塔式容器的内容,所以对 these 和球形容器等不再另订标准。

在贯彻 EN 13445 时,除应和相关的产品协调标准(例如 EN 286 简单非直接火压力容器)相协调,以避免相脱节或重叠外,还需要由某些基础协调标准和材料协调标准相结合,例如 EN 287 焊工资格考试、EN 288 金属材料焊接工艺评定规程、EN 10028 受压元件用钢板技术要求等才能完成压力容器的设计、制造和检验等全套工作。

1.2 按规则设计和按分析设计

1.2.1 压力容器规范、标准的发展沿革

压力容器规范所涉及范围和内容的发展,都是和科学技术的进步,对压力容器材料、结构、设计、制造、检验等技术的不断完善、提高,对失效模式的逐步认识、深化,应力计算方法的进步等分不开的。

以规范所包括的内容和所采用的设计准则而言, ASME 规范 1915 年的首版仅是防止锅炉及压力容器不致因最大应力超过材料的拉伸强度而引起爆破,即强度失效准则;在 1934 年版时才出现了外压元件的设计规定,即引入了稳定性失效准则;至 1952 年版才引入弹性失效准则。虽然早在 20 世纪 40 年代提出的法兰设计中,已经理解到法兰颈部大端或小端的轴向应力由于存在地区的局部性,对法兰环旋转变形的影响较小,所以

可以放宽其限制条件,但总地说,当时所采用的设计准则主要仅计及弹性失效,包括弹性不稳定,而未计及某些局部地区实际上可以、并且已经进入屈服而仍能保证安全操作,更未包括其他各种失效模式。

从1968年公布的ASME VIII-2压力容器另一规则开始,引进了包括弹-塑性失效、塑性垮塌失效、疲劳失效以及极限载荷等在内全新的设计理念(确切地说,应是从1965年公布的ASME III开始);随后,不仅是ASME VIII-1,而且各国有关压力容器和承压设备标准都纷纷仿效,使压力容器设计方法走上了更高的台阶。

各册所采用的安全系数也随着技术的进步而逐步降低,和安全系数相关的材料、制造、检测检验等规定也同步改进。

1.2.2 按应力分析设计规范的提出和存在的问题

应力分析设计的总体思路为:对压力容器各元件进行详细的应力分析,并将各种不同载荷引起的应力,根据其导出应力的方法、应力在元件上存在区域的大小、沿元件厚度分布的性质等,针对所计及的失效模式所起不同作用进行分类,对不同类别的应力规定以不同的限制条件。与之相配合,对材料选用、强度理论、安全系数、检测要求、制造、试验等都作出了和按规则设计不同的规定。显然,应力分析设计所计及的失效模式不仅包括弹性失效和弹性不稳定,而且还包括了过量的塑性变形、脆性断裂、蠕变变形(非弹性)、塑性不稳定—渐增的垮塌、低循环疲劳等。

在1968年提出ASME VIII-2时,其所述的应力分类及其评定主要是以(薄)板壳理论方法为基础的,所以在其附录4以应力分析为基础的设计部分所列的应力分析方法都是板壳理论及其边缘连接的求解方法,除计算用于疲劳分析的总应力外,未提及有限元方法。随着压力容器设计参数的越来越高,结构和载荷的越趋复杂,用板壳理论来求解元件应力已无能为力,必须采用有限元等数值处理方法才能奏效,而采用有限元方法所求得的总应力,要按照应力分类及其评定的理念进行设计,特别是用三维有限元时,首先遇到的是必须对总应力分解并正确分类,由于板壳理论方法和有限元方法的不同,所以存在一个用有限元所求得的总应力和根据板壳理论提出的应力分类方法所根据的应力不相匹配的问题,原VIII-2除用列表方式对一些典型情况的应力分类加以说明外,并未提供更多的指导;虽然也提及塑性分析和极限分析,但并未更进一步作具体说明。这一问题一直困扰着压力容器行业,包括美国在内,各国都进行了多年研究,欧盟EN 13445首先提出了结构应力的概念,根据峰值应力总存在于局部地区的特性,将由有限元法求得的总应力先通过外推法将它从总应力中扣除,然后将剩余的一次加二次应力(结构应力)根据沿壁厚的分布特性(均布及线性、非线性)以及产生应力的原因(机械或温差)进行分类;ASME VIII-2也在2007版对原VIII-2全部作了改写,目的之一是对某些结构、载荷甚为复杂的元件,提供能显示出最终失效时极限载荷的有限元方法进行分析,尽可能少用、甚至回避对由有限元所得总应力的分解和分类,与此同时,虽然也提供了对总应力分解的建议(资料性附录)方法,但说明对这一方法可以产生模棱两可结果的情况,推荐采用能显示出最终失效时极限载荷的有限元方法进行分析。

1.2.3 各国压力容器标准的发展趋势和现状

1. GB 150 和 JB 4732—1995

我国容器标准从 1995 年起参照原 ASME VIII-2, 制订了 JB 4732—1995《钢制压力容器 分析设计标准》, 其中只有很少一部分元件能够用设计公式表示其所需厚度或各处应力。至今, 一直把标准分为两个体系, 即 GB 150 的按规则设计 (不适用于要求疲劳分析的容器) 和 JB 4732—1995 的按分析设计, 并未像美国和欧盟标准那样, 与时俱进地进行改写, 而且对 JB 4732—1995 基本上保持原状的情况下于 2005 年作了确认。

2. ASME VIII-2

鉴于在应力分析设计方法实施近三十年来所发现的问题, ASME 锅炉及压力容器标准委员会 (ASME/BPVSC) 公布的 2007 版对原 ASME VIII-2 作了全部改写, 将设计部分划为按规则设计 (Design by Rule) 和按分析设计 (Design by Analysis) 两部分, 前者包括了和 VIII-1 相同、甚至略多的压力容器所有常用元件, 将应力分类及其评定的思想融入其中, 都用简单公式的形式表示所需厚度或各处应力; 后者仅指在前者未予包括、或虽然包括但形状允差超标或载荷异常的元件, 一般都指由弹性或弹-塑性有限元求解。如有必要, 二者都可以按标准的规定进行疲劳分析。

3. EN 13445

EN 13445 并未像我国标准那样划分为两个标准, 在设计部分的正文中采用了按公式设计 (Design by Formulae) 的方法, 即和 ASME VIII-2 的按规则设计部分那样, 将应力分类及其评定的思想融入其中, 以简单公式表示元件的所需厚度或各处应力, 如有必要, 可按其设计部分的 17 或 18 章规定进行简化或详细的疲劳分析。对于结构、载荷比较复杂, 在正文中未予包括、或形状允差超标的元件, 则另在附录 B 和 C 中规定了直接法和基于应力分类的按分析设计的方法 (Design by Analysis)。

1.2.4 对各标准的对照及简要评述

我国的 JB 4732—1995 (2005 确认) (本书以后简称 JB 4732) 基本上参照原 ASME VIII-2, 所以只反映了 20 世纪 60~70 年代的国际水平, 而且在参照原 ASME VIII-2 时在其正文和标准释义中对峰值应力的特性作了修改, 使由有限元法所得总应力的分解和分类成为可能 (但这一点在业内一直存在分歧); 由于能用解析式进行设计的元件只是很少一部分, 且与之配套的 GB 150 明确规定不适用于要求疲劳分析的容器, 这样, 凡涉及要求疲劳分析、且在 JB 4732 中未用解析式表示设计的元件, 只能采用 JB 4732 所表示的要求对可能存在的五种应力强度条件逐一进行计算和校核, 其繁复程度是不言而喻的, 而且对总应力的分解和正确分类在业内长期存在异议。

ASME VIII-2 和 EN 13445 的总体框架基本相同, 对于一般压力容器所涉及的绝大部分元件, 都已运用了应力分类及其评定的思想, 以可以方便操作的设计公式简单表示, 在需要时也都可以方便地进行疲劳分析; 只对那些未在 ASME VIII-2 按规则设计部分、EN 13445 未在设计正文部分表示的某些特殊元件, 或结构、载荷条件、形状允差等超

出标准限定的元件,才需要按 ASME VIII-2 的分析设计部分、EN 13445 设计部分的附录 B 或 C 进行详细分析,这样对工程上量大面广的常用压力容器的设计就大为方便,只是对少数特殊元件,或属于研究开发的容器,才需要按 ASME VIII-2 的分析设计部分、EN 13445 设计部分的附录 B 或 C 进行详细分析。

1.3 各国容器标准的适用对象和范围

1.3.1 GB 150、GB 151 和 JB 4732

GB 150 适用于设计压力为 0.1 ~ 35MPa、真空度不低于 0.02MPa 的非直接火钢制固定式单层或多层压力容器,不适用于要求作疲劳分析的容器。

GB 151—1999 (本书以后简称 GB 151) 适用于公称压力不大于 35MPa、公称直径不大于 2600mm,且公称压力和公称直径的乘积不大于 $10^4 \text{MPa} \cdot \text{mm}$ 的钢制管壳式换热器。因为在膨胀节设计中包括了疲劳分析的内容,所以未像 GB 150 那样规定了不适用于要求作疲劳分析的换热器,但事实上除膨胀节以外,还是不适用于作疲劳分析。

JB 4732 适用于设计压力为 0.1 ~ 100MPa、真空度不低于 0.02MPa 的非直接火钢制固定式压力容器。

JB 4732 列出了疲劳分析的具体方法。

1.3.2 ASME VIII-1、VIII-2 和VIII-3

ASME VIII-1 适用于所设计容器的内压或外压超过 100kPa 但内压力不超过 20MPa 的固定式单层或多层压力容器。当压力超过 20MPa 时,为满足较高压力设计原理和建造实践的要求,一般需要变更和增补规范的规则,只有在应用了这些增加的设计原理和建造实践之后,容器仍能符合规范所有要求时,才允许打上适合的规范标志钢印。分别涉及碳钢与低合金钢、非铁金属、高合金钢、铸铁等各种材料。

ASME VIII-2 也适用于固定式单层或多层压力容器,其规则没有规定的压力范围,但并不包括所有的结构型式。对极高的压力,可能需要对规范规则作某些补充或变更,以符合在此压力下对容器来说是必要的设计原理和建造实践,只有在应用了这些增加的设计原理和建造实践之后,容器仍能符合规范所有要求时,才允许打上适合的规范标志钢印。VIII-2 是属于 VIII-1 建造规则的另一规则,所以和 VIII-1 相同,也能用于铁基和非铁基材料。

ASME VIII-3 适用于通常超过 70MPa 的金属固定式单层或多层压力容器。但既不在规定 VIII-1 或 VIII-2 的压力上限,也不旨在规定 VIII-3 的压力下限。但规定容器应采用碳钢和低合金钢、高合金钢、镍和镍合金建造。

VIII-1 包括了承受交变载荷的容器,但未列出疲劳分析的具体方法,当需要分析时可借助 VIII-2。

VIII-2 和 VIII-3 都列出了疲劳分析的具体方法。

1.3.3 EN 13445

EN 13445 适用于最大许用压力大于 0.5bar (表压) ($1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$), 但也可用于在较低压力 (包括真空) 下操作的非直接火固定式单层压力容器, 并未限定压力上限。

EN 13445 主体上仅适用于钢和铸钢制压力容器, 但在第 6 篇中规定了对球墨铸铁的特殊考虑, 在第 8 篇中包括了 Al 及 Al 合金压力容器及其元件的补充要求。

EN 13445 列出了疲劳分析的具体方法。

EN 13445 在 2007 (06) 修改时补充了蠕变设计的内容。

和 GB 150、JB 4732、ASME 规范不同的是, EN 13445 不适用于多层容器。

1.3.4 对各标准的对照及简要评述

各国标准除 GB 150、GB 151 或明确规定不适用于要求作疲劳分析的容器, 或未列出疲劳分析的具体方法外, 都允许用于要求作疲劳分析的容器且作了具体的分析方法。这样, 按照我国容器标准, 凡涉及有疲劳分析要求者, 都必须按 JB 4732 设计, 而 JB 4732 中仅对少数元件列有设计公式, 对这些之外的其他元件, 凡要进行疲劳分析时, 都要求同时满足所规定的五个应力强度校核条件, 无疑增加了设计工作及其难度。

JB 4732 称为分析设计标准; ASME VIII-2 则相对于 ASME VIII-1 压力容器建造规则而称为压力容器建造另一规则, 它分为按规则设计和按分析设计两篇; EN 13445 在正文中所列为按公式设计, 在附录 B 和附录 C 中列出了按分析设计的直接法和按分析设计的应力分类法。

各标准的适用范围都不包括核容器和移动式容器。

1.4 各国压力容器分类

1.4.1 GB 150

GB 150 并未直接提及压力容器的分类, 压力容器的分类列在《压力容器安全技术监察规程》中。由于该规程即将修改为《固定式压力容器安全技术监察规程》, 故本章为连贯性而将此两规程的分类同时列出。

《压力容器安全技术监察规程》的分类规定如下:

压力容器可以按容器潜在危害程度的大小分类。

按容器的受压方式, 可以分为内压容器、外压容器、真空容器。化工和石化行业中一般只有真空容器, 并无真正意义上的外压容器。

按设计压力 p 的大小, 可以分为以下几档:

常压容器 $-0.02\text{MPa} \leq p < 0.1\text{MPa}$

低压容器 $0.1\text{MPa} \leq p < 1.6\text{MPa}$

中压容器 $1.6\text{MPa} \leq p < 10\text{MPa}$

高压容器 $10\text{MPa} \leq p < 100\text{MPa}$

超高压容器 $p \geq 100\text{MPa}$

按设计温度的高低分，设计温度 t 低于或等于 -20°C 的钢制容器称之为低温容器。

按容器在生产工艺过程中的作用原理，可以分为以下几个种类：

(1) 反应压力容器 指主要用于完成介质物理、化学反应的压力容器，如反应器、反应釜、分解锅、硫化罐、分解塔、聚合釜、高压釜、超高压釜、合成塔、变换炉、蒸煮锅、蒸球、蒸压釜、煤气发生炉等。

(2) 换热压力容器 指主要用于完成介质热量交换的压力容器，如管壳式余热锅炉、热交换器、冷却器、冷凝器、蒸发器、加热器、消毒锅、染色器、烘缸、蒸炒锅、预热锅、溶剂预热器、蒸锅、蒸脱机、电热蒸汽发生器、煤气发生炉水夹套等。

(3) 分离压力容器 指主要用于完成介质流体压力平衡缓冲和气体净化分离的压力容器，如分离器、过滤器、集油器、缓冲器、洗涤器、吸收塔、铜洗塔、干燥塔、汽提塔、分汽缸、除氧器等。

(4) 储存压力容器 指主要用于储存、盛装气体、液体、液化气体等介质的压力容器，如各种型式的储罐。

按容器的使用场所，可以分为固定式压力容器、移动式压力容器。

国家质量监督检验检疫总局为了加强对压力容器的质量安全监察工作，从容器潜在危害程度大小的角度加以分类。一般而言，压力越高，体积越大，则潜在危害程度越大；移动式压力容器潜在危害程度大于固定式压力容器；可能发生脆性断裂建造的容器（例如，低温时的钢制容器，高强度钢制容器），其潜在危害程度大于不可能发生脆性断裂材料建造的容器；反应压力容器和储存压力容器，其潜在危害程度大于换热压力容器和分离压力容器；介质毒性程度高的容器，其潜在危害程度大于毒性程度低的容器；易燃介质的容器，其潜在危害程度大于非易燃介质的容器等。根据这些原则，《压力容器安全技术监察规程》将压力容器划分为一类、二类、三类压力容器，见表 1-1。

表 1-1 《压力容器安全技术监察规程》的压力容器分类

容器类别	压力等级或其他因素	容 器 种 类
三类	高压	所有种类的容器 管壳式余热锅炉
	中压	毒性程度为极度及高度危害介质的所有种类容器 易燃或毒性程度为中度危害介质,且 pV 乘积大于或等于 $10\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ 的 储存容器 易燃或毒性程度为中度危害介质,且 pV 乘积大于或等于 $0.5\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ 的 反应容器 管壳式余热锅炉 搪玻璃压力容器

(续)

容器类别	压力等级或其他因素	容 器 种 类
三类	低压	毒性程度为极度及高度危害介质,且 pV 乘积大于或等于 $0.2\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ 的所有种类容器
	其他因素	$R_m \geq 540\text{MPa}$ 材料制造的压力容器 移动式压力容器 $V \geq 50\text{m}^3$ 的球形储罐 $V > 5\text{m}^3$ 的低温液体储存容器
二类	中压	所有种类的容器
	中压(已划为三类者除外)	易燃或毒性程度为中度危害介质,且 pV 乘积小于 $10\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ 的储存容器 易燃或毒性程度为中度危害介质,且 pV 乘积小于 $0.5\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ 的反应容器
	低压(已划为三类者除外)	毒性程度为极度及高度危害介质,且 pV 乘积小于 $0.2\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ 的所有种类容器 易燃或毒性程度为中度危害介质的反应容器和储存容器 管壳式余热锅炉 搪玻璃压力容器
一类	低压(已划为三类、二类者除外)	所有种类容器

从2007年开始,我国国家质量监督检验检疫总局根据容器结构复杂程度和设计压力高低将压力容器分为简单压力容器和固定式压力容器,并分别制订了相应的安全技术监察规程。

《固定式压力容器安全技术监察规程》与原《压力容器安全技术监察规程》相比,其分类方法的思想接近于欧盟 PED 的方法,由设计压力、容积和所充介质的危险程度三个因素分类,不再计及容器在生产工艺过程中的作用原理、材料强度等级等因素。总的来说,新的分类方法与原方法相比,划为第Ⅰ类的比例有所减少,划为第Ⅱ和第Ⅲ类的比例有所增加。

《固定式压力容器安全技术监察规程》将包括简单压力容器在内的所有固定式容器根据介质危害性的程度、压力的高低和容积的大小划分为Ⅰ类、Ⅱ类、Ⅲ类压力容器,见图1-1和图1-2。其中,第一组流体是指毒性程度为极度危害、高度危害的化学介质;易燃介质;液化气体。第二组流体是指第一组以外的介质,如水蒸气、氮气等。

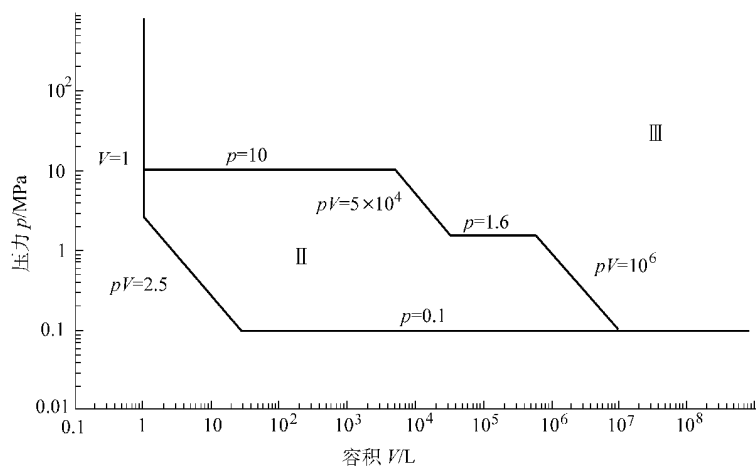


图 1-1 第一组流体的压力容器分类图

[引自《固定式压力容器安全技术监察规程（报审稿）》图 A-1]

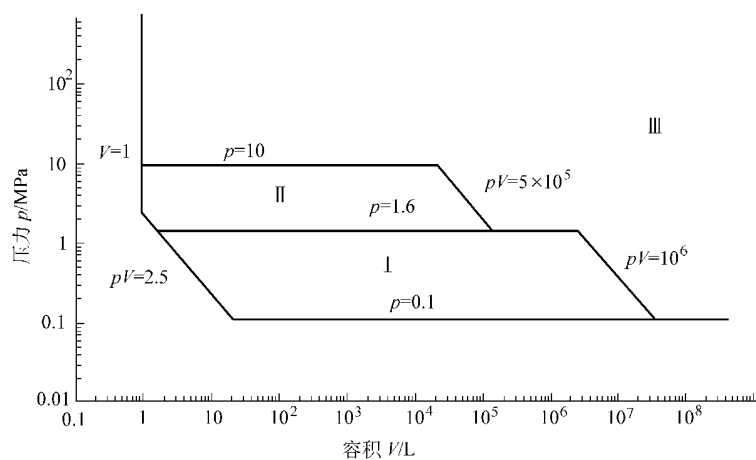


图 1-2 第二组流体的压力容器分类图

[引自《固定式压力容器安全技术监察规程（报审稿）》图 A-2]

多腔压力容器（如换热器的管程和壳程、夹套压力容器等）在使用和管理上按照类别高的压力腔作为该容器的类别。但在设计和制造的技术要求上则按每个压力腔各自的类别提出。对各压力腔划类时，应以本腔的设计压力和容积作为依据。

1.4.2 ASME VIII-1

ASME VIII未提及对压力容器的分类。

1.4.3 EN 13445

EN 13445 并未直接提及压力容器的分类，压力容器的分类列在 97/23/EC 《承压设备指令》中。

《承压设备指令》基于容器的潜在危险程度，即最大许用压力 PS 、容器的实际容积 V 以及所充介质的危险性质，将容器分为 I、II、III、IV 类（或称风险级别），见图 1-3 ~ 图 1-6，类别越高，其危险程度亦越大。其中第一组流体是指易爆、极度、高度易燃和易燃、剧毒和有毒或氧化性的；第二组流体是指除第一组以外的其他流体。对同一组流体，气体的危险程度大于液体，所以分类时也加以区别。

多腔压力容器在使用和管理上按照类别高的压力腔作为该容器的类别。

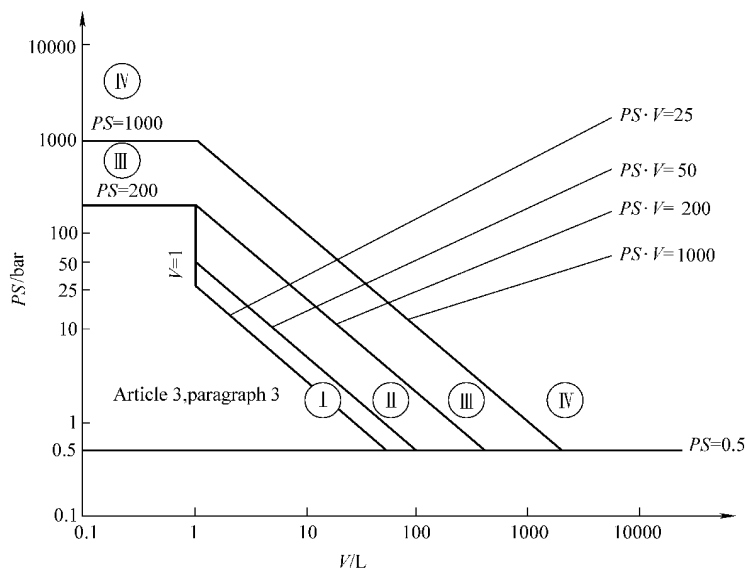


图 1-3 第一组气体的容器分类（对于拟盛装不稳定气体，按本图划为 I 类或 II 类者，应划为 III 类）（引自 97/23/EC 表 1）

注：1bar = 10^5 Pa，后同。

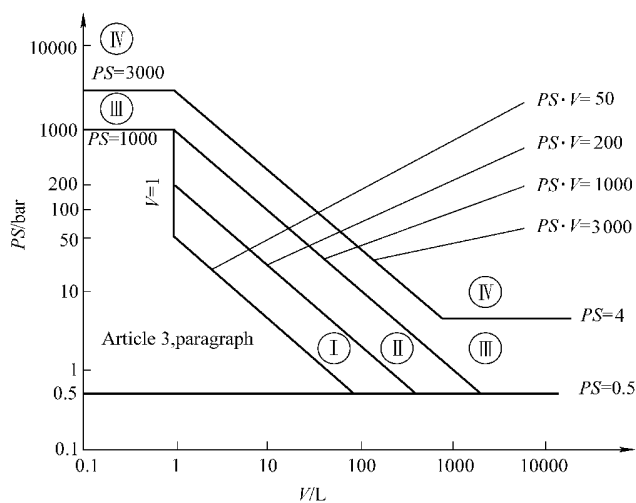


图 1-4 第二组气体的容器分类（移动式灭火器和气瓶，至少应划为Ⅲ类）（引自 97/23/EC 表 2）

注：1bar = 10^5 Pa

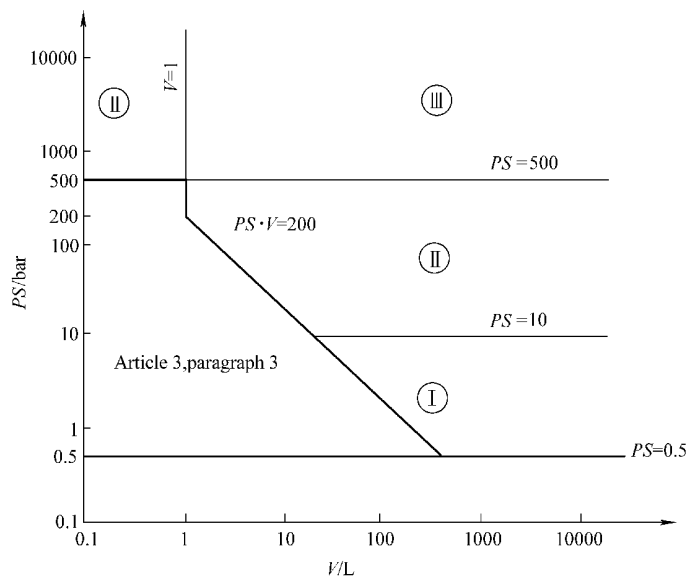


图 1-5 第一组液体的容器分类（引自 97/23/EC 表 3）

注：1bar = 10^5 Pa

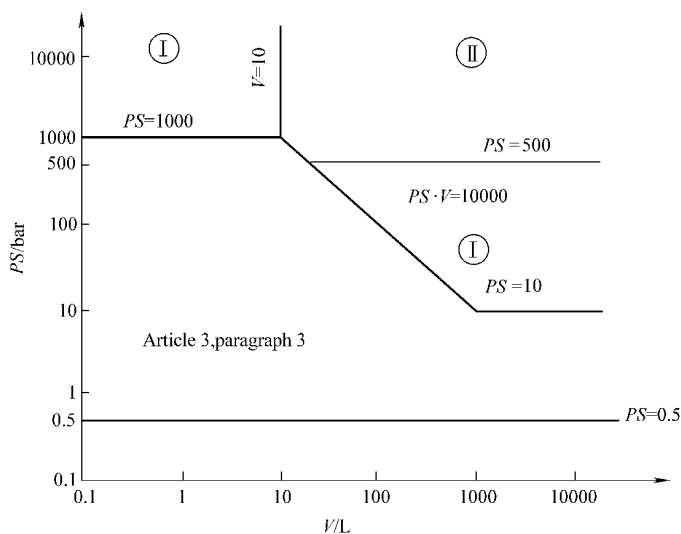


图 1-6 第二组液体的容器分类 (引自 97/23/EC 表 4)

注: $1\text{bar} = 10^5\text{Pa}$

容器类别 (即风险级别) 越高, 相应评定程序的要求也更为严格, 授权检验机构 (师) 参与的范围也更大。

1.4.4 对各标准的对照及简要评述

从 2007 年开始, 我国国家质量监督检验检疫总局根据容器结构复杂程度和设计压力高低将压力容器分为简单压力容器和固定式压力容器, 并分别制订了相应的安全技术监察规程。

《固定式压力容器安全技术监察规程》将包括简单压力容器在内的所有固定式容器, 根据介质危害性的程度、压力的高低和容积的大小划分为 I 类、II 类、III 类压力容器。由其划分的原则来看, 已由《压力容器安全技术监察规程》的划分原则向 97/23/EC 《承压设备指令》靠拢。在以后讨论的安全系数等问题上, 似也反映了这一趋势。

第2章 压力容器设计的一般问题

2.1 压力容器的失效准则

容器元件在各种操作条件下承压能力丧失或容器失去正常运行功能则意指该元件或容器失效，在设计中判别容器元件是否失效的原则即为失效准则。

2.1.1 失效方式和失效准则

对元件失效方式的认识是在发展和实践过程中逐步建立起来的，到目前为止，至少包括因强度不足引起的破坏、因（拉伸、压缩和弯曲等引起）过量变形导致正常运行功能的丧失（包括失稳和密封件的泄漏）、过量的塑性变形、脆性（低应力）断裂、由应力引起的破坏-蠕变变形、塑性不稳定-渐增的垮塌、疲劳、腐蚀等。与之相对应，所采用的失效准则有强度失效准则、屈服失效准则、稳定性（刚度）准则、安定性准则、垮塌载荷准则、极限载荷准则、疲劳准则、蠕变准则、脆性断裂准则等。其中有些在设计中通过对元件的应力或应变分析后以定量的方式限制，有的仅规定了和设计条件相对应的材料、结构、制造和检测的相应要求。

2.1.2 各国压力容器标准的考虑

1. GB 150

由于我国容器标准分为两个体系，即 GB 150 的按规则设计（不适用于要求疲劳分析的容器）和 JB 4732 的按分析设计，所以 GB 150 主要仅考虑强度失效、屈服失效、稳定性等，并通过对材料冲击功的规定防止脆性断裂，在许用应力中引入持久极限和蠕变极限以防止蠕变失效，通过对工艺的适用选材以防止腐蚀失效，但在锥壳设计中则参考了计及弹塑性和安定性失效的 ASME VIII-2 所列方法。

2. ASME VIII-1

早期的 ASME VIII-1 除在载荷列有交变载荷但未写明“不适用于疲劳分析的容器”外，和 GB 150 基本相同。但从 21 世纪起的几个版本，陆续引进了原仅在 VIII-2 中所列的除疲劳以外的弹性、塑性、安定性等的限制条件。

3. EN 13445

EN 13445 并未像我国标准那样划分为两个标准，也未像 ASME 那样分为建造规则和建造另一规则，它基本上和 ASME VIII-2 相同，涵盖了目前已经比较成熟的各个失效准则。2007（06）修改单在设计部分中补充了蠕变设计的第 19 专章，包括了除法兰连接中所用螺栓以及受压缩应力作用以外时有关元件的蠕变设计。

2.2 设计参数

1. GB 150

所涉及的设计参数包括工作压力、设计压力、计算压力、试验压力、设计温度、试验温度、计算厚度、设计厚度、名义厚度、有效厚度、最小厚度、钢材厚度负偏差、腐蚀裕量等。

设计压力是针对整台容器而言，是确定容器试验压力的基础；计算压力是针对容器中某一元件而言，容器中各不同元件可能有不同的计算压力，对于计及液柱静压力的容器，元件的计算压力随元件所处地区而言，可能会略高于容器的设计压力。

GB 150 在正文中并无最大许用工作压力的概念，仅在试验压力、超压泄放装置中提及，但定义“该压力是根据成品容器壳体的有效厚度计算所得，且取最小值”恐有所不妥，应是根据成品容器各元件的有效厚度计算所得，且取最小值。

2. ASME VIII-1

所涉及的设计参数包括设计压力、试验压力、由计算求得的试验压力、最大许用工作压力、设计温度、试验温度、最高或最低设计金属温度、冲击试验温度、最小需要厚度（相当于 GB 150 的计算厚度）、名义厚度、钢材厚度负偏差、腐蚀裕量等。

ASME VIII-1 并无有效厚度的提法，但实际上在对元件最大许用工作压力的确定中，规定应取不包括诸如腐蚀裕量的厚度按规则所规定的公式计算所得，此处所用厚度即为 GB 150 所指的有效厚度。

如容器铭牌以最大许用工作压力标志，则在有些情况下（例如，在各元件的最终厚度远大于计算厚度时），用户可以清晰地知道该容器的承压潜力，其经济效益是明显的，但在确定过程中的计算也较繁复。

和最大许用工作压力相配合，规范规定届时应按由计算求得的试验压力进行压力试验。该压力是按容器每个元件的设计公式并采用包括腐蚀裕量在内的名义厚度和在试验温度时的许用应力计算所得的最大许用内压力。

ASME VIII-1 采用了和 GB 150 不同的低温操作设计方法，并要求在铭牌上标出（许用的）最高或最低设计金属温度以供用户掌握，连同所标的最大许用工作压力，使用户对该容器所能使用的温度和压力一目了然，远比 GB 150 仅限制于设计压力和设计温度而更合理、醒目。

3. EN 13445

所涉及的设计参数包括最大工作压力、设计压力、计算压力、试验压力、某一元件或整个容器的最大许用压力、计算温度、设计温度、试验温度、最高或最低许用温度、冲击试验温度、需要厚度（相当于 GB 150 的计算厚度）、名义厚度、分析厚度（相当于 GB 150 的有效厚度）、成形后最小厚度、制造减薄量、钢材厚度负偏差、腐蚀裕量等。

和 ASME VIII-1 相似，也要求在铭牌上标志（许用的）最高或最低设计金属温度以

及最大许用压力，使用户对该容器所能使用的温度和压力一目了然。

图 2-1 表示了 EN 13445 对各种厚度的相互关系。

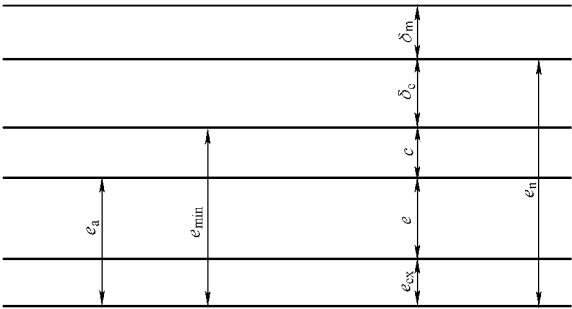


图 2-1 各种厚度定义的相互关系（引自 EN 13445-3 图 3-1）

e —所需要的厚度 e_n —名义厚度 $e_{\min}$ —成形后最小厚度（ $e_{\min} = e_n - \delta_e$ ）
 e_a —有效厚度（ $e_a = e_{\min} - c$ ） c —腐蚀或冲蚀裕量 δ_e —材料厚度负偏差
 δ_m —制造减薄量 e_{ex} —厚度圆整值

2.3 确定材料许用应力的安全系数

1. GB 150

由钢材力学性能确定许用应力的安全系数见 2-1。由螺栓材料力学性能确定许用应力的安全系数见 2-2。

表 2-1 由钢材力学性能确定许用应力的安全系数（引自 GB 150 表 3-1）

材 料	许用应力(取下列各值中的最小值)/MPa					
碳素钢、低合金钢	R_m	R_{eL}	R'_{eL}	σ'_D	σ'_n	
	3.0	1.6	1.6	1.5	1.0	
高合金钢	R_m	$R_{eL}(R_{p0.2})$	$R'_{eL}(R'_{p0.2})$ ^①	σ'_D	σ'_n	
	3.0	1.5	1.5	1.5	1.0	

注：表中 R_m ——钢材标准抗拉强度下限值（MPa）；
 $R_{eL}(R_{p0.2})$ ——钢材标准常温屈服点（或 0.2% 屈服强度）（MPa）；
 $R'_{eL}(R'_{p0.2})$ ——钢材在设计温度下的屈服点（或 0.2% 屈服强度）（MPa）；
 σ'_D ——钢材在设计温度下经 10 万 h 断裂的持久强度的平均值（MPa）；
 σ'_n ——钢材在设计温度下经 10 万 h 蠕变率为 1% 的蠕变极限（MPa）。
① 对奥氏体高合金钢制受压元件，当设计温度低于蠕变范围，且允许有微量的永久变形时，可适当提高许用应力至 $0.9R'_{eL}(R'_{p0.2})$ ，但不超过 $\frac{R_{eL}(R_{p0.2})}{1.5}$ 。此规定不适用于法兰或其他有微量永久变形就产生泄漏或故障的场合。

表 2-2 由螺栓材料力学性能确定许用应力的安全系数 (引自 GB 150 表 3-2)

材 料	螺栓直径/mm	热处理状态	许用应力(取下列各值中的最小值)/MPa	
碳素钢	≤M22	热轧、正火	$\frac{R'_{\text{eL}}}{2.7}$	σ'_D 1.5
	M24 ~ M48		$\frac{R'_{\text{eL}}}{2.5}$	
低合金钢、马氏体 高合金钢	≤M22	调质	$\frac{R'_{\text{eL}}(R'_{p0.2})}{3.5}$	
	M24 ~ M48		$\frac{R'_{\text{eL}}(R'_{p0.2})}{3.0}$	
	≥M52		$\frac{R'_{\text{eL}}(R'_{p0.2})}{2.7}$	
奥氏体高合金钢	≤M22	固溶	$\frac{R'_{\text{eL}}(R'_{p0.2})}{1.6}$	
	M24 ~ M48		$\frac{R'_{\text{eL}}(R'_{p0.2})}{1.5}$	

注：表字 R'_{eL} 、 $R'_{p0.2}$ 、 σ'_D 同表 2-1。

修改后的固定式压力容器安全技术监察规程对安全系数作了调低，由钢材力学性能确定许用应力的安全系数见表 2-3，由螺栓力学性能确定许用应力的安全系数见表 2-4。

表 2-3 由钢材力学性能确定许用应力的安全系数

[引自固定式压力容器安全技术监察规程（报审稿）表 3-3]

材 料	室温下的抗拉强度 R_m	设计温度下的屈服 强度 $R'_{\text{eL}}(R'_{p0.2})$	设计温度下持久强 度极限平均值 σ'_D	设计温度下蠕变极 限平均值 σ'_n
碳素钢和低合 金钢	$n_b \geq 2.7$	$n_s \geq 1.5$	$n_d \geq 1.5$	$n_n \geq 1.0$
高合金钢	$n_b \geq 2.7$	$n_s \geq 1.5$	$n_d \geq 1.5$	$n_n \geq 1.0$

表 2-4 由螺栓力学性能确定许用应力的安全系数

[引自固定式压力容器安全技术监察规程（报审稿）表 3-5]

材 料	螺栓直径/mm	热处理状态	设计温度下的屈服 强度 $R'_{\text{eL}}(R'_{p0.2})$	设计温度下持久强度 极限平均值 σ'_D
碳素钢	≤M22	热轧、正火	2.7	1.5
	M24 ~ M48		2.5	
低合金钢、马氏体 高合金钢	≤M22	调质	3.5	
	M24 ~ M48		3.0	
	≥M52		2.7	
奥氏体高合金钢	≤M22	固溶	1.6	
	M24 ~ M48		1.5	

2. ASME VIII-1

ASME VIII-1 对轧（锻）制、铸造、焊制材料以及螺栓材料对各项力学性能分别规定以不同的安全系数，汇总于表 2-5 和表 2-6。其中对铸造材料，除铸铁可以由表 2-5 所规定的准则确定许用应力外，其他各铸造材料的许用应力还需乘以规范在 UG-24 节中相应规定的铸造系数；对焊制材料，例如焊制管材，表 2-5 已引入了 0.85 的焊接接头系数；对螺栓，为防止可能因屈服而导致密封力的降低，所以规定以比其他受压件或非受压件都大的安全系数。

表 2-5 ASME VIII-1 对受压件和非受压件确定许用应力的准则

产品/ 材料	低于室温		高于等于室温						
	抗拉强度	屈服强度	抗拉强度		屈服强度		持久断裂应力		蠕变速率
锻 或铸， 铁 和 非 铁 金属	$\frac{S_T}{3.5}$	$\frac{2}{3}S_y$	$\frac{S_T}{3.5}$	$\frac{1.1}{3.5}S_T R_T$	$\frac{2}{3}S_y$	$\frac{2}{3}S_y R_y$ 或 $0.9S_y R_y^{①}$	$F_{avg} S_{Ravg}$	$0.8S_{Rmin}$	$1.0S_C$
焊 接管， 铁 和 非 铁 金属	$\frac{0.85}{3.5}S_T$	$\frac{2 \times 0.85}{3}S_y$	$\frac{0.85}{3.5}S_T$	$\frac{1.1 \times 0.85}{3.5}S_T R_T$	$\frac{2}{3} \times 0.85S_y$	$\frac{2 \times 0.85}{3}S_y R_y$ 或 $0.9 \times 0.85S_y R_y^{①}$	$(F_{avg} \times 0.85) S_{Ravg}$	$(0.8 \sim 0.85) S_{Rmin}$	$0.85S_C$

① 对奥氏体钢和特定的非铁金属提供了两种许用应力，其中较低的许用应力不得超过设计温度下屈服强度下限值的 2/3；较高的许用应力可以超过 2/3，但不得超过设计温度下屈服强度下限值的 90%。较高的许用应力仅适用于允许有微量永久变形的场合，不适用于法兰以及其他对应变敏感的场所。

表 2-6 ASME VIII-1 对螺栓材料确定许用应力的准则

材料/产品	低于室温		高于等于室温						
	抗拉强度	屈服强度	抗拉强度		屈服强度		持久断裂应力		蠕变速率
退火铁 及非铁金属	$\frac{S_T}{4}$	$\frac{2}{3}S_y$	$\frac{S_T}{4}$	$\frac{1.1}{4}S_T R_T$	$\frac{2}{3}S_y$	$\frac{2}{3}S_y R_y$	$0.67S_{Ravy}$	$0.8S_{Rmin}$	$1.0S_C$
铁及非 铁金属，经 热处理而 提高其强 度者	$\frac{S_T}{5}$	$\frac{S_y}{4}$	$\frac{S_T}{5}$	$\frac{1.1}{4}S_T R_T$	$\frac{S_y}{4}$	$\frac{2}{3}S_y R_y$	$0.67S_{Ravy}$	$0.8S_{Rmin}$	$1.0S_C$

3. EN 13445

EN 13445 对钢材和螺栓材料也规定以不同的安全系数。钢材在正常操作状态和试验、偶然性载荷时的许用应力选取见表 2-7。

表 2-7 钢制受压件的许用应力选取 (引自 EN 13445-3 表 6-1)

材 料	正常操作载荷状态 ^{①②}	压力试验和偶然性载荷状态 ^②
除奥氏体钢以外的钢材, 伸长率 < 30%	$f_d = \min\left(\frac{R'_{p0.2}}{1.5}, \frac{R_m}{2.4}\right)$	$f_{\text{test}} = \frac{R'^{\text{test}}_{p0.2}}{1.05}$
除奥氏体钢以外钢材的另一方法, 伸长率 < 30%	$f_d = \min\left(\frac{R'_{p0.2}}{1.5}, \frac{R_m}{1.875}\right)$	$f_{\text{test}} = \frac{R'^{\text{test}}_{p0.2}}{1.05}$
奥氏体钢, 30% < 伸长率 ≤ 35%	$f_d = \frac{R'_{p0.1}}{1.5}$	$f_{\text{test}} = \frac{R'^{\text{test}}_{p0.1}}{1.05}$
奥氏体钢, 伸长率 > 35%	$f_d = \max\left[\frac{R'_{p0.1}}{1.5}, \min\left(\frac{R'_{p0.1}}{1.2}, \frac{R'_m}{3}\right)\right]$	$f_{\text{test}} = \max\left(\frac{R'^{\text{test}}_{p0.1}}{1.05}, \frac{R'^{\text{test}}_m}{2}\right)$
铸铁	$f_d = \min\left(\frac{R'_{p0.2}}{1.9}, \frac{R_m}{3}\right)$	$f_{\text{test}} = \frac{R'^{\text{test}}_{p0.2}}{1.33}$

① 对于试验组别 4 (即对接头不作无损检测者), 许用应力应乘以 0.9。

② 如在材料标准中无 $R'_{p0.2}$, 则可以用上屈服强度 R_{eH} 代替。

对非奥氏体的碳钢螺栓, 取 $f_d = \min\left(\frac{R'_{p0.2}}{3}, \frac{R_m}{4}\right)$; 对奥氏体钢螺栓, $f_d = \frac{R'_m}{4}$ 。

2.4 焊接接头分类

2.4.1 GB 150

GB 150 在 10.1.6 节中对焊接接头的分类用图 2-2 表示, 表 2-8 对各类接头作了具体说明。

表 2-8 GB 150 的焊接接头分类

接头类别	所在位置的说明
A	圆筒部分的纵向接头 (多层包扎容器层板层纵向接头除外, 球形封头与圆筒连接的环向接头, 各类凸形封头中的所有拼焊接头, 嵌入式接管与壳体对接连接的接头)
B	壳体部分的环向接头, 锥形封头小端与接管连接的接头, 长颈法兰与接管连接的接头, 但已规定为 A、C、D 类的焊接接头除外
C	平盖、管板与圆筒非对接连接的接头, 法兰与壳体、接管连接的接头, 内封头与圆筒的搭焊接头, 多层包扎容器层板层纵向接头
D	接管、人孔、凸缘、补强圈等与壳体连接的接头, 但已规定为 A、B 类的焊接接头除外

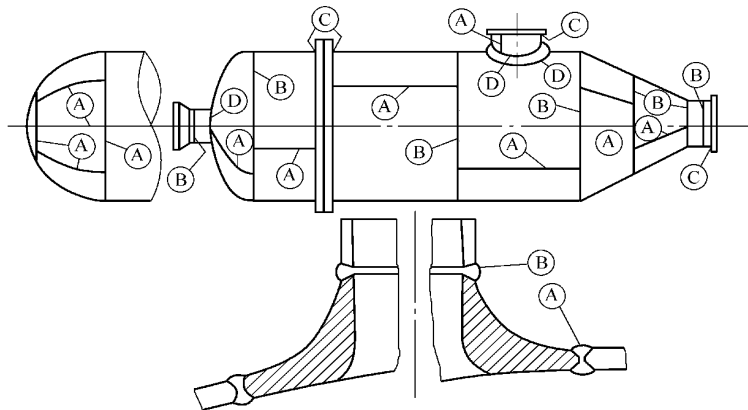


图 2-2 GB 150 的焊接接头分类 (引自 GB 150 图 10-1)

2.4.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 在 UW-3 节中对焊接接头的分类用图 2-3 表示, 表 2-9 对各类接头作了具体说明。

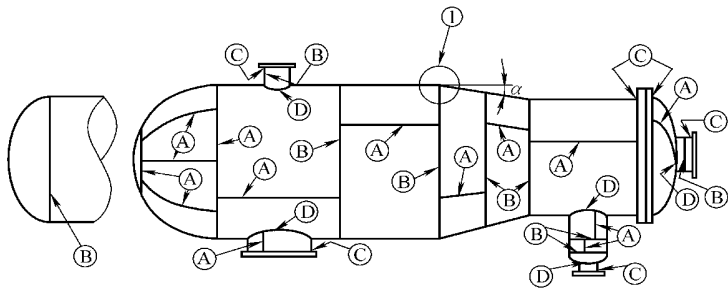


图 2-3 ASME VIII-1 的焊接接头分类 (引自 ASME VIII-1 图 UW-3)

①见表 2-9 中的 B 类接头 (当 $\alpha \leq 30^\circ$ 时为对接, $\alpha > 30^\circ$ 时为角接)。

表 2-9 ASME VIII-1 的焊接接头分类

接头类别	所在位置的说明
A	主壳、连通受压室、变径段或接管上的纵向和螺旋形接头, 球壳、成型封头或平封头及平板容器侧板上任何方向的接头, 连接球形封头与主壳体、变径段、接管或连通受压室的环向接头
B	主壳、连通受压室、变径段或接管上的环向接头 (包括变径段大小端与圆筒间的环向接头), 连接成型封头 (不包括球形封头) 与主壳、变径段、接管或连通受压室的环向接头

(续)

接头类别	所在位置的说明
C	连接法兰、翻边搭环、管板或平封头与主壳体、成型封头、变径段、接管或连通受压室的接头, 连接平板容器相邻侧板的任何接头
D	连接连通受压室或接管与主壳体、球壳、变径段、封头或平板容器的接头, 连接接管与连通受压室的接头

2.4.3 EN 13445

EN 13445-3 在附录 A 中对焊接接头划分了组别, 见表 2-10。

表 2-10 EN 13445 的焊接接头分组

接头组别	所在位置的说明	在该标准设计篇中所表示的表号
M	圆筒和锥壳的纵向焊缝, 球壳和凸形封头上的拼接焊缝	EN 13445-3 表 A-1
C	圆筒和锥壳的环向焊缝, 凸形封头和壳体之间的连接焊缝	EN 13445-3 表 A-2
E	平封头对壳体的连接焊缝	EN 13445-3 表 A-3
TS	管板对壳体的焊接接头	EN 13445-3 表 A-4
T	管子对管板的焊接接头	EN 13445-3 表 A-5
S	插入式连接件的焊接接头	EN 13445-3 表 A-6
F	法兰和套管的焊接接头	EN 13445-3 表 A-7
N	各种接管的焊接接头	EN 13445-3 表 A-8
B	波纹管的环向焊缝	EN 13445-3 表 A-9

2.4.4 对各标准的对照及简要评述

各国容器标准对焊接接头分类的基本出发点大致相同, 都考虑了接头在容器上所处的位置, 即所承受的应力水平, 以便确定所作无损检测的程度及该接头的结构细节。

由 GB 150 的前身到 GB 150, 可知其焊接接头分类既参照了 ASME VIII-1, 又不同于 ASME VIII-1。ASME VIII-1 明确 A、B 类接头为对接和搭接, C、D 类则可以是角接, 也可以是对接和搭接。GB 150 虽未明确提及这点, 但从规定的、与之相对应的无损检测方法来看, 对 A、B 类规定采用射线或超声探伤, 对 C、D 类规定采用磁粉或渗透探伤可知, A、B 类总为对接, C、D 类总为角接, 所以相应地将 ASME VIII-1 的 D 类对接 (嵌

入式接管与壳体连接的接头) 调整为 A 类, 实为担心如作为 C 类, 则只能采用磁粉或渗透探伤, 恐不能保证质量所致; 对多层包扎式容器层板的纵向接头 (对接), 由于难以作射线或超声探伤, 只能用磁粉或渗透探伤, 所以调整为 C 类接头。此外, 在参照 ASME VIII-1 时漏引了某些规定, 例如, 平板拼接接头以及平板 (管板) 对圆筒连接时对接接头的划类等。

ASME VIII-1 明确提及, 焊接接头分类是指接头在容器上的位置而不是接头的型式。所以其基本出发点和接头所承受应力的大小相联系。对于能用板壳理论简单解得应力的元件, 承受最大主应力的接头划为 A 类, 承受非最大主应力的接头划为 B 类; 对于不能用板壳理论简单解得应力的元件, 例如开孔接管, 其所连接二元件中有一者为平板者 (平板受力条件差于壳体), 则其连接接头划为 C 类, 如二者都是壳体, 则划为 D 类。由于在平盖及成型封头的设计中, 把各点所受应力都看为相同, 所以将其拼接接头, 不论位置及方向, 都看作承受最大主应力而一律划为 A 类。

EN 13445 和 ASME VIII-1 相似, 主要也是根据接头在容器上的位置而不是接头的型式分类, 但较 ASME VIII-1 更为细致, 考虑了更多的结构连接, 对各组接头的细节要求、无损检测要求、适用场合、疲劳设计时的分级等都有详细说明, 在便于使用者操作方面是各规范中的最优者。

2.5 各种类容器和接头的选用与无损检测要求

2.5.1 GB 150

GB 150 并未正面提及各类接头的使用限制 (《压力容器安全技术监察规程》的 51 条和 54 条 (《固定式压力容器安全技术监察规程》3.14.1 和 3.14.2 条) 对对接接头和角接接头在哪些情况下要采用全焊透结构作出具体规定), 只根据对接头的结构和无损检测程度规定以焊接接头系数。但根据容器和元件的材料厚度、强度值、使用条件和容器结构等, 在 10.8 节中对 A、B 类接头规定了需要采用图样规定的方法进行 100% 射线或超声检测, 或对 C、D 类接头进行 100% 磁粉或渗透检测的条件, 但并未规定应采用的具体检测方法。意指除所规定条件以外, 可以由设计人员选定接头的结构型式和检测程度, 并由图样规定的方法进行检测。

GB 150 对和焊接接头系数相关的 A、B 类接头规定了 100% 和局部检测两种级别, 不允许不作检测。对局部检测, 其检测长度不得少于各条接头长度的 20%, 且不小于 250mm, 焊缝交叉部位以及以下所述部位应全部检测, 其检测长度可计入局部检测长度之内:

- 1) 先拼板后成形凸形封头上的所有拼接接头。
- 2) 凡被补强圈、支座、垫板、内件等所覆盖的接头。
- 3) 以开孔中心为圆心, 1.5 倍开孔直径为半径的圆中所包容的接头。
- 4) 嵌入式接管与圆筒或封头对接连接的接头。
- 5) 公称直径不小于 250mm 的接管与长颈法兰、接管与接管对接连接的接头。

相应地,在《压力容器安全技术监察规程》的第85条(《固定式压力容器安全技术监察规程》的第4.5.3.2)中,根据容器的类别和使用条件,对采用100%还是局部检测作出规定,随后并根据接头所在处元件厚度的大小,对检测方法作了规定。

2.5.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1在UW-11、UW-2、UCS-57和UCS-68中,对焊接接头的使用和检测要求都有相应的规定。例如,当容器储存致死物质时,除少数特别规定者外,所有对接接头应经100%射线检测;所有A类接头应是(1)型结构,所有B类接头应是(1)型或(2)型结构,所有C类接头应为贯穿整个接头截面的全焊透焊缝,所有D类接头应为贯穿容器或接管壁整个厚度的全焊透焊缝。当最低设计金属温度低于 -48°C 、且不属于可以免除冲击试验的低应力状态时,碳钢和低合金钢容器的所有A类接头应是(1)型结构,所有B类接头应是(1)型或(2)型结构,所有C类接头应为贯穿整个接头截面的全焊透焊缝,所有D类接头应为贯穿容器或接管壁整个厚度的全焊透焊缝。对碳钢和低合金钢对接焊缝,其公称厚度超过在表UCS-57中根据其类别和组别的对应厚度时,应经100%射线检测,对其他如高合金钢等,在UW-11节中也列出了相应的节号可予查看。但所有各种材料的对接焊缝,其焊接接头处的最小公称厚度超过38mm时,都应100%射线检测。

ASME VIII-1对接头的无损检测规定了全部射线检测、抽样射线检测和不作射线检测三种级别,并在UW-11(a)(7)中明确规定:若容器的结构使其最终封闭焊缝无法按规范要求射线检测时,可按UW-53以超声波检测代替之。缺少适当的检测设备而采取这种代替是不允许的。可见,在检测方法上,ASME VIII-1的观点是很明确的。

2.5.3 EN 13445

在EN 13445-5的6.6节对无损检测规定为100%、25%、10%和0%四种级别,它和材料组别、接头所在处元件厚度、容器的操作条件、焊接方法等都有关系,而且在由检测程度确定焊接接头系数时,在所规定检测程度采用RT(射线检测)或UT(超声波检测)的同时,还要采用相应程度的MT(磁粉检测)或PT(渗透检测)检测。

表2-11摘要列出EN 13445对钢制压力容器的检测级别规定及其对应的焊接接头系数。

表2-11 EN 13445对钢制压力容器的检测级别规定及焊接接头系数

(引自EN 13445-5表6.6.1-1)

要 求	检 测 级 别						
	1		2		3		4
	1a	1b	2a	2b	3a	3b	
许用的材料组别	1 ~ 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 9. 3, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	1. 1, 8. 1

(续)

要 求	检 测 级 别						
	1		2		3		4
	1a	1b	2a	2b	3a	3b	
对起决定性作用焊接接头的检测程度	100%	100%	100% ~ 10%	100% ~ 10%	25%	10%	0%
其他焊接接头的检测程度	另见表 2-11						
焊接接头系数	1	1	1	1	0.85	0.85	0.7
对该规定材料的最大许用厚度	无限制	无限制	对 9.1 和 9.2 级材料;30mm 对 9.3、8.2 和 10 级材料;16mm	对 1.1 和 8.1 级材料;50mm 对 1.2 级材料;30mm	对 9.2 和 9.1 级材料;30mm 对 8.2 和 10 级材料;16mm	对 1.1 和 8.1 级材料;50mm 对 1.2 级材料;30mm	对 1.1 和 8.1 级材料;12mm
焊接方法	无限制	无限制	仅指全部机械焊接		无限制	无限制	无限制
容器操作温度范围	无限制	无限制	无限制	无限制	无限制	无限制	对 1.1 级材料, 限于 -10 ~ 200℃ 对 8.1 级材料, 限于 -50 ~ 300℃

有关的说明: 所有检测级别都应在尽可能大的范围内作 100% 目测检查
检测级别 4 仅适用于介质为 2 类流体; $p_s \leq 20\text{bar}$ 且温度高于 100℃ 时, $p_s V \leq 20000\text{bar} \cdot \text{L}$, 温度不高于 100℃ 时, $p_s V \leq 50000\text{bar} \cdot \text{L}$, 不需进行疲劳分析
各种材料组别的划分见 EN 13445 第 2 篇材料部分的表 A. 1-1

表 2-12 列出了 EN 13445 对各类焊接接头的无损检测程度要求 (包括 RT 或 UT 和相应的 MT 或 PT)。

表 2-12 各类焊接接头的无损检测程度要求 (引自 EN 13445-5 表 6. 6. 2-1)

焊缝类型			检测方法	对于检测级别所要求的程度						
				1a	1b	2a	2b	3a	3b	4
				对于材料组别所要求的程度						
				1 ~ 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 9. 3, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	1. 1, 8. 1
全焊透的对焊接缝	1	纵向接头	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	100% 10%	100% ~ 10% 10%	100% ~ 10% 10%	25% 10%	10% 10%	0 0
	2a	壳体上的 环向接头	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	25% 10%	100% ~ 10% 10%	25% ~ 10% 10%	10% 10%	10% 10%	0 0
	2b	壳体上的 环 向 接 头 (带有垫板)	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	100% 10%	不适用 不适用	25% 10%	不适用 不适用	25% 10%	0 0
	2c	桦接的环 向接头	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	100% 10%	不适用 不适用	25% 10%	不适用 不适用	25% 10%	0 0
	3a	$d_i > 150\text{mm}$ 或 $e > 16\text{mm}$ 接管上的环 向接头	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	25% 10%	100% ~ 10% 10%	25% ~ 10% 10%	10% 10%	10% 10%	0 0
	3b	$d_i > 150\text{mm}$ 或 $e > 16\text{mm}$ 接管上的环 向接头(带有 垫板)	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	100% 10%	不适用 不适用	25% 10%	不适用 不适用	25% 10%	0 0
	4	$d_i \leq 150\text{mm}$ 或 $e \leq 16\text{mm}$ 接管上的环 向接头	RT 或 UT MT 或 PT	0 100%	0 10%	0 100% ~ 10%	0 10%	0 10%	0 10%	0 0
	5	球壳上的 所有焊缝, 封 头和半球形 封头至壳体 的连接焊缝	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	100% 10%	100% ~ 10% 10%	100% ~ 10% 10%	25% 10%	10% 10%	0 0

(续)

焊缝类型			检测方法	对于检测级别所要求的程度						
				1a	1b	2a	2b	3a	3b	4
				对于材料组别所要求的程度						
				1 ~ 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 9. 3, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	1. 1, 8. 1
全焊透的对接焊缝	6	锥壳 (半顶角 $\leq 30^\circ$) 至圆筒的连接焊缝	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	25% 10%	100% ~ 10% 10%	25% ~ 10% 10%	10% 10%	10% 10%	0 0
	7	锥壳 (半顶角 $> 30^\circ$) 至圆筒的连接焊缝	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	100% 10%	100% ~ 25% 10%	100% ~ 25% 10%	25% 10%	10% 10%	10% 0
环向搭接接头	8a	一般用于壳体至封头	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	0 0
	8b	波纹管至壳体, $e \leq 16\text{mm}$	RT 或 UT MT 或 PT	100% 0%	100% 0%	100% 0%	25% 0%	25% 0%	10% 0%	0 0
平封头或管板对圆筒的装配接头, 法兰或环对壳体的装配接头	9	采用全焊透	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	100% 10%	100% ~ 10% 10%	100% ~ 10% 10%	25% 10%	10% 10%	0 0
	10	如 $a > 16\text{mm}$ (a 值见图 2-4), 采用部分焊透	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	25% 10%	10% 10%	0 0
	11	如 $a \leq 16\text{mm}$ (a 值见图 2-4), 采用部分焊透	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	0 10%	0 10%	0 0

(续)

焊缝类型			检测方法	对于检测级别所要求的程度						
				1a	1b	2a	2b	3a	3b	4
				对于材料组别所要求的程度						
				1 ~ 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 9. 3, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	8. 2, 9. 1, 9. 2, 10	1. 1, 1. 2, 8. 1	1. 1, 8. 1
法兰或环对接管的装配接头	12	采用全焊透	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	100% 10%	100% ~ 10% 10%	100% ~ 10% 10%	25% 10%	10% 10%	0 0
	13	采用部分焊透	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	0 10%	0 10%	0 0
	14	采用全焊透或部分焊透 $d_i \leq 150\text{mm}$ 且 $e \leq 16\text{mm}$	RT 或 UT MT 或 PT	0 10%	0 10%	0 10%	0 10%	0 10%	0 10%	0 0
接管或支管	15	采用全焊透 $d_i > 150\text{mm}$ 或 $e > 16\text{mm}$	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	25% 10%	100% ~ 25% 10%	25% ~ 10% 10%	25% 10%	10% 10%	0 0
	16	采用全焊透 $d_i \leq 150\text{mm}$ 且 $e \leq 16\text{mm}$	RT 或 UT MT 或 PT	0 100%	0 10%	0 100% ~ 10%	0 10%	0 10%	0 10%	0 0
	17	对任何 d_i , 采用部分焊透 $a > 16\text{mm}$ (a 值见图 2-5)	RT 或 UT MT 或 PT	100% 10%	25% 10%	100% ~ 25% 10%	25% ~ 10% 10%	25% 10%	10% 10%	0 0
	18	$d_i > 150\text{mm}$, 采用部分焊透 $a \leq 16\text{mm}$ (见图 2-5)	RT 或 UT MT 或 PT	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	不适用 不适用	0 10%	0 10%	0 0
	19	$d_i \leq 150\text{mm}$, 采用部分焊透 $a \leq 16\text{mm}$ (a 值见图 2-5)	RT 或 UT MT 或 PT	0 100%	0 10%	0 100% ~ 10%	0 10%	0 10%	0 10%	0 0

(续)

焊缝类型			检测方法	对于检测级别所要求的程度						
				1a	1b	2a	2b	3a	3b	4
				对于材料组别所要求的程度						
				1~10	1.1,1.2,8.1	8.2,9.1,9.2,9.3,10	1.1,1.2,8.1	8.2,9.1,9.2,10	1.1,1.2,8.1	1.1,8.1
管端										
焊入管板	20			100%	100%	100%	100%	25%	10%	0
永久性连接件	21	采用全焊透或部分焊透	RT 或 UT MT 或 PT	25% 100%	10% 10%	10% 100%	10% 10%	10% 100%	10% 10%	0
在除去临时性连接件后的承压区	22		MT 或 PT	100%	100%	100%	100%	100%	100%	0
焊接堆焊层	23		MT 或 PT	100%	100%	100%	100%	100%	100%	0
修理焊缝	24		RT 或 UT MT 或 PT	100% 100%	100% 100%	100% 100%	100% 100%	100% 100%	100% 100%	0 0

有关的说明:

(1) 焊缝类型的编号见图 2-6。

(2) RT 和 UT 是体积性检测, MT 和 PT 是表面性检测, 当表列此两者时, 应按表中所列检测程度作体积性和表面性检测。

(3) 规范的倾向性意见是在整台容器中采用单一的检测级别。

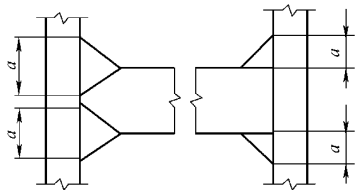


图 2-4 焊缝类型编号 10 和 11 中对 a 的定义
(引自 EN 13445-5 图 6.6.2-1)

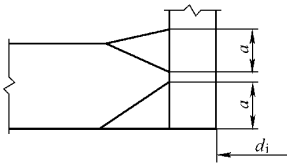


图 2-5 焊缝类型编号 17、18 和 19 中对 a 的定义
(引自 EN 13445-5 图 6.6.2-2)

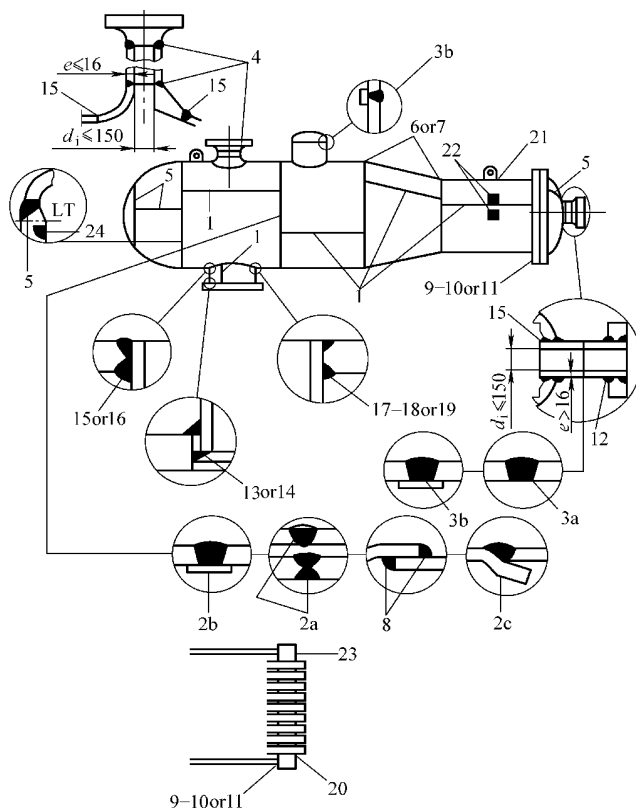


图 2-6 焊缝类型 (引自 EN 13445-5 图 6.6.2-3)

当为体积性检测时,检测方法和母材的名义厚度有关,见表 2-13。当为表面性检测时,铁素体钢采用 MT,奥氏体钢采用 PT。

表 2-13 体积性检测方法的选用 (引自 EN 13445-5 表 6.6.3-2)

材料和接头类型	母材名义厚度 e/mm			
	≤ 8	$8 < e \leq 40$	$40 < e \leq 100$	> 100
铁素体钢对接接头	RT	RT 或 UT 或 UT_D	UT 或 UT_D 或 (RT)	UT_D
铁素体钢 T 形接头	UT_D 或 RT	UT 或 (RT) 或 UT_D	UT 或 UT_D 或 (RT)	UT_D
奥氏体钢和双相钢对接接头	RT	RT 或 (UT_D)	UT 或 UT_D	UT_D
奥氏体钢和双相钢 T 形接头	UT_D 或 RT	UT_D 或 RT	UT_D 或 RT	UT_D

有关的说明:

(1) 当有两种方法可采用时,括号中的方法宜放在后面考虑。

(2) UT_D 是 UT 的一种,可用于能采用 UT 的各个场合。

EN 13445-5 的 6.6.2 节对并非 100% 检测的接头位置选定作了具体规定。

在 EN 13445-3 的 5.4.6 节中规定, 对于按分析设计中直接法设计的容器或元件, 只能采用检测级别 1。

2.5.4 对各标准的对照及简要评述

GB 150 对焊接接头的选用和无损检测程度应结合《压力容器安全技术监察规程》(《固定式压力容器安全技术监察规程》)一起使用; ASME VIII-1 对接头的检测要求和焊接接头系数除在 UW-11 和 UW-12 中统一规定外, 涉及各种材料时, 对检测要求另在各材料篇中具体说明; EN 13445 对此的规定看来比较繁复, 但极为具体, 结合在第 3 篇(设计)附录 A 表 A-1 所列各类焊接接头的结构设计要求和表 18-4 所列为疲劳评定所作的分级, 不论是在各类接头的结构设计、相应材料组别及无损检测级别、所要求的检测程度及其对应的焊接接头系数、在疲劳分析中所用的曲线(相当于所采用的应力集中或疲劳强度减弱系数)等, 都十分详细并严谨, 便于用户的操作。

2.6 焊接接头系数

焊接接头系数和前两节所述的焊接接头分类、接头的选用和无损检测程度密切相关。

用于元件设计的焊接接头系数仅针对对接接头而言, 而且指在该元件上承受最大主应力作用的对接接头, 即所谓起决定性作用(或起控制作用)的对接接头(包括 ASME VIII-1 和 EN 13445 所允许采用的搭接接头)。角接接头仅考虑结构尺寸, 以满足接头的强度要求, 不使用焊接接头系数。

2.6.1 GB 150

GB 150 在 3.7 节中根据焊接接头型式及无损检测的长度比例确定焊接接头系数 ϕ 。

双面焊对接接头和相当于双面焊的全焊透对接接头(如用氩弧焊打底的单面焊对接接头):

100% 无损检测 $\phi = 1.0$

局部无损检测 $\phi = 0.85$

单面焊对接接头(沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板):

100% 无损检测 $\phi = 0.9$

局部无损检测 $\phi = 0.8$

GB 150 在其提示性附录 J 中对角接接头等的结构尺寸作了规定, 并指出这些规定都是基于等强度原则确定, 意指按照这些规定所设计的接头, 可以保证和被连接元件强度相等而不必另行计算。但并未指出如果不满足所规定尺寸时应如何设计。在《压力容器安全技术监察规程》的第 52 条规定, 设计者在对角焊缝的强度进行验算后, 应将角焊缝的强度验算结果列入设计技术文件中。但规程并未提及强度验算的有关规定。修

订后的《固定式压力容器安全技术监察规程》则未提及角接接头的强度验算要求和具体规定。

2.6.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 也根据焊接接头型式及无损检测的长度比例规定了焊接接头系数, 见表 2-14。但由于 ASME VIII-1 允许不作检测, 所以表 2-14 中所列仅针对某一接头的型式和检测长度确定该接头的接头系数, 并未计及和该接头相交接头的检测程度。例如, 对 1 型 A 类接头和 D 类对接接头并经 100% 检测 (无缝元件则相当于带有 1 型 A 类接头并经 100% 检测), 由表 2-14 可得系数为 1.0, 但事实上, 该 A 类接头不会在元件上单独存在, 在组成容器时它必定要和 B 类或 C 类接头相交。如与之相交的 B 类或 C 类对接接头进行了抽样检测并合格, 就能确保整条 A 类接头的质量而可采用 $E = 1.0$; 相反, 如果与之相交的 B 类或 C 类对接接头不进行检测, 则就难以保证整条 A 类接头的质量而只能降低一档, 即按表 2-14 中的 (b) 栏取为 $E = 0.85$ 。所以规范在 UW-11(a)(5)(b) 中规定, 对于 A 类接头和 D 类对接接头 (或无缝元件) 并经 100% 检测, 如要按表 2-14 的 (a) 栏取焊接接头系数, 则和该 A 类接头相交的 A 类 (圆筒和球形封头相接时) 或 B 类接头应是表 2-14 中的 (1) 型或 (2) 型, 且作为最低要求, 与容器筒节或封头 A 类接头相交的 B 类或 C 类对接接头应符合抽样检测的要求。

对受压缩应力的对接接头, 规定取 $E = 1.0$ 。

表 2-14 电弧焊和气焊焊接接头的最大许用接头系数 E (引自 ASME VIII-1 表 UW-12)

型号	接头型式说明	使用限制	接头类别	检测程度		
				(a) 全部检测	(b) 抽样检测	(c) 不检测
(1)	对接接头, 采用双面焊接或能达到从内外面熔敷焊缝金属同等质量的其他方法焊接, 符合 UW-35 要求。焊缝采用金属垫板而不除去的, 不属于本类	无	A, B, C 和 D	1.00	0.85	0.70
(2)	单面对接焊接接头, 采用垫板, 但与 (1) 不同	a) 除下列 b) 项外无限制	A, B, C 和 D	0.90	0.80	0.65
		b) 单板折边的环向接头, 见 UW-13(b)(4) 和图 UW-13.1(i)	A, B 和 C	0.90	0.80	0.65
(3)	单面对接焊接接头, 不采用垫板	仅用于环向接头, 厚度不超过 16mm, 外径不大于 610mm	A, B 和 C	—	—	0.60

(续)

型号	接头型式说明	使用限制	接头类别	检测程度		
				(a) 全部检测	(b) 抽样检测	(c) 不检测
(4)	双面满填角焊搭接接头	a) 纵向接头板厚不超过 10mm	A	—	—	0.55
		b) 环向接头板厚不超过 16mm	B 和 C	—	—	0.55
(5)	单面满填角焊搭接接头,并按 UW-17 规定加塞焊	a) 用于外径不大于 610mm 封头与厚度不超过 13mm 的壳体所构成的环向接头	B	—	—	0.50
		b) 公称厚度不超过 16mm 的夹套与壳体所构成的环向接头,塞焊中心线距板边的距离不小于塞焊孔径的 1.5 倍	C	—	—	0.50
(6)	单面满填角焊搭接接头,但不加塞焊	a) 用于凸面受压封头与要求厚度不超过 16mm 的内侧壳体的填角焊缝	A 和 B	—	—	0.45
		b) 用于内外任一侧受压封头与内径不超过 610mm 与要求厚度不超过 6mm 的壳体连接,仅在封头外侧用填角焊	A 和 B	—	—	0.45
(7)	角接头,全焊透,部分焊透和/或填角焊接	受图 UW-13.2 和图 UW-16.1 限制	C 和 D	—	—	—
(8)	斜角接头	B 类和 C 类接头按 U-2(g) 设计	B, C 和 D	—	—	—

图 2-7 表示壳体及成型封头上存在 A 类和 D 类对接接头时,在壁厚计算公式中确定其接头系数的框图。

ASME VIII-1 在其图 UW-13.2、图 UW-16.1 以及相应的 UW-16 节中对角接接头的结构尺寸作了详细规定,并在 UW-18 节中提及:除非本册别处给出确定尺寸的根据,否则填角焊缝的许用载荷应等于焊缝面积(由最小焊脚尺寸确定)、被焊材料的许用抗拉应力值和接头系数(取 0.55)三者的乘积。意指在通常情况下可按规范所规定的结构尺寸而不必计算,当未按规定时,可按此法校核填角焊缝的许用载荷。此外,在 UW-15 节中规定了对开孔接管连接当需要对各承载途径进行校核时(规范在 UG-41 中规定),可取各焊缝的许用应力为容器材料的许用应力乘以下面的百分比:

坡口焊缝拉伸	74%
坡口焊缝剪切	60%
填角焊缝剪切	49%

2.6.3 EN 13445

EN 13445-3 的 5.6 节中对焊接接头系数说明,此系数是指对元件强度设计起控制作用接头的系数,如圆筒的纵向或螺旋向接头等。而圆筒或锥壳上的环向接头,以及仅受压缩应力作用的接头对强度设计不起控制作用,不属于计及焊接接头系数之类,在圆筒或锥壳上当作用有外载荷时环向接头才可能对强度设计起控制作用,才要计及焊接接头系数。

EN 13445 用于元件设计公式中的焊接接头系数已列于表 2-10,并在表 2-11 中列出了虽不属于对强度设计起控制作用,但或有相关影响、或为保证容器整体安全的其他各类接头的无损检测要求,此外,在规范设计篇的附录 A 中对各类接头都规定了详细的结构尺寸以及适用的无损检测级别。

2.6.4 对各标准的对照及简要评述

由图 2-6 的 EN 13445 对压力容器所用焊缝类型的编号,以及相应在表 2-11 中对各类接头的无损检测要求和在表 2-10 中所列的焊接接头系数规定,在其设计篇附录 A 中对各类接头的结构尺寸规定等,无疑,EN 13445 是各规范中对压力容器中所涉及各类焊接接头的各项规定最为严密、细致,最便于使用的规范。

2.7 试验压力系数及其相应的限制条件

为保证容器的安全使用,制造完工的容器在投入使用以前的压力试验是检验容器的宏观强度、焊缝的致密性以及密封件密封性能的必不可少的检验手段。对内压容器要考验容器的宏观强度,所以试验压力值总取大于设计压力或最大许用工作压力,或者说,如在设计温度下进行压力试验,则试验压力对容器元件所引起的最大主应力应大于材料在设计温度时的许用应力;如不是在设计温度下进行压力试验,则试验压力对容器元件所引起的最大主应力应大于材料在相应试验温度时的许用应力,但决不能使容器在试验时发生破坏。对真空容器或外压元件,按理说应考验宏观刚度,但涉及作外压或真空试

验难以操作和检查的具体问题,所以实际上都以内压试验代替,即在外压或真空试验时所要求的元件变形值用同样压力下内压试验所达到的要求的元件变形值代替。各国规范根据各自所规定的安全系数,所采用的无损检测程度和焊接接头系数,以及作为技术政策,即在试验时拟达到的考验程度等而规定了不同的试验压力系数和相应的限制条件。

2.7.1 GB 150

在其 3.8 节中规定,对于内压力容器

$$\text{液压试验:} \quad p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad (2-1a)$$

$$\text{气压试验:} \quad p_T = 1.15p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad (2-1b)$$

式中 p ——容器的设计压力;

p_T ——试验压力;

$[\sigma]$ ——元件材料在试验温度下的许用应力;

$[\sigma]^t$ ——元件材料在设计温度下的许用应力。

并说明,容器各元件(圆筒、封头、接管、法兰及紧固件等)所用材料不同时,应取各元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]^t$ 比值中最小者。

对于外压容器和真空容器(以内压方式进行压力试验)

$$\text{液压试验:} \quad p_T = 1.25p \quad (2-2a)$$

$$\text{气压试验:} \quad p_T = 1.15p \quad (2-2b)$$

对于由两个或两个以上压力室组成的容器,规范仅规定应在图样上分别注明各个压力室的试验压力,并校核相邻壳壁在试验压力下的稳定性。如果不能满足稳定要求,则应规定作压力试验时,相邻压力室内必须保持一定压力,以使试验过程中各压力室的压差不超过允许压差。但并未详细说明各室的试验压力值和试验程序。

压力试验时,规定以圆筒的有效厚度校核其周向应力并限于 $0.9\phi\sigma_s$ (液压试验时) (ϕ 为焊接接头系数, σ_s 为圆筒材料在试验温度下的屈服强度) 或 $0.8\phi\sigma_s$ (气压试验时) 为满足。

2.7.2 ASME VIII-1

在其 UG-99 中规定,对于内压力容器

$$\text{液压试验:} \quad p_T = 1.3P \frac{S}{S^t} \quad (2-3a)$$

$$\text{气压试验:} \quad p_T = 1.1P \frac{S}{S^t} \quad (2-3b)$$

式中 P ——标志在容器铭牌上的最大许用工作压力,并说明如不是用计算来确定最大许用工作压力时,可取等于设计压力;

S ——元件材料在试验温度下的许用应力;

S' ——元件材料在设计温度下的许用应力。
并说明 S/S' 是建造该容器各材料中的最小比值。

对于真空容器（以内压方式进行液压试验，未提及采用气压试验）

液压试验：
$$P_T = 1.3P \quad (2-4)$$

对于组合容器，当各受压室按独立容器设计时，则各按单独的容器对各室进行液压试验，试验时其相邻各室都无压力。

如组合容器的共有元件按相邻受压室的压差设计，且压差大于各受压室的最大许用工作压力的较高者（意指相邻受压室的压力异号），则液压试验时应使共有元件至少承受设计压差（并进行温度校正），且每个独立受压室应符合该受压室作为独立容器的试验要求。见图 2-8，取 P_1 为负压， P_2 为正压时，则

在较低压力侧受压室（内容器），试验压力值为

$$P_T = 1.3P_1$$

即按真空容器规定，不需进行温度校正。

在较高压力侧受压室（夹套），试验压力值为

$$P_T = \max \left[(P_2 + P_1) \frac{S}{S'}, 1.3P_2 \frac{S}{S'} \right]$$

即按内压力容器规定，需要进行温度校正。

按较低和较高侧受压室进行压力试验，就满足了规范关于共有元件至少承受设计压差（并进行温度校正），且每个独立受压室应符合该受压室作为独立容器的试验要求的规定。

如组合容器的共有元件按相邻受压室的压差设计，且压差小于各受压室的最大许用工作压力的较高者（意指相邻受压室的压力同号，都为正压），则共有元件的液压试验压力应等于 1.3 倍设计压差（并进行温度校正），按此压力试验以后，其相邻受压室应同时按独立受压室的试验条件进行试压，届时应控制受压室之间的压力差不超过其共有元件试验时所用的压力。见图 2-8，则

在较高压力侧受压室（夹套），试验压力值为

$$P_T = 1.3(P_2 - P_1) \frac{S}{S'}$$

即按内压力容器规定，需要进行温度校正。

在相邻受压室同时进行压力试验时，较高压力侧受压室（夹套）和较低压力侧受压室（内容器）分别为

$$P_T = 1.3P_2 \frac{S}{S'}, \text{ 即按内压力容器规定，需要进行温度校正}$$

$$P_T = 1.3P_1 \frac{S}{S'}, \text{ 即按内压力容器规定，需要进行温度校正}$$

在相邻受压室同时进行压力试验时，应控制受压室之间的压力差不超过其共有元件

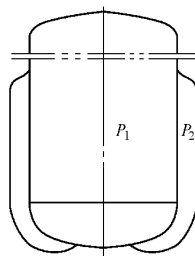


图 2-8 组合容器

试验时所用的压力。

压力试验时,对液压试验并不规定试验压力的上限,而且说明所规定的试验压力是规范要求的最小值。但当液压试验压力无论有意或无意地超过了规范的规定值而使容器出现明显的残余变形时,检验师有权拒收。气压试验的压力都不得超过 1.1 倍计算得的试验压力。计算得的试验压力是指按容器每个元件的设计公式、采用包括腐蚀裕量在内的厚度和试验温度时的许用应力值所计算得的最大许用内压力。

2.7.3 EN 13445

在 EN 13445-5 的 10.2.3.3 节规定,对于检测级别 1、2 和 3 的内压力容器,在试验时各元件都满足规范规定在试验条件时的许用应力(见表 2-7)时,液压和气压试验压力都为

$$P_t = \max\left(1.25P_s \frac{f_a}{f_t}, 1.43P_s\right) \quad (2-5)$$

式中 P_s ——容器的最大许用压力,是安全泄放装置开始泄放时在该装置处的压力,或未设安全泄放装置时容器在操作时能达到的最高压力,容器的设计压力应取不小于此值;

f_a ——在试验温度和正常操作载荷情况时的名义设计应力;

f_t ——在最高许用温度和正常操作载荷情况时的名义设计应力。

比值 f_a/f_t 应取由介质压力所包围各主要元件材料中的最大值。

对于检测级别 4 的内压力容器,规范另行规定了液压试验压力值,此处不再列出,需要时可查该标准。

对于多室容器,如各按独立容器设计,则各室在相邻室无压力的情况下按该室的试验要求独立地进行液压试验。如多室容器的共有元件按相邻受压室的压力差设计,且该压力差大于两相邻受压室的设计压力(意指两相邻受压室压力符号相反),则共有元件至少应经受两相邻受压室的设计压力差,并满足每一独立受压室的试验要求。如多室容器的共有元件按相邻受压室的设计压力差设计,且该压力差小于两相邻受压室的设计压力(意指两相邻受压室压力符号相同),则共有元件应经受 $P_t = \max\left[1.25(P_2 - P_1) \frac{f_a}{f_t}, 1.43(P_2 - P_1)\right]$ 的压力试验,各室的试验压力应是 $P_t = \min\left(1.25P_s \frac{f_a}{f_t}, 1.43P_s\right)$, 其中 P_s 为相应室的最大许用压力。这些规定,除试验压力的系数不同于 ASME VIII-1 外,和 ASME VIII-1 的规定基本相同。

对于真空或部分真空容器,规范规定按内压力容器的试验压力,即式(2-5),但其中的 P_s 项采用 $(P_s + \nu)$ 代替。

全真空时, $\nu = 1$

部分真空时, $\nu \leq 1$

非真空时, $\nu = 0$

由于已规定了在压力试验时的许用应力（见表2-7），所以在压力试验部分不再另行规定限制条件。

2.7.4 对各标准的对照及简要评述

1. 关于试验时试验压力或元件应力水平的限制

压力试验的目的既要使各元件所经受的应力水平超过设计条件下材料的许用应力，又不能使元件破坏或产生过大的残余变形。由于试验温度一般都低于设计温度，即试验温度时的许用应力高于设计温度时的许用应力，所以对内压力容器，试验压力要乘以比值 $[\sigma]/[\sigma]'$ ，以将高于设计温度时材料的许用应力调整为高于在试验温度时的许用应力。对真空容器，因并非用元件的应力水平设计，而是由稳定性理论即根据元件的变形（或应变）值设计，变形（或应变）值只和压力有关，和温度无关，所以试验压力不需要乘以比值 $[\sigma]/[\sigma]'$ 进行调整。因组成容器各元件的材料往往不同，各材料的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 值也不同。如取某元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 值确定试验压力，则在试验时该元件的最大主应力刚好是该材料在试验温度时许用应力的1.25倍（以GB 150为例）；而对较某元件 $[\sigma]/[\sigma]'$ 值为小的其他元件，则在试验时的最大主应力高于该材料在试验温度时许用应力的1.25倍；对较某元件 $[\sigma]/[\sigma]'$ 值为大的其他元件，则在试验时的最大主应力低于该材料在试验温度时许用应力的1.25倍。一般而言，组成容器各受压元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 值出入不大，作为工程规范，将试验压力控制在能使 $[\sigma]/[\sigma]'$ 为最小值的元件达许用应力的1.25倍，而对 $[\sigma]/[\sigma]'$ 略高的元件，在试验时其最大主应力略低于该材料许用应力的1.25倍，但总也能在一定程度上作超应力的“考验”。所以GB 150参照ASME VIII-1，说明容器各元件（圆筒、封头、接管、法兰及紧固件等）所用材料不同时，应取各元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 比值中最小者，以避免如取各元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 比值中最大者而造成其他各元件在试验时因应力过高而出现问题。

ASME VIII-1仅说明 S/S' 是建造该容器各材料中的最小比值，并未具体说明是哪些元件。对此，2007版ASME VIII-2则说明是指由承压边缘各元件（不包括螺栓）材料中的最小比值。其主要原因是，由表2-5和表2-6可见，为防止螺栓可能因屈服而导致密封力的降低，规定以比其他受压件或非受压件都大的安全系数，所以不必担心在压力试验时导致螺栓屈服。

GB 150对此则说明，容器各元件（圆筒、封头、接管、法兰及紧固件等）所用材料不同时，应取各元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 比值中最小者。这样就有可能按螺栓材料的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 比值确定试验压力，此时螺栓应力达许用应力的1.25倍，其他元件应力则达不到1.25倍，甚至有可能低于1倍，不仅不能体现压力试验的目的，甚至并未经受过正常设计状态的“考验”，使压力试验形同虚设。

此外，GB 150仅要求计算并校核在压力试验时圆筒的周向应力，并未提及其他各种元件是否要计算并校核。

由于EN 13445要求控制压力试验时各元件的最大主应力不超过试验状态材料的许用应力（见表2-7），为保证各元件都应在压力试验时既不超过试验状态材料的许用应

力,又能超过正常设计状态的应力水平以达到“考验”,所以说明比值 f_a/f_i 应取由介质压力所包围各主要元件材料中的最大值。

ASME VIII-1 在其 UG-99 中所规定的试验压力说明是液压试验压力要求的最小值,相应地还说明,不规定试验压力的上限,但当液压试验压力无论有意或无意地超过了规定值,并使容器出现明显的塑性变形时,检验师有权拒绝接受该容器。由这些规定可见,ASME VIII-1 认为,只要在压力试验时不使容器出现明显的塑性变形,应该说试验压力越高越好,并不担心容器出现的少量屈服,从对有缺陷元件在投入使用前通过超应力处理使缺陷尖端留下残余压缩应力,在投入使用时可以改善材料的防脆断性能的观点,这一规定无疑是合理的。所以在其 UG-20 (f) 中对某些低强度钢规定在满足一些条件后可免于冲击试验的规定中,条件之一即是要按规范规定进行液压试验,其原因概出于此。

2. 关于真空容器和外压容器,以及组合容器的压力试验方法

GB 150 规定外压容器和真空容器以内压方式进行压力试验,但 ASME VIII-1 和 EN 13445 都仅提及真空容器而未提及外压容器。显然,在工程上所用都指真空容器和外压元件,除潜水器和埋地容器外,并无真正意义上的外压容器。以图 2-7 为例,如 $P_2 > P_1$,且 P_1 为负压,则内容器为真空容器,夹套为内压容器,而内由夹套覆盖的内容器部分为共有的外压元件。但由全国锅炉压力容器标准化技术委员会编写的《压力容器设计工程师培训教程》中,明确提及带夹套容器为外压容器,所以业内一般认定此带夹套的容器即为外压容器,因此导致或在设计时对内容器独用元件(如上封头和用螺栓连接的法兰)的设计压力取得过高而使设计偏于保守,或按内容器取设计压力则在以内压方式进行压力试验时独用元件因强度不足而出现问题。

ASME VIII-1 和 EN 13445 都明确真空容器以内压方式进行压力试验,而带夹套容器为组合容器,并对组合容器的独用和共有元件的试验压力和方法都作了详细规定。前已述及,按理说真空容器和外压元件应按真空或外压进行试验,但由于难以操作和检查的具体问题,所以都明确以内压方式进行压力试验。除此之外,EN 13445 提及,在可以实施真空或外压进行试验以及相应的检查时,宜作真空或外压试验。

第 3 章 内压元件设计

3.1 圆筒、球壳、锥壳设计

本章都是指采用薄壁壳体理论为基础的设计。

表 3-1 分别表示 GB 150、ASME VIII-1 和 EN 13445 对圆筒、球壳和锥壳的壁厚设计公式及适用范围。

表 3-1 各国标准对圆筒、球壳和锥壳的壁厚设计公式及适用范围

元件类别	圆 筒	球 壳	锥 壳
GB 150	适用范围: $p_c \leq 0.4[\sigma]'\phi$	适用范围: $p_c \leq 0.6[\sigma]'\phi$	适用范围: $\alpha \leq 60^\circ$
	$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]'\phi - p_c}$	$\delta = \frac{p_c D_i}{4[\sigma]'\phi - p_c}$	$\delta_c = \frac{p_c D_c}{2[\sigma]'\phi - p_c} \times \frac{1}{\cos \alpha}$
ASME VIII-1	适用范围: $P \leq 0.385SE$	适用范围: $P \leq 0.665SE$	适用范围: $\alpha \leq 30^\circ$
	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad ①$		
	适用范围: $P \leq 1.25SE$	$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$	$t = \frac{PD}{2\cos \alpha (SE - 0.6P)}$
	$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad ②$		
EN 13445	适用范围: $e/D_e \leq 0.16$	适用范围: $e/D_e \leq 0.16$	适用范围: $\alpha \leq 75^\circ, \frac{e_a \cos \alpha}{D_e} > 0.001$
	$e = \frac{PD_i}{2f_z - P}$	$e = \frac{PD_i}{4f_z - P}$	$e_{\text{con}} = \frac{PD_i}{2f_z - P} \times \frac{1}{\cos \alpha} \quad ③ \text{ 或}$ $e_{\text{con}} = \frac{PD_c}{2f_z - P} \times \frac{1}{\cos \alpha} \quad ③$

① 由环向应力并对应于纵向焊接接头系数确定。

② 由纵向应力并对应于环向焊接接头系数确定。

③ D_i 为锥壳大端的内直径, D_e 为所考虑点处的锥壳内直径。

由表 3-1 可见, 各国标准都采用薄壁壳体理论, 仅略有调整, 所以最终结果出入很小。

3.2 碟形、椭圆形封头设计

3.2.1 GB 150

碟形封头的适用范围为

$$R_i \leq D_i, r \geq 0.1D_i, r \geq 3\delta_n$$

碟形封头的计算厚度为

$$\delta = \frac{Mp_c R_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5p_c} \quad (3-1)$$

其中, 形状系数 $M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right)$, 也可由该标准的表列值查取。

标准规定, 对于 $M \leq 1.34$ 的碟形封头, 其有效厚度应不小于 $0.15\% D_i$; 对于 $M > 1.34$ 的碟形封头, 其有效厚度应不小于 $0.30\% D_i$ 。

椭圆形封头的适用范围为: 长短轴比值不大于 2.6。

椭圆形封头的计算厚度为

$$\delta = \frac{Kp_c D_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5p_c} \quad (3-2)$$

其中, 形状系数 $K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right]$, 也可由该标准的表列值查取。

标准规定, 对于 $K \leq 1$ 的椭圆形封头, 其有效厚度应不小于 $0.15\% D_i$; 对于 $K > 1$ 的碟形封头, 其有效厚度应不小于 $0.30\% D_i$ 。

GB 150 并未提及凸形封头直边段的长度要求, 在 JB/T 4746—2002 压力容器封头标准中, 则规定了 25mm 和 40mm 两种规格。

3.2.2 ASME VIII-1

碟形封头的适用范围为

$$t_s/L \geq 0.002, r \geq 0.06D_i$$

碟形封头的计算厚度为

$$t = \frac{MPL}{2SE - 0.2P} \quad (3-3)$$

其中, 形状系数 $M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right)$, 也可由该标准的表列值查取, 即和 GB 150 是相同的。

当 $t_s/L < 0.002$ 时, t 应是按式 (3-3) 和按以下由预期导致弹性失稳和预期导致屈服三者所得厚度中的较大者。以下计算仅适用于 $0.0005 \leq t_s/L < 0.002$ 时。

预期产生弹性失稳的内压 P_e 值为

$$P_e = \frac{S_e t_s}{C_2 R_e (0.5 R_e / r - 1)} \quad (3-4)$$

$$S_e = C_1 E_T (t_s / r)$$

其中, $r/D \leq 0.08$ 时, $C_1 = 9.31r/D - 0.086$

$r/D > 0.08$ 时, $C_1 = 0.692r/D + 0.605$

E_T 为材料的弹性模量。

$r/D \leq 0.08$ 时, $C_2 = 1.25$

$r/D > 0.08$ 时, $C_2 = 1.46 - 2.6r/D$

$$R_e = c + r$$

其中, 如 $\varphi < \beta$, $c = a / [\cos(\beta - \varphi)]$

如 $\varphi \geq \beta$, $c = a$

$$\varphi = (\sqrt{L t_s}) / r$$

$$\beta = \arccos(a/b)$$

$$a = 0.5D - r$$

$$b = L - r$$

预期在最大应力点导致屈服的內压 P_y 值为

$$P_y = \frac{S_y t_s}{C_2 R_e [(0.5 R_e / r) - 1]} \quad (3-5)$$

式中 S_y ——材料在设计温度时的屈服强度。

预期导致转角区失效的内压 P_{ck} 值为

$P_e / P_y \leq 1.0$ 时, $P_{ck} = 0.6 P_e$

$1.0 < P_e / P_y \leq 8.29$ 时, $P_{ck} = 0.408 P_y + 0.192 P_e$

$P_e / P_y > 8.29$ 时, $P_{ck} = 2.0 P_y$

如 $P_{ck} / 1.5 \geq P$, 则设计完成; 反之, 如 $P_{ck} / 1.5 < P$, 则应增加厚度 t_s 重新计算, 直到满足 $P_{ck} / 1.5 \geq P$ 为止。

椭圆形封头的适用范围为: $t_s / L \geq 0.002$, 长短轴比值不大于 3.0。

椭圆形封头的计算厚度为

$$t = \frac{KPD}{2SE - 0.2P} \quad (3-6)$$

其中, 形状系数 $K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right]$, 也可由该规范的表列值查取。

当 $t_s / L < 0.002$ 时, 厚度 t 应是按式 (3-6) 所得和按上面碟形封头同样的方法, 由预期导致弹性失稳和预期导致屈服三者所得厚度中的较大者。计算时, 碟形封头球面部分的內半径 L 取椭圆形封头球冠区的当量內半径, 即 $L = K_1 D$, 其中球形半径系数根据椭圆形封头的长短轴比值 $D/2h$ 由表 3-2 查取; 碟形封头过渡转角区的內半径 r 则根据椭圆形封头的长短轴比值 $D/2h$ 和 D 由表 3-3 查取。

表 3-2 球形半径系数 K_1 值 (引自 ASME VIII-1 表 UG-33.1)

$D/2h$	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_1	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

表 3-3 过渡转角区的内半径 r 值 (引自 ASME VIII-1 表 1-4.4)

$D/2h$	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
r/D	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.17	0.20	0.24	0.29	0.37	0.50

ASME VIII-1 规定, 过渡转角区半径为 $0.17D$, 球面半径为 $0.9D$ 的碟形封头, 可近似地看作 $D/2h = 2$ 的椭圆形封头。

ASME VIII-1 也未提及凸形封头直边段的长度要求, 只是在封头对壳体的连接要求中, 规定当封头和壳体厚度不同时, 要求有不小于 3:1 的斜面过渡, 直边最小长度为 $3t_h$, 但不超过 38mm。

此外, 在 UG-32 和附录 1-4 的角注 1 中提及, 用规定的最低抗拉强度超过 500MPa 的材料做成的 $K > 1.0$ 的椭圆形封头和所有碟形封头, 在室温时应采用 150MPa 的 S 值进行设计, 而对相应表 (见 UG-23) 内的材料, 在高温时应按最大许用应力值降低的比例降低。其主要考虑是, 在 $K > 1.0$ 的椭圆形封头和所有碟形封头的过渡转角区, 其应力分布甚为复杂, 所以对一般材料的薄壁封头, 还要求对该地区的弹性失稳和屈服压力进行计算, 而且对此地区设有接管时, 考虑到应力复杂而提高了可以免除疲劳分析的条件, 见表 11-2; 对高强度材料, 则更限制其许用应力值不致过高。

3.2.3 EN 13445

碟形封头的适用范围为: $r \leq 0.2D_i, r \geq 0.06D_i, r \geq 2e, e \leq 0.08D_e, e_a \geq 0.001D_e, R \leq D_e$ 。

所要求的厚度 e 应是由以下各式所求得 e_s 、 e_y 和 e_b 中的最大者。

$$e_s = \frac{PR}{2fz - 0.5P} \quad (\text{由最大应力点的强度导得}) \quad (3-7)$$

$$e_y = \frac{\beta P(0.75R + 0.2D_i)}{f} \quad (\text{由过渡转角区达到屈服导得}) \quad (3-8)$$

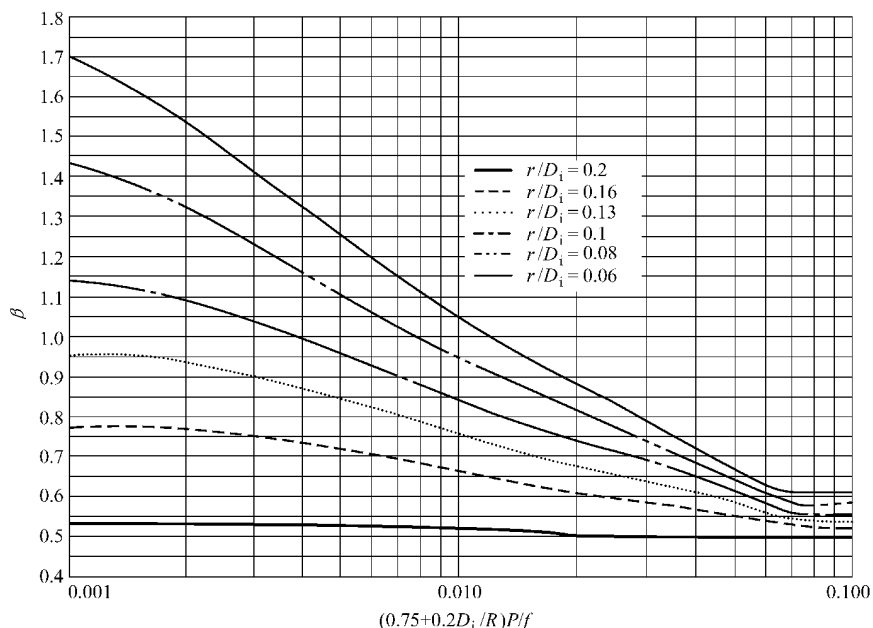
其中, 系数 β 由图 3-1 查取。

$$e_b = (0.75R + 0.2D_i) \left[\frac{P}{111f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0.825} \right]^{\left(\frac{1}{1.5} \right)} \quad (\text{由过渡转角区达到失稳导得}) \quad (3-9)$$

式中, $f_b = \frac{R_{p0.2/t}}{1.5}$, 当是冷旋压的无缝奥氏体不锈钢时, $f_b = \frac{1.6R_{p0.2/t}}{1.5}$, 在压力试验时,

上两式的 1.5 用 1.6 代替, 当不是冷旋压的无缝奥氏体不锈钢时, $f_b < f$ 。

如 $e_y > 0.005D_i$, 则不必计算 e_b 值。

图 3-1 EN 13445 碟形封头设计中的系数 β (引自 EN 13445-3 图 7.5-1)

规范还相应地规定了由封头厚度 e_a 验算过渡转角区屈服压力 P_y 和过渡转角区失稳压力 P_b 的计算式。

椭圆形封头其长短轴比值 $K = D_i / (2h_i)$ 在 1.7 ~ 2.2 范围内时, 根据 K 值折算为碟形封头的球冠区半径 R 和过渡转角区半径 r 后, 按照碟形封头设计。

$$r = D_i [(0.5/K) - 0.08]$$

$$R = D_i (0.44K + 0.02)$$

由于碟形或椭圆形封头的危险点总是在过渡转角区而不是在球冠区, 所以 EN 13445 允许取此两部分的厚度不同, 见图 3-2。为避免因薄壁连接处靠近过渡转角区导致高应力的重叠, 所以规范在图 3-2 中规定了其最小距离的要求。

规范对凸形封头的直边段规定为, 如其长度大于 $0.2 \sqrt{D_i e}$, 则其厚度可取与之相连接圆筒的同样厚度; 如其长度等于或小于 $0.2 \sqrt{D_i e}$, 则其厚度应取和过渡转角区所需厚度相同。

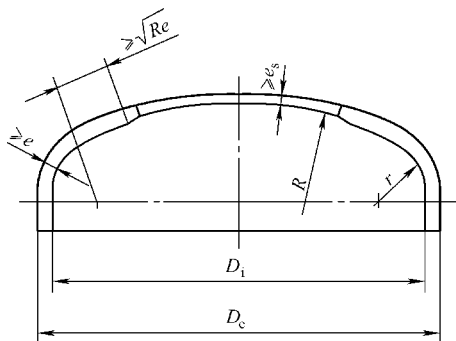


图 3-2 球冠区和过渡转角区厚度不同的封头 (引自 EN 13445-3 图 7.5-3)

3.2.4 对各标准的对照及简要评述

1) GB 150 主要参考 ASME VIII-1 的早期版本, 仅将过渡转角区的最大主应力限于其许用应力以下而得出计算壁厚, 并未对过渡转角区可能引起的失稳和屈服定量地进行分析, 仅定性地规定了封头的最小有效厚度。ASME VIII-1 和 EN 13445 则对大直径薄壁封头在过渡转角区可能引起的失稳和屈服规定了计算公式, 不仅可以求得其计算结果, 而且比同样参数时由 GB 150 的规定值为小, 显示了其技术上的优越性。

2) GB 150 对碟形封头过渡转角区半径的限定值为 $r \geq 0.1D_i$, ASME VIII-1 和 EN 13445 的限定值为 $r \geq 0.06D_i$ 。

3) GB 150 未提及某种结构尺寸的碟形封头可以当量于标准椭圆形封头, 这样可能引起当图样要求为标准椭圆形封头, 而制造厂采用旋压方法生产时, 用户会因旋压法制造的只能是某种结构的碟形封头, 不可能是封头母线处处连续的椭圆形封头, 因而担心强度不足, 或增加壁厚, 或降压使用的问题。ASME VIII-1 和 EN 13445 则都规定过渡转角区半径为 $0.17D$, 球面半径为 $0.9D$ 的碟形封头, 可近似地看作 $D/2h = 2$ 的椭圆形封头 (可由 EN 13445 对 r 和 R 的规定公式算得), 解决了用旋压方法可以制造当量椭圆形封头的问题。

3.3 锥壳和圆筒连接处的加强及斜锥壳设计

锥壳和圆筒连接处因结构不连续而引起附加应力, 所以必要时应设过渡折边或局部加厚。

3.3.1 GB 150

对锥壳大端, 当 $\alpha \leq 30^\circ$ 时, 是否要带折边是任意的; 当 $\alpha > 30^\circ$ 时, 规定应带折边。要求折边半径 $r \geq 0.1D_i$, 且 $r \geq 3\delta_r$ 。

对锥壳小端, 当 $\alpha \leq 45^\circ$ 时, 是否要带折边是任意的; 当 $\alpha > 45^\circ$ 时, 规定应带折边。要求折边半径 $r \geq 0.05D_{is}$, 且 $r \geq 3\delta_r$ 。

1. 无折边锥壳

GB 150 主要参考原 ASME VIII-2 的方法。

(1) 锥壳大端 按内压圆筒和内压锥壳的壁厚设计公式 (见表 3-1) 确定壁厚后, 由图 3-3 检查在连接处是否需要增加厚度, 如不需加强, 则意指由表 3-1 所得厚度已能承受附加应力; 如需要加厚, 则将圆筒和锥壳按下式所得厚度同时加厚, 式中应力增值系数由图 3-4 查取。

$$\delta_r = \frac{Qp_c D_i}{2[\sigma]'\phi - p_c} \quad (3-10)$$

加强段的厚度应不小于连接处的锥壳厚度。锥壳加强段的长度应满足 $L_1 \geq$

$2\sqrt{\frac{0.5D_i\delta_r}{\cos\alpha}}$, 圆筒加强段的长度应满足 $L \geq 2\sqrt{0.5D_i\delta_r}$ 。

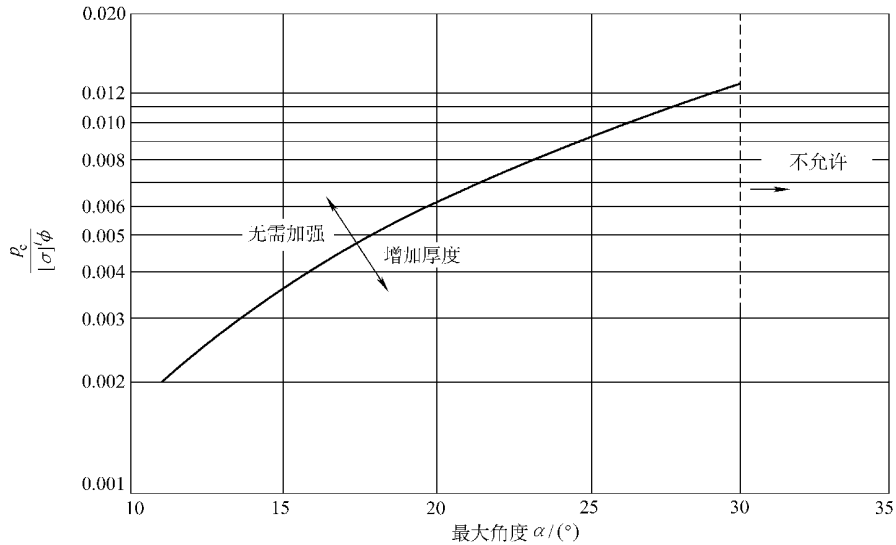


图 3-3 确定锥壳大端连接处的加强图 (引自 GB 150 图 7-11)

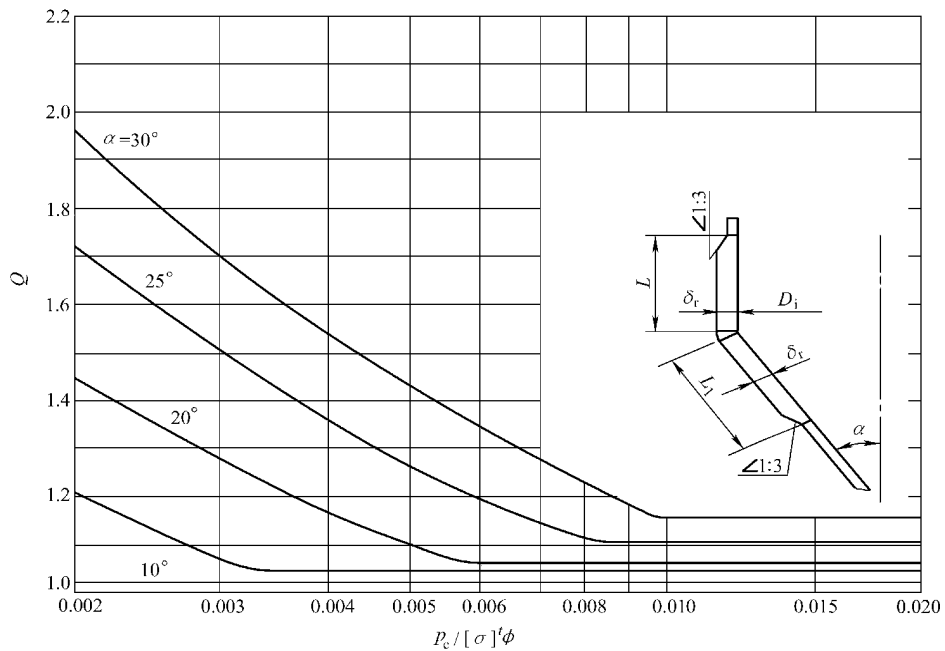


图 3-4 锥壳大端连接处的 Q 值图 (引自 GB 150 图 7-12)

(2) 锥壳小端 按内压圆筒和内压锥壳的壁厚设计公式 (见表 3-1) 确定壁厚后, 由图 3-5 检查在连接处是否需要增加厚度, 如不需加强, 则意指由表 3-1 所得厚度已能承受附加应力; 如需要加厚, 则将圆筒和锥壳按下式所得厚度同时加厚, 式中应力增值系数由图 3-6 查取。

$$\delta_r = \frac{Q p_c D_{is}}{2[\sigma]' \phi - p_c} \quad (3-11)$$

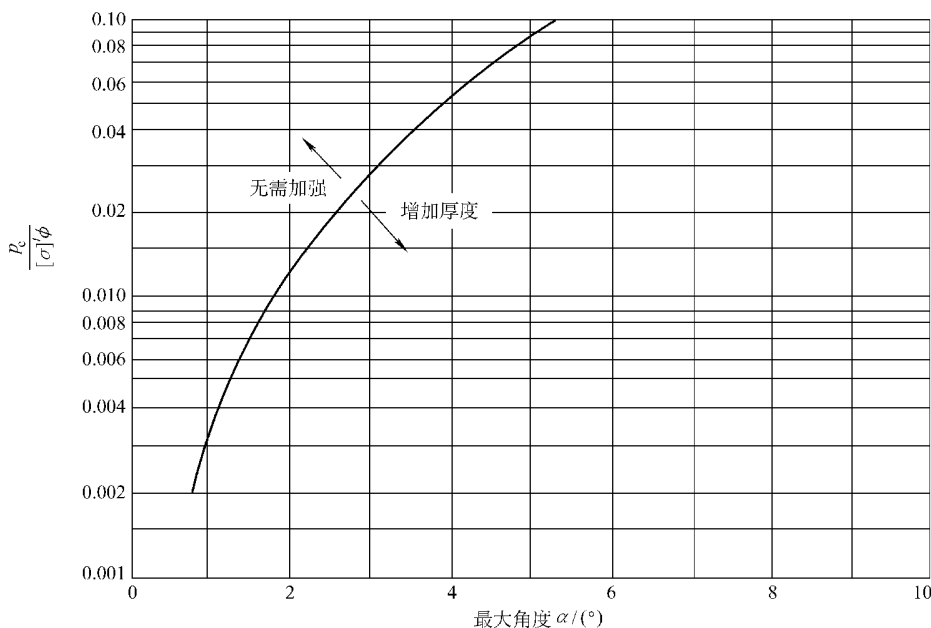


图 3-5 确定锥壳小端连接处的加强图 (引自 GB 150 图 7-13)

加强段的厚度应不小于连接处的锥壳厚度。锥壳加强段的长度应满足 $L_1 \geq \sqrt{\frac{D_{is} \delta_r}{\cos \alpha}}$,

圆筒加强段的长度应满足 $L \geq \sqrt{D_{is} \delta_r}$ 。

2. 带折边锥壳

(1) 锥壳大端 和碟形封头系由球壳和过渡折边组成的情况相似, 带折边锥壳也是由锥壳和过渡折边组成, 二者对折边厚度的设计原理是相同的。所以带折边锥壳其折边段厚度可取碟形封头的计算方法, 只不过将锥壳的第二曲率尺寸换算至相应的球冠尺寸而已。折边段厚度应取按这一换算后所得厚度以及与之相切处锥壳厚度中的较大者,

即以下式 (3-12) 和式 (3-13) 中的较大值:

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma]' \phi - 0.5 p_c} \quad (3-12)$$

式中系数 K 由表 3-4 查取。

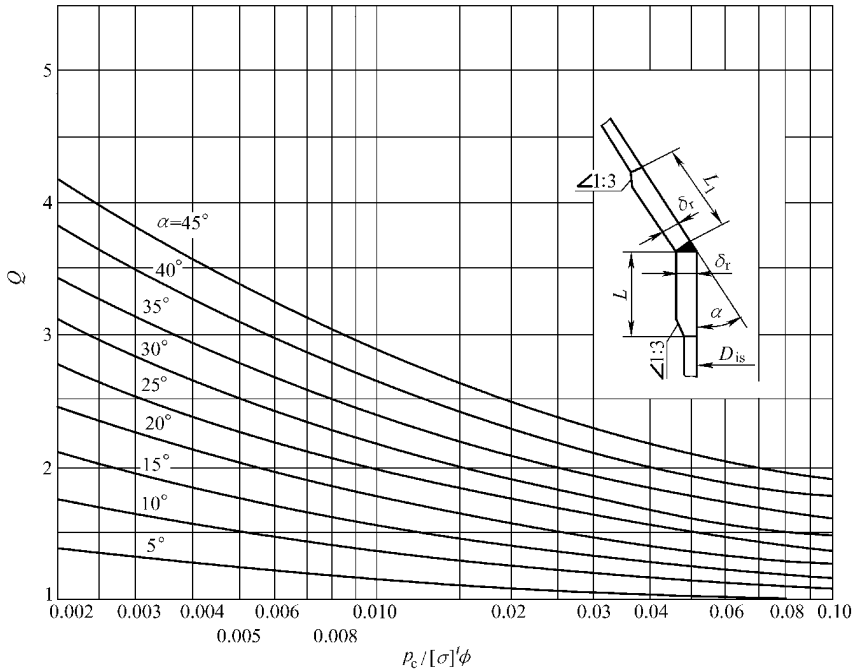


图 3-6 锥壳小端连接处的 Q 值图 (引自 GB 150 图 7-14)

表 3-4 系数 K 值 (引自 GB 150 表 7-4)

α	r/D_i					
	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
10°	0.6644	0.6111	0.5789	0.5403	0.5168	0.5000
20°	0.6956	0.6357	0.5986	0.5522	0.5223	0.5000
30°	0.7544	0.6819	0.6357	0.5749	0.5329	0.5000
35°	0.7980	0.7161	0.6629	0.5914	0.5407	0.5000
40°	0.8547	0.7604	0.6981	0.6127	0.5506	0.5000
45°	0.9253	0.8181	0.7440	0.6402	0.5635	0.5000
50°	1.0270	0.8944	0.8045	0.6765	0.5804	0.5000
55°	1.1608	0.9980	0.8859	0.7249	0.6028	0.5000
60°	1.3500	1.1433	1.0000	0.7923	0.6337	0.5000

与折边段相切处的锥壳厚度为

$$\delta = \frac{fp_c D_i}{[\sigma]' \phi - 0.5p_c} \quad (3-13)$$

式中系数 f 由表 3-5 查取。

表 3-5 系数 f 值 (引自 GB 150 表 7-5)

α	r/D_i					
	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
10°	0.5062	0.5055	0.5047	0.5032	0.5017	0.5000
20°	0.5257	0.5225	0.5193	0.5128	0.5064	0.5000
30°	0.5619	0.5542	0.5465	0.5310	0.5155	0.5000
35°	0.5883	0.5773	0.5663	0.5442	0.5221	0.5000
40°	0.6222	0.6069	0.5916	0.5611	0.5305	0.5000
45°	0.6657	0.6450	0.6243	0.5828	0.5414	0.5000
50°	0.7223	0.6945	0.6668	0.6112	0.5556	0.5000
55°	0.7973	0.7062	0.7230	0.6486	0.5743	0.5000
60°	0.9000	0.8500	0.8000	0.7000	0.6000	0.5000

(2) 锥壳小端 当半顶角 $\alpha \leq 45^\circ$ 时, 小端折边段厚度按无折边需要加厚时的同样方法计算。

一般取锥大小端为同样厚度, 故可取上述各部分的最大厚度作为折边段厚度。

GB 150 并未提及斜壳设计。

3.3.2 ASME VIII-1

对锥壳大端或小端, 当 $\alpha \leq 30^\circ$ 时, 是否要带折边是任意的; 当 $\alpha > 30^\circ$ 时, 规定应带折边。要求折边半径 $r \geq 0.006D_i$, 且 $r \geq 3t$ 。Code Case 2150 提供了在 $\alpha > 30^\circ$ 时无折边大端的设计方法 ($30^\circ < \alpha < 60^\circ$)。

1. 无折边锥壳

规范仅要求对无折边锥壳和圆筒的连接在必要时给予加强。

(1) 锥壳大端 当由内压和附加轴向载荷引起的轴向力 Q_L 为拉伸力时, 才需要考虑加强。

需要加强的截面积为

$$A_{rL} = \frac{kQ_L R_L}{S_s E_1} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right) \tan \alpha \quad (3-14)$$

式中 k ——壳体对加强件材料性能之比, $k = \frac{S_s E_s}{S_r E_r}$, 但不小于 1.0;

Q_L —— $\frac{PR_L}{2}$ 和由于附加载荷所引起单位周长的轴向载荷 f_1 的代数和;

E_1 ——圆筒的纵向焊接接头系数;

Δ ——连接处是否需要加强的角度, 当 $\Delta \geq \alpha$ 时, 连接处不需加强, 大端连接处的 Δ 见表 3-6, 小端连接处的 Δ 见表 3-7。

表 3-6 $\alpha \leq 30^\circ$ 时在大端筒体连接处的 Δ 值 (引自 ASME VIII-1 表 1-5.1)

$P/S_s E_1$	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005
$\Delta/(\circ)$	11	15	18	21	23
$P/S_s E_1$	0.006	0.007	0.008	0.009 ^①	...
$\Delta/(\circ)$	25	27	28.5	30	...

① 对更大的 $P/S_s E_1$ 值, 取 $\Delta = 30^\circ$ 。

表 3-7 $\alpha \leq 30^\circ$ 时在小端筒体连接处的 Δ 值 (引自 ASME VIII-1 表 1-5.2)

$P/S_s E_1$	0.002	0.005	0.010	0.02	0.04	0.08	0.10	0.125 ^①
$\Delta/(\circ)$	4	6	9	12.5	17.5	24	27	30

① 对更大的 $P/S_s E_1$, 取 $\Delta = 30^\circ$ 。

未加强时圆筒和锥壳连接处除承受内压所需要之外能起加强作用的有效面积为

$$A_{eL} = (t_s - t) \sqrt{R_L t_s} + (t_c - t_r) \sqrt{R_L t_c / \cos \alpha} \quad (3-15)$$

如 $A_{eL} \geq A_{rL}$, 则不需采取加强措施; 否则, 应同时增加在连接处附近的锥壳和圆筒至同一厚度, 或另行增加加强截面积。所增加的截面积应位于离连接处 $\sqrt{R_L t_s}$ 的距离之内, 截面积的形心应位于离连接处 $0.25 \sqrt{R_L t_s}$ 的距离之内。

当 f_1 是压缩力且其值大于 $PR_L/2$ 时, 应另行计算。

(2) 锥壳小端 当由内压和附加轴向载荷引起的轴向力 Q_s 为拉伸力时, 才需要考虑加强。

需要加强的截面积为

$$A_{rs} = \frac{k Q_s R_s}{S_s E_1} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right) \tan \alpha \quad (3-16)$$

式中 Q_s —— $\frac{PR_s}{2}$ 和由于附加载荷所引起单位周长的轴向载荷 f_2 的代数和;

其余各符号见大端处的说明。

未加强时圆筒和锥壳连接处除承受内压所需要之外能起加强作用的有效面积为

$$A_{es} = 0.78 \sqrt{R_s t_s} [(t_s - t) + (t_c - t_r) / \cos \alpha] \quad (3-17)$$

如 $A_{es} \geq A_{rs}$, 则不需采取加强措施; 否则, 应同时增加在连接处附近的锥壳和圆筒至同一厚度, 或另行增加加强截面积。所增加的截面积应位于离连接处 $\sqrt{R_s t_s}$ 的距离之内, 截面积的形心应位于离连接处 $0.25 \sqrt{R_s t_s}$ 的距离之内。

当 f_2 是压缩力且其值大于 $PR_s/2$ 时, 应另行计算。

2. 带折边锥壳

(1) 锥壳大端 根据对 GB 150 的同样分析, 折边段厚度取经换算后的碟形封头厚度和与之相切锥壳厚度中的较大者。即:

按碟形封头的厚度计算式 (3-3) 并取其中的球冠区半径 $L = \frac{D_i}{2 \cos \alpha}$ 而得, D_i 为折边

和锥壳相切处的锥壳内径, $D_i = D - 2r(1 - \cos \alpha)$ 。

折边和锥壳相切处的锥壳厚度由表 3-1 所表示的锥壳厚度公式并将其中的锥壳内径 D 用折边和锥壳相切处的锥壳内径 D_i 表示后计算所得。

(2) 锥壳小端 ASME VIII-1 未提及锥壳小端的折边厚度计算。因工程上总取整个锥壳为同一厚度, 所以可理解为和大端折边厚度相同。

当为斜锥壳时, 规范规定取其最大的半顶角 α 后按正锥壳的同样方法设计 (包括带或不带折边以及必要时的加强)。

3.3.3 EN 13445

规范并未根据半顶角 α 的大小确定是否必须带折边, 而是规定不带折边的适用条件为: 锥壳对圆筒的连接为对接焊, 且其内外表面和相邻的锥壳和圆筒光滑融合而无局部减薄; 除非焊缝处的厚度超过 $1.4e_j$ [见下面式 (3-18)], 否则应对连接处的焊缝作 100% RT 或 UT 检测。

1. 无折边锥壳

(1) 锥壳大端 邻近连接处大端圆筒所需要的厚度 e_1 应是由表 3-1 所得圆筒厚度 e_{cyl} 和按下式所得厚度 e_j 中的较大者:

$$e_j = \frac{PD_c \beta}{2f} \quad (3-18a)$$

式中, 系数 $\beta = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{D_c}{e_j}} \times \frac{\tan \alpha}{1 + 1/\sqrt{\cos \alpha}} - 0.15$, 要求先行假设 e_j 求得系数 β , 然后由式

(3-18a) 计算 e_j 值, 以所得 e_j 值不小于假设的 e_j 值为满足。规范也提供了由 α 和 P/f 值查取系数 β 的线算图。

应在离连接处长度为 $1.4l_1$ 的范围内保持圆筒厚度 e_1 , $l_1 = \sqrt{D_c e_1}$, 见图 3-7。

邻近连接处锥壳大端所需要的厚度 e_2 应是由表 3-1 所得锥壳厚度 e_{con} 和按式 (3-18a) 所得厚度 e_j 中的较大者。

应在离连接处长度为 $1.4l_2$ 的范围内保持锥壳厚度 e_2 , $l_2 = \sqrt{\frac{D_c e_2}{\cos \alpha}}$, 见图 3-7。

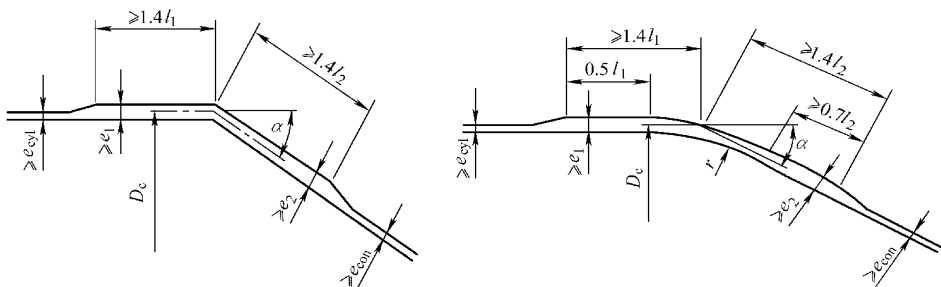


图 3-7 无折边和带折边锥壳和大端圆筒的连接 (引自 EN 13445-3 图 7.6-1, 图 7.6-2)

(2) 锥壳小端 在小端连接处圆筒和锥壳各满足由表 3-1 所计算之值 e_1 (表 3-1 中表示为 e) 和 e_2 (表 3-1 中表示为 e_{con}), 并在圆筒上离连接处距离为 $l_1 = \sqrt{D_c e_1}$ 的长度、锥壳上离连接处距离为 $l_2 = \sqrt{\frac{D_c e_2}{\cos \alpha}}$ 的长度内都予保持后, 由比值 $s = \frac{e_2}{e_1}$ 进行以下计算:

$$s < 1 \text{ 时, } \tau = s \sqrt{\frac{s}{\cos \alpha}} + \sqrt{\frac{1+s^2}{2}}$$

$$s \geq 1 \text{ 时, } \tau = 1 + \sqrt{s \left(\frac{1+s^2}{2 \cos \alpha} \right)}$$

由 τ 值计算 β_H , 并由 β_H 计算所能承受的压力, 以设计压力 P 值满足式 (3-19) 为合格:

$$\begin{aligned} \beta_H &= 0.4 \sqrt{\frac{D_c}{e_1}} \times \frac{\tan \alpha}{\tau} + 0.5 \\ P &\leq \frac{2fze_1}{D_c \beta_H} \end{aligned} \quad (3-19)$$

如不能满足, 则应调整 (增大) e_1 或 e_2 值, 直到满足式 (3-19) 为止。

2. 带折边锥壳

(1) 锥壳大端 对过渡转角半径 r 未规定下限值, 但规定了上限值为 $r < 0.3D_c$ 。

EN 13445 对带折边锥壳取无折边锥壳同样的方法计算, 只是其结构规定和设计中所用的系数略有区别, 见图 3-7, 折边厚度按下式计算:

$$e_j = \frac{PD_c \beta}{2f\gamma} \quad (3-18b)$$

式中, 符号 β 取和无折边大端锥壳所用式相同, $\gamma = 1 + \frac{\rho}{1.2 \left(1 + \frac{0.2}{\rho} \right)}$, $\rho = \frac{0.028r}{\sqrt{D_c e_j}} \times$

$$\frac{\alpha}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha}}}。$$

(2) 锥壳小端 规范规定, 对于按表 3-1 所得圆筒厚度 e_1 (表 3-1 中表示为 e) 和锥壳厚度 e_2 (表 3-1 中表示为 e_{con}), 如取 $e_1 = e_2$, 则折边可取为同样厚度, 且该厚度在离连接处各为 l_1 和 l_2 长度内予以保持, 但并未提及折边半径的限制。

EN 13445 对斜锥壳的结构规定由该斜锥壳大小端所连接的两圆筒轴线应予以平行, 且其偏置值应不大于它们的半径差。斜锥壳可取其较大的半顶角按相应正锥壳同样设计。

3.3.4 对各标准的对照及分析与评述

1) 对无折边锥壳和圆筒的连接, GB 150 实际上引用了 2004 版以前的 ASME VIII-2 方法, 且在图 3-4 和图 3-6 中将其横坐标的起点由 0.001 改为 0.002, 缩小了使用范围。2007 版的 ASME VIII-2 已不再采用这一方法。

ASME VIII-1 和 EN 13445 都按在连接处圆筒和锥壳同厚度时的强度分析的同一原理得出, 只是所表示的形式不同。

2) 对于锥壳大端的折边, GB 150 和 ASME VIII-1 相同, 都是按碟形封头, 即球壳和过渡折边相连接的原理, 将锥壳和过渡折边相连接进行换算而得。只是 ASME 对折边半径的允许值比 GB 150 的规定小。

3) ASME VIII-1 和 EN 13445 都列有斜锥壳设计, 且设计思路相同; GB 150 并无斜锥壳设计内容。

3.4 圆形和非圆形平封头及其开孔设计

圆形或非圆形平封头都是由圆形或非圆形中等厚度平板承受均布压力的弯曲应力分析原理得出, 由于各种结构的平板其周边支承条件各异, 所以平板上弯曲应力所在位置和方向各不相同, 工程上为使用方便而都用同一形式表示, 并针对不同结构而引入不同数值的系数。

3.4.1 GB 150

圆形平封头的计算厚度 (和筒体用焊接连接或螺栓法兰连接) 为

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma] \phi}} \quad (3-20)$$

非圆形平封头 (和筒体用焊接连接) 的计算厚度为

$$\delta_p = a \sqrt{\frac{KZp_c}{[\sigma]'\phi}} \quad (3-21a)$$

非圆形平封头（和筒体用螺栓法兰连接）的计算厚度为

$$\delta_p = a \sqrt{\frac{Kp_c}{[\sigma]'\phi}} \quad (3-21b)$$

在圆形平封头上开孔（单孔或多孔），且单个开孔直径 $d \leq 0.5D_0$ 或多个开孔时在平盖径向截面上各孔直径之和不超过 $D_i/2$ 、任意相邻两孔中心距不小于该两孔平均直径的 1.5 倍时，如设计者不拟采用补强设计而拟采用加厚平板设计，则可将上面各式中的系数 K 用 K/ν （ ν 为削弱系数）代替。

上面各式中，系数 K 、计算直径 D_c 都在 GB 150 中列出，见表 3-8。

Z 为非圆形平封头的形状系数， $Z = 3.4 - 2.4 \frac{a}{b}$ ，且 $Z \leq 2.5$ ，其中 a 、 b 分别为非圆形平封头的短轴和长轴长度。

注意，当平封头和筒体用螺栓法兰连接时，在用表 3-8 查取系数 K 时涉及到螺栓的操作或预紧载荷 W ，分别由法兰的密封设计确定。当为预紧载荷时，在上述各式中应相应采用常温时的许用应力 $[\sigma]$ 值。

表 3-8 平封头设计的系数 K （引自 GB 150 表 7-7）

固定方法	序号	简 图	系数 K	备 注
与圆筒成 一体或与圆 筒对接	1		$K = \frac{1}{4} \left[1 - \frac{r}{D_c} \left(1 + \frac{2r}{D_c} \right) \right]^2$ 且 $K \geq 0.16$	只适用于圆形平盖 $r \geq \delta$ $h \geq \delta_p$
	2		0.27	只适用于圆形平盖 $r \geq 0.5\delta_p$ ，且 $r \geq \frac{D_c}{6}$

(续)

固定方法	序号	简 图	系数 K	备 注
与圆筒角 焊或其他焊 接	3		圆形平盖 $0.44m (m = \delta/\delta_c)$ 且不小于 0.2 非圆形平盖 0.44	$f \geq 1.25\delta$
	4			
	5		圆形平盖 $0.44m (m = \delta/\delta_c)$ 且不小于 0.2 非圆形平盖 0.44	需采用全熔透焊缝 $f \geq 2\delta$ $f \geq 1.25\delta_c$ } 取大值 $\varphi \leq 45^\circ$
	6			
	7		0.35	$\delta_1 \geq \delta_c + 3\text{mm}$ 只适用于圆形平盖
	8			

(续)

固定方法	序号	简 图	系数 K	备 注
与圆筒角 焊或其他焊 接	9		0.30	$r \geq 1.5\delta$ $\delta_1 \geq \frac{2}{3}\delta_p$ 且不小于 5mm 只适用于圆形平盖
	10		圆形平盖 $0.44m (m = \delta/\delta_e)$ 且不小于 0.2 非圆形平盖 0.44	$f \geq 0.7\delta$
	11			
螺栓连接	12		圆形平盖或非圆形平盖 0.25	
	13		圆形平盖 操作时 $0.3 + \frac{1.78WL_G}{pD_e^3}$ 预紧时 $\frac{1.78WL_G}{pD_e^3}$	
	14		非圆形平盖 操作时 $0.3Z + \frac{6WL_G}{pLa^2}$ 预紧时 $\frac{6WL_G}{pLa^2}$	

3.4.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 对平封头的设计方法和 GB 150 基本相同, 仅所用系数略有区别。

圆形平封头 (和筒体用焊接连接) 的计算厚度为

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}} \quad (3-22a)$$

圆形平封头 (和筒体用螺栓法兰连接) 的计算厚度为

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE} + \frac{1.9Wh_G}{SEd^3}} \quad (3-22b)$$

非圆形平封头 (和筒体用焊接连接) 的计算厚度为

$$t = d \sqrt{\frac{ZCP}{SE}} \quad (3-23a)$$

非圆形平封头 (和筒体用螺栓法兰连接) 的计算厚度为

$$t = d \sqrt{\frac{ZCP}{SE} + \frac{6Wh_G}{SELd^2}} \quad (3-23b)$$

式 (3-23a) 和式 (3-23b) 中的系数 $Z = 3.4 - \frac{2.4d}{D}$, 且不大于 2.5, 其中 D 为封头长轴尺寸, d 为封头短轴尺寸; 式 (3-23b) 中的尺寸 L 为螺栓中心线的周长。

规范对各式中的系数 C 用图形表示各不同的结构和应采用的值, 可参阅 ASME VIII-1 图 UG 34 及相应在 UG 34 节中的说明, 采用这一系数是把和筒体焊接相连平封头上的弯曲应力限于 $1.5S$ 和筒体用螺栓法兰相连平封头上的弯曲应力限于 S 而得出的, 后者主要是为了防止平封头变形过大而导致连接处泄漏。

平封头上开孔后的加厚设计在 5.6.2 节中介绍。

3.4.3 EN 13445

1. 和筒体用焊接连接的圆形平封头

EN 13445 对此类平封头列有四种结构, 如图 3-8 所示。

图 3-8 中, 结构 a、b 为在和平封头相连处带有过渡圆角, 但结构 a 在边缘应力存在范围 l_{cyl} 内圆筒厚度均匀, 结构 b 在边缘应力存在范围 l_{cyl} 内圆筒带有锥颈, 即厚度变化; 结构 c 为在和平封头相连处不带过渡圆角且在边缘应力存在范围 l_{cyl} 内圆筒厚度均匀, 结构 d 为在和平封头相连处开有应力释放槽, 且在边缘应力存在范围 l_{cyl} 内圆筒厚度均匀。

对结构 a、b, 要求 $l_{\text{cyl}} = 0.5 \sqrt{(D_i + e_s) e_s}$, 对结构 c, 要求 $l_{\text{cyl}} = \sqrt{(D_i + e_s) e_s}$ 。

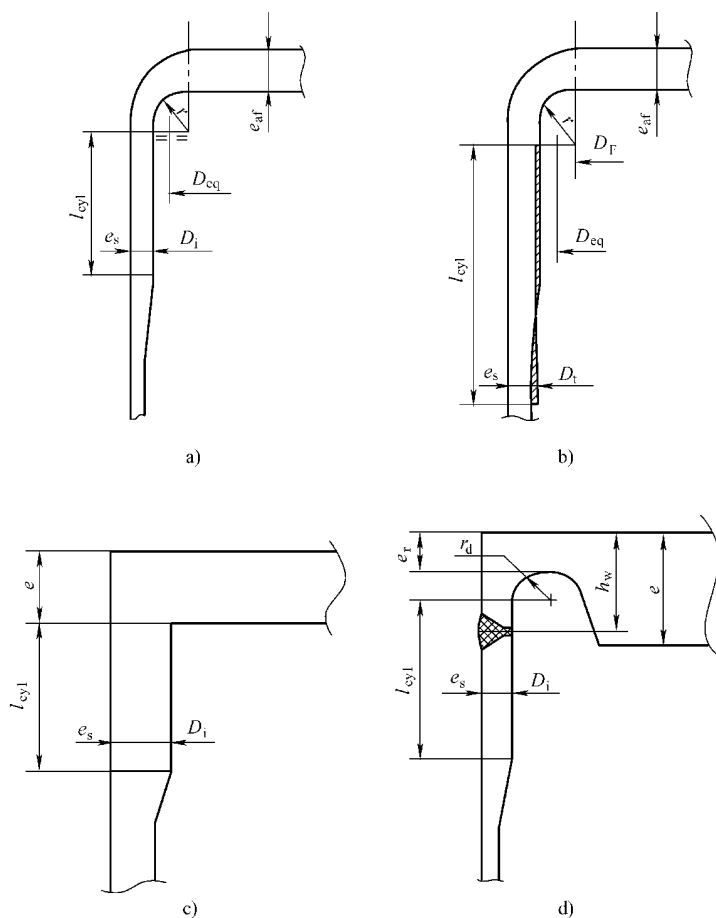


图 3-8 和筒体用焊接连接的平封头
(引自 EN 13445-3 图 10.4-1、图 10.4-2、图 10.4-3)

结构 a、b 类平封头的最小需要厚度按下式计算：

$$e = C_1 D_{eq} \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (3-24a)$$

当平板内表面至封头对壳体连接焊缝的距离小于 $l_{cyl} + r$ 时，系数 C_1 由图 3-9 查取；当平板内表面至封头对壳体连接焊缝的距离不小于 $l_{cyl} + r$ 时，则系数 C_1 仍由图 3-9 查取，但其横坐标值用 P/f 代替。

$$D_{eq} = D_i - r \text{ (用于结构 a) }, D_{eq} = \frac{(D_i + D_F)}{2} \text{ (用于结构 b)}$$

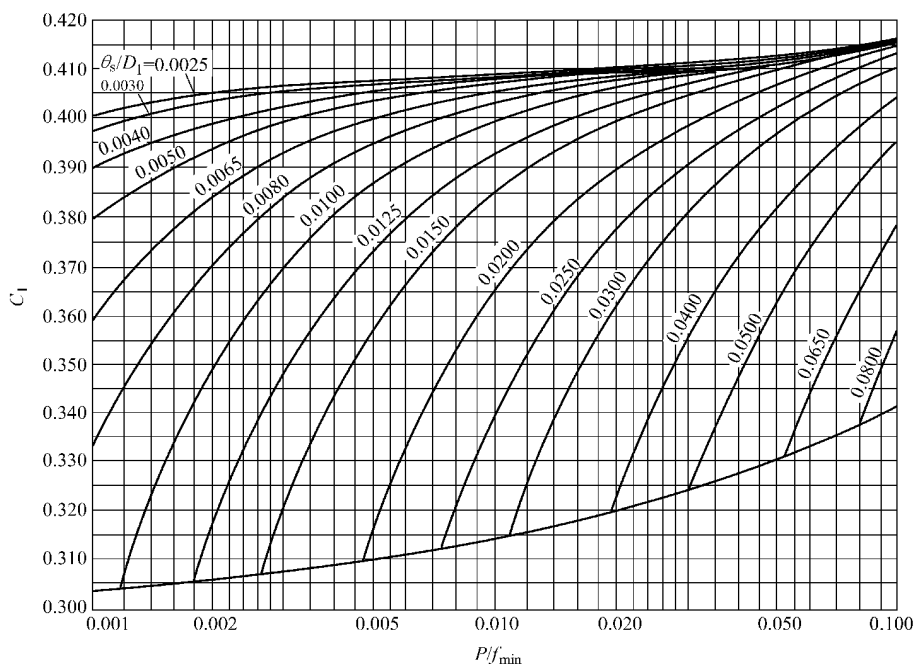


图 3-9 用于平封头设计中的系数 C_1 值 (引自 EN 13445-3 图 10.4-4)

对结构 c, 正常操作载荷时需要的厚度按下式计算

$$e = \max \left\{ \left(C_1 D_i \sqrt{\frac{P}{f}} \right), \left(C_2 D_i \sqrt{\frac{P}{f_{\min}}} \right) \right\} \quad (3-24b)$$

式中, 系数 C_1 由图 3-9 查取, 系数 C_2 由图 3-10 查取; $f_{\min} = \min(f, f_s)$, 即封头及壳体材料中的较小值。

对结构 d, 其未开槽部分的厚度按结构 c 计算, 开槽处的厚度应满足下式:

$$e_r = \max \left\{ e_s, e_s \left(\frac{f_s}{f} \right) \right\} \quad (3-25)$$

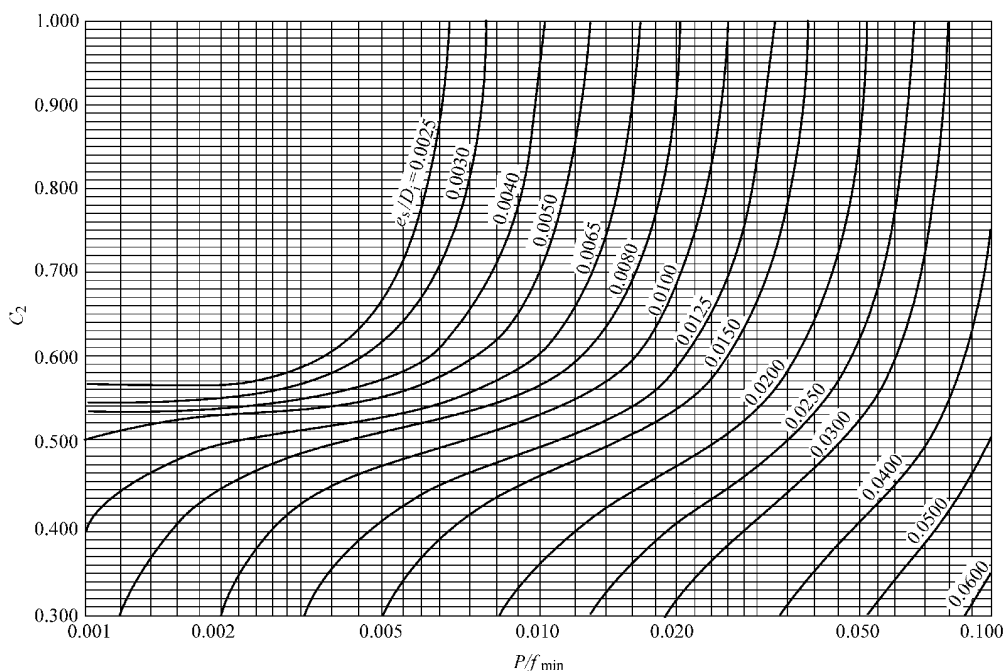
2. 和筒体用垫片、螺栓连接的圆形平封头

采用窄垫片时, 在垫片以内的平封头厚度按下式计算:

$$e = \max(e_A, e_P) \quad (3-26)$$

在预紧状态:

$$e_A = \sqrt{C_F \frac{3(C-G)}{\pi G} \times \frac{W}{f_A}} \quad (3-27)$$

图 3-10 用于平封头设计中的系数 C_2 值 (引自 EN 13445-3 图 10.4-5)

在操作状态:

$$e_p = \sqrt{\left[\frac{3(3+\nu)}{32} G^2 + 3 \left(\frac{G}{4} + 2bm \right) (C - G) \right] \frac{P}{f}} \quad (3-28)$$

式中

$$C_F = \max \left(\sqrt{\frac{t_B}{2d_b + \frac{6e_{1a}}{m+0.5}}}, 1 \right)$$

以上各式中, e_{1a} 是法兰延伸部分的分析厚度; d_b 为螺栓外径; C 为螺栓中心圆直径; m 为垫片系数; G 为垫片反力作用圆直径; b 为垫片有效宽度; W 为预紧状态的螺栓载荷, 由法兰设计章, 取 $W = 0.5(A_{B, \min} + A_B)f_{B, A}$ 。

采用窄垫片时, 在垫片以外, 即延伸为法兰部分的厚度按下式计算:

$$e_1 = \max(e_A, e_{p1}) \quad (3-29)$$

式中, e_A 按式 (3-27) 确定, e_{p1} 由下式计算:

$$e_{p1} = \sqrt{3C_F \left(\frac{G}{4} + 2bm \right) (C - G) \frac{P}{f}} \quad (3-30)$$

采用宽垫片时, 平封头厚度按下式计算:

$$e = 0.41C \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (3-31)$$

延伸为法兰部分的厚度按下式计算:

$$e_1 = 0.8e \quad (3-32)$$

该规范规定, 此厚度减小部分的内直径应不小于 $0.7C$ 。

3. 带有开孔的圆形平封头

封头厚度除应满足无开孔平封头的计算要求外, 还应不小于以下值:

对于和筒体用焊接连接的圆形平封头:

$$e = \max \left\{ (Y_1 e_o), \left(C_1 Y_2 D_i \sqrt{\frac{P}{f}} \right) \right\} \quad (3-33)$$

对于和筒体用垫片连接的圆形平封头:

$$e = Y_2 e_o \quad (3-34)$$

上述二式中, e_o 为按无开孔平封头计算所得之厚度; $Y_1 = \min \left(2, \sqrt[3]{\frac{j}{j-d}} \right)$, $Y_2 = \sqrt{\frac{j}{j-d}}$, 其中 d 为接管的当量直径, 当为单个开孔且为安放式接管时, $d = d_i - \frac{2A'}{e}$; 当为单个开孔且为插入式接管时, $d = d_e - \frac{2A'}{e}$, 式中 $A' = \min \left(A, A \frac{f_b}{f} \right)$, d_i 、 d_e 、 A 等有关尺寸见图 3-11。在 Y_1 式中的符号 j 取为 $2h$, 见图 3-12。在 Y_2 式中的符号 j 取为: 当和无锥颈的圆筒焊接连接时, 取为 D_i ; 当和带锥颈的圆筒焊接连接时, 取为 D_{eq} ; 当和圆筒用垫片、螺栓连接时, 取为 G 。当为开双孔或多孔时, d 为各接管的平均当量直径, 各接管的当量直径和单孔时的计算相同, Y_1 和 Y_2 式中的符号 j 都取为各相邻孔的中心距。

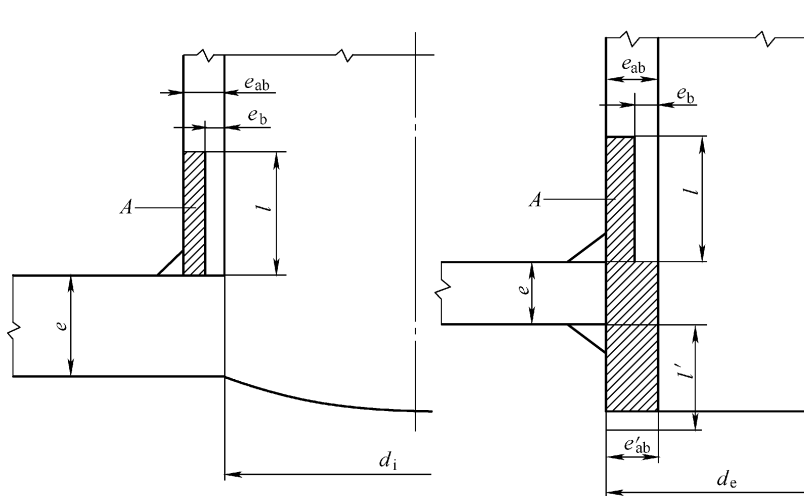


图 3-11 平封头的开孔接管
(引自 EN 13445-3 图 10.6-3 和 4)

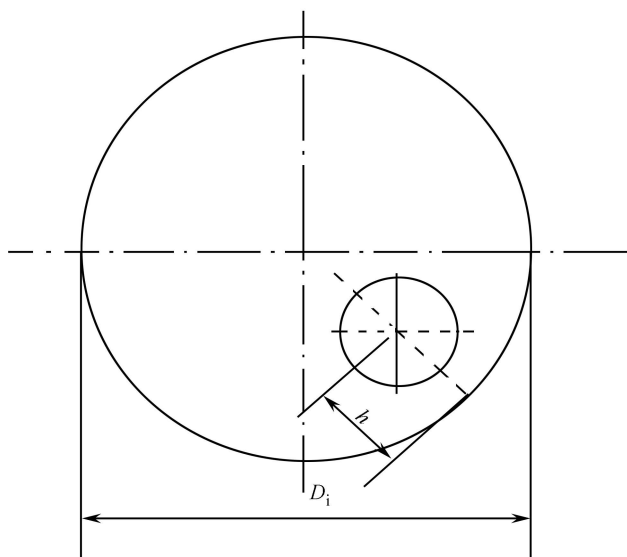


图 3-12 开孔位置 h 值的确定
(引自 EN 13445-3 图 10.6-1)

EN 13445 还列有非圆形平封头的设计方法,但说明属于经验性的方法,可能极为保守,并建议采用基于应力分析的设计方法,故本书不再列出。

3.4.4 对各标准的对照及简要评述

各标准对平封头的设计方法都以圆平板受均布载荷时的应力分析为基础,并计及与圆筒相连处的周边支承条件而引入不同的结构系数。GB 150 和 ASME VIII-1 的方法基本相同,在计及平封头与圆筒相连时对圆筒引起的附加约束时,都规定整个圆筒取同一厚度;EN 13445 则在计及这一附加约束时,根据边缘应力的衰减长度,仅计及在此长度范围内圆筒厚度的影响,因而可将和封头连接处附近的圆筒加厚,以增加对封头的约束支承而减小封头厚度,不必整体加厚圆筒。此外,对带开孔接管的平封头,EN 13445 计及了接管对封头因开孔而造成削弱所起的补偿作用,似也比较合理。

3.5 内压元件设计中允许的局部减薄、圆度公差以及超出形状公差后的重新评定

3.5.1 GB 150

对元件的冷热加工不允许存在局部减薄。在 GB 150 10.2.1 节中规定,根据制造工艺确定加工裕量,以确保凸形封头和热卷筒节成形后的厚度不小于该部件的名义厚度减

去钢板负偏差。冷卷筒节投料的钢材厚度 δ_s 不得小于其名义厚度减钢板负偏差。

对内压壳体（包括圆筒、球壳和锥壳）的圆度允差在 GB 150 10.2.4.10 节中规定，壳体同一断面上最大内径与最小内径之差，应不大于该断面内径 D_i 的 1%（对锻焊容器为 0.1%），且不大于 25mm。同时，不论内压或外压圆筒与壳体，在 10.2.4.2 节中还规定，在焊接接头环向形成的棱角 E ，用弦长等于 $1/6$ 内径 D_i ，且不小于 300mm 的内样板或外样板检查，其 E 值不得大于 $(0.1\delta_s + 2)\text{mm}$ ，且不大于 5mm。

壳体的直线度允差应不大于壳体长度的 0.1%。

在 GB 150 10.2.3 节中，对（不论内压或外压）椭圆形、碟形和球形封头，规定用弦长等于封头内径 $3D_i/4$ 的内样板检查其内表面的形状偏差（见图 3-13）。最大间隙不得大于封头内径 D_i 的 1.25%。此外，碟形及折边锥形封头的过渡区转角半径不得小于图样的规定值。

GB 150 并未有如形状允差超标后应如何重新评定的规定。

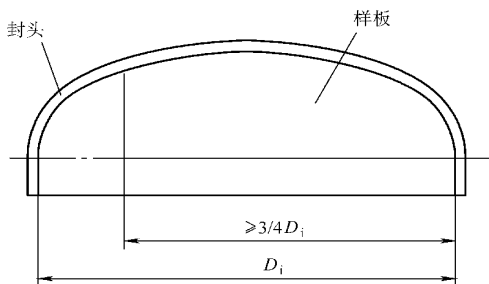


图 3-13 成型封头形状允差的测量
(引自 GB 150 图 10-3)

3.5.2 ASME VIII-1

在 ASME VIII-1 强制性附录 32 中列出了在圆柱壳和壳体球形部分的局部减薄区规定。对于圆柱壳上的单个局部减薄区，如其减薄后的厚度满足 $t_L/t \leq 0.9$ ，且 $t - t_L \leq 3/16\text{in}$ ，减薄区在圆筒的轴向投影长度满足 $L \leq \sqrt{Rt}$ ，周向投影长度满足 $C \leq 2L$ ；对于壳体球形部分上的单个局部减薄区，如其减薄后的厚度满足 $t_L/t \leq 0.9$ ，且 $t - t_L \leq 3/16\text{in}$ ，减薄区的最大尺寸满足 $D_L \leq \sqrt{Rt}$ ，且这类减薄区离某些结构不连续或连接件都满足规范所规定距离的条件下，不论存在于器壁内侧或外侧，都认为是合格的，见图 3-14。

在 ASME VIII-1 UG-80 (a) 中规定，对内压圆筒、锥壳和球壳，完工后任何截面上最大与最小内径之差不应超过该截面公称直径的 1%。

在 ASME VIII-1 UG-81 中规定，（不论内压或外压）碟形、折边锥形、半球形或椭圆形封头的内表面对规定形状既不得有大于 $1.25\% D$ 的向外偏差（笔者注：指球冠区半径偏小，用内样板检查时显示外凸），也不得有大于 $0.625\% D$ 的向内偏差（笔者注：指球冠区半径偏大，用外样板检查时显示内凹）， D 为容器壳体在连接处的公称内径。转角半径不应小于规定值。

除锻造筒体外，ASME VIII-1 对内压壳体并未列有如形状允差超标后应如何重新评定的规定。在 UF-27 中列有锻造筒体不圆度超标时（但不超过 3%）可以降压使用的规定，并列出了和实际不圆度有关的降压计算式。

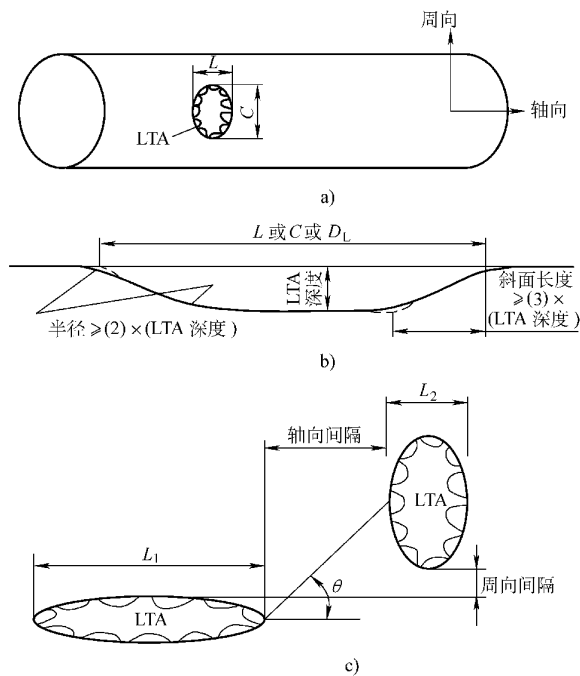


图 3-14 圆柱壳和球壳上的局部减薄区 (引自 ASME VIII-1 图 32-3)

3.5.3 EN 13445

在 EN 13445 第 4 篇 5.4.5 节中规定, 如壁厚减薄量不超过 $0.05e$ 或 5mm 二者中的较小值, 局部减薄区在直径为 e 或 60mm 二者中较小值的内接圆范围以内, 局部减薄区的总面积不超过该元件总面积的 2% , 局部减薄区并非在碟形封头的过渡转角区范围内, 如有多个局部减薄区, 则相邻两区边界至边界的距离至少为 $\sqrt{De}$ 时, 允许存在局部减薄区而不需要作进一步的计算。

在 EN 13445 第 4 篇 5.4.2 节中规定, 对内压壳体, 按 $\frac{2(D_{\max} - D_{\min})}{D_{\max} + D_{\min}} \times 100$ 计算所得的不圆度, 根据壳体相对厚度的大小, 规定了如下的限制:

$e/D < 0.01$ 时, $\leq 1.5\%$;

$e/D \geq 0.01$ 时, $\leq 1\%$ 。

圆筒和球壳的平均外径应不超过规定外径的 1.5% , 圆筒部分的轴向偏差要控制在壳体长度的 0.5% 以内。

在 EN 13445 第 4 篇 5.4.6 节列有内压碟形封头形状允差的规定, 除球冠区半径应不大于在设计时所规定的值, 以及过渡转角半径应不小于在设计时所规定的值之外

(见图 3-15), 还对封头周长 C 、不圆度 O 、封头内表面高度 H 、封头名义厚度 e_n 、直边部分向内及向外偏差角 α_1 和 α_2 、直边段高度 h_1 等, 根据封头直径和厚度作出不同的限定。

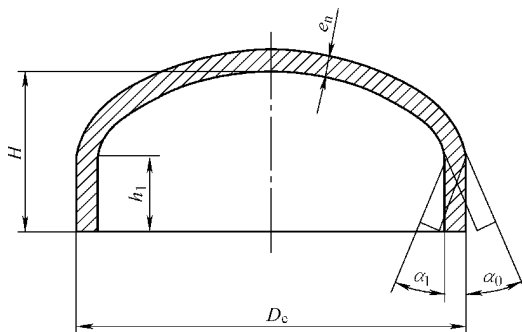


图 3-15 碟形封头形状允差的限定

(引自 EN 13445-4 图 5.4-2)

EN 13445 对内压壳体并未列有如形状允差超标后应如何重新评定的规定。

3.5.4 对各标准的对照及简要评述

除 GB 150 外, 其他两个标准都允许在一定条件下有局部减薄区存在, 根据局部减薄区引起局部范围内应力增大及应力分类的原理, 以及材料在延塑性性能上的要求, 允许在一定条件下有局部减薄区存在显然是可以得到理论根据的, 因而也是工程上可以接受的。

对内压壳体形状允差要求的规定, 各标准并无原则区别, 但 GB 150 在 10.2.4.2 节中所规定不论内压或外压圆筒与壳体, 在焊接接头环向形成的棱角 E , 用弦长等于 $1/6$ 内径 D_i 、且不小于 300mm 的内样板或外样板检查, 其 E 值不得大于 $(0.1\delta_s + 2)$ mm, 且不大于 5mm 的这一规定, 是引自在原 ASME VIII-2 (指 2004 及以前的版本) AF-136 中对不能免除疲劳分析容器的特有规定, 对不需进行疲劳分析的容器, 恐无此必要。ASME VIII-2 (2007 版) 在其 6.1.6.3 节仍保留了这一规定。

对不论内压或外压壳体和成型封头的形状允差要求, GB 150 的规定实际上由 ASME VIII-1 引来, 但引用时有误, 将在下章外压壳体和成型封头形状允差的对照和简要评述中的 4.5.4 节再予以一并介绍。修改中的压力容器封头标准 JB/T 4746 对此将进行改正, 并根据国内情况, 采用带间隙的内样板检查。

第 4 章 外压元件设计

4.1 外压圆筒、球壳、锥壳、椭圆形、碟形封头设计

工程上常采用多室或组合容器和真空容器，前者如带夹套的容器和各种类型的管壳式换热器，其中仅一部分元件受外压作用，后者则所有元件都受外压作用。所以本章讨论外压元件设计。

4.1.1 GB 150

1. 外压圆筒设计

GB 150 的外压元件设计主要参照 ASME VIII-1，但把区分薄壁和厚壁的界限由 ASME 规范的 $D_o/t = 10$ 改为 20，而且其材料的线算图标尺有所不同。但对薄壁圆筒，在同样材料和结构尺寸时，由此二标准所得最终结果是相同的。薄壁按稳定性原理设计，厚壁则按强度失效原理设计。

(1) $D_o/\delta_e \geq 20$ 的薄壁圆筒 在既定结构（即直径 D 、长度 L 确定）的条件下，试取有效厚度 δ_e ($\delta_e = \delta_n - C$)，由 L/D_o 和 D_o/δ_e 值在图 4-1 中查找 A 值， A 值是由弹性稳定性理论导出的、表示圆筒在周向失稳时的周向压缩应变。如 L/D_o 值大于 50，则用 $L/D_o = 50$ 查图；如 L/D_o 值小于 0.05，则用 $L/D_o = 0.05$ 查图。

按理说，可以由所得 A 值乘以材料的弹性模量 E 值求得失稳时的周向压缩应力，再由圆筒的压力和应力关系求得失稳压力 p_{cr} ，引入稳定性安全系数后即可求得许用外压 $[p]$ 。但由于仅当在线性弹性范围内材料的弹性模量 E 值才是常量，超过材料的比例限以后，进入非线性弹性，材料的弹性模量 E 值不再是常量，而是随其应变值的增加而逐步减小。所以规范的方法是由材料的拉伸曲线以解决弹性模量随应变值的增加而逐步减小的关系，也就是由材料的拉伸曲线来表示周向应变和应力的关系。据此，由图 4-1 查得 A 值后，再根据所用材料和设计温度，按图 4-2（实为材料的拉伸曲线并引入了相应的稳定性安全系数后所得的 $B \sim A$ 关系， $B = \frac{2EA}{3}$ ）由 A 值查找 B 值， B 值表示圆筒在周向失稳时的周向应力的二倍， $B = [p] D_o/\delta_e$ ，并由所得 B 值按式 (4-1) 计算许用外压 $[p]$ ：

$$[p] = \frac{B}{D_o/\delta_e} \quad (4-1)$$

在由 A 值查找 B 值时，如 A 值位于图 4-2 材料线范围的左方，即超出线图范围，则

意指处于线弹性而可直接用材料的弹性模量 E 由式 (4-2) 直接计算许用外压 $[p]$ ：

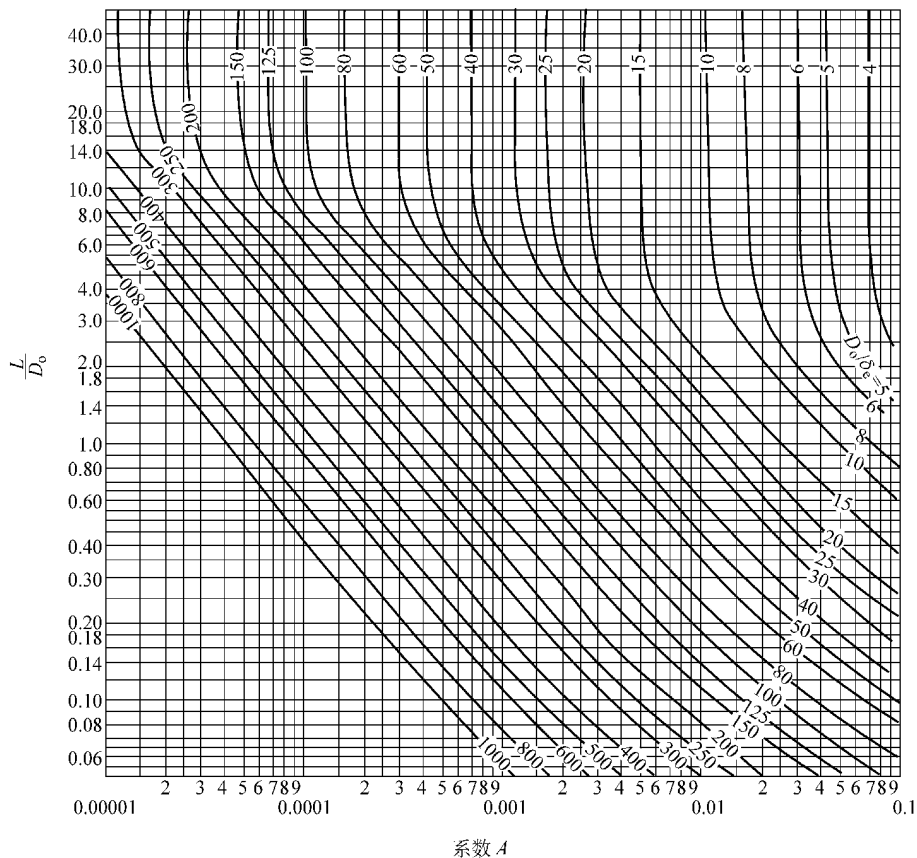


图 4-1 外压圆筒几何参数计算图 (引自 GB 150 图 6-2)

$$[p] = \frac{2AE}{3(D_0/\delta_e)} \quad (4-2)$$

要求 $[p] \geq p_c$ 为满足。否则应再设取略大的 δ_n 并重复上述计算, 或另设加强圈以提高刚性, 直到满足 $[p] \geq p_c$ 为止。

在上述计算中, 圆筒计算长度 L 是指圆筒上两相邻支撑线之间的轴向距离, 见图 4-3。

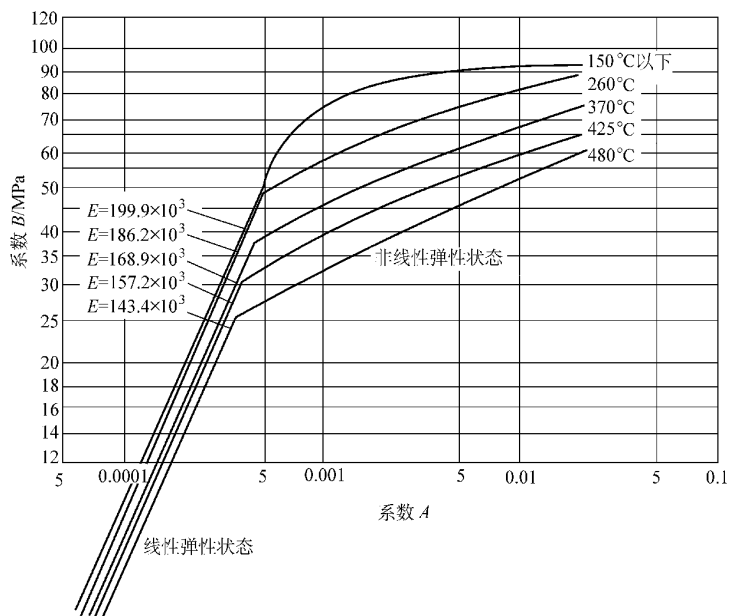


图 4-2 外压圆筒厚度计算图 (示意)

(2) $D_o/\delta_e < 20$ 的圆筒 按上面 (1) 相同的方法由 L/D_o 和 D_o/δ_e 值在图 4-1 中查找 A 值。

当 $D_o/\delta_e < 4.0$ 时, 按式 (4-3) 计算 A 值:

$$A = \frac{1.1}{(D_o/\delta_e)^2} \quad (4-3)$$

所得 A 值大于 0.1 时, 取 $A = 0.1$ 。

由所得 A 值按图 4-2 查取 B 值, 并由强度设计原理按式 (4-4) 计算许用外压 $[p]$:

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

式 (4-4) 中, $\sigma_o = \min \{ 2[\sigma]^t, 0.9R'_{eL} \text{ 或 } 0.9R'_{p0.2} \}$ 。

要求 $[p] \geq p_c$ 为满足。否则应再设取略大的 δ_n 并重复上述计算, 直到满足 $[p] \geq p_c$ 为止。

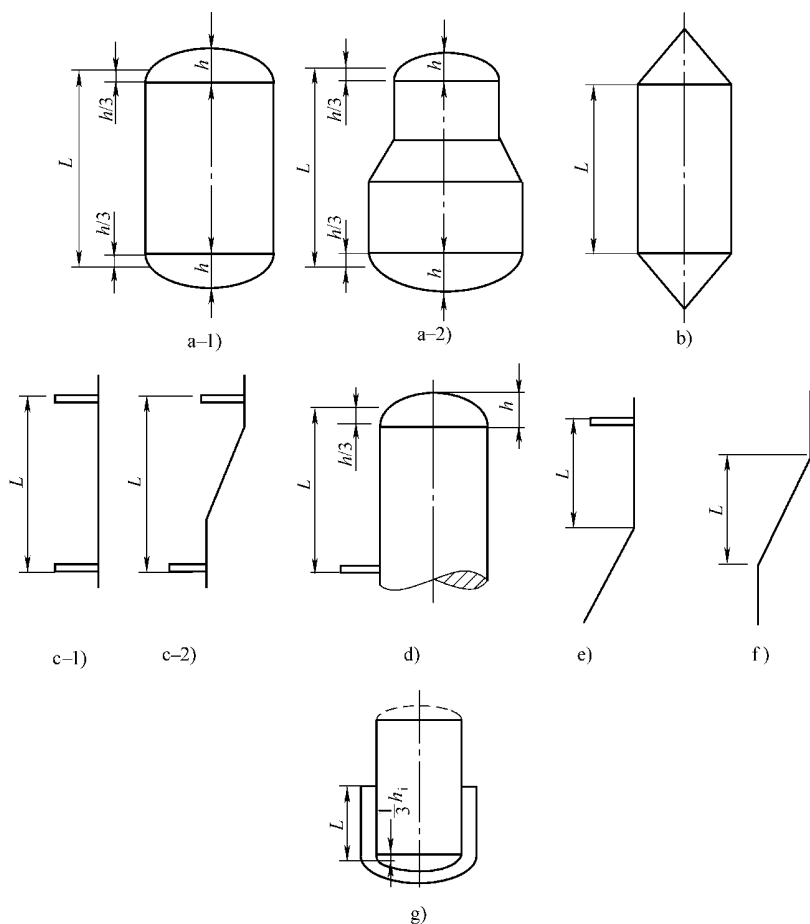


图 4-3 外压圆筒的计算长度 (引自 GB 150 图 6-1)

注: 1. 图 a-2 和 c-2 中锥壳或折边段的厚度不得小于相连接圆筒的厚度。

2. 图 b、e 和 f 中锥壳与圆筒连接处的惯性矩, 按 GB 150 7.2.5 的规定。

2. 圆筒的许用轴向压缩应力计算

前版的 GB 150 列有圆筒许用轴向压缩应力的计算方法, 现版已予取消, 而列在相应的卧式容器和塔式容器标准中。

由弹性稳定理论所求得圆筒的轴向许用压缩应力, 将它定义为系数 B , 为套用外压圆筒设计中查取非线性弹性失稳的材料弹性模量, 由图 4-2 的 $B \sim A$ 关系而可得系数 A 为

$$A = \frac{0.094}{R_i / \delta_e} \quad (4-5)$$

可由圆筒结构尺寸 R_i 、 δ_e ($\delta_e = \delta_n - C$) 按式 (4-5) 算得系数 A , 系数 A 仅表示在上

面所定义系数 B 时由厚度计算图 4-2 关系得到的一个符号, 并无特殊的物理意义, 然后按图 4-2 由 A 查取 B 值, 该 B 值即为圆筒的许用轴向压缩应力 $[\sigma]_{cr}$ 。

3. 外压球壳设计

其思路为: 由球壳尺寸 R_o 、 δ_e ($\delta_e = \delta_n - C$) 根据球壳稳定性理论求得失稳压力, 为设计方便 (为获得非线性弹性时的弹性模量 E) 并引入稳定性安全系数后, 定义系数

$$B, B = \frac{[p]R_o}{\delta_e}。$$

设计时, 按式 (4-6) 计算 A 值, 系数 A 仅表示在上面所定义系数 B 时由厚度计算图 4-2 关系得到的一个符号, 并无特殊的物理意义:

$$A = \frac{0.125}{R_o/\delta_e} \quad (4-6)$$

由所得 A 值按图 4-2 查取 B 值, 并由所得 B 值按式 (4-7) 计算许用外压:

$$[p] = \frac{B}{R_o/\delta_e} \quad (4-7)$$

如 A 值位于图 4-2 材料线范围的左方, 即超出线图范围, 则意指处于线弹性而可直接用材料的弹性模量 E 由式 (4-8) 计算许用外压 $[p]$:

$$[p] = \frac{0.0833E}{(R_o/\delta_e)^2} \quad (4-8)$$

要求 $[p] \geq p_c$ 为满足。否则应再设取略大的 δ_n 并重复上述计算, 直到满足 $[p] \geq p_c$ 为止。

4. 外压锥壳设计

此处仅指外压锥壳本身的设计, 未涉及锥壳和其他元件连接时在连接处的设计。因锥壳总要和其他元件相连接, 总要涉及到连接处加强与否的设计, 这一设计将在 4.2 节中讨论。

参照 ASME 规范, GB 150 根据锥壳和圆筒稳定性理论计算所得结果的差别, 采用将锥壳的厚度和设计长度换算成圆筒的当量厚度和当量长度的方法。经这样换算后, 对外压锥壳设计形式上套用外压圆筒完全相同的设计方法, 只是在涉及锥壳的厚度和长度时都用它的当量值表示, 而直径则用锥壳大端直径 D_L 表示。

取锥壳的当量厚度为 $\delta_{ec} = (\delta_{nc} - C) \cos \alpha$, 其中 δ_{nc} 为锥壳的名义厚度, α 为锥壳的半顶角。

根据锥壳大、小端是否带有折边的不同结构 (见图 4-4), 按下列各式确定锥壳的当量长度 L_e :

$$\text{对图 4-4 中 a 和 b:} \quad L_e = \frac{L_x}{2} \left(1 + \frac{D_s}{D_L} \right)$$

$$\text{对图 4-4 中 c:} \quad L_e = r \sin \alpha + \frac{L_x}{2} \left(1 + \frac{D_s}{D_L} \right)$$

对图 4-4 中 d:

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

对图 4-4 中 e:

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

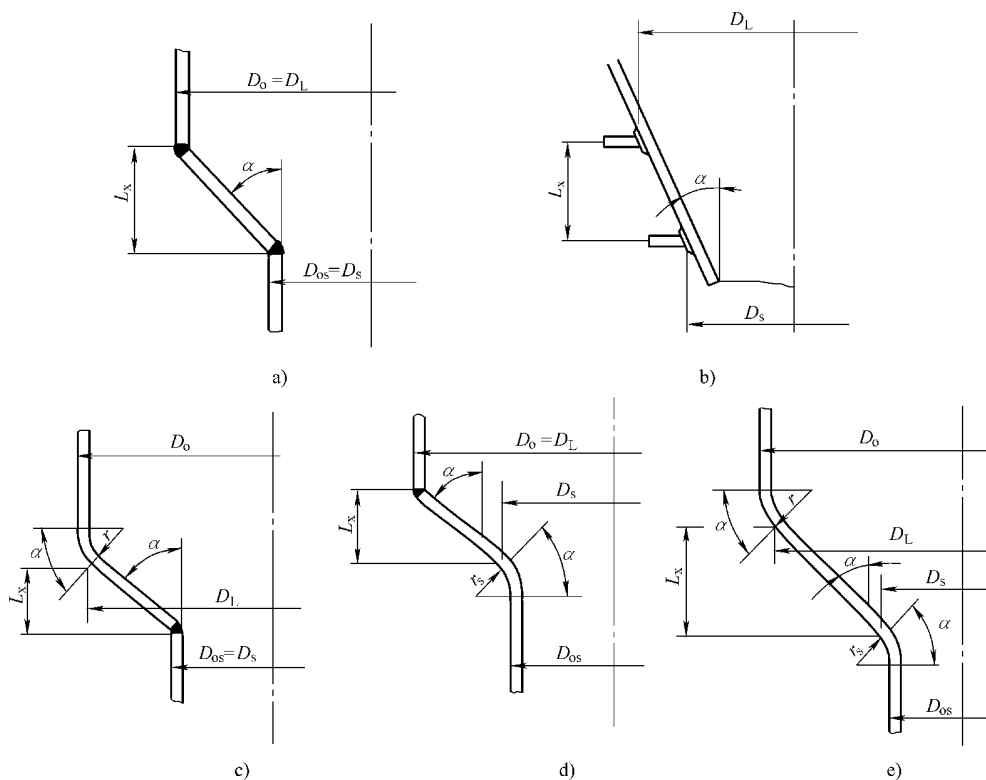


图 4-4 锥壳的当量长度 (引自 GB 150 图 7-16)

于是, 可用 L_e/D_L 、 D_L/δ_{ec} 分别代替在圆筒设计中的 L/D_o 、 D_o/δ_e , 采用和外压薄壁圆筒完全相同的方法求得外压锥壳的许用外压 $[p]$, 并要求 $[p] \geq p_c$ 为满足。

5. 外压碟形和椭圆形封头设计

外压碟形封头仅考虑球冠区的稳定性, 所以采用封头球冠区外半径 R_o 按外压球壳设计。

外压椭圆形封头也仅考虑球冠区的稳定性, 所以可以由封头 $D_o/2h_o$ 值将椭圆形封头换算为当量球冠区半径 R_o 的碟形封头: $R_o = K_1 D_o$, 然后和碟形封头相似, 由封头球冠区当量外半径 R_o 再按外压球壳设计。其中系数 K_1 随封头 $D_o/2h_o$ 值按表 4-1 查取。

表 4-1 系数 K_1 值 (引自 GB 150 表 7-2)

$D_o/2h_o$	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

4.1.2 ASME VIII-1

对于外压元件设计, GB 150 参照了 ASME 规范, 所以 ASME VIII-1 的外压元件设计方法和 GB 150 总体相同, 只是由于 ASME VIII-1 原取稳定性安全系数为 4, 据此而作出元件厚度计算图 (其示意图 4-2), 后将稳定性安全系数调低为 3, 但为省事而未对原作就的元件厚度计算图进行相应修改, 仍表示为 $B = \frac{EA}{2}$, 只是将许用压力式乘以 $4/3$ 以示安全系数的调低 (即许用压力的调高)。所以对于同一材料, ASME VIII-1 的元件厚度计算图其图形和 GB 150 完全相同, 但标尺不同, 见图 4-5; 与此相对应, 许用压力 P_a 值的表示式和 GB 150 的相应表示式也就相差 $4/3$ 倍。故此处不再详加分析而仅将各有关公式用 GB 150 的公式号并加下标 “A” 表示, 以示二者的区别, 对于和厚度计算图标尺调整无关的计算, 则仍可用 GB 150 的相应公式计算, 仅是个别符号不同而已 (如厚度, GB 150 用 δ_e 表示, ASME 用 t 表示), 此处不再重复列出。ASME VIII-1 将区分圆筒厚、薄壁的分界值规定为 10, 而 GB 150 将此修改为 20, 因此对厚壁圆筒的设计公式也导致不同, 此处也采用 GB 150 的式号并加符号 “A” 表示。此外, 在由图 4-2 由 A 查 B 值时, GB 150 只提及如 A 值位于图 4-2 材料线范围的左方, 则可用式 (4-2) 直接计算许用外压 $[p]$, 未提及如 A 值位于图 4-2 材料线范围的右方 (即右方超界) 该如何处理。对此 ASME VIII-1 则表明, 应取材料/温度线上端点的水平投影为交点, 该点的纵坐标值即欲查找的 B 值。

对于外压成型封头, 由于在过渡转角区可能引起拉伸应力所致的强度失效, 所以 ASME VIII-1 规定除满足球冠区的稳定性设计要求外, 还要满足过渡转角区的强度设计要求, 即取 1.67 倍的凸面受压压力, 并取 $E = 1.0$ 时按内压封头公式所得的厚度, 意指设计外压元件时可取 $E = 1.0$, 所以一般对焊缝可不予检测, 但在此处因受拉伸, 但对不作检测的焊缝应取 $E = 0.6$, 所以取 $1/0.6$ 后即为乘以 1.67。

可以采用和 GB 150 完全相同的方法, 并按照因上述各原因而进行调整后的各有关公式对各外压元件进行设计。

薄壁圆筒 ($D_o/t \geq 10$) 的许用外压:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad (4-1) \text{ A}$$

厚壁圆筒 ($D_o/t < 10$) 的许用外压:

$$P_a = \min \left[\left(\frac{2.167}{D_o/t} - 0.0833 \right) B, \frac{2S}{D_o/t} \left(1 - \frac{1}{D_o/t} \right) \right] \quad (4-4) \text{ A}$$

式中, S 为设计温度时材料许用拉伸应力的 2 倍或屈服强度的 0.9 倍二者中的较小者。同时说明, 材料的屈服强度应取相应材料厚度计算图右端点 B 值的 2 倍。

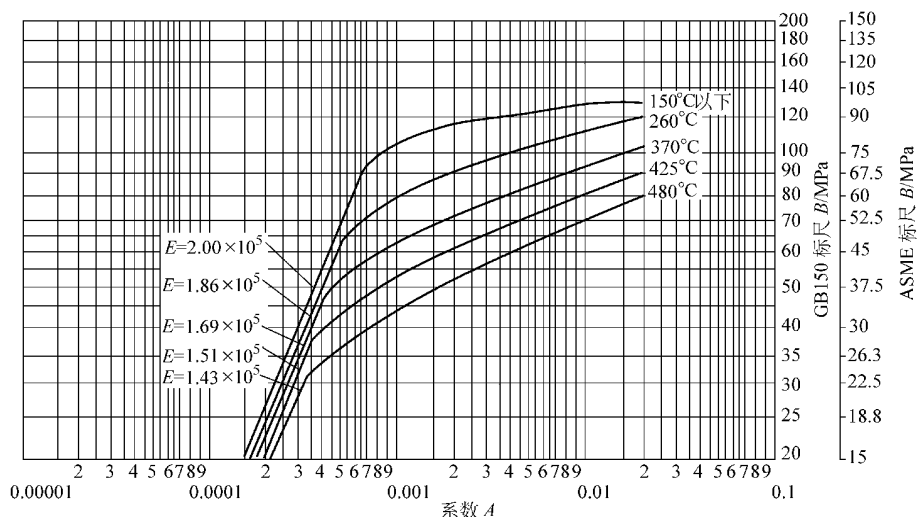


图 4-5 GB 150 和 ASME VIII-1 对外压元件厚度计算图的不同标尺

在圆筒的许用轴向压缩应力计算中, 系数 A 为

$$A = \frac{0.125}{R_o/t} \quad (4-5) \quad A$$

在计算球壳的许用外压时, 如 A 值位于图 4-5 材料线范围的左方, 即超出线图范围, 则意指处于线弹性而可直接用材料的弹性模量 E 由式 (4-8) A 计算许用外压 P_a :

$$P_a = \frac{0.0625E}{(R_o/t)^2} \quad (4-8) \quad A$$

在按图 4-4 计算外压锥壳的当量长度 L_e 时, ASME 和 GB 150 的表达有很小的区别, 因对计算结果不会引起什么影响, 故此处不再列出。

4.1.3 EN 13445

1. 外压圆筒设计

总的来说, EN 13445 的外压元件设计方法和 ASME VIII-1、GB 150 思路原则上相同, 都是根据经典的弹性稳定性理论求得元件在失稳时的压力或相应的应力。因涉及到材料的弹性模量 E 值仅在线弹性范围内时才是常量, 进入非线性弹性后则随应变值的增大而逐渐减小, ASME VIII-1、GB 150 采用图 4-5 或图 4-2 材料的拉伸曲线用图算法来解决,

所以对各种材料列出了不同的曲线。而 EN 13445 则忽略了材料不同、弹性模量随应变值的增大而逐渐减小的略为不同关系，在按照弹性稳定性理论由图 4-1 查得失稳时的周向应变 ε （即图 4-1 中的 A 值）后，按材料在线弹性范围内的弹性模量 E 求取圆筒的线弹性失稳压力 P_m ，再由材料的比例极限 σ_e 求取圆筒在线弹性范围内失稳压力的最高值 P_y ，取比值 P_m/P_y 表示在线弹失稳范围内圆筒失稳时离发生非线性失稳（即线弹性范围内失稳压力的最高值）的程度，如 $P_m/P_y < 1$ 说明该件处于线性弹性失稳， $P_m/P_y > 1$ 说明处于非线性弹性失稳， P_m/P_y 超过一定值后（对圆筒，此值约为 7）该件已达屈服，不再是失稳失效，而是压缩的强度失效，此时其失效压力仅和材料的屈服强度有关。在此三个范围内，规范已根据材料的线性弹性、非线性弹性时的弹性模量 E 值而直接计算得失稳压力的下限值 P_r ，并随 P_m/P_y 值的逐步增大，用相应的 P_r/P_y 值表示，见图 4-6。

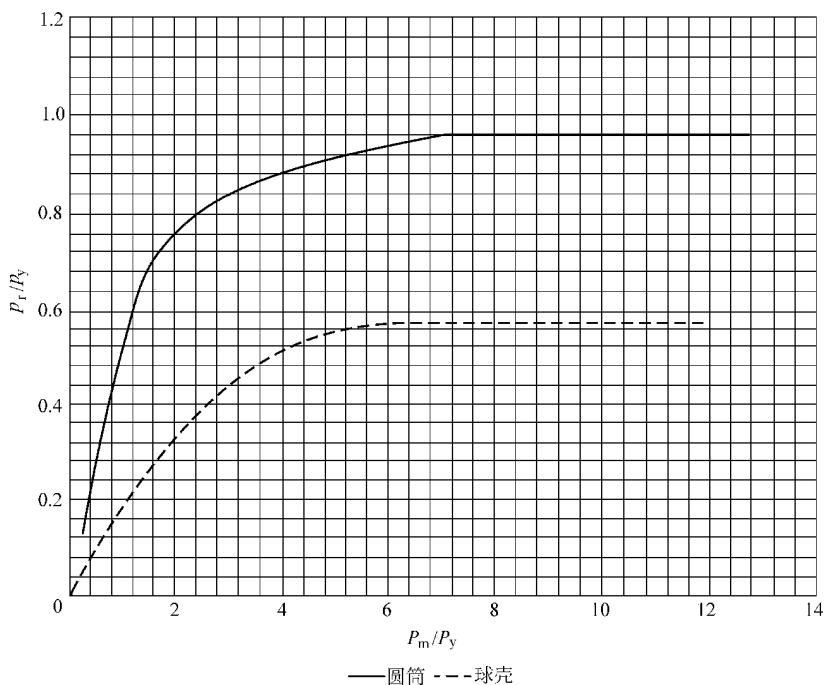


图 4-6 由 P_m/P_y 确定 P_r/P_y 的关系图（引自 EN 13445-3 图 8.5-5）

EN 13445 对外压圆筒的设计过程为：

在既定结构（即圆筒直径 $2R$ 、长度 L 和有效厚度 e_a ）时，按 $L/2R$ 、 $2R/e_a$ 由图 4-1 即 EN 13445-3 图 8.5-3 查取失稳时的周向应变 ε （ $L/2R$ 代替图 4-1 中的 L/D_o ， $2R/e_a$ 代

替图 4-1 中的 D_o/δ_e), 再由下式取材料在线弹性范围内的弹性模量 E 计算圆筒的线弹性失稳压力 P_m :

$$P_m = \frac{E e_a \varepsilon}{R} \quad (4-9)$$

由材料的比例极限 σ_e 按下式求取圆筒在线弹性范围内失稳压力的最高值 P_y :

$$P_y = \frac{\sigma_e e_a}{R} \quad (4-10)$$

由比值 P_m/P_y 在图 4-6 中表示圆筒的曲线查取 P_r/P_y , 并算得失稳压力的下限值 P_r , 引入规范规定的安全系数 S 后即可得许用外压, 以设计压力不超过许用外压为满足。

$$P \leq P_r/S \quad (4-11)$$

规范规定, 在设条件时, $S = 1.5$; 在试验条件时, $S = 1.1$ 。

如不满足式 (4-11), 则应另取略大的 e_a 值并重复上述计算, 或另设加强圈, 直到满足为止。

2. 圆筒的许用轴向压缩应力计算

在 EN 13445-3 的 16.14.8 中, 列有圆筒许用轴向压缩应力的计算。

按材料弹性模量 E 、比例极限 σ_e 、圆筒直径 D 和有效厚度 e_a 计算系数 K :

$$K = \frac{1.21 E e_a}{\sigma_e D} \quad (4-12)$$

按 D/e_a 值计算系数 α :

$$D/e_a \leq 424 \text{ 时, } \alpha = \frac{0.83}{\sqrt{1.0 + 0.005 D/e_a}} \quad (4-13a)$$

$$D/e_a > 424 \text{ 时, } \alpha = \frac{0.7}{\sqrt{0.1 + 0.005 D/e_a}} \quad (4-13b)$$

由所得系数 K 和 α , 计算 Δ 值。

$$\text{如 } \alpha K < 0.5, \text{ 则 } \Delta = \frac{0.75 \alpha K}{1.5} \quad (4-14a)$$

$$\text{如 } \alpha K \geq 0.5, \text{ 则 } \Delta = \frac{1.0 - \frac{0.4123}{(\alpha K)^{0.6}}}{1.5} \quad (4-14b)$$

由下式计算圆筒的轴向许用压缩应力 $\sigma_{e,all}$:

$$\sigma_{e,all} = \sigma_e \Delta \quad (4-15)$$

在上述计算中, 如圆筒的形状偏差 w/l 在 0.01 ~ 0.02 间, 则系数 α 可乘以 $(1.5 - 50w/l)$ 而予降低。其中 w 和 l 是指所测得的圆筒径向偏差和样板长度, 见图 4-7。

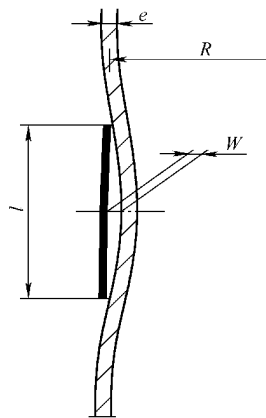


图 4-7 圆筒形状偏差
(引自 EN 13445-3 图 16.14-1)

3. 外压球壳设计

和外压圆筒设计相似,在既定结构(即球壳半径 R 和有效厚度 e_a)时,由材料的比例极限 σ_e 按下式求取球壳在线弹性范围内失稳压力的最高值 P_y :

$$P_y = \frac{2\sigma_e e_a}{R} \quad (4-16)$$

再由下式取材料在线性弹性范围内的弹性模量 E 计算球壳的线弹性失稳压力 P_m :

$$P_m = \frac{1.21Ee_a^2}{R^2} \quad (4-17)$$

由比值 P_m/P_y 在图4-6中表示球壳的曲线查取 P_r/P_y ,并算得失稳压力的下限值 P_r ,引入规范规定的安全系数 S 后即可得许用外压,以设计压力不超过许用外压为满足。

$$P \leq P_r/S \quad (4-18)$$

规范规定,在设条件时, $S=1.5$;在试验条件时, $S=1.1$ 。

如不满足式(4-18),则应另取略大的 e_a 值并重复上述计算,直到满足为止。

4. 外压锥壳设计

和外压圆筒设计相似,在既定结构(即锥壳大端半径 $R_{\max}$ 和两支承线之间的轴向长度 L ,两支承线中间的锥壳半径 R_n 以及半顶角 α 和有效厚度 e_a)时,由材料的比例极限 σ_e 按下式求取球壳在线弹性范围内失稳压力的最高值 P_y :

$$P_y = \frac{e_a \sigma_e \cos \alpha}{R_{\max}} \quad (4-19)$$

由图4-1(即EN 13445-3图8.5-3)查取失稳时的周向应变 ε ,由图4-1查取 ε 时,取 $\frac{L}{2R_n \cos \alpha}$ 代替图中的 L/D_o ,取 $\frac{2R_n \cos \alpha}{e_a}$ 代替图中的 D_o/δ_e ,再由下式取材料在线性弹性范围内的弹性模量 E 计算圆筒的线弹性失稳压力 P_m :

$$P_m = \frac{E e_a \varepsilon}{R} \quad (4-20)$$

由比值 P_m/P_y 在图4-6中表示圆筒的曲线查取 P_r/P_y ,并算得失稳压力的下限值 P_r ,引入规范规定的安全系数 S 后即可得许用外压,以设计压力不超过许用外压为满足。

$$P \leq P_r/S \quad (4-21)$$

规范规定,在设条件时, $S=1.5$;在试验条件时, $S=1.1$ 。

如不满足式(4-21),则应另取略大的 e_a 值并重复上述计算,或另设加强圈,直到满足为止。

5. 外压成型封头设计

碟形封头按外压球壳设计,球壳半径取碟形封头的球冠区半径 R 。

椭圆形封头也按外压球壳设计,取球壳半径为 $R = D_o^2/4h$ 。

4.1.4 对各标准的对照及简要评述

1. 关于厚、薄壁圆筒的分界线规定

对于外压薄壁圆筒,失稳失效总是发生在因压缩引起的屈服(即强度失效)之前,所以总是根据失稳失效设计;对于厚壁圆筒,在压缩应力达屈服强度以前不会发生失稳,所以并非根据失稳失效而是根据因压缩而引起的强度失效设计。在求取材料的屈服强度时,ASME 规范已说明应取厚度计算图(见图 4-5)右端点 B 值的 2 倍,由于 ASME 规范的厚度计算图实际上是按 $B = \frac{EA}{2}$ 作出,说明在 $2B$ 时,即达材料屈服强度时的 A 值(圆筒受压缩时的周向应变值)已是达屈服时的周向应变值,由图 4-1,对各种不同的材料,和此 A 值相对应的 D_o/t 值大致为 10。所以 ASME VIII-1 规定,在 $D_o/t \geq 10$ 时,按稳定性原理设计;在 $D_o/t < 10$ 时,按强度原理设计。EN 13445 对外压元件设计的原理和 ASME VIII-1 相同,只是在区分材料所处的线性弹性、非线性弹性和进入屈服时采用了不同的表示方法,ASME VIII-1 采用材料的拉伸曲线(即图 4-5 表示),而 EN 13445 采用了图 4-6 由 P_m/P_y 确定 P_r/P_y 的关系表示,图 4-6 的水平线部分表示 P_r/P_y 已不随 P_m/P_y 而变,即指已进入屈服,此时其失效压力 P_r 仅和材料的屈服强度有关,因而和查取失稳时的周向应变 ε (即图 4-1 中的 A 值)时和图 4-1 完全相同的算图中(即 EN 13445-3 的图 8.5-3),仅作出了 $2R/e_a = 1000 \sim 10$ 的曲线,不再作出 $2R/e_a < 10$ 的曲线,即指届时失效压力 P_r 仅和材料的屈服强度有关。GB 150 的外压元件设计方法实际上都由 ASME VIII-1 引来,其厚、薄壁圆筒的分界线在 1989 年版中也取 $D_o/\delta_e = 10$,但在 1998 年版却提出:“实施中发现用 $D_o/\delta_e < 10$ 计算厚壁圆筒极其保守,且此时已无稳定失效问题”而修改为以 $D_o/\delta_e = 20$ 划界。实际上,在 $D_o/\delta_e = 20 \sim 10$ 范围内的外压圆筒仍是失稳失效,仍应划为薄壁圆筒。

2. 关于材料的屈服强度

在厚壁圆筒的设计中,不论是 GB 150 的式(4-4)或 ASME VIII-1 的式(4-4)A,都需要用到材料的屈服强度,此值应根据材料的厚度计算图,即 GB 150 的图 4-2 或 ASME VIII-1 的图 4-5 查取。所以 ASME VIII-1 规定取该图右端点 B 值的 2 倍即为材料的屈服强度,根据 GB 150 图 4-2 的 $B = \frac{2EA}{3}$ 关系,按理也应规定取该图右端点 B 值的 1.5 倍即为材料的屈服强度,但 GB 150 未予说明此点,如用户从标准的附录 F 查取,则可能和图 4-2 所得值不相吻合,而导致在失稳失效转为压缩强度失效时的不相衔接。此问题和 1. 互有联系,即 ASME VIII-1 明确在图 4-5 或图 4-2 右端点处材料进入屈服,与之对应的 D_o/t 约为 10,即以此作为薄壁与厚壁的分界;而 GB 150 并未认为图 4-5 或图 4-2 右端点处材料进入屈服,所以不把 D_o/t 约为 10 作为分界,而是以 D_o/t 约为 20 作为分界,也就是把材料的屈服点由算图中的右端点向左移。 D_o/t 为 10 ~ 20 即处于弹性状态的薄壁圆筒,应按失稳失效设计,而 GB 150 却采用按强度失效的厚壁圆筒进行设计,对于 D_o/t 值在 10 ~ 20 的圆筒设计,在某些情况下(例如,设计

时如因不满足厚壁公式要求,按强度失效原理而改为采用较高强度材料而使之可满足厚壁公式要求,但实际上却仍是失稳失效,提高材料强度并不能提高其失效压力)可能会引起问题。

3. 关于 GB 150 图 6-2 (即本书图 4-1) 的图题

对于轴向许用压缩应力,GB 150 也参照 ASME VIII-1,由式 (4-5) 和式 (4-5) A 的 A 值表示式可见, A 值仅和圆筒直径和厚度有关,和圆筒长度无关,可用该二式直接计算而不必查图。但 GB 150 图 6-2 (即本书图 4-1) 的图题却表示为“外压或轴向受压圆筒几何参数计算图”,使用户误认为受轴向压缩的圆筒也要按此图查取 A 值。其实 ASME VIII-1 对此图图题的原意是“外压或压缩载荷下圆筒几何参数计算图”,即指圆筒所受载荷可以是外压或压缩,并无轴向受压之意。

4.2 锥壳和圆筒连接处的加强设计和斜锥壳设计

在 4.1 节中所述的外压锥壳设计仅指锥壳两端有足够支撑时锥壳本身的稳定性设计。工程上锥壳大端或小端总要和其他元件相连,而连接处可以是有足撑的结构,也可以是并无足够支撑的结构,前者仅涉及锥壳本身的稳定性设计,而后者和前者的设计有所区别。所以就涉及一个如何判别连接处是否有足够支撑,以及如并无足够支撑时应如何设计的问题。

4.2.1 GB 150

GB 150 参照 ASME VIII-1,图 4-3 表示外压圆筒的计算长度 L ,图中表示了圆筒和其他元件(包括锥壳)相连时的计算长度,该长度应是圆筒上两相邻支撑线之间的轴向距离。以圆筒和锥壳的连接为例,该连接线是否可以作为支撑线全由设计人员确定,如拟作为支撑线,则在该连接处应有足够的材料截面以保证其压缩强度及稳定性,如不拟作为支撑线,则在确定圆筒的计算长度 L 时就不能以该线为起点,而应从与之相邻的能起足够支撑作用处为起点,此时按图 4-3 的注 1 说明,锥壳或折边段的厚度不得小于相连接处圆筒的厚度。当拟将连接线作为支撑线时,按以下方法进行从强度和刚度两个方面出发的加强设计。

(1) 大端连接处 按满足强度要求的加强,由 $p_c/[\sigma]_s^t\phi$ 值从表 4-2 查 Δ 值,若 Δ 小于锥壳半顶角 α ,则必须按以下方法进行加强设计。

表 4-2 $\alpha \leq 60^\circ$ 时锥壳大端与圆筒连接处的 Δ 值 (引自 GB 150 表 7-6)

$p_c/[\sigma]_s^t\phi$	0.002	0.005	0.010	0.02	0.04	0.08	0.10	0.125	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35
$\Delta/(^\circ)$	5	7	10	15	21	29	33	37	40	47	52	57	60

所要求加强截面积的最小值为

$$A_{\text{rl}} = \frac{KQ_L D_L \tan \alpha}{2[\sigma]_s' \phi} \left[1 - \frac{1}{4} \left(\frac{p_c D_L - 2Q_L}{2Q_L} \right) \frac{\Delta}{\alpha} \right] \quad (4-22)$$

因在连接处附近圆筒和锥壳有多余厚度而能起加强作用的截面积为

$$A_{\text{el}} = (\delta_n - \delta - C) \sqrt{\frac{D_L \delta_n}{2}} + (\delta_{\text{nc}} - \delta_c - C) \sqrt{\frac{D_L \delta_{\text{nc}}}{2 \cos \alpha}} \quad (4-23)$$

其中，如在圆筒部分加强， $K = \frac{[\sigma]_s' E_s}{[\sigma]_r' E_r}$ ；如在锥壳部分加强， $K = \frac{[\sigma]_c' E_c}{[\sigma]_r' E_r}$ ，下标 r

表示加强件。 $Q_L = \frac{1}{4} p_c D_L + |f_1|$ ， f_1 为除压力外由风载、静载等在锥壳大端所引起的轴向载荷（以单位圆周长度计）（GB 150 表示为“除内压外，由……”系“除压力外由……”之误）， ϕ 为圆筒纵缝的焊接接头系数， δ_n 为圆筒名义厚度， δ_{nc} 为锥壳名义厚度。

如 $A_{\text{el}} \geq A_{\text{rl}}$ ，则从满足强度要求的角度不再需要加强；否则，应予加强，包括 A_{el} 在内和另加的截面积应不小于 A_{rl} 值。圆筒和锥壳上所有能用于加强的截面积都必须在距连接线为 $\sqrt{D_L \delta_n}/2$ 的范围以内，且加强截面积的形心必须在距连接线为 $0.5 \sqrt{D_L \delta_n}/2$ 的范围以内。

当设计者拟将连接处作为支撑线时，应按满足刚度要求的加强，在连接线附近所需要的惯性矩为

$$I = \frac{AD_L^2 A_{\text{rl}}}{10.9} \quad (4-24)$$

其中， A 值可由 B 值由材料的厚度计算图（即图 4-2）查取。 $B = \frac{F_L D_L}{A_{\text{rl}}}$ ，如由 B 查

A 时在图 4-2 中无交点，则可按 $A = \frac{1.5B}{E_r}$ 计算 A 值。 $A_{\text{rl}} = \frac{1}{2} L_L \delta_n + \frac{1}{2} L_c \delta_{\text{nc}} + A_s$ ，为圆筒、锥壳和加强圈的当量截面积。其中， L_L 为与锥壳大端相连圆筒的计算长度； L_c 为沿锥壳表面量得锥壳上两加强圈之间的长度， $L_c = \sqrt{L_x^2 + (R_L - R_s)^2}$ ； L_x 为锥壳段轴向长度。 $F_L = p_c M + f_1 \tan \alpha$ ，其中 $M = -\frac{D_L \tan \alpha}{4} + \frac{L_L}{2} + \frac{D_L^2 - D_s^2}{6D_L \tan \alpha}$ 。

对设定的加强结构计算其有效惯性矩 I_s ，要求满足 $I_s \geq I$ ，否则，应选更大截面的加强结构，直至满足为止。

对最终的某加强结构，应同时满足以上按强度要求和刚度要求所作的加强计算。

(2) 小端连接处 按满足强度要求的加强，其所需要的加强截面积按下式计算：

$$A_{\text{rs}} = \frac{KQ_s D_s \tan \alpha}{2[\sigma]_s' \phi} \quad (4-25)$$

其中，系数 K 取和大端连接处所表示者相同， $Q_s = \frac{1}{4} p_c D_s + |f_2|$ ， f_2 为除压力外由

风载、静载等在锥壳小端所引起的轴向载荷（以单位圆周长度计）（GB 150 表示为“除内压外，由……”系“除压力外由……”之误）， ϕ 为圆筒纵缝的焊接接头系数，并取 $\phi = 1.0$ 。

因在连接处附近圆筒和锥壳有多余厚度而能起加强作用的截面积为

$$A_{cs} = 0.55 \sqrt{D_s \delta_e} [(\delta_e - \delta) + (\delta_{ec} - \delta_r) / \cos \alpha] \quad (4-26)$$

如 $A_{cs} \geq A_{rs}$ ，则从满足强度要求的角度不再需要加强；否则，应予加强，包括 A_{cs} 在内和另加的截面积应不小于 A_{rs} 值。圆筒和锥壳上所有能用于加强的截面积都必须在距连接处为 $\sqrt{D_s \delta_n / 2}$ 的范围以内，且加强截面积的形心必须在距连接处为 $0.5 \sqrt{D_s \delta_n / 2}$ 的范围以内。

当设计者拟将连接处作为支撑线时，应按满足刚度要求的加强，在连接处附近所需要的惯性矩为

$$I = \frac{AD_s^2 A_{Ts}}{10.9} \quad (4-27)$$

其中， A 值可由 B 值由材料的厚度计算图（即图 4-2）查取。 $B = \frac{F_s D_s}{A_{Ts}}$ ，如由 B 查 A

时在图 4-2 中无交点，则可按 $A = \frac{1.5B}{E_r}$ 计算 A 值。 $A_{Ts} = \frac{1}{2} L_s \delta_n + \frac{1}{2} L_c \delta_{nc} + A_s$ ，为圆筒、锥壳和加强圈的当量截面积， L_s 为与锥壳小端相连圆筒的计算长度。 $F_s = p_c N + f_2 \tan \alpha$ ，其中 $N = \frac{D_s \tan \alpha}{4} + \frac{L_s}{2} + \frac{D_L^2 - D_s^2}{12 D_s \tan \alpha}$ 。

对设定的加强结构计算其有效惯性矩 I_s ，要求满足 $I_s \geq I$ ；否则，应选更大截面的加强结构，直至满足为止。

对最终的某加强结构，应同时满足以上按强度要求和刚度要求所作的加强计算。

不论大端或小端，如设计者不拟作为支撑线，见图 4-3 中 a-2 和 c-2 的结构，则包括锥壳在内的圆筒计算长度按该图所示此时的锥壳或折边段厚度按图中注 1，其厚度不得小于相连接圆筒的厚度，此时不再要求对连接处进行刚度的计算。

GB 150 未提及外压斜锥壳的设计。

4.2.2 ASME VIII-1

GB 150 的设计实际上都引自 ASME VIII-1，所以上面对 GB 150 的介绍实际上即为对 ASME VIII-1 的介绍。只是 GB 150 在引用时个别地方有误，故在此处予以说明。

一是在大端或小端的从压缩强度出发的加强设计中，ASME VIII-1 说明仅当大端或小端是无折边结构才需进行，当为带折边时，由于缓解了锥壳对圆筒连接的不连续程度，所以不必进行从压缩强度出发的加强设计。GB 150 则未指出这点。

二是对图 4-3 中 a-2 和 c-2 的结构，GB 150 仅按 ASME VIII-1 说明此时的锥壳或折边段厚度不得小于相连接圆筒的厚度，但未对与锥壳大端或小端相连接的圆筒厚度说明应

如何计算。ASME VIII-1 则说明,此时应采用图中所示的尺寸 L 和相应的圆筒直径计算。

此外,在其 UG-33 (f) (3) 中规定,偏心锥壳(即斜锥壳)的厚度应取其最小 α 或最大 α 计算所得两个厚度中的较大值。

其他内容在该二标准中几乎全部相同。

4.2.3 EN 13445

EN 13445 在锥壳和圆筒连接处加强设计的规定远不如 ASME VIII-1 详细和具有可操作性,且几经修改,很难理清思路。在 EN 13445-3 的 8.6.5 节规定,当为无折边结构时,在锥壳(大端和小端)和圆筒连接处如 $\alpha \geq 30^\circ$ 且圆筒和锥壳都满足 $n_{cyl} \neq 2$ (即属于短圆筒),则可将连接处看作为支撑线;否则,应如 ASME VIII-1 和 GB 150 在图 4-3 中的 a-2 和 c-2 结构所示,以计算长度 L 对圆筒和锥壳进行设计。标准中并未说明当带折边时该如何处理,也未说明如不满足上述作为支撑线的条件时,在锥壳大端和圆筒连接处应如何加强,仅对小端处列出了圆筒周向应力最大值的计算式,并要求未加强连接处的周向最大应力小于该值为满足;但同时又指出,并无简单公式可对未加强连接处的周向应力最大值进行计算,可能要用数值解方法计算。

EN 13445 也未提及斜锥壳设计。

4.2.4 对各标准的对照及简要评述

GB 150 和 EN 13445 都未提及外压斜锥壳设计,ASME VIII-1 在 UG-33 (f) (3) 中则列有。

对表示圆筒计算长度 L 的图 4-3,GB 150 实际上引自 ASME VIII-1 的图 UG-28.1,但漏了图 UG-28.1 中的注 2:对其中的分图 a-2 和 c-2,各段圆筒设计时应采用所示尺寸 L 、连接处各筒节直径和相应的厚度。导致设计人员对该二结构的圆筒、锥壳、折边部分的厚度计算存在困惑。

GB 150 对外压锥壳和圆筒连接处从强度出发的加强设计,在引用 ASME VIII-1 时并未指出仅当为无折边时才有此必要,当为带折边时由于缓解了结构不连续所引起的附加应力,故不再要从强度出发的加强设计的这一规定。

4.3 外压圆筒及锥壳的加强圈设计

GB 150 和 ASME VIII-1 都指圆筒上的加强圈设计。即如拟不增加圆筒厚度时,采用设置加强圈减小其计算长度以达到提高其失稳压力之目的。EN 13445 则不仅包括圆筒,还包括在锥壳上设置加强圈的设计,且把加强圈区分为轻型和重型两种,虽然 GB 150 在其 7.2.5.2 d) 节中规定了锥壳上加强圈设计的所属章节,实有误。

4.3.1 GB 150

取相邻加强圈中心线(或加强圈至凸形封头等的支撑线)之间的距离为 L_s ,见图

4-8, 由于整圆筒的失稳压力总由计算长度最长的那段圆筒控制, 所以一般总取各加强圈的间距相等。

设取加强圈的截面积为 A_s , 则加强圈及其邻近圆筒段所需要的绕平行于圆筒轴线的组合惯性矩为

$$I = \frac{D_0^2 L_s (\delta_c + A_s / L_s)}{10.9} A \quad (4.28)$$

其中符号 A 由下式确定的 B 值按元件的厚度计算图即图 4-2 查得:

$$B = \frac{p_c D_o}{\delta_o + (A_o/L_o)} \quad (4-29)$$

如在查图 4-2 时无交点, 则可按 $A = \frac{1.5B}{E}$ 直接计算; 其中 δ_e 应是按 $L = L_s$, 且 $p_c =$ 圆筒许用外压 $[p]$ 时所需要的圆筒有效厚度。

按照图 4-9 的示意, 可以算得加强圈与能起加强作用的相邻圆筒所组成的组合截面绕平行于圆筒轴线的惯性矩 I_s , 要求 $I_s \geq I$ 为满足; 否则, 应取惯性矩略大的加强圈再行设计, 直到满足为止。

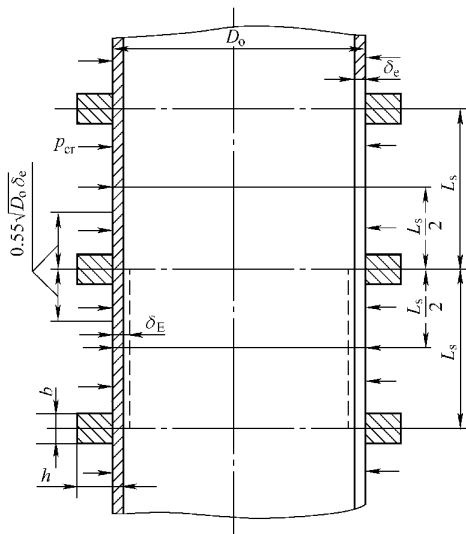


图 4-8 圆筒上的加强圈设计

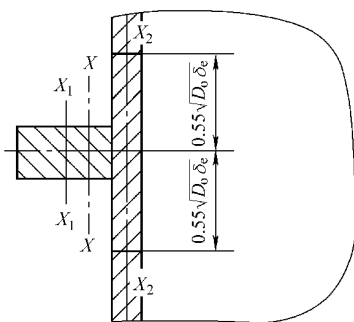


图 4-9 加强圈与圆筒的组合截面

加强圈沿其周向不能随意割断或削弱，如因工艺需要（如容器卧放时因需要排尽残液等）而必须割断或削弱时，则不能超过图 4-11 所得的弧长。

GB 150 只要求计算并校核加强圈所需要的惯性矩,并未对加强圈本身的应力提出计算和校核要求。

4.3.2 ASME VIII-1

GB 150 对外压元件、包括加强圈的设计方法引自 ASME VIII-1, 二者只是在厚度计算

图中所用的标尺不同而已。所以除所用符号略有区别外,只需对有关公式加以调整即可。

加强圈及其邻近圆筒段所需要的绕平行于圆筒轴线的组合惯性矩为

$$I'_s = [D_o^2 L_s (t + A_s/L_s) A] / 10.9 \quad (4-28) \text{ A}$$

如不计入邻近加强圈的圆筒段,则加强圈所需要的绕平行于圆筒轴线的组合惯性矩为

$$I'_s = [D_o^2 L_s (t + A_s/L_s) A] / 14 \quad (4-28) \text{ A}$$

可以按上述二式中的任一式计算。其中符号 A 由下式确定的 B 值按元件的厚度计算图即图 4-5 查得:

$$B = \frac{3}{4} \left(\frac{PD_o}{t + A_s/L_s} \right) \quad (4-29) \text{ A}$$

如在查图 4-5 时无交点,则可按 $A = \frac{2B}{E}$ 直接计算。

可以按照图 4-9 计算加强圈及其邻近有效长度圆筒的组合或仅按加强圈截面,计算其实有惯性矩,以实有惯性矩不小于上述二式的对应值为满足。

ASME VIII-1 在其 UG-29 (a) 的说明中,提醒设计人员注意:加强圈可产生侧向失稳,除对其惯性矩的要求之外还应考虑此因素。但未提供具体防止方法,在 2007 版的 ASME VIII-2 中则列有具体计算规定。

4.3.3 EN 13445

EN 13445 对所设置的加强圈区分为轻型和重型,在 EN 13445-3 的 8.5.3.1 节中指出,除其结构不同外,轻型加强圈通常其形状和结构相同且沿圆筒轴向均匀布置,即和 ASME VIII-1、GB 150 的加强圈相同,因此在设计中计及邻近加强圈处圆筒的加强作用时,即包括加强圈及其间圆筒的总体失稳压力时是最为经济的;但如将之都作为重型加强圈则其计算略为简单。

在圆筒上设置加强圈(轻型、重型或它们的组合),因减小了计算长度 L 而使其失稳压力提高,所以先由圆筒厚度 e_a 确定加强圈之间圆筒(不包括加强圈在内)在屈服时的压力 P_y 。和未设加强圈时的计算相似,此时其在线弹性范围内失稳压力的最高值 P_y 可表示为

$$P_y = \frac{\sigma_e e_a}{R(1 - \gamma G)} \quad (4-30)$$

式中系数 γ 、 G 在标准中已详细列出,不再引述。

因设置了加强圈而使圆筒的计算长度减小,和未设加强圈时的计算相似,但用减小了的计算长度按式(4-9)计算圆筒的线弹性失稳压力 P_m ,并和未设加强圈时的计算完全相同,由比值 P_m/P_y 在图 4-6 中表示圆筒的曲线查取 P_r/P_y ,并算得失稳压力的下限值 P_r ,引入规范规定的安全系数 S 后即可得加强圈之间圆筒的许用外压,以设计压力不超过许用外压为满足。

为确定加强圈有足够的刚度, EN 13445 采用的是计算包括加强圈在内的圆筒整体失稳压力, 但该标准所列的算式仅适用于 $n = 2 \sim 6$, 即未包括 L/D_0 很小的短圆筒。如设置的为轻型加强圈, 则此整体失稳压力为

$$P_g = \frac{Ee_s\beta}{R} + \frac{(n^2 - 1)}{R^3 L_s} EI_e \quad (4-31)$$

式中, I_e 为拟设置加强圈和其邻近处有效长度圆筒所构成组合截面形心绕圆筒轴线的组合惯性矩; 系数 β 已在标准中用算式和线图列出; 系数 n 即是未设加强圈时的失稳波数 n_{cyl} , 也用线图列出。

为保证加强圈有足够的刚度, 要求:

$$P \leq \frac{P_g}{S_f S} \quad (4-32)$$

其中, 安全系数 S 和未设置加强圈时圆筒设计即式 (4-11) 所采用的值相同, 系数 S_f 决定于制造方法: 对热加工成形的加强圈 (即残余应力较低), $S_f = 1.20$; 对冷弯的加强圈 (即残余应力较高), $S_f = 1.33$ 。如式 (4-32) 不满足, 则应另选尺寸略大的加强圈或增加圆筒厚度, 直至满足式 (4-32) 为止。

如设置的为重型加强圈, 则整体失稳压力为

$$P_H = \frac{3}{R^3 L_{sH}} EI_{eH} \quad (4-33)$$

也要求满足下式:

$$P \leq \frac{P_H}{S_f S} \quad (4-34)$$

其中系数 S_f 、 S 的取法和设置轻型加强圈时相同。

此外, 不论是轻型或重型加强圈, 都要求计算并校核加强圈上的最大应力以及为防止加强圈倾覆的应力。

对于轻型加强圈, 加强圈上的最大应力为

$$\sigma_s = SS_f \left(\frac{P\sigma_{es}}{P_{ys}} \right) + \frac{0.005E \bar{d}(n^2 - 1) PSS_f}{R(P_g - PSS_f)} \quad (4-35)$$

其中各有关符号不再一一列出, 可直接查阅 EN 13445-3。

要求 $0 \leq \sigma_s \leq \sigma_{es}$ 为满足。

对于重型加强圈, 加强圈上的最大应力为

$$\sigma_H = SS_f \left(\frac{P\sigma_s}{P_{ys}} \right) + \frac{0.015E \bar{d} PSS_f}{R(P_H - PSS_f)} \quad (4-36)$$

其中各有关符号不再一一列出, 可直接查阅 EN 13445-3。

要求 $0 \leq \sigma_H \leq \sigma_{es}$ 为满足。

不论是轻型或重型加强圈, 都要求按以下各式计算并校核加强圈上的倾覆应力:

除扁钢以外的加强圈, 要求计算并满足:

$$\sigma_i = EC \left(\frac{P_{ys}}{P} \right) > \sigma_{es} \quad (4-37)$$

对于扁钢加强圈，要求计算并满足：

$$\frac{\sigma_i}{4} > \frac{P\sigma_{es}}{P_{ys}} \quad (4-38)$$

上述两式中的各有关符号不再列出，读者可直接查阅 EN 13445-3。

为提高外压锥壳的承压能力，EN 13445 列有外压锥壳上设置加强圈（包括轻型和重型加强圈）的设计方法，而且锥壳可以是同一厚度或不同厚度，现以同一厚度的锥壳上设置加强圈为例进行介绍，见图 4-10。

和圆筒上设置加强圈后为保证其刚度的情况相似，计算包括加强圈在内的锥壳整体失稳压力，当为轻型加强圈时：

$$P_g = \frac{Ee_a \beta \cos^3 \alpha}{\bar{R}_n} + \frac{(n^2 - 1) EI'_e \cos \alpha}{\bar{R}_{\max}^3 L_s} \quad (4-39)$$

当为重型加强圈时：

$$P_H = \frac{3EI'_{eH} \cos \alpha}{E_{\max}^3 L_{sH}} \quad (4-40)$$

为保证加强圈有足够的刚度，分别要求 $P \leq \frac{P_g}{S_f S}$ 、 $P \leq \frac{P_H}{S_f S}$ 为满足，其中 S 和 S_f 和圆筒上设置加强圈时式 (4-32) 中的规定相同。

此外，还要计算并校核加强圈中的最大应力，对轻型加强圈：

$$\sigma_s = SS_f \left(\frac{P\sigma_{es}}{P_{ys}} \right) + \left(\frac{E \bar{d}'}{\bar{R}_{\max}} \right) \frac{0.005(n^2 - 1) PSS_f}{(P_g - PSS_f)} \quad (4-41)$$

对重型加强圈：

$$\sigma_H = SS_f \left(\frac{P\sigma_s}{P_{ys}} \right) + \left(\frac{E \bar{d}'}{\bar{R}_{\max}} \right) \frac{0.015 PSS_f}{(P_H - PSS_f)} \quad (4-42)$$

上述两式中的各有关符号不再列出，读者可直接查阅 EN 13445。

加强圈上最大应力的校核和圆筒上加强圈最大应力的校核相同。

4.3.4 对各标准的分析及简要评述

GB 150 对圆筒上的加强圈设计除未列有单由加强圈、不计入加强圈附近能起加强

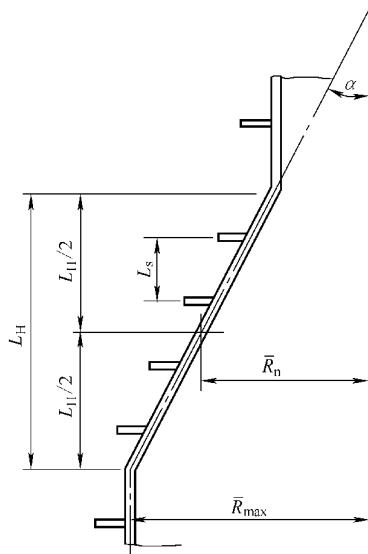


图 4-10 锥壳上设置轻型加强圈
(引自 EN 13445-3 图 8.6-5)

刚度作用的有效长度圆筒外, 和 ASME VIII-1 全部相同。EN 13445 则和 ASME VIII-2 相似, 将加强圈分为轻型和重型两种。其实, 早在 1998 年, ASME 规范的 Code Case 2286 就提出了针对 VIII-1 和 VIII-2 的外压元件设计的另一规则, 只是在 ASME VIII-2 的 2007 版首先采用, 而 ASME VIII-1 的 2007 版尚未采用。相信不久 ASME VIII-1 也会采用这一方法。

GB 150 虽列有在锥壳上设置加强圈时应如何设计的规定, 但该规定中并未反映半顶角 α 的影响, 显然有误。

对锥壳上设置加强圈, 以及各段锥壳采用不同厚度的设计是 EN 13445 所特有的。

4.4 在横向外压、轴向压缩、横向剪力、轴向弯矩单独或组合作用下的设计

上面所述各标准对外压元件的设计都仅指容器处于真空操作 (横向和轴向受相同外压) 或仅受横向外压 (例如带夹套的内筒), 并未涉及除上述载荷外还有附加的轴向压缩、轴向弯曲或横向剪力作用。应该说, 对于一真空塔, 如按照上述各标准设计合格, 在有较大的风或地震载荷以及附属设备的轴向压缩作用下, 可能会引起意外的失稳。

2007 版的 ASME VIII-2 根据 Code Case 2286 补充了附加的轴向压缩、轴向弯曲或横向剪力作用时的外压元件设计方法。

4.5 外压元件的形状允差

4.5.1 GB 150

1. 圆筒的形状允差

GB 150 在其 10.2.4.10 节中仅对内压圆筒提出圆度要求, 未对外压圆筒提出圆度 (即 $D_{\max} - D_{\min}$ 值) 要求。在 10.2.4.11 节中, 规定了外压圆筒实际形状与真正圆形之间的正、负偏差要求, 规定用弦长为图 4-11 所得弧长两倍的样板测量, 所得正、负偏 e 值应不超过由图 4-12 所得的最大允许偏差 e 。

2. 球壳的形状允差

在其 10.2.4.11 节规定了球壳形状的最大允许偏差, 和圆筒相似, 也用图 4-11 所得弧长两倍的样板测量, 所得正、负偏 e 值应不超过由图 4-12 所得的最大允许偏差 e 。但在查此两图时, GB 150 遗漏了应采用何值作为 L , 因而无法执行。由于这一切都由 ASME VIII-1 引来, 只是漏引了对 L 值的说明, 所以此点读者可以全部参照本书 4.5.2 节中关于 ASME VIII-1 的有关规定。

3. 锥壳的形状允差

在其 10.2.4.11 节规定了锥壳形状的最大允许偏差, 和圆筒相似, 也用图 4-11 所得弧长两倍的样板测量, 所得正、负偏 e 值应不超过由图 4-12 所得的最大允许偏差 e 。GB

150 也漏引了应采用何值作为 L , 因而无法执行, 此点读者也可以全部参照本书 4.5.2 节中关于 ASME VIII-1 的有关规定。

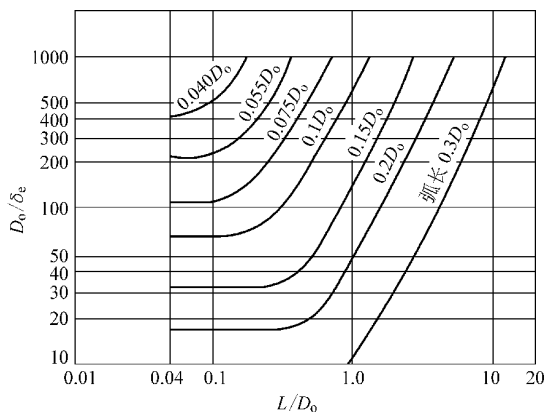


图 4-11 圆筒上加强圈的允许间断弧长值

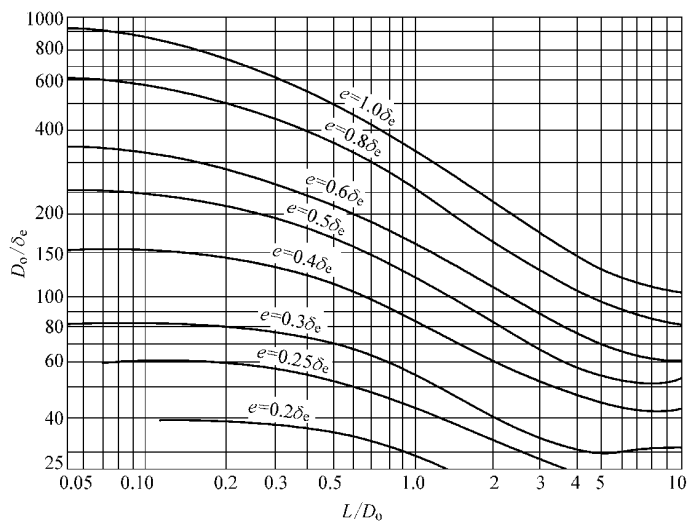


图 4-12 圆筒形状的最大允许偏差 e

4. 成型封头的形状允差

在其 10.2.3.2 节规定, 不论内压或外压的成型封头, 用弦长等于封头内径 $\frac{3D_i}{4}$ 的内样板检查成型封头内表面的形状偏差, 见图 3-13, 其最大间隙不得大于封头内径 D_i 的

1.25%。

这一问题也是由 ASME VIII-1 引来,但是据其译文引用,因而有误。此点读者也可以全部参照本书 4.5.2 节中关于 ASME VIII-1 的有关规定。顺便指出,修订中的 JB/T 4746 压力容器封头标准已根据 ASME 规范的原意并据国内实情作了正确规定,并为测量方便而将内样板和外样板修改为带间隙的内样板。

4.5.2 ASME VIII-1

1. 圆筒的形状允差

ASME VIII-1 在其 UG 80 (b) 节中对外压圆筒的不圆度规定除和内压圆筒相同,即要求 $D_{\max} - D_{\min} \leq 1\% D$ 外,还要求圆筒的实际形状应由弦长为图 4-11 所得弧长两倍的样板测量,所得正、负偏差 e 应不超过图 4-12 所示的允许偏差值。

2. 球壳的形状允差

UG-80 (b) 的规定是针对圆筒、球壳和锥壳的,所以球壳的形状允差和上面 1. 中所列相同。但在查图 4-11 和图 4-12 时,其中的 L 取为 $0.5D_o$ 。

3. 锥壳的形状允差

UG-80 (b) 的规定是针对圆筒、球壳和锥壳的,所以锥壳的形状允差和上面 1. 中所列相同。但在查图 4-11 和图 4-12 时,其中的 L 和 D_o 分别取为:

在大端:	$L = L_e, D_o = D_L$
在小端:	$L = L_e(D_L/D_s), D_o = D_s$
在中部直径处	$L = L_e[2D_L/(D_L + D_s)], D_o = 0.5(D_L + D_s)$
在任意外径 D_x 处	$L = L_e(D_L/D_x), D_o = D_x$

4. 成型封头的形状允差

ASME VIII-1 在 UG -81 中规定,不论内压或外压,碟形、折边锥形、半球形或椭圆形封头的内表面对规定形状既不得有大于 $1.25\% D$ 的向外偏差(笔者注:指球冠区半径偏小,用内样板检查时显示外凸),又不得有大于 0.625% 的向内偏差(笔者注:指球冠区半径偏大,用外样板检查时显示内凹), D 为容器壳体在连接处的公称内径,转角半径不应小于规定值。此外,半球形封头、碟形或椭圆形封头的任何球面部分,都应符合上面 2. 中所述球壳形状允差的规定。

对这一规定,应理解为需分别采用内样板和外样板进行测量。

4.5.3 EN 13445

1. 圆筒和锥壳的形状允差

和 ASME VIII-1 的原则相同,外压圆筒和锥壳的允差除应满足内压圆筒和锥壳同样的允差要求外(在 EN 13445-4 中 5.5 节规定),在 EN 13445-3 附录 E 中规定,还要从稳定性要求出发,满足 $\frac{W_{\max}}{R} \leq 0.005$,此处 R 为圆筒或锥壳在所测量点处的内半径, $W_{\max}$ 为沿壳体周向各点所测量偏差值的计算值,在附录 E 中对测量和计算方法有详细说明。

这一规定实际上和 ASME VIII-1 所述用弦长取由图 4-11 所得弧长两倍长度的样板测量,并由图 4-12 的允许偏差 e 值进行评定在原理上是相同的。

2. 球壳的形状允差

和 ASME VIII-1 的原则相同,外压球壳的允差除应满足内压球壳同样的允差要求外(在 EN 13445-4 中 5.5 节规定),在 EN 13445-3 附录 D 的 D.6 中,还规定了用弧长为 $2.4 \sqrt{R_{\max} e_a}$ 的样板测量方法,并将所测得的向内偏差规定为不大于 $0.72 \left(\frac{R_{\max}}{R} - 1 \right) e_a$,其中 $R_{\max}$ 为在所测量处的球壳最大半径。

3. 成型封头的形状允差

在 EN 13445-4 的 5.5 节中规定,除按照外压球壳的形状偏差执行外,还要按内压成型封头的形状允许偏差要求,其要求见图 3-15 及其相应的说明。

4.5.4 对各标准的对照及简要评述

1. 关于外压壳体的形状允差要求

除和内压壳体情况相似之外,规定外压壳体形状允差之目的还在于不因形状误差过大而导致许用外压的降低。对内压壳体,是以控制强度不致降低至某规定比例而制订,即要求控制 $D_{\max} - D_{\min} \leq 1\% D$; 对外压壳体,不仅是以控制失稳压力不致降低至某规定比例而制订,即要求弦长按图 4-11 所得 2 倍的样板测量,并按图 4-12 控制实际形状和真正圆形之间的最大正、负偏差 e 值,同时还要和内压壳体相同,控制其因形状偏差过大所引起的附加压缩应力不致超出某规定比例,也用 $D_{\max} - D_{\min} \leq 1\% D$ 控制。ASME VIII-1 和 EN 13445 对外压壳体,除从控制失稳压力不致降低至某规定比例而订出允差要求外,同时还都要按内压壳体的同样要求控制形状允差。以 ASME VIII-1 的圆筒为例,除要求圆筒的实际形状应由弦长为图 4-11 所得弧长两倍的样板测量,所得正、负偏差 e 应不超过图 4-12 所示的允许偏差值外,还要求控制和内压圆筒相同的 $D_{\max} - D_{\min} \leq 1\% D$,即出于此。GB 150 对外压圆筒、锥壳和球壳的形状允差,认为 e 值和 $D_{\max} - D_{\min}$ 二者是相同的,所以仅要求控制前者,并未提出要控制后者。在参考文献 [14] 对此问题的理论分析中就明确表示: $e = D_{\max} - D_{\min}$, 而且对图 4-12 的图题表示为: 外压圆筒最大允许直径偏差。对于内压和外压壳体的形状允差要求,GB 150 都引自 ASME VIII-1,但是并未正确引用。参考文献 [14] 的理论分析虽然也引用了制订 ASME VIII-1 这些规定的基础论述,但未按其原意而擅自作了修改,因而有误。

此外,由于 GB 150 对内压和外压壳体,在其 10.2.4.2 节中还规定,在焊接接头环向形成的棱角 E ,用弦长等于 $1/6$ 内径 D_i ,且不小于 300mm 的内样板或外样板检查,其 E 值不得大于 $(0.1\delta_s + 2)$ mm,且不大于 5mm,这样,对外压壳体,意指既要求用弦长按图 4-11 所得 2 倍的样板测量,并按图 4-12 控制实际形状和真正圆形之间的最大正、负偏差 e 值,又要测量并控制棱角值 E ,造成用两种不同的样板测量,并用不同的规定值进行控制的重复或所得结果之间的矛盾。其实,GB 150 的这一规定实际上是由 ASME VIII-2 引来,它不仅指在要进行疲劳分析的内压壳体才有此要求。

2. 关于成型封头的形状允差要求

基于封头过渡转角半径可以缓解过渡区的结构不连续,所以如半径偏小则不利于缓解作用,为此 ASME VIII-1 规定此半径不应小于所要求之值;而如球冠区半径偏大则在内压时直接增大球冠区的应力,在外压时直接降低球冠区的失稳压力,所以 ASME VIII-1 对球冠区半径的偏大规定了比球冠区半径的偏小为严的允差限制,前者用外样板检查,所显示的向内偏差应不大于 $0.625\% D$,后前者用内样板检查,所显示的向外偏差应不大于 $1.25\% D$ 。由于自 1992 年版直至 2007 年版的译文由译者增加了原文中并无的含义,GB 150 据此而作出了不妥的规定。修改中的压力容器封头标准 JB/T 4746 对此将进行改正,并根据国内情况,采用带间隙的内样板检查。

4.6 超出形状允差后的重新评定

4.6.1 GB 150

GB 150 并无超出形状允差后重新评定的规定。

4.6.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 也无超出形状允差后重新评定的规定。但在 UG-80 (9) 节中规定,如元件厚度超过按设计压力所需的最小厚度时,则所用板材公称厚度确定的最大允许偏差 e ,可按所用板材公称厚度的系数 B 除以所需要最小板厚的系数 B 的比值增加,且测量 $e_{\max}$ 的样板弦长应按所用板材公称厚度的 D_o/t 确定。按此理,可以推断出如 e 值超标对许用外压 (和 B 成正比) 的降低值。

4.6.3 EN 13445

在 EN 13445-3 的 8.5.1.2 节中规定,如由前述方法求得圆筒的许用外压 P_r/S 大于设计外压 P ,则其形状允差可按下式增加:

$$\text{形状允差} = 0.005 \frac{P_r}{PS} \quad (4-43)$$

此外,如设有轻型加强圈,则加强圈中最大应力 σ_s 式 (4-35) 中的 0.005 项应以增加了的形状误差代入计算并校核。

在 EN 13445-3 的 8.5.1.3 节中规定,当圆筒的不圆度不满足 $\frac{W_{\max}}{R} \leq 0.005$ 时,可按照其附录 F 由下式计算圆筒的许用外压:

$$P_{ra} = P_q + (P_a - P_q) \frac{0.005R}{W_{\max}} \leq P_a \quad (4-44)$$

式中各符号不再逐一列出,读者可查阅 EN 13445-3 附录 F。

4.7 半管式夹套容器设计

4.7.1 GB 150

GB 150 并无半管式夹套容器设计的内容。

4.7.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 在 1992 年版首次在附录 EE 列入半管式夹套容器设计的内容。至 1995 年版略作修改后再次列入至今。

半管式夹套容器由于缩小了内容器承受外压部分的计算长度，所以在同样结构及操作条件下可明显降低内容器的厚度，对于内容器用不锈钢等材料制造的场合，其经济效益尤其显著。半管式夹套容器设计中需要考虑的问题主要包括：在既定操作条件和内容器直径时所需要的容器厚度，半管直径（或和内容器相接触的长度）和所需要的厚度，相邻半管的间距。

设计时，由半管的设计压力 P_1 ，并取它的许用压力 $P' \geq P_1$ ，根据内容器圆筒外侧在半管直径 $2r$ 范围内作用有压力 P' 的受载模型（见图 4-13），可以导得在内容器壁上的轴向弯曲应力 $F = KP'$ ，其中系数 K 是根据容器内直径 $D (= 2R)$ 、容器厚度 t 以及半圆形夹套管子直径 NPS 值由其受载模型所进行的应力分析而作出，ASME VIII-1 已在附录 EE 中列出了查取系数 K 的线算图。线算图按 NPS 2、3、4 分别作出，共分三张，每张都以容器内直径 D 为横坐标，厚度 t 为参变量，纵坐标即为系数 K 值，其中 NPS 4 的系数 K 线算图可见图 4-14。

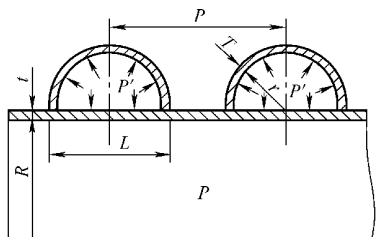


图 4-13 半管式夹套容器的受载模型

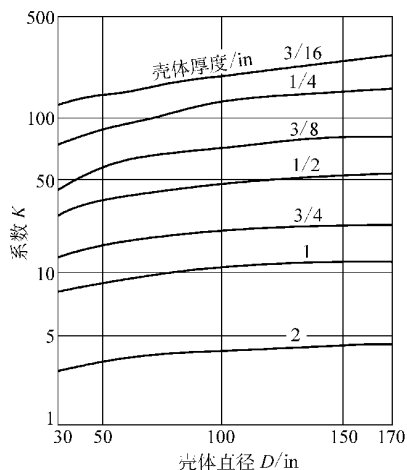


图 4-14 NPS 4 的系数 K 值
(引自 ASME VIII-1 图 EE-3)

在既定内容器筒体或球壳内径 $2R$ 和设计压力 P 时初定厚度 t ，由该壁厚计算容器的轴向（经向）应力 $S' = \frac{PR}{2t}$ 。

容器壁由半管夹套内的许用压力 P' 所引起的轴向弯曲应力 F ，并加上由容器内的设计压力 P 所引起的轴向应力（拉伸或压缩） $S' = \frac{PR}{2t}$ 后（当还作用有其他轴向力时，取 S' 为其他轴向力引起的轴向应力和 $\frac{PR}{2t}$ 之和），即为器壁上的轴向总应力。考虑到此总应力中有弯曲应力分量，所以 ASME VIII-1 规定采用容器材料许用应力的 1.5 倍，即 $1.5S$ 进行限制：

$$F + S' \leq 1.5S \quad (4-45)$$

ASME VIII-1 将式（4-45）写成容器壁上轴向弯曲应力 F 的形式表示，即

$$F \leq 1.5S - S' \quad (4-46)$$

由式（4-45）的导出原理可知，式（4-46）仅是由式（4-45）移项所得，二者原理是完全相同的。

以初定容器壁厚 t 和半管直径 $2r$ 确定 F 和 S' 后，如满足式（4-46）的校核条件，则初定壁厚 t 合格；否则，选择略大的容器壁厚重复上述计算，直到容器壁厚合格为止。

对半管夹套本身，可由夹套设计压力 P_1 、半管内半径 r 和半管材料许用应力 S_1 直接由以下的内压圆管公式确定壁厚：

$$T = \frac{P_1 r}{0.85S_1 - 0.6P_1} \quad (4-47)$$

式中，系数 0.85 是考虑到尽管半管一般是由无缝管制作，但沿长度方向总要拼接，此拼接接头可能并不探伤，按 VIII-1 选用焊接接头系数 E 的规定（见图 2-7），此时即使是无缝管也只能取 $E = 0.85$ 所为。

半管沿内容器轴向的中心间距 p 仅和工艺所要求的传热面积以及为方便焊接施工有关，和内容器或半管本身的强度计算无关。此外，还要求半管和容器间连接填角焊缝的厚度不小于夹套或内容器厚度二者中的较小值。当夹套内为交变载荷时，其填角焊缝应焊透至夹套的整个厚度。

当在球形或成型封头上设置半管式夹套时，容器内半径 R 取球形封头内半径或成型封头的当量内半径。

以上的设计方法在推导过程中已作出了一些限定，所以在设计中应遵守这些限定，主要包括以下几点：

- 1) 半管尺寸 r 的限定，仅适用于 NPS 2、3 和 4。
- 2) 内容器直径 $2R$ 和厚度 t 的限定，内容器直径仅适用于 30 ~ 170in，厚度仅适用

于 $3/16 \sim 2\text{in}$ 。

由应力评定原理可知, 容器壁上的轴向弯曲应力 F 、或轴向弯曲应力和轴向应力 (拉伸或压缩) 的叠加 $F + S'$ 都可以用 $1.5S$ 限制。但由 ASME VIII-1 所采用的式 (4-46) 可知, 如容器为真空操作, 即 S' 为负值时, 导致 $F \leq 1.5S + S'$, 即容器壁上的轴向弯曲应力 F 可以用 $1.5S + S'$ 限制的不合理现象。

1992 年第一次公布半管式夹套容器时, 并未提及内容器为正压或负压, 从上面的分析原理可知, 当内容器为正压或负压时, 式 $F + S' \leq 1.5S$ 表示其轴向总应力的最大值位于器壁内表面或外表面, 是拉伸或压缩可能发生改变。不论其轴向总应力的最大值是拉伸或压缩, 也不论最大值在内壁或外壁, 都应采用 $1.5S$ 限制, 所以这一设计方法应适用于内容器为正压或负压。但由于规范采用了 $F \leq 1.5S - S'$ 的形式表示, 导致如内容器为负压时出现 F 可以用 $1.5S + S'$ 限制的不合理现象, 所以从 1995 年版开始, 在 $F \leq 1.5S - S'$ 后用括弧说明 F 不应大于 $1.5S$, 并对 S' 补充说明: 当轴向力与压力应力 $\left(\frac{PR}{2t}\right)$ 的组合使 S' 为负值时, S' 应取为零。与此同时, 还增加了如下内容的总则: 本计算方法仅适用于下列两种情况同时存在时: ①壳体或封头内均为正压; ②半管夹套内为正压。

由于这一限定, 半管式夹套仅指用于正压容器而不能用于真空容器, 以致大大降低了其优越性。

笔者认为, 这一限制很可能系 VIII-1 的疏忽所致, 由上面对式 (4-45) 和式 (4-46) 的分析可知, 二者实际上是等同的, 为防止因内容器为真空而使 S' 为负值而出现 F 可以用 $1.5S + S'$ 限制的不合理现象, 采用 $F + |S'| \leq 1.5S$ 或 $F \leq 1.5S - |S'|$ 表示即可。何况规范已说明当轴向力与压力应力 $(PR/2t)$ 的组合使 S' 为负值时, S' 应取为零。所以即使内容器为真空, 而使 S' 为负值时, 也只要取 S' 为零, 并不违背规范的规定。

全部改写的 2007 年版 ASME VIII-2 也列入了半管式夹套容器设计, 其要点和 VIII-1 完全相同, 但并未列入 VIII-1 所列总则的内容, 而且只说明是承受内压载荷的半管夹套设计。

参考文献 [20] 对这一问题作了详细分析和讨论。

4.7.3 EN 13445

EN 13445-3 对半管夹套容器列在经加强外压圆筒的 8.3.5 节中。取夹套设计压力 P_c , 夹套中面直径 a , 根据平板设计原理而得内容器所需要的厚度为

$$e = a \sqrt{\frac{P_c}{3f}} \quad (4-48)$$

此外, 内容器壁厚还应满足内压圆筒的要求, 并将半管夹套看作为真空圆筒上的加强圈, 所以在略去半管内的压力后, 还应满足轻型或重型加强圈的设计要求。

由此可见, EN 13445 对半管式夹套应可用于内压或真空操作的内容器。

4.7.4 对各标准的对照及简要评述

由于 GB 150 并无半管式夹套容器的内容, 所以国内实际上都按参照 ASME VIII-1 1992 年版的 HG 20582 《钢制化工容器强度度计算规定》和根据 1995 年版 ASME VIII-1 所编的《ASME 压力容器规范实施导则》, 而后者已列有 ASME VIII-1 对内容器必须为正压的限制条件, 所以对是否能用于真空容器给部分设计人员带来困惑。但由 2007 版的 ASME VIII-2 和 EN 13445 的相关内容以及参考文献 [20] 的讨论可知, 半管式夹套容器应可以用于内压和真空容器。

第 5 章 开孔接管及其补强设计

元件上的开孔接管对元件会引起三方面的问题：一是因开孔而导致元件承载截面积的削弱，所谓削弱是指元件在压力作用下引起最大主应力截面的削弱，或也可以说是元件承载能力（即承载截面积对材料许用应力的乘积）的削弱；二是因开孔而在孔边引起的应力集中，使孔边局部范围内应力升高，随离孔边处距离的增加而衰减，其高应力的存在范围和孔径 d 成正比；三是由于接管和元件连接的结构不连续而在连接处附近元件和接管上引起附加的边缘应力，此应力在元件上和接管上的衰减长度分别和 $\sqrt{Dt_s}$ 、 $\sqrt{dt_b}$ 成正比。

5.1 开孔补强设计准则

开孔补强设计准则是指进行开孔补强设计时所遵循的基本原理。

5.1.1 GB 150

GB 150 是根据因开孔而在该元件上引起削弱的承载截面积，应在元件和接管的补强有效范围内补充以同样数值的截面积，即所谓等面积补强准则。严格说，因开孔而在该元件上引起承载截面积的削弱应该理解为元件承载能力的削弱，承载能力的削弱则可以用削弱的承载截面积对该截面上所受的最大主应力表示。引起削弱的承载截面积是指在设计该元件时所依据的承受最大主应力截面积的削弱，补强有效范围是指元件和接管在开孔周围因开孔和加了接管而使应力升高至某允许值而必须增加受载截面积使之恢复到至某允许值的区域，和存在高应力的区域直接相关；补充的截面积是指元件或接管除承受载荷所必需之外的多余截面积，或另加的截面积。GB 150 的规定主要参照 ASME VIII-1。

5.1.2 ASME VIII-1

因 GB 150 的规定主要参照 ASME VIII-1，所以 ASME VIII-1 的开孔补强设计准则和 GB 150 相同，也是等面积补强准则。

5.1.3 EN 13445

EN 13445 是根据介质压力对壳体和接管的承压投影面积的乘积、材料许用应力对壳壁和接管壁承载截面积的乘积两者之间的平衡来判断补强要求的，即所谓压力面积法。对壳体和接管的承压投影面积以及壳壁和接管壁承载截面积的界定和等面积补强法对补强有效范围的界定原理相似，也是指壳体和接管在开孔周围因开孔和加了接管而使应力升高至某允许值而必须增加受载截面积而使之恢复到至某允许值的区域。如果不能

满足按上述的压力面积法两者之间的平衡,则可以在该面积范围内(即补强有效范围内)增加壳体和/或接管的厚度,或另加补强圈等材料截面,直到满足两者之间的平衡为止。

5.1.4 ASME VIII-2

2007年版全部改写的ASME VIII-2采用压力面积应力法。和等面积补强或压力面积法的主要区别是,它认为在补强有效范围内各元件上的应力分布并不是均匀的,在邻近接管处较其他各处为大,以校核该范围内的局部一次薄膜应力在规定值以内为满足;在容器补强有效范围的划定上,同时计及了开孔所引起应力集中以及接管所引起附加边缘应力的存在范围。

5.1.5 对各标准的分析及简要评述

不论等面积补强法或压力面积补强法,都认为在补强有效范围内,壳体和接管截面所承受的应力都是均匀的,都未计及因开孔和接管而引起的应力集中和附加的边缘应力等所造成在该区内应力的不均匀分布现象,当在满足强度设计条件下,认为该补强有效范围的应力都等于壳体或接管材料的许用应力对焊接接头系数的乘积。可以证明,两者的导出原理是相同的,但是这两种方法在补强有效范围的界定上略有区别。严格说,壳体和接管在开孔周围因开孔和加了接管而使应力升高的范围不仅和因开孔而引起的应力集中区大小(和开孔直径 d 相关)有关,而且和因加了接管而在壳体上引起的附加边缘应力的衰减范围(和 $\sqrt{D_m \delta}$ 相关)、或接管上附加边缘应力的衰减范围(和 $\sqrt{d_i \delta_i}$ 相关)都有关,但ASME VIII-1和GB 150的等面积补强法对壳体上的补强有效范围仅取开孔直径 d 以及厚度相关,未计及壳体上引起的附加边缘应力衰减范围 $\sqrt{D_m \delta}$ 的影响;而EN 13445的压力面积补强法取壳体上的补强有效范围仅和壳体上引起的附加边缘应力的衰减范围 $\sqrt{D_m \delta}$ 有关,未计及开孔直径 d 的影响,即两种方法在壳体上的补强有效范围都仅取其两影响因素的这一个或那一个,造成在同样结构条件时所得补强计算结果的不同。就以壳体这一部分而言,在开孔直径 d 为某定值时,按照等面积补强法,壳体能起补强作用的多余截面积只和 d 有关,和比值 d/D_i 无关,即和壳体直径 D_i 无关;而按照压力面积补强法,壳体能起补作用的多余截面积则随比值 d/D_i 的降低(即 D_i 的增加)而增加,随比值 d/D_i 的上升(即 D_i 的降低)而减小。这样,导致在比值 d/D_i 较小(如 d 为一定值而 D_i 较大)时,压力面积法由于壳体能起补强作用的多余截面积比按照计及 d 和 D_i 两因素时所能起作用的值为多,所以需要增加的补强面积可以略少,而看起来比等面积补强法为之“冒进”;而在比值 d/D_i 较大(如 D_i 为一定值而 d 较大)时,压力面积法由于壳体能起补作用的多余截面积比按照计及 d 和 D_i 两因素时所需要的值为少,所以需要增加的补强面积应略多而看起来比等面积补强法为之“保守”。出现这一“冒进”抑或“保守”的现象,并非由于其补强计算原理不同所致,而是由于在补强有效范围的具体规定上区别所致,导致在 d/D_i 值不同时呈现不同的结果。

5.2 最大开孔尺寸的限制，不需补强和不另行补强的最大开孔尺寸

元件因开孔而引起在孔边的应力集中是由无限大平板上开有小孔的受载模型得出的，实际元件多数为壳体，所以开孔后孔边的应力集中和以平板为模型所得结果存在差异，为尽可能缩小这一差异，所以各标准都对开孔的最大尺寸（指相对尺寸 d/D_i 值）作了限制。

即使按规范规定作了补强计算并进行了补强，也只能减小开孔接管附近的最大应力，而不能使其最大应力回复到并无开孔接管时的应力水平，即只能适当减小其应力集中系数，但不能将应力集中系数降低到 1.0（当然，在此高应力中相当大的部分属于峰值应力，在并非低温而且不需要进行疲劳分析时对容器失效并不起影响作用）。而对于某些小孔和接管，即使不采取任何计算和补强，其应力集中系数也较某些经正确计算和补强后大孔的应力集中系数为小，所以对这类小孔，在一定条件下可以不采取任何计算和补强措施，也可足以保证安全，这就是各标准所规定的不需补强和不另行补强的最大开孔尺寸。

5.2.1 GB 150

圆筒上的开孔尺寸：

当 $D_i \leq 1500\text{mm}$ 时， $d \leq \frac{1}{2}D_i$ ，且 $d \leq 520\text{mm}$ ；

当 $D_i > 1500\text{mm}$ 时， $d \leq \frac{1}{3}D_i$ ，且 $d \leq 1000\text{mm}$ 。

凸形封头或球壳上的开孔尺寸： $d \leq \frac{1}{2}D_i$ 。

锥壳上的开孔尺寸： $d \leq \frac{1}{3}D_i$ ， D_i 为开孔中心处锥壳的内直径。

开孔系指圆孔或长、短径之比不大于 2.0 的椭圆孔或长圆孔。

壳体上的开孔满足以下全部要求时，可不另行补强：

- 1) 壳体设计压力不超过 2.5MPa。
- 2) 两相邻开孔中心的间距不小于两孔直径之和的两倍。
- 3) 接管公称外径不超过 89mm。
- 4) 接管最小壁厚满足表 5-1 的要求。

表 5-1 可不另行补强的接管最小壁厚要求(引自 GB 150 表 8-1) (单位:mm)

接管公称外径	25	32	38	45	48	57	65	76	89
最小壁厚	3.5			4.0		5.0		6.0	

注：1. 钢材的标准抗拉强度下限值 $R_m > 540\text{MPa}$ 时，接管与壳体的连接宜采用全焊透结构。

2. 接管的腐蚀裕量为 1mm。

5.2.2 ASME VIII-1

圆筒和锥壳上的开孔尺寸（对于锥壳， D_i 为开孔中心处锥壳的内直径）：

当 $D_i \leq 1500\text{mm}$ 时， $d \leq \frac{1}{2}D_i$ ，且 $d \leq 500\text{mm}$ ；

当 $D_i > 1500\text{mm}$ 时， $d \leq \frac{1}{3}D_i$ ，且 $d \leq 1000\text{mm}$ 。

成型封头和球壳上的开孔尺寸：开孔尺寸不加限制，但当 $d/D_i > \frac{1}{2}$ 时，可选用反向曲线和锥壳变径段。

开孔系指圆孔或椭圆孔和长圆孔，当椭圆孔或长圆孔的长、短径之比大于 2.0 时，应增加短径方向的补强，以避免由于扭转力矩产生的过度变形。

对于压力无急剧波动容器上的开孔，在以下情况时，不需要结构本身以外的其他补强：

1) 采用焊接连接件时，壳体最小需要厚度为 10mm 及以下时，已完工的开孔直径为 89mm；壳体最小需要厚度为 10mm 以上时，已完工的开孔直径为 60mm。

2) 螺纹或胀接连接的开孔，在壳体上切出的开孔直径不大于 60mm。

3) 满足条件 1)、2) 可以不补强的两个单独的开孔，其中间距应不小于它们直径之和。

4) 满足条件 1)、2) 可以不补强的三个或更多的开孔孔群，其中任意两孔的中心距，当在圆筒或锥壳上开孔时应不小于 $(1 + 1.5\cos\theta)(d_1 + d_2)$ ，当在两个曲面组成的壳体和成型封头或平封头上开孔时应不小于 $2.5(d_1 + d_2)$ 。式中 θ 为开孔中心连线与壳体纵轴间的夹角， d_1 、 d_2 分别为相邻开孔已完工的直径。

5.2.3 EN 13445

EN 13445 对开孔尺寸的限制和所采用的补强形式有关。

以壳体补强的开孔尺寸：

当无接管时，为

$$\frac{d}{2r_{is}} \leq 0.5$$

当采用补强圈补强，无接管或带接管时，为

$$\frac{d}{2r_{is}} \leq 0.5$$

当在球壳或碟形、椭圆形封头上开孔，由接管或补强圈补强时，为

$$\frac{d_i}{D_e} \leq 0.6$$

带接管的开孔尺寸:

圆筒上以接管和壳体补强的开孔, 为 $\frac{d_{ib}}{2r_{is}} \leq 1.0$, 并随比值 $\frac{e_b}{e_{a,s}}$ 、 $\frac{e_{a,b}}{e_{a,s}}$ 而异, 见图 5-1 和图 5-2。其中, e_b 、 $e_{a,b}$ 分别为接管的有效厚度和制造后的实际厚度; $e_{a,s}$ 为壳体制造后的实际厚度。

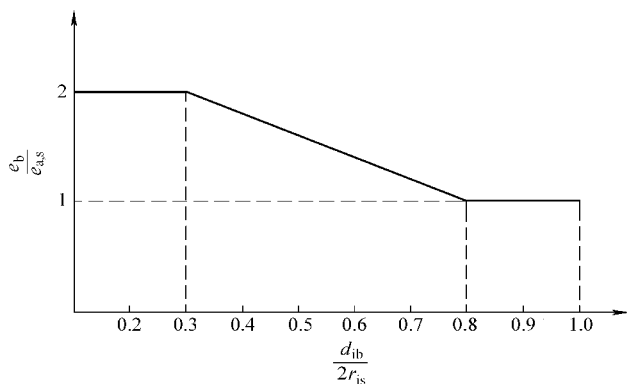


图 5-1 接管有效厚度比的范围 (用于计算时)
(引自 EN 13445-3 图 9.4-14)

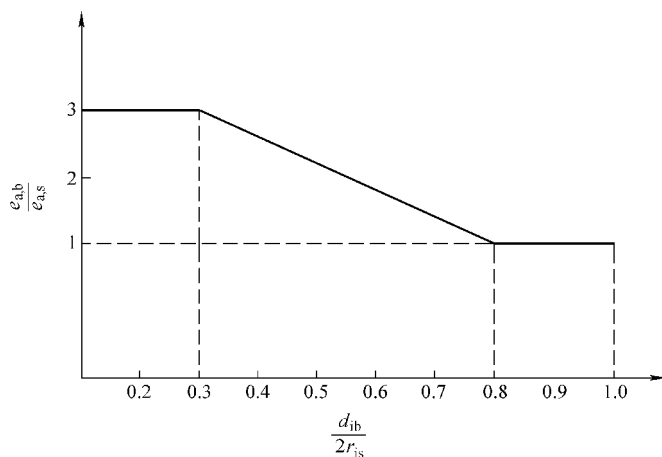


图 5-2 接管实际厚度比的范围 (用于制造时)
(引自 EN 13445-3 图 9.4-15)

EN 13445 对图 5-1 和图 5-2 说明, $\frac{e_b}{e_{a,s}}$ 值不应超过图 5-1 所示的值, 超过该值的接管

厚度不应包括在补强计算中。图 5-2 的 $\frac{e_{a,b}}{e_{a,s}}$ 值是用于制造控制的, 控制该值以避免在疲劳或蠕变作用时出现问题。

和 ASME 规范相似, EN 13445-3 的 9.5.2.2 节也规定了对小尺寸开孔接管, 且该孔离各种不连续结构的距离 w 达规范所规定值时, 可不必作补强计算, 当然也不需补强; 如该距离未达到规范所规定值, 则要求按规范在开孔靠近结构不连续处的同样方法进行补强计算。该小尺寸开孔的直径用下式表示:

$$d \leq 0.15 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}$$

5.2.4 对各标准的对照及简要评述

1) 在最大开孔尺寸的限制上, GB 150 主要参照 ASME VIII-1, 故二者规定基本相同。当开孔尺寸超出这一限制时, ASME VIII-1 参照原欧洲某些国家的标准 (如原德国 AD、法国 CODAP 等标准, 现统一为 EN 13445 标准) 所采用的压力面积补强方法, 甚至参照了完全改写了的 ASME VIII-2 所采用的压力面积应力补强方法, 在附录中列出了圆筒和锥壳上的大开孔补强方法和圆筒上大开孔补强的另一方法, 使大开孔补强可予实施。而 GB 150 对此却并未适时补充, 使在圆筒和锥壳上仍不允许超过该标准尺寸的大开孔。由图 5-1 和图 5-2 可见, EN 13445 可适用于 $\frac{d_{ib}}{2r_{is}} \leq 1.0$ 。

2) ASME VIII-1 和 EN 13445 规定对于某些小尺寸的开孔接管, 考虑到即使不采取补强措施也不致引起过大的应力集中系数, 所以在满足一些限制条件时可以不采取补强措施, 并称之为不需补强。GB 150 则在对壳体设计压力、接管壁厚等作出限制后, 允许某些小尺寸的开孔接管可以“不另行补强”。不需补强和不另行补强不仅表述不同, 其含义也完全不同。前者指不需作补强计算, 当然也不施以补强措施; 后者则指“容器在设计制造中, 由于各种原因, 壳体和接管的厚度往往超过实际强度的需要, 多余的金属已起补强作用, 故不必再另行补强”。所以 GB 150 对不另行补强的开孔接管尺寸规定中, 就限定了壳体的设计压力和接管的壁厚要求, 其目的即是为了在该压力和接管壁厚下, 多余的金属已起补强作用, 故不必再另行补强。由此而引起的问题是显然的, 例如在多层结构的高压容器层板上, 为避免在焊接中因温度升高而致层板鼓起, 往往在各层板上开有 6~8mm 的透气孔, 它并无接管, 即接管壁厚为零, 按 GB 150 的规定, 此类小孔不满足不另行补强的条件, 也就是必须补强, 这确是业内谁也不会接受的规定。

5.3 在开孔补强设计中对某些结构的规定或限制

开孔补强可以由元件除承压所需之外的多余厚度, 或由接管除承压所需之外的多余厚度, 或二者兼有达到; 也可以在补强有效范围内另加补强圈等方式达到; 也可以针对接管连接处附近的局部高应力分布情况, 将壳体和接管连接处按尽可能将局部高应力

降低并均匀化的原理,做成各处厚度随高应力相应变化的整体锻件。

5.3.1 GB 150

GB 150 对采用补强圈结构时规定了如下的限制条件:

- 1) 钢材的标准抗拉强度下限值 $R_m \leq 540\text{MPa}$ 。
- 2) 补强圈厚度小于或等于 $1.5\delta_n$ 。
- 3) 壳体名义厚度 $\delta_n \leq 38\text{mm}$ 。

此外,并未提及开孔接管离其他有关不连续结构的距离要求,也未提及离各类焊接接头的距离要求,对和元件连接处的接管颈部厚度,仅从满足补强计算要求(当由接管多余厚度补强时)考虑,不再提出另外要求。

5.3.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 并未提及如采用补强圈结构时的限制条件,也未提及开孔接管离其他有关不连续结构的距离要求,但在 UW-14 节中,明确了按规范规定进行补强的任何型式开孔,都可以位于焊接接头上,对于前面所述不需补强的小尺寸开孔,则不可以位于 A 类接头上,但可以位于 B 类或 C 类对接接头上,当这种不需补强的小尺寸开孔邻近 A 类接头、位于或邻近 B 类或 C 类对接接头,其距离小于 13mm 时,要求对长度为 3 倍孔径的焊缝作 RT 检测(元件厚度大于 38mm,已规定要对焊缝作 100% RT 检测者除外)。

为尽可能降低接管和元件连接处的边缘应力,在规范的 UG-45 对接管颈部厚度作了规定,主要从二元件的厚度匹配尽量刚柔相济,协调一致,以使连接处的边缘应力尽量减小。

在 2009 年增补中规定了分块式补强件(例如拼接的补强圈)的使用条件,这在实际工程应用中颇有现实意义。

5.3.3 EN 13445

EN 13445 也未提及如采用补强圈结构时的限制条件,但规定了开孔接管离有关各种不连续结构(例如封头或法兰等对壳体的连接处)的距离要求,如距离小于规定值时,应相应缩小壳体的补强有效长度。此外,其所参照的原法国规范 CODAP 以及 1999 年的 EN 13445 草案都规定如开孔通过壳体的对接接头时,在补强计算中涉及壳体许用应力 f_s 项时应以 $f_s z$ 值替代;如接管具有纵向焊缝,且该焊缝和接管中心连线与壳体轴线间的夹角 $\theta \leq 45^\circ$ 时,补强计算中涉及接管许用应力 f_b 项时应以 $f_b z$ 值替代,其中 z 为壳体或接管的焊接接头系数。EN 13445-3 (2002) 的 9.5.2.3 节仅引用了 CODAP 对接管上有焊缝时的规定,未引用开孔接管通过壳体焊缝的相应规定(2009 版 EN 13445 又将 1999 版 EN 13445 的原规定重新纳入)。此外,在 9.4.8 节还对开孔邻近焊缝的距离作了具体规定。

和 GB 150 相似,也未对接管颈部厚度另提要求。

5.3.4 对各标准的对照及简要评述

1) ASME VIII-1 和 EN 13445 (1999 年草案和 2009 版) 计及开孔接管是否通过壳体上 A 类接头而必要时在计算中引入焊接接头系数的规定, 从等面积或压力面积法的计算原理分析是合理的, GB 150 未提及开孔接管是否可以和壳体的 A 类接头或其他接头相遇, 更未对相遇时在什么情况下应对补强计算作出调整, 从强度计算原理分析是不合理的。

2) EN 13445 计及开孔接管离焊接接头 (纵向或环向) 或各种不连续结构距离的大小而在必要时对壳体的补强有效范加以调整的做法, 似较 GB 150 和 ASME VIII-1 考虑得更为周到。

3) 对于不需补强的小孔, ASME VIII-1 规定不能位于 A 类接头上, 但可以位于 B 类或 C 类对接接头上, 当这种开孔邻近 A 类接头、位于或邻近 B 类或 C 类对接接头的距离小于 13mm 时, 要求对 $3d$ 长度的焊缝作无损检测; 而 EN 13445 则规定当任何开孔离焊缝或结构不连续的距离小于规定值时, 应按开孔靠近结构不连续时规定的同样方法设计, 对小开孔, 如位于靠近结构不连续时, 应按开孔靠近结构不连续时的规定进行补强计算。

4) ASME VIII-1 对开孔接管颈部的厚度作了限定, 不仅要计及承压需要, 还计及接管颈和与之相连元件厚度的相互协调, 以尽可能减小因接管连接所引起的不连续应力, 这点似较 GB 150 和 EN 13445 考虑得更为周到。

5) ASME VIII-1 2009 年增补中增加了分块式补强件的应用条件, 这是其他标准从未提及, 但在工程实际中很可能遇到的现实问题。

5.4 内压壳体上设有径向或非径向圆形接管的补强设计

现以壳体上设有径向或非径向圆形接管为例, 介绍各规范的补强设计规则。

当接管在壳体上为径向设置时, 壳体开孔为圆形; 当为非径向设置时, 壳体开孔为椭圆形, 且椭圆孔的方向和接管的非径向设置方向 (沿轴向或周向倾斜) 相关。

5.4.1 GB 150

补强的有效范围如下:

壳体上以开孔中心为中心的有效宽度: $B = \max (2d, d + 2\delta_n + 2\delta_m)$

接管外伸部分的有效高度: $h_1 = \min (\sqrt{d\delta_m}, \text{实际外伸高度})$

接管内插部分的有效高度: $h_2 = \min (\sqrt{d\delta_m}, \text{实际内插深度})$

见图 5-3, 壳体因开孔而削弱的承载截面积 (也就是要求在补强有效范围内所补偿的截面积) 为

$$A = d\delta + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r) \quad (5-1)$$

式中 f_r ——设计温度时接管材料对壳体材料许用应力之比值, 当 $f_r > 1$ 时, 或当为安放式接管时, 取 $f_r = 1$;

δ ——壳体的计算厚度, 在计算公式中都引入了实际存在的焊接接头系数; 对于凸形封头, 当接管位于封头的 $0.8D_i$ 以内时, 碟形封头按球壳、椭圆形封头按当量球壳计算; 当接管位于封头的 $0.8D_i$ 以外时, 则分别按碟形或椭圆形封头计算所得;

δ_{et} ——接管的有效厚度;

d ——开孔直径, 圆孔取接管内直径加两倍厚度附加量, 椭圆形或长圆形孔取所考虑平面上的弦长并加两倍厚度附加量。

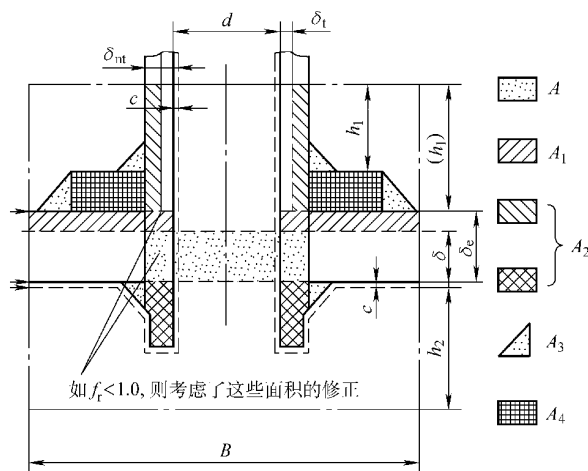


图 5-3 补强有效范围和补强计算示意图

(引自 GB 150 图 8-1)

壳体在补强有效范围内有效厚度除去承受压力所必需厚度之外的, 能起补强作用的截面积为

$$A_1 = (B - d)(\delta_e - \delta) - 2\delta_{et}(\delta_e - \delta)(1 - f_r) \quad (5-2)$$

接管在补强有效范围内有效厚度除去承受压力所必需厚度之外的, 能起补强作用的截面积为

$$A_2 = 2h_1(\delta_{et} - \delta_1)f_r + 2h_2(\delta_{et} - C_2)f_r \quad (5-3)$$

在补强有效范围内的焊缝金属截面积 A_3 根据填角焊缝的实有尺寸计算。

在补强有效范围内可以作为补强的截面积 A_e 为上述三者之和:

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3 \quad (5-4)$$

如 $A_e \geq A$, 则开孔接管不需另加补强; 否则, 应另加补强, 另加补强截面积 A_4 为

$$A_4 = A - A_e \quad (5-5)$$

另加补强截面积可以是增加壳体或接管的壁厚，也可以是在补强的有效范围内设置补强圈。补强材料一般需和壳体材料相同，如补强材料许用应力小于壳体材料许用应力，则补强面积应按壳体材料与补强材料许用应力之比增加；若补强材料许用应力大于壳体材料许用应力，则不得减小按式 (5-5) 计算所得的补强面积。

GB 150 虽然也列有开孔形状可以是椭圆形或长圆形的规定，对开孔直径 d 的说明中也提及对椭圆形或长圆形孔应取所考虑平面上的尺寸等和 ASME VIII-1 相同的规定，但是由于并未列出如 ASME VIII-1 的应力校正系数 F ，所以对于如图 5-4 中按方位 (2)、(3)、(4) 布置的椭圆孔或长圆孔，尚可由设计人员根据椭圆孔长、短轴之比由简单原理判定补强计算时所选定的截面，当按方位 (5) 布置时，则无法判定到底是哪个截面的削弱最甚，因而无法进行补强计算。

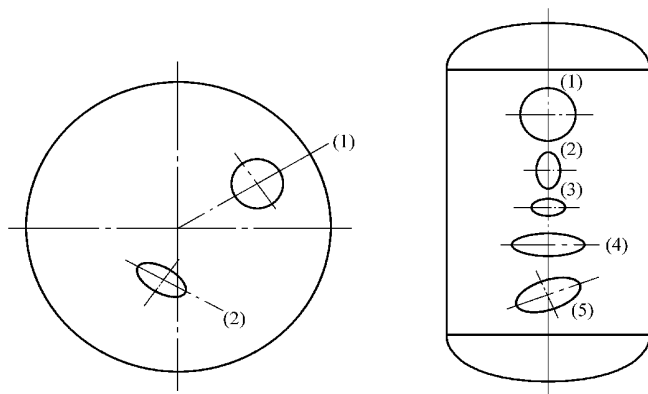


图 5-4 开孔补强计算中最大削弱截面的确定

5.4.2 ASME VIII-1

图 5-5 表示在壳体上以及接管外伸和内插部分的补强有效范围。

壳体因开孔而削弱的承载截面积，也就是要求在补强有效范围内所补偿的截面积为

$$A = d t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1}) \quad (5-6)$$

因 GB 150 实际上由 ASME VIII-1 引来，所以式 (5-6) 和式 (5-1) 的导出原理大致相同。有所区别的是，式 (5-1) δ 是按壳体壁厚计算公式并引入实际存在的焊接接头系数而得，式 (5-6) 中的 t_r 是按壳体壁厚计算公式并取焊接接头系数为 1.0 时计算所得，即按无缝元件的公式计算；式 (5-1) 中的 f_r 在式 (5-6) 中用 f_{r1} 表示；式 (5-6) 中增加了应力校正系数 F 。现说明如下：

元件承载截面积的削弱实际是承载能力削弱的一种表示方式，而承载能力的削弱可以用削弱的承载截面积对该截面积上所承受应力的乘积表示。

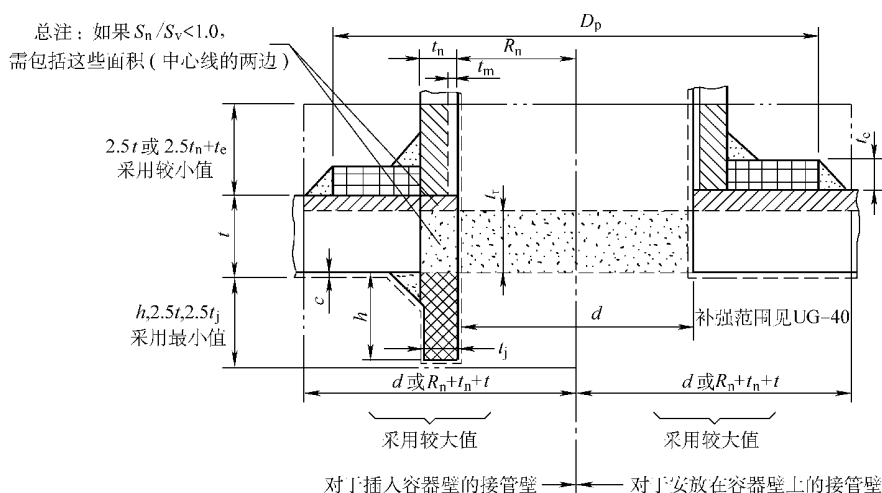


图 5-5 补强有效范围和补强计算示意图（引自 ASME VIII-1 图 UG-37.1）

在元件壁厚设计式中引入焊接接头系数，是考虑到接头可能存在瑕疵，所以将器壁加厚。实际上整个器壁都取同一厚度，其实只是在接头处这一截面才需要加厚。在接头以外的其他各截面，元件所需要的厚度都可以取 $E = 1.0$ 计算而得。

以圆筒或锥壳上设有圆形径向接管为例，当开孔未和该元件的 A 类接头相遇时，则圆筒承载截面积的削弱可以用开孔直径 d 和圆筒所需厚度 t_r 并乘以应力校正系数 F 确定， t_r 应按内压圆筒壁厚公式并取焊接接头系数 $E = 1.0$ 所得之值。规范强调了按无缝壳体计算，即考虑了上面所述在开孔处并无焊接接头，所以其所需厚度应取 $E = 1.0$ 计算。

由于在计算圆筒厚度 t 时系把圆筒的最大应力（周向应力）限于 SE 以下得出，所以其厚度虽然增加了，但其所承受的最大应力不再是 S 而降低为 SE 。当开孔和 A 类接头相遇时，因开孔而削弱的承载能力应该是 dt 截面积对 SE 的乘积确定，如仍按所削弱的承载截面积表示，则仍应是式 (5-6)，其中前项中应仍是 $dt_r F$ ，即由焊接接头系数 $E = 1.0$ 计算得的 t_r ，而不是由实际 E 值计算得的 t 。

所以 ASME VIII-1 规定，不论开孔是否和焊接接头相遇，因开孔而削弱的承载截面积都按式 (5-6) 计算，其中 t_r 都取 $E = 1.0$ 时相应壳体的壁厚公式计算，其理由概出于此。

由于因开孔而引起对元件承载截面积的削弱是指受压元件上承受最大主应力截面上的削弱，所以对于圆筒、锥壳上开圆孔时，系指沿其母线向的截面；对于球壳、凸形封头、平板上开有圆孔的情况，由于在设计这些元件时为方便而取周向和经向应力相同导出，所以开有圆孔时其周向和经向截面的削弱相同，不必区分。但当在圆筒或锥壳上开有椭圆或长圆孔、且其长轴或短轴和壳体轴线或周线倾斜时，虽可知孔的长轴（即削

弱最甚者) 尺寸, 但垂直此面的应力并不一定是元件所受的最大值; 或虽可知其最大应力所在截面 (即平行于其母线的截面), 但该截面上的非圆孔弦长并不一定是最大。为此, 从补强原理上说, 应找出某一截面上孔的弦长和该面所受主应力的配合而使该截面是削弱最大的截面, 以此面作为补强计算的基准截面才是合理的, 见图 5-4 中的 (5)。

为此, 对这种开孔, 对其最大削弱截面积的分辨, 一是应逐一查找通过开孔中心各截面的开孔弦长, 二是应对此各截面的最大主应力进行计算。ASME VIII-1 根据圆筒和锥壳上两向应力的关系, 导出了和壳体轴线夹角为 θ 值时任意截面上最大主应力和该元件周向应力的比值, 即应力校正系数 F , 见图 5-6。

此系数仅用于圆筒和锥壳上不采用补强圈结构、且属全焊透的整体补强, 对于其他如球壳、成型封头和平封头, 以及圆筒和锥壳上的非整体补强, 都取 $F = 1$ 。

壳体在补强有效范围内有效厚度除去承受压力所必需厚度之外的, 能起补强作用的截面积为

$$A_1 = \max [d(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1}), 2(t + t_n)(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1})] \quad (5-7)$$

式中, E_1 为计及开孔接管通过元件 A 类焊接接头时所引入该接头的焊接接头系数, 如不通过 A 类焊接接头或仅通过 B 类或 C 类对接接头时, 除不需要补强的孔应按前述 5.3.2 节所规定的无损检测要求外, 都取 $E_1 = 1$ 。

接管外伸部分在补强有效范围内有效厚度除去承受压力所必需厚度之外, 能起补强作用的截面积为

$$A_2 = \min [5(t_n - t_m)f_{r2}t, 5(t_n - t_m)f_{r2}t_n] \quad (5-8)$$

接管内插部分在补强有效范围内有效厚度除去承受压力所必需厚度之外, 能起补强作用的截面积为

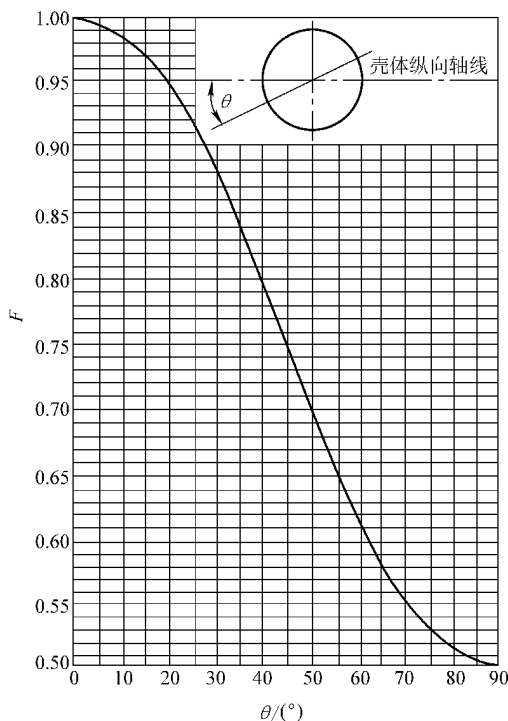


图 5-6 应力校正系数 F 值
(引自 ASME VIII-1 图 UG-37)

$$A_3 = \min [5t_j f_{t2}, 5t_j t_j f_{t2}, 2ht_j f_{t2}] \quad (5-9)$$

接管外伸和内插部分的焊缝截面积 A_{41} 和 A_{43} 由填角焊缝的焊脚实际尺寸计算。

如 $A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} \geq A$, 则开孔接管不需另加补强; 否则, 应另加补强以满足此判别式。

当圆筒上设有斜向接管而使开孔为非圆形时 (见图 5-7), ASME VIII-1 在附录 L-7.7 中举了计算实例, 其原理即是由考虑削弱截面的开孔弦长和相应在该截面上由应力校正系数所得出的最大主应力两个因素得出。

5.4.3 EN 13445

1. 孤立开孔的设计

对于多个开孔, 孤立开孔是指两相邻开孔的中心距 L_b 满足 $L_b \geq a_1 + a_2 + l_{s01} + l_{s02}$ 的开孔, 其中 a_1 、 a_2 分别为壳体上接管壁的外半径, 见图 5-16, l_{s01} 和 l_{s02} 分别按 $l_{s0} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}$ 计算。

对于单个开孔, 孤立开孔是指开孔中心离各种结构不连续的距离 W 值满足 $W \geq W_{\min}$ $= \max (0.2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}, 3e_{a,s})$ 的开孔。

现以球壳 (或成型封头的球冠区) 上带补强圈单个径向接管的孤立开孔为例, 补强的有效范围如下:

壳体上由接管外侧起量的有效宽度 (见图 5-8): $l_{s0} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}$

外伸接管上由壳体外表面起量的有效宽度 (见图 5-8): $l_{b0} = \sqrt{(d_{eb} - e_b) e_b}$

内插接管上由壳体内表面起量的有效宽度 (见图 5-8): $l'_{bi} = \min (l_{bi}, 0.5l_{b0})$

根据介质压力对壳体和接管的承压投影面积的乘积、材料许用应力对壳壁和接管壁承载截面积的乘积两者之间的平衡关系, 可得 EN 13445 的开孔补强计算必须满足下式:

$$(Af_s + Af_w)(f_s - 0.5P) + Af_p(f_{op} - 0.5P) + Af_b(f_{ob} - 0.5P) \geq P(Ap_s + Ap_b) \quad (5-10)$$

式中, Af_s 、 Af_w 、 Af_p 、 Af_b 分别为补强有效范围内壳体、填角焊缝、补强板和接管 (外伸和内插) 材料的承载截面积, Ap_s 、 Ap_b 分别为补强有效范围内壳体、接管的承压投影面积, 都已在图 5-8 中标明。对于其他各种元件各类开孔 (如斜向开孔) 的这些数值, 规范也通过相应的图形表示, 并在必要时还列出了具体的计算式。 f_s 、 f_{op} 、 f_{ob} 分别为壳体、补强圈和接管材料的许用应力, 规范规定: $f_{ob} = \min (f_s, f_b)$, $f_{op} = \min (f_s, f_p)$ 。

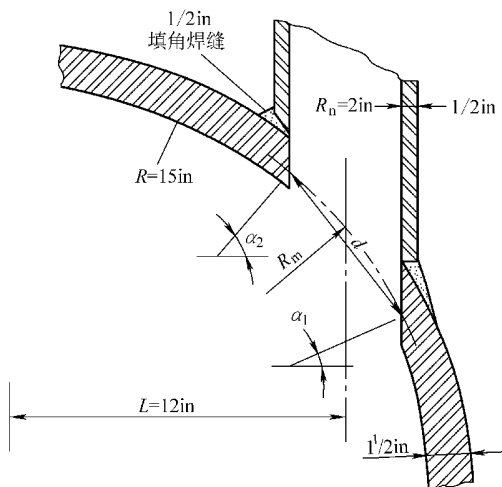


图 5-7 圆筒上的斜向开孔

(引自 ASME VIII-1 图 L-7.7.1)

在 5.3.3 节中已提及, 如开孔通过壳体的对其壁厚计算起决定作用的对接接头时, 在补强计算时涉及壳体许用应力 f_s 项时应以 $f_s z$ 值替代, 其中 z 为壳体的焊接接头系数。如接管具有纵向焊缝, 且该焊缝和接管中心连线与壳体轴线间的夹角 $\theta \leq 45^\circ$ 时, 补强计算中涉及接管许用应力 f_b 项时应以 $f_b z$ 值替代, 其中 z 为接管的焊接接头系数。

如不满足式 (5-10) 的关系, 则可增加在补强有效范围内壳体、补强圈或接管的厚度, 直至满足式 (5-10) 为止。

当壳体上设有斜向接管而使开孔为非圆形时, 见图 5-9, 图中表示了各部受载截面积和受压投影面积的详图, 并说明按式 (5-10) 计算时, 受压投影面积项除 Ap_s 和 Ap_b 外, 还应包括因接管斜置所引起的 Ap_φ 部分, 以体现由于接管斜置导致局部应力增加而要求更多的补强截面积。

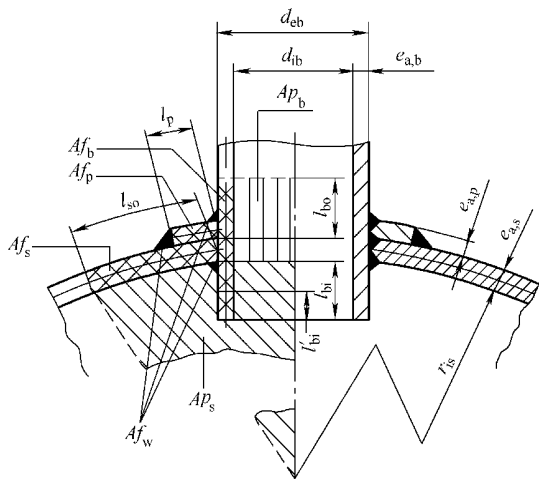


图 5-8 补强有效范围和补强计算示意图

(引自 EN 13445 图 9.4-10)

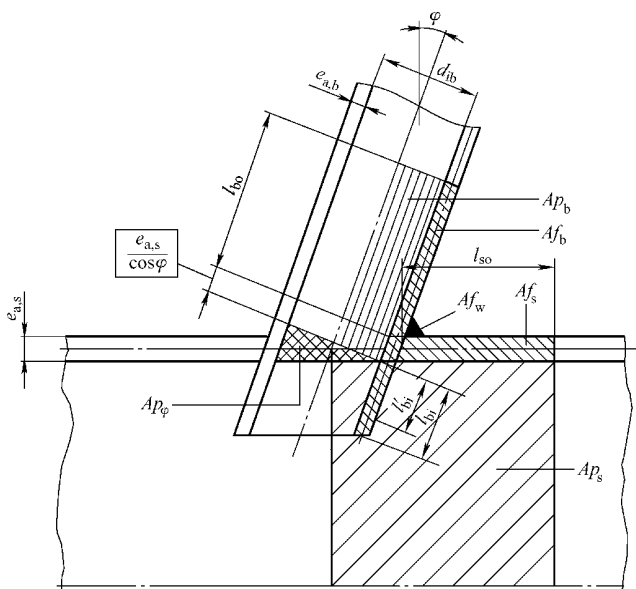


图 5-9 筒体上沿轴线的倾斜接管 (引自 EN 13445 图 9.5-1)

2. 邻近结构不连续或壳体对接接头的开孔

从开孔边缘至圆筒和各种封头或锥壳大端的连接线 W 值如不满足 $W \geq W_{\min} = \max(0.2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}, 3e_{a,s})$ 者, 属于邻近结构不连续的开孔, 对于其他结构不连续, 其 W 值规范另作规定。

此时在补强计算式中在计算壳体承载面积 Af_s 项时, 壳体上能起补强作用的有效宽度 l_{so} 项应取 $l'_s = \min(l_{so}, l_s)$, 其中 l_s 根据不同的结构, 在其 9.7.3 节中分别作出规定。

5.4.4 对各标准的对照及简要评述

ASME VIII-1 和 EN 13445 都对因设有斜向接管而导致壳体上形成非圆孔时的计算作出规定, GB 150 虽然参照 ASME VIII-1 也允许非圆形开孔, 但其补强计算方法仅当非圆孔的长轴或短轴平行或垂直于圆筒或锥壳轴线、或在球壳上 (包括成型封头的球冠区) 设有斜向接管时才是可行的, 在圆筒或锥壳设有斜向接管使开孔如图 5-4 中 (5) 所示时, GB 150 因未引入应力校正系数 F , 因而并无正确的补强计算方法。

采用等面积补强法的 GB 150 虽然总体上参照 ASME VIII-1, 但是在因开孔而削弱的承载截面积 A 值的计算中, 并未区分开孔是否和 A 类焊接接头相遇, 其元件壁厚 δ 值一律按元件厚度计算公式, 即引入焊接接头系数所得的厚度计算; 在计算元件除承受压力所需厚度之外的多余厚度时, 也未区分包括补强有效范围在内的开孔是否和 A 类焊接接头相遇, 其元件壁厚 δ 值也一律按元件厚度计算公式并引入焊接接头系数所得的厚度计算, 这些规定显然和 ASME VIII-1 的规定不同, 从设计原理上也很难解释。

5.5 接管对壳体连接焊缝的强度

开孔补强计算只是解决因开孔而引起承载截面积的补偿, 并未涉及如何保证这些起补偿作用的截面积能和原元件一起承载、一起协调地变形的问题。为此, 应对连接焊缝的强度予以关注。

5.5.1 GB 150

GB 150 在附录 J 中参考 ASME VIII-1 列出了接管对壳体的连接结构, 但并未规定必须按照这些结构, 而是说明可根据焊接方法、焊接参数、加工条件以及施焊位置等的具体情况另行确定。

5.5.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 除在其图 UW-16.1 中列出了接管对壳体的连接结构和各部尺寸外, 鉴于带有补强圈或虽无补强圈但属于非全焊透的结构难以保证各补强件和壳体或接管一起承载、一起协调地变形, 所以在 UG-41 节中列出了要求对各有关承载途径进行强度校核, 要求各承载途径的连接焊缝 (包括在此途径中为防止补强件和壳体产生相对移动的元件) 强度不小于所涉及各补强件强度, 见图 5-10。

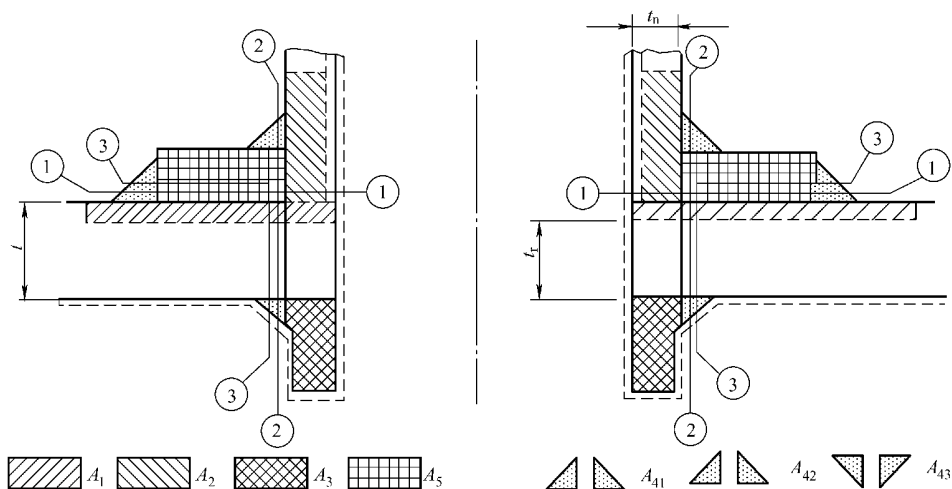


图 5-10 接管连接焊缝载荷和校核途径 (引自 ASME VIII-1 图 UG-41.1)

途径 1-1 连接焊缝 (包括在此途径中为防止补强件和壳体产生相对移动的元素) 的强度为: 补强圈外周边对壳体连接填角焊缝长度的剪切强度 (以 $\frac{\pi}{2} D_p \times$ 填角焊缝焊脚长 $\times$ 填角焊缝剪切许用应力表示), 接管横截面的剪切强度 (以 $\frac{\pi}{2} \times$ 接管平均直径 $\times$ 接管厚度 $\times$ 接管抗剪许用应力表示)。

所涉及的补强件强度为: 接管除承受压力所需之外能起补强作用的材料 A_2 、补强圈材料 A_5 、补强圈外周边的填角焊缝材料 A_{41} 或 A_{42} 三者对其许用应力 S_v 的乘积。

校核条件为: 连接焊缝强度 $\geq (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42}) S_v$ 或 $[A - A_1 + 2t_n f_{rl} (E_1 t - Ft_r)] S_v$ 中的较小值。

途径 2-2 连接焊缝的强度为: 接管外伸和内插端和补强圈内周边或和壳体连接的填角焊缝长度的剪切强度 [以 $\frac{\pi}{2} (d + 2t_n) \times$ 填角焊缝焊脚长 $\times$ 填角焊缝剪切许用应力表示], 其中外伸或内插端的连接焊缝如还是开坡口的焊缝时, 则还应包括该坡口焊缝的拉伸强度 [以 $\frac{\pi}{2} (d + 2t_n) \times$ 填角焊缝焊脚长 $\times$ 填角焊缝拉伸许用应力表示]。

所涉及的补强件强度为: 接管除承受压力所需之外能起补强作用的材料 A_2 、壳壁以内的内插接管材料 A_3 、外伸和内插接管填角焊缝材料 A_{41} 或 A_{43} 、内插接管在壳壁部分因和壳体材料不同而所作的调整 $2t_n f_{rl}$ 四者对其许用应力 S_v 的乘积。

校核条件为: 连接焊缝强度 $\geq (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n f_{rl}) S_v$ 或 $[A - A_1 + 2t_n f_{rl} (E_1 t - Ft_r)] S_v$ 中的较小值。

途径 3-3 连接焊缝的强度为：补强圈外周边对壳体连接的填角焊缝长度的剪切强度（以 $\frac{\pi}{2} D_p \times$ 填角焊缝焊脚长 $\times$ 填角焊缝剪切许用应力表示），接管内插端和壳体连接的填角焊缝长度的剪切强度 [以 $\frac{\pi}{2} (d + 2t_n) \times$ 填角焊缝焊脚长 $\times$ 填角焊缝剪切许用应力表示]。其中内插端的连接焊缝如还是开坡口的焊缝时，则还应包括该坡口焊缝的拉伸强度 [以 $\frac{\pi}{2} (d + 2t_n) \times$ 填角焊缝焊脚长 $\times$ 填角焊缝拉伸许用应力表示]。

所涉及的补强件强度为：接管除承受压力所需之外能起补强作用的材料 A_2 、壳壁以内的内插接管材料 A_3 、补强圈材料 A_5 、外伸和内插接管填角焊缝材料 A_{41} 、 A_{42} 或 A_{43} 、内插接管在壳壁部分因和壳体材料不同而所作的调整 $2t_n t_{f_{r1}}$ 四者对其许用应力 S_v 的乘积。

校核条件为：连接焊缝强度 $\geq (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t_{f_{r1}}) S_v$ 或 $[A - A_1 + 2t_n t_{f_{r1}} (E_1 t - F t_r)] S_v$ 中的较小值。

规范在其 UW-15 节规定了填角和坡口焊缝的许用拉伸和剪切应力值：坡口焊缝拉伸为 $0.74S_v$ ，坡口焊缝剪切为 $0.60S_v$ ，填角焊缝剪切为 $0.49S_v$ ，并在 ASME VIII-1 附录 L-7.2 ~ L-7.6 中举例说明。

5.5.3 EN 13445

EN 13445 并未直接提及接管对壳体连接焊缝的强度校核要求，仅在其设计篇的表 A-6 和 A-8 中详细列出了接管对壳体连接焊缝的尺寸和设计要求，但所列的各种结构都未包括设置补强圈的结构在内。

5.5.4 对各标准的对照及简要评述

接管对壳体连接焊缝的强度对开孔补强设计无疑是重要的，即使通过计算已在补强有效范围内补充了足够材料的截面积，如果连接焊缝强度不足，再多的补强面积也无济于事。从这点看，ASME VIII-1 较 GB 150、EN 13445 似稍胜一筹。

5.6 平板和外压壳体上的开孔补强设计

平板和外压壳体的开孔补强计算可由等面积补强原理引伸而得，因为平板及外压壳体的强度及稳定性设计原理和内压壳体设计原理不同，前者按器壁材料的抗弯截面模量，而后者按器壁材料的截面积来承受载荷，由等面积补强原理加以引伸，可得由于开孔而使平板或外压壳体抗弯截面模量的削弱，应在补强的有效范围内补偿以同样数量的抗弯断面模量。根据这一原理，如和内压壳体相统一，同样按截面积表示，则可换算得因开孔而削弱的截面积，仅需在补强有效范围内补偿以一半的削弱截面积即可。

5.6.1 GB 150

对于平盖上开有 $d \leq 0.5D_0$ 的小开孔, 如采用补强方法设计时要求在补强有效范围内所补偿的截面积为

$$A = 0.5d\delta_p \quad (5-11)$$

也可以在平盖厚度设计式中引入开孔削弱系数 ν 以整体加厚平盖, 即将式 (3-20) 中的结构特征系数 K 用 K/ν 代替, 其中开孔削弱系数 $\nu = \frac{D_c - \sum b}{D_c}$, $\sum b$ 为平盖危险径向截面上开孔宽度的总和, 其值不得超过 $D_i/2$ 。

对于外压壳体上的开孔, 要求在补强有效范围内所补偿的截面积为

$$A = 0.5[d\delta + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r)] \quad (5-12)$$

式中 δ 值应按外压壳体的设计并取 $p = [p]$ 时之值。

5.6.2 ASME VIII-1

对于平盖上开有直径不超过平盖一半直径的小开孔, 如采用补强方法设计时要求在补强有效范围内所补偿的截面积为

$$A = 0.5dt + t_n(1 - f_n) \quad (5-13)$$

也可以在平盖厚度设计式中将系数 C 加大以整体加厚平盖, 即将式 (3-22)、式 (3-23) 中的系数 C 加大, 规范在其 UG-39 节中规定了各种平盖结构所应加大之值。

当在外压壳体上开孔时, 规范规定其所需补强的截面积仅为内压时所需截面积即式 (5-7) 的 50%, 且其中 t_r 为按外压壳体的设计并取 $P = [P]$ 时之值, 计算时并取应力校正系数 $F = 1.0$ 。

5.6.3 EN 13445

EN 13445 对平盖上的开孔不采用补强方法设计, 都是采用加厚平盖的设计方法, 已在 3.4.3 节中作了介绍。

对于壳体上的开孔, 因 EN 13445 采用的是压力面积补强设计方法, 对各种元件上有各不同开孔的情况, 都需要作出相应的计算图形, 所以规范在作出内压壳体开孔补强的计算图形后, 在其设计篇的 9.1 节中说明, 这些图形和计算方法适用于内压或外压壳体。从上面的分析可知, 外压壳体的开孔补强按照内压壳体的开孔补强计算总是偏于安全的。

5.7 壳体和平板上的大开孔设计

所谓大开孔都是指开孔尺寸超出规范规定范围的开孔。

5.7.1 GB 150

虽然 GB 150 主要地引自 ASME VIII-1, 但由于未及时随 ASME VIII-1 的更新或补充, 所以未包括 ASME VIII-1 在 1998 年版起列入的在圆筒和锥壳上的大开孔设计内容。

平盖上的大开孔设计方法引自 ASME VIII-1, 它适用于 $d > 0.5D_o$ 时, 采用的方法实际上是根据法兰设计原理, 是对和平盖相连接的圆筒、开孔接管的轴向应力, 以及平盖上 (看作为法兰环) 的径向和环向应力予以计算并校核的方法进行设计的, 和平盖设计全无关系。

图 5-11 左侧为带接管的结构, 即平盖上的接管和平盖间采用整体连接, 故可将接管和平盖的连接按整体法兰模型分析, 为此而要求计算并校核的应力共计 6 项: 平盖外周边处圆筒上的轴向应力 σ_{Hs} , 外周边处平盖的径向和环向弯曲应力 σ_{Rs} 和 σ_{Ts} , 平盖内周边处接管上的轴向应力 σ_{Ho} , 内周边处平盖的径向和环向弯曲应力 σ_{Ro} 和 σ_{To} 。图 5-11 右侧为无接管的结构, 即平盖上的接管和平盖间采用非整体连接 (平盖上仅有开孔而真正无接管就不能承受压力), 故应将接管和平盖的连接按活套法兰模型分析, 为此而要求计算并校核的应力共计 4 项: 平盖外周边处圆筒上的轴向应力 σ_{Hs} , 外周边处平盖的径向和环向弯曲应力 σ_{Rs} 和 σ_{Ts} , 内周边处平盖的环向弯曲应力 σ_{To} 。

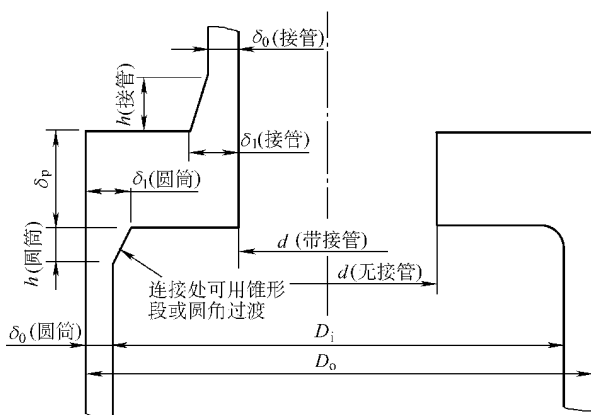


图 5-11 中心大开孔的整体平盖 (引自 GB 150 图 8-10)

带接管的结构所需计算的 6 项应力分别为:

平盖外周边处圆筒上的轴向弯曲应力

$$\sigma_{Hs} = x_1 (E\theta) \frac{1.1h_a f}{(\delta_i/\delta_o)^2 D_i V_1} \quad (5-14)$$

外周边处平盖的径向弯曲应力

$$\sigma_{Rs} = \frac{1.91M_H \left(1 + \frac{F_1\delta_p}{h_o}\right)}{D_i\delta_p^2} + \frac{0.64F_1M}{D_i h_o \delta_p} \quad (5-15)$$

外周边处平盖的环向弯曲应力

$$\sigma_{Ts} = \frac{x_1(E\theta)\delta_p}{D_i} - \frac{0.57 \left(1 + \frac{F_1\delta_p}{h_o}\right)M_H}{D_i\delta_p^2} + \frac{0.64F_1Z_1M_H}{D_i h_o \delta_p} \quad (5-16)$$

平盖内周边处接管上的轴向弯曲应力

$$\sigma_{Ho} = x_1\sigma_H \quad (5-17)$$

内周边处平盖的径向弯曲应力

$$\sigma_{Ro} = x_1\sigma_R \quad (5-18)$$

内周边处平盖的环向弯曲应力

$$\sigma_{To} = x_1\sigma_T + \frac{0.64F_1Z_2M_H}{D_i h_o \delta_p} \quad (5-19)$$

无接管的结构所需计算的4项应力分别为：

圆筒上的轴向弯曲应力 σ_{hs} 、周边处平盖的径向弯曲应力 σ_{Rs} 和环向弯曲应力 σ_{Ts} 在形式上也采用式 (5-14)、式 (5-15) 和式 (5-16) 计算，但其中所涉及的 $(E\theta)$ 项各采用不同的表示式；在内周边处平盖则仅周向弯曲应力一项，形式上也采用式 (5-19) 计算，但其中所涉及的 $(E\theta)$ 和 σ_T 项各采用不同的表示式。

上述除 σ_H 、 σ_R 和 σ_T 以外的各项应力计算式中，所涉及的系数 f 、 V_1 、 F_1 、 h_o 等都由平盖外周边处圆筒或锥颈的尺寸 δ_o 、 δ_i 和 h 确定。

σ_H 、 σ_R 和 σ_T 为用于计算有关应力时所采用的系数，GB 150 和 ASME VIII-1 都称为计算应力，当为带接管的结构时，按整体法兰的三项应力，即式 (6-11) ~ 式 (6-13) 计算；当为无接管的结构时，按活套法兰的一项应力，即式 (6-14) 计算，但其中的法兰厚度 δ_i 用大开孔平盖的厚度 δ_p 代入，其中的法兰内径用大开孔平盖的开孔或接管内径 d 代入；所用到的有关系数 f 、 λ 、 e 、 Y 和 Z 等都由平盖内周边处接管锥颈的尺寸 δ_o 、 δ_i 和 h 值确定。

符号 x_1 表示为

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

其中 $M_o = F_D L_D + F_T L_T$, $F_D = \frac{\pi}{4} d^2 p$, $F_T = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d^2) p$, $L_D = \frac{D_i - (d + \delta_i)}{2}$, $L_T = \frac{D_i - d}{4}$ 。

符号 M_H 表示为

$$M_H = \frac{(E\theta)}{\frac{1.74h_o V_l}{\delta_o^3 D_{il}} + \frac{(E\theta)}{M_o} \left(1 + \frac{F_l \delta_p}{h_o}\right)}$$

其中, h_o 、 V_l 、 F_l 系和平盖外周边处圆筒或锥颈结构有关的参数或系数, 都按整体法兰的三项应力, 即式(6-11) ~ 式(6-13)中所用者相同, $D_{il} = D_i + \delta_o$ 。符号 $(E\theta)$ 对于带接管平盖

和无接管平盖分别表示, 对于带接管平盖, $(E\theta) = \frac{0.91(\delta_l/\delta_o)^2 D_{il} V_l}{f h_o} \sigma_H$; 对于无接管平盖,

$(E\theta) = \frac{d}{\delta_p} \sigma_T$, 且各自式中的 σ_H 和 σ_T 分别按整体法兰和活套法兰计算。带接管平盖

$(E\theta)$ 式中的 h_o 、 V_l 和 f 都是和平盖内周边处接管锥颈结构有关的参数或系数, 按整体法兰的三项应力, 即式(6-11) ~ 式(6-13)中所用者相同, δ_o 、 δ_l 、 h 都指平盖内周边处接管颈的尺寸。

$$\text{系数 } Z_1 = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}, \text{ 系数 } Z_2 = \frac{2K^2}{K^2 - 1}, \text{ 其中径比 } K = \frac{D_o}{d}。$$

因为大开孔平盖采用了法兰设计的原理, 所以由式(5-14) ~ 式(5-19)所得的各项应力都按法兰设计同样的条件进行校核, 见 6.3.1 节。

GB 150 在 8.9.2 节中所提“其平盖厚度需满足要求”这一句是无必要的, ASME VIII-1 对此则说明: 平封头厚度不需要按平封头的规则进行计算, 厚度满足此节对各项应力的校核要求即可。

5.7.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 对平盖上的大开孔和 GB 150 完全相同, 已如上述。

对壳体上的大开孔补强规定了以下 3 种设计方法。

1. 压力面积法

对于壳体上的开孔、接管, 由 5.1.5 节的分析可知, 在比值 d/D_i 较小时, 压力面积法由于壳体能起补作用的截面积比按照计及 d 和 D_i 两因素时所需要的值为大, 所以需要增加的补强面积可略少而看起来比等面积补强法为之“冒进”; 而在比值 d/D_i 较大时, 压力面积法由于壳体能起补作用的截面积比按照计及 d 和 D_i 两因素时所需要的值为小, 所以需要增加的补强面积应略多而看起来比等面积补强法为之“保守”。对此, 在超出开孔尺寸限制时壳体上的大开孔时, ASME VIII-1 采用了偏于“保守”(即偏于安全)的压力面积补强法。

ASME VIII-1 在附录 1-7 中对圆筒和锥壳上的大开孔设计作了规定, 见图 5-12, 其限制条件为:

- 1) 所需补强面积的 2/3 在壳体上应位于 $3d/4$ 或 $d/2 + \delta_n + \delta_m$ 中较大者的范围内。
- 2) 所需补强面积的 2/3 在接管上应位于 $2.5\delta_n$ 或 $2.5\delta_m + \delta_r$ 中较小者的范围内。
- 3) $D_i > 1500\text{mm}$, $d > 1000\text{mm}$, 且 $d/D_i \leq 0.7$ 。

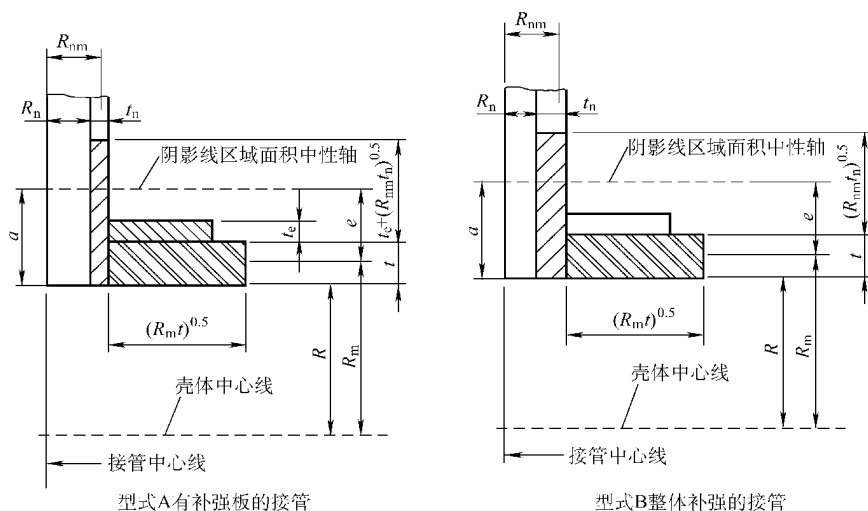


图 5-12 圆筒和锥壳上的大开孔 (引自 ASME VIII-1 图 1-7-1)

4) 接管无内插段。

5) 开孔处具有较大的内圆角半径, 角焊缝可磨成凹形轮廓, 对连接焊缝采用射线、磁粉或液体渗透检测。

根据压力面积法式 (5-10) 的原理, 由图 5-12 型式 A, 可得各承载截面积上的薄膜应力 S_m 限于材料的许用应力 S 以内而得:

$$S_m = P \left(\frac{R(R_n + t_n + \sqrt{R_m t}) + R_n(t + t_e + \sqrt{R_m t_n})}{A_s} \right) \leq S \quad (5-20)$$

当为型式 B 即不带补强圈时, 取式 (5-20) 中的 $t_e = 0$ 。

各承载截面上的弯曲应力 S_b 限于材料许用应力 S 的 1.5 倍以内而得:

$$S_b = \frac{Ma}{I} \leq 1.5S \quad (5-21)$$

式中弯矩 $M = \left(\frac{R_n^3}{6} + RR_n e \right) P$, $a = e + t/2$, I 为图 5-12 中阴影线区域面积对平行于壳体轴线中性轴的有效惯性矩, e 为阴影线区域面积的中性轴到壳壁中面处的距离。

以满足式 (5-20) 和式 (5-21) 的校核条件即达到了补强要求。

平盖上的大开孔补强要求和 GB 150 完全相同, 且规范在附录 14-1 (c) 节指出, 平封头不需要按平封头的规则进行计算, 厚度满足本附录的所有要求 [即式 (5-14) ~ 式 (5-19)] 即可。

2. 压力面积应力法

此法系按照 2007 年版 ASME VIII-2 所采用的方法。

其中 W 为补强板宽度。

1) 计算沿容器壁的补强有效范围:

对整体补强的接管:

$$L_R = 8t$$

对带补强板的接管:

在 $t_e < 0.5t$ 或 $W < 2t$ 时, $L_R = 8t$

在 $t_e \geq 0.5t$ 且 $W < 8(t + t_e)$ 时, $L_R = 10t$

在 $t_e \geq 0.5t$ 且 $W \geq 8(t + t_e)$ 时, $L_R = 8(t + t_e)$

2) 计算外伸接管的补强有效范围:

$$L_{H1} = t + 0.78 \sqrt{R_n t_n}$$

$$L_{H2} = L_{pr1} + t$$

$$L_{H3} = 8(t + t_e)$$

$$L_H = \min(L_{H1}, L_{H2}, L_{H3})$$

3) 计算内插接管的补强有效范围:

$$L_{I1} = 0.78 \sqrt{R_n t_n}$$

$$L_{I2} = L_{pr2}$$

$$L_{I3} = 8(t + t_e)$$

$$L_I = \min(L_{I1}, L_{I2}, L_{I3})$$

4) 计算各作用力:

$$f_N = PR_n (L_H - t)$$

$f_S = PR_{\text{eff}} (L_R + t_n)$ (其中对于圆筒, $R_{\text{eff}} = 0.5D_i$; 对于锥壳, 为接管中心线和锥壳相交处沿垂直于锥壳轴线方向的内半径)

$$f_Y = PR_{\text{eff}} R_n$$

5) 计算在容器上的平均局部和总体一次薄膜应力:

$$\sigma_{\text{avg}} = \frac{(f_N + f_S + f_Y)}{A_T} \quad (5-22)$$

$$\sigma_{\text{circ}} = \frac{PR_{\text{eff}}}{t_{\text{eff}}} \quad (\text{其中 } t_{\text{eff}} \text{ 为容器的有效厚度}) \quad (5-23)$$

6) 确定在与接管相交处容器上的最大局部一次薄膜应力:

$$P_L = \max(2\sigma_{\text{avg}} - \sigma_{\text{circ}}, \sigma_{\text{circ}}) \quad (5-24)$$

7) 校核 P_L 值:

$$P_L \leq S_{\text{allow}} \quad (5-25)$$

其中 $S_{\text{allow}} = 1.5SE$

8) 确定接管的最大许用工作压力:

$$P_{\text{max}_1} = \frac{S_{\text{allow}}}{2 \left(\frac{A_p}{A_T} \right) - \left(\frac{R_{\text{eff}}}{t_{\text{eff}}} \right)}$$

其中 $A_p = R_n (L_H - t) + R_{\text{eff}} (L_R + t_n + R_n)$

$$P_{\max_2} = S \left(\frac{t}{R_{\text{eff}}} \right)$$

$$P_{\max} = \min(P_{\max_1}, P_{\max_2}) \quad (5-26a)$$

当接管沿圆筒轴线有夹角 θ 时, 在按上述圆筒上设有径向接管的计算中, 采用以下值代替:

$$R_n \text{ 用 } R_{nc} = \frac{R_n}{\cos\theta}$$

当锥壳上设有垂直于锥壳表面的径向接管时, 按圆筒上设有径向接管的同样方法计算和校核, 但有关值用以下各式代替:

$$f_s \text{ 用 } f_s = \frac{P}{\cos\alpha} \left[R_{\text{eff}} + \left(\frac{L_R + t_n + R_n}{2} \sin\alpha \right) \right] (L_R + t_n)$$

$$f_Y \text{ 用 } f_Y = \frac{P \left(R_{\text{eff}} + \frac{R_n}{2} \sin\alpha \right) R_n}{\cos\alpha}$$

$$\sigma_{\text{circ}} \text{ 用 } \sigma_{\text{circ}} = \frac{P [R_{\text{eff}} + (L_R + t_n + R_n) \sin\alpha]}{t_{\text{eff}} \cos\alpha}$$

$$P_{\max} \text{ 用 } P_{\max} = \frac{S_{\text{allow}}}{2 \left(\frac{A_p}{A_T} \right) - \frac{R_{\text{eff}} + (L_R + t_n + R_{nc}) \sin\alpha}{t_{\text{eff}} \cos\alpha}} \quad (5-26b)$$

$$A_p \text{ 用 } A_p = R_n (L_H - t) + \left[R_{\text{eff}} + \left(\frac{L_R + t_n + R_n}{2} \right) \sin\alpha \right] \left(\frac{L_R + t_n}{\cos\alpha} \right) + \frac{R_n (R_{\text{eff}} + 0.5 R_n \sin\alpha)}{\cos\alpha}$$

当锥壳上设有垂直于锥壳轴线的斜向接管时, R_n 用 $R_{nc} = \frac{R_n}{\cos\alpha}$ 代替。

以上各式中, α 为锥壳的半顶角。

3. 弹-塑性失效补强法 (图 5-14)

此法系采用原 ASME VIII-2 补强另一规则的方法。

开孔应满足下面的式 (5-27) 和式 (5-28):

$$\frac{2 + 2 \left(\frac{d_m}{D_m} \right)^{3/2} \left(\frac{t_n}{t} \right)^{1/2} + 1.25\lambda}{1 + \left(\frac{d_m}{D_m} \right)^{1/2} \left(\frac{t_n}{t} \right)^{3/2}} \leq 2.95 \left(\frac{t}{t_r} \right) \quad (5-27)$$

$$\frac{\left[B_1 \left(\frac{t_n}{t} \right)^2 + 228 \left(\frac{t_n}{t} \right) \left(\frac{d_m}{D_m} \right) + B_2 \right] \lambda + 155}{108 \lambda^2 + \left[228 \left(\frac{d_m}{D_m} \right)^2 + 228 \right] \lambda + 152} \geq (0.93 + 0.005 \lambda) \left(\frac{t_r}{t} \right) \quad (5-28)$$

其中 $t_n/t \leq 1.0$ 时, $B_1 = 162$

$t_n/t > 1.0$ 时, $B_1 = 54$

$t_n/t \leq 1.0$ 时, $B_2 = 210$

$t_n/t > 1.0$ 时, $B_2 = 318$

$\lambda = (d_m/D_m) (D_m/t)^{1/2}$

5.7.3 EN 13445

由于 EN 13445 对圆筒和锥壳上的开孔接管可用于 $\frac{d_{ib}}{2r_{is}} \leq 1.0$, 见图 5-1 和图 5-2, 所以并无大开孔补强计算之必要。

EN 13445 对平盖上的开孔采用整体加厚设计, 故也不存在大开孔时的补强设计。

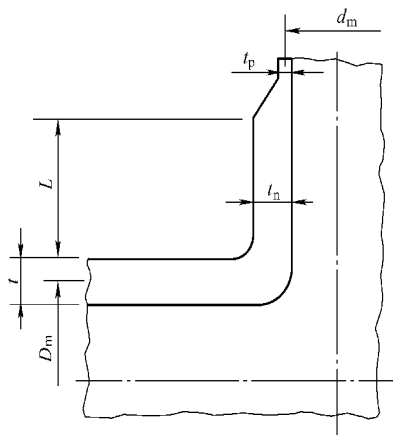


图 5-14 弹-塑性失效补强的计算图 (引自 ASME VIII-1 图 1-9)

5.7.4 对各标准的对照及简要评述

对于平盖上的大开孔设计, GB 150 引自 ASME VIII-1, ASME VIII-1 采用了法兰设计原理, 所以指出平封头不需要按平封头的规则进行计算, 厚度满足本附录的所有要求 [即式 (5-14) ~ 式 (5-19)] 即可, 但 GB 150 不仅未提及这点, 还提出“其平盖厚度需满足要求”, 这显然是对 ASME VIII-1 的误解。ASME VIII-1 于 1998 年版根据压力面积补强法所列壳体上的大开孔设计方法, 因 GB 150 的未及时修订而未予列入, 所以对圆筒和锥壳上的大开孔无法设计。ASME VIII-1 附录 1-10 中引自 ASME VIII-2 所列的压力面积应力法, 从其所依据的补强原理看, 应是目前各种补强方法中最为合理的。

5.8 多个开孔补强设计

此处所述的多个开孔是指各开孔相互靠近, 而使相邻开孔的补强有效范围重叠的且不规则排列的开孔, 相邻开孔的补强有效范围不重叠时的多个开孔都可以按独立开孔进行补强设计, 规则排列的孔排则都在元件厚度设计式中引入排孔削弱系数以整体加厚元件, 不采用补强方法。

5.8.1 GB 150

GB 150 的多个开孔补强设计主要地引自 ASME VIII-1, 见图 5-15。

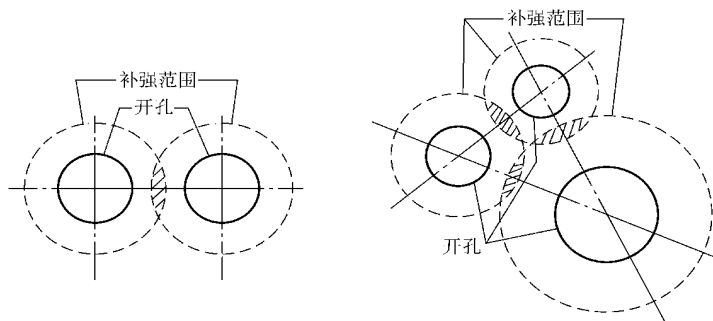


图 5-15 相邻开孔和多个开孔的补强示意
(引自 GB 150 图 8-2、图 8-3)

当两孔中心距不超过 $(d_1 + d_2)$ 值而使两孔的补强有效范围相重叠时, 则应对该两孔在连接两孔中心的平面内采用联合补强, 其补强的总截面积应不小于按单孔分别计算所得补强截面积之和, 且应使两孔之间的补强截面积不小于补强总截面积的 50%, 在补强区的重叠部分不得重复计算作为补强截面积。

当多孔的中心线都在同一直线上时, 则按逐次配对处理。

当多个开孔的中心线不在同一直线上, 且其中任意相邻两孔的中心距在 $\left(\frac{4}{3} \sim 2\right)\left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right)$ 之间时, 则应对该多孔逐对按上述方法采用联合补强, 其补强的总截面积应不小于按单孔分别计算所得补强截面积之和, 且应使两孔之间的补强截面积不小于补强总截面积的 50%, 在补强区的重叠部分不得重复计算作为补强截面积。

若任意两相邻开孔中心距小于其平均直径的 $\frac{4}{3}$ 倍时, 则该两孔之间的任何材料都不得作为补强之用, 此时应对任意方式排列、任何数量的相邻开孔, 均可作为能包容这些孔的一假想大孔进行补强, 实际孔的接管壁都不能作为补强材料, 假想大孔的直径仍应遵守开孔尺寸的限制条件。

5.8.2 ASME VIII-1

同 GB 150。

5.8.3 EN 13445

EN 13445 在其设计篇的 9.6 节列出了多个开孔的补强设计方法。见图 5-16, 多个开孔是指各开孔中心距 $L_b < a_1 + a_2 + l_{s01} + l_{s02}$, 相邻接管外壁之间的距离小于 $\max(3e_{a,s}, 0.2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}})$, 以致各孔不能按单独开孔进行补强计算的开孔, 式中 l_{s01} 和 l_{s02} 是各孔在壳体上由接管外侧起量的补有效宽度, 见 5.4.3 节中对图 5-8 的说明。

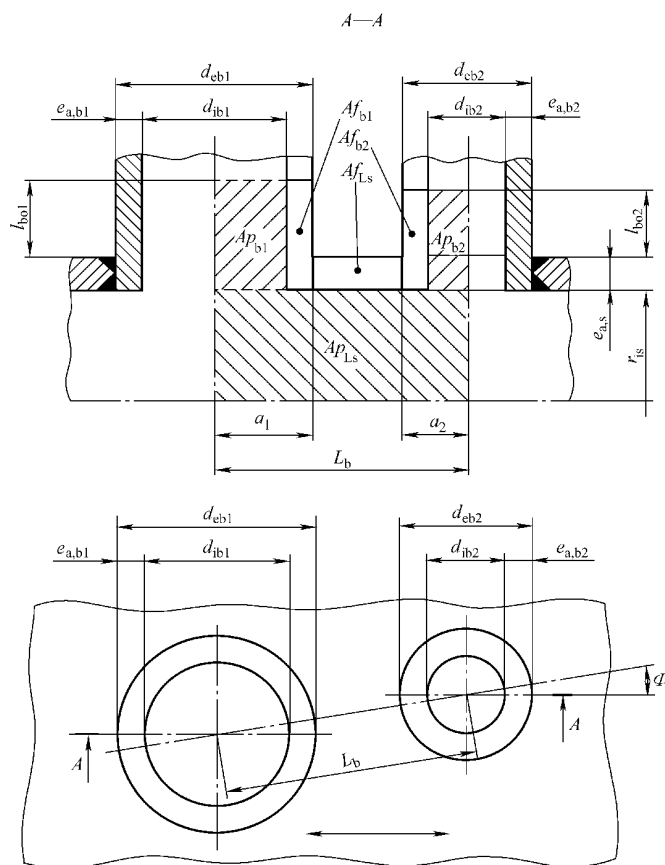


图 5-16 圆筒上的相邻开孔 (引自 EN 13445-3 图 9.6-1)

如各孔直径的总和满足 $(d_1 + d_2 + \cdots + d_n) \leq 0.2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}$, 且各孔都位于直径为 $d_c = 2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) e_{c,s}}$ 的圆圈以内, 任何开孔距其他开孔或不连续结构的距离大于 d_c 值, 则这种多个开孔和单个小开孔相似, 可不必补强计算。

如图 5-16 所示的多个开孔 (图中仅表示两孔, 但也可作成三孔或更多的孔),

可按以下计算逐对进行校核：

$$\begin{aligned} & (Af_{Ls} + Af_w)(f_s - 0.5P) + Af_{b1}(f_{ob1} - 0.5P) + Af_{p1}(f_{op1} - 0.5P) + \\ & Af_{b2}(f_{ob2} - 0.5P) + Af_{p2}(f_{op2} - 0.5P) \\ & \geq P(Ap_{Ls} + Ap_{b1} + 0.5Ap_{\varphi1} + Ap_{b2} + 0.5Ap_{\varphi2}) \end{aligned} \quad (5-29)$$

其中, $Af_{Ls} = (L_b - a_1 - a_2) e_{c,s}$, $Ap_{Ls} = \frac{0.5r_{is}^2 L_b (1 + \cos\varphi)}{r_{is} + 0.5e_{a,s} \sin\varphi}$, $r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s}$ (对圆筒), $Ap_{Ls} = \frac{0.25 (r_{is1} + r_{is2})^2 L_b (1 + \cos\varphi)}{r_{is1} + r_{is2} + e_{a,s} \sin\varphi}$, $r_{is} = \frac{D_e}{2 \cos\alpha} - e_{a,s}$ (对锥壳), $Ap_{\varphi} = \frac{d_{ib}^2}{2} \tan\varphi$ 。

当如图 5-16 那样未设置补强圈时, 上式中可取 $Af_{p1} = Af_{p2} = 0$ 。

以各对开孔都满足式 (5-29) 的校核为满足。如任一对不满足式 (5-29), 则应按图 5-17 和式 (5-30) 进行总体校核。

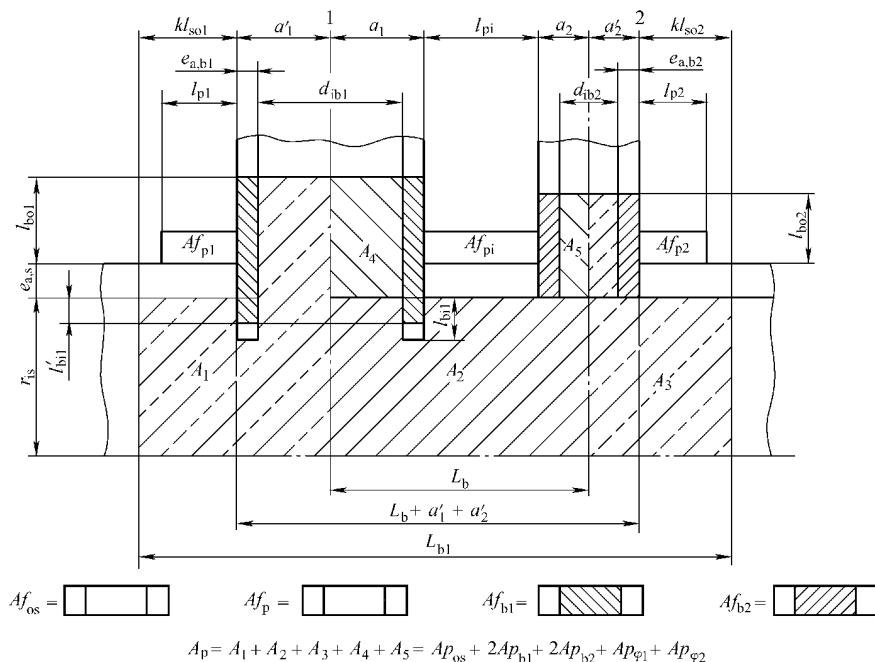


图 5-17 圆筒上相邻接管的总体校核 (引自 EN 13445-3 图 9.6-5)

在总体校核的图 5-17 中, 应满足:

1) 应满足

$$L_b + a'_1 + a'_2 \leq 2(l_{s01} + l_{s02})$$

2) 要能满足将式 (5-29) 的右项乘以 0.85 后的校核。

3) 应满足

$$L_{bl} = L_b + a'_1 + a'_2 + kl_{s01} + kl_{s02}$$

$$k = 2 - \frac{L_b + a'_1 + a'_2}{l_{s01} + l_{s02}}, \text{ 且 } k \leq 1$$

总体校核式为

$$\begin{aligned} & (Af_{os} + Af_w)(f_s - 0.5P) + 2Af_{bl}(f_{obl} - 0.5P) + 2Af_{h2}(f_{oh2} - 0.5P) + \\ & Af_{p01}(f_{op1} - 0.5P) + Af_{p02}(f_{op2} - 0.5P) + Af_{pi}(f_{opi} - 0.5P) \\ & \geq P(Ap_{os} + 2Ap_{bl} + Ap_{\varphi1} + 2Ap_{h2} + Ap_{\varphi2}) \end{aligned} \quad (5-30)$$

5.8.4 对各标准的对照及简要评述

GB 150 对多个开孔的补强设计完全参照 ASME VIII-1, 但是由于在开孔补强设计中并未如 ASME VIII-1 那样引入应力校正系数 F , 所以只能对球壳 (包括成型封头) 和平盖等这类两向应力相等的元件取开孔最大直径方向的截面、或圆筒和锥壳的轴线方向截面进行开孔补强计算。对于如图 5-15 所示在圆筒或锥壳上的多孔布置, 当连接两孔中心线的截面并非平行于圆筒或锥壳的轴线时, 对该多孔逐对沿其中心连线按单孔进行补强计算时, 如不引入应力校正系数 F , 则其结果偏于保守。

5.9 接管上作用有除压力以外载荷时的补强设计

GB 150、ASME VIII-1、EN 13445 的补强设计仅考虑压力载荷, 并无计及其他载荷。当除压力外在接管上还作用有轴向外力、弯矩、横向推力和扭矩时, 在满足由压力载荷引起局部高应力进行开孔补强计算后, ASME VIII-1 在附录 G 中规定对圆筒上的接管可采用 WRC 107 或 297 公报, 对球壳或成型封头上的接管可采用 WRC 107 公报计算在壳体上引起的局部应力。我国的 HG 20582 标准列有这两个公报的具体内容。

WRC 107 公报以无开孔球壳上带有实心圆形径向附件, 且在附件上作用有沿附件轴线向的拉 (压)、沿附件两向的弯矩、横推力和扭矩等载荷时, 在附件周边处球壳上的局部应力; 或以无开孔圆筒上带有实心圆形、方形或长方形径向附件, 且在附件上作用有沿附件轴线向的拉 (压)、沿附件两向的弯矩、横推力和扭矩等载荷时, 在附件周边处圆筒上的局部应力。WRC 297 公报是以圆筒上带有径向接管, 且在接管上作用有沿接管轴线向的拉 (压)、沿接管两向的弯矩、横推力和扭矩等载荷时, 在接管周边处圆筒上以及离圆筒一定距离内接管上的局部应力。两个公报都没有计及压力的影响。

EN 13445 则并不计算在附件周围球壳或圆筒上的局部应力, 而是由极限载荷原理出发, 计算在附件上允许的各外加载荷的极限值 (包括单个或多个附加载荷的组

合)。

关于接管上作用有除压力以外载荷时壳体上附加应力的计算,将在第9章详细讨论。

5.10 ASME VIII-2 的开孔补强设计 (压力面积应力法)

2007 年全部改写的 ASME VIII-2 所采用的压力面积应力法和等面积法、压力面积法相比,主要有如下特点:

1) 在对壳体补强有效范围的规定上,同时计及了因开孔所引起应力集中的范围(和 d 有关)以及因接管所引起附加边缘应力的存范围(和 $\sqrt{Dt}$ 有关),都较上述两种补强法的仅考虑其中一者为之合理。

2) 承认在补强有效范围内壳体和接管上应力分布的不均匀性,于接管附近壳体上的应力大于远离接管处壳体上的应力,接近壳体处接管颈上的应力大于距壳体有一定距离处接管颈上的应力,这显然是比较符合实际的。

3) 并非以校核有效补强范围内是否有足够的承载面积的形式,而是以计算有效补强范围内壳体或接管的局部一次薄膜应力并将之限于许用应力以内为满足的形式进行开孔补强设计,所以它既不限定最大的允许开孔直径,又不对某些小直径孔规定不需补强(包括计算和补强措施),一切都按所计算得的最大局部一次薄膜应力在规定的校核条件下为满足。

4) 要求计算在有效补强范围内连接焊缝的强度,在计算中也计及了在该范围内应力分布的不均匀性。

5.7.2 节中所介绍在圆筒和锥壳上的大开孔补强方法即为压力面积应力法的实例之一。

第 6 章 法兰及其相关元件设计

包括反向法兰、中心开有 d 大于 $0.5D$ 大孔的平板、带有法兰的凸形封头以及卡箍连接件等，其设计原理都和法兰设计原理相同，所以都列入本章介绍。

6.1 对标准法兰设计的免除

由于在压力容器法兰应用极为广泛，而法兰设计又较繁复，所以各国一般都列有法兰标准供设计人员按直径、压力和温度查取，对于按标准选用的法兰，不需另行计算而可保证安全使用。

6.1.1 GB 150

GB 150 在其 9.1.1 节中规定了当选用 JB4700 ~ 4707 标准（压力容器法兰标准）时，可免除对法兰的计算。

6.1.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 在其 UG-11 中规定了法兰及带法兰管配件可在相应标准所规定的压力-温度额定值下使用，并在 UG-44 节法兰和公称管配件中，详细列出了各种法兰标准。

6.1.3 EN 13445

EN 13445 在其 11.4.1 节中也作了和 ASME VIII-1 相类似的规定，并在其 11.4.2 节中给出了不经过计算而直接选用标准法兰时所应满足的条件。

6.1.4 对各标准的对照及简要评述

GB 150 仅提及当选用 JB 4700 ~ 4707 标准（压力容器法兰标准）时，可免除对法兰的计算，但实际上除压力容器法兰外，更多的是管道法兰，且我国管道法兰标准有多个系列，如国家标准 GB/T 9112 ~ 9124，化工行业标准 HG 20592 ~ 20635，石化行业标准 SH 3406，机械行业标准 JB/T 74 ~ 86 等，GB 150 对此都未提及是否可不经计算而直接选用，或需经哪些调整后才可直接选用。

6.2 密封设计，内压和外压法兰的力矩计算

目前各国容器标准对法兰设计采用的都是 Taylor Forge 法，虽然对此法是否能保证

达到一定量的泄漏要求有所疑问,国外各标准或提出了其他的设计方法,或对原方法作了补充,但因其他各种方法都较原方法复杂,所以各标准都将原方法列于正文,其他各种方法或列于附录作为参考,或以文献形式发表。所以此处和以下所列的有关内容,各标准大致相同,仅略有些出入。

6.2.1 GB 150

1. 内压窄垫片法兰

(1) 垫片压紧力计算 选定垫片尺寸,由标准的表9-1 确定垫片接触宽度 N 和基本密封宽度 b_o ,并由以下关系计算垫片有效密封宽度 b 和垫片压紧力作用中心圆直径 D_G 。对于翻边壳体上的活套法兰, D_G 为法兰与翻边接触面的平均直径,对其他各型法兰,按以下确定:

当 $b_o \leq 6.4\text{mm}$ 时, $b = b_o$, D_G = 垫片接触面的平均直径;

当 $b_o > 6.4\text{mm}$ 时, $b = 2.53 \sqrt{b_o}$, D_G = 垫片接触面的外径减去 $2b$ 。

预紧时需要的最小垫片压紧力:

$$F_G = F_a = \pi D_G b y \quad (6-1)$$

操作时需要的最小垫片压紧力:

$$F_G = F_p = 2\pi D_G b m p_c \quad (6-2)$$

以上二式中, y 为垫片的预紧密封比压, m 为垫片系数,都可由垫片材料按标准的表9-2 查取。

(2) 螺栓力计算

1) 预紧状态的螺栓力:

$$W_a = F_a \quad (6-3)$$

2) 操作状态的螺栓力:

$$W_p = F_p + F = F_p + 0.785 D_G^2 p_c \quad (6-4)$$

(3) 螺栓截面积计算

1) 预紧状态需要的螺栓截面积:

$$A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b} \quad (6-5)$$

2) 操作状态需要的螺栓截面积:

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b^t} \quad (6-6)$$

3) 需要的螺栓截面积: $A_m = \max(A_a, A_p)$, 实际应取螺栓截面积 $A_b \geq A_m$ 。

(4) 法兰设计力矩计算

1) 预紧状态的法兰力矩:

$$M_a = F_G L_G = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b L_G \tag{6-7}$$

2) 操作状态的法兰力矩:

$$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_G L_G \tag{6-8}$$

3) 取法兰的设计力矩为

$$M_o = \max \left(M_a \frac{[\sigma]_f^t}{[\sigma]_f}, M_p \right) \tag{6-9}$$

以上各式中，除已有说明者外， $F_D = 0.785 D_i^2 p_c$ ， $F_T = 0.785 D_G^2 p_c - F_D$ ，其他各力臂尺寸对各类法兰见图 6-1。GB 150 已用列表方式表示了具体的计算值，见表 6-1。

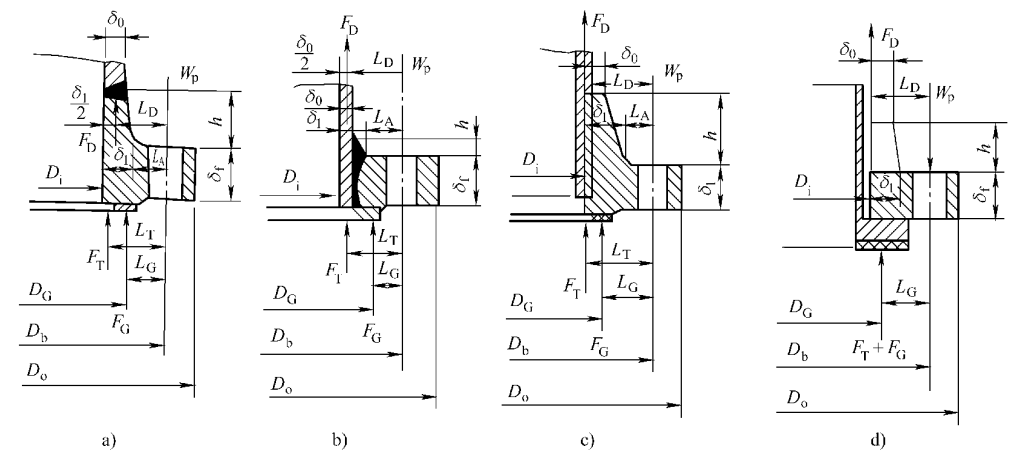


图 6-1 各类内压法兰的载荷和力臂

表 6-1 法兰力矩的力臂 (引自 GB 150 表 9-4)

法兰类型	L_D	L_T	L_G
整体法兰和按整体法兰设计的平焊法兰	$L_A + 0.5 \delta_1$	$0.5 (L_A + \delta_1 + L_G)$	$0.5 (D_b - D_G)$
活套法兰和按活套法兰设计的平焊法兰	$0.5 (D_b - D_i)$	$0.5 (L_D + L_G)$	$0.5 (D_b - D_G)$
活套法兰	$0.5 (D_b - D_i)$	$0.5 (D_b - D_G)$	$0.5 (D_b - D_G)$

2. 外压窄垫片法兰

外压窄垫片法兰的螺栓力、螺栓面积都由预紧状态，即式 (6-3) 和式 (6-5) 起决定作用，随着外压（真空）的升起，操作状态的螺栓力由预紧状态逐渐减小，所以总

是小于预紧状态，因此不需考虑，见图 6-2。

预紧状态的法兰力矩 M_a 和内压法兰相同，仍由式 (6-7) 计算，但取 $A_m = A_a$ 。操作状态的法兰力矩按下式计算：

$$M_p = F_D(L_D - L_G) + F_T(L_T - L_G) \quad (6-10)$$

6.2.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 对密封计算、内压和外压的法兰力矩计算和 GB 150 完全相同。小有区别者仅 GB 150 以式 (6-9) 表示设计力矩 M_o ，以此设计力矩所求得的法兰各项应力都用设计温度时的许用应力校核；ASME VIII-1 并未按式 (6-9) 计算设计力矩 M_o ，而是分别用 M_a 和 M_p 表示预紧和操作状态的设计力矩，并由此而求得预紧和操作状态时法兰的各项应力后，对应地用常温和设计温度时的许用应力校核，实际上二者的原理是相同的。

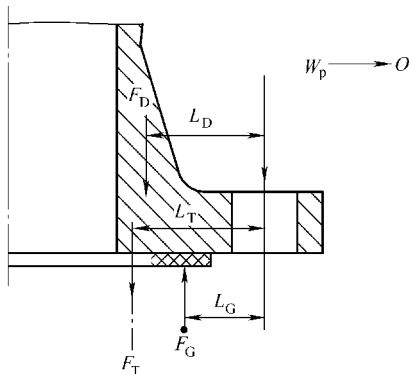


图 6-2 外压法兰的载荷和力臂

6.2.3 EN 13445

EN 13445 在正文中所规定的法兰设计和 ASME VIII-1、GB 150 完全相同，仅所用符号等小有区别，所以不再介绍。

6.3 法兰应力计算和校核

内压或外压的整体（带颈或不带颈）法兰、带颈活套法兰、不带颈活套法兰上各处应力的示意图 6-3。所以，要计算并校核的应力为：①整体（带颈或不带颈）法兰以及带颈活套法兰：圆筒上轴向应力 σ_H 、法兰环上径向应力 σ_R 和环向应力 σ_T ；②不带颈活套法兰：法兰环上环向应力 σ_T 。

6.3.1 GB 150

法兰一般分为整体（带颈或不带颈）法兰、平焊（法兰环和圆筒由全焊透或部分焊透连接）法兰和活套（带颈或不带颈）法兰三种，但从计算角度，仅分为整体法兰和活套法兰两类，并无平焊法兰（也称为任意式法兰）的计算方法。对于法兰环和圆筒连接的非全焊透焊缝甚为牢固的任意式法兰，规范规定按整体法兰计算，法兰环和圆筒连接的非全焊透焊缝不甚牢固的任意式法兰，规范则规定按活套法兰计算。

整体（带颈或不带颈）法兰以及带颈活套法兰：

圆筒上的轴向应力

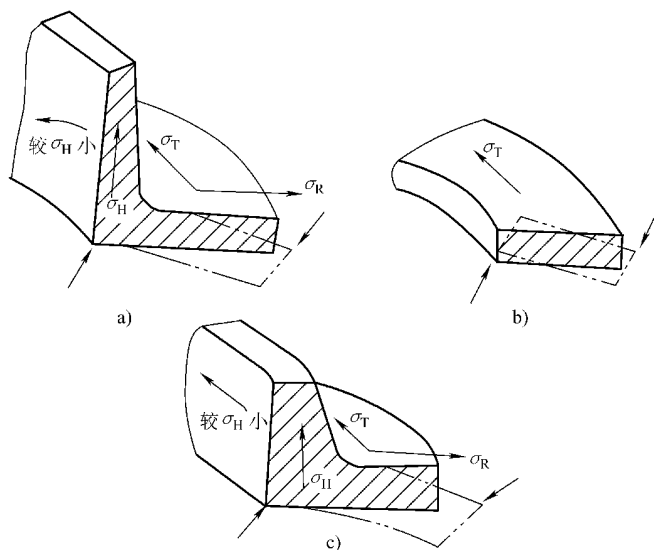


图 6-3 各种法兰各处的应力示意

$$\sigma_H = \frac{fM_o}{\lambda\delta_i^2 D_i} \quad (6-11)$$

法兰环上的径向应力

$$\sigma_R = \frac{(1.33\delta_i e + 1)}{\lambda\delta_i^2 D_i} M_o \quad (6-12)$$

法兰环上的环向应力

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_i^2 D_i} - Z\sigma_R \quad (6-13)$$

不带颈活套法兰:

法兰环上的环向应力

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_i^2 D_i} \quad (6-14)$$

轴向应力 σ_H 和径向应力 σ_R 都等于零。

上述各式中的符号不再一一列出, 都可查阅 GB 150。但标准的 f 值图在引用 ASME VIII-1 中漏引了其中的说明, 致对颈部厚度相同的整体法兰以及带颈活套法兰无法查取, 可参阅 ASME VIII-1。此值是根据锥颈尺寸所确定的应力校正系数, 即视锥颈大小端厚度的悬殊程度, 表示其轴向应力 σ_H 位于小端抑或大端及其相应的倍数。

各项应力都按以下条件校核。

圆筒上的轴向应力：

对带颈整体法兰， $\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_f'$ 与 $2.5[\sigma]_n'$ 中的较小值。

对不带颈整体法兰（法兰环和圆筒由全焊透焊缝连接）和按整体法兰计算的任意式法兰， $\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_f'$ 与 $1.5[\sigma]_n'$ 中的较小值。

对不带颈整体法兰（法兰环和圆筒整体锻成）和带颈活套法兰， $\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_f'$ 。

法兰环上的径向应力： $\sigma_R \leq [\sigma]_f'$

法兰环上的环向应力： $\sigma_T \leq [\sigma]_f'$

圆筒和法兰环上的组合应力： $\frac{\sigma_H + \sigma_R}{2} \leq [\sigma]_f'$ ， $\frac{\sigma_H + \sigma_T}{2} \leq [\sigma]_f'$

在预紧或操作状态活套法兰圆筒翻边上的剪切应力应以常温或设计温度时材料许用应力的 0.8 倍校核。

6.3.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 除设计力矩 M_o 分别用 M_a 和 M_p 表示，分两种工况计算应力并用常温和设计温度时的许用应力校核外，其他和 GB 150 完全相同。

6.3.3 EN 13445

EN 13445 在其正文中所列的法兰设计方法也是 GB 150、ASME VIII-1 所采用的 Taylor Forge 法，但在其附录 G 中还对窄面密封法兰列出了另一种方法，并指出，此另一种方法常用于温差循环较为重要时，由规定的预紧方法控制螺栓应力时，存在显著的附加载荷时，或对密封性提出特殊要求时。

6.4 法兰刚度计算和校核

6.4.1 GB 150

GB 150 并未提及刚度的计算和校核要求。

6.4.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 提及，仅按计算并校核法兰应力的设计方法，可能会由于刚度不足而不能控制泄漏，所以补充了校核法兰刚度的方法。

法兰刚度的计算和校核条件如下。

整体法兰和按整体法兰设计的任意式法兰：

$$J = \frac{52.14VM_o}{LEg_o^2K_1h_o} \leq 1.0 \quad (6-15)$$

带颈活套法兰：

$$J = \frac{52.14 V_L M_o}{L E g_o^2 K_L h_o} \leq 1.0 \quad (6-16)$$

不带颈活套法兰和按活套法兰设计的任意式法兰：

$$J = \frac{109.4 M_o}{E t^3 K_L \ln K} \leq 1.0 \quad (6-17)$$

上述各式中， K_L 为整体或任意式法兰的刚度系数， $K_L = 0.3$ ； K_L 为活套法兰的刚度系数， $K_L = 0.2$ 。规范指出，此值对大多数操作是足够的。

规范在 2008 年增补中指出，对于非致死和非易燃的流体，按温度范围为 $-29 \sim 186^\circ\text{C}$ 以内，操作压力并未超过 1035kPa 设计的情况，成功的操作经验可以作为法兰刚度规则的一种替代。

6.4.3 EN 13445

EN 13445 也未提及刚度的计算和校核要求。

6.4.4 对各标准的对照及简要评述

对于法兰设计，虽然 GB 150 引用了 ASME VIII-1 的方法，但是由于未和 VIII-1 相协调地及时修改，所以并未引用 VIII-1 关于法兰刚度计算和校核的补充内容，在技术上显然是落后了。

为保证法兰的密封性能，EN 13445 在其附录 G 中补充了另一种设计方法，但该方法甚为复杂，对一般工程设计花时甚多。

ASME VIII-1 虽然采用传统而又简单的设计方法，但补充了极为简单的刚度计算和校核后，规范表示已在许多连接设计和工况中经广泛的使用经验证明是合适的，加上补充了一些限定条件，在这些条件下即使不作刚度计算和校核也能达到同样的密封要求，应该说是既可保证密封要求，又是简单方便的方法。

6.5 全密封面法兰设计

对于材料强度和刚度较低的法兰（如铜、铝等），为减小法兰环在螺栓力作用下的旋转，即为保证一定的密封性能，所以采用全密封面法兰。

6.5.1 GB 150

1. 密封计算

(1) 预紧状态 取垫片基本密封宽度为

$$b'_o = D - D_b$$

式中, D 为垫片外径或法兰环外径, 取二者中的较小值; D_b 为螺栓中心圆直径。

垫片有效密封宽度:

$$b' = 4 \sqrt{b'_0}$$

预紧状态螺栓力:

$$W_a = \pi D_b b' y \quad (6-18)$$

(2) 操作状态 取垫片有效密封宽度 $2b' = 5\text{mm}$ 。见图 6-4, 操作状的螺栓力由介质压力引起的轴向力 $F' = 0.785 (D_b - d_b)^2 p_c$ 、垫片所需要的轴向压紧力 $F'_p = 2\pi D'_c b'' m p_c$ 和在螺栓中心圆外侧垫片的轴向反力 F_R 三部分组成, 即

$$W_p = F' + F'_p + F_R \quad (6-19)$$

其中, 介质压力所引起的轴向力 F' 由作用在内径 D_i 为计算基础上的轴向力 F_D 和作用在 $(D_b - d_b)$ 至 D_i 之间圆环上的轴向力 F'_T 两部分组成, 即 $F' = F_D + F'_T$, 而 $F_D = 0.785 D_i^2 p_c$, $F'_T = 0.785 (D_b - d_b)^2 p_c - 0.785 D_i^2 p_c$; 垫片压紧力作用中心圆直径 $D'_c = D_b - (d_b + 2b'')$; 由各轴向力对螺栓中心圆取力矩平衡而可求得作用在螺栓中心圆外侧垫片上的轴向反力为

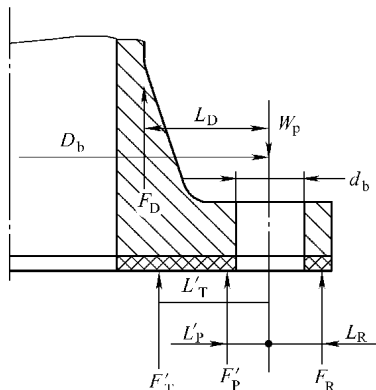


图 6-4 全密封面法兰的设计力矩

$$F_R = \frac{F_D L_D + F'_T L'_T + F'_p L'_p}{L_R} \quad (6-20)$$

根据不同的法兰结构, GB 150 对各力臂 L_D 、 L'_T 、 L'_p 和 L_R 已作出图示并列出了计算式, 可予查取。

和窄垫片法兰同样原理, 取 $A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b}$ 、 $A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b}$, 并取 A_a 、 A_p 中之较大值为螺栓设计总截面积 A_m , 再由 $A_m = 0.785 d_0^2 n$ 求出螺栓根径, 经圆整后可得螺栓实际总截面积 A_b 。

2. 法兰厚度计算

因全密封面法兰存在作用于螺栓中心圆外侧的垫片轴向反力 F_R , 所以设计力矩总是由操作状态起决定作用, 即 $M_o = M_p = F_R L_R$ 。

将法兰环沿径向剖开并展开, 可看作为长度 πD_b 的悬臂梁, 计算其在设计力矩 M_o 作用下所引起的弯曲应力, 将它限于设计温度时的许用应力以下为满足。

法兰环弯曲应力及其校核条件为 $\sigma_f = \frac{M_o}{Z} \leq [\sigma]_f'$, 取法兰环的抗弯曲断面模数 $Z =$

$\frac{(\pi D_b - n d_b)}{6} \delta_f^2$, 则可得:

$$\delta_f = \sqrt{\frac{6M_o}{[\sigma]_f'(\pi D_b - nd_b)}} \quad (6-21)$$

6.5.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 并无全密封面法兰，但在其非强制性附录 Y 中列有在螺栓圆外金属对金属相接触的平面法兰设计方法。

6.5.3 EN 13445

EN 13445 的全密封面法兰设计和 GB 150 基本相同，且规定可用于外压法兰设计，届时取 $W_p = 0$ 即可。

6.6 密封焊法兰设计

仅 EN 13445 列有密封焊法兰的设计方法，见图 6-5。

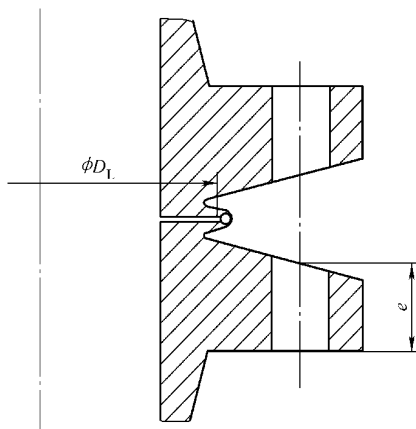


图 6-5 密封焊法兰

(引自 EN 13445 图 11.7-1)

EN 13445 规定，密封焊法兰的设计方法除需考虑操作条件、取垫片力作用处中心圆直径为 D_L 、垫片预紧力 $H_G = 0$ 、法兰厚度 e 为如图 6-5 所示法兰的平均厚度外，和窄面法兰设计方法全部相同。

6.7 在螺栓圆内外金属对金属相接触的平面法兰设计

6.7.1 GB 150

GB 150 并无此种结构的法兰。

6.7.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 为控制法兰环的旋转变形以提高密封可靠性，将法兰环做成在螺栓中心圆内外都相互接触，以减少其旋转变形量，从而降低法兰环和锥颈（或圆筒）上的应力，见图 6-6。

ASME VIII-1 的规定仅针对由压引起的端部静载荷，假设垫片的预紧力甚小而可予忽略，并假设在操作条件下密封件产生的轴向力也可忽略。要是情况并非如此，则根据密封件的结构以及介质压力，应计及垫片载荷 H_G 。

和普通窄面密封法兰的区别是，由于法兰环在螺栓圆外的接触，在操作状态该接触点还会引起轴向接触力 H_c ，于是，除所受轴向力不同而使法兰设计力矩不同外，可以按照和普通窄面密封法兰同样的思路，求解并校核法兰环和锥颈上的各项应力。

轴向接触力 H_c 的大小和作用点所在位置和法兰环的旋转角度有关，而法兰环的旋转角度和法兰各部应力大小有关，法兰各部应力则和包括轴向接触力 H_c 在内的法兰设计力矩有关。所以对于这种法兰，实际上是由这些相互影响的因素通过反复试算而确定法兰各部应力的。为此，规范以列表方式（表 Y-9.1）列出了法兰厚度和螺栓截面积的估算值，由估算值来确定各项应力计算中所用到的各有关系数。

规范已对各组、各级法兰列出了各项应力的计算式，用户仅需“按图索骥”、“对号入座”，不必、也难以对各公式追根溯源。

规范把在螺栓圆内外金属对金属相接触的平面法兰分为三种类型，相应地将它们划为 1 级、2 级和 3 级组件，即相同直径和结构的配对法兰，为 1 级组件，见图 6-6；带有

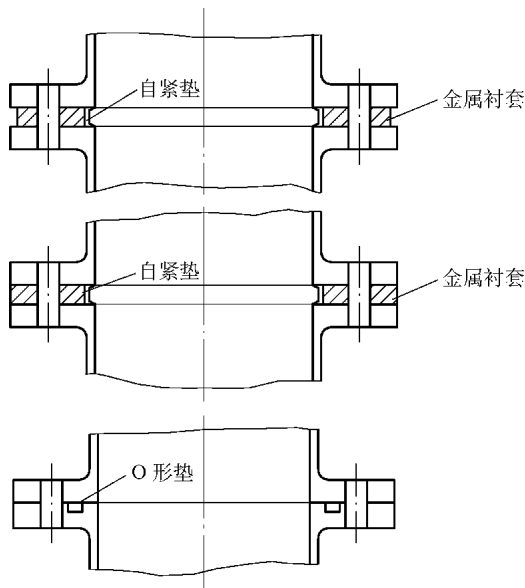


图 6-6 螺栓圆内外金属对金属相接触的平面法兰

渐缩管的配对法兰, 小法兰的内径超过螺栓圆直径之半, 为 2 级组件, 见图 6-7a; 由渐缩管或平封头和法兰的连接, 该平封头并无开孔或有采用补强的中心开孔, 小法兰内径或平封头的开孔直径小于螺栓圆直径之半, 为 3 级组件, 见图 6-7b。

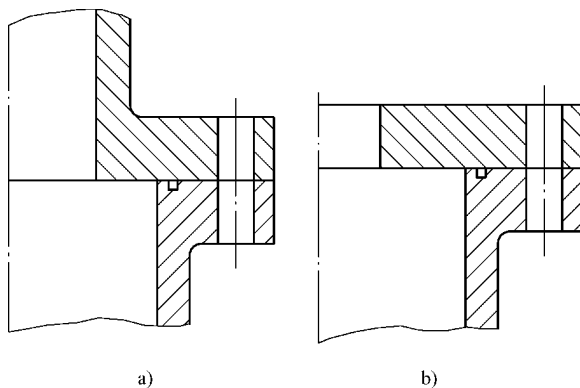


图 6-7 2 级和 3 级组件

除了组件的分级之外, 对于单个法兰, 和窄面密封法兰相同, 从计算目的出发可分为 3 类, 其中 1 类法兰是指整体法兰和按整体法兰计算的任意法兰; 2 类法兰是计及锥颈加强作用的带颈活套法兰; 3 类法兰是指不计及锥颈加强作用的带颈活套法兰、不带颈活套法兰以及按不带颈活套法兰计算的任意法兰。

规范在分级和分类的基础上, 用列表方式 (表 Y-6.1) 列出了各级、各类法兰在应力计算中所要用到的公式和系数的编号。最后, 和窄面密封法兰相同, 规范列出了对各项应力的校核条件, 由各估算值所得的各项应力满足各自的校核条件即为合格。

6.7.3 EN 13445

EN 13445 对这类法兰的设计原理和 ASME VIII-1 不同, 它采用和全密封面法兰类似的设计原理, 即按该标准所列全密封面法兰基本相同的方法设计, 但其法兰力矩中不再包括操作状态时垫片反力所引起的力矩。此外, 和 ASME VIII-1 中如图 6-7a 的结构相同, 它也包括了两配对法兰直径可以不同的结构, 此时较小孔径的法兰厚度按下式确定:

$$e = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2)(A + B)}{f\pi B(A - B)}} \quad (6-22)$$

式中, M_1 、 M_2 系分别由两法兰的结构尺寸所确定的法兰力矩; A 、 B 为较小孔径法兰环的外径和内径。

6.8 反向法兰设计

6.8.1 GB 150

GB 150 的反向法兰设计引自 ASME VIII-1, 适用于反向法兰环外径对内径之比 $K_r \leq 2$ 时。

因反向法兰和普通法兰结构上的不同, 见图 6-8, 所以除在操作状态的力矩 M_p 和普通法兰的表示式不同外, 对密封计算、法兰各部应力计算和校核条件以及所涉及的系数等, 其形成原理和表示式在形式上都相同, 仅在各相关式中加下标 r , 以示区别。

$$M_p = F_D L_D + F_T L_T - F_G L_G \quad (6-23)$$

式中, 轴向力 F_D 、 F_T 、 F_G 以及预紧力矩 M_a 的计算式和普通法兰的计算式相同, 但各力臂应是:

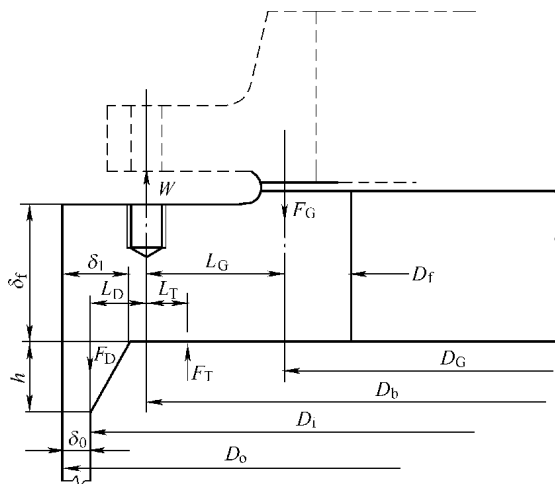


图 6-8 反向法兰 (引自 GB 150 图 9-13)

$$L_D = (D_i + \delta_1 - 2\delta_0 - D_b) / 2$$

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

$$L_G = (D_b - D_G) / 2$$

GB 150 在引用 ASME VIII-1 时对各力臂的计算式作了不同于以上各式的表示, 致出现了尺寸为负值的结果, 恐不妥。

6.8.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 除另有略区别于图 6-8 的不带颈结构(松套圆环型反向法兰)外, 和 GB 150 完全相同。除操作力矩不同外, 松套圆环型反向法兰的计算则和普通松套法兰相同。

对反向法兰的分析实际上和平板上大开孔的分析模型相同, 所以规范提及适用于法兰环外径对内径之比 $K \leq 2$, 当 $K > 2$ 时, 结果将越来越保守, 即指此意。

6.8.3 EN 13445

EN 13445 的反向法兰设计和 GB 150、ASME VIII-1 所列的设计思路相同, 但区分为窄密封面和全密封面两类, 且窄密封面法兰也能用作外压法兰。对全密封面反向法兰提

供了两套设计方法, 其中一套按普通窄密封面法兰的思路, 另一套按普通全密封面法兰的思路, 并说明另一套方法设计需要较大的螺栓截面积。

6.9 平板上的大开孔设计

由于平板上的大开孔设计的分析模型(见图 5-10)和反向法兰的分析模型(见图 6-8)除设计力矩不同外都用同一方法, 只是标准按照元件结构体系而分别列在开孔设计和法兰设计章, 并采用了不同的表示形式。对平板上的大开孔设计, 本书已在 5.7 节中讨论了。

6.10 带有法兰的凸形封头设计

6.10.1 GB 150

GB 150 带有法兰的凸形封头设计全引自 ASME VIII-1, 见图 6-9, 共有 a、b、c、d 4 种结构类型。

1. 类型 a

可以看成为各种封头和不带颈松套或整体法兰两者的组合, 所以可以按照相应的封头结构(内压或外压)和相应的法兰结构(不带颈松套法兰或整体法兰, 并区分内压或外压)按照封头和法兰的设计方法单独设计。

2. 类型 b

封头和法兰略有联系, 当为内压时, 在设计封头时计及法兰对封头所引起附加应力的影响, 所以用下式确定半球形封头的壁厚:

$$\delta = \frac{5p_c R_i}{6[\sigma]^t} \quad (6-24)$$

对于内压法兰, 则要区分窄垫片和宽垫片两种结构分别计算。当为窄垫片时, 按下式确定法兰环厚度:

$$\delta_f = \sqrt{\frac{M_o}{[\sigma]^t D_i} \left(\frac{D + D_i}{D - D_i} \right)} \quad (6-25)$$

式中法兰设计力矩 M_o 按法兰章的规定计算。

当为宽垫片时, 按下式确定法兰环厚度:

$$\delta_f = 0.6 \sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]^t} \left[\frac{D_i (D + D_i) (D_b - D_i)}{D - D_i} \right]} \quad (6-26)$$

当为外压时, 封头按外压球壳的要求进行稳定性设计; 窄垫片法兰环厚度仍按式(6-25)确定, 但设计力矩 M_o 按窄垫片外压法兰确定; 宽垫片法兰环厚度仍按式(6-26)确定, 但其中设计压力取外压设计压力。

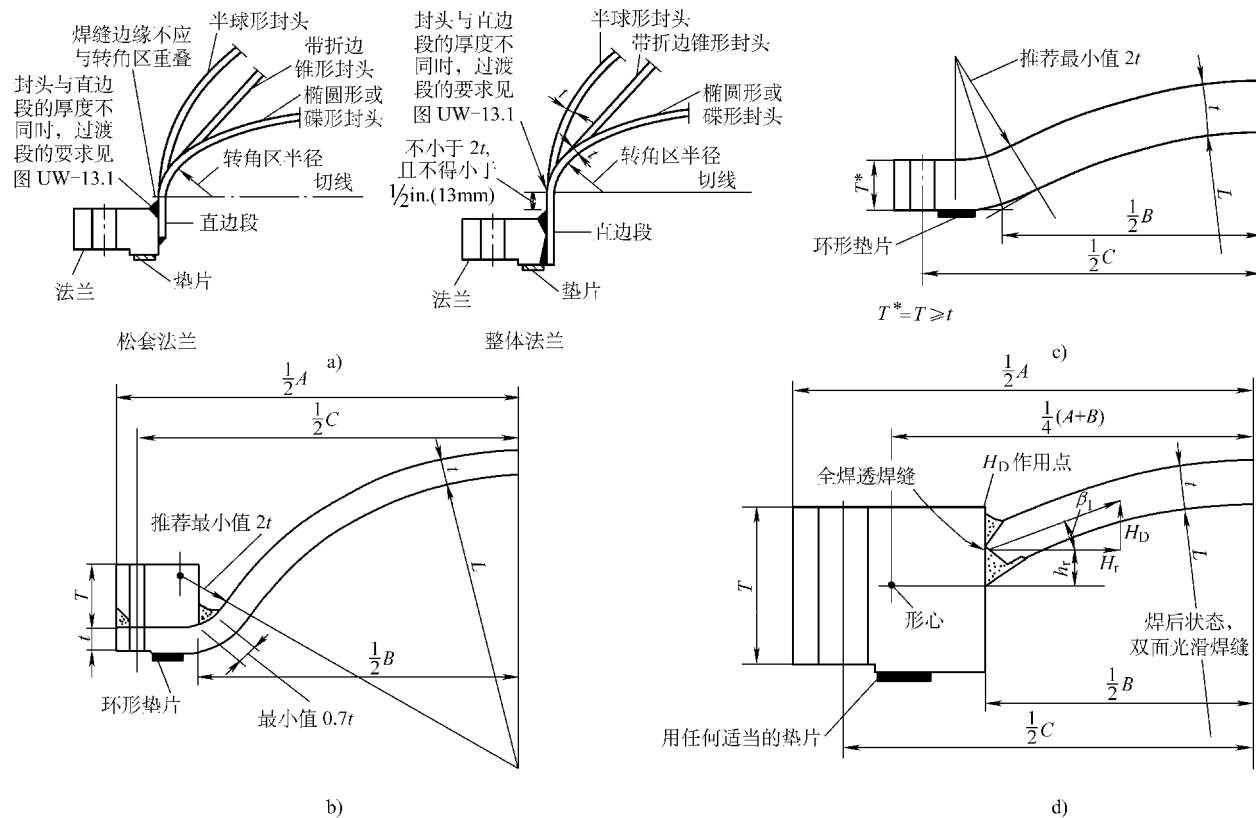


图 6-9 各种类型的带法兰凸形封头 (引自 ASME VIII-1 图 1-6)

3. 类型 c

封头和法兰略有联系，当为内压时，和类型 b 相同，也由式 (6-24) 确定半球形封头的壁厚。

对于内压法兰，因可采用窄垫片或宽垫片，且每种垫片的法兰又可采用圆形螺栓孔或槽形螺栓孔，所以共有 4 种结构，其法兰环厚度的计算式汇总列于表 6-2。因决定法兰厚度的应力由法兰力矩和操作内压共同构成，所以其设计力矩 M_o 总由操作状态的 M_p 确定，和预紧力矩 M_a 无关。

表 6-2 类型 c 4 种结构和类型 d 的法兰环厚度计算式

类型	垫片和螺栓孔结构	法兰环厚度计算式	系数 Q (或 L)	系数 J
c	窄垫片圆形螺栓孔	$\delta_f = Q + \sqrt{J}$	$\frac{p_c R_i}{4[\sigma]_f^t} \times \frac{D_b + D_i}{7D_b - 5D_i}$	$\frac{M_o}{D_i[\sigma]_f^t} \times \frac{1.875(D_b + D_i)}{7D_b - 5D_i}$
	窄垫片槽形螺栓孔	$\delta_f = Q + \sqrt{J}$	$\frac{p_c R_i}{4[\sigma]_f^t} \times \frac{D_b + D_i}{3D_b - D_i}$	$\frac{M_o}{D_i[\sigma]_f^t} \times \frac{1.875(D_b + D_i)}{3D_b - D_i}$
	宽垫片圆形螺栓孔	$\delta_f = Q + \sqrt{Q^2 + J}$	$\frac{p_c R_i}{4[\sigma]_f^t} \times \frac{D_b + D_i}{7D_b - 5D_i}$	$\frac{M_o}{D_i[\sigma]_f^t} \times \frac{1.875(D_b + D_i)}{7D_b - 5D_i}$
	宽垫片槽形螺栓孔	$\delta_f = Q + \sqrt{Q^2 + J}$	$\frac{p_c R_i}{4[\sigma]_f^t} \times \frac{D_b + D_i}{3D_b - D_i}$	$\frac{M_o}{D_i[\sigma]_f^t} \times \frac{1.875(D_b + D_i)}{3D_b - D_i}$
d	窄垫片圆形螺栓孔 (由操作工况确定)	$\delta_f = L + \sqrt{L^2 + J}$	$\frac{p_c D_i}{8[\sigma]_f^t} \times \frac{\sqrt{4R_i^2 - D_i^2}}{(D_o - D_i)}$	$\frac{ M_o }{D_i[\sigma]_f^t} \times \frac{D_o + D_i}{D_o - D_i}$
	窄垫片圆形螺栓孔 (由预紧工况确定)	$\delta_f = \sqrt{J}$	0	$\frac{M_a}{D_i[\sigma]_f} \times \frac{D_o + D_i}{D_o - D_i}$

当承受外压时，封头按外压球壳的要求进行稳定性设计；法兰厚度按内压法兰同样公式，也由表 6-2 所列计算式确定，其中设计力矩 M_o 也总由外压操作状态的 M_p 确定。

4. 类型 d

封头和法兰略有联系，当为内压时，和类型 b 相同，也由式 (6-24) 确定半球形封头的壁厚。

对于法兰，和其他 3 种结构有所不同，见图 6-10 (此图表示内压操作时，如为外压操作，则除垫片反力 F_G 外，各力方向相反)，法兰力矩不仅由 F_D 、 F_G 、 F_T 绕螺栓中心圆组成，而且由于封头和法兰环相连，在压力 (内压或外压) 作用下会引起和封头相切的附加力，此附加作用力的垂直分量即 F_D ，水平分量为 F_T ，当为

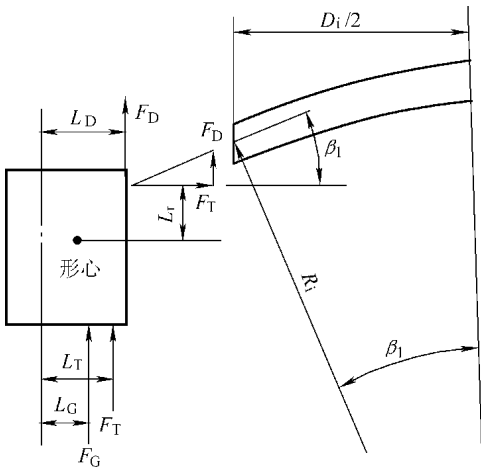


图 6-10 类型 d 带法兰凸形封头的附加力矩及其方向 (承受内压时)

内压时,此水平分量视封头和法兰环相连接点位于法兰环形心以上或以下而构成附加的反力矩或正力矩,所以在操作状态各力对螺栓中心圆所引起的总力矩为

$$M_p = F_D L_D + F_C L_C + F_T L_T \mp F_r L_r \quad (6-27)$$

式中,当封头和法兰环相连接点位于法兰环形心以上时取 $F_r L_r$ 项为“-”号,连接点位于法兰环形心以上时则为“+”号。

和类型 c 相似,决定法兰厚度的应力由法兰力矩和操作内压共同构成,所以其设计力矩 M_p 在一般情况下总是由操作状态的 M_p 确定。但是,当封头和法兰环相连接点位于法兰环形心以上而使 $F_r L_r$ 项构成反力矩时,有可能出现 $M_a \gg M_p$,而使法兰环厚度由预紧力矩 M_a 决定,在设计时应对此两种工况分别考虑并作出选择,见表 6-2。

当为外压时,封头按外压球壳的要求进行稳定性设计;法兰厚度除和普通外压法兰同样原理计算法兰力矩外,也要计及和封头相切的附加力中水平分量所引起的附加正力矩或反力矩,所以在操作状态各力对螺栓中心圆所引起的总力矩为

$$M_p = F_D (L_D - L_C) + F_T (L_T - L_C) \mp F_r L_r \quad (6-28)$$

式中,当封头和法兰环相连接点位于法兰环形心以上时取 $F_r L_r$ 项为“-”号,连接点位于法兰环形心以上时则为“+”号。对法兰环厚度也应考虑由操作工况或预紧工况决定,见表 6-2。

6.10.2 ASME VIII-1

GB 150 对各种类型带法兰的凸形封头设计都引自 ASME VIII-1,所以 ASME VIII-1 的设计方法和 GB 150 完全相同。

6.10.3 EN 13445

EN 13445 对带法兰的凸形封头仅列有类型 d,而且可以是窄面或全密封面垫片。但在所列设计式中对窄面密封法兰的 M_R 未作说明,对全密封面垫片法兰螺栓圆外的垫片反力 H_R 未作交代,所以难以理清思路,此处不再介绍。

6.10.4 对各标准的对照及简要评述

类型 d 的带法兰凸形封头常用于浮头式换热器浮头的端盖,即同时或单独承受管程压力 P_i 、壳程压力 P_s 作用,即封头可能存在内压或外压工况。由于其操作状态的力矩 M_p 包括了 $\mp F_r L_r$ 项,所以 M_p 和力臂 L_r 有关,如以通常取封头对法兰环的连接点位于法兰环形心上方为例,则随着力臂 L_r 由 0 起的逐渐加大(即封头对法兰环的连接点位置不变,增加法兰环厚度时),相应地力矩 M_p 由正值减小至 0,然后变成负值并逐步加大,即 $|M_p|$ 值随着力臂 L_r 的增大先是逐渐减小,至 0 后再逐渐增大,导致法兰环上的总应力,也就是要求的法兰环厚度也出现先降后升的变化关系。

对于如作为浮头式换热器浮动端的封头,受壳程压力和管程压力作用,为满足法兰环在内压和外压工况下的厚度要求,一般都是先选定法兰环的结构尺寸和封头对法兰环的连接点位置,确定力臂 L_r ,然后按内压和外压工况计算法兰环厚度。但对于这一结

构,不能取两者中的较大者作为法兰环的最终厚度,因为对要求较小厚度的工况,在增加法兰环厚度后可能因增大了力臂 L_r 而使 $|M_p|$ 值增大,导致原来已满足强度要求的法兰环厚度不再满足强度要求。

所以对这类法兰的设计,要求最终所取法兰环厚度能满足在内压或外压工况时的强度校核要求,且封头对法兰环的连接位置,即力臂 L_r 也为同一值。

参考文献 [24]、[25] 对这一法兰的合理设计——包括最佳设计和优化设计方法进行了分析和讨论,并已列入修订后的 SW-6——过程设备强度计算软件包中。

6.11 卡箍连接件设计

仅 ASME VIII-1 列有卡箍连接件设计,其结构见图 6-11。

6.11.1 载荷分析

和普通法兰区别的是,因卡箍连接件是由上紧螺栓将两个剖分的卡箍夹紧,通过斜面的楔入作用而使被连接的两密封面达到预紧。由于在预紧和操作状态两密封面趋于压紧和分离,导致在斜面上的摩擦力方向发生改变,所以要考虑预紧(此时压力未升起,两密封面压紧,斜面上的摩擦力向下)、预载(此时压力已升起,两密封面趋于分离但尚未分离时,斜面上的摩擦力在由向下至向上的转变过程中仍处于向下时,也称装配)和操作(此时压力已升起,两密封面分离,斜面上的摩擦力向上)三种状态,应对这三种状态分别计算。

预紧时的螺栓载荷为

$$W_{m2} = 0.637 H_m \tan(\phi + \mu) \quad (6-29)$$

预载(装配)时的螺栓载荷为

$$W_{m3} = 0.637 (H + H_p) \tan(\phi + \mu) \quad (6-30)$$

操作时的螺栓载荷为

$$W_{m1} = 0.637 (H + H_p) \tan(\phi - \mu) \quad (6-31)$$

上面三式中, H 为总的端部静压力, $H = 0.785 G^2 P$; H_m 为装配所需的总的轴向预紧力, $H_m = 3.14 b G y$; H_p 为连接接触面总的压缩载荷, $H_p = 6.28 b G m P$; ϕ 为卡箍凸肩角, $\phi \leq 40^\circ$; μ 为摩擦角,由相接触的材料性能确定。

由各状态时的螺栓载荷确定该状态时每一卡箍凸耳上所需要的螺栓总截面积。

预紧时所需要的螺栓总截面积为

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{2S_a} \quad (6-32)$$

预载(装配)时所需要的螺栓总截面积为

$$A_{m3} = \frac{W_{m3}}{2S_a} \quad (6-33)$$

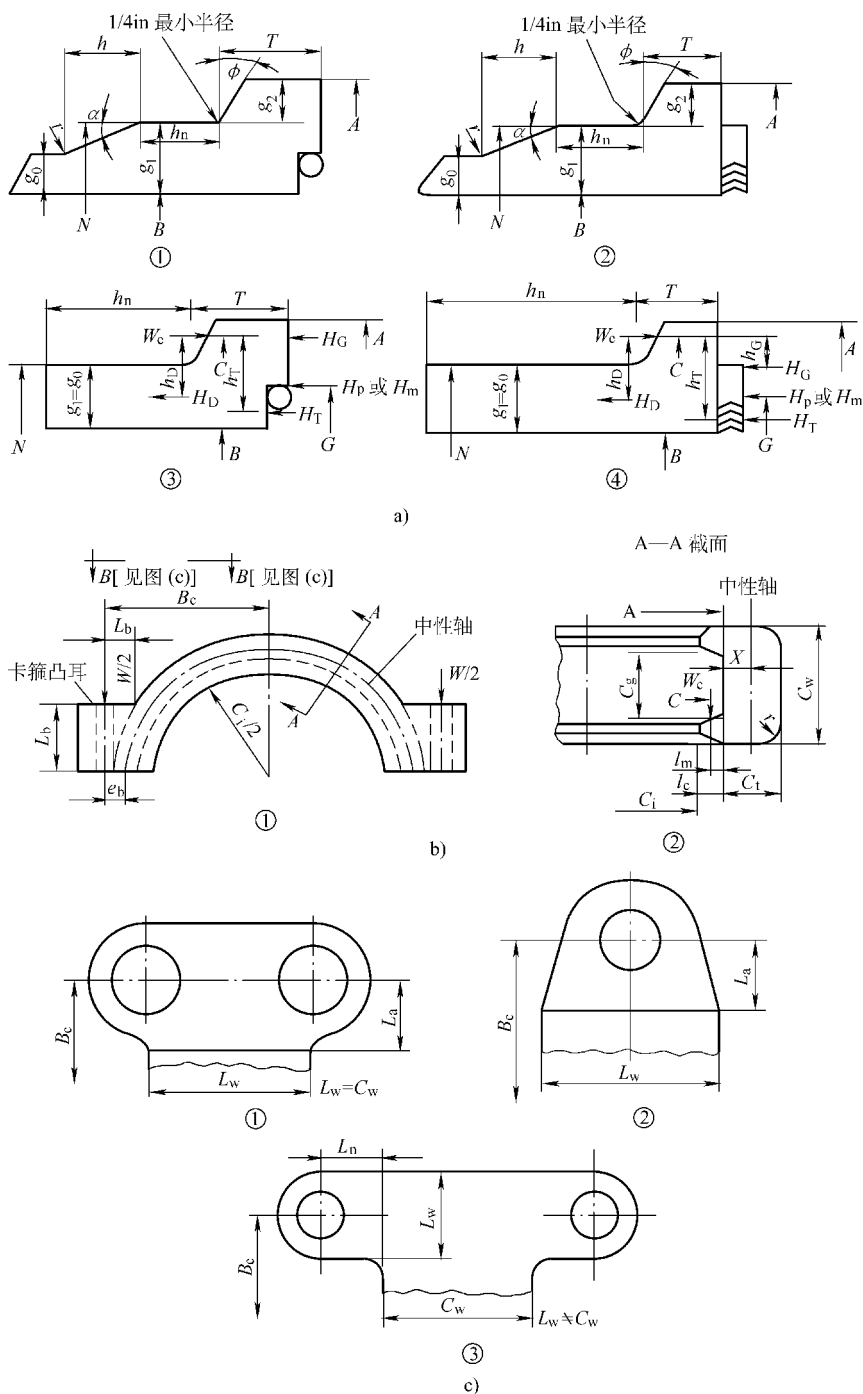


图 6-11 卡箍连接件 (引自 ASME VIII-1 图 24-1、图 24-2)

a) 高颈 b) 卡箍 c) 凸耳

操作时所需要的螺栓总截面积为

$$A_{ml} = \frac{W_{ml}}{2S_b} \quad (6-34)$$

取 A_{m1} 、 A_{m2} 、 A_{m3} 中的最大值为每一卡箍凸耳上所需要的螺栓总截面积 A_{ml} ，每一卡箍凸耳上螺栓的实际总截面积 A_{bl} 应等于或大于所需要的总截面积 A_{ml} 值。

按预载（装配）和操作两种状态计算高颈上总的旋转力矩 M_o ：

预载（装配）状态

$$M_o = \frac{0.785W(C-G)}{\tan(\phi+\mu)} \quad (6-35)$$

其中， $W = 0.5(A_{ml} + A_{bl})S_a$

操作状态

$$M_o = H_D h_D + H_G h_G + H_T h_T + M_F + M_p - M_R \quad (6-36)$$

其中， $H_D = 0.785B^2P$

$$H_G = \frac{1.571W}{\tan(\phi+\mu)} - (H + H_p)$$

$$H_T = 0.785(G^2 - B^2)P$$

$$h_D = [C - (B + g_1)]/2$$

$$h_T = T - (g_2 \tan \phi)/2$$

$$M_F = H_D(g_1 - g_0)/2$$

$$M_p = 3.14PBT\left(\frac{T}{2} - \bar{h}\right)$$

$$M_R = 1.571W\{\bar{h} - T + [(C - N)\tan\phi]/2\}$$

式中， h_G 为由卡箍与高颈间有效反作用力作用圆到 H_G 作用圆之间的径向距离； $\bar{h}$ 为法兰环表面到法兰高颈凸肩环形心处的轴向距离， $\bar{h} = \frac{T^2 g_1 + h_2^2 g_2}{2(Tg_1 + h_2 g_2)}$ 。有关的各结构尺寸

见图 6-11。

在旋转力矩 M_o 作用下，在高颈和法兰凸肩环之间连接处引起边缘剪力 Q 和边缘力矩 M_H ，分别为

$$M_H = \frac{M_o}{1 + \frac{1.818}{\sqrt{Bg_1}} \left[T - \bar{h} + \frac{3.305I_h}{g_1^2 \left(\frac{B}{2} + g \right)} \right]} \quad (6-37)$$

$$Q = 1.818 \frac{M_H}{\sqrt{Bg_1}} \quad (6-38)$$

上述两式中， I_h 为高颈凸肩环相对于其中性轴的有效惯性矩， $I_h = \frac{g_1 T^3}{3} + \frac{g_2 h_2^3}{3} - (g_2 h_2$

$+g_1 T) \bar{h}^2$; $\bar{g}$ 为高颈内表面至高颈凸肩环形心处的径向距离, $\bar{g} = \frac{Tg_1^2 + h_2 g_2 (2g_1 + g_2)}{2(Tg_1 + h_2 g_2)}$ 。

6.11.2 高颈法兰的应力分析

高颈上的轴向总应力

$$S_1 = f \left[\frac{PB^2}{4g_1(B+g_1)} + \frac{1.91M_H}{g_1^2(B+g_1)} \right] \quad (6-39)$$

高颈上的环向拉伸应力

$$S_2 = P \frac{N^2 + B^2}{N^2 - B^2} \quad (6-40)$$

高颈凸肩环上的轴向剪切应力

$$S_3 = \frac{0.75W}{T(B+2g_1)\tan Z} \quad (6-41)$$

高颈凸肩环上的径向剪切应力

$$S_4 = \frac{0.477Q}{g_1(B+g_1)} \quad (6-42)$$

6.11.3 卡箍的应力分析

卡箍上的轴向总应力

$$S_5 = \frac{W}{2C\tan Z} \left[\frac{1}{C_t} + \frac{3(C_t + 2l_m)}{C_t^2} \right] \quad (6-43)$$

卡箍上的环向总应力

$$S_6 = \frac{W}{2} \left[\frac{1}{A_c} + \frac{e_b(C_t - X)}{I_c} \right] \quad (6-44)$$

卡箍凸缘上的剪切应力

$$S_7 = \frac{1.5W}{(C_w - C_g)C\tan Z} \quad (6-45)$$

卡箍凸耳上的弯曲应力

$$S_8 = 3W \frac{L_a}{L_w L_h^2} \quad (6-46)$$

卡箍和法兰高颈接触处的接触应力

$$S_9 = \frac{W}{(A - C_i)C\tan Z} \quad (6-47)$$

上述各式中, $\tan Z$ 在预紧状态取 $\tan(\phi + \mu)$, 在操作状态取 $\tan(\phi - \mu)$ 。

6.11.4 高颈和卡箍的应力校核条件

应力校核条件的出发点为:

- 1) 剪切应力按 0.8 倍许用应力校核。
- 2) 拉伸应力或弯曲应力由许用应力校核。
- 3) 拉伸应力和弯曲应力组合后的总应力由 1.5 倍许用应力校核。
- 4) 接触应力由 1.6 倍许用应力校核。
- 5) 预紧或预载 (装配) 状态由室温时材料的许用应力校核, 操作状态由设计温度时材料的许用应力校核。

各项应力的校核条件汇总于表 6-3。

表 6-3 卡箍连接件各项应力的校核条件 (引自 ASME VIII-1 表 24-8)

应力类别	校核条件
高颈上的轴向总应力 S_1	$1.5S_{OH}$ 或 $1.5S_{AH}$
高颈上的环向拉伸应力 S_2	S_{OH}
高颈凸肩环上的轴向剪切应力 S_3	$0.8S_{OH}$ 或 $0.8S_{AH}$
高颈凸肩环上的径向剪切应力 S_4	$0.8S_{OH}$ 或 $0.8S_{AH}$
卡箍上的轴向总应力 S_5	$1.5S_{OC}$ 或 $1.5S_{AC}$
卡箍上的环向总应力 S_6	$1.5S_{OC}$ 或 $1.5S_{AC}$
卡箍凸缘上的剪切应力 S_7	$0.8S_{OC}$ 或 $0.8S_{AC}$
卡箍凸耳上的弯曲应力 S_8	S_{OC} 或 S_{AC}
卡箍和法兰高颈接触处的接触应力 S_9	$1.6S_{OH}$ 或 $1.6S_{AH}$ 及 $1.6S_{OC}$ 或 $1.6S_{AC}$ 中的较低值

6.12 作用有附加载荷时的法兰设计

GB 150 和 ASME VIII-1 所列的法兰设计方法都仅考虑压力载荷, 未计及其他附加载荷。

ASME VIII-2 (2007) 计及了作用于法兰轴线方向的拉伸力 F_A (当轴线方向有压缩力作用时, 则取 $F_A = 0$) 和绕法兰轴线方向的弯矩 M_E , 此时, 在计算操作状态所需要

的螺栓截面积 A_p 时, 取 $A_p = \frac{W_o + F_A + \frac{4M_E}{G}}{S_{bo}}$, 其中, W_o 为操作状态的螺栓设计载荷, W_o

$= 0.785G^2P + 2b\pi GmP$; 预紧状态所需要的螺栓截面积仍取 $A_a = \frac{\pi bGy}{S_{bg}}$, 所需要的螺栓截面积仍取 $A_m = \max(A_p, A_a)$, 实际采用的 (即由螺栓规格经圆整后的) 螺栓截面积仍取 $A_b \geq A_m$ 。在预紧状态时用于法兰应力计算的力矩分别取; 对内压法兰, $M_g = \left(\frac{A_m + A_b}{2}\right) S_{bg} \times \frac{C - G}{2}$, 对外压法兰, $M_g = \left(\frac{A_m + A_b}{2}\right) S_{bg} h_G$ 。在操作状态时用于法兰应力计

算的力矩分别取：对内压法兰， $M_o = |H_D h_D + H_T h_T + H_G h_G + M_{oe}|$ ；对外压法兰， $M_o = |H_D (h_D - h_G) + H_T (h_T - h_G) + M_{oe}|$ ，其中， $M_{oe} = 4M_E \left(\frac{I}{0.3846I_p + I} \right) \left(\frac{h_D}{C - 2h_D} \right) + F_A h_D$ ，规范并说明，符号 I 为法兰截面的抗弯惯性矩， I_p 为法兰截面的极惯性矩。然后由预紧时的力矩 M_g 、操作时的力矩 M_o 分别计算两种情况时法兰各部应力，并按室温和设计温度时的许用应力进行校核。

EN 13445 在附录 G 和附录 GA（2008 年修改时增加）法兰和用垫片法兰连接件的另一设计规则中，列入了包括各种附加力和力矩的设计方法，但该附录所列的设计方法系以 EN 1591 为基础，和目前各国容器标准所采用的 Taylor Forge 法有很大区别，所以不再介绍。

第7章 卧式容器及鞍座设计

对 L/D 较大, 且直径、长度都较大, 压力不高并充装液体的卧式容器, 支座反力对容器壁引起的局部应力可能会超过由压力引起的应力, 导致对器壁设计起决定性作用, 因此在压力容器设计中都列为专章另行讨论。

7.1 双鞍座卧式容器及鞍座设计

为尽可能使各处应力较为均匀, 一般情况下作为储槽使用的卧式容器都采用对称布置的双鞍座作为支承, 仅当容器结构特殊 (例如浮头式换热器或特殊加长储槽等) 时才采用不对称布置的双鞍座或多鞍座支承。

目前亚太地区各国标准对双鞍座卧式容器都采用以 L. P. Zick 于 1951 年提出, 后于 1971 年又补充的“双鞍座大型卧式容器的应力”一文为基础的方法。此法系以受均布载荷外伸筒支梁的弯矩和剪力分析为基础, 并在实测应力的配合下, 辅以某些假设和理论推导得出的半经验、半实验、半理论的方法, 虽然某些假设和推导存在明显的随意性或不甚合理, 但是, 基于实测应力并配合这些假设和推导而得出的应力及规定的校核条件, 经长期的使用实践表明, 是能够确保容器安全使用的。

7.1.1 GB 150 和 JB/T 4731

原 GB 150 (1989) 列有卧式容器的内容, GB 150 (1998) 则予取消, 另列于 JB/T 4731 (2005) 《钢制卧式容器》, 且与之配套的为 JB/T 4712.1 (2007) 《容器支座 第1部分: 鞍式支座》。

1. 结构分析

支承于对称布置双鞍座上的卧式容器犹如一受均布载荷的外伸筒支梁, 其横向剪力和轴向弯矩在各处的变化关系如图 7-1 所示, 在跨距中间和支座处截面可能引起较大的弯矩, 因此, 除必须由由压力引起的周向和轴向支座反力计算外, 还必须对此两处可能的危险截面上因卧置而引起的各附加应力进行计算并校核。

为使支座处截面和跨距中间处截面圆筒的弯矩接近, 使圆筒各截面的应力分布更为合理, 根据受均布载荷时外伸筒支梁的分析, 外伸长度 A 和圆筒总长 L (都以封头切线处起量) 的关系当 $A = 0.207L$ 时, 可得该两截面处的弯矩相等; 此外, 由于封头在承受轴向弯时其抗弯刚度大于圆筒, 故往往利用封头对圆筒抗弯和抗剪的加强作用, 即尽量使外伸段 A 值减小。为此, JB/T 4731 规定, 应尽量使 A 小于或等于 $0.5R_a$; 当无法满足时, A 值不宜大于 $0.2L$ 。

为适应自重 (包括物料) 或温度变化而引起容器的挠曲或轴向伸缩, 当容器焊在

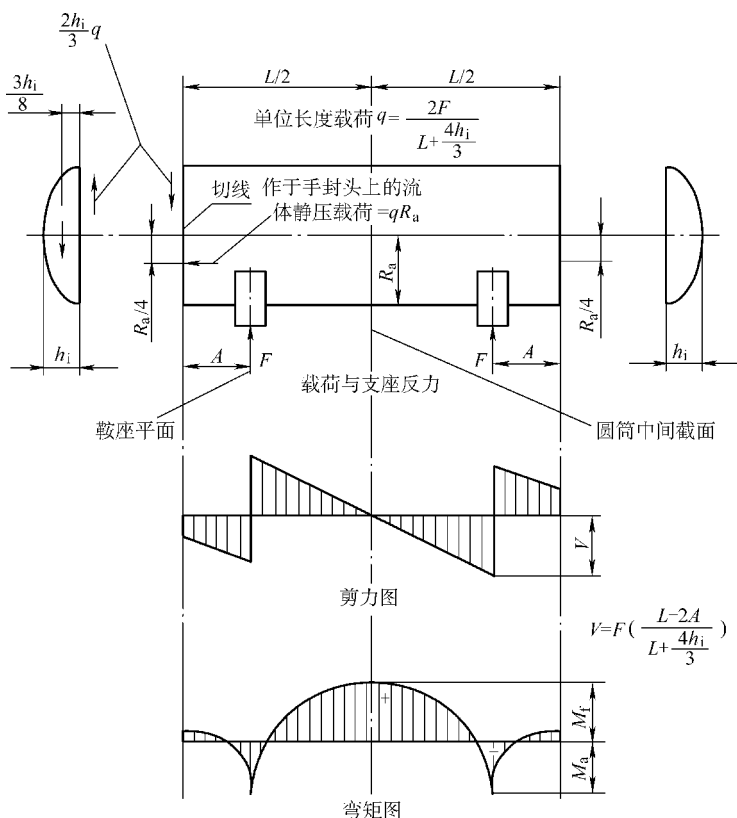


图 7-1 双鞍座卧式容器的载荷分析 (引自 JB/T 4731 图 7-2)

鞍座上时, 其中的一个鞍座应采用滑动支座或滚动结构, 或将鞍座底板上的基础螺栓孔沿容器轴向开成长圆孔。

鞍座包角 θ 的大小不仅直接影响到鞍座处圆筒上的应力分布, 而且也影响到容器-鞍座系统重心的高低。一般常用的鞍座包角 θ 值为 120° 、 135° 和 150° 三种, 与之配套的 JB/T 4712.1 鞍式支座则列有 120° 和 150° 两种标准鞍座。

2. 载荷分析

(1) 轴向弯矩分析 取容器总重 (自重、物料或压力试验时充水) 为 mg , 则每一支反力为 $F = 0.5mg$ 。把卧式容器视为外伸简支梁, 则其单位长度上所受的均布载荷 q 分别为: 带凸形封头时, $q = \frac{2F}{L + \frac{4h_i}{3}}$; 带平封头时, $q = \frac{2F}{L}$ 。

两鞍座中间处截面上的轴向弯矩 M_1 可由材料力学的弯矩计算原理求得:

$$M_1 = \frac{FL}{4} \left[\frac{1 + \frac{2(R_a^2 - h_i^2)}{L^2}}{1 + \frac{4h_i}{3L}} - \frac{4A}{L} \right] \quad (7-1)$$

鞍座处截面上的轴向弯矩 M_2 为

$$M_2 = -FA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_i^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_i}{3L}} \right) \quad (7-2)$$

(2) 横向剪力分析 两鞍座中间处截面上的横向剪力为0。鞍座处截面上的横向剪力应区分鞍座远离封头和鞍座靠近封头两种情况分别计算。

鞍座远离封头, 即 $A > 0.5R_a$ 时, 应计及外伸圆筒和封头重量的影响, 可得

$$V = F \frac{L - 2A}{L + \frac{4h_i}{3}} \quad (7-3)$$

鞍座靠近封头, 即 $A \leq 0.5R_a$ 时, 可略去外伸圆筒和封头重量的影响, 可得

$$V = F \quad (7-4)$$

3. 各处应力计算及校核条件

(1) 圆筒上的轴向应力 圆筒上的轴向应力包括由压力引起的薄膜应力和由弯矩引起的弯曲应力两部分。

1) 两鞍座中间处截面。弯矩 M_1 引起的弯曲应力最大值在圆筒上方点①处为压, 圆筒下方点②处为拉, 由整个圆筒承受, 见图 7-2。

$$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_1}{3.14R_a^2\delta_e} \leq \phi[\sigma]^t \text{ 或 } [\sigma]_{ac}^t \quad (7-5)$$

$$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_1}{3.14R_a^2\delta_e} \leq \phi[\sigma]^t \text{ 或 } [\sigma]_{ac}^t \quad (7-6)$$

2) 鞍座处截面。如果在此截面上设有加强圈, 或虽未设加强圈, 但鞍座的布置满足 $A \leq 0.5R_a$, 即封头对鞍座截面处的圆筒能起加强作用, 则可由整个圆筒承受弯矩 M_2 , 此时弯曲应力最大值在圆筒上方点③处为拉, 圆筒下方点④处为压, 见图 7-2。

如果在此截面上并无加强圈, 且鞍座的布置导致 $A > 0.5R_a$, 即不能得到封头的加强时, 则会导致圆筒的上半部分出现抗弯的无效区, 即产生“扁塌”现象, 见图 7-3。此时仅圆筒的下半部分能承受弯矩 M_2 , 其拉伸应力的最大值在该图有效承载面的上方点③处, 显然, 其应力值必较无“扁塌”现象时为大, 规范引入系数 K_1 、 K_2 表示。

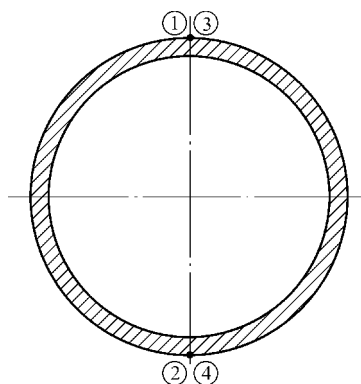


图 7-2 由整个圆筒承受时圆筒上弯曲应力最大值的位置

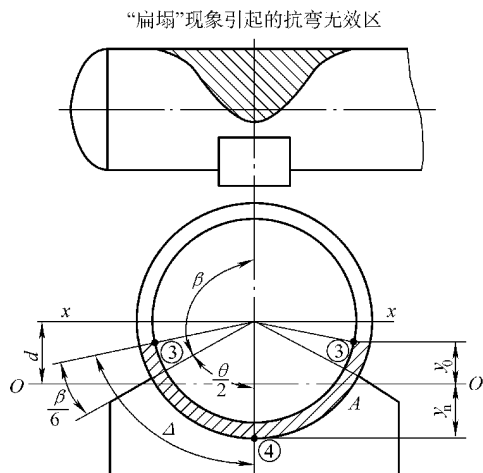


图 7-3 “扁塌”现象及其最大应力位置

$$\sigma_3 = \frac{p_e R_a}{2\delta_e} - \frac{M_2}{3.14K_1 R_a^2 \delta_e} \leq \phi [\sigma]^t \text{ 或 } [\sigma]_{ac}^t \quad (7-7)$$

$$\sigma_4 = \frac{p_e R_a}{2\delta_e} + \frac{M_2}{3.14K_2 R_a^2 \delta_e} \leq \phi [\sigma]^t \text{ 或 } [\sigma]_{ac}^t \quad (7-8)$$

式 (7-5) ~ 式 (7-8) 中, ϕ 为圆筒上的环向焊接接头系数; K_1 、 K_2 为计及“扁塌”现象的系数, 根据圆筒结构和鞍座包角, 列于表 7-1; 其余各符号的含意可查标准 JB/T 4731—2005, 不再详述。

要注意的是, 当容器内充满物料或水而内压尚未升起时, 最高点①或最低点④的压缩应力为最危险工况, 必须校核。

表 7-1 系数 K_1 、 K_2 (引自 JB/T 4731 表 7-1)

条 件	鞍座包角 $\theta / (^{\circ})$	K_1	K_2
被封头加强的圆筒, 即 $A \leq 0.5R_a$, 或在鞍座处截面有加强圈的圆筒	120	1.0	1.0
	135	1.0	1.0
	150	1.0	1.0
未被封头加强的圆筒, 即 $A > 0.5R_a$, 且在鞍座处截面并无加强圈的圆筒	120	0.107	0.192
	135	0.132	0.234
	150	0.161	0.279

(2) 圆筒或封头上的切向剪切应力 由横剪力 V 对圆筒或封头引起切向剪切应力, 和承受弯矩 M_2 时视圆筒结构而可能引起“扁塌”现象相似, 如鞍座截面上圆筒设置了

加强圈,则由整个圆筒截面承受剪切应力,其最大值在 A 、 B 点处,见图 7-4;如鞍座截面上圆筒并无加强圈,且鞍座的布置导致 $A > 0.5R_a$,即不能得到封头的加强时,圆筒也会引起抗剪截面的无效区而使剪切应力增大,其最大值在 C 、 D 点处,见图 7-5;或虽无加强圈,但鞍座的布置满足 $A \leq 0.5R_a$,即封头对圆筒的抗剪能起加强作用时,则圆筒和封头的切向剪切应力分布如图 7-6 所示,其最大值也在 C 、 D 点处。规范都采用引入系数 K_3 、 K_4 表示,见表 7-2。要说明的是,抗弯和抗剪无效区虽然都由同一原因引起,但其无效区的大小是不同的。

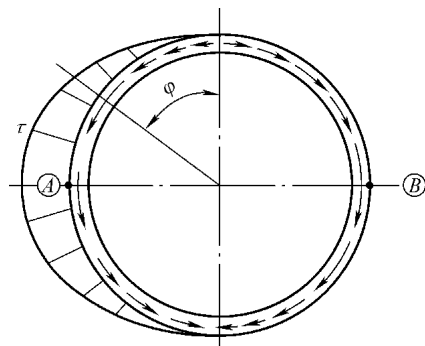


图 7-4 圆筒由加强圈加强时的剪切应力分布

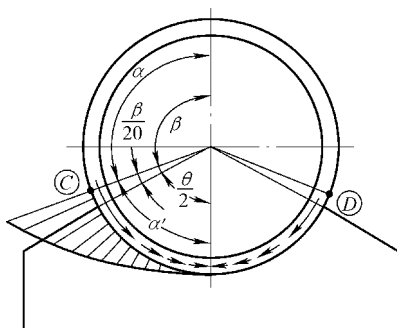


图 7-5 圆筒未被加强时的剪切应力分布

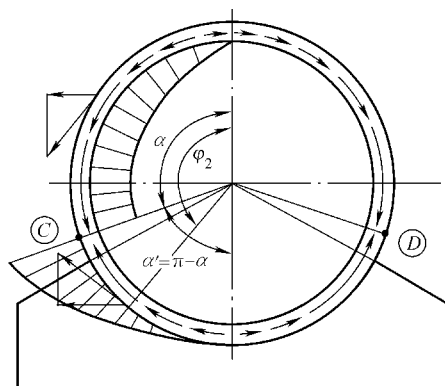


图 7-6 圆筒被封头加强时的剪切应力分布

表 7-2 系数 K_3 、 K_4 (引自 JB/T 4731 表 7-2)

条 件	鞍座包角 $\theta / (^{\circ})$	K_3	K_4
在鞍座处截面有加强圈的圆筒 ($A > 0.5R_a$)	120	0.319	—
	135	0.319	
	150	0.319	
在鞍座处截面并无加强圈且 $A > 0.5R_a$ 或加强圈靠近鞍座截面的圆筒	120	1.171	—
	135	0.958	
	150	0.799	
被封头加强的圆筒, 即 $A \leq 0.5R_a$	120	0.880	0.401
	135	0.654	0.344
	150	0.485	0.485

鞍座远离封头 (即 $A > 0.5R_a$)、圆筒在鞍座截面设有或并无加强圈时, 圆筒上的切向剪切应力按下式计算和校核:

$$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{3}{4}h_i} \right) \leq 0.8[\sigma]^t \quad (7-9)$$

圆筒在鞍座截面并无加强圈, 但鞍座靠近封头 (即 $A \leq 0.5R_a$ 时), 圆筒或封头上的切向剪切应力按下式计算和校核:

$$\text{圆筒上} \quad \tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \leq 0.8[\sigma]^t \quad (7-10)$$

$$\text{封头上} \quad \tau_h = \frac{K_4 F}{R_a \delta_{he}}$$

封头上切向剪切应力的校核条件为

$$\tau_h \leq 1.25[\sigma]^t - \sigma_h \quad (7-11)$$

式 (7-11) 中, 当为椭圆形、碟形或半球形封头时, σ_h 分别为 $\frac{Kp_c D_i}{2\delta_{he}}$ 、 $\frac{Mp_c R_h}{2\delta_{he}}$ 或

$\frac{p_c D_i}{4\delta_{he}}$, 即分别由椭圆形、碟形或半球形封头的设计公式导得。

(3) 在鞍座截面处圆筒上的周向应力 圆筒上的周向应力由周向弯曲应力和周向压缩应力两部分组成。

周向弯曲应力由圆筒上的切向剪切应力所导致的周向弯矩引起, 由于切向剪切应力和圆筒上在鞍座截面处是否设置加强圈, 鞍座的布置是否靠近封头 ($A < 0.5R_a$), 或在鞍座截面处并未设置加强圈 (包括加强圈设置在靠近鞍座截面处, 但不是鞍座截面处) 且 $A \geq 0.5R_a$ 等情况有关, 所以周向弯曲应力也和这些情况有关。

周向压缩应力由鞍座对筒体的支承反力以及圆筒上的切向剪切应力所导致的周向压缩力所引起, 所以和鞍座包角 θ 、影响圆筒上切向剪切应力分布的因素 (见上述) 有关。

在计算周向弯曲应力时所用到的圆筒抗弯断面模量, 据 L. P. Zick 的实测结果, 认为和圆筒的 L/R_a 值有关, 当 $L/R_a \geq 8$ 时, 圆筒计算宽度为 $4R_a$, 当 $L/R_a < 8$ 时, 圆筒计算宽度为 $L/2$ 。

圆筒上由切向剪切应力所引起周向弯矩 M_ϕ 的计算模型 (当鞍座截面处圆筒上设有加强圈时) 见图 7-7; 由支座反力和圆筒上切向剪切应力所引起周向压缩力 T 的计算模型见图 7-8; 圆筒上周向弯矩 M_ϕ

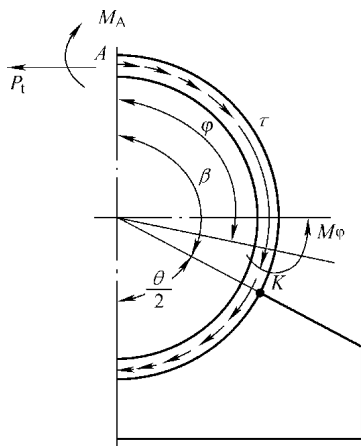


图 7-7 鞍座截面处圆筒上设有加强圈时周向弯矩 M_ϕ 的计算模型

和周向压缩力 T 沿圆筒周向的分布示意图 7-9。

由图 7-9 可见, 圆筒上的周向弯矩 M_β 在鞍座包角边缘处达最大, 同时在此处还有一定值的周向压缩载荷 T ; 而在圆筒底部, 周向压缩载荷达最大, 为 $T_{\max}$ 。为此, 应对鞍座包角边缘处的周向组合应力 (由周向弯曲应力和周向压缩薄膜应力组合而成) 以及圆筒底部的周向最大压缩薄膜应力进行计算并校核。当然, 在计算时应针对各种结构 (如是否在鞍座截面处设置加强圈, 鞍座离封头距离的大小等) 区别对待。

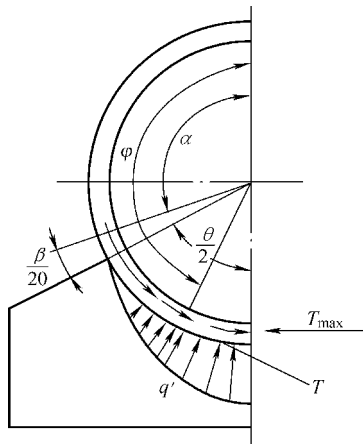


图 7-8 由支座反力和切向剪切应力
所引起周向压缩力 T 的计算模型

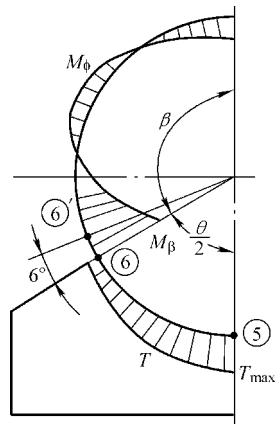


图 7-9 周向弯矩 M_β 和周向压缩
力 T 沿圆筒周向的分布示意

对在鞍座截面处设置加强圈的情况, 放在最后讨论。

1) 鞍座截面处及其附近并无加强圈的圆筒。此时仅考虑 $A \leq 0.5R_a$ 或 $A > 0.5R_a$ 两种情况, 涉及在周向弯矩计算中所引起的区别, 以应力公式中所用系数各有不同加以体现。

在周向组合应力以及周向最大压缩薄膜应力的计算中, 又要区分在鞍座上是否设置垫板: 设置垫板时, 可由圆筒壁和垫板一起承受载荷; 不设垫板时, 仅由圆筒壁单独承受载荷。

所设垫板的尺寸在同时满足以下三个条件时才能起到对圆筒的加强作用: ①垫板厚度不小于 0.6 倍圆筒厚度; ②垫板宽度不小于圆筒有效宽度 b_2 ($b_2 = b + 1.56 \sqrt{R_a \delta_a}$, b 为鞍座的轴向宽度); ③垫板包角应不小于 $\theta + 12^\circ$ 。如不满足其中任一条件, 则即使设置了垫板也不能起到对圆筒的加强作用。

①无垫板或虽有垫板但垫板尺寸不足, 致不能起加强作用时, 在圆筒截面最低点处的周向压缩薄膜应力为

$$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{\delta_e b_2} \leq [\sigma]^t \quad (7-12a)$$

在鞍座边角处圆筒上的周向组合应力:

当 $L/R_a \geq 8$ 时,

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} \leq 1.25[\sigma]^t \quad (7-13a)$$

当 $L/R_a < 8$ 时,

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 FR_a}{L\delta_e^2} \leq 1.25[\sigma]^t \quad (7-14a)$$

②有能起加强作用的垫板时,可由垫板和圆筒壁厚之和承受载荷。在圆筒截面最低点处的周向压缩薄膜应力为

$$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{(\delta_e + \delta_{re}) b_2} \leq [\sigma]^t \quad (7-12b)$$

在鞍座边角处圆筒上的周向组合应力:

当 $L/R_a \geq 8$ 时,

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re}) b_2} - \frac{3K_6 F}{2(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} \leq 1.25[\sigma]^t \quad (7-13b)$$

当 $L/R_a < 8$ 时,

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re}) b_2} - \frac{12K_6 FR_a}{L(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} \leq 1.25[\sigma]^t \quad (7-14b)$$

由图 7-9 可见,在离鞍座边角 6° 即垫板边缘处,虽然周向弯矩有所减小,但由于已无垫板,所以此处的周向应力系由圆筒壁单独承受,需要按以下公式另行计算和校核。

当 $L/R_a \geq 8$ 时,

$$\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} \leq 1.25[\sigma]^t \quad (7-15)$$

当 $L/R_a < 8$ 时,

$$\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 FR_a}{L\delta_e^2} \leq 1.25[\sigma]^t \quad (7-16)$$

以上式 (7-12) ~ 式 (7-16) 中,系数 K_5 、 K_6 列于表 7-3 中。

表 7-3 系数 K_5 、 K_6 值 (引自 JB/T 4731 表 7-3)

鞍座包角 $\theta/(^\circ)$	K_5	K_6	
		$A/R_a \leq 0.5$	$A/R_a \geq 1$
120	0.760	0.013	0.053
132	0.720	0.011	0.043
135	0.711	0.010	0.041
147	0.680	0.008	0.034
150	0.673	0.008	0.032
162	0.650	0.006	0.025

注:当 $0.5 < A/R_a < 1$ 时, K_6 值按表内数值线性内插求取。

(续)

加强圈位置		位于鞍座截面上						位于靠近鞍座截面处		
$\theta/ (^{\circ})$		120	132	135	147	150	162	120	135	150
C_5	内加强圈	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1
	外加强圈	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1
K_7		0.025	0.053	0.043	0.041	0.034	0.032	0.036	0.058	0.047
K_8		0.341	0.327	0.323	0.307	0.302	0.283	0.271	0.248	0.219

3) 加强圈设在靠近鞍座截面处的圆筒

①无垫板或虽有垫板但垫板尺寸不足,致不能起加强作用时。在圆筒截面最低点处的周向压缩薄膜应力按式(7-12a)计算并校核。在圆筒截面靠近水平中心线处的周向组合应力分别按式(7-17)和式(7-18)计算并校核。但系数 K_7 、 K_8 按表7-4中加强圈设在靠近鞍座截面处的值选取。在鞍座边角处的周向组合应力分别按式(7-13a)和式(7-14a)计算并校核。

②有能起加强作用的垫板时。在圆筒截面最低点处的周向压缩薄膜应力按式(7-12b)计算并校核。在圆筒截面靠近水平中心线处的周向组合应力分别按式(7-17)和式(7-18)计算并校核。但系数 K_7 、 K_8 按表7-4中加强圈设在靠近鞍座截面处的值选取。在鞍座边角处的周向组合应力分别按式(7-13b)和式(7-14b)计算并校核,并按式(7-15)和式(7-16)计算并校核垫板边缘处的周向组合应力。

(4) 鞍座应力计算及校核

1) 鞍座由容器自重引起的平均拉伸应力

①当无垫板或垫板尺寸不能起加强作用时

$$\sigma_9 = \frac{K_9 F}{b_0 H_s} \leq \frac{2}{3} [\sigma]_{sa} \quad (7-19)$$

②当垫板能起加强作用时

$$\sigma_9 = \frac{K_9 F}{b_0 H_s + b_2 \delta_{re}} \leq \frac{2}{3} [\sigma]_{sa} \quad (7-20)$$

以上两式中, H_s 为计算高度,取鞍座垫板底面至底板底面距离和 $R_a/3$ 两者中的较小值; b_0 为鞍座腹板厚度。

2) 鞍座由地震载荷引起的压缩应力。当水平地震力小于等于鞍座底板对基础面之间的静摩擦力时,按下式计算并校核鞍座腹板与筋板组合截面上所引起的压缩应力:

$$\sigma_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{F_{EV} H}{2Z_r} - \frac{F_{EV} H_V}{A_{sa}(L-2A)} \leq 1.2 [\sigma]_{sa} \quad (7-21)$$

当水平地震力大于鞍座底板对基础面之间的静摩擦力时,按下式计算并校核鞍座腹板与筋板组合截面上所引起的压缩应力:

$$\sigma_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{(F_{EV} - Ff_s)H}{Z_r} - \frac{F_{EV} H_V}{A_{sa}(L-2A)} \leq 1.2 [\sigma]_{sa} \quad (7-22)$$

以上两式中, 水平地震力 $F_{EV} = \alpha_1 mg$, 系数 α_1 由表 7-5 查取; H 为容器圆筒最低表面至基础表面的距离; H_v 为容器圆筒轴线至基础表面的距离; A_{sa} 为鞍座腹板与筋板小端的组合截面积; Z_r 为鞍座腹板与筋板小端组合截面的抗弯断面模量; f 为鞍座底板对基础表面的静摩擦因数, 钢板对钢板时取 $f=0.3$, 钢板对水泥时取 $f=0.4$ 。

表 7-5 水平地震影响系数 α_1 (引自 JB/T 4731 表 7-6)

地震设防烈度/度	7		8		9
设计基本地震加速度	0.10g	0.15g	0.20g	0.30g	0.40g
α_1	0.08	0.12	0.16	0.24	0.32

3) 鞍座在容器温度变化时所引起的压缩应力

$$\sigma'_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{FfH}{Z_r} \leq [\sigma]_{sa} \quad (7-23)$$

4) 基础螺栓应力计算和校核。受拉侧螺栓的拉伸应力按下式校核:

$$\sigma_{bt} = \frac{M_{EV}^{0-0}}{n l A_{bt}} \leq [\sigma]_{bt} \quad (7-24)$$

剪切应力按下式校核:

$$\tau_{bt} = \frac{F_{EV}}{n' A_{bt}} \leq 0.8 [\sigma]_{bt} \quad (7-25)$$

以上两式中, M_{EV}^{0-0} 为倾覆力矩, $M_{EV}^{0-0} = F_{EV} H_v$; A_{bt} 为每个螺栓的横截面积; l 为圆筒轴线两侧的螺栓间距; n 为受拉伸载荷的螺栓数, 取总螺栓数的一半; n' 为总螺栓数。

7.1.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 并未列有卧式容器的设计规定, 仅在其非强制性附录 G 中列出了亚太地区各国标准所用方法的基础文献。2007 版 ASME VIII-2 则列出了和亚太地区各国标准所用方法相同的设计方法。

7.1.3 EN 13445

EN 13445 对卧式容器所规定的设计方法和 GB 150、ASME 规范所用方法有所区别, 它系以薄壁圆筒局部地区上作用有外力和外力矩的应力分析为基础, 把作用在卧式容器上的鞍座反力以及所引起的轴向弯矩看作为外力和外力矩, 由规范规定的方法计算容器上的各个许用载荷, 以实际载荷不超过许用载荷为满足。由于实际上国内采用 EN 13445 的情况不多, 所以不拟介绍。

7.1.4 对各标准的对照及简要评述

由于在卧式容器设计中要计算并校核的应力较多, 且要针对容器的不同结构 (如 A/R_a 值, 鞍座截面处是否设置加强圈, L/R_a 值, 鞍座上是否设有能起加强作用的垫板

等)采用不同的公式或系数,所以我国在制定 JB/T 4731—2005《钢制卧式容器》的同时,相应地配套制定了 JB/T 4712.1—2007《容器支座 第1部分:鞍式支座》、《钢制液化石油气卧式储罐形式与基本参数》,所以在某些情况下可以配套选用。例如,对于液化石油气卧式储罐,可以根据容量、主要结构尺寸和设计压力按相关标准选用而不必进行强度计算。EN 13445 在其 16.8.4 节中也列出了可以免除计算的具体结构和操作条件。

7.2 多鞍座和不对称布置双鞍座卧式容器设计

如超长容器或浮头式换热器等卧置时,在设置双鞍座时因鞍座间截面处圆筒所受弯矩过大,或因内件重量不均匀分布,所以常设置多鞍座或双鞍座为不对称布置。这类卧式容器实际上也仅是按鞍座的具体布置情况,分析鞍座处和两鞍座间截面处的轴向弯矩和鞍座处截面的剪力,在求得轴向弯矩和横剪力后,即可按上述方法确定各截面处的各项应力和校核条件。EN 13445 列有这两种容器各有关截面处轴向弯矩和横剪力的计算方法。

第 8 章 管壳式换热器和膨胀节设计

我国的管壳式换热器标准 GB 151（包括原 1998 年版和新 1999 年版）以及美国和欧盟压力容器标准都包括了 U 形管式、浮头式（浮动管板式）和固定管板式换热器三种结构类型，根据每种换热器管板的具体结构，又将管板分为几个不同的型式。

8.1 换热器结构类型和管板结构型式

8.1.1 U 形管式换热器及其管板的结构型式

U 形管式换热器总体结构的示意见图 8-1。由于只有一块管板，所以各国标准都按管板和壳体或管箱的连接方式以及管板的延伸部分是否兼作法兰划分型式。

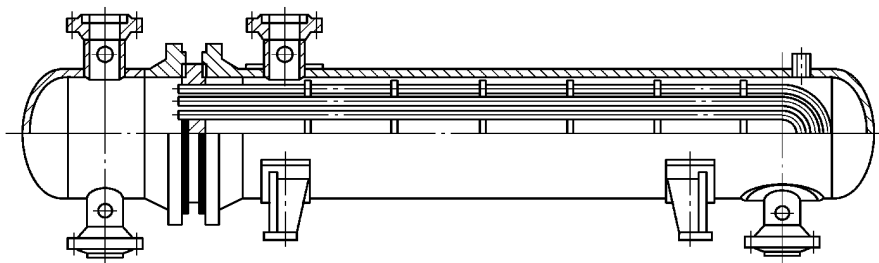


图 8-1 U 形管式换热器总体结构示意

1. GB 151 管板的结构型式及其简要分析

见图 8-2，共分为 a、b、c、d、e、f 六种型式。

a 型 管板对壳体和管箱都用垫片法兰连接，管板并未延伸为兼作法兰。所以壳体和管箱对管板的变形无约束作用，在管板设计时和壳体、管箱厚度无关。

b 型 管板对壳体和管箱都用整体连接。所以壳体和管箱对管板的变形都有约束作用，在管板设计时和壳体、管箱厚度都有关系。

c 型 管板对壳体用整体连接，对管箱用垫片法兰连接，管板并未延伸为兼作法兰。所以壳体对管板的变形有约束作用，且管板周边作用有法兰螺栓力矩，在管板设计时和壳体厚度以及法兰螺栓力矩都有关系。

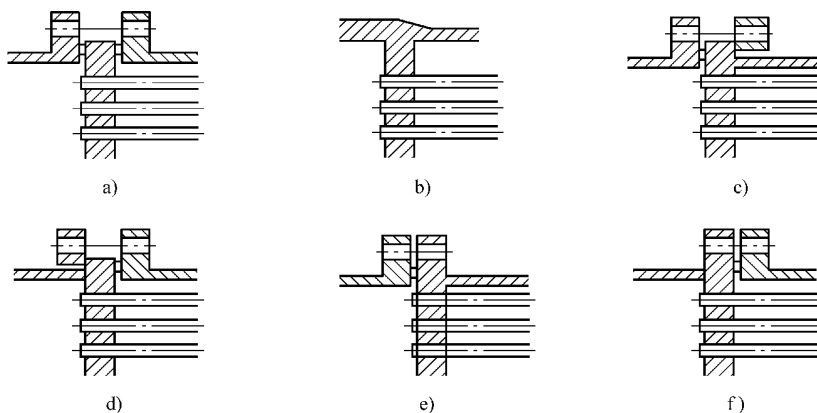


图 8-2 GB 151 对 U 形管板式换热器管板的划型 (引自 GB 151 图 18)

d 型 管板对管箱用整体连接, 对壳体用垫片法兰连接, 管板并未延伸为兼作法兰。所以管箱对管板的变形有约束作用, 且管板周边作用有法兰螺栓力矩, 在管板设计时和管箱厚度以及法兰螺栓力矩都有关系。

e 型 管板对壳体用整体连接, 对管箱用垫片法兰连接, 且管板延伸为兼作法兰。所以壳体对管板的变形有约束作用, 且管板周边作用有法兰螺栓力矩, 在管板设计时和壳体厚度以及法兰螺栓力矩都有关系。除对管板应力计算并校核外, 还需对管板法兰部分的应力进行计算并校核。

f 型 管板对管箱用整体连接, 对壳体用垫片法兰连接, 且管板延伸为兼作法兰。所以管箱对管板的变形有约束作用, 且管板周边作用有法兰螺栓力矩, 在管板设计时和管箱厚度以及法兰螺栓力矩都有关系。除对管板应力计算并校核外, 还需对管板法兰部分的应力进行计算并校核。

上述六种型式的管板结构, 都仅指壳程和管程的圆筒直径相同, 都为 D_i ; 对如 a 型管程、壳程都用垫片法兰连接者, 则仅指两侧的垫片压紧力作用中心圆直径相同, 都为 D_G 。

2. ASME VIII-1 管板的结构型式及其简要分析

见图 8-3, 也分为 a、b、c、d、e、f 六个型式。

由图 8-3 和 8-2 的对照可见, ASME VIII-1 对 U 形管板式换热器管板的划型和 GB 151 是相同的, 所以其简要分析也相同, 只是相应的型号编码不同而已。但最大的区别是, ASME VIII-1 对任何型式的管板, 其管程和壳程圆筒直径都可以不同, 所以分别用 D_c 和 D_s 表示; 如对 d 型 (即 GB 151 的 a 型) 管程、壳程都用垫片法兰连接时, 两侧的垫片压紧力作用中心圆直径也可以不同, 所以分别用 G_c 和 G_s 表示。表 8-1 表示此两个标准对同一结构类型的对应型式编号。

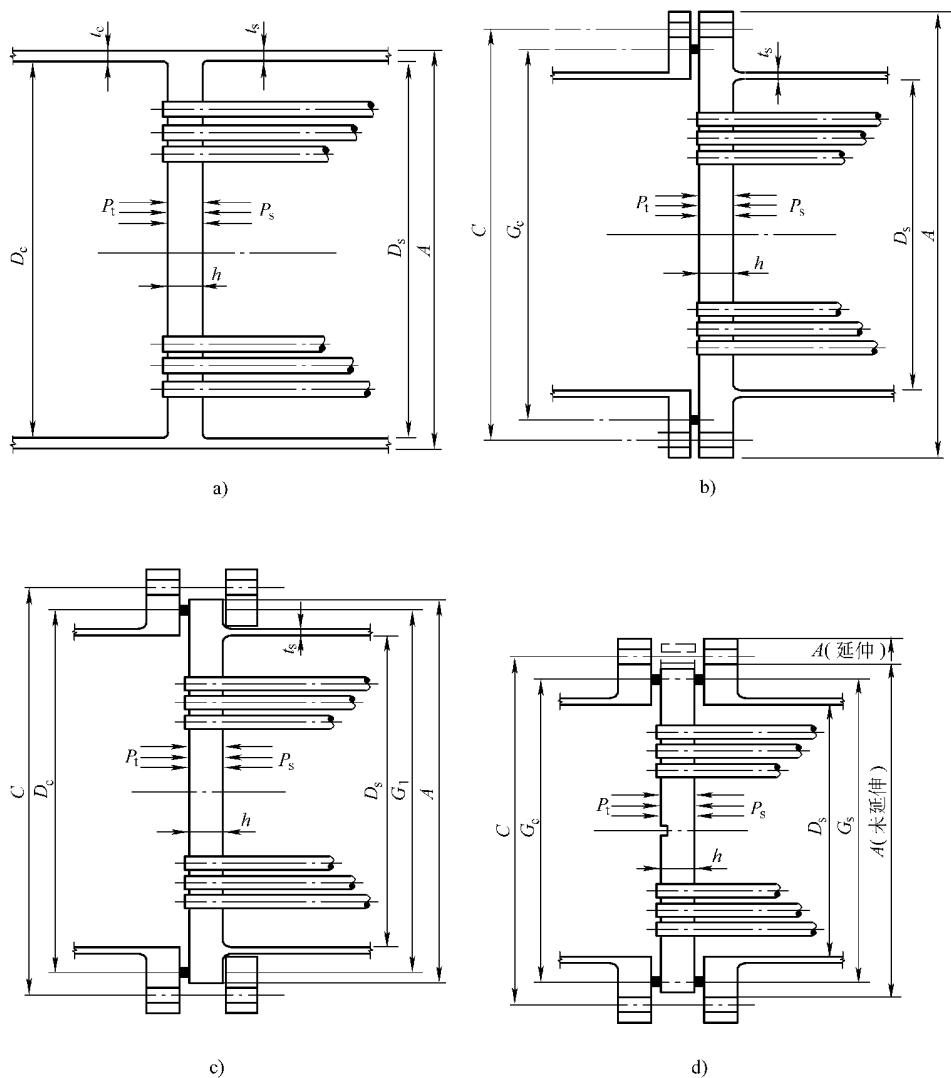


图 8-3 ASME VIII-1 对 U 形管板式换热器管板的划型

(引自 ASME VIII-1 图 UHX-12.1)

- a) 结构 a: 管板对壳体、管箱为整体连接 b) 结构 b: 管板对壳体为整体连接、对管箱用垫片连接、管板延伸部分兼作法兰 c) 结构 c: 管板对壳体为整体连接, 对管箱用垫片连接、管板并未延伸为法兰 d) 结构 d: 管板对壳体和管箱都用垫片连接

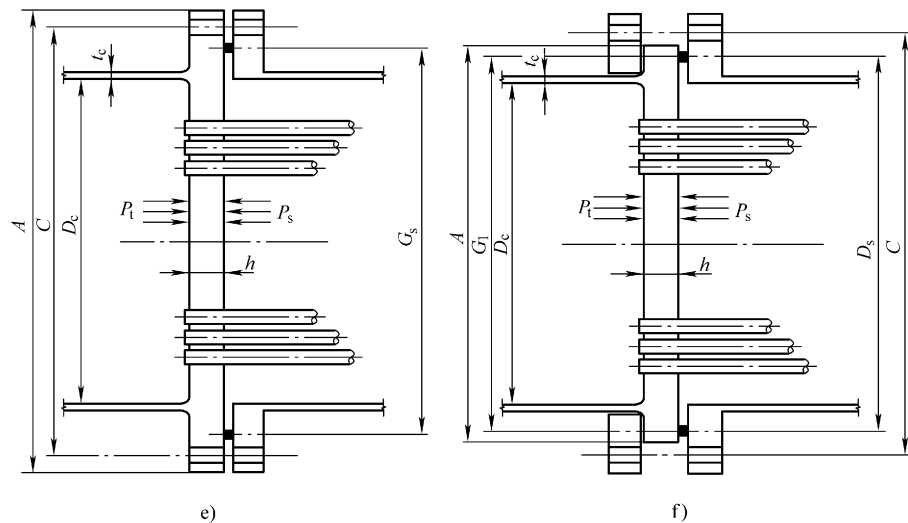


图 8-3 ASME VIII-1 对 U 形管板式换热器管板的划型
(引自 ASME VIII-1 图 UHX-12.1) (续)

- e) 结构 e: 管板对壳体用垫片连接、对管箱为整体连接、管板延伸部分兼作法兰
f) 结构 f: 管板对壳体用垫片连接、对管箱为整体连接、管板并未延伸为法兰

表 8-1 ASME VIII-1 和 GB 151 对 U 形管板式换热器管板型式的对照

ASME VIII-1 的型式编号	a	b	c	d	e	f
GB 151 的型式编号	b	e	c	a	f	d

3. EN 13445 管板的结构型式及其简要分析

见图 8-4, 也分为 a、b、c、d、e、f 六种型式。

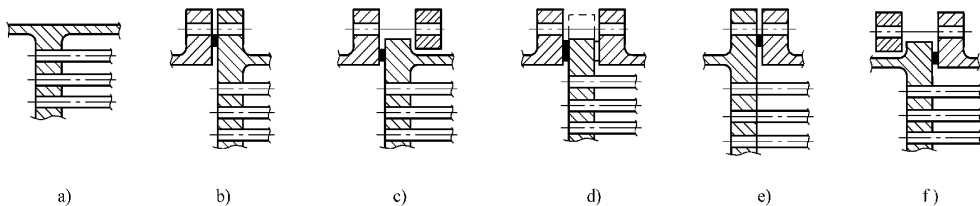


图 8-4 EN 13445 对 U 形管板式换热器管板的划型 (引自 EN 13445 图 13.4.1-2)

由图 8-4 和图 8-3 的对照可见, EN 13445 对 U 形管板式换热器管板的划型及其简要分析和 ASME VIII-1 是完全相同的, 而且对管程、壳程圆筒的直径也可以不同, 管程、壳

程都用垫片法兰连接时,两侧的垫片压紧力作用中心圆直径也可以不同,且对b、d、e型,可以采用窄面垫片,也可以采用宽面垫片密封。

8.1.2 固定管板式换热器及其管板的结构型式

固定管板式换热器总体结构的示意图见图8-5。由两块相同结构的管板组成,所以各国标准都按管板和壳体或管箱的连接方式以及管板的延伸部分是否兼作法兰划分型式。

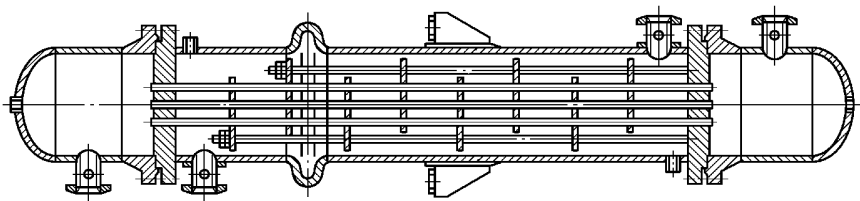


图8-5 固定管板式换热器总体结构示意图

1. GB 151 管板的结构型式及其简要分析

GB 151 对固定管板式换热器管板的结构型式,仅限于图8-2U形管板式换热器管板中的b、c和e型,且也未对管程、壳程直径加以区分而一律用 D_i 表示。

2. ASME VIII-1 管板的结构型式及其简要分析

ASME VIII-1 对固定管板式换热器管板的划型见图8-6。

由图8-6可见,其管板型式仅是U形管式换热器管板(见图8-3)的a、b、c、d四种型式。

a型 管板周边和壳体、管箱都为固定连接,所以壳体和管箱的厚度都反映了对管板周边的约束程度,在计算管板应力时应加以考虑,但带或不带膨胀节的壳体所反映的约束作用是不同的。

b型 管板周边和壳体为固定连接,所以壳体的厚度(带或不带膨胀节)反映了对管板周边的约束程度,在计算管板应力时应加以考虑。此外,由于管板兼作法兰,所以要计及法兰的螺栓力矩。

c型 管板周边和壳体为固定连接,所以壳体的厚度(带或不带膨胀节)反映了对管板周边的约束程度,在计算管板应力时应加以考虑,管板虽未兼作法兰,但螺栓力对管板会引起附加力矩。

d型 管板周边相当于简支,和管箱或壳体都无连接关系,壳体管板虽未兼作法兰,但有时两侧垫片反力可能不在同一作用线上,所以螺栓力对管板会引起附加力矩。

和U形管板式换热器各种管板型式相似,其管程和壳程圆筒直径都可以不同,管程、壳程都用垫片法兰连接时,两侧的垫片压紧力作用中心圆直径也可以不同。

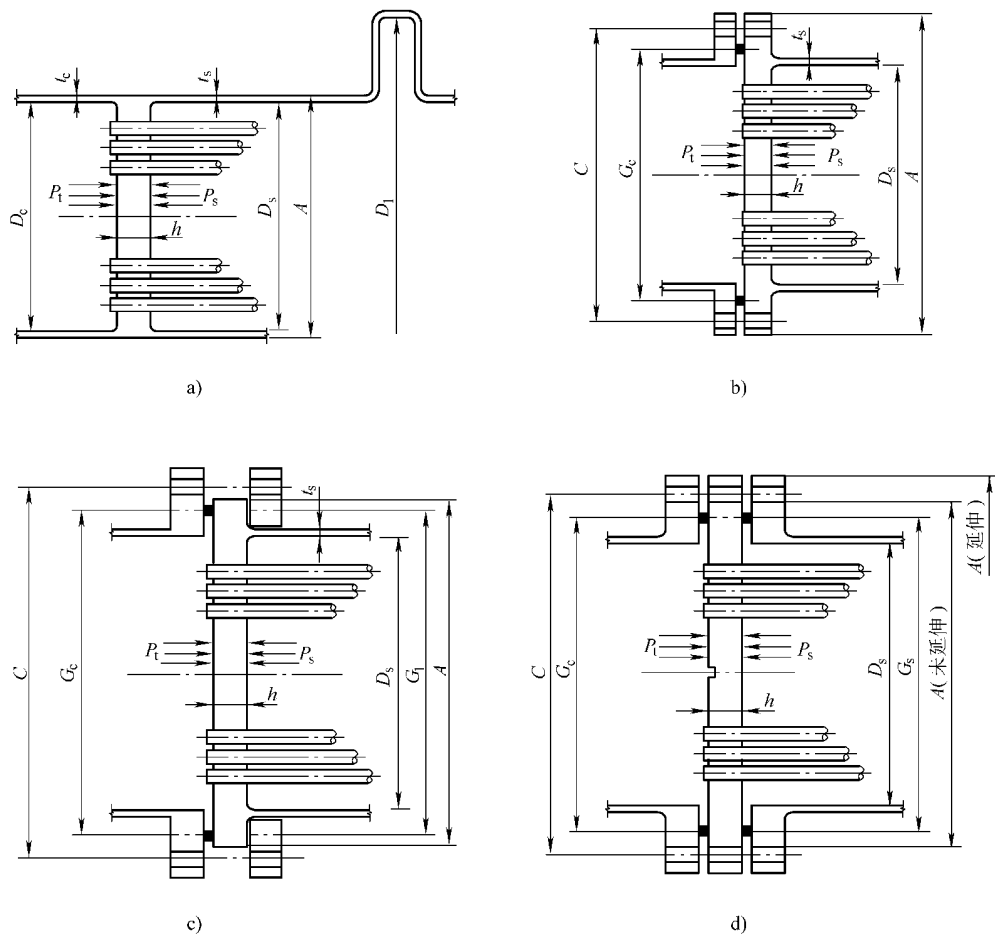


图 8-6 ASME VIII-1 对固定管板式换热器管板的划型 (引自 ASME VIII-1 图 UHX-13.1)

- a) 结构 a: 管板对壳体和管箱都是整体连接 b) 结构 b: 管板对壳体整体连接, 对管箱用垫片连接, 管板延伸部分兼作法兰 c) 结构 c: 管板对壳体整体连接, 对管箱用垫片连接, 管板不延伸兼作法兰 d) 结构 d: 管板对壳体和管箱都有垫片连接

3. EN 13445 管板的结构型式及其简要分析

EN 13445 对固定管板式换热器管板的结构型式, 仅限于图 8-4U 形管板式换热器管板中的 a、b、c 和 d 型, 即和图 8-6 所表示的 ASME VIII-1 的划型相同, 而且对管程、壳程圆筒的直径也可以不同; 管程、壳程都用垫片法兰连接时, 两侧的垫片压紧力作用中心圆直径也可以不同, 且对 b、d 型可以采用窄面垫片, 也可以采用宽面垫片密封。

规范对管程、壳程圆筒直径的相对大小作了限定:

对 a 型管板 $0.9D_s \leq D_c \leq 1.1D_s$

对 b、c 型管板 $0.9D_s \leq G_c \leq 1.2D_s$

对 d 型管板 $0.9G_s \leq G_c \leq 1.1G_s$

8.1.3 浮动管板式 (浮头式) 换热器及其管板的结构型式

浮动管板式换热器总体结构的示意见图 8-7。由两块结构略有差别的管板组成, 所以各国标准对两块管板都分别按管板和壳体或管箱的连接方式以及管板的延伸部分是否兼作法兰划分型式。

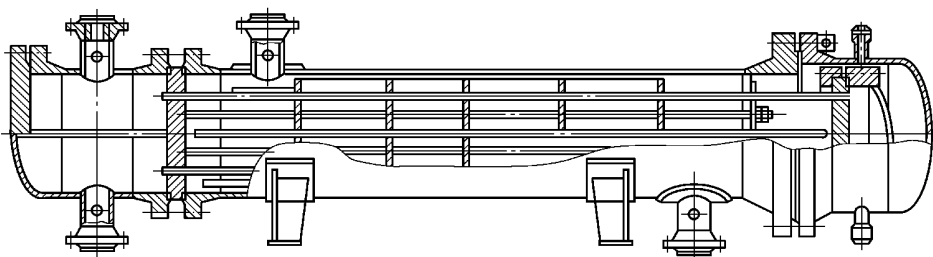


图 8-7 浮动管板式 (浮头式) 换热器总体结构示意图

1. GB 151 管板的结构型式及其简要分析

由于浮头式换热器有两块管板, 所以应对固定端和浮动端管板加以区分。GB 151 所指的管板型式仅针对固定端管板。在浮动端, 仅区分如图 8-7 所示的浮头式 (以符号 S 表示) 以及图 8-8 所示的外部填料函密封式 (以符号 P 表示) 和内部填料函密封式 (以符号 W 表示)。

固定端管板仅指图 8-2 中的 a 型一种, 而且两侧的垫片压紧力作用中心圆直径相同, 都为 D_c , 且在整个强度计算中都未用到管箱或壳体圆筒直径, 所以并无管箱或壳体直径的表示。但指出, 对按图 8-2 中 b、c、d 型的管板, 可按 JB 4732 附录 I 计算。

2. ASME VIII-1 管板的结构型式及其简要分析

和 GB 151 相似, ASME VIII-1 对浮动管板式换热器也分为三种结构, 见图 8-9, 其中 a 是带有浸入式浮头的结构, b 是带有外部密封式浮头的结构, c 是带有内部密封式浮头的结构。在确定管板计算中的有效压力 P_e 时, 各采用不同的公式。

由于浮头式换热器有两块管板, 所以应对固定端和浮动端管板加以区分。

对固定端, 和 U 形管式换热器管板的图 8-3 完全相同, 也分为 a~f 6 种型式, 见图 8-10。

对浮动端, 共划成 A、B、C、D 四种型式, 见图 8-11。其中

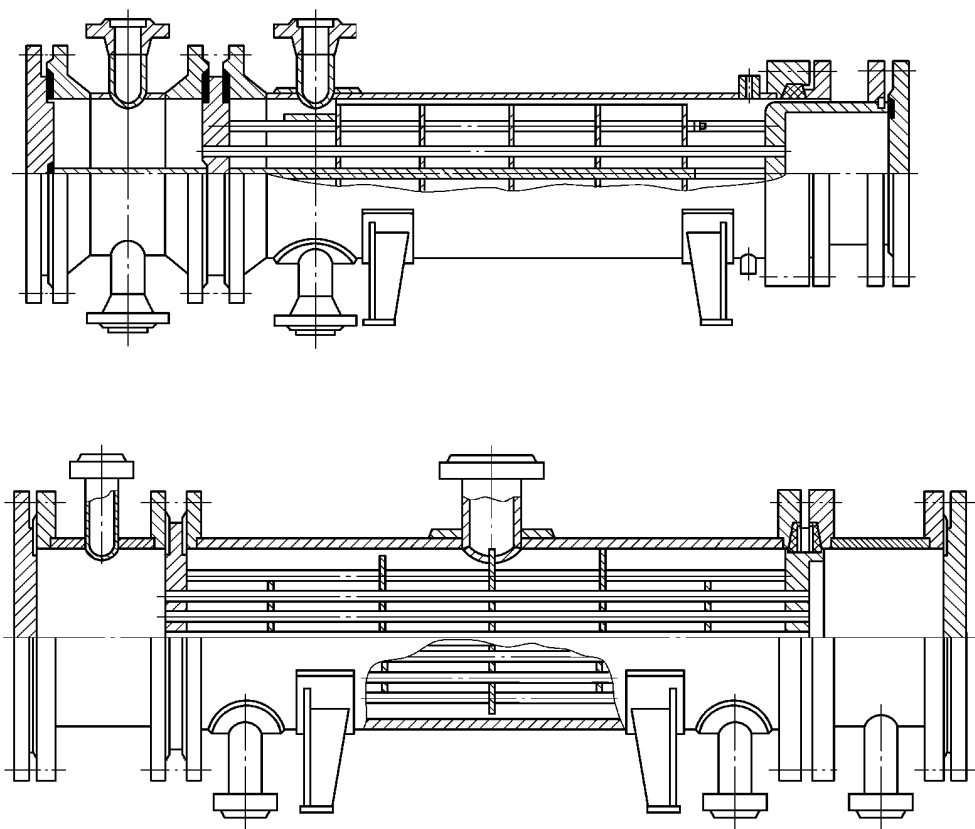


图 8-8 GB 151 浮动端管板的外部及内部填料函密封型式

A 型 管板和管箱（浮头盖）整体连接，所以管箱对管板的变形有约束作用，在管板设计时和管箱厚度有关。

B 型 管箱用垫片法兰连接，且管板延伸为兼作法兰，所以管板周边作用有法兰螺栓力矩，在管板设计时和法兰螺栓力矩有关。

C 型 管板对管箱（浮头盖）用垫片法兰连接，管板并未延伸为兼作法兰。所以管箱（浮头盖）对管板的变形无约束作用，在管板设计时和管箱（浮头盖）厚度无关，管板周边作用有法兰螺栓力矩，在管板设计时和法兰螺栓力矩有关。

D 型 内部密封式管板，管箱（浮头）对管板无约束作用，在管板设计时和管箱（浮头）厚度无关。

和 U 形管板式换热器各种管板型式相似，其管程和壳程圆筒直径都可以不同，管程、壳程都用垫片法兰连接时，两侧的垫片压紧力作用中心圆直径也可以不同。

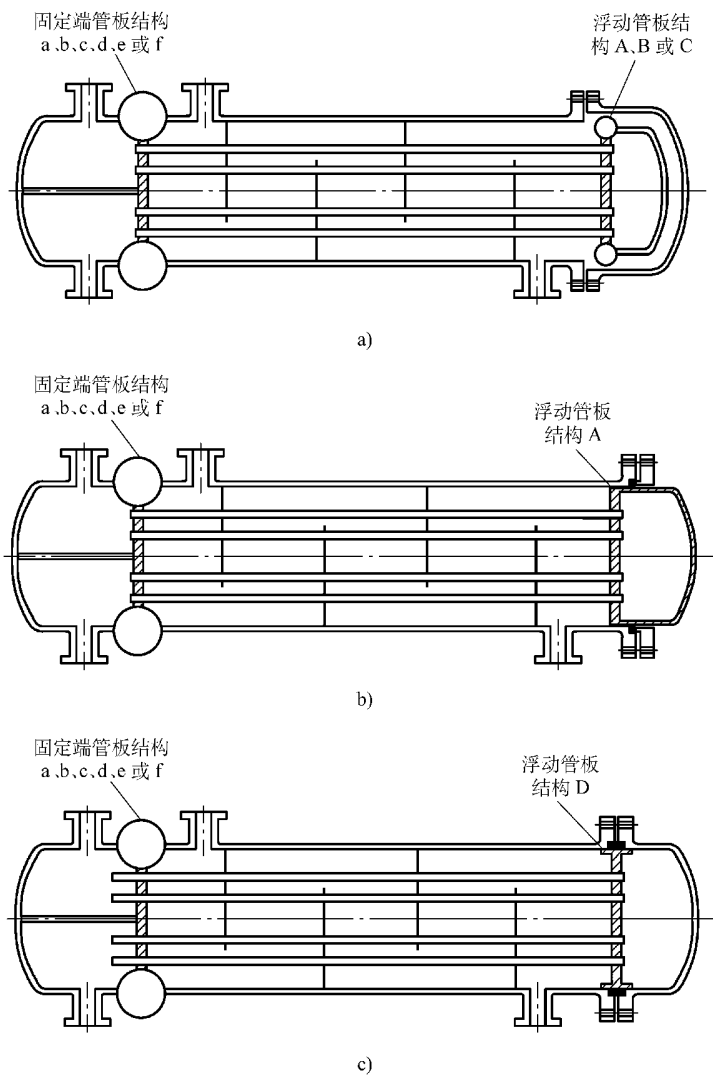


图 8-9 ASME VIII-1 的浮动管板式换热器的总体结构类型
(引自 ASME VIII-1 图 UHX-14.1)

- a) 典型的带有浸入式浮头的浮动管板式换热器 b) 典型的带有外部密封式浮头的浮动管板式换热器 c) 典型的带有内部密封式浮动管板的浮动管板式换热器

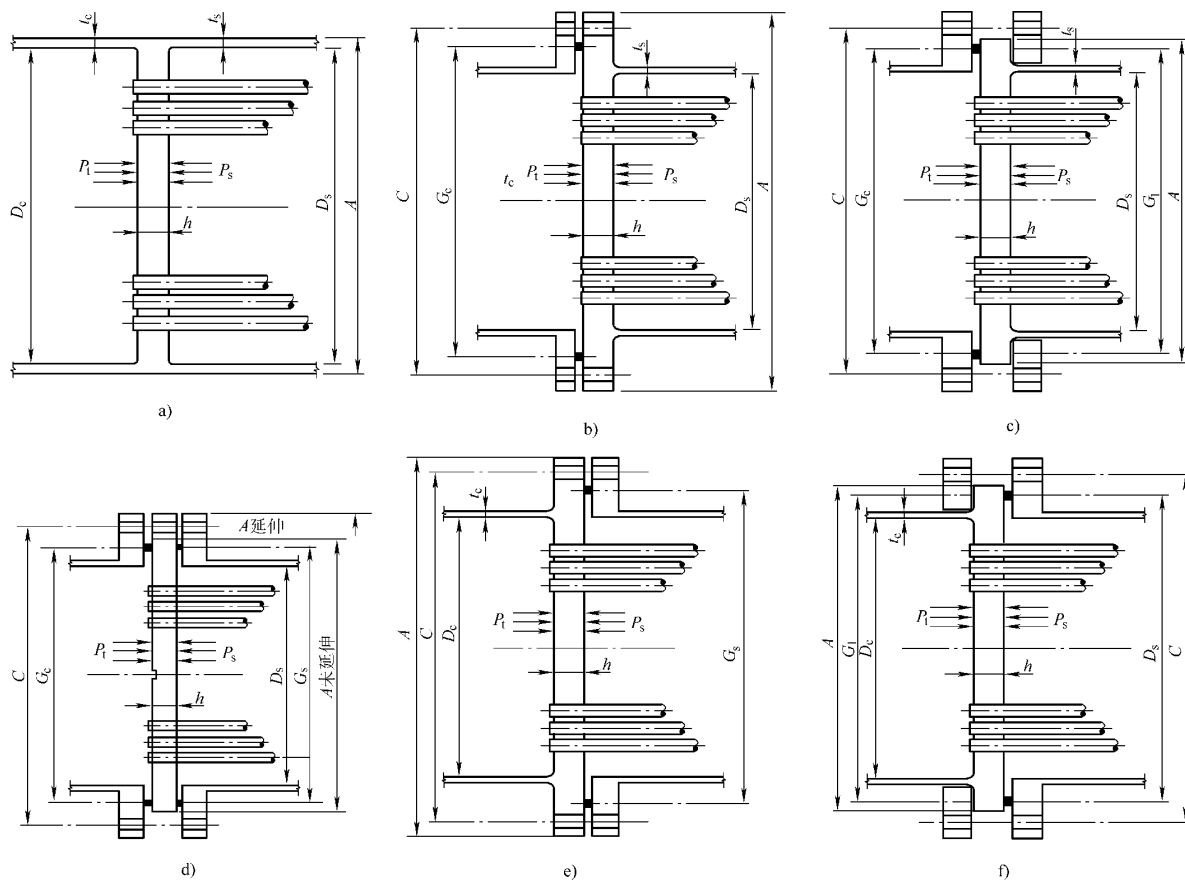


图 8-10 ASME VIII-1 对浮动管板式换热器固定端管板的划型 (引自 ASME VIII-1 图 UHX-14.2)

- a) 结构 a: 管板对壳体和管箱整体连接 b) 结构 b: 管板对壳体整体连接, 对管箱用垫片连接, 管板延伸部分兼作法兰 c) 结构 c: 管板对壳体整体连接, 对管箱用垫片连接, 管板未延伸为法兰 d) 结构 d: 管板对壳体和管箱都用垫片连接 e) 结构 e: 管板对壳体用垫片连接, 对管箱为整体连接, 管板延伸部分兼作法兰 f) 结构 f: 管板对壳体用垫片连接, 对管箱为整体连接, 管板未延伸为法兰

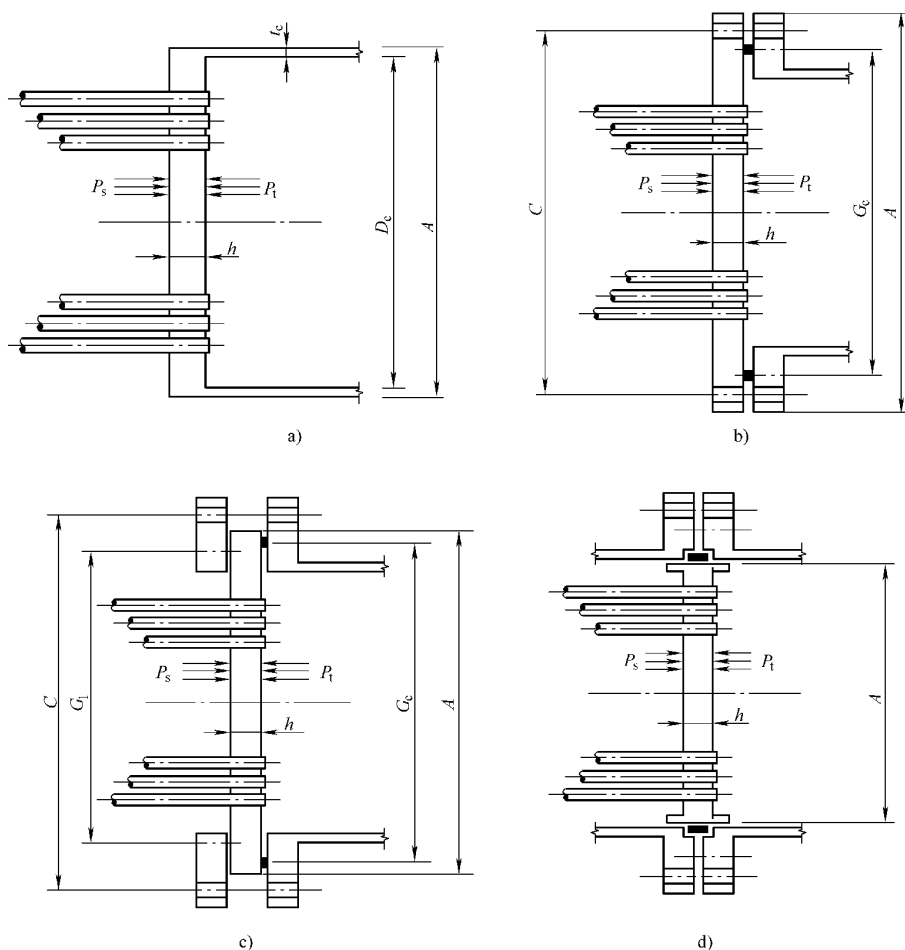


图 8-11 ASME VIII-1 对浮动管板式换热器浮动端管板的划型 (引自 ASME VIII-1 图 UHX-14.3)

- a) 结构 A: 整体连接管板 b) 结构 B: 用垫片连接的管板, 延伸部分兼作法兰
c) 结构 C: 用垫片连接的管板, 未延伸为法兰 d) 结构 D: 内部密封管板

3. EN 13445 管板的结构型式及其简要分析

和 GB 151、ASME VIII-1 相似, EN 13445 对浮动管板式换热器也分为三种结构, 见图 8-12。其中 a 是带有浸入式浮头的结构, b 是带有外部密封式浮头的结构, c 是带有内部密封式浮头的结构。在确定管板计算中的有效压力 P_e 时, 各采用不同的公式。

由于浮头式换热器有两块管板, 所以应对固定端和浮动端管板加以区分。

对固定端, 和 U 形管式换热器的管板完全相同, 也分为 a ~ f 共计 6 种型式, 见图 8-4。

对浮动端, 共划成 A、B、C 三种型式, 见图 8-13 及其相应的说明。

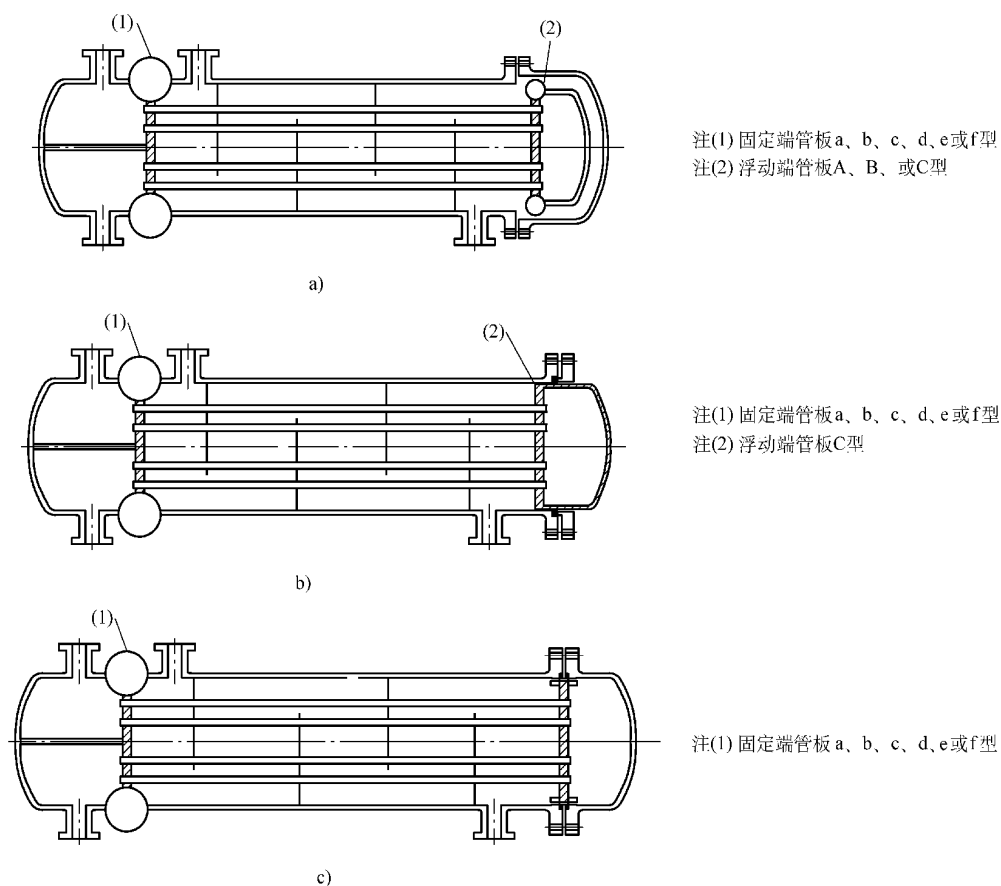


图 8-12 EN 13445 的浮动管板式换热器的总体结构类型 (引自 EN 13445 图 13. 6. 1-1)

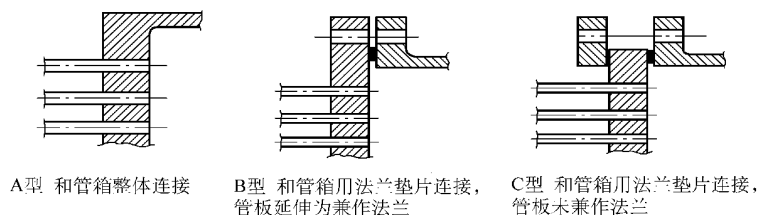


图 8-13 EN 13445 对浮动管板式换热器浮动端
管板的划型 (引自 EN 13445 图 13. 6. 1-3)

和 ASME VIII-1 相同，对各种管板结构型式，其管程和壳程圆筒直径都可以不同，管程、壳程都用垫片法兰连接时，两侧的垫片压紧力作用中心圆直径也可以不同，且对固定端 b、d、e 型，可以采用窄面垫片，也可以采用宽面垫片密封。

要求浮动端管板直径 $D_{e,f}$ 对固定端管板有效直径 D_e 之比在 0.9 ~ 1.1 范围以内, 并对管箱直径相对于壳体直径之比也作出限定。

对 a 型管板: $0.9D_s \leq D_e \leq 1.1D_s$

对 b、c 型管板: $0.9D_s \leq G_c \leq 1.2D_s$

对 d 型管板: $0.9G_s \leq G_c \leq 1.1G_s$

对 e、f 型管板: $0.9G_s \leq D_e \leq 1.1G_s$

8.1.4 对各标准换热器结构类型和管板结构型式的对照及简要评述

1) 对 U 形管式换热器的管板, 三个标准所包括的结构型式相同。

2) 对固定管板式换热器的管板, ASME VIII-1 和 EN 13445 相同, 都比 GB 151 多了图 8-6 中的 d 型, 但是从其结构分析, 由于管板、管束、壳体三者固定相连, 为同时对管程和壳程侧的垫片预紧到规定要求, 可能会对管束或壳体构成预拉或预压的轴向应力。

3) 对浮头式换热器的结构类型, 三个标准相同。但对固定端管板的型式, ASME VIII-1 和 EN 13445 都包括 6 个型式, GB 151 则仅指图 8-2 中的 a 型, 虽然也提及对 b、c、d 型可以按 JB 4732 的附录 I 计算, 但涉及到众多包括贝塞尔函数在内的复杂表达式, 一般设计人员只能望而却步。对浸入式浮头的浮动端管板, 实际上仅图 8-2 中的 c 型, 即 ASME VIII-1 和 EN 13445 的 C 型一种, 而 ASME VIII-1 和 EN 13445 对浸入式浮头的浮动端管板都有 A、B、C 三种型式, 从这点看, GB 151 似稍逊一筹。

4) GB 151 对各种结构类型, 都取管箱和壳程圆筒直径相同, 当管程、壳程都用垫片法兰连接时, 则仅指两侧的垫片压紧力作用中心圆直径相同, 而 ASME VIII-1 和 EN 13445 则都可以各取不同的直径, 且 EN 13445 更规定了不同直径的相对比值。在实际工程中确会遇到管箱和壳程圆筒直径不同的情况, 此时 GB 151 就难以适应。对浮头式换热器管板, 在结构尺寸中并无管箱或壳体直径的表示似也不甚合理, 从这点看, GB 151 似也稍逊一筹。

8.2 对管板因开孔引起削弱的考虑

不论哪种管板, 都由开孔布管区和外周边的不开孔环带所构成。由于开孔, 必会导致强度和刚度的削弱, 即和实心板相比, 在同样结构尺寸和载荷条件下使弯曲应力增高, 挠曲变形增大。为此, 各国容器规范在计算开孔区的弯曲应力或计及其挠曲变形时都给以相应的考虑。

8.2.1 GB 151

GB 151 对各类管板, 不论其开孔直径、中心距、布管方式 (正三角形或正方形)、布管区大小、分程隔板槽所占面积的大小、换热管和管板的连接方式等, 在计算开孔区管板的弯曲应力和剪切应力时都取管板强度削弱系数 $\mu = 0.4$, 在计及管板的挠曲变形 (对固定管板式和浮头式换热器, 管板的挠曲变形直接反映了管束对管板的支承力) 时

都取管板的刚度削弱系数 $\eta = \mu = 0.4$ 。

8.2.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 在计算各类管板开孔区的剪切应力时相对于实心板引入以下式表示的基本管孔削弱系数 μ ：

$$\mu = \frac{p - d_i}{p}$$

在计算各类管板开孔区的弯曲应力时相对于实心板引入以下式表示的有效管孔削弱系数 μ^* ：

$$\mu^* = \frac{p^* - d^*}{p^*}$$

$$\text{其中, } p^* = \frac{p}{\left(1 - \frac{4 \min [A_L, 4D_o p]}{\pi D_o^2}\right)^{0.5}}, \quad d^* = \max \left\{ \left[d_i - 2t_i \left(\frac{E_{\text{tr}}}{E} \right) \left(\frac{S_{\text{tr}}}{S} \right) \rho, [d_i - 2t_i] \right] \right\}$$

ρ 为胀管深度比, 表示管子在管板中的长度对管板厚度之比, $0 \leq \rho \leq 1$ 。

在计算固定管板式和浮动管板式换热器管板计及因管束对管板的支承力时, 考虑到因开孔削弱而使布管区管板的弹性模量 E 改为有效弹性模量 E^* , 泊松比 ν 改为有效泊松比 ν^* 。规范已根据有效管孔削弱系数 μ^* 、管板厚度 h 对开孔中心距 p 的比值、布管方式列出了线算图, 见规范图 UHX-11.3 和图 UHX-11.4, 可予查取。

上述各式中, 为节省篇幅, 所涉及的基本结构尺寸, 可查阅 ASME VIII-1 的 UHX-11 节。

8.2.3 EN 13445

EN 13445 对开孔削弱的考虑和 ASME VIII-1 完全相同, 只是两个标准各采用各自的符号体系而已。为节省篇幅, 不再逐一列出, 可查阅 EN 13445 的 13.7 节。

8.2.4 对各标准的对照及简要评述

1) ASME VIII-1 和 EN 13445 对因开孔引起对剪切、弯曲的强度削弱以及管板变形的刚度削弱考虑都相同, 都计及了孔径、孔心距、布管方式、分程隔板槽和未布管区面积大小、管板厚度以及管子对管板的连接方式, 显然, 这些考虑是必须的, 也是符合实际的。此外, 此两个标准都只提及在布管区内应均匀开孔。

2) GB 151 并未计及 ASME VIII-1 和 EN 13445 所考虑的各项因素, 仅粗略地规定强度削弱系数 $\mu = 0.4$, 刚度削弱系数 $\eta = \mu = 0.4$, 虽然使用方便, 但并不符合实际, 且不区分对弯曲强度 (涉及开孔尺寸和间距) 还是剪切强度 (不涉及开孔) 的削弱, 都取同一系数, 这是远远不如 ASME VIII-1 和 EN 13445 的。而且规定不适用于非轴对称布管的管板, 严格说, 这一规定排除了工程上常用的绝大多数换热器。

8.3 管板结构和最小厚度要求

管板总是由开孔区和外周边未开孔的实心环板组成,管板可以延伸为兼作法兰,也可以和壳体或管箱整体连接,这就涉及对延伸为兼作法兰时对延伸部分的厚度要求,以及和壳体或管箱整体连接处的厚度要求等问题。此外,除按强度设计要求确定管板厚度外,还要考虑为保证管板对管子连接强度所需要的管板最小厚度。

8.3.1 GB 151

管板的开孔区一般并非为真正的圆形,为此,规范根据布管方式规定了布管区面积的算式,并将它当量为圆形布管区,规定了圆形布管区当量直径的算式。

对兼作法兰的管板延伸部分,一般可取配对法兰的同样厚度,规范规定了对此延伸部分的应力计算公式和校核条件。

管板对管子采用焊接连接时,管板厚度由强度计算确定,并应满足结构设计和制造的相关要求。

管板对管子采用胀接连接时,为保证胀接要求,GB 151 规定:

用于易燃、易爆及有毒介质等严格场合时,管板的最小厚度应不小于换热管的外径 d_o ; 用于一般场合时,管板的最小厚度规定为:

$d_o \leq 25\text{mm}$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.75d_o$ 。

$25\text{mm} < d_o < 50\text{mm}$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.70d_o$ 。

$d_o \geq 50\text{mm}$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.65d_o$ 。

管板上设有分程隔板槽时,见图 8-14,两侧相邻管中心距 S_n 由管子外径 d_o 、中心距 S (宜不小于 1.25 倍的换热管外径) 按表 8-2 确定。

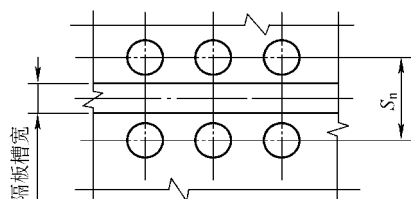


图 8-14 分程隔板两侧相邻管中心距 S_n (引自 GB 151 图 12)

表 8-2 常用的换热管中心距 (引自 GB 151 表 12) (单位: mm)

换热管外径 d	10	12	14	16	19	20	22	25	30	32	35	38	45	50	55	57
换热管中心距 S	13 ~ 14	16	19	22	25	26	28	32	38	40	44	48	57	64	70	72
分程隔板两侧相邻管中心距 S_n	28	30	32	35	38	40	42	44	50	52	56	60	68	76	78	80

8.3.2 ASME VIII-1

规范也规定了圆形布管区当量直径的算式。

规范在 UHX-9 对管板延伸部分作为法兰时的厚度 h_r 计算规定为, $h_r = \sqrt{\frac{1.9Wh_G}{SG}}$,

并指出,在管板上因开密封槽等而导致管板厚度减小时,其厚度应不小于延伸作为法兰的厚度。

规范并未规定管板的最小厚度要求,意指只要满足管板的强度计算和管子对管板连接的焊接或胀接强度要求,但提醒用户应考虑管板设计中挠度的影响,特别是当管板厚度 h 小于管子直径时更应考虑。

8.3.3 EN 13445

规范也规定了和 ASME VIII-1 相同的圆形布管区当量直径算式。

规范在各换热器管板的适用条件中都规定了如在管板上开有垫片密封槽或在和壳体或管箱整体相连处开有应力释放槽时,管板的剩余计算厚度 $e_{a,p}$ 应不小于管板计算厚度 e_a 的 0.8 倍,见图 8-15。

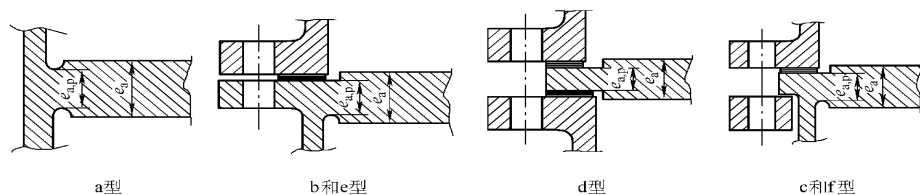


图 8-15 在管板周边处厚度的局部减薄 (引自 EN 13445 图 13.6.2-1)

说明:各类型都按图 8-4 的划型。

当管板延伸为法兰,且采用窄面密封垫片时,见图 8-16,规范在 13.10 节中规定了法兰厚度的计算式。

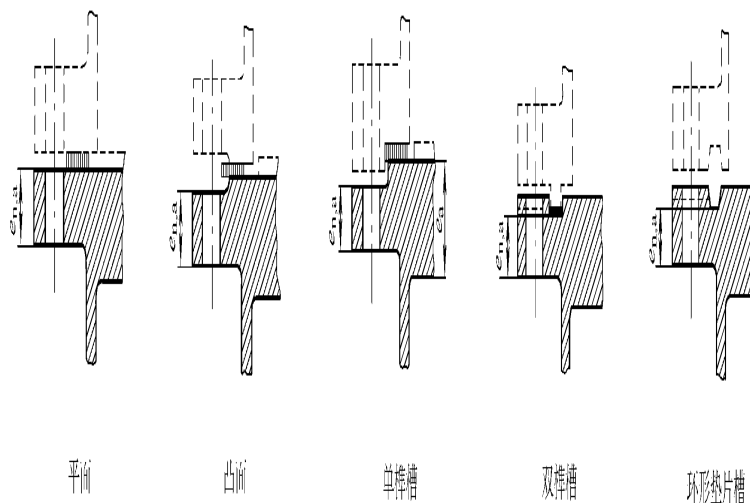


图 8-16 管板延伸为法兰(窄密封面)时的法兰计算厚度

(引自 EN 13445 图 13.10.4-1)

当管板延伸为法兰,且采用宽面密封垫片时,见图8-17,规范在13.11节中规定了法兰厚度的计算式,可分别见以下各节对各类换热器管板的计算部分。

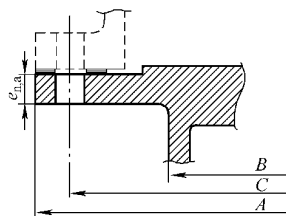


图8-17 管板延伸为法兰(宽密封面)时的法兰计算厚度
(引自 EN 13445 图 13.11.4-1)

管板对管子采用胀接连接时,为保证胀接要求,规范规定了最小计算厚度 e_a 值,见表8-3。

表8-3 EN 13445 规定胀接管板的最小厚度 (单位: mm)

换热管外径 d_t	$d_t \leq 25$	$25 \leq d_t \leq 30$	$30 \leq d_t \leq 40$	$40 \leq d_t \leq 50$
管板最小厚度 e_a	$\geq 0.75d_t$	≥ 22	≥ 25	≥ 30

8.3.4 对各标准的对照及简要评述

各标准在这一方面的规定并无多大区别,但 EN 13445 似考虑得更为仔细,包括了如在管板上开有垫片密封槽或在和壳体或管箱整体相连处开有应力释放槽时,管板剩余计算厚度值的要求,更便于设计人员操作。

8.4 管子对管板的连接结构型式和强度要求

8.4.1 GB 151

GB 151 对管子对管板的连接规定的方法为:强度胀接、强度焊接、胀焊并用(强度胀加密封焊或强度焊加贴胀)等。

1. 强度胀接

适用于设计压力不大于 4MPa,设计温度不高于 300℃,操作中无剧烈的振动,无过大的温度变化及无严重应力腐蚀的场合。

最小胀接长度 l 应取以下三者的最小值:管板的名义厚度减去 3mm、50mm,两倍的换热管外径。管板上管孔的结构型式见图8-18,尺寸要求见表8-4。

2. 强度焊接

适用于 GB 151 所规定的设计压力,但不适用于有较大振动和有间隙腐蚀的场合。

管板上管孔的结构型式见图8-19,尺寸要求见表8-5。

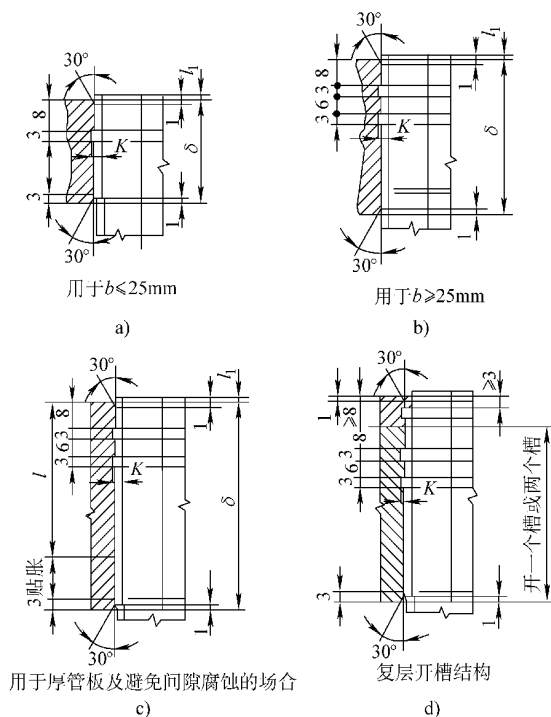


图 8-18 用于强度胀接的管孔结构 (引自 GB 151 图 33)

表 8-4 用于强度胀接的管孔尺寸要求 (引自 GB 151 表 32) (单位: mm)

换热管外径 d	≤ 14	16 ~ 25	30 ~ 38	45 ~ 57
伸出长度 l_1	3^{+2}_0		4^{+2}_0	5^{+2}_0
槽深 K	不开槽	0.5	0.6	0.8

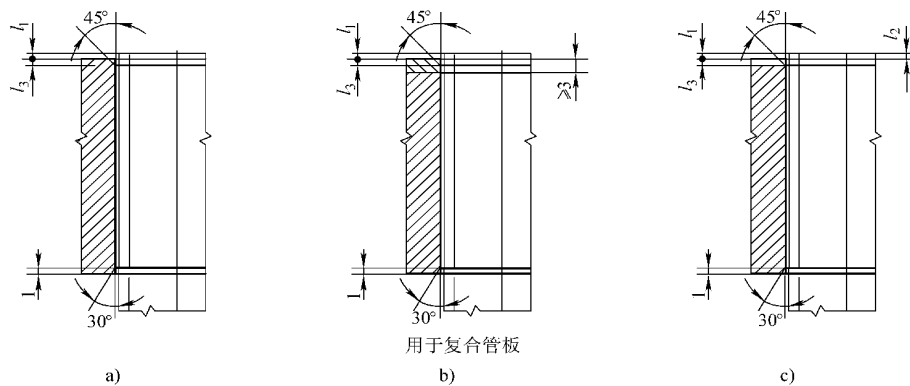


图 8-19 用于强度焊接的管孔结构 (引自 GB 151 图 3-4)

表 8-5 用于强度焊接的管孔尺寸要求 (引自 GB 151 表 33) (单位: mm)

换热管外径 × 壁厚		10 × 1.0	12 × 1.0	14 × 1.5	16 × 1.5	19 × 2	25 × 2	32 × 2.5	38 × 3	45 × 3	57 × 3.5
换热管最小 伸出长度	l_1	0.5		1.0		1.5		2.0	2.5		3.0
	l_2	1.5		2.0		2.5		3.0	3.5		4.0
最小坡口深度 l_3		1.0			2			2.5			

注: 1. 当工艺要求管端伸出长度小于表列值 (如立式换热器要求平齐或稍低) 时, 可适当加大管板坡口深度或改变结构型式。

2. 当换热管直径和壁厚与表列值不同时, l_1 、 l_2 、 l_3 值可适当调整。

3. 图 8-19c 用于压力较高的工况。

3. 胀焊并用

适用于密封要求较高、承受振动或交变载荷、有间隙腐蚀、或采用复合管板的场合。

(1) 强度胀加密封焊 其管孔结构见图 8-20。

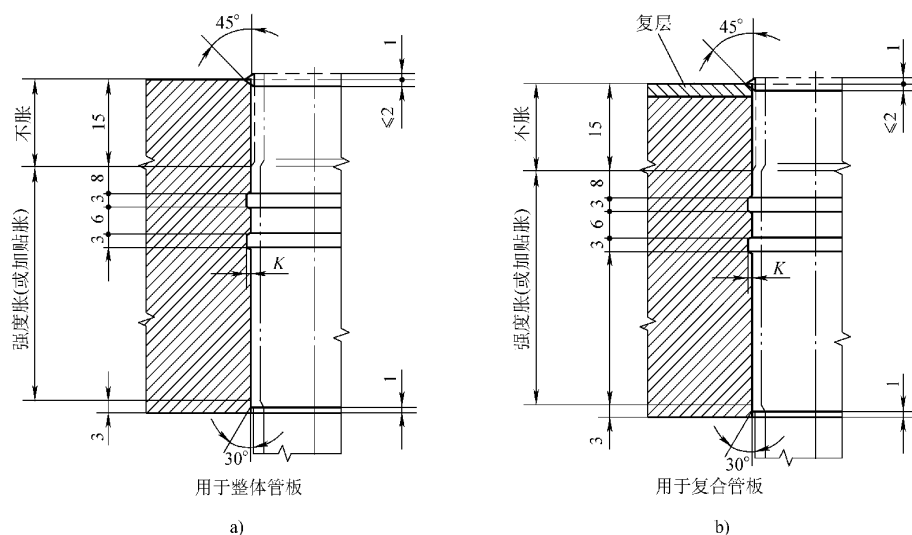


图 8-20 用于强度胀加密封焊的管孔结构 (引自 GB 151 图 35)

(2) 强度焊加贴胀 其管孔结构见图 8-21。

4. 换热管与管板连接的拉脱力计算和校核

$$q = \left| \frac{\sigma_l a}{\pi d l} \right| \leq [q]$$

式中, σ_l 为由相应换热器所计算得的管子轴向应力。许用拉脱力 $[q]$ 见表 8-6。

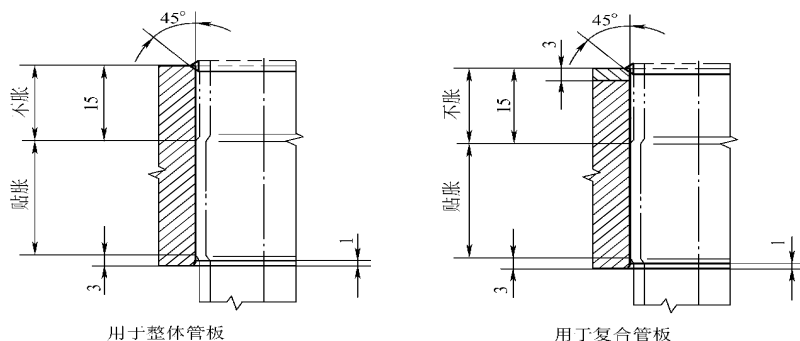


图 8-21 用于强度焊加贴胀的管孔结构 (引自 GB 151 图 36)

表 8-6 换热管与管板连接的许用拉脱力 $[q]$ (引自 GB 151 表 26)

(单位: MPa)

换热管与管板的连接结构型式			$[q]$
胀接	钢管	管端不卷边, 管孔不开槽	2
		管端卷边或管孔开槽	4
	有色金属管	管孔开槽	3
焊接(钢管或有色金属管)			$0.5[\sigma]_t'$

8.4.2 ASME VIII-1

管子对管板的连接区分焊接和胀接。对于焊接连接的全强度或部分强度焊缝, 且焊缝尺寸按照规定者, 见图 8-22, 规范对各结构具体规定了以下的拉伸或压缩的最大许用轴向载荷 $L_{\max}$ 计算式。

全强度焊缝是指该焊缝设计强度大于等于管子轴向强度 F_t 者, 图 8-22 中的各种结构, 其焊缝尺寸应分别满足:

结构 a $a_f \geq \max(a_r, t)$, 其中, $a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 2.73t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$

结构 b $a_g \geq \max(a_r, t)$, 其中, $a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 1.76t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$

结构 c $a_f = a_g$ $a_c \geq \max(a_r, t)$, 其中, $a_r = 2[\sqrt{(0.75d_o)^2 + 1.07t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o]$

结构 d $a_f \neq a_g$ $a_c \geq \max[(a_r + a_g), t]$, 其中, $a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 2.73t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$

部分强度焊缝是指该焊缝设计强度应按实际的结构条件确定者, 图 8-22 中的各种结构, 其焊缝尺寸应分别满足:

结构 a $a_f \geq a_r$, 其中, $a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 2.73t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$

结构 b $a_g \geq a_r$, 其中, $a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 1.76t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$

结构 c $a_f = a_g$ $a_c \geq a_r$, 并计算 $a_f = \frac{a_c}{2}$, $a_g = \frac{a_c}{2}$, 其中, $a_r = 2[\sqrt{(0.75d_o)^2 + 1.07t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o]$

结构 d $a_f \neq a_g$ $a_c \geq (a_r + a_g)$, 并计算 $a_f = a_c - a_g$, 其中, $a_r = \sqrt{(0.75d_o)^2 + 2.73t(d_o - t)f_w f_d} - 0.75d_o$

上述各式中, 焊缝强度系数 $f_w = S_a/S_w$; 设计强度对管子强度的比值 f_d : 全强度焊缝时, $f_d = 1.0$, 部分强度焊缝时, $f_d = F_d/F_t$, F_d 为设计强度, 其值不大于 F_t ; F_t 为管子轴向强度, $F_t = \pi t(d_o - t)S_a$ 。

对于全强度焊缝, 当为由压力引起轴向力的载荷时, $L_{\max} = F_t$; 当为由温差或压力加温差引起轴向力的载荷时, 如焊缝厚度小于管子公称壁厚 t , 仅是焊接连接时, $L_{\max} = F_t$; 对其他所有的焊缝, $L_{\max} = 2F_t$ 。

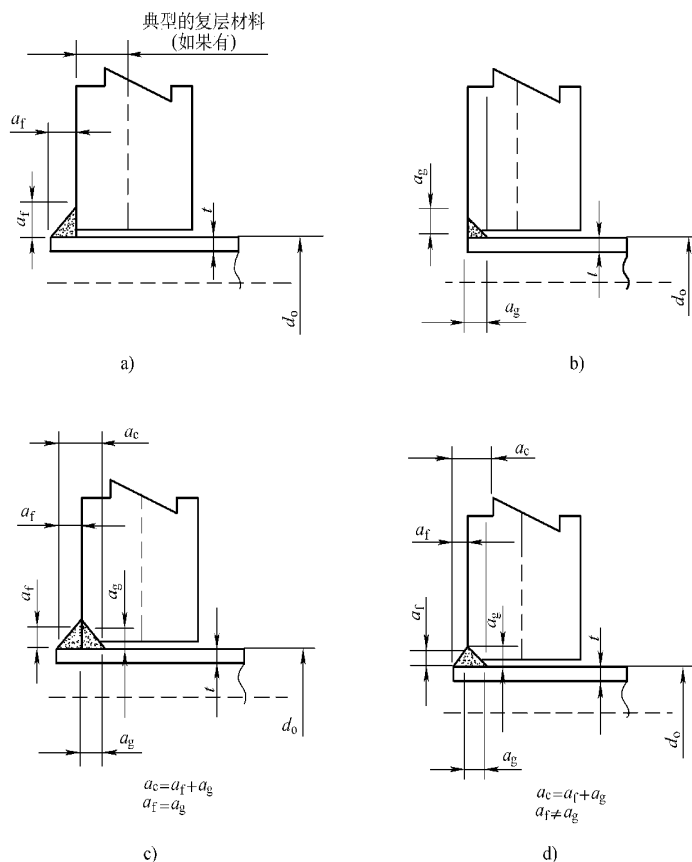


图 8-22 某些允许的管子对管板强度焊缝型式 (引自 ASME VIII-1 图 UW-20.1)

对于焊接连接、但焊缝尺寸未按图 8-22 规定或采用胀接连接者, 规范在附录 A 中规定了确定管子对管板连接接头许用载荷 $L_{\max}$ 的方法, 并根据进行或不进行试验而引入不同的接头有效系数 f_r 值, 见表 8-7。

表 8-7 接头有效系数 f_r 值 (其中注解条目栏见 ASME 规范) (引自 ASME VIII-1 表 A-2)

接头型式	说 明	注 解 条 目	f_r (试验)	f_r (不试验)
a	仅焊接, $a \geq 1.4t$	(3)	1.00	0.80
b	仅焊接, $t \leq a < 1.4t$	(3)	0.70	0.55
b-1	仅焊接, $a < t$	(4)	0.70	...
c	钎焊(经检验)	(5)	1.00	0.80
d	钎焊(未全部检验)	(6)	0.50	0.40
e	焊接, $a \geq 1.4t$, 加胀接	(3)	1.00	0.80
f	焊接, $a < 1.4t$, 加胀接, 开两条或多条槽加强	(3)(7)(8)(9)	0.95	0.75
g	焊接, $a < 1.4t$, 加胀接, 开有一条槽加强	(3)(7)(8)(9)	0.85	0.65
h	焊接, $a < 1.4t$, 加胀接, 不加强	(3)(7)(8)	0.70	0.50
i	胀接, 开两条或多条槽加强	(7)(8)(9)	0.90	0.70
j	胀接, 开一条槽加强	(7)(8)(9)	0.80	0.65
k	胀接, 不加强	(7)(8)	0.60	0.50

接头型式 a、b、b-1、c、d、e: $L_{\max} = A_t S_a f_r$

接头型式 f、g、h: $L_{\max} = A_t S_a f_e f_r f_y$

接头型式 i、j、k: $L_{\max} = A_t S_a f_e f_r f_y f_T$

上述三式中, A_t 为管壁的公称横截面积, $A_t = \pi(d_o - t)t$; S_a 为管子材料校核用的许用应力, $S_a = kS$, 对于由压力引起轴向力的载荷, $k = 1.0$, 对于由温差或压力加温差引起轴向力的载荷, $k = 2.0$, S 为管子材料的许用应力; f_r 为接头的有效系数, 由表 8-7 查取, 如选择 f_r (试验) 栏的值, 则应按规范附录 A 的规定作相应的试验; f_e 为与胀接长度有关的系数, 在管孔中并无加强措施的接头, $f_e = \min(l/d_o, 1.0)$, l 为管子的胀接长度, 在管孔中有加强措施的接头, $f_e = 1.0$; f_y 为表示管板与管子材料力学性能差异的系数, 取管板屈服应力对管子屈服应力之比和 1.0 中之较小值, 如 $f_y < 0.60$, 则必须按规范附录 A 的规定作相应的评定试验; f_T 为计及管子对管板接头处由于径向热膨胀差而导致接头强度升高或降低的系数, 规范原则性提及, 可由分析或实验确定。

8.4.3 EN 13445

对每种载荷工况, 内、外排管子轴向应力(拉或压)都由管子对管板连接的最大

许用应力 $\sigma_{t,j}$ 进行校核。

$$\text{仅用焊接连接时, } \sigma_{t,j} = \min \left[\left(f_{\min} \frac{a_t}{e_t} \right); (f_t) \right]$$

$$\text{当为不开槽胀接时, } \sigma_{t,j} = 0.5 f_{\min} \min \left[\left(\frac{l_{t,x}}{d_t} \right); (1.6) \right]$$

$$\text{当为开单槽胀接时, } \sigma_{t,j} = 0.6 f_{\min}$$

$$\text{当为开双槽或多槽胀接时, } \sigma_{t,j} = 0.8 f_{\min}$$

当为胀接加密封焊且焊缝并不损害胀接接头时, 可按胀接校核; 如胀接工艺经拉拔试验校核并经批准, 则 $f_{t,j}$ 可以增大至 f_t 值。

上述各式中, $f_{\min}$ 为管板或管子材料的最小名义设计应力, 取其两者材料在设计温度时许用应力中的较小者; a_t 为焊喉厚度; e_t 为管板名义厚度; f_t 为管子材料在设计温度时的许用应力; $l_{t,x}$ 为管子在管板内的胀接长度, $0 \leq l_{t,x} \leq e_t$ 。

对每种载荷工况, 内、外排管子轴向压缩应力都由管子最大许用失稳应力 $f_{t,bk}$ 进行校核。

$$f_{t,bk} = \frac{1}{x} \left[x \sigma_{t,p} + \frac{R_{p0.2/t} - |x \sigma_{t,p}|}{\sqrt{1 + \left(\frac{(1+b_o) R_{p0.2/t} - |x \sigma_{t,p}|}{\sigma_{t,cr}} \right)^2}} \right]$$

其中各有关符号都列于规范的 13.9 节。并指出, 所得 $f_{t,bk}$ 必须为正值, 如所得为负值, 则应减小失稳长度 $l_{t,bk}$ 以使所得 $f_{t,bk}$ 为正值。

8.4.4 对各标准的对照及简要评述

GB 151 所规定的管子对管板连接强度要求, 即表 8-6 所列的许用拉脱力 $[q]$ 值, 并未提及如其连接结构各部尺寸和规定不符时应如何调整, 而且也略显粗糙。和 ASME 规范或 EN 13445 相比, 似略逊一筹。

8.5 U 形管式换热器设计

8.5.1 GB 151

1. 可能存在的危险工况

考虑到管程压力 p_t 、壳程压力 p_s 的单独存在或同时存在, 且两者之一可能为负压 (真空), 所以规定取设计压力 p_d 为以下三者, 无论是管板的设计或校核, 都要同时满足此三者状态的计算和校核要求:

$$p_d = |p_s - p_t|$$

$$p_d = |p_s|$$

$$p_d = |p_t|$$

2. 管板设计或应力计算和校核

在计算各元件的应力时, 所涉及的厚度都不包括腐蚀裕量。

(1) a 型管板 由图 8-2 可见, a 型管板和壳体、管箱都无连接关系, 所以实为周边接近于简支的开孔圆板, 因此可将其最大弯曲应力限于许用应力而直接得出管板计算厚度 δ 。

$$\delta = 0.82 D_G \sqrt{\frac{C_c p_d}{\mu [\sigma]_r^t}} \quad (8-1)$$

式中, C_c 为计及管板周边支承条件的系数, 可由布管区当量直径 D_i 对管板受载直径 (对 a 型管板, 为垫片压紧力作用中心圆直径 D_G) 之比确定, 规范已作出相应的表 22 或图 19, 可以查取。

(2) b、c、d 型管板 由图 8-2 可见, b、c、d 型管板和管箱或壳体、或和此两者固定相连, 所以管板的弯曲应力和管箱或壳体、或和此两者的厚度相对于管板厚度的大小有关, 即和此两者对管板周边所起约束作用的大小有关。因此无法直接求出管板厚度, 而只能在先假设管板厚度 δ 、邻近管板处的管箱和壳体厚度 δ_h 、 δ_s 由规范的线算图查取相应的计及管板周边支承条件的系数 C_c 、 C_e 和 C_M 后才能求取管板各相应点处的弯曲应力, 并将各处弯曲应力限于校核条件以下为满足。所以一般来说, 完成设计的管板仅满足强度校核条件, 不大可能处于最经济的满强度状态。

系数 C_c 、 C_e 和 C_M 已列于规范的表 22 或图 19、图 20 和图 21, 可由管板、管箱和壳体的结构尺寸所确定的参数查取。

由于周边支承条件的不确定性 (随管板、管箱、壳体三者厚度而变), 所以管板最大弯曲应力的所在位置也不能确定, 为此, 规范规定应对管板中心处 ($r=0$)、布管区周边处 ($r=R_i$) 和管板边缘处 ($r=R$) 的弯曲应力都进行计算并校核。

$$\sigma_r|_{r=0} = \frac{C_c}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \leq 1.5 [\sigma]_r^t \quad (8-2)$$

$$\sigma_r|_{r=R_i} = \frac{C_e}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \leq 1.5 [\sigma]_r^t \quad (8-3)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = \frac{3}{2} C_M p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \leq 1.5 [\sigma]_r^t \quad (8-4)$$

(3) e、f 型管板 由图 8-2 可见, e 型管板和壳体固定相连, f 型管板和管箱固定相连, 所以管板的弯曲应力分别和壳体或管箱的厚度相对于管板厚度的大小有关, 即和此两者对管板周边所起约束作用的大小有关。此外, 此两型的管板延伸部分还兼作法兰, 所以管板还要叠加上由法兰螺栓力矩所引起的弯曲应力。前者和类型 b、c、d 的计算方法相同, 只是由于要和法兰螺栓力矩所引起的弯曲应力相叠加, 所以规范对它表明了正负号。

由设计压力 p_d (如前所述, 应同时计及三种工况) 所引起的管板弯曲应力分别为

$$\sigma_r|_{r=0} = \pm \frac{C_c}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad (8-5)$$

$$\sigma_r|_{r=R_i} = \mp \frac{C_c}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad (8-6)$$

$$\sigma_r|_{r=R} = \mp \frac{3}{2} C_M p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad (8-7)$$

由螺栓法兰力矩 M_{f0} 在管板各相应点所引起的弯曲应力分别为

$$\sigma_r^0 \Big|_{r=0} = \mp \frac{\xi_T}{\mu} \frac{6M_{f0}}{\delta^2} \quad (8-8)$$

$$\sigma_r^0 \Big|_{r=R_i} = \mp \frac{\xi_T}{\mu} \frac{6M_{f0}}{\delta^2} \quad (8-9)$$

$$\sigma_r^0 \Big|_{r=R} = \mp \xi_R \frac{6M_{f0}}{\delta^2} \quad (8-10)$$

系数 ξ_T 、 ξ_R 已列于规范的图 22，可由管板、管箱和壳体的结构尺寸所确定的参数查取。

因管板两侧受载，所以就形成了三种可能的载荷工况。相应地，对法兰螺栓力矩 M_{f0} 也构成了对应的三种工况，见表 8-8。

表 8-8 法兰螺栓力矩 M_{f0} (引自 GB 151 表 23)

(单位: N · mm/mm)

压 力 组 合	e 型管板	f 型管板
仅 p_s 作用	$\frac{M_m}{\pi D_i}$	$-\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K_f''}{K_f} C_M R^2 p_s$
仅 p_t 作用	$\frac{M_p}{\pi D_i} + \frac{K_f'}{K_f} C_M R^2 p_t$	$-\frac{M_m}{\pi D_i}$
$(p_s - p_t)$ 作用	$\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K_f'}{K_f} C_M R^2 (p_s - p_t)$	$-\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K_f''}{K_f} C_M R^2 (p_s - p_t)$

将由压力引起的应力 σ_r 和由法兰螺栓力矩 (仅对 e 和 f 型管板) 引起的应力 σ_r^0 在对应点叠加后即为管板上的弯曲总应力，限于校核条件以下为满足，见表 8-9。

表 8-9 管板及管板延伸为兼作法兰时的应力及其校核条件 (引自 GB 151 表 25)

应 力		校 核 条 件
管板总应力	$\sigma_r _{r=0} + \sigma_r^0 _{r=0}$	$\leq 1.5 [\sigma]_t'$
	$\sigma_r _{r=R_i} + \sigma_r^0 _{r=R_i}$	
	$\sigma_r _{r=R} + \sigma_r^0 _{r=R}$	
法兰应力	σ_f	$\leq 1.5 [\sigma]_f'$

(4) e、f 型管板的延伸为兼作法兰部分 管板的延伸为兼作法兰部分的弯曲应力为

$$\sigma_f = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2} \quad (8-11)$$

式中, Y 为法兰设计中的系数, 由 $K = (D_i + 2b_f)/D_i$ 按法兰设计的图表查取; M_{ws} 为法兰设计力矩, 按规范的表 24 计算, 见表 8-10。

表 8-10 法兰设计力矩 M_{ws} (引自 GB 151 表 24)

(单位: $N \cdot mm/mm$)

管板类型	法兰设计力矩 M_{ws}	法兰厚度 δ_f
e 型	$(1 - \xi_R) M_{f0} - \frac{K_f'}{K_f} C_M R^2 (p_s - p_t)$	δ_f'
f 型	$-(1 - \xi_R) M_{f0} + \frac{K_f''}{K_f} C_M R^2 (p_s - p_t)$	δ_f''

法兰弯曲应力的校核条件列于表 8-9。

3. 换热管轴向应力计算及校核

各种型式管板的换热管轴向应力 σ_t 都按下式计算:

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad (8-12)$$

校核条件为

$$|\sigma_t| \leq [\sigma]_t \quad (8-13)$$

4. 换热管与管板连接的拉脱力计算和校核

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi dl} \right| \leq [q] \quad (8-14)$$

其中许用拉脱力 $[q]$ 列于规范的表 26, 见表 8-6。

8.5.2 ASME VIII-1

1. 可能存在的危险工况

和 GB 151 相同, 也规定了仅 P_t 、仅 P_s 作用和 P_t 、 P_s 同时作用的三种工况, 并原则性地提及, 设计者应考虑到规范要求的压力试验所引起的应力。

2. 管板的应力计算和校核

ASME VIII-1 要求对管板的最大弯曲应力以及在布管区外周边处的平均剪切应力进行计算, 并限于所规定的校核条件以下。由于事先无法确定某些相关件的厚度, 所以规范除建议假设的初始管板厚度计算式外, 还说明应通过迭代方法将各有关件的最大应力限于许用应力以内为满足。在计算各元件的应力时, 所涉及的厚度都不包括腐蚀裕量。

(1) 管板的最大弯曲应力 以管板所承受的最大弯矩 M 并计及因开孔所引起的有效管孔削弱系数 μ^* , 由管板扣除分程隔板槽深后计算管板的最大弯曲应力 σ , 并限于 $2S$ 以下为满足。

$$\sigma = \frac{6M}{\mu^* (h - h'_g)^2} \leq 2S \quad (8-15)$$

因各种结构管板弯曲应力的最大值所在位置难以确定, 所以规范取周边和中心处最大弯矩 M_p 和 M_o 的较大值作为计算管板的最大弯曲应力的最大弯矩 M 。

$$M = \max[|M_p|, |M_o|]$$

其中,

$$M_p = \frac{M^* - \frac{D_o^2}{32} F (P_s - P_t)}{1 + F}$$

$$M_o = M_p + \frac{D_o^2}{64} (3 + \nu^*) (P_s - P_t)$$

上述两式中, M^* 为由于压力 P_s 和 P_t 作用在管板两侧周边不布管区上的力矩 M_{TS} 所引起, 并和由于管箱或壳体对管板周边的约束支承作用 (和管板周边结构型式有关)、由于法兰螺栓的附加力矩 $W_{\max}$ (W_c 或 W_s , 和管板延伸部分是否兼作法兰有关) 的作用在管板周边不布管区上的力矩。

由于压力 P_s 和 P_t 作用在管板两侧周边不布管区上的力矩 M_{TS} 除和受载面积即管箱、壳体直径直接相关外, 还和管板周边的结构型式有关。

$$M_{TS} = \frac{D_o^2}{16} [(\rho_s - 1)(\rho_s^2 + 1)P_s - (\rho_c - 1)(\rho_c^2 + 1)P_t]$$

ρ_s 、 ρ_c 分别为壳体内径 D_s 或壳程侧垫片力作用处直径 G_s 、管箱内径 D_c 或管程侧垫片力作用处直径 G_c 对外排管子布管范围圆当量直径 D_o 之比。

对于结构 a、b 和 c: $\rho_s = D_s/D_o$

对于结构 d、e 和 f: $\rho_s = G_s/D_o$

对于结构 a、e 和 f: $\rho_c = D_c/D_o$

对于结构 b、c 和 d: $\rho_c = G_c/D_o$

对于结构 a: $M^* = M_{TS} + \omega_c P_t - \omega_s P_s$

对于结构 b: $M^* = M_{TS} - \omega_s P_s - \frac{W_c (C - G_c)}{2\pi D_o}$

对于结构 c: $M^* = M_{TS} - \omega_s P_s - \frac{W_c (G_1 - G_c)}{2\pi D_o}$

对于结构 d: $M^* = M_{TS} + \frac{W_{\max} (G_c - G_s)}{2\pi D_o}$

对于结构 e: $M^* = M_{TS} + \omega_c P_t + \frac{W_s (C - G_s)}{2\pi D_o}$

对于结构 f: $M^* = M_{TS} + \omega_c P_t + \frac{W_s (G_1 - G_s)}{2\pi D_o}$

其中, ω_c 、 ω_s 为和换热器结构尺寸有关的系数; W_c 、 W_s 为管箱、壳体法兰在预紧条件下的螺栓载荷, 都可按法兰设计章计算; $W_{\max}$ 为法兰设计螺栓最大载荷, $W_{\max} =$

$\max(W_c, W_s)$ 。

M_p 式中的系数 F 是计及管板和管箱或壳体连接与否, 即对管板引起附加约束程度的系数。

$$\text{对于结构 a: } F = \frac{1-\nu^*}{E^*}(\lambda_s + \lambda_c + E \ln K)$$

$$\text{对于结构 b 和 c: } F = \frac{1-\nu^*}{E^*}(\lambda_s + E \ln K)$$

$$\text{对于结构 d: } F = \frac{1-\nu^*}{E^*}(E \ln K)$$

$$\text{对于结构 e 和 f: } F = \frac{1-\nu^*}{E^*}(\lambda_c + E \ln K)$$

如管板弯曲应力不满足校核条件, 则在保持其他各结构尺寸的条件下增加管板厚度 h 并重新计算, 直到满足为止。

(2) 管板的剪切应力 管板开孔区外周边处的平均剪切应力 τ 及其校核条件为: 剪切应力可以保守地按下式计算:

$$\tau = \left(\frac{1}{4\mu} \right) \left(\frac{D_o}{h} \right) |P_s - P_t| \leq 0.8S \quad (8-16a)$$

如 $|P_s - P_t| > \frac{3 \cdot 2\mu h}{D_o}$, 可以比较精确地按下式计算剪切应力:

$$\tau = \left(\frac{1}{4\mu} \right) \left[\frac{1}{h} \left(\frac{4A_p}{C_p} \right) \right] |P_s - P_t| \leq 0.8S \quad (8-16b)$$

式中, C_p 为由最外层管子中心到中心按一个管子中心距逐步量得的布管区周长; A_p 为由 C_p 包围的总面积。

如管板剪切应力不满足校核条件, 则在保持其他各结构尺寸的条件下增加管板厚度 h 并重新计算, 直到满足为止。

3. 延伸部分兼作法兰时的设计

管板兼作法兰时其延伸部分最小需要厚度 h_r 按下式计算:

$$h_r = \sqrt{\frac{1.9Wh_G}{SG}} \quad (8-17)$$

4. 管箱或壳体和管板固定相连时在邻近管板处的轴向总应力及其校核条件

管箱或壳体和管板固定相连时可以约束管板的弯曲变形, 相应地管板的弯曲变形会带动与之相连管箱或壳体的弯曲变形, 从而引起附加的轴向弯曲应力, 所以必须对其轴向总应力进行计算并校核。

对于 d 型管板, 因未和管箱或壳体固定相连, 所以不需计算。对于 a 型管板, 由于和管箱、壳体都固定相连, 所以都要计算。对于 b 和 c 型管板, 只和壳体固定相连, 所以只要计算壳体。对于 e 和 f 型管板, 只和管箱固定相连, 所以只要计算管箱。

因附加轴向弯曲应力带有局部性, 所以规范对管箱和壳体圆筒分别要求在不小于

1.8 $\sqrt{D_c t_c}$ 和 1.8 $\sqrt{D_s t_s}$ 的长度内应为 t_c 和 t_s 的均匀厚度。

(1) 管箱段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4t_c(D_c + t_c)} P_t$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{c,b} = \frac{6}{t_c^2} k_c \left\{ \beta_c \delta_c P_t - 6 \frac{1-\nu^*}{E^*} \frac{D_o}{h^3} \left(1 + \frac{h\beta_c}{2} \right) \left[M_p + \frac{D_o^2}{32} (P_s - P_t) \right] \right\}$$

$$\text{轴向总应力及其校核条件: } \sigma_c = |\sigma_{c,m}| + |\sigma_{c,b}| \leq 1.5 S_c \quad (8-18)$$

(2) 壳体段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4t_s(D_s + t_s)} P_s$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{s,b} = \frac{6}{t_s^2} k_s \left\{ \beta_s \delta_s P_s + 6 \frac{1-\nu^*}{E^*} \frac{D_o}{h^3} \left(1 + \frac{h\beta_s}{2} \right) \left[M_p + \frac{D_o^2}{32} (P_s - P_t) \right] \right\}$$

$$\text{轴向总应力及其校核条件: } \sigma_s = |\sigma_{s,m}| + |\sigma_{s,b}| \leq 1.5 S_s \quad (8-19)$$

如管箱段或壳体段的轴向总应力不满足校核条件, 规范规定可以采用以下三种选择之一或三者的组合重新计算。

选择一 增加管板厚度 h 并重新计算。

因和管板固定相连的管箱段或壳体段受管板的约束, 改变管板厚度即改变了此约束作用, 从而改变了管箱段或壳体段的附加弯曲应力。

选择二 增加相应应力超标管箱段或壳体段的厚度并重新计算。

选择三 对相应应力超标的管箱段或壳体段采用降低了的有效弹性模量 E_c^* 或 E_s^* 重新进行计算, 即允许连接处有少量屈服所引起的预期载荷转移, 采用简化的弹-塑性计算, 这样做能降低相应管箱段或壳体段的轴向总应力, 但会使管板的弯曲应力略为升高。这一选择仅能用于材料的许用应力并非由与时间有关的性能所确定且所重新计算的元件应力虽然超标, 但不大于 S_{ps} 即 $3S$ (规范规定的许用一次加二次应力) 时。

针对应力超标的元件 (如以壳体为例), 即 $\sigma_s = |\sigma_{s,m}| + |\sigma_{s,b}| > 1.5 S_s$ 时, 可取 $E_s^* = E_s \sqrt{1.5 S_s / \sigma_s}$ 代替 E_s 并保持所有元件的原尺寸, 重新按上述方法计算, 直到管板应力和应力超标元件的应力都满足各自的校核条件为止。

规范在 UHX 12.6 节中规定了除 d 型以外其余 5 种管板计算的另一种方法, 其思路为, 可以略去和管板固定相连的管箱或壳体对管板的约束支承作用, 即在计算管板弯曲应力时, 可取对管板起约束作用的各系数 β_s 、 k_s 、 λ_s 、 δ_s 、 β_c 、 k_c 、 λ_c 和 δ_c 都为 0, 且由于略去了这些约束支承作用而可取 $M = |M_o|$; 在计算管箱段或壳体段的轴向总应力时, 其相应的厚度 t_c 或 t_s 不再要求在 1.8 $\sqrt{D_c t_c}$ 和 1.8 $\sqrt{D_s t_s}$ 长度内应予保持的限定。按照这些修正后所求得的管箱段或壳体段轴向总应力 σ_c 或 σ_s 可以放宽至用 $S_{ps,c}$ (即 $3S_c$) 或 $S_{ps,s}$ (即 $3S_s$) 限制, 而不是原规定的 $1.5 S_c$ 或 $1.5 S_s$ 限制。其原理和采用简化的弹-塑性计算相同。

8.5.3 EN 13445

对于 U 形管式换热器的设计, 除少数所用符号不同以及下面的 4 点小区别外, EN

13445 和 ASME VIII-1 的设计方法完全相同。

1) 当管箱或壳体圆筒和管板固定相连时, 其必须保持同一厚度的长度分别为 $1.4 \sqrt{(D_c + e_c)e_c}$ 和 $1.4 \sqrt{(D_s + e_s)e_s}$ 。

2) 当管箱或壳体圆筒和管板固定相连时, 在计算并校核管箱或壳体的轴向总应力时, 其表示式分别为:

$$\text{管箱} \quad \sigma_{c,eq} = \max[|\sigma_{c,m} - \sigma_{c,b} + P_t|; |\sigma_{c,m} + \sigma_{c,b}|]$$

$$\text{壳体} \quad \sigma_{s,eq} = \max[|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s|; |\sigma_{s,m} + \sigma_{s,b}|]$$

3) 管板延伸部分兼作法兰时, 规范在 13.10 和 13.11 节分别对窄垫片和宽垫片密封的法兰厚度计算作出规定, 并说明仅适用于压力 P 为正值, 且管板延伸处直径 D_{ex} 不超过相应侧垫片反力作用处直径 G 时。

窄垫片密封的法兰厚度应同时满足以下两种状态所需要的厚度:

$$\text{预紧状态} \quad e_{n,A} = \sqrt{\frac{12}{\pi A \left[(1+\nu) + (1-\nu) \left(\frac{D_{ex}}{A} \right)^2 \right]} \frac{M_A}{f_A}}, \text{ 其中 } M_A \text{ 为预紧状态的法兰力矩。}$$

$$\text{操作状态} \quad e_{n,op} = \sqrt{\frac{12}{\pi A \left[(1+\nu) + (1-\nu) \left(\frac{D_{ex}}{A} \right)^2 \right]} \frac{M_{op}}{f}}, \text{ 其中 } M_{op} \text{ 为操作状态的法兰}$$

力矩。

宽垫片密封的法兰厚度由下式表示:

$$e_n = \sqrt{\frac{6M_r}{(\pi C - n d_n) f}}, \text{ 其中 } M_r \text{ 为为操作状态的法兰力矩。}$$

4) 当管板和管箱或壳体、或管箱和壳体两者采用法兰垫片连接, 并采用宽垫片密封时, 相应计及其影响的系数 k_c 和 k_s 按窄垫片密封时的 $\frac{1}{2}$ 计算。

8.5.4 对各标准的对照及简要评述

1) 虽然三个标准都列有和管板固定相连的管箱和壳体圆筒结构, 并都计及它们对管板的约束支承作用, 但 ASME VIII-1 和 EN 13445 都要计算并校核邻近管板处一定长度内管箱和壳体包括附加弯曲应力在内的轴向总应力, 并在必要时应在规定的局部长度内加厚, 或也可以允许在连接处发生程度不大的屈服, 以造成预期载荷的转移。GB 151 则仅考虑了管箱和壳体对管板的约束支承, 并未考虑因此而使管板对管箱和壳体引起的附加弯曲应力, 相应地对此类结构的管箱和壳体壁厚设计也未另作说明, 这样一般设计人员就会理解成仅按内压或真空圆筒设计即可。从这点来看, 无论从力学分析原理或工程设计出发, GB 151 似较二国外标准稍逊一筹。

2) GB 151 对 U 形管式换热器各种结构类型, 都取管箱和壳程圆筒直径相同, 当管、壳程都用垫片法兰连接时, 则仅指两侧的垫片压紧力作用中心圆直径相同, 而 ASME VIII-1 和 EN 13445 则都可以各取不同的直径。在实际工程中确会遇到管箱和壳程圆筒直径不同

的情况,此时 GB 151 就难以适应。如设计人员并未注意管箱和壳程圆筒直径不同而都采用 GB 151 的方法设计,则显然不符合实际情况,设计结果也必然存在偏差。

3) 对管板的强度计算,GB 151 仅计算管板的最大弯曲应力,未要求计算管板的平均剪切应力,而二国外标准要求同时计算此二者。

4) GB 151 要求计算管子的轴向应力并对与管板的连接强度进行校核,而二国外标准鉴于 U 形管式换热器只有一块管板,管子不会由于管板弯曲变形而构成附加轴向载荷的情况,所以并未要求计算管子的轴向应力和进行校核,可理解为仅按承压管子设计,并对与管板的连接强度进行校核。

5) 三个标准对管板延伸部分兼作法兰时的法兰环应力都规定另行计算,虽然计算式略有区别,但原理是基本相同的。

8.6 固定管板式换热器设计

8.6.1 GB 151

1. 可能存在的危险工况

(1) 延伸部分不兼作法兰的管板 考虑到管程压力 p_t 、壳程压力 p_s 的单独存在或同时存在,且二者之一可能为负压(真空),以及是否计及管壳间的膨胀差,所以规定取有效压力组合 p_a 为以下四者。无论是管板、管子、壳程圆筒的设计,都要同时满足此四者的设计状态。

- 1) 只有 p_s , $p_t = 0$, 不计膨胀差。
- 2) 只有 p_s , $p_t = 0$, 计入膨胀差。
- 3) 只有 p_t , $p_s = 0$, 不计膨胀差。
- 4) 只有 p_t , $p_s = 0$, 计入膨胀差。

上述四种设计工况,管板边缘力矩系数 $\tilde{M}$ 都仅取由压力引起的组合系数 $\tilde{M}_b$ 。

(2) 延伸部分兼作法兰的管板 除和上述(1)相同外,管板边缘力矩系数 $\tilde{M}$ 要视有管壳哪一程有压力或无压力作用而计及相应的操作法兰力矩或预紧法兰力矩。

2. 管板设计或应力计算和校核

GB 151 的管板计算仅适用于管板周边不布管区较窄 ($k \leq 1.0$) 的情况,如 $k > 1.0$,则应按 JB 4732 附录 I 的方法计算。

区分延伸部分兼作法兰和未延伸为法兰的管板两种情况,都要求在以上四种设计工况下进行计算并校核。

由于 GB 151 对固定管板式换热器设计规定的特殊情况,难以通过简洁的方式清晰地列出各计算方法的各影响因素和各有关符号,所以只能列出大致思路,也并无必要援引规范的全部符号说明,读者在设计时只能对照 GB 151 的公式逐一计算。

当为延伸部分兼作法兰的管板时,需要计算并校核以下各元件的应力:

管板的径向弯曲应力 $\sigma_r \leq 1.5[\sigma]_r'$ (不计管壳间膨胀差时), $\sigma_r \leq 3[\sigma]_r'$ (计及管壳间膨胀差时)

管板布管区周边处的径向弯曲应力 $\sigma_r' \leq 1.5[\sigma]_r'$ (不计管壳间膨胀差时), $\sigma_r' \leq 3[\sigma]_r'$ (计及管壳间膨胀差时)

管板布管区周边处的平均剪切应力 $\tau_p \leq 0.5[\sigma]_r'$ (不计管壳间膨胀差时), $\tau_p \leq 1.5[\sigma]_r'$ (计及管壳间膨胀差时)

壳体圆筒轴向应力 $\sigma_c \leq \phi[\sigma]_c'$ (不计管壳间膨胀差时), $\sigma_c \leq 3\phi[\sigma]_c'$ (计及管壳间膨胀差时)

管子拉伸轴向应力 $\sigma_t \leq [\sigma]_t'$ (不计管壳间膨胀差时), $\sigma_t \leq 3[\sigma]_t'$ (计及管壳间膨胀差时)

管子轴向压缩应力 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}$ (不计或计及管壳间膨胀差时), 许用轴向压缩应力 $[\sigma]_{cr}$ 列于 GB 151 的 5.7.4 节。

管子对管板连接的拉脱力 $q \leq [q]$ (不计管壳间膨胀差时, 或虽计及管壳间膨胀差但胀接时), $q \leq 3[q]$ (计及管壳间膨胀差且焊接时), $[q]$ 值见表 8-6。

壳体法兰弯曲应力 $\sigma_f' \leq 1.5[\sigma]_f'$ (不计管壳间膨胀差时), $\sigma_f' \leq 3[\sigma]_f'$ (计及管壳间膨胀差时)

当未延伸为兼作法兰的管板时, 除不需计算并校核壳体法兰弯曲应力外, 需要计算并校核的各项应力都和延伸部分兼作法兰的管板相同, 当然, 两种情况的各应力计算式都是不同的。

当壳体上设置波形膨胀节时, 其轴向拉压刚度 K_{ex} 按原 GB 151—1989 或 GB 16749 《压力容器波形膨胀节》的规定计算, 见 8.8.2 节。

8.6.2 ASME VIII-1

1. 可能存在的危险工况

因固定管板式换热器由两块管板将管束、壳体和管板固定相连, 所以一般来说不可能通过观察来确定同时发生的压力、温度和热膨胀差的最严峻条件。因此, 规范规定了应按如下 7 种可能的载荷条件进行设计, 以保证不遗漏管板、管子、壳体、管箱等元件可能引起最大应力的工况。

- 1) 只有 p_t , $p_s = 0$, 不计膨胀差。
- 2) 只有 p_s , $p_t = 0$, 不计膨胀差。
- 3) 同时作用有 p_t 、 p_s , 不计膨胀差。
- 4) 只有膨胀差, $p_t = 0$, $p_s = 0$ 。
- 5) 只有 p_t , $p_s = 0$, 计入膨胀差。
- 6) 只有 p_s , $p_t = 0$, 计入膨胀差。
- 7) 同时作用有 p_t 、 p_s , 计入膨胀差。

2. 管板设计或应力计算和校核

由于管板、管束、壳体三者固定在一起, 所以管板厚度的改变会直接影响管子或壳

体、管箱应力,为此,规范规定,应先假定管板厚度 h ,并在已初定的壳体和管箱厚度下进行迭代计算,规范无法像U形管式换热器那样列出建议的初始管板厚度。此外,由于三者固定相连,元件中任一者厚度的改变都会影响所有元件的应力,所以应按已腐蚀和未腐蚀两种情况对管板、管子、壳体和管箱的应力进行计算并校核。

(1) 管板的最大弯曲和剪切应力 以管板所承受的有效压力 P_e ,并计及因管束、管箱、壳体对管板弯曲变形所引起约束支承的系数 F_m ,因开孔所引起有效管孔削弱系数 μ^* ,由管板扣除分程隔板槽深后计算管板的最大弯曲应力 σ ,并限于规定条件以下为满足。

当 $P_e \neq 0$ 时,管板最大弯应力和相应的校核条件为

$$\sigma = \left(\frac{1.5F_m}{\mu^*} \right) \left(\frac{2a_o}{h-h'_g} \right)^2 P_e \leq 1.5S \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq S_{ps} \text{ (计入膨胀差时)} \quad (8-20a)$$

当 $P_e = 0$ 时,管板最大弯应力和相应的校核条件为

$$\sigma = \frac{6Q_2}{\mu^* (h-h'_g)^2} \leq 1.5S \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq S_{ps} \text{ (计入膨胀差时)} \quad (8-20b)$$

计及因开孔对管板剪切的基本管孔削弱系数 μ ,剪切应力及其相应的校核条件为

$$\tau = \left(\frac{1}{2\mu} \right) \left(\frac{a_o}{h} \right) P_e \leq 0.8S \quad (8-21)$$

其中,有效压力 P_e 包括管程、壳程压力 P_i 、 P_s 引起,管束、壳体对管板弯曲变形的拉撑约束所致的当量的轴向压力 P'_i 、 P'_s 引起,管壳间温差对管板弯曲变形的拉撑约束所致的当量的轴向压力 P_γ 引起,管板上为保持布管区和不布管区的变形协调所引起的附加弯矩(以当量压力 P_{rim} 的形式表示)引起,以及如有兼作法兰或虽未兼作法兰,但螺栓力对管板会引起附加力矩等所构成在管板周边不布管区上的力矩(以当量压力 P_w 的形式表示)引起等,所以不同的结构类型应有不同的表示式,现逐项分析如下:

$$P_e = \frac{JK_{s,t}}{1 + JK_{s,t} [Q_{z1} + (\rho_s - 1)Q_{z2}]} (P'_s - P'_i + P_\gamma + P_w + P_{rim})$$

式中, J 、 $K_{s,t}$ 是计及壳体和管子轴向刚度的有关系数,以反映壳体和管子对管板弯曲的支承作用。

$$J = \frac{1}{1 + \frac{K_s}{K_j}}$$

$$K_{s,t} = \frac{K_s}{N_t K_t}$$

$$K_s = \frac{\pi t_s (D_s + t_s) E_s}{L}$$

$$K_t = \frac{\pi t_t (d_t - t_t) E_t}{L}$$

K_j 为膨胀节轴向刚度。 Q_{z1} 、 Q_{z2} 、 F_m 是在求解弹性基础平板过程中所引入的系数, 分别可由规范 UHX-13.5.4 和所列公式和图 UHX-13.3-1、图 UHX-13.3-2 求取。 $\rho_s = \frac{a_s}{a_o}$, 表示管板受载区和布管区直径之比。

(2) 管板延伸为兼作法兰时延伸部分的设计和 U 形管式换热器管板相同, 管板兼作法兰时其延伸部分最小需要厚度 h_r 也按式 (8-17) 计算。

3. 管子的轴向应力

按下式计算管子应力的两个极端值 $\sigma_{t,1}$ 和 $\sigma_{t,2}$, 它们可以是正值或负值, 并根据其为正值或负值用相应的条件进行校核。

当 $P_e \neq 0$ 时

$$\sigma_{t,1} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_{t,\min}] \quad (8-22a)$$

$$\sigma_{t,2} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_{t,\max}] \quad (8-22b)$$

当 $P_e = 0$ 时

$$\sigma_{t,1} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s x_s - P_t x_t) - \frac{2Q_2}{a_o^2} F_{t,\min} \right] \quad (8-22c)$$

$$\sigma_{t,2} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s x_s - P_t x_t) - \frac{2Q_2}{a_o^2} F_{t,\max} \right] \quad (8-22d)$$

由 $\sigma_{t,1}$ 和 $\sigma_{t,2}$ 确定其最大值, $\sigma_{t,\max} = \text{MAX}(|\sigma_{t,1}|, |\sigma_{t,2}|)$ 。

$\sigma_{t,\max} \leq S_t$ (不计膨胀差时) 或 $\leq 2S_t$ (计入膨胀差时)。

如 $\sigma_{t,1}$ 或 $\sigma_{t,2}$ 为负值, 则应校核管子的轴向稳定性, 即满足许用轴向压缩应力 S_{tb} 。

$$\text{当 } C_t \leq F_t \text{ 时, } S_{tb} = \min \left[\left(\frac{1}{F_s} \frac{\pi^2 E_t}{F_t^2} \right), (S_t) \right]$$

$$\text{当 } C_t > F_t \text{ 时, } S_{tb} = \min \left\{ \left[\frac{S_{y,t}}{F_s} \left(1 - \frac{F_t}{2C_t} \right) \right], [S_t] \right\}$$

其中, 符号 F_s 、 F_t 、 C_t 列于规范的 UHX-13.5.9(b)(2) 节。

4. 壳体轴向应力及其校核条件

在离管板连接处一定距离的壳体段, 计算轴向薄膜应力 $\sigma_{s,m}$; 对于和材料和/或厚度不同于壳体的管板整体相连的壳体段, 其符号说明见以下 8.6.2 节标题 6。

$$\sigma_{s,m} = \frac{a_o^2}{t_s (2a_s + t_s)} [P_e + (\rho_s^2 - 1) (P_s - P_t)] + \frac{a_s^2}{t_s (2a_s + t_s)} P_t$$

$$\text{要求: } \sigma_{s,m} \leq S_s E_{s,w} \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq 2S_s \text{ (计入膨胀差时)} \quad (8-23)$$

$E_{s,w}$ 为壳体环向接头的焊接接头系数。

对结构 d, 用 G_s 代替此式中的 $(2a_s + t_s)$ 。

如 $\sigma_{s,m}$ 为负值, 则按照受轴向压缩载荷的圆筒确定最大许用轴向压缩应力 $S_{s,b}$ 并满

足校核。

对结构 a、b 和 c，应再按以下 8.6.2 节标题 5 计算并校核和管板相邻处管箱或壳体的轴向总应力。

5. 管箱或壳体与管板固定相连时在邻近管板处壳体或管箱的轴向总应力及其校核条件

管箱或壳体与管板固定相连时可以约束管板的弯曲变形，相应地管板的弯曲变形会带动与之相连管箱或壳体的弯曲变形，从而引起附加的轴向弯曲应力，所以必须对其轴向总应力进行计算并校核。

对于 d 型管板，因未和管箱或壳体固定相连，所以不需计算。对于 a 型管板，由于和管箱、壳体都固定相连，所以都要计算。对于 b 和 c 型管板，只和壳体固定相连，所以只要计算壳体。因附加轴向弯曲应力带有局部性，所以规范对管箱和壳体圆筒分别要求在不小于 $1.8\sqrt{D_c t_c}$ 和 $1.8\sqrt{D_s t_s}$ 的长度内应为 t_c 和 t_s 的均匀厚度。

(1) 邻近管板处壳体段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{s,m} = \frac{a_o^2}{t_s(2a_s + t_s)} [P_e + (\rho_s^2 - 1)(P_s - P_t)] + \frac{a_s^2}{t_s(2a_s + t_s)} P_t$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{s,b} = \frac{6}{t_s^2} k_s \left\{ \beta_s \left[\delta_s P_s - \nu_s \frac{a_s}{E_s} \sigma_{s,m} \right] + \frac{6(1-\nu^{*2})}{E^*} \left(\frac{a_o^3}{h^3} \right) \left(1 + \frac{h\beta_s}{2} \right) \left[P_e (Z_v + Z_m Q_1) + \frac{2}{a_o^2} Z_m Q_2 \right] \right\}$$

$$\text{轴向总应力: } |\sigma_{s,m}| + |\sigma_{s,b}| \leq 1.5S_s \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq S_{ps,s} \text{ (计入膨胀差时)}$$

(8-24)

(2) 邻近管板处管箱段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{c,m} = \frac{a_c^2}{(2a_c + t_c)t_c} P_t$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{c,b} = \frac{6}{t_c^2} k_c \left\{ \beta_c \delta_c P_t - \frac{6(1-\nu^{*2})}{E^*} \left(\frac{a_o^3}{h^3} \right) \left(1 + \frac{h\beta_c}{2} \right) \left[P_e (Z_v + Z_m Q_1) + \frac{2}{a_o^2} Z_m Q_2 \right] \right\}$$

$$\text{轴向总应力: } \sigma_c = |\sigma_{c,m}| + |\sigma_{c,b}| \leq 1.5S_c \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq S_{ps,c} \text{ (计入膨胀差时)}$$

(8-25)

如管箱段或壳体段的轴向总应力不满足校核条件，和 U 形管板式换热器的设计相似，规范也规定可以采用以下三种选择之一或三者的组合重新计算。

选择一 增加管板厚度 h 并重新计算。

因和管板固定相连的管箱段或壳体段受管板的约束，改变管板厚度即改变了此约束作用，从而改变了管箱段或壳体段的附加弯曲应力。

选择二 增加相应应力超标管箱段或壳体段的厚度并重新计算。

选择三 允许相应应力超标的管箱段或壳体段产生局部屈服并重新评定，即允许连

接处有少量屈服所引起的预期载荷转移,采用简化的弹-塑性计算,这样做能降低相应管箱段或壳体段的轴向总应力,但会使管板的弯曲应力略有升高,但规范提及,在大多数情况下采用适当地降低壳体或管箱弹性模量的弹-塑性计算导致其计算得的管板应力都在许用应力极限以内。这一选择仅能用于材料的许用应力并非由与时间有关的性能所确定,且所重新计算的元件应力虽然超标、但管箱段不大于 $S_{ps,c}$ 即 $3S_c$, 壳体段不大于 $S_{ps,s}$ 即 $3S_s$ (规范规定的许用一次加二次应力), 以及仅有压力载荷并无温差载荷的工况时。

允许相应应力超标的管箱段或壳体段产生局部屈服并重新评定时,如满足以下条件,则包括管箱段、壳体段和管板的设计都合格:

结构 a $fact_c = \min \left[\left(1.4 - 0.4 \frac{|\sigma_{c,b}|}{S_c^*} \right), (1) \right]$, 其中 $S_c^* = \min \left[(S_{y,c}), \left(\frac{S_{ps,c}}{2} \right) \right]$ 。如 $fact_c = 1.0$, 则设计合格。

结构 a、b 和 c $fact_s = \min \left[\left(1.4 - 0.4 \frac{|\sigma_{s,b}|}{S_s^*} \right), (1) \right]$, 其中 $S_s^* = \min \left[(S_{y,s}), \left(\frac{S_{ps,s}}{2} \right) \right]$ 。如 $fact_s = 1.0$, 则设计合格。

如不满足上述条件,则采用 E_c^* 代替 E_c , E_s^* 代替 E_s , 重新按原来步骤计算管板弯曲应力 σ , 以 $\sigma \leq 1.5S$ 为满足。

其中 $E_c^* = E_c(fact_c)$, $E_s^* = E_s(fact_s)$ 。

6. 计及邻近管板处壳体不同材料和厚度影响的计算

前面所述者都指壳体为同样材料且同一厚度的计算方法。ASME VIII-1 允许采用在邻近管板处壳体不同材料和厚度的结构, 见图 8-23。

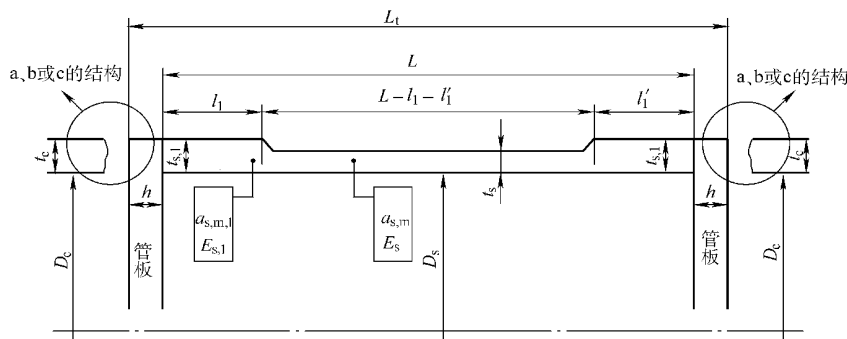


图 8-23 邻近管板处加厚的壳体 (引自 ASME VIII-1 图 UHX-13.4)

壳体至少在长度为 $1.8 \sqrt{D_s t_{s,1}}$ 的范围内将其厚度由 t_s 加厚至 $t_{s,1}$, 当然更可以在如图 8-23 所示较 $1.8 \sqrt{D_s t_{s,1}}$ 大的 l_1 或 l_1' 范围内由 t_s 加厚至 $t_{s,1}$, 而且该两加厚长度可以采用和主体不同的材料。

仍可以采用和前述普通固定管板式换热器的同样设计方法, 但涉及壳体刚度 K_s 时

用以下的 K'_s 代替:

$$K_s^* = \frac{\pi(D_s + t_s)}{\frac{L - l_1 - l'_1}{E_s t_s} + \frac{l_1 + l'_1}{E_{s,1} t_{s,1}}}$$

于是,在按前述普通固定管板式换热器的同样设计方法计算过程中,还要用 $t_{s,1}$ 代替 t_s , 用 $E_{s,1}$ 代替 E_s 。在计算管程、壳程间的轴向热膨胀差 γ 时,要用下式表示的 γ^* 值代替:

$$\gamma^* = (T_{t,m} - T_a)\alpha_{t,m}L - (T_{s,m} - T_a)[\alpha_{s,m}(L - l_1 - l'_1) + \alpha_{s,m,1}(l_1 + l'_1)]$$

在计算邻近管板处壳体的轴向薄膜和弯曲应力 $\sigma_{s,m}$ 和 $\sigma_{s,b}$ 并校核时,用 $t_{s,1}$ 代替 t_s , 用 $E_{s,1}$ 代替 E_s , 用 $S_{s,1}$ 代替 S_s , 用 $S_{PS,s,1}$ 代替 $S_{PS,s}$ 。

如果在此结构中因在邻近管板处壳体的轴向总应力超标而拟采用选择三作弹-塑性计算时,则还要用 $S_{y,s,1}$ 代替 $S_{y,s}$, 用 $S_{PS,s,1}$ 代替 $S_{PS,s}$, 用 $E_{s,1}$ 代替 E_s 。

2007 年版规范通过计算实例表明(此例在 08A 中已予删除),当管板应力严重超标而需要采用很大的管板厚度时,如采用这一结构,仅在邻近管板一定范围内加厚壳体,则可以大为减小管板厚度。

ASME VIII-1 在 UHX-13.8 节有对邻近管板处存在径向热膨胀影响时的计算方法。由于此种情况工程上并不多见,也不甚关注,所以此处不拟引述。

8.6.3 EN 13445

1. 可能存在的危险工况

和 ASME VIII-1 的规定完全相同。此外,还提及,如在操作中不能发生工况 1、2、5 和 6,则可以仅按工况 3、4 和 7 设计,在压力试验时,仅需按工况 1、2 和 3。

2. 管板设计或应力计算和校核

EN 13445 总体上说和 ASME VIII-1 相同,但在某些细节和具体规定上略有区别。

适用条件限定于最外层管孔直径外侧范围圆当量直径 D_o 对管板有效直径 D_e 之比应不小于 0.85。

当管板和壳体整体相连时,在 $l_s = 1.4 \sqrt{(D_s + e_s)e_s}$ 长度内的壳体,其厚度为 e_s 。如设有膨胀节,则膨胀节端部离管板的距离应不小于 l_s 值。当管板和管箱整体相连时,在 $l_c = 1.4 \sqrt{(D_c + e_c)e_c}$ 长度内的管箱,其厚度为 e_c 。

(1) 管板最大弯曲应力及其校核条件

$$\sigma = \left(\frac{1.5F_m}{\mu^*} \right) \left(\frac{D_e}{e - h'_g} \right)^2 P_e \leq 1.5f \text{ (延伸部分兼作法兰且不计膨胀差时) 或 } \leq 2.25f \text{ (延伸部分兼作法兰且计入膨胀差时) 或 } \leq 2f \text{ (延伸部分不兼作法兰且不计膨胀差时) 或 } \leq 3f \text{ (延伸部分不兼作法兰且计入膨胀差时)}$$
 (8-26)

(2) 管板剪切应力及其校核条件

$$\tau = \left(\frac{1}{4\mu} \right) \left(\frac{D_o}{e} \right) P_e \leq 0.8f \quad (8-27)$$

3. 管板延伸为兼作法兰时的法兰厚度设计

和 U 形管式换热器的计算相同, 可见 8.5.3 节标题 3)。

4. 管子轴向应力及其校核条件

外排管子

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_q] \quad (8-28a)$$

内排管子

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_i] \quad (8-28b)$$

管子的最大当量应力

$$\sigma_{t,eq} = \max[|\sigma_{t,i} - \sigma_{t,o}|; |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}|] \quad (8-28c)$$

其中, $\sigma_{t,\theta} = \frac{P_t(d_t - 2e_t) - P_s d_t}{2e_t}$, $\sigma_{t,r} = -\frac{P_s + P_t}{2}$, 分别为管子在 P_t 、 P_s 作用下所引起的周向应力和径向应力。

当管子轴向应力为拉伸时, 要求 $\sigma_{t,o}$, $\sigma_{t,i} \leq f_{t,j}$, 当管子轴向应力为压缩时, 要求 $\sigma_{t,o}$, $\sigma_{t,i} \leq f_{t,bk}$ 。

仅有压力作用时, 要求管子最大当量应力 $\sigma_{t,eq} \leq f_t$; 当还作用有温差时, 管子最大当量应力 $\sigma_{t,eq} \leq 1.5f_{t,o}$ 。

5. 壳体轴向应力及其校核条件

$$\text{壳体轴向薄膜应力 } \sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4e_s(D_s + e_s)}(P_t + P_e)$$

$$\text{壳体周向平均应力 } \sigma_{s,\theta} = \frac{P_s D_s}{2e_s}$$

$$\text{壳体径向平均应力 } \sigma_{s,r} = -\frac{P_s}{2}$$

壳体最大当量应力为拉伸时

$$\sigma_{s,eq} = \max(|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,\theta}|; |\sigma_{s,m} - \sigma_{s,r}|; |\sigma_{s,\theta} - \sigma_{s,r}|) \leq f_s \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq 1.5f_s \text{ (计入膨胀差时)} \quad (8-29)$$

壳体轴向薄膜应力为压缩时

$$\text{对所有载荷工况, 要求: } |\sigma_{s,m}| \leq f_{s,bk} \quad (8-30)$$

其中壳体许用失稳应力 $f_{s,bk} = K \frac{e_s E_s}{4(D_s + e_s)}$, $K = 1.0$ (正常操作时), $K = 1.35$ (异常操作和压力试验时)。

6. 管箱或壳体和管板固定相连时在邻近管板处的轴向总应力及其校核条件

(1) 邻近管板处壳体段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4e_s(D_s + e_s)}(P_t + P_e)$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c} \frac{1}{l_1} \left(\frac{D_e}{2e_s} \right)^2 P_e$$

最大当量应力: $\sigma_{s,eq,1} = \max(|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s|; |\sigma_{s,m} + \sigma_{s,b}|) \leq 3f_s$ (对每种正常操作工况) (8-31)

(2) 邻近管板处管箱段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4e_c(D_c + e_c)} P_t$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{c,b} = \frac{k_c}{k_s + k_c} \frac{1}{l_1} \left(\frac{D_e}{2e_c} \right)^2 P_e$$

最大当量应力: $\sigma_{c,eq,1} = \max(|\sigma_{c,m} + \sigma_{c,b} + P_t|; |\sigma_{c,m} - \sigma_{c,b}|) \leq 3f_c$ (对每种正常操作工况) (8-32)

当管板和管箱或壳体、或管箱和壳体两者采用法兰垫片连接,并采用宽垫片密封时,相应计及其影响的系数 k_c 和 k_s 按窄垫片密封时的 $\frac{1}{2}$ 计算。

7. 计及邻近管板处壳体不同材料和厚度影响的计算

和 ASME VIII-1 相同, EN 13445 也包括了如图 8-23 所示的在邻近管板处采用不同材料和厚度壳体的结构,并指出,此种结构适用于当管板、或和管板固定相连的管箱或壳体应力超标时,为降低它们的应力以使之满足校核条件,或为减小管板厚度,宁可在局部范围内增加壳体厚度而为之。所增加壳体厚度的长度应不小于 $1.4 \sqrt{(D_s + e_{s,1})e_{s,1}}$ 。其设计方法和 ASME VIII-1 相同。

8.6.4 对各标准的对照及简要评述

虽然三个标准都采用弹性基础平板原理,并视具体结构计及或不计管箱、壳体对管板周边的约束支承,但在一些具体规定和适用范围上还是有一定区别,主要包括以下内容。

1) GB 151 对可能发生的危险工况仅规定为 4 种,而 ASME VIII-1 和 EN 13445 都规定为 7 种。由固定管板式换热器的结构特点分析,管板、管束、壳体(有时还包括管箱)三者(或四者)固定相连,相互制约,所以在设计中要同时计算这四者在各可能存在工况时的最大应力。GB 151 的这一规定,可能仅从管板的最大应力出发,而并未计及这四元件各可能引起最大应力的危险工况。

2) GB 151 对固定管板式换热器各种结构类型,都取管箱和壳程圆筒直径相同,当管程、壳程都用垫片法兰连接时,则仅指两侧的垫片压紧力作用中心圆直径相同,而 ASME VIII-1 和 EN 13445 则都可以各取不同的直径。在实际工程中确会遇到管箱和壳程圆筒直径不同的情况,此时 GB 151 就难以适应。如设计人员并未注意管箱和壳程圆筒直径不同而都采用 GB 151 的方法设计,则显然不符合规定,设计结果也必然存在偏差。此外,虽然 ASME VIII-1 和 EN 13445 对管程、壳程都可以各取不同的直径,但 ASME VIII-1 并未规定不同直径的相对比例,而 EN 13445 则规定了不同直径的相对比例。从这点看,EN 13445 的规定似更实际。

3) 根据固定管板式换热器的结构特点可知,任一元件尺寸的改变都会影响四个元件的应力,而且由于相互制约的原因,某一元件厚度的增加可能会使其余三元件的一者或三者的应力升高。为此,ASME VIII-1 对固定管板式换热器各元件都要求按已腐蚀和未腐蚀两种情况计算。而 GB 151 和 EN 13445 则规定按腐蚀后的情况计算。显然,ASME VIII-1 的这一规定似更为合理。

4) 和 U 形管式换热器的结构和设计方法相似,GB 151 则仅考虑了管箱和壳体对管板的约束支承,并未考虑因此而使管板对管箱和壳体引起的附加弯曲应力,相应地对此类结构的管箱和壳体壁厚设计也未另作说明,并未像 ASME VIII-1 和 EN 13445 那样,考虑到此段管箱或壳体上因附加弯曲应力的局部性,明确提及只要在 $1.8 \sqrt{D_e t_c}$ 和 $1.8 \sqrt{D_s t_s}$ 的长度内有足够厚度,以既能起到对管板变形的约束支承,又不需在全长范围内加厚的作用,更无允许在连接处小范围内达屈服的弹-塑性设计方法;也未像 ASME VIII-1 和 EN 13445 那样,允许在邻近管板处的壳体采用和远离管板处不同厚度和材料。从这点看,ASME VIII-1 和 EN 13445 似更为合理。

5) 由于固定管板式换热器的壳体、管束和两块管板固定相连,EN 13445 和 ASME VIII-1 规定除要计算并校核邻近管板处的壳体轴向当量应力外,还要计算远离管板处的壳体轴向薄膜应力和当量应力,并当轴向薄膜应力为负值时,规定以许用失稳应力限制,即还要考虑远离管板处壳体的强度和稳定性,此点似较 GB 151 考虑得更为全面。

6) 对于管板延伸部分兼作法兰的情况,即 b、d 型结构,EN 13445 规定除可用窄垫片密封外,也可以用宽垫片密封(b'、d'结构),并相应对此二者规定了不同的影响系数,这一结构较 GB 151、ASME VIII-1 都扩大了使用范围。

7) GB 151 明确规定只能用于不布区管较窄的管板设计,即 $k \leq 1.0$,在 $k > 1.0$ 时要求按照 JB 4732 的方法设计,而 ASME VIII-1 则并无这一限制;EN13445 则限定 $D_o \geq 0.85 D_e$,其中 D_o 为布管区当量直径, D_e 为管板有效直径,根据换热器结构,和壳体内径 D_s 、管箱内径 D_c 有关。

8) EN 13445 和 2007 版 ASME VIII-1 基本相同,但 ASME VIII-1 由于 08A 的修改而使两标准略有区别。

8.7 浮动管板式换热器设计

浮动管板式换热器和固定管板式换热器相比,仅两块管板通过管束固定相连,和壳体互不约束;此外,固定端管板和浮动端管板可以有不同的结构和尺寸。所以其管板弯曲变形受管束轴向变形的约束,也属于弹性基础上的平板,但较固定管板式换热器少了壳体的约束而略为简单。

8.7.1 GB 151

和固定管板式换热器的管板设计方法不同,它不需要先假设管板和其他相关元件尺寸,并通过迭代方法将管板弯曲应力限于规定的校核条件以下为满足,而是直接给出了

管板计算厚度 δ 的公式。

1. 可能存在的危险工况

和 U 形管板式换热器相同, 取

$$p_d = |p_s - p_t|$$

$$p_d = |p_s|$$

$$p_d = |p_t|$$

并规定, 对于如图 8-8 所示的填函式换热器, 取 $p_d = [p_t]$ 。

2. 管板设计

$$\delta = CD_t \sqrt{\tilde{P}_a} \quad (8-33)$$

式中, D_t 为管板布管区的当量直径; $\tilde{P}_a$ 为计及管板设计压力的无量纲压力; C 为由管子、管板结构尺寸所确定的系数。

3. 换热管轴向应力计算及校核

浮头式换热器:

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_l} G_{we} \right] \leq [\sigma]'_t \text{ (当 } \sigma_t \text{ 为正值时) 或 } \leq [\sigma]_{cr} \text{ (当 } \sigma_t \text{ 为负值时)} \quad (8-34a)$$

填函式换热器:

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left(P_c + p_t \frac{A_t}{A_l} G_{we} \right) \leq [\sigma]'_t \text{ (当 } \sigma_t \text{ 为正值时) 或 } \leq [\sigma]_{cr} \text{ (当 } \sigma_t \text{ 为负值时)} \quad (8-34b)$$

式(8-34)中, $P_c = p_s - p_t(1 + \beta)$ 。

4. 换热管与管板连接的拉脱力计算和校核

$$q = \left| \frac{\sigma_t a}{\pi dl} \right| \leq [q] \quad (8-35)$$

其中许用拉脱力 $[q]$ 列于规范的表 26, 见表 8-6。

8.7.2 ASME VIII-1

1. 可能存在的危险工况

虽然浮动管板式换热器并不存在管壳之间的热膨胀差, 但因 ASME VIII-1 对浮动管板式换热器和固定管板式换热器相似, 也计及管板周边与之固定相连管箱或壳体之间的径向热膨胀差, 所以对可能存在的危险工况是和固定管板式换热器相似的 7 种工况, 所区别的是, 固定管板式换热器指的是管壳之间的热膨胀差, 而浮动管板式换热器指的是管板周边与之固定相连管箱或壳体之间的径向热膨胀差。

2. 管板设计或应力计算和校核

因浮头式换热器两块管板周边的结构不同, 所以要对换热器两端的某具体结构的两块管板进行计算, 在计算中应取两块管板厚度相同。

由于两块管板和管束固定在一起, 所以管板厚度的改变会直接影响管子或壳体、管

箱应力。为此, 规范规定, 应先假定管板厚度 h , 并在已定的壳体和管箱厚度下进行迭代计算, 以使管板、管子、壳体和管箱的最大应力在各自的许用范围以内。

(1) 管板的最大弯曲和剪切应力

在 $P_e \neq 0$ 时:

$$\text{管板弯曲应力 } \sigma = \left(\frac{1.5F_m}{\mu^*} \right) \left(\frac{2a_0}{h-h'_g} \right)^2 P_e \leq 1.5S \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq S_{ps} \text{ (计入膨胀差时)} \quad (8-36a)$$

在 $P_e = 0$ 时:

$$\text{管板弯曲应力 } \sigma = \frac{6Q_2}{\mu^*(h-h'_g)^2} \leq 1.5S \text{ (不计膨胀差时) 或 } \leq S_{ps} \text{ (计入膨胀差时)} \quad (8-36b)$$

对各种载荷情况, 管板布管区外周边处的剪切应力可以保守地按下式计算:

$$\tau = \left(\frac{1}{2\mu} \right) \left(\frac{a_0}{h} \right) P_e \leq 0.8S \quad (8-37a)$$

如 $|P_e| > \frac{3.2S\mu h}{D_0}$, 则可以精确地按下式计算剪切应力:

$$\tau = \left(\frac{1}{4\mu} \right) \left[\frac{1}{h} \left(\frac{4A_p}{C_p} \right) \right] P_e \leq 0.8S \quad (8-37b)$$

上述各式中, 有效压力 P_e 根据换热器总体结构型式而异:

当为图 8-9 的 a 型, 即带有浸入式浮头时, $P_e = P_s - P_t$

当为图 8-9 的 b 型, 即带有外部密封式浮头时, $P_e = P_s(1 - \rho_s^2) - P_t$

当为图 8-9 的 c 型, 即带有内部密封式浮动管板时, $P_e = (P_s - P_t)(1 - \rho_s^2)$

(2) 管板延伸为兼作法兰时延伸部分的设计和 U 形管式换热器管板相同, 管板兼作法兰时其延伸部分最小需要厚度 h_r 也按式 (8-17) 计算。

3. 管子的轴向应力

按下式计算管子应力的两个极端值 $\sigma_{t,1}$ 和 $\sigma_{t,2}$, 它们可以是正值或负值, 并根据其为正值或负值用相应的条件进行校核。

当 $P_e \neq 0$ 时:

$$\sigma_{t,1} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_{t,\min}] \quad (8-38a)$$

$$\sigma_{t,2} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_{t,\max}] \quad (8-38b)$$

当 $P_e = 0$ 时:

$$\sigma_{t,1} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s x_s - P_t x_t) - \frac{2Q_2}{a_o^2} F_{t,\min} \right] \quad (8-38c)$$

$$\sigma_{t,2} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s x_s - P_t x_t) - \frac{2Q_2}{a_o^2} F_{t,\max} \right] \quad (8-38d)$$

由 $\sigma_{t,1}$ 和 $\sigma_{t,2}$ 确定其最大值, $\sigma_{t,\max} = \text{MAX}(|\sigma_{t,1}|, |\sigma_{t,2}|)$ 。

$$\sigma_{t,\max} \leq S_t \quad (\text{当无温差情况时}) \quad \text{或} \quad \leq 2S_t \quad (\text{当有温差情况时}) \quad (8-39)$$

如 $\sigma_{t,1}$ 或 $\sigma_{t,2}$ 为负值, 则应校核管子的轴向稳定性, 即应满足许用轴向压缩应力 S_{tb} 。许用轴向压缩应力 S_{tb} 的计算方法和公式同固定管板式换热器管子的许用轴向压缩应力公式, 可见 8.6.2 节标题 3。

4. 管箱或壳体和管板固定相连时在邻近管板处的轴向总应力及其校核条件

管箱或壳体和管板固定相连时可以约束管板的弯曲变形, 相应地管板的弯曲变形会带动与之相连管箱或壳体的弯曲变形, 从而引起附加的轴向弯曲应力, 所以必须对其轴向总应力进行计算并校核。

对于固定端为 d 型的管板, 因未和管箱或壳体固定相连, 所以不需计算。对于固定端为 a 型的管板, 由于和管箱、壳体都固定相连, 所以对管箱和壳体都要计算。对于固定端为 b 和 c 型的管板, 只和壳体固定相连, 所以只要计算壳体。对于固定端为 a、e、f 型以及浮动端为 A 型的管板, 只和管箱固定相连, 所以只要计算管箱。因附加轴向弯曲应力带有局部性, 所以规范对管箱和壳体圆筒分别要求在不小于 $1.8 \sqrt{D_c t_c}$ 和 $1.8 \sqrt{D_s t_s}$ 的长度内应为 t_c 和 t_s 的均匀厚度。

(1) 壳体段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{s,m} = \frac{a_o^2}{t_s(2a_s + t_s)} [P_e + (\rho_s^2 - 1)(P_s - P_t)] + \frac{a_s^2}{t_s(2a_s + t_s)} P_t$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{s,b} = \frac{6}{t_s^2} k_s \left\{ \beta_s \delta_s P_s + \frac{6(1 - \nu^{*2})}{E^*} \left(\frac{a_o^3}{h^3} \right) \left(1 + \frac{h\beta_s}{2} \right) \left[P_e (Z_v + Z_m Q_1) + \frac{2}{a_o} Z_m Q_2 \right] \right\}$$

$$\text{轴向总应力: } |\sigma_{s,m}| + |\sigma_{s,b}| \leq 1.5S_s \quad (\text{不计膨胀差时}) \quad \text{或} \quad \leq S_{ps,s} \quad (\text{计入膨胀差时}) \quad (8-40)$$

(2) 管箱段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{c,m} = \frac{a_c^2}{(2a_c + t_c)t_c} P_t$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{c,b} = \frac{6}{t_c^2} k_c \left\{ \beta_c \delta_c P_t - \frac{6(1 - \nu^{*2})}{E^*} \left(\frac{a_o^3}{h^3} \right) \left(1 + \frac{h\beta_c}{2} \right) \left[P_e (Z_v + Z_m Q_1) + \frac{2}{a_o} Z_m Q_2 \right] \right\}$$

$$\text{轴向总应力: } \sigma_c = |\sigma_{c,m}| + |\sigma_{c,b}| \leq 1.5S_c \quad (\text{不计膨胀差时}) \quad \text{或} \quad \leq S_{ps,c} \quad (\text{计入膨胀差时}) \quad (8-41)$$

如管箱段或壳体段的轴向总应力不满足校核条件, 规范规定可以采用以下两种选择之一或二者的组合重新计算, 但和 U 形管板式、固定管板式换热器设计不同的是, 它并无允许在连接处局部地区产生屈服的第三种选择。

选择一 增加管板厚度 h 并重新计算。

因和管板固定相连的管箱段或壳体段受管板的约束, 改变管板厚度即改变了此约束作用, 从而改变了管箱段或壳体段的附加弯曲应力。

选择二 增加相应应力超标管箱段或壳体段的厚度并重新计算。

ASME VIII-1 在 UHX-14.6 节列有对邻近管板处存在径向热膨胀影响时的计算方法。由于此种情况工程上并不多见, 也不甚关注, 所以此处不拟引述。

8.7.3 EN 13445

1. 可能存在的危险工况

考虑到管程压力 P_t 、壳程压力 P_s 的单独存在或同时存在, 且二者之一可能为负压(真空), 所以规定取可能存在的危险工况为:

- 1) 仅作用有 P_t , $P_s = 0$ 。
- 2) 仅作用有 P_s , $P_t = 0$
- 3) 同时作用有 P_t 和 P_s , 并应考虑到其中一者可能为真空。

2. 管板设计或应力计算和校核

因浮头式换热器两块管板周边的结构不同, 所以要对换热器两端某具体结构的两块管板进行计算, 在计算中应取两块管板厚度相同。

由于两块管板和管束固定在一起, 所以管板厚度的改变会直接影响管子或壳体、管箱应力。为此, 规范规定, 应先假定管板厚度 h , 并在已定的壳体和管箱厚度下进行迭代计算, 以使管板、管子、壳体和管箱的最大应力在各自的许用范围以内, 计算时除取管子名义外径和名义厚度外, 其他各元件都按已腐蚀后的尺寸。为便于迭代, 规范列出

建议的初始管板厚度, $e = \frac{D_o}{4\mu(0.8f)} P_e$ 。

(1) 管板的最大弯曲和剪切应力及其在各种工况时的校核条件

弯曲应力: $\sigma = \left(\frac{1.5F_m}{\mu^*} \right) \left(\frac{D_e}{e - h'_g} \right)^2 P_e \leq 2f$ (固定端 a、c、d、f 型和 A 或 C 型浮动端相配、固定端或浮动端的延伸部分兼作法兰时) 或 $\leq 1.5f$ (其他各种型式, 固定端或浮动端的延伸部分兼作法兰时) (8-42)

剪切应: $\tau = \left(\frac{1}{4\mu} \right) \left(\frac{D_o}{e} \right) P_e \leq 0.8f$ (8-43)

(2) 管板延伸为兼作法兰时的法兰厚度设计 和 U 形管式换热器的计算相同, 可见 8.5.3 节 3)。

3. 管子轴向应力

当为浸入式浮头结构 (图 8-12a) 和外部密封式浮头结构 (图 8-12b) 时:

外排管子

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_q] \leq f_{t,j} \text{ (拉伸时) 或 } \leq f_{t,bk} \text{ (压缩时)} \quad (8-44a)$$

内排管子

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{x_t - x_s} [(P_s x_s - P_t x_t) - P_e F_1] \leq f_{t,j} \text{ (拉伸时) 或 } \leq f_{t,bk} \text{ (压缩时)} \quad (8-44b)$$

管子的最大当量应力

$$\sigma_{t,eq} = \max[|\sigma_{t,i} - \sigma_{i,\theta}|; |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}|] \leq f_t \quad (8-45)$$

其中, $\sigma_{t,\theta} = \frac{P_t(d_t - 2e_t) - P_s d_t}{2e_t}$, $\sigma_{t,r} = -\frac{P_s + P_t}{2}$, 分别为管子在 P_t 、 P_s 作用下所引起的周向应力和径向应力。

当为内部密封式浮头结构 (图 8-12c) 时:

$$\sigma_{t,o} = \sigma_{t,i} = \frac{P_s x_s - P_t x_t}{x_t - x_s} \leq f_{t,j} \text{ (拉伸时) 或 } \leq f_{t,bk} \text{ (压缩时)} \quad (8-46)$$

4. 管箱或壳体 and 固定端管板固定相连时在邻近管板处的轴向总应力及其校核条件

(1) 壳体段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4e_s(D_s + e_s)}(P_t + P_e)$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c} \frac{1}{l_1} \left(\frac{D_e}{2e_s} \right)^2 P_e$$

最大当量应力: $\sigma_{s,eq} = \max(|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s|; |\sigma_{s,m} + \sigma_{s,b}|) \leq 3f_s$ (对每种正常操作工况) (8-47)

(2) 管箱段

$$\text{轴向薄膜应力: } \sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4e_c(D_c + e_c)}P_t$$

$$\text{轴向弯曲应力: } \sigma_{c,b} = \frac{k_c}{k_s + k_c} \frac{1}{l_1} \left(\frac{D_e}{2e_c} \right)^2 P_e$$

最大当量应力: $\sigma_{c,eq} = \max(|\sigma_{c,m} + \sigma_{c,b} + P_t|; |\sigma_{c,m} - \sigma_{c,b}|) \leq 3f_c$ (对每种正常操作工况) (8-48)

当管板和管箱或壳体、或管箱和壳体二者采用法兰垫片连接, 并采用宽垫片密封时, 相应计及其影响的系数 k_c 和 k_s 按窄垫片密封时的 $\frac{1}{2}$ 计算。

8.7.4 对各标准的对照及简要评述

浮动管板式换热器和固定管板式换热器管板的力学模型相同, 都采用弹性基础板原理, 所区别者仅是两块管板通过管束固定相连, 但未受壳体的约束。所以 ASME VIII-1 和 EN 13445 在管板设计时都要先假设管板和其他有关元件的厚度通过迭代法求取管板最大弯曲应力并限于规定的条件以下, 并不能直接求得管板厚度。GB 151 则不必用迭代法, 列出了直接求取管板厚度的公式。各标准的主要区别如下:

1) GB 151 列出了可以直接求取管板厚度的简单公式,它仅需换热器相关元件的结构尺寸和管程、壳程压力即可确定。对照 ASME VIII-1 和 EN 13445,以及包括 GB 151 在内的三个标准对固定管板式换热器的管板设计,它们都据弹性基础板设计原理采用迭代方法设计管板,GB 151 对浮动管板式换热器管板的这一规定似和弹性基础板的设计原理不符。

2) GB 151 对浮动管板式换热器各种结构类型,都取管箱和壳程圆筒直径相同,当管、壳程都用垫片法兰连接时,则仅指两侧的垫片压紧力作用中心圆直径相同,而 ASME VIII-1 和 EN 13445 则都可以各取不同的直径。在实际工程中确会遇到管箱和壳程圆筒直径不同的情况,此时 GB 151 就难以适应。如设计人员并未注意管箱和壳程圆筒直径不同而都采用 GB 151 的方法设计,则显然不符合规定,设计结果也必然存在偏差。此外,虽然 ASME VIII-1 和 EN 13445 则对管、壳程都可以各取不同的直径,但 ASME VIII-1 并未规定不同直径的相对比例,而 EN 13445 则规定了不同直径的相对比例。从这点看,EN 13445 的规定似更实际。

3) 和 U 形管式换热器的结构和设计方法相似,GB 151 则仅考虑了管箱和壳体对管板的约束支承,并未考虑因此而使管板对管箱和壳体引起的附加弯曲应力,相应地对此类结构的管箱和壳体壁厚设计也未另作说明,并未像 ASME VIII-1 和 EN 13445 那样,考虑到此段管箱或壳体上因附加弯曲应力的局部性,明确提及只要在 $1.8 \sqrt{D_e t_c}$ 和 $1.8 \sqrt{D_s t_s}$ 的长度内有足够厚度,以既能起到对管板变形的约束支承,又不需在全长范围内加厚的作用。从这点看,ASME VIII-1 和 EN 13445 似更为合理。

4) 对于管板延伸部分兼作法兰的情况,即 b、d、e 型结构,EN 13445 规定除可用窄垫片密封外,也可以用宽垫片密封 (b'、d'、e' 型结构),并相应对此二者规定了不同的影响系数,这一结构较 GB 151、ASME VIII-1 都扩大了使用范围。

5) EN 13445 和 2007 版 ASME VIII-1 基本相同,但 ASME VIII-1 由于 08A、09A 的修改而使两标准略有区别,此外,ASME VIII-1 和 GB 151 都未提及布管区直径的限制,EN 13445 则和固定管板式换热器相同,限定 $D_o \geq 0.85 D_e$ 。

8.8 膨胀节设计

膨胀节常用于固定管板式换热器和某些特殊容器以补偿固定相连的管壳间或不同元件间因温差所引起的热膨胀差值,更用于缓解管道系统中因包括温差在内的各种附加载荷所引起的应力。

EJMA 标准详细分析了膨胀节在压力和位移作用下的各处应力及其校核要求,以及疲劳设计规定。各有关标准基本上都以该标准为主要参考制订。

8.8.1 强度、刚度和疲劳寿命设计

1. 原 GB 151—1989 和 GB 16749 的设计规定

我国涉及膨胀节设计内容的标准有两个:原 GB 151—1989 《钢制管壳式换热器》

和 GB 16749 《压力容器波形膨胀节》，两者在设计方面的内容都主要参照 EJMA 标准，但后者详细列出了常用膨胀节的基本参数与尺寸，供设计人员按公称直径和公称压力选用。

波形膨胀节的结构示意图 8-24，系由波纹管、波纹管直边段（GB 16749 还包括有设置加强圈的直边段）和换热器或容器通过环向对接焊缝连接构成。

（1）内压作用时强度和疲劳寿命设计 见图 8-24，对内压膨胀节，需要计算并校核的各处各项应力如下。

膨胀节直边段由压力引起的周向薄膜应力：

$$\sigma_z = \frac{pD_e k}{2m\delta_p} \quad (8-49)$$

在 GB 16749 中，因在直边段上设有加强圈，故所列出的直边段和加强圈上的周向薄膜应力和式（8-49）略有区别，见以下对 ASME VIII-1 同一内容的介绍。

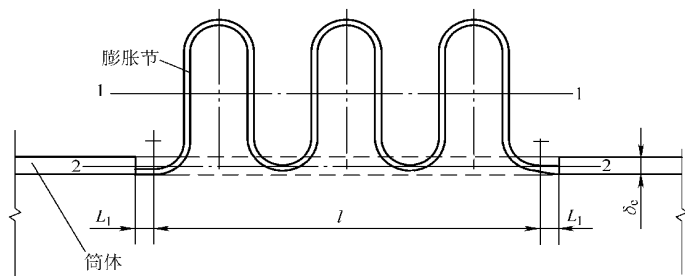


图 8-24 波形膨胀节（引自原 GB 151—1989 图 A6）

波纹管由压力引起的周向薄膜应力：

$$\sigma_1 = \frac{pD_m}{2m\delta_p} \left(\frac{1}{0.571 + \frac{2h}{W}} \right) \quad (8-50)$$

波纹管由压力引起的经向薄膜应力：

$$\sigma_2 = \frac{ph}{2m\delta_p} \quad (8-51)$$

波纹管由压力引起的经向弯曲应力：

$$\sigma_3 = \frac{p}{2m} \left(\frac{h}{\delta_p} \right)^2 C_p \quad (8-52)$$

波纹管由轴向位移引起的经向薄膜应力：

$$\sigma_4 = \frac{E_b (\delta_p + C_2)^2 e}{2h^3 C_f} \quad (8-53)$$

波纹管由轴向位移引起的经向弯曲应力:

$$\sigma_s = \frac{5E_b(\delta_p + C_2)e}{3h^2C_d} \quad (8-54)$$

上述各式中, D_m 为波纹管的当量圆筒外直径, $D_m = D_e + h$; D_e 为膨胀节直边段外直径; h 为膨胀节波高; m 为波纹管管壁的层数; δ_p 为波纹管成形后一层材料的有效厚度, $\delta_p = \left(\frac{D_e}{D_m}\right)^{0.5} \delta'_e$, δ'_e 为波纹管成形前一层材料的有效厚度; W 为波纹管一个波的波长; E_b 为常温时膨胀节材料的弹性模量; C_2 为腐蚀裕量; e 为一个波的轴向位移; C_p 、 C_f 、 C_d 分别为由膨胀节结构所确定的系数, 各标准都根据 EJMA 标准列有线算图以备查取。

对上述各项应力进行组合并按以下条件进行校核:

$$\sigma_z, \sigma_1, \sigma_2 \leq [\sigma]^t \quad (8-55)$$

$$\sigma_p = \sigma_2 + \sigma_3 \leq 1.5\sigma_s^t \quad (8-56)$$

$$\sigma_R = 0.7\sigma_p + \sigma_d \leq 2\sigma_s^t, \text{ 其中 } \sigma_d = \sigma_4 + \sigma_5 \quad (8-57)$$

对于奥氏体不锈钢, 如条件 $\sigma_R = 0.7\sigma_p + \sigma_d \leq 2\sigma_s^t$ 不能满足, 则应按以下规定进行疲劳寿命校核。原 GB 151—1989 和 GB 16749 并未提及如碳钢制波纹管不能满足该校核条件时应如何处置。因各标准都主要地参考 EJMA 标准, 而该标准仅列出了奥氏体不锈钢的疲劳设计曲线, 并无碳钢材料的疲劳设计曲线, 所以可以理解为如碳钢制波纹管不能满足该校核条件时只能改变膨胀节结构尺寸或增加波纹管数量, 务使满足该校核条件。

膨胀节的许用循环次数 $[N]$ 按下式确定, 以许用循环次数大于操作循环次数为满足:

$$[N] = \frac{N}{n_f} = \frac{1}{n_f} \left(\frac{12820f}{\sigma_R - 370} \right)^{3.4} \quad (8-58)$$

式 (8-58) 中, σ_R 按式 (8-57) 确定; n_f 为标准所规定的疲劳寿命安全系数, 取 $n_f \geq 20$; f 为疲劳寿命的温度修正系数, 当操作循环由温度变化的热膨胀作用引起时, $f = \frac{\sigma_{bl} + \sigma_{bh}}{2\sigma_{bl}}$; 当操作循环由恒定温度时的机械循环载荷引起时, $f = \frac{\sigma_{bh}}{\sigma_{bl}}$; σ_{bh} 为操作温度变化范围内波纹管材料在上限温度时的抗拉强度, σ_{bl} 为操作温度变化范围内波纹管材料在下限温度时的抗拉强度。

(2) 外压 (真空) 作用时强度和疲劳寿命设计 外压 (真空) 膨胀节的强度设计和内压膨胀节相同。此外, 还要对波纹管及其直边段作稳定性校核。

膨胀节断面对图 8-24 中 1-1 轴的惯性矩 I_{1-1} 按下式计算:

$$I_{1-1} = nm\delta_p \left[\frac{(2h - W)^3}{48} + 0.4W(h - 0.2W)^2 \right] \quad (8-59)$$

被膨胀节取代的壳体圆筒对图 8-24 中 2-2 轴的惯性矩 $I_{2.2}$ 按下式计算：

$$I_{2.2} = \frac{1}{12} l \delta_e^3 \quad (8-60)$$

当 $I_{1.1} < I_{2.2}$ 时，应将膨胀节视为当量圆筒，取当量圆筒的外径为 D_m ，计算长度 L 为波纹管长度 l ，当量厚度 $\delta_{eq} = \sqrt[3]{\frac{12I_{1.1}}{nW}}$ ，按 GB 150 的外压圆筒进行稳定性校核。

当 $I_{1.1} > I_{2.2}$ 时，可将膨胀节视为安装所在壳体圆筒的一部分，与壳体圆筒作为整体进行稳定性校核。

2. ASME VIII-1 的设计规定

ASME VIII-1 的膨胀节包括非加强的波纹管型、经加强的波纹管型以及 Ω 型膨胀节。非加强的波纹管膨胀节和 GB 16749 相似，包括有设置加强圈（套箍）的直边段，见图 8-25。

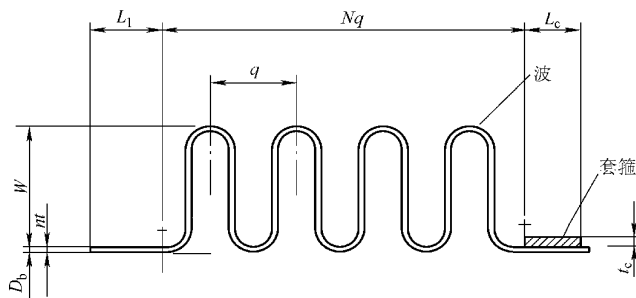


图 8-25 波纹管膨胀节（引自 ASME VIII-1 图 26-1）

由于直边段上设置了加强圈，所以应对直边段和加强圈上由压力引起的周向薄膜应力分别计算，并对波纹管由压力引起的周向薄膜应力区分端部和中间的波分别计算，其余计算内容和方法，除内压膨胀节还要考虑柱状失稳和面内失稳（受压后波纹管两边侧壁不再平行）以及疲劳设计曲线外则和 GB 16749 基本相同。此外，由于 EJMA 标准不仅适用于换热器和压力容器，也适用于管道系统，所以它不仅适用于波纹管有轴向位移的情况，也适用于波纹管有侧向位移和角位移的情况，标准列出了当有这些位移时计算当量轴向总位移的公式，ASME VIII-1 也列入了这一内容。

膨胀节直边段由压力引起的周向薄膜应力：

$$S_1 = \frac{1}{2} \frac{(D_b + nt)^2 L_t E_b k}{nt(D_b + nt) L_t E_b + t_c D_c L_c E_c k} P \quad (8-61)$$

膨胀节加强圈由压力引起的周向薄膜应力：

$$S_1' = \frac{1}{2} \frac{D_c^2 L_t E_c k}{nt(D_b + nt) L_t E_b + t_c D_c L_c E_c k} P \quad (8-62)$$

波纹管端部的波由压力引起的周向薄膜应力:

$$S_{2,E} = \frac{1}{2} \frac{qD_m + L_t(D_b + nt)}{A + nt_p L_t + t_c L_c} P \quad (8-63)$$

波纹管中间的波由压力引起的周向薄膜应力:

$$S_{2,I} = \frac{1}{2} \frac{qD_m}{A} P \quad (8-64)$$

为避免柱状失稳的许用设计内压为:

$$P_{sc} = 0.34 \frac{\pi K_b}{Nq} \quad (8-65)$$

为避免面内失稳的许用设计内压为

$$P_{si} = (\pi - 2) \frac{AS_y^*}{D_m q \sqrt{\alpha}} \quad (8-66)$$

式(8-63)和式(8-64)、式(8-66)中, A 为一个波的金属横截面积, $A = \left[\left(\frac{\pi - 2}{2} \right) q + 2w \right] nt_p$ 。式(8-66)中, $\alpha = 1 + 2\delta^2 + \sqrt{1 - 2\delta^2 + 4\delta^4}$, $\delta = \frac{1}{3} \frac{S_4}{S_{2,I}}$; S_y^* 为成形或退火状态波纹管材料在设计温度时的等效屈服强度, 如在材料标准中没有 S_y^* 值, 则对成形状态, 取 $S_y^* = 2.3S_y$; 对退火状态, 取 $S_y^* = 0.75S_y$ 。

3. EN 13445 的设计规定

EN 13445 除疲劳设计曲线外, 其他的设计方法和 ASME VIII-1 完全相同。

8.8.2 膨胀节的轴向刚度和轴向伸缩量

膨胀节的轴向刚度表示伸缩轴向单位长度所需要的轴向力, 它是衡量膨胀节刚性大小的重要参量。对固定管板式换热器, 在设置膨胀节后该膨胀节所引起的轴向伸缩量应按带膨胀节换热器的壳体轴向应力确定; 对管道或其他受压元件, 应根据膨胀节所处位置的加载情况确定。

1. GB 16749 的规定

膨胀节一个波的轴向弹性刚度按下式计算:

$$K = 1.7 \frac{mD_mE_b}{C_f} \left(\frac{\delta_p + C_2}{h} \right)^3 \quad (8-67)$$

当为 n 个波时, 膨胀节整体的轴向弹性刚度为

$$K_n = \frac{K}{n} \quad (8-68)$$

在给定轴向力 F 时, 膨胀节一个波的轴向位移 e 值为

$$e = \frac{F}{K} \quad (8-69)$$

当膨胀节设置在固定管板式换热器壳体上时, 轴向力 F 按带膨胀节换热器的壳体

轴向应力和壳体横截面积的乘积表示。

2. ASME VIII-1 的规定

n 层、 N 个波所组成膨胀节整体的轴向弹性刚度为

$$K_b = \frac{\pi}{2(1 - \nu_b^2)} \frac{n}{N} E_b D_m \left(\frac{t_p}{w} \right)^3 \frac{1}{C_f} \quad (8-70)$$

ASME VIII-1 并未直接提及轴向伸缩量的取法规定。

3. EN 13445 的规定

除对内压波纹管膨胀节为避免面内失稳许用压力的表示式和 ASME VIII-1 不同外, 其他内容都和 ASME VIII-1 相同。

第9章 附加载荷和局部载荷

通常容器除受压力载荷外，还受到诸如风载荷、地震载荷、雪载荷以及容器自重及盛装物料的重力载荷等附加载荷的作用。在一些情况下这些非压力载荷可能成为设计的控制性条件，因此需要考虑这类附加载荷的影响及其设计方法。我们将此类附加载荷称为“总体载荷”，以明确区分下面要讨论到的“局部载荷”。

容器还需要考虑各种形式的支座对容器的反作用力，以及通过连接管道对容器所引起的附加作用力。这些局部载荷对壳体所引起的局部应力在某些情况下，例如薄壁大型容器或者支座、接管对容器的接触面甚小等情况下可以达到很大的数值。而这些高应力区往往是导致容器失效主要原因，所以在设计中应予以特别重视。

各国压力容器规范都要求对上述两类载荷（总体载荷和局部载荷）给予考虑。如 GB 150 之 3.5.4 指出了设计中应该充分考虑的各种载荷，ASME VIII-1 之 UG-22、EN 13445-3 之 5.3 及 ASME VIII-2 之 4.1.5 也有类似要求。

对于总体载荷，其对壳体所引起的附加应力计算都可以由简单的材料力学方法求得，所复杂者仅是对地震载荷或风载荷的计算，所以 GB 150 及 ASME VIII-1 没有直接给出明确的设计规则。但在和 GB 150 相配套的 JB/T 4710《钢制塔式容器》和 JB/T 4731《钢制卧式容器》中有相应的设计规定，其中主要的也就是地震载荷或风载荷的计算；对于 ASME VIII-1 参考文献 [33] 则提及，涉及这些附加载荷时，可以按照 ANSI A58.1 或 UBC 等标准进行地震载荷或风载荷的计算。EN 13445-3 只是在其 16.14 节中给出了针对圆柱壳总体载荷的校核程序。ASME VIII-2 之 4.3.10 则给出了球壳、圆柱壳、锥壳、锥壳与圆柱壳过渡连接处承受总体载荷的校核程序，二者都是在已知外加载荷条件下各元件的应力计算，都未涉及地震载荷或风载荷的计算。

对于局部载荷，GB 150 没有给出明确的设计规则及设计建议。ASME VIII-1 通过非规定性附录 G 关于管道的反作用力和容器支座及附件的设计建议，定性地分析了支座对壳体的作用，并对支座、附件及管道反力的设计提出了指导性的参考文献，其中主要包括美国焊接研究学会（Welding Research Council）第 107 公报、第 198 公报、第 297 公报，以及原英国标准 BS 5500（现为 PD 5500）。EN 13445-3 第 16 章专门讨论了附加非压力载荷的设计规则。和 ASME VIII-1 类似 ASME VIII-2 之 4.5.15 对壳体和成型封头上由接管外载荷引起的局部应力也提出了指导性的参考文献——美国焊接研究学会第 107 公报和第 297 公报。

本章旨在介绍各国压力容器规范对内压元件在附加总体载荷下的设计方法，以及球壳（包括碟形和椭圆形封头）和圆筒在各种局部载荷作用下的设计方法或局部应力计算。外压元件在附加总体载荷下的设计方法可以参考 ASME Code Case 2286，限于篇幅本章不予讨论。

9.1 内压球壳承受附加总体载荷

本节主要讨论内压球壳承受附加总体载荷的设计规则。对于碟形和椭圆形封头如果载荷作用在封头的球面区域上,则可以用所考虑区域处的球面半径按照球壳承受附加总体载荷的方法处理。

9.1.1 GB 150

GB 150 没有给出内压球壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.1.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 没有给出内压球壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.1.3 EN 13445

EN 13445 没有给出内压球壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.1.4 ASME VIII-2

ASME VIII-2 之 4.3.10.2 给出了内压球壳承受总体载荷的校核程序。当球壳受到如图 9-1 所示的组合载荷 (F 、 M 、 M_t) 时,壳中产生的应力分别按式 (9-1) ~ 式 (9-3) 计算 (以下公式均直接引用自 ASME VIII-2,凡未作说明的符号其定义均按 ASME VIII-2)。

σ_{sm} 为经向应力按式 (9-1) 计算,对应于图 9-1 中的 σ_z 。式 (9-1) 第一项反映了内压的作用,第二项反映了拉力 F 的作用,第三项反映了弯矩 M 的作用。

$$\sigma_{sm} = \frac{P}{2\ln\left[\frac{D_o}{D}\right]} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2)\sin^2\phi} + \frac{32MD_o\cos\theta}{\pi(D_o^4 - D^4)\sin^3\phi} \quad (9-1)$$

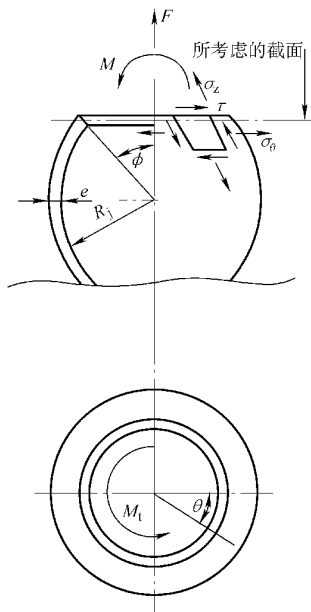
对于弯矩 M 及扭矩 M_t 导致的剪切应力 τ 则按式 (9-2) 计算。

$$\tau = \frac{32MD_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} \frac{\cos\phi}{\sin^3\phi} \sin\theta + \frac{16M_tD_o}{\pi(D_o^4 - D^4)\sin^2\phi} \quad (9-2)$$

内压引起的周向应力 $\sigma_{\theta m}$, 对应于图 9-1 中的 σ_θ , 按式 (9-3) 计算。

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{2\ln\left[\frac{D_o}{D}\right]}$$

(9-3) 图 9-1 球壳受力示意图 (引自 ASME VIII-2 图 4.3.7b)



按式 (9-4)、式 (9-5)、式 (9-6) 分别求取主应力 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 ，并由式 (9-7) 求取当量应力强度并控制该值小于材料的许用应力强度与焊接接头系数的乘积。其中，式 (9-6) 考虑了径向压应力沿壁厚的平均值。

$$\sigma_1 = 0.5(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2}) \quad (9-4)$$

$$\sigma_2 = 0.5(\sigma_{\theta m} + \sigma_{sm} - \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{sm})^2 + 4\tau^2}) \quad (9-5)$$

$$\sigma_3 = -0.5P \quad (9-6)$$

$$\frac{1}{\sqrt{2}}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0.5} \leq SE \quad (9-7)$$

如果经向应力为压缩，则还需满足规范 4.4.12.4 节中的许用压缩应力准则。

ASME VIII-2 之 4.3.10.1 给出了该规则使用限制条件如下：

- 1) 所考虑的壳体区域与总体结构不连续处的距离不小于 $2.5\sqrt{Rt}$ 。
- 2) 没有考虑到剪力的作用，因为这些载荷基本可以忽略。
- 3) 壳体的内径与厚度比大于 3.0。

9.1.5 各标准设计方法的比较

ASME VIII-2 所给出外载荷 (F 、 M 、 M_1) 作用在球壳所导致的各项应力，其计算方法可以通过材料力学或其他的方法导出。因此笔者认为，ASME VIII-2 计算外载荷所导致的各项应力的方法同样适用于 GB 150、ASME VIII-1 及 EN 13445 的设计。所不同的是 ASME VIII-2 采用了 von Mises 屈服准则，所以当量应力按式 (9-7) 计算。对其他标准而言，设计者应该根据实际情况选取和所用标准相匹配的强度理论。

不难发现 ASME VIII-2 对于内压作用下球壳周向薄膜应力的计算公式和 GB 150、ASME VIII-1 及 EN 13445 比有较大的差别。这是因为 ASME VIII-2 对内压作用下球壳设计方法采用了塑性失效准则。不过，有趣的是式 (9-1)、式 (9-3) 中的第一项，即由压力引起的经向及周向应力是由 Tresca 屈服准则导出的，而式 (9-7) 组合应力的当量应力强度则采用了 von Mises 屈服准则。

ASME VIII-2 亦考虑了附加载荷作用下球壳屈曲失稳的问题，并给出了详细的设计方法。就此而言，ASME VIII-2 是考虑得比较周到，且操作性强。

此外，ASME VIII-2 关于周向应力 $\sigma_{\theta m}$ 的计算，即式 (9-3) 有误。笔者认为周向应力 $\sigma_{\theta m}$ 应该按式 (9-8) 计算（其中，第二项反映了 F 的作用，第三项反映了 M 的作用）。

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{2 \ln \left[\frac{D_o}{D} \right]} - \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2) \sin^2 \phi} - \frac{32MD_o \cos \theta}{\pi(D_o^4 - D^4) \sin^3 \phi} \quad (9-8)$$

9.2 内压圆柱壳承受附加总体载荷

9.2.1 GB 150

如前所述，GB 150 没有给出内压圆柱壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.2.2 ASME VIII-1

如前所述, VIII-1 没有给出内压圆柱壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.2.3 EN 13445

EN 13445-3 在其 16.14 节中给出了针对圆柱壳总体载荷的校核程序, 包括内压或外压作用下的两种情况。以下公式均直接引用自 EN 13445-3 之 16.14 节, 凡未作说明的符号其定义均按该节定义。

EN 13445 假定圆柱壳受到载荷轴向力 F_{add} 及弯矩 M 的作用, 但不考虑扭矩 (即 $M_t = 0$)。EN 13445 的设计程序如下:

1) 假定圆柱壳的壁厚为 e_a , 且该壁厚至少满足 EN 13445-3 之 7.4.2 节内压设计的要求。

2) 按式 (9-9) 计算壳体的最大轴向应力, 要求 $\sigma_{\text{max}} \leq f$ (即材料许用应力)。

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{FD + 4M}{\pi D^2 e_a} \quad (9-9)$$

式中, D 为壳体平均直径; P 为设计压力 (内压为正, 外压为负), 对于 F_{add} 拉伸为正, 压缩为负。

3) 按式 (9-10) 计算壳体的最小轴向应力, 若 $\sigma_{\text{min}} \geq 0$ 则设计结束; 若 $\sigma_{\text{min}} < 0$, 令 $\sigma_c = -\sigma_{\text{min}}$ 继续步骤 4)、5)、6)。

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{FD - 4M}{\pi D^2 e_a} \quad (9-10)$$

4) 按 EN 13445-3 之 16.14.8.1 计算壳体许用轴向应力 $\sigma_{c, \text{all}}$ 。

5) 校核壳体轴向压缩应力是否超标, 即 $\sigma_c = -\sigma_{\text{min}} \leq \sigma_{c, \text{all}}$ 。

6) 校核 $\sigma_p + \sigma_c \leq f$, 其中 $\sigma_p = PD/(2e_a)$ 。

7) 如果上述 5)、6) 两项校核通过, 则设计结束; 否则增加壁厚 e_a , 重新计算。

EN 13445 指出, 所考虑的区域必须远离载荷作用的局部区域且远离总体结构不连续处。

9.2.4 ASME VIII-2

ASME VIII-2 之 4.3.10.2 给出了内压圆柱壳承受总体载荷的校核程序。当圆柱壳受到如图 9-2 所示的组合载荷 (F 、 M 、 M_t) 时, 壳体中产生的应力分别按式 (9-11) ~ 式 (9-13) 计算 (以下公式均直接引

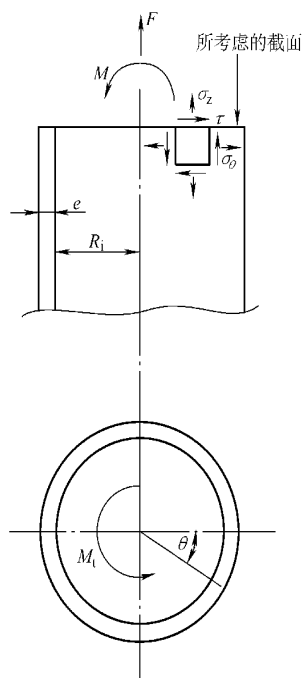


图 9-2 圆柱壳受力示意图 (引自 ASME VIII-2 图 4.3.7a)

用自 ASME VIII-2, 凡未作说明的符号其定义均按 ASME VIII-2)。

按式 (9-11) 计算经向应力 σ_{sm} , 对应于图 9-2 中的 σ_z 。式 (9-11) 中, 第一项反映了内压的作用, 第二项反映了拉力 F 的作用, 第三项反映了弯矩 M 的作用。

$$\sigma_{sm} = \frac{PD^2}{D_o^2 - D^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2)} + \frac{32MD_o \cos \theta}{\pi(D_o^4 - D^4)} \quad (9-11)$$

对于扭矩 M_t 导致的剪切应力 τ 则按式 (9-12) 计算。

$$\tau = \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} \quad (9-12)$$

周向应力 $\sigma_{\theta m}$ 只是由内压引起, 对应于图 9-2 中的 σ_θ , 按式 (9-13) 计算。

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{\ln \left[\frac{D_o}{D} \right]} \quad (9-13)$$

按式 (9-4)、式 (9-5)、式 (9-6) 分别求取主应力 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 , 由式 (9-7) 求取当量应力强度并控制该值小于材料的许用应力强度与焊接接头系数的乘积。

若附加载荷导致圆柱壳产生压缩应力则需要考虑屈曲失稳。ASME VIII-2 要求式 (9-14) 必须得到满足, 其中 F_{xa} 按规范 4.4.12.2 节计算, 采用 $\lambda = 0.15$ 。注意, 此时仅有外载荷作用而没有内压作用的工况可能成为控制性的设计条件。

$$\sigma_{sm} \leq F_{xa} \quad (9-14)$$

该规则使用限制条件与 9.1.5 节球壳的使用限制条件相同。

9.2.5 各标准设计方法的比较

EN 13445 考虑了轴向力 F_{add} 和弯矩 M 的作用, 而 ASME VIII-2 除计及上述两种载荷外还考虑了扭 M_t 的作用。但是, 一般来说扭矩 M_t 所产生的剪切应力对于强度影响较小。

ASME VIII-2 对于内压作用下圆柱壳周向薄膜应力的计算公式和 EN 13445 比有较大的差别。这是因为 ASME VIII-2 对内压作用下圆柱壳设计方法采用了塑性失效准则。对于组合应力, EN 13445 使用了 Tresca 屈服准则, 而 ASME VIII-2 采用了 von Mises 屈服准则。不过, 有趣的是 ASME VIII-2 对于压力引起的周向应力, 即式 (9-13), 是由 Tresca 屈服准则导出的, 而式 (9-7) 组合应力的当量应力强度则采用了 von Mises 屈服准则。

EN 13445 及 ASME VIII-2 都考虑了附加载荷作用下圆柱壳屈曲失稳的问题, 并给出了详细的设计方法。

9.3 内压锥壳承受附加总体载荷

本节考虑内压锥壳承受附加总体载荷的设计方法, 但不涉及锥壳与圆柱壳过渡连接处承受附加总体载荷的情况, 对于后者的分析见 9.4 节。

9.3.1 GB 150

GB 150 没有给出内压锥壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.3.2 ASME VIII-1

VIII-1 没有给出内压锥壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.3.3 EN 13445

EN 13445 没有给出内压锥壳承受附加总体载荷的具体设计方法。

9.3.4 ASME VIII-2

ASME VIII-2 之 4.3.10.2 给出了内压锥壳承受总体载荷的校核程序。当锥壳受到如图 9-3 所示的组合载荷 (F 、 M 、 M_t) 时, 锥壳中产生的应力分别按式 (9-15) ~ 式 (9-17) 计算 (以下公式均直接引用自 ASME VIII-2, 凡未作说明的符号其定义均按 ASME VIII-2)。

经向应力 σ_{sm} 按式 (9-15) 计算, 对应于图 9-3 中的 σ_z 。式 (9-15) 中, 第一项反映了内压的作用, 第二项反映了力 F 的作用, 第三项反映了弯矩 M 的作用。

$$\sigma_{sm} = \frac{PD^2}{(D_o^2 - D^2) \cos \alpha} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D^2) \cos \alpha} + \frac{32MD_o \cos \theta}{\pi(D_o^4 - D^4) \cos \alpha} \quad (9-15)$$

对于弯矩 M 和扭矩 M_t 导致的剪切应力 τ 则按式 (9-16) 计算。

$$\tau = \frac{32MD_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} \tan \alpha \sin \theta + \frac{16M_t D_o}{\pi(D_o^4 - D^4)} \quad (9-16)$$

周向应力 $\sigma_{\theta m}$ 只是由内压引起, 对应于图 9-3 中的 σ_θ , 按式 (9-17) 计算。

$$\sigma_{\theta m} = \frac{P}{\ln \left[\left(\frac{D_o}{D} - 1 \right) \cos \alpha + 1 \right]} \quad (9-17)$$

按式 (9-4)、式 (9-5)、式 (9-6) 分别求取主应力 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 , 由式 (9-7) 求取当量应力强度并控制该值小于材料的许用应力强度与焊接接头系数的乘积。

若附加载荷导致锥壳产生压缩应力则需要考虑屈曲失稳。ASME VIII-2 要求式 (9-14) 必须得到满足, 其中 F_{xa} 按规范 4.4.12.2 节计算, 采用 $\lambda = 0.15$ 。注意, 此时仅有外载荷作用而没有内压作用的工况可能成为控制性的设计条件。

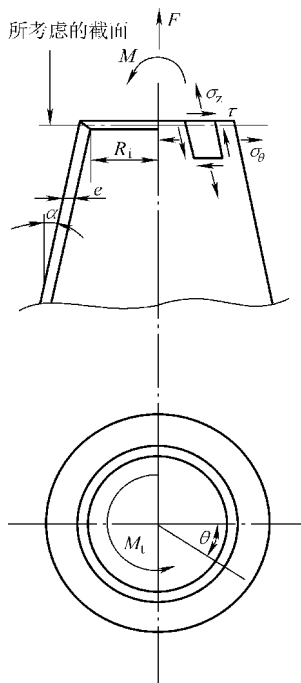


图 9-3 锥壳受力示意图 (引自 ASME VIII-2 图 4.3.7c)

该规则使用限制条件与 9.1.5 节球壳的使用限制条件相同。

9.3.5 各标准设计方法的比较

ASME VIII-2 所给出外载荷 (F 、 M 、 M_t) 作用在锥壳所导致的各项应力, 其计算方法可以通过材料力学或其他的方法导出。因此, ASME VIII-2 计算外载荷所导致的各项应力的方法同样适用于 GB 150、ASME VIII-1 及 EN 13445 的设计。所不同的是 ASME VIII-2 采用了 von Mises 屈服准则, 所以当量应力按式 (9-7) 计算。对其他标准而言, 设计者应该根据实际情况选取和所用标准相匹配的强度理论。此外, ASME VIII-2 考虑了附加载荷作用下锥壳屈曲失稳的问题, 并给出了详细的设计方法。

不难发现 ASME VIII-2 对于内压作用下锥壳周向薄膜应力的计算公式和 GB 150、ASME VIII-1 及 EN 13445 比有较大的差别。这是因为 ASME VIII-2 对内压作用下锥壳设计方法采用了塑性失效准则。

有趣的是, ASME VIII-2 对于压力引起的周向应力, 即式 (9-17), 是由 Tresca 屈服准则导出的, 而式 (9-7) 组合应力的当量应力强度则采用了 von Mises 屈服准则。

在 9.3.4 节关于锥壳的设计方法中取 $\alpha = 0^\circ$, 则可获得和 9.2.4 节即内压圆柱壳承受附加总体载荷同样的结果。

9.4 内压作用下的圆柱壳与锥壳过渡连接处承受附加总体载荷

内压作用下圆柱壳与锥壳过渡连接处承受附加总体载荷又可以为下面两种情况:

- 1) 圆柱壳与无折边锥壳过渡连接。
- 2) 圆柱壳与带折边锥壳过渡连接。

9.4.1 GB 150

GB 150 之 7.2.3 给出了圆柱壳与锥壳 (包括折边及无折边锥壳) 过渡连接处仅内压作用下的设计方法, 但是没有给出圆柱壳与锥壳 (包括折边及无折边锥壳) 过渡连接处承受内压和附加总体载荷共同作用下的设计方法。

9.4.2 ASME VIII-1

1. 内压作用下圆柱壳与无折边锥壳过渡连接处承受附加总体载荷的设计规则

ASME VIII-1 在附录 1-5 中提供了圆柱壳与无折边锥壳 (限于半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$) 过渡连接处承受内压与附加轴向力共同作用的设计方法。无论是作用在锥壳大端沿轴向的大小为 f_1 的沿单位圆周长度上作用力, 或者是作用在锥壳小端沿轴向的大小为 f_2 的沿单位圆周长度上作用力, 标准都给出了处理方法, 详细分析参见 3.3.2 节。

对于无折边锥壳半顶角 $\alpha > 30^\circ$ 的情况, ASME VIII-1 附录 1-5 (g) 指出可以采用 Timoshenko、Hetenyi、Watts 等基于弹性基础梁的分析方法, 同时规范也给出了结构不

连续处的应力限制条件。

2. 内压作用下圆柱壳与折边锥壳过渡连接处承受附加总体载荷的设计规则

对于圆柱壳与带折边锥壳过渡连接处承受内压与附加总体载荷共同作用, ASME VIII-1 没有给出具体设计方法。

9.4.3 EN 13445

EN 13445 之 7.6 给出了圆柱壳与锥壳 (包括折边及无折边锥壳) 过渡连接处仅内压作用下的设计方法, 但是没有给出圆柱壳与锥壳 (包括折边及无折边锥壳) 过渡连接处承受内压和附加总体载荷共同作用下的设计方法。

9.4.4 ASME VIII-2

1. 内压作用下圆柱壳与无折边锥壳过渡连接处承受附加总体载荷的设计规则

内压及附加总体载荷作用下圆柱壳与无折边锥壳过渡连接处, 由于结构不连续会导致附加的应力, 通常需要在连接处考虑加强。结构不连续处的应力分布可以通过板壳理论求解。对于大端轴向力 F_L 、弯矩 M_L , 规范将其转化为当量 X_L ; 对于小端轴向力 F_s 、弯矩 M_s , 规范将其转化为当量 X_s 。当连接处周向平均薄膜应力或轴向平均薄膜应力中的任一者为压缩应力时, 则需要考虑局部失稳。具体设计步骤参见 ASME VIII-2 之 4.3.11, 限于篇幅, 这里不再引述。无折边锥壳示意图如图 9-4 所示。

$$X_L = \frac{F_L}{2\pi R_L} \pm \frac{M_L}{\pi R_L^2} \quad (9-18)$$

$$X_s = \frac{F_s}{2\pi R_s} \pm \frac{M_s}{\pi R_s^2} \quad (9-19)$$

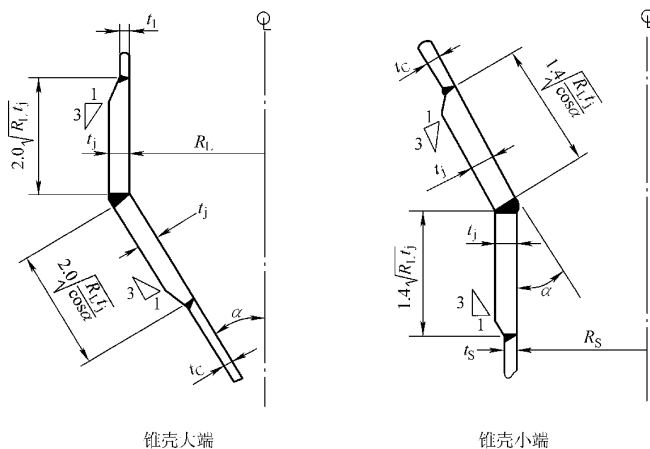


图 9-4 无折边锥壳示意图 (引自 ASME VIII-2 图 4.3.9a、b)

ASME VIII-2 的使用限制条件如下:

1) ASME VIII-2 之 4.3.11.3 要求锥壳的经线方向上的长度 L_c 满足下式规定:

$$L_c \geq 2.0 \sqrt{\frac{R_L t_c}{\cos \alpha}} + 1.4 \sqrt{\frac{R_s t_c}{\cos \alpha}} \quad (9-20)$$

2) ASME VIII-2 之 4.3.11.4 (c) 要求对于锥壳大端和圆柱壳连接处, 下述规定需要得到满足 (标准规定若 $0^\circ < \alpha \leq 10^\circ$, 则取 $\alpha = 10^\circ$):

$$20 \leq \frac{R_L}{t_L} \leq 500, 1 \leq \frac{t_c}{t_L} \leq 2, \alpha \leq 60^\circ$$

3) 对于锥壳小端和圆柱壳连接处, ASME VIII-2 之 4.3.11.5 (c) 给出了使用限制条件, 基本内容和上述 2) 类似, 限于篇幅这里不再引述。

2. 内压作用下圆柱壳与折边锥壳过渡连接处承受附加总体载荷的设计规则

ASME VIII-2 之 4.3.12 给出了内压作用下圆柱壳与折边锥壳过渡连接处承受附加总体载荷的设计规则。该设计方法是基于 Zick 的压力面积法及 Gilbert 的工作。

折边锥壳示意如图 9-5 所示。对于锥壳大端与圆柱壳连接处, ASME VIII-2 将轴向力 F_L 、弯矩 M_L 处理为当量压力 P_e (具体计算方法按照 ASME VIII-2 表 4.3.7)。当连接处周向平均薄膜应力或轴向平均薄膜应力中的任一者为压缩应力时, 则需要考虑局部失稳。由于 ASME VIII-2 的公式相当繁复, 限于篇幅这里不再一一列出, 具体方法读者可以参考标准。其使用限制条件如下:

$$t_K \geq t_L, r_K \geq 3t_K, \frac{r_K}{R_L} > 0.03, \alpha \leq 60^\circ$$

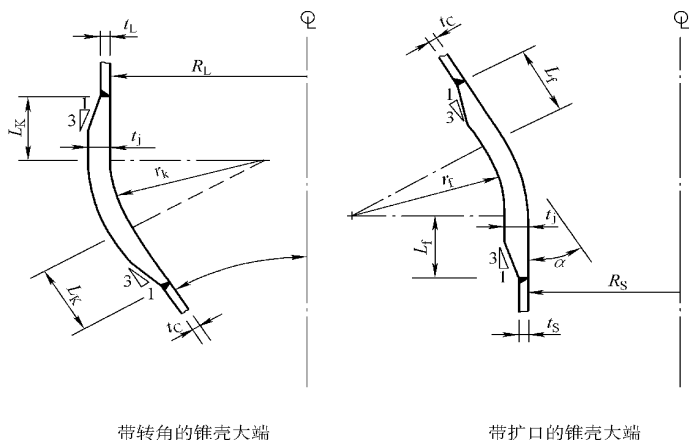


图 9-5 折边锥壳示意图 (引自 ASME VIII-2 图 4.3.9c、d)

对于锥壳小端与圆柱壳连接处, ASME VIII-2 也将轴向力 F_s 和 M_s 处理为当量压力 P_e 方法 (具体计算方法按照规范表 4.3.8)。当连接处无论是周向平均薄膜应力或轴向平

均薄膜应力中的任一者为压缩应力时,则需要考虑局部失稳。由于 ASME VIII-2 的公式相当繁复,限于篇幅这里不再一一列出,具体方法读者可以参考标准。其使用限制条件如下:

$$t_f \geq t_s, r_f \geq 3t_f, \frac{r_f}{R_s} > 0.03, \alpha \leq 60^\circ$$

9.4.5 各标准设计方法的比较

圆柱壳与无折边锥壳过渡连接处,由于结构不连续会导致附加的应力,通常需要在连接处考虑加强,ASME VIII-1 附录 1-5 提供了加强圈加强的设计方法,而 ASME VIII-2 采用整体加强的方法。

ASME VIII-1 附录 1-5 的设计方法,其原理和 ASME VIII-2 不同,所以难以做出比较。然而,当附加载荷导致压缩应力时,ASME VIII-1 只是原则性地提到需要按 U-2 (g) 进行适当的处理,而 ASME VIII-2 则给出了具体设计方法。

9.5 球壳承受局部载荷

9.5.1 WRC 107

关于壳体上局部应力的计算始于 P. P. Bijlaard 20 世纪 50 年代发表的一系列理论分析(基于扁壳方程)论著,这些分析涉及到圆柱壳、球壳在局部载荷作用下所引起的局部应力的计算。作为工程应用, J. L. Mershon 等将 Bijlaard 对圆柱壳和球壳上作用有径向局部外载荷的理论解加以推广,并作成可以直接用于工程计算的计算公式和图表,并且根据实验结果对这些图表作了相应的调整,于 1965 年公布 WRC 第 107 公报,随后又于 1977、2002 年对该公告进行了修订。

WRC 第 107 公报包括球壳和圆柱壳上局部应力计算方法,二者都未涉及介质压力的影响。对于球壳,它可以用于实心或空心的圆形附件(即接管)和实心或空心的方形附件上作用外载荷时的局部应力计算。此外,WRC 第 107 公报只是考虑了外载荷作用下壳体(球壳或圆柱壳)上的应力,对于附件中的应力它没有给出计算方法。

薄壁球壳上设有径向空心或实心附件,作用有如图 9-6 所示的外载荷:径向力 P 、横向力 V_1 、 V_2 、弯矩 M_1 、 M_2 、扭矩 M_T 。

在径向力 P 作用下,见图 9-7a,球壳局部区域受压。作用之一是使球壳在附件边界处 A、B、C、D 四点都产生双向压缩薄膜应力,分别以 σ_x

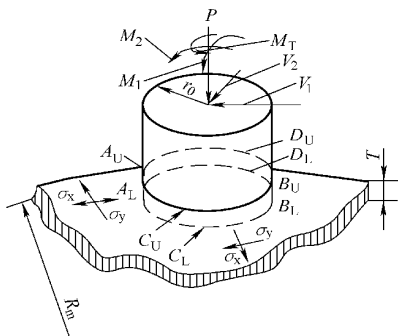


图 9-6 球壳载荷及应力分析示意图

(沿接管之径向)、 σ_y (与 σ_x 垂直, 沿接管周向) 表示。作用之二是使球壳壁 A 、 B 、 C 、 D 四点都产生 σ_x 、 σ_y 的双向弯曲应力, 该弯曲应力沿壁厚线性分布, 外壁 (以下标 U 表示) 弯曲为拉应力, 内壁 (以下标 L 表示) 弯曲为压应力。

作用在球壳上的弯矩 M_1 或 M_2 可转化为大小相等、方向相反的径向力所构成的力偶, 见图 9-7b。因此, 这两个径向力对球壳所引起的应力可以参照图 9-7a 在径向力作用下的分析。以图 9-6 所示的弯矩 M_2 为例, 作用之一是在 B 点引起双向拉伸薄膜应力而在 A 点引起双向压缩薄膜应力。作用之二是使 B 、 A 点产生

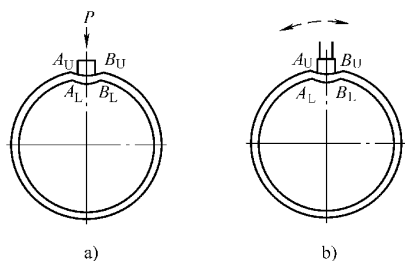


图 9-7 球壳上薄膜应力及弯曲应力分布

沿壁厚线性分布的双向弯曲应力, 在 B 点的外壁表面为压缩而内表面为拉伸, 在 A 点的应力状态和 B 点相反, 即外壁表面为拉伸而内表面为压缩。 C 、 D 点位于弯矩 M_2 作用的中性轴上, 因此既不存在薄膜应力, 又不存在弯曲应力。

相应地, 弯矩 M_1 的作用则使 D 点产生双向拉伸薄膜应力而使 C 点产生双向压缩薄膜应力, 并使 D 、 C 点产生沿壁厚线性分布的双向弯曲应力, 在 D 点的外壁表面为压缩而内表面为拉伸, 在 C 点的应力状态和 D 点相反, 即外壁表面为拉伸而内表面为压缩。 A 、 B 点位于弯矩 M_1 作用的中性轴上, 因此既不存在薄膜应力, 又不存在弯曲应力。

横向力 V_1 在所考虑的球壳截面上引起的剪切应力可以方便地由材料力学分析得到 (剪切应力大小沿着圆周按正弦函数分布, 即 A 、 B 点为零, C 、 D 点最大, 见图 9-8b), 最大值为 $V_1/(\pi r_0 T)$, 当为方形附件时, r_0 用 C_1 即方形附件边长的一半代替。

类似的横向力 V_2 在所考虑的球壳截面上引起的剪切应力, 在 C 、 D 点为零而 A 、 B 点最大, 见图 9-8a, 最大值为 $V_2/(\pi r_0 T)$, 当为方形附件时, r_0 用 C_1 即方形附件边长的一半代替。

扭矩 M_T 作用下, 所考虑的球壳截面上引起的剪切应力是均匀分布的, 见图 9-8c, 大小为 $M_T/(2\pi r_0^2 T)$ 。

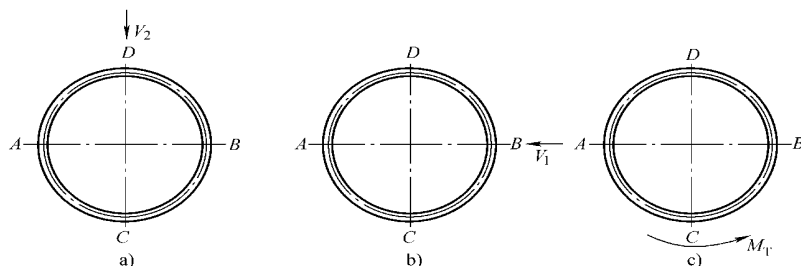


图 9-8 球壳上剪切应力分布

WRC 107 的设计步骤可以总结如下, 以下符号定义均按照 WRC 107 规定:

1) 根据结构的几何参数, 按 WRC 107 之 3.2 计算壳体及附件的无量纲参数。对于实心或空心附件, 壳体参数:

$$\text{圆形附件: } U = \frac{r_0}{\sqrt{R_m T}} \quad (9-21)$$

$$\text{方形附件: } U = \frac{C_1}{0.875 \sqrt{R_m T}} \quad (9-22)$$

当为实心附件时, 只要由壳体参数 U 就可查得计算应力所需的各项系数; 当为空心附件时, 必须用壳体参数 U 和附件参数 γ 、 ρ 一起, 才能查得计算应力所需的各项系数。

$$\text{圆形空心附件: } \gamma = \frac{r_m}{t}, \rho = \frac{T}{t} \quad (9-23)$$

$$\text{方形空心附件: } \gamma = \frac{C_1}{0.875t}, \rho = \frac{T}{t} \quad (9-24)$$

式中, r_0 为圆形附件 (实心或空心) 的外半径; r_m 为圆形空心附件 (即接管) 的平均半径; R_m 为球壳的平均半径; t 为空心附件的厚度; T 为球壳厚度; C_1 为方形附件边长的一半。

2) 根据特定载荷类型 (如径向力 P 、弯矩 M_1 或 M_2), 确定所需要查取的图表, 再根据壳体及附件的无量纲参数获得计算应力所需的系数。

3) 对于实心附件, 按照 WRC 107 表 2 计算球壳上的局部应力, 见表 9-1。对于空心附件, 按照 WRC 107 表 3 计算球壳上的局部应力, 见表 9-2。表中 K_n 为薄膜应力集中系数, K_b 为弯曲应力集中系数, 两者均可在 WRC 107 附录 B 中查取。仅当需要进行疲劳分析时, 各项应力才需要以 K_n 或 K_b 的实际值代入计算; 如不需要进行疲劳分析, 则在计算各项应力时可取 $K_n = K_b = 1.0$ 。

4) 对各种载荷所产生的应力进行组合。

表 9-1 球壳上 (实心附件) 的局部应力计算表格 (引自 WRC 107 表 2)

所用图号	从指定曲线获得下列值	按下列公式计算应力	A_u	A_L	B_u	B_L	C_u	C_L	D_u	D_L
SR-2	$\frac{N_x T}{P} =$	$K_n \left(\frac{N_x T}{P} \right) \frac{P}{T^2} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
SR-2	$\frac{M_x}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
SR-3	$\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	-	+	+
SR-3	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	+	+	-
SR-3	$\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	-	+	+				

(续)

所用图号	从指定曲线获得下列值	按下列公式计算应力	A_u	A_L	B_u	B_L	C_u	C_L	D_u	D_L
SR-3	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	+	+	-				
x 方向(沿接管径向)应力代数和 σ_x										
SR-2	$\frac{N_y T}{P} =$	$K_n \left(\frac{N_y T}{P} \right) \frac{P}{T^2} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
SR-2	$\frac{M_y}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_y}{P} \right) \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
SR-3	$\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	-	+	+
SR-3	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	+	+	-
SR-3	$\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	-	+	+				
SR-3	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	+	+	-				
y 方向(沿接管周向)应力代数和 σ_y										
由 V_1 引起的剪切应力	$\frac{V_1}{\pi r_0 T} =$						-	-	+	+
由 V_2 引起的剪切应力	$\frac{V_2}{\pi r_0 T} =$		+	+	-	-				
由 M_T 引起的剪切应力	$\frac{M_T}{2\pi r_0^2 T} =$		+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和 τ										

组合应力强度:

1) 当 $\tau \neq 0$ 时, S 为下面绝对数值较大者:

$$S = 0.5(\sigma_x + \sigma_y \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}) \text{ 或 } \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

2) 当 $\tau = 0$ 时, S 为下面数值较大者: $S = \sigma_x, \sigma_y$ 或 $(\sigma_x - \sigma_y)$

表 9-2 球壳上(空心附件)的局部应力计算表格(引自 WRC 107 表 3)

所用图号	从指定曲线获得下列值	按下列公式计算应力	A_u	A_L	B_u	B_L	C_u	C_L	D_u	D_L
SP-1 ~ SP10	$\frac{N_x T}{P} =$	$K_n \left(\frac{N_x T}{P} \right) \frac{P}{T^2} =$	-	-	-	-	-	-	-	-

(续)

所用图号	从指定曲线获得下列值	按下列公式计算应力	A_u	A_L	B_u	B_L	C_u	C_L	D_u	D_L
SP-1 ~ SP10	$\frac{M_x}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
SM-1 ~ SM10	$\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	-	+	+
SM-1 ~ SM10	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	+	+	-
SM-1 ~ SM10	$\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	-	+	+				
SM-1 ~ SM10	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	+	+	-				
x 方向(沿接管径向)应力代数和 σ_x										
SP-1 ~ SP10	$\frac{N_y T}{P} =$	$K_n \left(\frac{N_y T}{P} \right) \frac{P}{T^2} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
SP-1 ~ SP10	$\frac{M_y}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_y}{P} \right) \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
SM-1 ~ SM10	$\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	-	+	+
SM-1 ~ SM10	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} =$	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$					-	+	+	-
SM-1 ~ SM10	$\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	-	+	+				
SM-1 ~ SM10	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} =$	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}} =$	-	+	+	-				
y 方向(沿接管周向)应力代数和 σ_y										
由 V_1 引起的剪切应力	$\frac{V_1}{\pi r_0 T} =$						-	-	+	+
由 V_2 引起的剪切应力	$\frac{V_2}{\pi r_0 T} =$		+	+	-	-				
由 M_T 引起的剪切应力	$\frac{M_T}{2\pi r_0^2 T} =$		+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和 τ										

组合应力强度:

1) 当 $\tau \neq 0$ 时, S 为下面绝对数值较大者:

$$S = 0.5(\sigma_x + \sigma_y \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}) \text{ 或 } \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

2) 当 $\tau = 0$ 时, S 为下面数值较大者: $S = \sigma_x, \sigma_y$ 或 $(\sigma_x - \sigma_y)$

5) 使用限制条件及注意事项。WRC 107 附录 A 规定的用于球壳上局部应力计算的限制条件如下:

对于 $\frac{D_m}{T} > 55$ 的薄壁球壳, 用于 $\frac{d_m}{D_m} \leq 1/3$

当 $\frac{D_m}{T} = 20$ 时, 仅能用于 $\frac{d_m}{D_m} \leq 0.17$

WRC 107 提供了如图 9-6 所示的球壳附件边界 A、B、C、D 处内外壁共计八处的应力计算方法。然而, WRC 107 之 3.3.5 指出, 组合载荷所导致的最大应力强度并不一定出现在上述位置。对此问题, 有兴趣的读者可以参考参考文献 [36], 限于篇幅这里不再引述。

WRC 107 还说明, 公报所提供的方法仅指计算壳体上的应力而未计算接管上的应力。要注意的是, 当球壳上的开孔接管并未采取补强措施或仅在球壳上补强而未在接管上补强时, 在接管上的应力有可能会超过壳体上的应力。

当任一外加载荷作用方向和图 9-6 方向相反时, 由表 9-1 或表 9-2 表示该载荷所引起的应力方向应取相反符号。

当用于椭圆形或碟形封头的球面部分所设置的径向附件时, 在表 9-1 或表 9-2 各式中的 R_m 项以封头的球面处的平均半径值代入。

当 WRC 107 用于球壳上空心附件时, 必须是径向平齐接管而不适用于内伸接管, 当然也不适用于非径向接管。

WRC 107 未考虑介质压力的影响, 特别是对于开孔接管的情况如何考虑介质压力的影响是设计者所要面对的一个问题。此外, WRC 107 也没有给出组合应力的评定方法, 设计者可以根据 ASME VIII-2 的应力分类的方法来处理。

9.5.2 PD 5500

PD 5500 之附录 G.2.4 及 G.2.5 分别提供了球壳上设有实心及空心 (即接管) 圆形附件在外载荷作用下球壳局部应力的计算方法。

1. 实心附件作用外载荷

PD 5500 也采用了 P. P. Bijlaard 在未开孔球壳作用有外载荷时的应力分析方法, 即和 WRC 107 采用同样的理论分析, 只是所采用的工程处理方法有所不同。

对于圆形实心附件, 壳体在径向力 W (图 9-9) 及在弯矩 M (图 9-10) 作用下, 产生内力 (N_x 、 N_ϕ) 及内力矩 (M_x 、 M_ϕ)。如果求解了壳体内的内力及内力矩, 则可以获得壳体的应力分部。

PD 5500 的设计步骤可以总结如下, 以下符号定义均按照 PD 5500 附录 G:

1) 根据几何尺寸, 计算无量纲参数 s 及 u :

$$s = \frac{1.82x}{\sqrt{rt}} \quad (9-25)$$

$$u = \frac{1.82r_0}{\sqrt{rt}} \quad (9-26)$$

式中, r 为球壳平均半径; t 为球壳厚度; r_0 为附件半径。对于方形附件可按 $r_0 = C_x$ (C_x 为方形附件边长的一半) 考虑; 对于矩形附件, 可按 $r_0 = \sqrt{C_x C_\phi}$ 考虑 (C_x 、 C_ϕ 分别为矩形附件两边长的一半)。

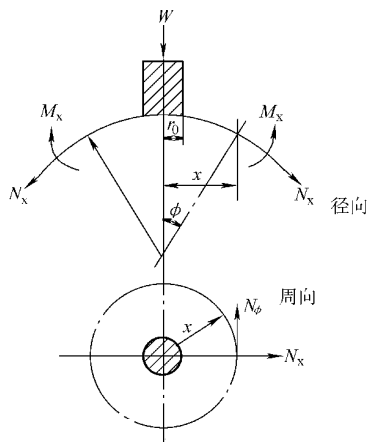


图 9-9 球壳承受径向力

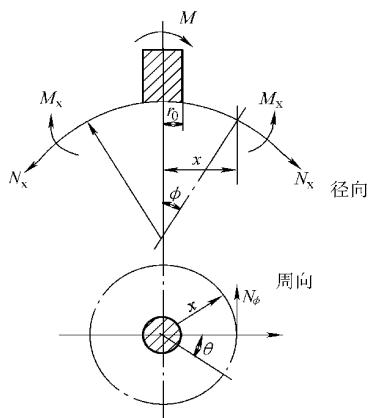


图 9-10 球壳承受弯矩

2) 在径向力 W (图 9-9) 作用下, 由无量纲参数 s 及 u 按 PD 5500 图 G. 2. 4-4 ~ 图 G. 2. 4-7, 获得计算各项内力、内力矩所需要的系数, 并按下列公式计算内力、内力矩:

$$M_x = M_x \text{ 曲线的纵坐标} \times W \quad (9-27)$$

$$M_\phi = M_\phi \text{ 曲线的纵坐标} \times W \quad (9-28)$$

$$N_x = N_x \text{ 曲线的纵坐标} \times W/t \quad (9-29)$$

$$N_\phi = N_\phi \text{ 曲线的纵坐标} \times W/t \quad (9-30)$$

3) 在弯矩 M (图 9-10) 作用下, 由无量纲参数 s 及 u 按 PD 5500 图 G. 2. 4-10 ~ 图 G. 2. 4-13, 获得计算各项内力、内力矩所需要的系数, 并按下列公式计算内力、内力矩:

$$M_x = M_x \text{ 曲线的纵坐标} \times \frac{M \cos \theta}{\sqrt{rt}} \quad (9-31)$$

$$M_\phi = M_\phi \text{ 曲线的纵坐标} \times \frac{M \cos \theta}{\sqrt{rt}} \quad (9-32)$$

$$N_x = N_x \text{ 曲线的纵坐标} \times \frac{M \cos \theta}{t \sqrt{rt}} \quad (9-33)$$

$$N_\phi = N_\phi \text{ 曲线的纵坐标} \times \frac{M \cos \theta}{t \sqrt{rt}} \quad (9-34)$$

4) 将径向力 W 和弯矩 M 所导致的内力 N_x 、 N_ϕ 及内力矩 M_x 、 M_ϕ 分别叠加后, 按下列公式计算各项应力:

$$\text{经向应力: } f_x = \frac{N_x}{t} \pm \frac{6M_x}{t^2} \quad (9-35)$$

$$\text{周向应力: } f_\phi = \frac{N_\phi}{t} \pm \frac{6M_\phi}{t^2} \quad (9-36)$$

5) 使用限制条件及注意事项。PD 5500 之附录 G. 2. 4. 1 指出, 该方法没有考虑到 $r_0/r > 1/3$ 的情况。同时, 该方法也未计及介质压力的影响。

当用于椭圆形或碟形封头的球面部分所设置的径向附件时, 在上述各式中的 r 项以封头的球面处的平均半径值代入。

PD 5500 所列出的图表不仅可以求取附件边缘处的内力和内力矩, 而且可以求出离附件边缘处任意距离地区的内力和内力矩。

PD 5500 之 G. 2. 4. 2 指出, 内压的作用会减小外载荷在壳体中所导致的应力和变形, 然而此减小效应有限, 通常在计算中可以忽略。

对应力评定, PD 5500 之 A. 3. 3. 1 指出, 对于附件或支座处的壳体, 设计条件下内压和外载荷导致的应力极限需要满足如下条件:

①薄膜应力强度不超过 $1.2f$ 。

②薄膜应力强度和弯曲应力强度之和不超过 $2.0f$ 。

对于带垫板 (或加强板) 的附件, 外载荷导致的内力或内力矩在壳体及垫板之间如何分配 (或壳体、垫板中的应力分布) 是要考虑的一个重要问题, 但 PD 5500 没有提供设计方法。

PD 5500 之 G. 2. 4. 4 还提供了外载荷作用下球壳挠度和转角的计算方法。

2. 空心附件 (接管) 作用外载荷

PD 5500 之附录 G. 2. 5 提供了空心圆形附件 (即接管) 在外载荷如径向推力 Q 、力矩 M 及横向推力 S 作用下接管连接处球壳上所引起的最大应力的计算方法。对于介质压力 P 的影响, PD 5500 采用了 F. A. Leckie 和 R. K. Penny 提出的球壳上开有径向接管时在内压和附加外载荷作用下的应力集中系数方法。Leckie 和 Penny 的理论并不仅限于扁壳, 它提供了比 Bijlaard 方法 (即 WRC 107) 具有更大 d/D (≤ 0.5) 范围及更好计算精度的方法。

PD 5500 的设计步骤可以总结如下, 以下符号定义均按照 PD 5500 附录 G:

1) 根据几何尺寸, 计算球壳和接管相关的无量纲参数:

$$\rho = \frac{r}{R} \sqrt{\frac{R}{T'}}, \frac{t}{T'}, \frac{R}{T'} \quad (9-37)$$

式中, R 为球壳的平均半径; r 为接管平均半径; t 为接管厚度; T' 为靠近接管处壳体壁厚。

2) 根据载荷类型 (P 、 Q 、 M 、 S) 及接管是否内伸, 按 PD 5500 图 G. 2. 5-1 ~ 图 G. 2. 5-8 确定所需的应力集中系数 $s. c. f.$, 并按下列公式计算各外载荷在壳体中所导致的最大应力:

$$\text{由压力 } P \text{ 引起的最大应力: } \sigma_{\max} = s. c. f. \times \frac{PR}{2T'} \quad (9-38)$$

$$\text{由径向推力 } Q \text{ 引起的最大应力: } \sigma_{\max} = s. c. f. \times \frac{Q}{2\pi r T' \sqrt{\frac{R}{T'}}} \quad (9-39)$$

$$\text{由力矩 } M \text{ 引起的最大应力: } \sigma_{\max} = s. c. f. \times \frac{M}{\pi r^2 T' \sqrt{\frac{R}{T'}}} \quad (9-40)$$

$$\text{由横向推力 } S \text{ 引起的最大应力: } \sigma_{\max} = s. c. f. \times \frac{S}{2\pi r T'} \quad (9-41)$$

注意: G. 2. 5. 1. 1 指出, 靠近接管处壳体壁厚, 仅当在球壳的补强有效区范围 (即 $L_s = \sqrt{De_{rs}}$, 具体定义参见 PD 5500 之 3. 5. 4. 1) 以内壳体壁厚都为 T' 值时在上述各结构参数中才能以 T' 代入; 否则, 如以 T' 值计算上述各结构参数, 则由各结构参数所查得的应力集中系数 $s. c. f.$ 值偏小。然而, 即使在球壳的补强有效区范围以内壳体壁厚都为 T' 值时, 对于 ρ 较小且 t/T' 较大的情况, 由上述方法计算得到的应力会偏小, 对于此问题规范目前还没有给出解决方法。

3) 应力的组合及评定。PD 5500 附录 G. 2. 5. 6 指出, 可以将上述各种载荷所导致的最大应力直接相加而获得一个比较保守的结果。PD 5500 附录 A. 3. 3. 2 指出, 设计条件下内压和外载荷在壳体开孔处所导致的薄膜应力强度和弯曲应力强度之和不得超过 $2.25f$ 。

4) 使用限制条件及注意事项。对于 $\rho = \frac{r}{R} \sqrt{\frac{R}{T'}}$ 及 $\frac{t}{T'}$ 的适用范围, 参见 PD 5500 图 G. 2. 5-1 ~ 图 G. 2. 5-8。

PD 5500 对于平齐及内伸接管分别给出了处理方法, 即: 应力集中系数 $s. c. f.$ 按两种不同的结构方式提供不同的附图。PD 5500 规定如接管的内伸长度小于 $2\sqrt{rt}$, 即使接管内伸也只能按平齐接管处理。

PD 5500 之 G. 2. 5. 1. 1 指出, 图 G. 2. 5-1 ~ 图 G. 2. 5-8 所提供的应力集中系数 $s. c. f.$ 是基于最大主应力理论得出的。

该方法既可用于球壳在接管附近有局部加厚补强时的情况, 也适用于未采用局部补强的情况。

对于碟形封头或椭圆形封头上的径向接管, 应限定接管位于封头的球面部分。

PD 5500 之 G. 2. 5. 1. 1 指出, 该方法给出了不同外载荷单独作用下球壳上的最大应力, 而没有给出接管上最大应力。这是因为一般情况下接管上的应力小于球壳上的应力。然而, PD 5500 又指出, 对于非常薄的接管, 接管壁中的应力可能会高于球壳上的应力, 在使用时应予注意。PD 5500 之 G. 2. 5. 6 说明该方法给出了不同外载荷单独作用下球壳上的最大应力, 但未指明具体位置。此外, PD 5500 附录 G2. 6 还考虑了循环载荷作用下结构的安定性问题。

3. 其他

PD 5500 之附录 G2. 8. 2 给出了球壳在局部载荷作用下的另一设计规则。该方法和 EN 13445 的方法是一致的, 所以这里不再重复。

9.5.3 EN 13445

EN 13445-3 之 16.4 给出了球壳上接管作用外载荷时的设计方法,并考虑了介质压力的影响。其理论基础是基于应力分析和极限载荷分析方法。极限载荷是基于 N. Kiewewetter 和 Wölfel 的理论分析,而应力分析吸取了 Leckie 和 Penny 的设计方法。

EN 13445 的设计步骤可以总结如下,以下符号定义均按照 EN 13445-3 之 16.4:

1) 确定基本几何尺寸——接管厚度 e_b 、球壳与补强圈组合后的分析厚度 e_c 、球壳平均半径 R 、接管平均直径 d 及补强圈的宽度 L ,并计算无量纲参数 κ 及 λ_s 。

$$\kappa = \min \left(\frac{2f_b e_b}{f e_c} \sqrt{\frac{e_b}{d}}; 1.0 \right) \quad (9-42)$$

$$\lambda_s = \frac{d}{\sqrt{R e_c}} \quad (9-43)$$

标准指出对于实心附件,即球壳上不开孔时 $\kappa = 1.0$ 。

2) 根据几何尺寸及 λ_s ,按照标准给定的公式和图表计算各单独载荷的最大许用值,即最大许用压力 $P_{\max}$ 、最大许用轴向载荷 $F_{Z,\max}$ 以及最大许用弯矩 $M_{B,\max}$ 。其中, $P_{\max}$ 是根据 EN 13445-3 第 9 章中球壳开孔补强的计算方法获得的。

$$P_{\max} = \frac{(Af_s + Af_w)f_s + Af_b f_{ob} + Af_p f_{op}}{(Ap_s + Ap_b + 0.5Ap_\varphi) + 0.5(Af_s + Af_w + Af_b + Af_p)} \quad (9-44)$$

$$F_{Z,\max} = f e_c^2 (1.82 + 2.4 \sqrt{1 + \kappa \lambda_s} + 0.91 \kappa \lambda_s^2) \quad (9-45)$$

$$M_{B,\max} = f e_c^2 \frac{d}{4} (4.9 + 2.0 \sqrt{1 + \kappa \lambda_s} + 0.91 \kappa \lambda_s^2) \quad (9-46)$$

3) 计算各载荷的比例系数 Φ_p (压力)、 Φ_z (轴向载荷) 和 Φ_B (弯矩),各个单独载荷不得超过其最大许用值。

$$\Phi_p = \frac{P}{P_{\max}} \leq 1.0 \quad (9-47)$$

$$\Phi_z = \frac{F_z}{F_{Z,\max}} \leq 1.0 \quad (9-48)$$

$$\Phi_B = \frac{M_B}{M_{B,\max}} \leq 1.0 \quad (9-49)$$

4) 考虑各载荷的组合作用:

$$\max(|\Phi_p + \Phi_z|; |\Phi_z|; |\Phi_p - 0.2\Phi_z|) + |\Phi_B| \leq 1.0 \quad (9-50)$$

5) 如果补强圈的宽度 $L < \sqrt{R(e_a + e_2)}$,用 $d = d_2$ (即补强圈外径) 及 $e_c = e_a$ (即壳体厚度),按照步骤 1)~4) 计算补强圈外缘各载荷的比例系数及各载荷的组合作用。

6) 考虑载荷波动范围 ΔP 、 ΔF_z 、 ΔM_B ,并计算应力 σ_p 、 σ_{Fz} 、 σ_{MB} 及热应力 σ_T 。

$$\sigma_p = scf_p \left(\frac{\Delta P R}{2e_{eq}} \right) \quad (9-51)$$

$$\sigma_{FZ} = scf_z \left(\frac{\Delta F_z}{\pi d e_{eq}} \right) \sqrt{\frac{R}{e_{eq}}} \quad (9-52)$$

$$\sigma_{MB} = scf_M \left(\frac{4 \Delta M_B}{\pi d^2 e_{eq}} \right) \sqrt{\frac{R}{e_{eq}}} \quad (9-53)$$

式中, scf_p 、 scf_z 和 scf_M 为应力集中系数, 可按 EN 13445-3 图 16.4-3 ~ 图 16.4-8 查取; e_{eq} 为接管边缘壳体的等效厚度, 按式 (9-57) 确定, 它考虑了补强圈的影响。

可采用适当的方法 (例如 PD 5500 附录 G.4 给出的方法) 计算由于接管和壳体的温差而引起的热应力 σ_T 。

7) 载荷波动所产生的应力及热应力组合后, 应满足以下安定性要求:

$$|\sigma_T + \sqrt{\sigma_p^2 + (\sigma_{FZ} + \sigma_{MB})^2}| \leq 3.0f \quad (9-54)$$

8) 校核接管的纵向应力及接管的轴向稳定性:

$$\frac{Pd}{4e_b} + \frac{4M_B}{\pi d^2 e_b} + \frac{F_z}{\pi d e_b} \leq f_b \quad (\text{纵向应力校核}) \quad (9-55)$$

$$\frac{M_B}{M_{\max}} + \frac{F_z}{F_{\max}} \leq 1.0 \quad (\text{稳定性校核}) \quad (9-56)$$

9) EN 13445 方法的使用限制条件及注意事项。EN 13445-3 之 16.4.3 给出了使用的限制条件如下:

$$\textcircled{1} 0.001 \leq \frac{e_a}{R} \leq 1.0。$$

$$\textcircled{2} \text{ 与任何局部载荷的距离不小于 } \sqrt{Re_c}。$$

$$\textcircled{3} \text{ 所考虑的接管长度不小于 } \sqrt{de_b}。$$

其中, e_a 为球壳厚度; R 为球壳平均半径; e_c 为球壳与补强圈组合后的分析厚度; d 为接管的平均直径; e_b 为接管厚度。

对于接管补强圈的影响, PD 5500 只是给出了补强圈的宽度不小于某一规定数值时 (见 9.5.2 节) 的处理方法。EN 13445 对补强圈宽度没有限制, EN 13445-3 之 16.4.7.2 供了壳体等效厚度的计算方法:

$$e_{eq} = e_a + \min \left(\frac{e_2 L}{\sqrt{R(e_a + e_2)}}; e_2 \right) \times \min \left(\frac{f_2}{f}; 1 \right) \quad (9-57)$$

对于空心附件, EN 13445 的方法不但适用于平齐接管, 而且也适用于内伸接管。

EN 13445 认为横向力和扭矩对计算的影响较小, 所以没有计及上述外载荷的影响。对于不同外载荷及压力组合的评定是非常棘手的问题, 到目前为止此问题尚未完全解决。EN 13445 目前采用式 (9-50) 所规定的线性组合控制, 这样将导致一个比较保守的结果。

9.5.4 综合比较

总体而言, 和 WRC 107 及 PD 5500 相比 EN 13445 所引用的图表较少, 且 EN 13445

直接考虑外载荷而无需计算应力,所以使用相对容易。对于各个标准或公报的适用范围及注意事项,读者可以参阅相应各节,这里不再重复。各个标准或公报之间的主要区别,详见表 9-3。

表 9-3 球壳承受局部载荷设计方法的对比

结构类型	比 较 项 目	WRC 107	PD 5500	EN 13445
球壳未开孔	理论基础	基于 Bijlaard 的理论分析	基于 Bijlaard 的理论分析	基于极限载荷和应力分析的方法
	具体位置处,由各类外载荷所导致的应力	考虑壳体 A、B、C、D 四点处内外壁的应力	除计算载荷作用区域边界处的应力外,也可计算载荷作用区域外的应力	考虑各类外载荷的极限值,并不计算具体点的应力
	附件中的应力	没有考虑	没有考虑	考虑了接管的纵向应力及稳定性
	补强板的影响及补强板中的应力分布	没有提及	没有提及	考虑了补强板的影响,但没有给出补强板中的应力分布
	介质压力的影响	没有提及	G. 2. 4. 2 给出保守估计方法	给出具体方法
	应力组合	给出具体方法	给出具体方法	考虑各外载荷的极限值及其组合作用
	应力评定	参考 ASME VIII-2 应力分类方法: $P_L \leq 1.5S_m(P_L + Q)$ 波动范围 $\leq 3S_m$	A. 3. 3. 2 规定:薄膜应力强度 $\leq f$ 薄膜应力强度与弯曲应力强度之和 $\leq 2.0f$	考虑各外载荷的极限值及其组合作用
	安定性分析	没有提及	没有提及	没有提及
	壳体挠度、转角计算	没有提及	G. 2. 4. 4 给出具体方法	没有提及
球壳开孔 接管	理论基础	基于 Bijlaard 的理论分析	基于 Leckie 和 Penny 的理论分析	基于极限载荷和应力分析的方法
	具体位置处,由各类外载荷所导致的应力	考虑壳体 A、B、C、D 四点处内外壁的应力	给出不同外载荷单独作用下球壳上的最大应力,但未指明具体位置	考虑各类外载荷的极限值,并不计算具体点的应力值
	内伸接管	不适用	适用	适用
	接管应力	没有考虑	没有考虑	考虑了接管的纵向应力及稳定性
	接管补强圈的影响	没有提及	补强圈宽度大于规定值后可以考虑其作用	补强圈宽度没有限制,均可考虑其作用

(续)

结构类型	比较项目	WRC 107	PD 5500	EN 13445
球壳开孔接管	介质压力的影响	没有提及	考虑了介质压力的影响	考虑了介质压力的影响
	应力组合	给出具体方法	G. 2. 5. 6 给出保守估计方法	考虑各外载荷的极限值及其组合作用
	应力评定	参考 ASME VIII-2 应力分类方法: $P_L \leq 1.5S_m(P_L + Q)$ 波动范围 $\leq 3S_m$	A. 3. 3. 2 规定: 薄膜应力强度与弯曲应力强度之和 $\leq 2.25f$	考虑各外载荷的极限值及其组合作用
	安定性分析	没有提及	G2. 6 给出具体方法	给出具体方法
	壳体挠度、转角计算	没有提及	没有提及	没有提及

9.6 圆柱壳承受局部载荷

9.6.1 WRC 107

WRC 107 对于圆柱壳, 由于它以未开孔的圆柱壳作为力学模型, 所以它仅适用于圆形、方形或矩形附件上作用外载荷时的局部应力计算, 而不适用于开孔接管上作用外载荷时的局部应力计算。

当薄壁圆柱壳上设有实心附件并作用有如图 9-11 所示的外载荷: 径向力 P , 横向力 V_L 、 V_C , 轴向弯矩 M_L , 周向 M_C 、扭矩 M_T 。WRC 107 提供了圆柱壳壁 A 、 B 、 C 、 D 四点外壁 (以下标 U 表示) 及内壁 (以下标 L 表示) 在外载荷作用下应力计算的方法。

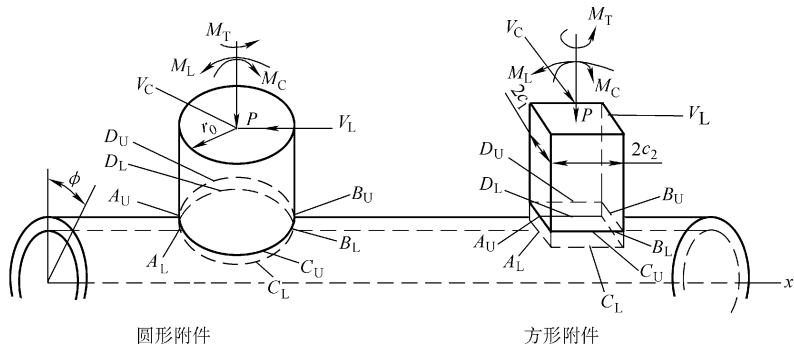


图 9-11 圆柱壳上圆形、方形附件所受外载荷示意图

WRC 107 的设计步骤可以总结如下, 以下符号定义均按照 WRC 107 规定:

- 1) 根据结构的几何参数, 按 WRC 107 之 4.2 计算壳体及附件的无量纲参数。

$$\text{壳体参数:} \quad \gamma = \frac{R_m}{T} \quad (9-58)$$

$$\text{圆形附件:} \quad \beta = \frac{0.875r_0}{R_m} \quad (9-59)$$

$$\text{方形附件:} \quad \beta = \beta_1 = \frac{C_1}{R_m} = \beta_2 = \frac{C_2}{R_m} \quad (9-60)$$

式中, R_m 为圆柱壳的平均半径; T 为圆柱壳厚度; r_0 为附件平均半径; C_1 、 C_2 为方形或矩形附件边长的一半。

当为矩形附件时, 要根据载荷类型, 按表 9-4 作出不同的处理。

表 9-4 不同的载荷作用下矩形附件的参数 β 计算表

载荷类型	参 数 β	备 注
径向载荷 P	$\beta = \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{\beta_1}{\beta_2} - 1 \right) (1 - K_1) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$	$\frac{\beta_1}{\beta_2} > 1, K_1$ 由要求取的内力、内力矩种类按 WRC 107 表 6 查找
	$\beta = \left[1 - \frac{4}{3} \left(1 - \frac{\beta_1}{\beta_2} \right) (1 - K_2) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$	$\frac{\beta_1}{\beta_2} < 1, K_2$ 由要求取的内力、内力矩种类按 WRC 107 表 6 查找
周向弯矩 M_c	计算内力 N_ϕ 或 N_x 时, $\beta = \sqrt[3]{\beta_1^2 \beta_2}$ 。由此 β 值在相应图中查得 $N_i (R_m^2 \beta) / M_c$ 再乘以系数 C_c	系数 C_c 由要求取的内力种类按 WRC 107 表 7 查找
	计算内力矩 M_ϕ 或 M_x 时, $\beta = K_c \sqrt[3]{\beta_1^2 \beta_2}$	系数 K_c 由要求取的内力矩种类按 WRC 107 表 7 查找
轴向弯矩 M_L	计算内力 N_ϕ 或 N_x 时 $\beta = \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2}$ 。由此 β 值在相应图中查得 $N_i (R_m^2 \beta) / M_L$ 再乘以系数 C_L	系数 C_L 由要求取的内力种类按 WRC 107 表 8 查找
	计算内力矩 M_ϕ 或 M_x 时, $\beta = K_L \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2}$	系数 K_L 由要求取的内力矩种类按 WRC 107 表 8 查找

注: ϕ 方向为周向, x 方向为纵向; N_i 是内力 N_ϕ 或 N_x 的总称。

2) 根据特定载荷类型 (如径向力 P 、周向弯矩 M_c 、纵向弯矩 M_L) , 确定所需要查取的图表, 再由壳体及附件的无量纲参数 γ 、 β 获取计算应力所需的系数。

3) 按照 WRC 107 表 5 (见本文表 9-5) 计算圆柱壳上的局部应力。表中 K_n 为薄膜应力集中系数, K_b 为弯曲应力集中系数, 两者均可在 WRC 107 附录 B 中查取。仅当需要进行疲劳分析时, 各项应力才需要以 K_n 或 K_b 的实际值代入计算; 如不需要进行疲劳分析, 则在计算各项应力时可取 $K_n = K_b = 1.0$ 。

4) 对各种载荷所产生的应力进行组合。

表 9-5 圆柱壳上的局部应力计算表格 (引自 WRC 107 表 5)

所用图号	从指定曲线获得下列值	按下列公式计算应力	A_u	A_L	B_u	B_L	C_u	C_L	D_u	D_L
3C 或 4C	$\frac{N_\phi}{P/R_m} =$	$K_n \left(\frac{N_\phi}{P/R_m} \right) \frac{P}{R_m T} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
1C 或 2C-1	$\frac{M_\phi}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_\phi}{P} \right) \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
3A	$\frac{N_\phi}{M_C/(R_m^2\beta)} =$	$K_n \left(\frac{N_\phi}{M_C/(R_m^2\beta)} \right) \frac{M_C}{T(R_m^2\beta)} =$					-	-	+	+
1A	$\frac{M_\phi}{M_C/(R_m\beta)} =$	$K_b \left(\frac{M_\phi}{M_C/(R_m\beta)} \right) \frac{6M_C}{T^2(R_m\beta)} =$					-	+	+	-
3B	$\frac{N_\phi}{M_L/(R_m^2\beta)} =$	$K_n \left(\frac{N_\phi}{M_L/(R_m^2\beta)} \right) \frac{M_L}{T(R_m^2\beta)} =$	-	-	+	+				
1B 或 2B-1	$\frac{M_\phi}{M_L/(R_m\beta)} =$	$K_b \left(\frac{M_\phi}{M_L/(R_m\beta)} \right) \frac{6M_L}{T^2(R_m\beta)} =$	-	+	+	-				
Φ 方向 (周向) 应力代数和 σ_ϕ										
3C 或 4C	$\frac{N_x}{P/R_m} =$	$K_n \left(\frac{N_x}{P/R_m} \right) \frac{P}{R_m T} =$	-	-	-	-	-	-	-	-
1C-1 或 2C	$\frac{M_x}{P} =$	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2} =$	-	+	-	+	-	+	-	+
4A	$\frac{N_x}{M_C/(R_m^2\beta)} =$	$K_n \left(\frac{N_x}{M_C/(R_m^2\beta)} \right) \frac{M_C}{T(R_m^2\beta)} =$					-	-	+	+
2A	$\frac{M_x}{M_C/(R_m\beta)} =$	$K_b \left(\frac{M_x}{M_C/(R_m\beta)} \right) \frac{6M_C}{T^2(R_m\beta)} =$					-	+	+	-
4B	$\frac{N_x}{M_L/(R_m^2\beta)} =$	$K_n \left(\frac{N_x}{M_L/(R_m^2\beta)} \right) \frac{M_L}{T(R_m^2\beta)} =$	-	-	+	+				
2B 或 2B-1	$\frac{M_x}{M_L/(R_m\beta)} =$	$K_b \left(\frac{M_x}{M_L/(R_m\beta)} \right) \frac{6M_L}{T^2(R_m\beta)} =$	-	+	+	-				
x 方向 (纵向) 应力代数和 σ_x										
由 M_T 引起的剪切应力		$\tau_{x\phi} = \tau_{\phi x} = \frac{M_T}{2\pi r_0^2 T}$	+	+	+	+	+	+	+	+
由 V_C 引起的剪切应力		$\tau_{x\phi} = \frac{V_C}{\pi r_0 T}$	+	+	-	-				
由 V_L 引起的剪切应力		$\tau_{x\phi} = \frac{V_L}{\pi r_0 T}$					-	-	+	+
剪切应力代数和 τ										

组合应力强度

1) 当 $\tau \neq 0$ 时, S 为下面绝对数值较大者:

$$S = 0.5(\sigma_x + \sigma_\phi \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2}) \text{ 或 } \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2}$$

2) 当 $\tau = 0$ 时, S 为下面数值较大者: $S = \sigma_x, \sigma_\phi$ 或 $(\sigma_x - \sigma_\phi)$

5) 使用限制条件及注意事项。对于作用有径向载荷 P 的圆柱壳, 圆柱壳长度必须大于圆柱壳平均半径 R_m 。对于作用有外力矩 M_i 的圆柱壳, 如附件偏离于圆柱壳中心, 则附件边缘到圆柱壳端部的距离不得小于 $R_m/2$ 。

WRC 107 提供了如图 9-11 所示的圆柱壳附件边界 A 、 B 、 C 、 D 处内外壁共计八点处的应力计算方法。然而, 组合载荷所导致的最大应力强度并不一定出现在上述位置。对此问题, 有兴趣的读者可以参考文献 [36], 限于篇幅这里不再引述。

当任一外加载荷作用方向和图 9-11 方向相反时, 由表 9-5 表示该载荷所引起的应力方向应取相反符号。

WRC 107 只考虑了外载荷作用下壳体上的应力, 对于附件中的应力并没有给出计算方法。WRC 107 也没有考虑介质压力的影响。此外, WRC 107 也没有给出组合应力的评定方法, 设计者可以根据 ASME VIII-2 应力分类的方法来处理。

9.6.2 WRC 297

由于 WRC 107 不能用于圆柱壳开孔接管的情况, 为此, J. L. Mershon 等人根据 C. R. Steele 对两个垂直相交的薄壁圆柱壳理论而提出了在接管上作用有外力、外力矩时在圆柱壳和接管壁上的局部应力计算方法, 于 1984 年以 WRC 107 补充的形式公布于 WRC 297 公报中, 随后又于 1987 年对该公告进行了修订。

薄壁圆柱壳上开孔接管附加有如图 9-12 所示的外载荷: 径向力 P 、纵向力 V_L 、周向力 V_C 、纵向弯矩 M_L 、周向弯矩 M_C 、扭矩 M_T 。WRC 297 提供了圆柱壳壁及接管壁 A 、 B 、 C 、 D 四点外壁 (以下标 U 表示) 及内壁 (以下标 L 表示) 在外载荷作用下应力计算的方法。

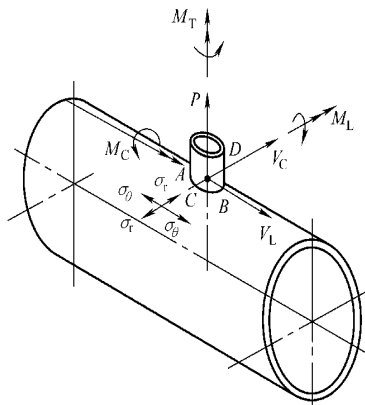


图 9-12 圆柱壳开孔接管处外载荷示意图

WRC 297 的设计步骤可以总结如下, 以下符号定义均按照 WRC 297 规定:

1) 由结构的几何参数, 计算下列无量纲参数:

$$\lambda = \frac{d}{D} \sqrt{\frac{D}{T}}, \frac{d}{t}, \frac{T}{t}$$

式中, D 为圆柱壳平均直径; T 为圆柱壳厚度; d 为接管外径; t 为接管厚度。

2) 根据特定载荷类型 (P 、 M_C 、 M_L), 按 WRC 297 之表 1 确定所需要查取的图表, 再根据壳体及接管的无量纲参数 λ , d/t , T/t 获得计算应力所需的系数。

3) 按照 WRC 297 之 3.1 规定分别计算壳体及接管上的应力。本书已按 WRC 297 的规定将壳体及接管的应力计算公式及应力方向归纳汇总于表 9-6、表 9-7。

4) 对各外载荷所产生的应力进行组合。

表 9-6 WRC 297 圆柱壳上的局部应力计算表格

所用图号	从指定曲线获得下列值	按下列公式计算应力	A_u	A_L	B_u	B_L	C_u	C_L	D_u	D_L
18-22	$\frac{N_\theta T}{P} =$	$\left(\frac{N_\theta T}{P}\right)\frac{P}{T^2} =$	+	+	+	+	+	+	+	+
13-17	$\frac{M_\theta}{P} =$	$\left(\frac{M_\theta}{P}\right)\frac{6P}{T^2} =$	+	-	+	-	+	-	+	-
36-40	$\frac{N_\theta Td}{M_C} =$	$\left(\frac{N_\theta Td}{M_C}\right)\frac{M_C}{T^2 d} =$					-	-	+	+
32-35	$\frac{M_\theta d}{M_C} =$	$\left(\frac{M_\theta d}{M_C}\right)\frac{6M_C}{T^2 d} =$					-	+	+	-
54-58	$\frac{N_\theta Td}{M_L} =$	$\left(\frac{N_\theta Td}{M_L}\right)\frac{M_L}{T^2 d} =$	+	+	-	-				
50-53	$\frac{M_\theta d}{M_L} =$	$\left(\frac{M_\theta d}{M_L}\right)\frac{6M_L}{T^2 d} =$	+	-	-	+				
θ 方向应力代数数和 σ_θ (σ_θ 表示沿接管周向, 见图 9-12)										
8-12	$\frac{N_r T}{P} =$	$\left(\frac{N_r T}{P}\right)\frac{P}{T^2} =$	+	+	+	+	+	+	+	+
3-7	$\frac{M_r}{P} =$	$\left(\frac{M_r}{P}\right)\frac{6P}{T^2} =$	+	-	+	-	+	-	+	-
27-31	$\frac{N_r Td}{M_C} =$	$\left(\frac{N_r Td}{M_C}\right)\frac{M_C}{T^2 d} =$					-	-	+	+
23-26	$\frac{M_r d}{M_C} =$	$\left(\frac{M_r d}{M_C}\right)\frac{6M_C}{T^2 d} =$					-	+	+	-
45-49	$\frac{N_r Td}{M_L} =$	$\left(\frac{N_r Td}{M_L}\right)\frac{M_L}{T^2 d} =$	+	+	-	-				
41-44	$\frac{M_r d}{M_L} =$	$\left(\frac{M_r d}{M_L}\right)\frac{6M_L}{T^2 d} =$	+	-	-	+				
r 方向应力代数数和 σ_r (σ_r 表示沿接管径向, 见图 9-12)										
由 V_C 引起的剪切应力	$\frac{V_C}{\pi r_0 T} =$		-	-	+	+				
由 V_L 引起的剪切应力	$\frac{V_L}{\pi r_0 T} =$						+	+	-	-
由 M_T 引起的剪切应力	$\frac{M_T}{2\pi r_0^2 T} =$		+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数数和 τ										

组合应力强度 S 为下面三者数值较大者:

$$0.5(\sigma_r + \sigma_\theta + \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2}), 0.5(\sigma_r + \sigma_\theta - \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2}), \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2}$$

表 9-7 WRC 297 接管上的局部应力计算表格

所用图号	从指定曲线获得下列值	按下列公式计算应力	A_u	A_L	B_u	B_L	C_u	C_L	D_u	D_L
18-22	$\frac{N_\theta T}{P} =$	$\left(\frac{N_\theta T}{P}\right) \frac{P}{T^2} =$	+	+	+	+	+	+	+	+
36-40	$\frac{N_\theta Td}{M_C} =$	$\left(\frac{N_\theta Td}{M_C}\right) \frac{M_C}{T^2 d} =$					-	-	+	+
54-58	$\frac{N_\theta Td}{M_L} =$	$\left(\frac{N_\theta Td}{M_L}\right) \frac{M_L}{T^2 d} =$	+	+	-	-				
c 方向应力代数和 σ_c 数 (σ_c 表示沿接管周向)										
/	/	$\frac{P}{\pi d t} =$	+	+	+	+	+	+	+	+
3-7, 8-12	$\frac{M_r}{P} =, \frac{N_r T}{P} =$	$\frac{P}{t^2} \left(6 \frac{M_r}{P} - 3 \frac{N_r T}{P}\right) =$	+	-	+	-	+	-	+	-
/	/	$\frac{4M_C}{\pi d^2 t} =$					-	-	+	+
23-26, 27-31	$\frac{M_r d}{M_C} =, \frac{N_r Td}{M_C} =$	$\frac{M_C}{t^2 d} \left(6 \frac{M_r d}{M_C} - 3 \frac{N_r Td}{M_C}\right) =$					-	+	+	-
/	/	$\frac{4M_L}{\pi d^2 t} =$	+	+	-	-				
41-44, 45-49	$\frac{M_r d}{M_L} =, \frac{N_r Td}{M_L} =$	$\frac{M_L}{t^2 d} \left(6 \frac{M_r d}{M_L} - 3 \frac{N_r Td}{M_L}\right) =$	+	-	-	+				
a 方向应力代数和 σ_a (σ_a 表示沿接管轴向)										
由 V_C 引起的剪切应力		$\frac{V_C}{\pi r_0 T} =$	-	-	+	+				
由 V_L 引起的剪切应力		$\frac{V_L}{\pi r_0 T} =$					+	+	-	-
由 M_T 引起的剪切应力		$\frac{M_T}{2\pi r_0^2 T} =$	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和 τ										

组合应力强度 S 为下面三者数值较大者:

$$0.5(\sigma_r + \sigma_\theta + \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2}), 0.5(\sigma_r + \sigma_\theta - \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2}), \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2}$$

5) 使用限制条件及注意事项。由于 Steele 理论是以薄壁圆柱壳的线弹性分析为基础的, 所以仅当圆柱壳和接管壁都比较薄的情况下才适用, 故 WRC 297 规定圆柱壳壁和接管相对厚度的适用范围为

$$\frac{D}{T} \geq 20.0$$

$$10.0 \leq \frac{d}{t} \leq 100.0, \text{ 且 } \frac{d}{T} \geq 5.0$$

若圆柱壳过薄, 局部载荷会导致结构的非线性行为或屈曲, 所以 WRC 297 又限定:

$$\frac{D}{T} \leq 2500.0$$

圆柱壳上接管直径的限定:

$$\frac{d}{D} \leq 0.5$$

公报指出, 当 $d/D < 0.1$ 时, 所得各项结果是相当精确的; 而当 $d/D > 0.5$ 时, 则所得各项结果就非常不精确。

WRC 297 提供了如图 9-12 所示的圆柱壳壁及接管壁 A、B、C、D 处内外壁共计八点处的应力计算方法。然而, 组合载荷所导致的最大应力强度并不一定出现在上述位置。对此问题, 有兴趣的读者可以参考参考文献 [36], 限于篇幅这里不再引述。

当任一外加载荷作用方向和图 9-12 方向相反时, 由表 9-6 及表 9-7 表示该载荷所引起的应力方向应取相反符号。

WRC 297 之 3.2 指出, Steele 的理论适用于“孤立”接管, 当圆柱壳与接管相贯区域的边缘和其他应力不连续区域在圆柱壳上的距离大于 $2.0 \sqrt{DT}$ 时可以认为接管是“孤立”的, 而在接管上此距离需大于 $2.0 \sqrt{dt}$ 。WRC 297 之 3.2 还指出, 接管与圆柱壳之间连接焊缝必须为全焊透。

WRC 297 附录 A-5 指出, 公告虽然没有直接给出圆柱壳体上设有补强圈的处理方法, 但是可以对补强圈的影响作出合理的估计:

①当圆柱壳体上设有补强圈时, 且补强圈宽度 (由接管外壁量起) 不小于 $1.65 \sqrt{RT_c}$ 时 (R 为圆柱壳平均半径, $T_c = T_s + T_p$, 其中 T_s 及 T_p 分别为圆柱壳及补强圈厚度), 在按表 9-6、表 9-7 计算圆柱壳和接管各项应力时, 涉及到 T 项时均以 T_c 代入。

②若补强圈宽度小于 $1.65 \sqrt{RT_c}$ 时, 可以采取保守处理——不考虑补强圈的厚度即涉及到 T 项时以 T_s 代入, 但是按此方法计算所得的壳体及接管中的弯曲应力会偏小, 所以公告建议在计算 M_r 、 M_θ 时涉及到 T 项时应以 T_c 代入。

由于 Steele 理论是基于两个垂直相交的薄壁圆柱壳, 所以 WRC 297 不适用于内伸径向接管, 也不适用于圆柱壳的非径向接管。

WRC 297 也未计及介质压力的影响, 特别是对于开孔接管的情况如何考虑介质压力的影响是设计者所要面对的一个问题。此外, WRC 297 也没有给出组合应力的评定方法, 设计者可以根据 ASME VIII-2 的应力分类的方法来处理。

9.6.3 PD 5500

PD 5500 根据 Bijlaard 对在未开孔圆筒上的矩形区域内作用有径向载荷 W (图 9-13)

时的理论解, 而把作用在圆柱壳上的周向或纵向弯矩 (图 9-15) 对圆筒的影响当量处理为在一定范围内大小相等、方向相反的径向载荷所构成的力偶, 然后按受径向载荷 W 时同样的原理分别求解。

由于外加周向、轴向推力及扭矩只对圆柱壳引起剪切应力, 而剪切应力对构成复合应力当量强度所起的作用不大, 所以 PD 5500 并未计及上述外载荷的影响。

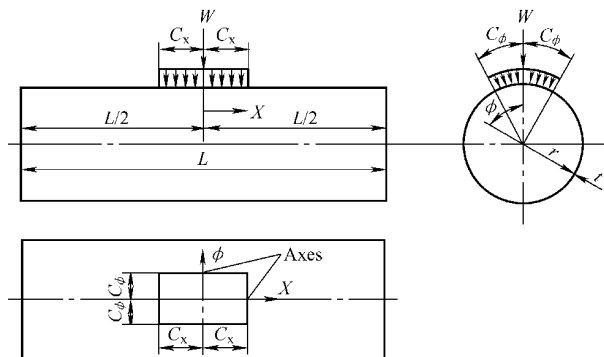


图 9-13 圆柱壳上矩形区域内受径向载荷示意图

1. 圆柱壳上作用有径向载荷

PD 5500 之附录 G2.2 提供了未开孔圆柱壳上的矩形区内作用有径向载荷 W 时局部应力的计算方法。

PD 5500 的设计步骤可以总结如下, 以下符号定义均按照 PD 5500 规定:

1) 根据结构的几何参数, 计算下列无量纲参数:

$$\frac{C_x}{r}, \frac{r}{t}, \frac{2C_x}{L}, \frac{2C_\phi}{2C_x}, 64 \frac{r}{t} \left(\frac{C_x}{r} \right)^2$$

式中, r 为圆柱壳的平均半径; C_x 为矩形承载区轴向宽度的一半; C_ϕ 为矩形承载区周向宽度的一半; L 为圆柱壳长度, 当承载区中心偏离圆柱壳轴向中点时, 取当量长度 $L_e = L - \frac{4d^2}{L}$; d 为承载区域中心到圆柱壳轴向中点的距离。

G. 2. 2. 2. 3 规定当外载荷为圆形作用区域, 作用半径为 r_0 , 可近似地处理为当量矩形计算, 此时取 $C_x = C_\phi = 0.85r_0$; 当外载荷作用在斜接管或椭圆形区域, 也可近似地处理为当量矩形计算, 此时取 C_x 、 C_ϕ 为椭圆对应的长轴或短轴长度的 0.42 倍。

2) 根据无量参数 $64 \frac{r}{t} \left(\frac{C_x}{r} \right)^2$ 、 $\frac{2C_x}{L}$ 、 $\frac{2C_\phi}{2C_x}$, 并由 PD 5500 图 G. 2. 2-6 ~ 图 G. 2. 2-9 获取值: M_ϕ/W 、 M_x/W 、 N_ϕ/W 、 N_x/W 。其中, M_ϕ 为壳体内部的周向内力矩; M_x 为壳体内部的纵向内力矩; N_ϕ 为壳体内部的周向内力; N_x 为壳体内部的纵向内力。

3) 计算内力、内力矩 M_ϕ 、 M_x 、 N_ϕ 及 N_x 。

4) 计算纵向及周向应力:

纵向应力:
$$f_x = \frac{N_x}{t} \pm \frac{6M_x}{t^2} \quad (9-61)$$

周向应力:
$$f_\phi = \frac{N_\phi}{t} \pm \frac{6M_\phi}{t^2} \quad (9-62)$$

5) 使用限制条件及注意事项。由于 PD 5500 也是以薄壁圆柱壳的线弹性分析为基础的, 为不使实际构件和所采用的力学模型差异过大, 故 PD 5500 之附录 G. 2. 2. 1 给出的使用限定条件如下:

C_ϕ/r 的范围需要满足图 G. 2. 2-1 的规定, 见图 9-14, 它与 r/t 值有关。当 $C_x/r > 0.25$, 使用数据时需要给予特别注意。

圆柱壳的长度 L 不得小于其平均半径 r ; 当附件偏离圆柱壳中点时, 附件边缘到圆柱壳边缘的距离不得小于 $r/2$ 。

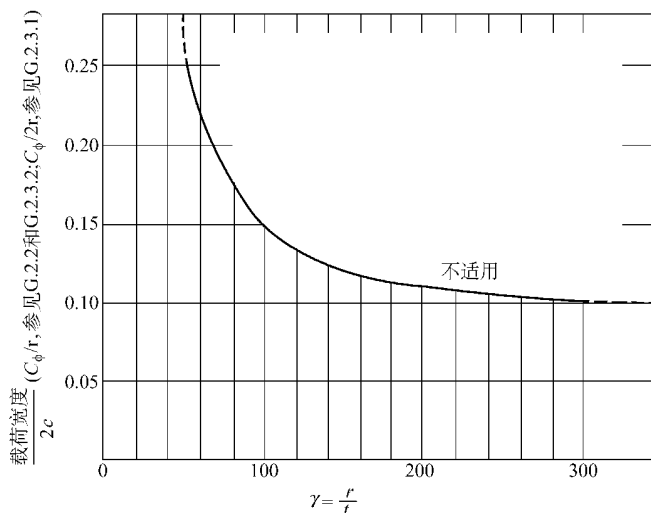


图 9-14 C_ϕ/r 和 r/t 关系图 (引自 PD 5500 图 G. 2. 2-1)

PD 5500 之附录 G2. 2. 2. 1 指出最大应力出现在载荷的边界处而未给出具体位置。

G. 2. 2. 2. 4 指出, 如果需要考虑介质压力的影响, 可以将介质压力及径向载荷所导致的应力直接相叠加而获得一个比较保守的结果。对应力评定, PD 5500 之 A. 3. 3. 1 指出对于附件或支座处的壳体, 设计条件下内压和外载荷导致的应力极限需要满足如下条件:

- ① 薄膜应力强度不超过 $1.2f$ 。
- ② 薄膜应力和弯曲应力强度之和不超过 $2.0f$ 。

考虑到某些情况下不同局部载荷或不同区域的局部载荷可能相互影响, G. 2. 2. 3 还给出了载荷作用区域之外区域应力的计算方法, 限于篇幅, 不再引述。

G. 2. 2. 4 给出在径向载荷作用下壳体挠度的计算方法, 限于篇幅, 不再引述。

2. 圆柱壳上作用有周向弯矩 M_C 及纵向弯矩 M_L

PD 5500 之附录 G2. 3 提供了未开孔圆柱壳上的矩形区域内作用有周向弯矩及纵向

弯矩时局部应力的计算方法。

当圆柱壳上在周向宽度 C_θ 、纵向宽度 $2C_x$ 的范围内作用有周向弯矩 M_C 时（见图 9-15）则可以将弯矩当量处理为两个大小相等、方向相反，中心距为 $2C_\theta/3$ 的径向面力 W 。于是可以按照 G2.2 的方法计算圆柱壳周向和纵向应力。然而这两个载荷作用区域的距离是如此之近，以至于两者之间的相互影响不能忽略。所以在计算某一区域内的壳体的内力、内力矩时，不但要考虑作用在该区域内外载荷所引起的各项内力，还要考虑邻近区域外载荷对该区域壳体内力、内力矩的影响。

对于纵向弯矩 M_L 的处理方法，其思路与周向弯矩 M_C 相似。

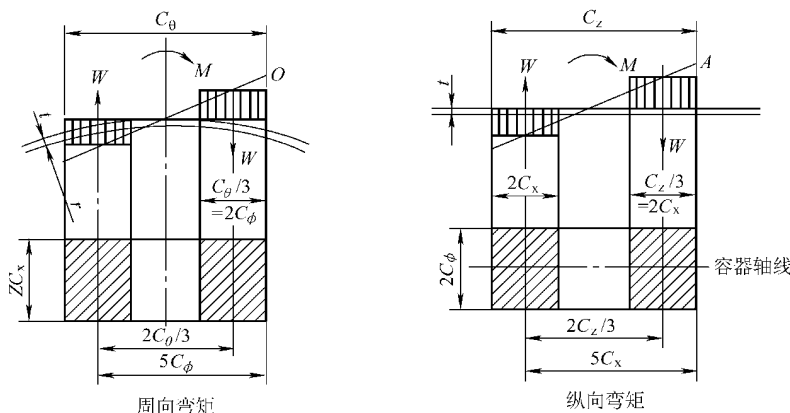


图 9-15 圆柱壳上轴向及纵向弯矩示意图

具体计算步骤见 PD 5500 的建议性计算表格 G1、G2（Suggested working form G1、G2）。PD 5500 的设计步骤可以总结如下，以下符号定义均按照 PD 5500 规定：

1) 将周向弯矩 M_C 或纵向弯矩 M_L 转化为如图 9-15 所示意的当量力偶，当量力偶的特性按表 9-8 确定。

表 9-8 周向弯矩、纵向弯矩的当量力偶

载荷类型	当量力偶的特性	备 注
周向弯矩 M_C	$W = \frac{1.5 M_C}{C_\theta}$	当量力偶中心距: $2C_\theta/3$
	周向作用宽度为 $2C_\phi$ ，纵向作用宽度为 $2C_x$	$C_\phi = C_\theta/6$
当外载荷作用在平均半径为 r_0 的接管上时，可按当量矩形计算，此时取 $C_\theta = 1.7r_0 = 2C_x$		
纵向弯矩 M_L	$W = \frac{1.5 M_L}{C_z}$	当量力偶中心距: $2C_z/3$
	周向作用宽度为 $2C_\phi$ ，纵向作用宽度为 $2C_x$	$C_\phi = C_\theta/6$
当外载荷作用在平均半径为 r_0 的接管上时，可按当量矩形计算，此时取 $C_z = 1.7r_0 = 2C_\phi$		

2) 根据结构的几何参数, 计算下列无量纲参数:

$$\frac{C_x}{r}, \frac{r}{t}, \frac{2C_x}{L}, \frac{2C_\phi}{2C_x}, 64 \frac{r}{t} \left(\frac{C_x}{r} \right)^2$$

式中, r 为圆柱壳的平均半径; L 为圆柱壳长度, 当承载区中心偏离圆柱壳轴向中点时, 取当量长度 $L_e = L - \frac{4d^2}{L}$; d 为承载区域中心到圆柱壳轴向中点的距离。

3) 计算壳体的内力及内力矩:

$$M_\phi = M_{\phi 1} - M_{\phi 2} \quad (9-63)$$

$$M_x = M_{x1} - M_{x2} \quad (9-64)$$

$$N_\phi = N_{\phi 1} - N_{\phi 2} \quad (9-65)$$

$$N_x = N_{x1} - N_{x2} \quad (9-66)$$

式中, 下标为 1 的内力、内力矩是由一侧的径向力 W 作用在 $2C_\phi \times 2C_x$ 的矩形区域 1 所导致, 可以根据参数 $64 \frac{r}{t} \left(\frac{C_x}{r} \right)^2, \frac{2C_x}{L}, \frac{2C_\phi}{2C_x}$, 由 PD 5500 图 G. 2. 2-6 ~ 图 G. 2. 2-9 获取; 下标为 2 的内力、内力矩则是由另一侧的径向力 W 作用在区域 2 而在区域 1 内所引起的内力或内力矩, 其求解方法详见 PD 5500 之附录 G. 2. 3. 4, 限于篇幅, 不再引述。

4) 计算壳体壁的纵向及周向应力:

$$\text{纵向应力:} \quad f_x = \frac{N_x}{t} \pm \frac{6M_x}{t^2} \quad (9-67)$$

$$\text{周向应力:} \quad f_\phi = \frac{N_\phi}{t} \pm \frac{6M_\phi}{t^2} \quad (9-68)$$

5) 使用限制条件及注意事项。PD 5500 之附录 G. 2. 3. 1 给出的使用限定条件如下: C_ϕ/r 及 $C_\phi/2r$ 的范围需要满足图 G. 2. 2-1 的规定, 见图 9-14, 它和 r/t 值有关。当 $C_x/r > 0.25$, 使用 PD 5500 的数据时需要给予特别注意。

圆柱壳的长度 L 不得小于其平均半径 r ; 当附件偏离圆柱壳中点时, 附件边缘到圆柱壳边缘的距离不得小于 $r/2$ 。

PD 5500 之附录 G. 2. 3. 6. 1 指出按照上述方法计算出的最大应力不能确定具体位置。

G. 2. 3. 5 给出了外力矩作用下附件转角的计算方法。

对应力评定, PD 5500 之 A. 3. 3. 1 指出对于附件或支座处的壳体, 设计条件下内压和外载荷导致的应力极限需要满足如下条件:

① 薄膜应力不超过 $1.2f$ 。

② 薄膜应力和弯曲应力强度之和不超过 $2.0f$ 。

对于带垫板 (或加强板) 的附件, 外载荷导致的内力或内力矩在壳体及垫板之间如何分配 (或壳体、垫板中的应力分布) 是要考虑的一个重要问题。PD 5500 附录 G. 3. 1. 5 对此给出了保守的估算方法, 即: 弯矩按厚度的三次方之比分配, 而内力则应取与厚度成正比。例如:

$$M_\phi \text{ 垫板} = M_\phi \frac{t_1^3}{t_1^3 + t^3} \quad (9-69)$$

$$M_{\phi \text{ 壳体}} = M_{\phi} \frac{t^3}{t_1^3 + t^3} \quad (9-70)$$

$$N_{\phi \text{ 垫板}} = N_{\phi} \frac{t_1}{t_1 + t} \quad (9-71)$$

$$N_{\phi \text{ 壳体}} = N_{\phi} \frac{t}{t_1 + t} \quad (9-72)$$

式中, t_1 为垫板厚度; t 为圆柱壳厚度。

3. 圆柱壳上开孔接管作用有外载荷

PD 5500 之附录 G2.3.6 给出了圆柱壳上开孔接管处壳体在外载荷及介质压力作用下所导致应力的计算原则及评定建议。

具体的计算步骤见 PD 5500 的建议性计算表格 G3 (Suggested working form G3), 限于篇幅这里不再引述。

4. 其他

PD 5500 之附录 G2.8.3 给出了圆柱壳上开孔接管在局部载荷作用下的另一设计规则。该方法和 EN 13445 的方法是一致的, 所以不再重复。

9.6.4 EN 13445

1. 圆柱壳上开孔接管作用有外载荷

EN 13445-3 之 16.5 提供了圆柱壳上开孔接管作用有外载荷 (图 9-16) 的设计方法, 并考虑了介质压力的影响。

由于结构是非轴对称的, 所以难以找到一个简单的方法来确定不同外载荷单独作用时的最大许用值。EN 13445 采用了近似的极限分析方法, 即按 WRC 297 方法计算不同外载荷单独作用时的所导致的最大应力值并限定为 $2.25f$, 由此获得该外载荷的极限值。

EN 13445 的设计步骤可以总结如下, 下面所涉及到的符号, 均按 EN 13445-3 之 16.5 的具体说明:

1) 确定基本几何尺寸——壳体平均直径 D 、壳体厚度 e_a 、补强圈的宽度 L 、补强圈厚度 e_2 、圆柱壳与补强圈组合后的分析厚度 e_c 、接管平均直径 d 及接管厚度 e_b , 并计算无量纲参数 λ_c 。

$$\lambda_c = \frac{d}{\sqrt{De_c}}$$

2) 按照标准给定的公式和图表计算各载荷单独作用时的最大许可值: 最大压力 $P_{\max}$, 最大轴向载荷 $F_{Z,\max}$, 以及最大弯矩 $M_{X,\max}$ 、 $M_{Y,\max}$ 。其中 $P_{\max}$ 是根据 EN 13445-3 之

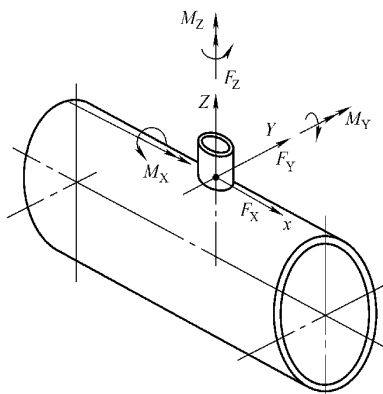


图 9-16 圆柱壳开孔接管处外载荷示意图

9.5.2 圆柱壳开孔补强的计算方法获得的。

$$P_{\max} = \frac{(Af_s + Af_w)f_s + Af_b f_{ob} + Af_p f_{op}}{(Ap_s + Ap_b + 0.5Ap_\varphi) + 0.5(Af_s + Af_w + Af_b + Af_p)} \quad (9-73)$$

$$F_{Z,\max} = fe_c^2 \max[C_1; 1.81] \quad (9-74)$$

$$M_{X,\max} = fe_c^2 \frac{d}{4} \max[C_2; 4.90] \quad (9-75)$$

$$M_{Y,\max} = fe_c^2 \frac{d}{4} \max[C_3; 4.90] \quad (9-76)$$

式中, 系数 C_1 、 C_2 、 C_3 可以由标准提供的图 (参见 EN 13445 图 16.5-2 ~ 图 16.5-4) 查取或根据下面的多项式计算, 其中系数 $a_0 \sim a_4$ 由 e_b/e_c 的值按表 9-9 获取。

$$C_i = a_0 + a_1 \lambda_c + a_2 \lambda_c^2 + a_3 \lambda_c^3 + a_4 \lambda_c^4 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (9-77)$$

表 9-9 用于计算 C_1 、 C_2 、 C_3 的多项式系数 $a_0 \sim a_4$

项 目	e_b/e_c	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
C_1	不限	0.60072181	0.95196257	0.0051957881	-0.001406381	0
C_2	不限	4.526315	0.064021889	0.15887638	-0.021419298	0.0010350407
C_3	≤ 0.2	4.8844124	-0.071389214	0.79991259	-0.024155709	0
	≥ 0.5	6.3178075	-3.6618209	4.5145391	-0.83094839	0.050698494
	0.2 ~ 0.5	采用线性插值				

3) 计算并限定各载荷的比例系数: Φ_p (压力)、 Φ_z (轴向载荷)、 Φ_B (弯矩), 即

$$\Phi_p = \frac{P}{P_{\max}} \leq 1.0 \quad (9-78)$$

$$\Phi_z = \frac{F_z}{F_{Z,\max}} \leq 1.0 \quad (9-79)$$

$$\Phi_B = \sqrt{\left(\frac{M_X}{M_{X,\max}}\right)^2 + \left(\frac{M_Y}{M_{Y,\max}}\right)^2} \leq 1.0 \quad (9-80)$$

4) 考虑各载荷的组合作用:

$$\sqrt{\Phi_B^2 + \left[\max\left(\left| \frac{\Phi_p}{C_4} + \Phi_z \right|; \left| \Phi_z \right|; \left| \frac{\Phi_p}{C_4} - 0.2\Phi_z \right| \right) \right]^2} \leq 1.0 \quad (9-81)$$

上式中, 当接管与管路系统连接在设计上留有膨胀和插入裕量时取 $C_4 = 1.1$, 带加强圈或刚性连接时取 $C_4 = 1.0$ 。

5) 如果补强圈的宽度 $L < \sqrt{D(e_a + e_2)}$, 采用 $d = d_2$ (即补强圈外径)、 $e_c = e_a$ 及 $e_b/e_c \geq 0.5$, 按照步骤 1) ~ 4) 计算补强圈外缘各载荷的比例系数及各载荷的组合作用。

6) 考虑载荷波动范围 ΔP 、 ΔF_z 、 ΔM_X 、 ΔM_Y , 并计算 σ_p 、 σ_{Fz} 、 σ_{MX} 、 σ_{MY} 及热应力 σ_T :

$$\sigma_p = \frac{\left(\frac{\Delta P D}{2e_{eq}}\right)^2 + 2 \frac{d}{D} \sqrt{\frac{de_b}{De_{eq}}} + 1.25 \frac{d}{D} \sqrt{\frac{D}{e_{eq}}}}{1 + \frac{e_b}{e_{eq}} \sqrt{\frac{de_b}{De_{eq}}}} \quad (9-82)$$

$$\sigma_{FZ} = \frac{2.25}{C_1} \left(\frac{\Delta F_z}{e_{eq}^2} \right) \quad (9-83)$$

$$\sigma_{MX} = \frac{2.25}{C_2} \left(\frac{4\Delta M_x}{e_{eq}^2 d} \right) \quad (9-84)$$

$$\sigma_{MY} = \frac{2.25}{C_3} \left(\frac{4\Delta M_y}{e_{eq}^2 d} \right) \quad (9-85)$$

式中, e_{eq} 为接管边缘壳体的等效厚度, 按式 (9-89) 确定, 它考虑了补强圈的影响。

可采用适当的方法 (例如 PD 5500 附录 G.4 给出的方法) 计算由于接管和壳体的温差而引起的热应力 σ_T 。

7) 载荷波动所产生的应力及热应力组合后, 应满足安定性要求:

$$|\sigma_T + \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{FZ})^2 + (\sigma_{MX}^2 + \sigma_{MY}^2)}| \leq 3.0f \quad (9-86)$$

8) 校核接管的纵向应力及接管的轴向稳定性:

$$\frac{Pd}{4e_b} + \frac{4}{\pi d^2 e_b} \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + \frac{F_z}{\pi d e_b} \leq f_b \quad (\text{纵向应力校核}) \quad (9-87)$$

$$\frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{M_{\max}} + \frac{|F_z|}{F_{\max}} \leq 1.0 \quad (\text{稳定性校核}) \quad (9-88)$$

9) 使用限制条件及注意事项:

EN 13445-3 之 16.5.3 给出了使用的限制条件如下:

$$\textcircled{1} 0.001 \leq \frac{e_a}{D} \leq 0.1。$$

$$\textcircled{2} \lambda_c = \frac{d}{\sqrt{De_c}} \leq 10 \quad (\text{如果 } \lambda_c \text{ 超过此限制条件则需要考虑扭矩的影响})。$$

$$\textcircled{3} \text{与任何局部载荷的距离不小于 } \sqrt{De_c}。$$

$$\textcircled{4} \text{所考虑的接管长度不小于 } \sqrt{de_b}。$$

对于接管补强圈的影响, WRC 297 规定补强圈的宽度不小于 $1.65 \sqrt{RT_c}$ 时 (见 9.6.2 节) 才可以考虑其作用。EN 13445 对补强圈的宽度 L 没有限制, EN 13445-3 之 16.5.7.2 提供了接管边缘壳体等效厚度 e_{eq} 的计算方法 (e_a 为壳体厚度, e_2 为补强圈厚度):

$$e_{eq} = e_a + \min \left(\frac{e_2 L}{\sqrt{D(e_a + e_2)}}; e_2 \right) \times \min \left(\frac{f_2}{f}; 1 \right) \quad (9-89)$$

EN 13445 认为横向力 F_x 、 F_y 及扭矩 M_L 所引起的剪切应力对结构的极限载荷影响不大, 所以没有计及上述外载荷的影响。

对于不同外载荷及压力组合作用下的球壳接管, EN 13445 采用式 (9-50) 的线性组合控制, 一般来说此规则也适用于圆柱壳接管。然而 EN 13445 所定义的圆柱壳接管的外载荷极限值相当保守, 所以 EN 13445 采用式 (9-81) 平方组合控制, 这可在一定程度上避免过分的保守。然而即使如此, 式 (9-81) 所导致的结果仍较保守, 因此 EN

13445 计划在以后版本中改进该设计规则。

由于 EN 13445 的方法是由 WRC 297 导出的，所以它不适用于内伸径向接管，也不适用于非径向接管。

2. 壳体上作用线载荷

EN 13445-3 之 16.6 提供了圆柱壳、锥壳、球壳及椭圆封头承受线载荷的设计方法。它是基于 Dr. -Ing. Ziegenbalg 的分析，该方法在前东德及东欧地区得到广泛采用。

线载荷是指例如支座、平台等附近，载荷集中在比较狭窄的区域里。这些附件本身结构简单，焊接的地方很少，但是局部应力数值可能很大。

线载荷可以沿壳体轴线方向分布，也可以沿周向分布，如图 9-17 所示。下面所涉及的符号定义，均按照 EN 13445-3 之 16.6 的具体说明。

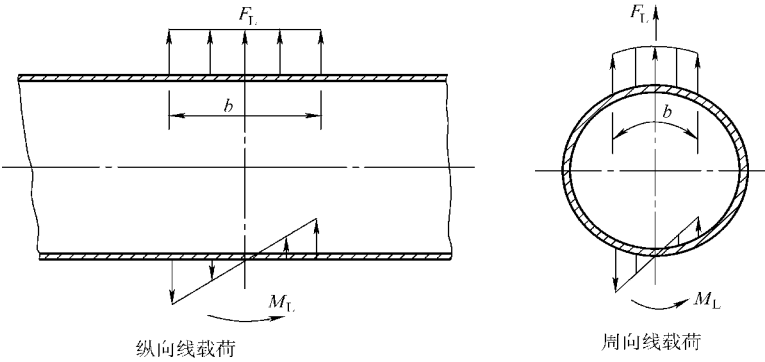


图 9-17 线载荷示意图

EN 13445-3 之 16.6 的设计步骤可以总结如下：

- 1) 计算壳体的当量直径 D_{eq} （按表 9-10，或参见 EN 13445-3 之 16.6.3）。

表 9-10 壳体上作用线载荷时的计算参数

壳体当量直径	壳 体 类 型		备 注
D_{eq}	圆柱壳: $D_{eq} = D_i$		D_i —圆柱壳内直径
	锥壳: $D_{eq} = D_k / \cos\alpha$ (α 为锥壳半顶角)		D_k —附件中心处锥壳的内直径
	球壳: $D_{eq} = R_i$		R_i —球壳内半径
	椭圆封头: $D_{eq} = \frac{D_i^2}{4H_i} \sqrt{1 - \left(\frac{2x}{D_i}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{2H_i}{D_i}\right)^2\right]}$		H_i —椭圆封头半短轴 x —封头轴线到附件中心的距离
计算参数	纵向线载荷	周向线载荷	备 注
$\lambda =$	$\lambda = \lambda_1 = \frac{b}{\sqrt{D_{eq} e_a}}$	$\lambda = \lambda_2 = \frac{b}{\sqrt{D_{eq} e_a}}$	b —线载荷作用宽度 e_a —壳体分析厚度
$\nu_1 =$	$\min(0.08\lambda_1; 0.20)$	$\min(0.08\lambda_2; 0.30)$	

(续)

计算参数	纵向线载荷	周向线载荷	备 注
$\sigma_m =$	$\frac{PD_{eq}}{2e_a}$	$\frac{PD_{eq}}{4e_a} + \frac{F \pm 4M/D_{eq}}{\pi D_{eq} e_a}$	圆柱壳
	$\frac{PD_{eq}}{2e_a}$	$\frac{PD_{eq}}{4e_a} + \frac{F \pm 4M/D_{eq}}{\pi D_k \cos \alpha \cdot e_a}$	锥壳 α —锥壳半顶角
	$\frac{PD_{eq}}{2e_a}$	$\frac{PD_{eq}}{2e_a}$	球壳或椭圆封头
$K_2 =$	设计工况: $K_2 = 1.25$; 试验工况: $K_2 = 1.05$ 且 $f = f_{test}$		
$\nu_2 =$	$\sigma_m / (K_2 f)$	$\sigma_m / (K_2 f)$	
$K_1 =$	$\frac{1 - \nu_2^2}{(1/3 + \nu_1 \nu_2) + \sqrt{(1/3 + \nu_1 \nu_2)^2 + (1 - \nu_2^2) \nu_1^2}}$		
$K_{13} =$	$\frac{1}{1.2 \sqrt{1 + 0.06\lambda^2}}$	$\frac{1}{1.2 \sqrt{1 + 0.6\lambda^2}}$	
$K_{14} =$	$\frac{1}{0.6 \sqrt{1 + 0.03\lambda^2}}$	$\frac{1}{0.6 \sqrt{1 + 0.06\lambda^2}}$	

2) 根据载荷的方向 (纵向或周向) 按表 9-10 计算参数 λ 、 K_1 、 K_2 、 K_{13} 、 K_{14} , 且保证:

$$\lambda = \frac{b}{\sqrt{D_{eq} e_a}} \leq 10 \quad (9-90)$$

3) 按 EN 13445-3 之 16.6.6, 计算壳体极限弯曲应力 $\sigma_{b,all}$:

$$\sigma_{b,all} = K_1 K_2 f \quad (9-91)$$

4) 计算壳体的最大许用径向力 $F_{L,max}$ 及最大许用弯矩 $M_{L,max}$:

$$F_{L,max} = \frac{\sigma_{b,all} e_a^2}{K_{13}} \quad (9-92)$$

$$M_{L,max} = \frac{\sigma_{b,all} e_a^2 b}{K_{14}} \quad (9-93)$$

5) 考虑组合载荷的作用:

$$\frac{|F_L|}{F_{L,max}} + \frac{|M_L|}{M_{L,max}} \leq 1.0 \quad (9-94)$$

6) 使用限制条件及注意事项。使用该方法限制条件如下 (详见 EN 13445-3 之 16.6.4):

① $0.001 \leq e_n/D_{eq} \leq 0.05$ 。

② $0 \leq b/D_{eq} \leq 1.0$ 。

③ 线载荷须垂直于壳体表面。若载荷不垂直于壳体表面时可以忽略其影响, 然而当

此载荷显著超过垂直于壳体表面的线载荷时则需要给予特殊考虑。

3. 其他

EN 13445-3 之 16.7 给出了壳体由于吊耳而导致局部载荷的设计方法。

EN 13445-3 之 16.10 给出了直立圆柱壳或锥壳由于耳座导致局部载荷的设计方法。

EN 13445-3 之 16.11 给出了直立容器的碟形封头由于腿座导致局部载荷的设计方法。

EN 13445-3 之 16.12 给出了裙座与容器连接导致局部载荷的设计方法。

EN 13445-3 之 16.13 给出了直立容器由于圈座与容器连接导致局部载荷的设计方法。

限于篇幅,不再详细介绍上述章节,读者可以自行查阅标准。

9.6.5 TEMA—2007

TEMA 第 9 版在 RGP-RCB-10.7 中提供了外载荷作用下,圆柱壳上接管开孔率为 $0.33 < d/D < 1.0$ (d 为接管平均直径, D 为圆柱平均直径)的设计方法,并考虑了介质压力的影响。

TEMA 只是在推荐性的第十章中 (RECOMMENDED GOOD PRACTICE) 提到该方法,有兴趣的读者可以自行查阅 TEMA。

9.6.6 综合比较

总体而言,和 WRC 107、WRC 297 及 PD 5500 相比 EN 13445 所引用的图表较少,且 EN 13445 直接考虑外载荷而无需计算应力,所以使用相对容易。对于各个标准或公报的适用范围及注意事项,读者可以参阅相应各节,这里不再重复。各个标准或公报之间的主要区别,详见表 9-11。

表 9-11 圆柱壳承受局部载荷设计方法的对比

结构类型	比较项目	WRC 107	PD 5500	EN 13445
圆柱壳 未开孔	理论基础	基于 Bijlaard 的理论分析	基于 Bijlaard 的理论分析	细分为支座及吊耳设计,没有专门讨论
	具体位置处,由各类外载荷所导致的应力	考虑壳体 A、B、C、D 四点处内外壁的应力	给出各外载荷作用下的最大应力,但未指明具体位置	
	附件中的应力	没有考虑	没有考虑	
	补强板的影响及补强板中的应力分布	没有提及	G.3.1.5 给出了补强板中应力保守的处理方法	
	介质压力的影响	没有提及	给出了保守的处理方法	
	应力组合	给出具体方法	给出具体方法	

(续)

结构类型	比较项目	WRC 107	PD 5500	EN 13445
圆柱壳 未开孔	应力评定	参考 ASME VIII-2 应力分类方法: $P_L \leq 1.5S_m(P_L + Q)$ 波动范围 $\leq 3S_m$	A. 3. 3. 1 规定: 薄膜应力强度 $\leq 1.2f$; 薄膜应力强度与弯曲应力强度之和 $\leq 2.0f$	
	安定性分析	没有提及	没有提及	
	挠度、转角计算	没有提及	给出径向载荷作用下壳体的挠度 给出弯矩载荷作用下附件的转角	
圆柱壳 开孔接管	理论基础	基于 Steele 的理论分析	没有提及	基于应力分析和极限载荷的方法
	圆柱壳体具体位置处, 由各类外载荷所导致的应力	考虑壳体 A、B、C、D 四点处内外壁的应力	在表 G3 中给出计算原则	考虑各类外载荷的极限值, 并不计算具体点的应力值
	内伸接管	不适用	适用	适用
	接管应力	给出具体方法	没有考虑	考虑了接管的纵向应力及稳定性
	接管补强圈的影响	补强圈宽度大于规定值后可以考虑其作用	补强圈宽度没有限制, 均可考虑其作用	补强圈宽度没有限制, 均可考虑其作用
	介质压力的影响	没有提及	给出具体方法	给出具体方法
	应力组合	给出具体方法	给出具体方法	考虑各外载荷的极限值及其组合作用
	应力评定	参考 ASME VIII-2 应力分类方法: $P_L \leq 1.5S_m; (P_L + Q)$ 波动范围 $\leq 3S_m$	A. 3. 3. 2 规定: 薄膜应力强度与弯曲应力强度之和 $\leq 2.25f$	考虑各外载荷的极限值及其组合作用
	安定性分析	没有提及	没有提及, 但已隐含在设计规则中	给出具体方法
	挠度、转角计算	没有提及; 然而附录 A 的例 3 提到了接管柔度计算的方法	没有提及	没有提及

第 10 章 低温容器设计

(压力容器的防脆性断裂)

各国压力容器规范允许用以建造压力容器的材料，一般都是所谓的“延性”材料。如《固定式压力容器安全技术监察规程 2009》的材料章和 GB 150 正文的材料章，ASME VIII-1 压力容器建造规范所引用的材料标准，欧盟 PED 97/23/EC 附录 1 的 7.5 节和 EN 13445-2 第 4 节对承压元件的材料要求等都规定了材料的伸长率、断面收缩率及夏比 V 缺口 (CVN) 试样冲击吸收功的各项要求。

在正常环境中，延性的材料能随环境的变更（如较低的温度时）而变为脆性。脆性断裂这种破坏型式的特点在于裂纹是以极高的速度进行扩展的，其扩展速度可达声速的 1/3。由于脆性断裂往往发生在其破坏应力明显低于屈服极限和预先没有明显变形的情况下，所以它是一种非常危险的破坏型式。

材料的脆性断裂行为与许多因素有关，除了材料本身（主要是指其晶体结构类型，如面心立方晶格或体心立方晶格）及组织结构（诸如材料的成分、显微结构、晶粒大小、杂质分布等）以外，还与材料的受力状况、加载速率、温度、厚度、材料中缺陷的大小（虽然受压元件都经过规范规定的无损检测，但并不说明元件中不再存在任何缺陷）、焊接件是否经过焊后热处理以及环境介质等有关，其中温度是最为重要的因素之一。因此，各国压力容器规范除对所用材料规定了都要遵守的要求外，还对低温下操作的容器或元件另外提出要求。如 GB 150 附录 C 的低温压力容器，ASME VIII-1 中 C 分卷 UCS 篇的低温操作（对其他各种材料，必要时也列有低温操作或冲击试验的内容），ASME VIII-2 之 3.11 对材料的韧性要求，EN 13445-2 附录 B 防止脆性断裂的要求等。

本章旨在介绍各国压力容器规范对低温下操作容器在材料、结构、制造和检验方面提出的特殊要求。

10.1 对低温容器或低温操作的界定

10.1.1 GB 150

GB 150 之 4.1.7 指出，钢材的使用温度下限，除奥氏体钢及其他条文规定外，均为高于 -20°C 。钢材使用温度低于 -20°C 时，应该按照附录 C 的规定进行 CVN 冲击试验。同时，GB 150 第 4 章中还有其他一些条款从保证材料不致引起意外断裂出发，对材料（包括属于或不属于低温容器）也规定了冲击试验要求。

GB 150 附录 C 中对低温容器的材料、设计、制造检验和验收等作了专门规定。GB

150 之 C1.1 指出, 本附录适用于设计温度低于或等于 -20°C 钢制低温压力容器的设计、制造、检验与验收。

GB 150 规定以 -20°C 作为划分低温容器的界限 (即以使用经验为基础的转变温度方法)。当容器设计温度低于或等于该温度时, 即认为属低温容器, 因而对容器的材料、设计、制造、检验、压力试验等方面提出一系列特殊要求, 以防止低温操作时脆性断裂的发生。由于环境温度的影响, 壳体的金属温度低于或等于 -20°C 时, 也应视为低温容器。

10.1.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 在 1987A 之前的版本对于碳钢、低合金钢用于设计温度在 -20°F (-29°C) 以上的容器可不作冲击试验, 即也采用以使用经验为基础的转变温度方法, 以 -20°F 作为划分低温容器的界限。尽管运行记录表明按规范建造的容器是非常安全的, 但脆性破坏越来越引起重视。曾经发生过的少数脆性破坏大都发生在水压试验过程中。

ASME VIII-1 从 1987A 版起, 就改为现行的以线性弹性断裂力学 (LEFM) 理论为基础, 并根据材料的试验结果建立的方法, 同时, 也广泛考虑了好的经验以及压力容器工业里脆性破坏的低发生率。该方法不再由容器的设计温度来界定低温容器, 而是由断裂力学原理, 根据容器元件的最低设计金属温度 MDMT (Minimum Design Metal Temperature), 该元件所用材料和控制厚度, 判断该元件在其满强度应力水平时在规范规定的制造和检验条件下是否会导致缺陷的失稳开裂, 如有可能失稳开裂, 则必须保证它有足够的断裂韧性以使不发生失稳开裂; 如不可能失稳开裂, 则即使元件的最低设计金属温度比较低 (如低于 -29°C 等) 也不需另外采取特定的防止开裂的措施。以压力容器中使用最多的碳钢和低合金钢为例, 规范的 UCS-66 节规定了材料在低温操作时的相应要求。

对碳钢和低合金钢, ASME VIII-1 根据断裂力学 $K_I \leq K_{IC}$ 的原理, 在其 UCS-66 节给出了一组曲线 (见图 10-1) 来判定材料是否需要冲击试验, 但 UCS-66 (j) 及 UCS-67 (a) (2) 规定的情况除外。该图以设计元件时的最低设计金属温度 MDMT 为纵坐标, 元件的公称厚度为横坐标, A、B、C、D 四根曲线代表四组不同的材料分类 (Material Classification)。可以由元件的最低设计金属温度 MDMT、材料分类、控制厚度来查找相应的曲线, 当 MDMT 和元件控制厚度 (见图 10-8) 的相交点位于相应的材料分类曲线上方时, 说明在此温度时不会发生脆断, 即 $K_I \leq K_{IC}$, 在规范中谓之可以免除 (豁免) 冲击试验; 相反, 当 MDMT 和元件控制厚度的相交点位于相应材料分类曲线的下方时, 则说明有可能发生脆断, 即 $K_I > K_{IC}$, 故必须采取的相应的防脆断措施。由于测定 K_{IC} , 特别是不同温度下材料的 K_{IC} 值甚为费时费力, 所以 ASME 根据 K_{IC} 值和 CVN 冲击吸收功在数值上的经验关系, 由 CVN 值来表示 K_{IC} 值。

UCS-66 (a) (4) 规定, 如果焊缝处的控制厚度大于 100mm, 并且 MDMT 小于 50°C , 必须进行冲击试验; 对于非焊接件, UCS-66 (a) (5) 规定当其控制厚度超过 150mm (即超过图 10-1 曲线 A 的右边界) 时, 如果 MDMT 小于 50°C 必须进行冲击试

验。另外, UCS-66 (f) 规定, 除非图 UCS-66M 中作了特别豁免, 屈服强度下限大于 450MPa 的材料必须作冲击试验。

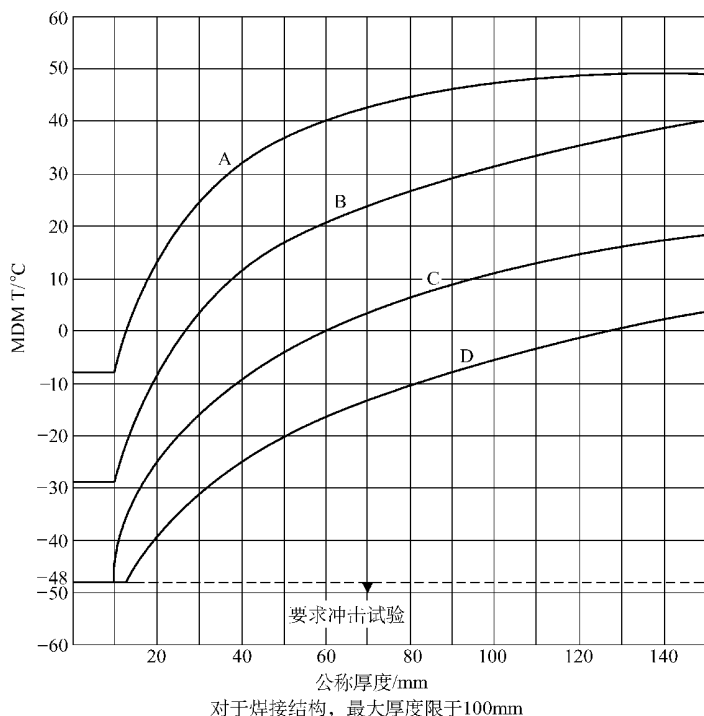


图 10-1 冲击试验豁免曲线 (引自 ASME VIII-1 图 UCS-66M)

针对某些低强度、延性高且厚度较薄材料抗脆断性能较好的实际情况, 在 ASME VIII-1UG-20 (f) 中规定了满足下面各项条件时冲击试验不是强制性的:

- 1) P-No. 1 的 1 组或 2 组材料, 对图 10-1 中曲线 A 的材料, 其厚度不超过 13mm; 对图 10-1 中曲线 B、C 或 D 的材料, 其厚度不超过 25mm。
- 2) 对完工容器进行按规范规定的液压试验。
- 3) 设计温度不高于 345℃, 不低于 -29℃, 由于低温季节大气温度的影响, 操作温度偶然低于 -29℃ 是允许的。
- 4) 热冲击或机械冲击载荷不作为控制性的设计要求。
- 5) 循环载荷不作为控制性的设计要求。

由这些规定可见, 压力试验时的超应力使元件可能存在的缺陷尖端在卸压后引起残余压缩应力, 使投入运行后缺陷不容易扩展, 提高了抗脆断性能。上述 3) 反映了高温导致的冶金效应以及应变时效会降低缺陷尖端的残余压缩应力, 导致抗脆断性能的下降; 4)、5) 反映了冲击载荷和循环载荷对抗脆断的不利影响。

10.1.3 EN 13445

EN 13445 和 ASME VIII-1 相似,也不是以容器的最低设计温度低于某一特定温度来界定低温容器。

EN 13445-3 之 5.4.7 指出:防止脆性断裂应满足 EN 13445-2 附录 B 的要求。EN 13445-2 附录 B.1 规定,三种方法可以用于避免如下金属制品的低温脆性断裂:钢板、钢带、钢管、管件、锻件、法兰、铸件、阀体及紧固件。这些准则是基于对指定温度下母材、热影响区及焊缝的 CVN 试样冲击试验要求。

EN 13445-2 附录 B 列举的这三种方法是:

1) 以操作经验为基础的方法。此种方法适用于所有材料,但是材料的厚度仅限于现有经验可覆盖的范围。

2) 以断裂力学为基础结合实际操作经验的方法。该方法仅适用于屈服强度下限不超过 460MPa 的细晶粒碳钢、碳锰钢和低合金钢。它比方法一覆盖的厚度更大,且对较薄的材料限定比方法一更加宽松。

3) 断裂力学分析的方法。该方法适用于方法一和方法二都不适用时,或用来作为当某些要求背离方法一和方法二时的调整的手段。EN 13445 规定,该方法必须给出使用导则且得到相关各方的认可后,方可使用。

1. 方法一 以操作经验为基础的方法

EN 13445-2 附录 B.2.2.1 定义了设计参考温度 T_R 、金属温度 T_M 、冲击温度 T_{KV} 、温度调整值 T_S (T_S 的计算依赖于压力引起的相应最低金属温度下薄膜应力的大小,见表 10-3)。标准要求按 $T_R = T_M + T_S$ 求得设计参考温度,然后根据结构的参考厚度 e_B 值(见图 10-9),由表 10-1 或表 10-2 来确定材料的冲击温度 T_{KV} 以及相应冲击吸收功的要求。

表 10-1 防脆断的通用要求,适用于参考厚度 $>5\text{mm}$ 的元件 (引自 EN 13445-2 表 B.1-1)

材 料	冲击能量 KV/J	冲击温度 $T_{KV}/^{\circ}\text{C}$	参考厚度 e_B/mm	备 注
铁素体钢,1.5% ~5% Ni 钢	27	T_R	对于焊接件 ≤ 30	$\sigma_b \leq 310\text{MPa}$
	27	$T_R^{①}$	对于焊后热处理件 ≤ 60	$310\text{MPa} < \sigma_b \leq 460\text{MPa}$
9% Ni 钢	40	-196	—	—
奥氏体钢焊接材料 ^④ 及奥氏体铸件材料 ^②	40 ^③	-196 ^④	任意	—
奥氏体-铁素体双相钢	40	T_M	≤ 30 ^⑤	限于 $T_M \geq -30^{\circ}\text{C}$

① 产品试板必须在 $T_{KV} = T_R$ 下冲击。对于焊缝、热影响区及母材冲击吸收功为 27J。其他的 NDT 要求见 EN 13445-5,检测组别 1。

② 固溶处理奥氏体不锈钢的最低金属温度 T_M ,需按 EN 13445-2 表 B.2-2 确定。

③ 如果材料标准有更高的冲击吸收功要求,当 $T_R \leq -196^{\circ}\text{C}$ 时,此要求必须在 $T_{KV} = -196^{\circ}\text{C}$ 下执行。

④ 当 $T_R \leq -196^{\circ}\text{C}$ 时,试验温度为 $T_{KV} = -196^{\circ}\text{C}$ 。对于母材的要求按相应的材料标准执行。

⑤ 实际厚度。

表 10-2 防脆断的通用要求, 适用于参考厚度 $\leq 5\text{mm}$ 的元件
(引自 EN 13445-2 表 B. 1-2)

材料 ^①	最低金属温度/ $^{\circ}\text{C}$	备注 ^②
$<3.5\% \text{ Ni}$ 钢	-60	AW PWHT
$\geq 3.5\% \text{ Ni}, <5\% \text{ Ni}$ 钢	-100	AW PWHT
$\geq 5\% \text{ Ni}, <9\% \text{ Ni}$ 钢	-120	AW PWHT
$\geq 9\% \text{ Ni}$ 钢	-200	AW PWHT
铁素体钢	根据母材材料标准规定的试验温度, $KV = 27\text{J}$	非焊接件
奥氏体-铁素体双相钢	仅适用于非焊态且 $T_M \geq -50^{\circ}\text{C}$	非焊接件

① 镍含量为公称值。

② AW: 焊态; PWHT: 焊后热处理。

表 10-3 温度调整值 T_s (引自 EN 13445-2 表 B. 2-1)

条 件	压力产生的主薄膜应力和最大许用应力的比值			薄膜应力 ^②
	$>75\%$	$>50\% \leq 75\%$	$\leq 50\%$	$\leq 50\text{MPa}$
非焊接件, 焊后热处理 ^①	0°C	$+10^{\circ}\text{C}$	$+25^{\circ}\text{C}$	$+50^{\circ}\text{C}$
焊态, 且参考厚度 $<30\text{mm}$	0°C	0°C	0°C	$+40^{\circ}\text{C}$

① 适用于接管及其他非临时性的部件首次焊接到容器上, 且这些部件在对接焊到容器之前已经作过热处理, 但是主焊缝未随后进行热处理。

② 薄膜应力必须考虑内外部压力和静压头的作用。换热器中, 对于管子和壳体必须考虑限制自由端位移的情况。

B. 2. 2. 3 规定了铁素体螺栓、螺母的附加要求, 详细内容请参见标准。对于其他螺栓、螺母材料的韧性要求 EN 13445 并未明确给出规定, 设计者可以参考 EN 10269 表 8 的注 5 及其 11. 5 节并考虑最低设计温度给出相应的冲击试验温度和冲击吸收功要求。

B. 2. 2. 4 规定了奥氏体不锈钢最低金属温度, 详细内容请参见标准。

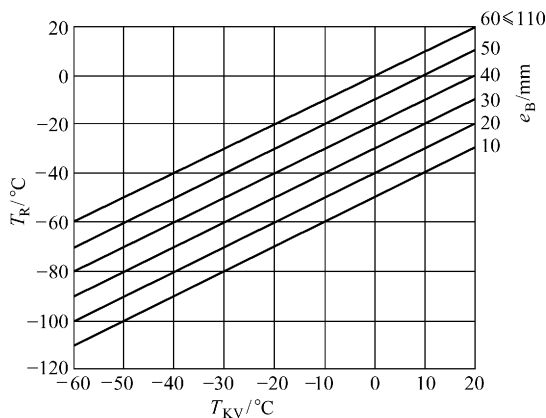
2. 方法二 以断裂力学为基础结合实际操作经验的方法

该方法确定材料冲击试验的步骤如下:

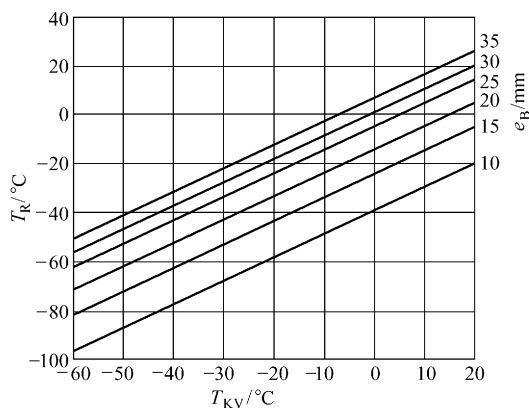
1) 根据表 10-4, 由材料屈服强度值查找合适的冲击温度的定义图及冲击吸收功。

表 10-4 冲击吸收功合格值的要求 (引自 EN 13445-2 表 B. 2-3)

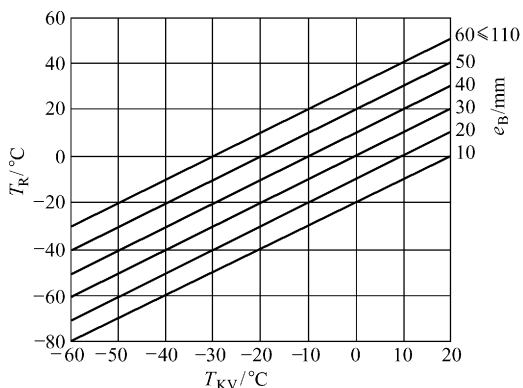
母材的屈服强度 σ_s /MPa	要求的冲击吸收功 (10mm $\times$ 10mm 试样)/J	由图定义的冲击试验温度 T_{KV}	
		非焊接结构及焊后热处理结构	未经焊后热处理
$\sigma_s \leq 310$	27	图 10-2 上图	图 10-2 下图
$310 < \sigma_s \leq 360$	40	图 10-2 上图	图 10-2 下图
	27	图 10-3 上图	图 10-3 下图
$360 < \sigma_s \leq 460$	40	图 10-2 上图	图 10-2 下图
	27	图 10-3 上图	图 10-4



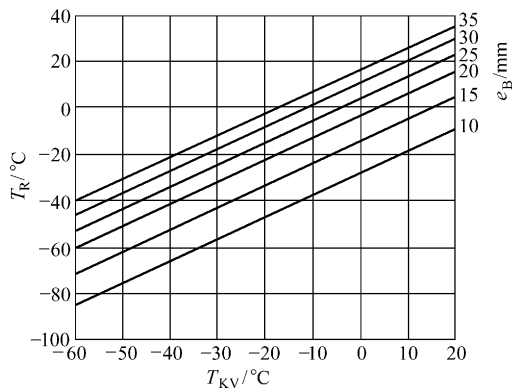
经焊后热处理元件和非焊接元件



未经焊后热处理元件



经焊后热处理元件和非焊接元件



未经焊后热处理元件

图 10-2 设计参考温度-冲击试验温度
(引自 EN 13445-2 图 B. 4-1, 图 B. 4-2)

图 10-3 设计参考温度-冲击试验温度
(引自 EN 13445-2 图 B. 4-3, 图 B. 4-4)

2) 根据冲击温度的定义图, 按照元件的参考厚度 e_B (参见图 10-9) 以及设计参考温度 T_R , 从图中获得相应的冲击试验温度 T_{KV} 。

3) 对于元件厚度小 10mm 时, 按照 EN 13445-2 之 B. 2. 3. 2 的规定, 按元件厚度为 10mm 的曲线执行。

3. 方法三 断裂力学分析的方法

EN 13445-2 B. 2. 4 规定, 断裂力学分析的方法适用于下列情况:

- 1) 所用的材料未被表 A. 2-1 覆盖。
- 2) 方法一和方法二不能适用的情形。
- 3) 检测出的缺陷超出 EN 13445-5 所允许的情形。

4) 使用的材料厚度超过低温容器所允许的情形。

EN 13445-2 B. 2. 4. 2 规定, 材料某温度下材料的断裂韧性 K_{IC} 值必须通过全尺寸单边缺口试样或者带有贯穿壁厚的疲劳裂纹的紧凑拉伸试样获取。

EN 13445-2 B. 2. 4. 3 提到, 可以根据参考文献 [42], 对评定的元件根据其厚度 t , 取一深度为 $a = \min(t/4, 25\text{mm})$ 、长为 $2c = 6a$ 的表面裂纹作为参考裂纹, 或者取深度为 t 长度为 10mm 的贯穿性裂纹作为参考裂纹。在计算应力场强度因子时, 需考虑残余应力: 未经焊后热处理时残余应力取母材的屈服强度, 经焊后热处理时残余应力取 30% 母材的屈服强度。再由 $K_I \leq K_{IC}$ 的原理评定该元件是否会发生脆断。

10.1.4 对各标准的对照及简要评述

从断裂力学原理分析, 材料的防脆断性能除决定于材料种类外, 还与材料的温度、厚度、受力状况、所含缺陷的形状及尺寸、焊接件的是否经过焊后热处理等因素有关。ASME VIII-1 和 EN 13445 方法二在对是否采取防脆断措施的界定上, 其原理是相同的, 都综合考虑了这些因素, 其中包括了材料种类、温度及厚度。由于测定 K_{IC} , 特别是不同温度下材料的 K_{IC} 值甚为费时费力, 所以上述两标准都根据 K_{IC} 值和 CVN 冲击吸收功在数值上的经验关系, 由 CVN 值来表示 K_{IC} 值。

以 ASME VIII-1 的碳钢和低合金钢处于满强度应力水平为例, 由其判别图 10-1 可见, 对于不同材料, 可予免除冲击试验的温度可相差达 40℃ 之多; 对于同一材料, 薄材和厚材相比, 可予免除冲击试验的温度可相差更可达 60℃; 有些较薄材料在 -48℃ 尚不需要冲击试验, 有些较厚材料在 48℃ 时就不能免除冲击试验, EN 13445 总体上也呈现这一趋势。

GB 150 划一地取设计温度低于或等于 -20℃ 时为低温压力容器, 在满强度应力水平时不管元件厚薄和材料种类, 都要采取防脆断措施——在不低于设计温度下进行夏比冲击试验。

虽然 GB 150 在形式上也是通过 CVN 冲击试验来防止脆断, 但是该方法是以使用经验为基础的转变温度法, 此方法仍然停留在 20 世纪 50 年代的水平, 这与 ASME VIII-1 和 EN 13445 方法二基于断裂力学分析的防止脆断方法在原理上是截然不同的。所以就这点而言, GB 150 和 ASME VIII-1、EN 13445 相比显得落后了。

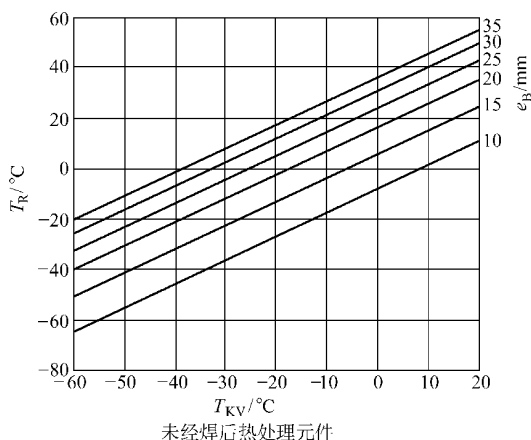


图 10-4 设计参考温度-冲击试验温度
(引自 EN 13445-2 图 B. 4-5)

10.2 对低温容器界定或判断是否进行冲击试验的调整

各标准对低温容器的界定或判断是否需要进行冲击试验的规定都是在认为元件在其满强度条件下（一般取其材料在相应温度下的许用应力），并在规范规定的制造和检验要求下得出，实际元件所受的应力水平或其制造检验情况和所规定条件可能略有出入，因此需要作出相应调整。

10.2.1 GB 150

GB 150 的附录 C2.1.4 (d) 规定，若符合 C1.5 要求的“低温低应力工况”，则可以免除冲击试验。C1.5 的条文为：“壳体或其他受压元件使用在‘低温低应力的工况’下，当其设计温度加上 50℃ 后，高于 -20℃ 时，不必遵循本附录的规定”。

“低温低应力工况”是指壳体或其他受压元件的设计温度虽然低于或等于 -20℃，但是其环向应力小于或等于钢材标准常温屈服点的 1/6，且不大于 50MPa 时的工况。“低温低应力的工况”不适用于抗拉强度下限大于 540MPa 的低温容器，并且螺栓材料一般不列入低温低应力工况。

GB 150 之 C2.1.7 规定，容器符合“低温低应力工况”，但其设计温度加上 50℃ 后，低于 -20℃ 时，仍需进行冲击试验，此时冲击试验的温度为设计温度加上 50℃。

10.2.2 ASME VIII-1

1. 考虑元件低应力工况的调整

ASME VIII-1 在 UCS-66 (b) 规定，当图 UCS-66.1 定义的比值小于 1 时（见图 10-5），元件免作冲击试验的 MDMT 可以低于由图 10-1 所确定的值。图 10-5 以元件所需要的厚度对名义厚度之比 $E t_r / (t_n - c)$ 为纵坐标，代表元件所处的应力水平；以温度值为横坐标，表示需要进行冲击试验的温度可以降低的值。对于不是以厚度而是以最大许用压力（MAP）表示其所能承载能力的元件，例如法兰，它不用厚度而常用额定压力表示其所能承载的能力，则图 10-5 的纵坐标用元件在最低设计金属温度时的最大设计压力对标在容器铭牌上最低设计金属温度时的最大许用压力之比 P / MAP 表示，它实际上也代表了元件所承受的应力水平。需要指出的是，在使用图 10-5 时，还必须考虑非压力载荷所导致的一次应力。

UCS-66(b)(3) 规定，当由图 UCS-66.1（图 10-5）所确定的比值小于 0.35 时，只要 MDMT 不低于 -105℃，则无需进行冲击试验。

2. 考虑经受额外热处理时的调整

焊后热处理能细化晶粒，软化焊接热影响区的淬硬组织，降低焊接残余应力，改善冷加工造成的材料韧性的降低。UCS-68 (c) 规定，按 ASME VIII-1 规定不需要作焊后热处理的元件，若经过焊后热处理（即额外的），允许将图 10-1 中对 P-No. 1 材料免作冲击试验的允许温度降低 17℃，得出的免试温度可以低于 -48℃。

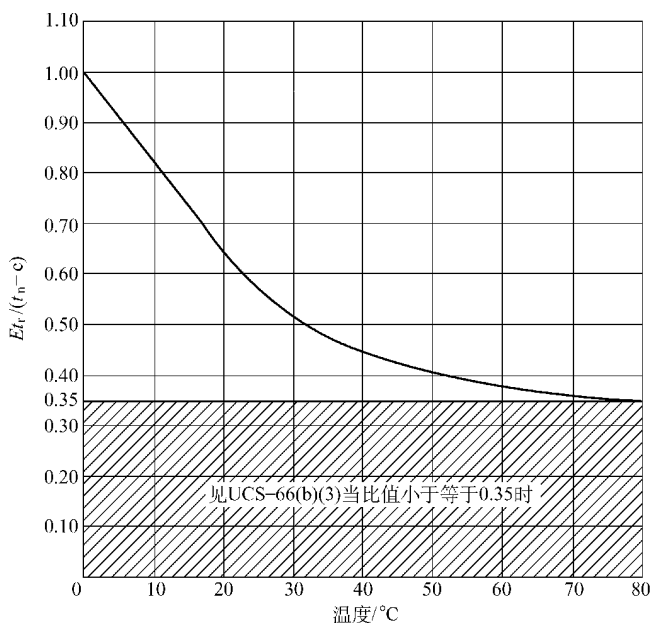


图 10-5 免作冲击试验的 MDMT 降低值 (引自 ASME VIII-1 图 UCS-66.1M)

10.2.3 EN 13445

EN 13445 在其方法一中, 考虑到元件如处在低应力状态操作, 以及焊接件经过焊后热处理 (或非焊接件) 和焊接件未经过焊后热处理二者对防脆断性能的区别, 处于低应力状态时视其应力水平的高低, 并区分经过焊后热处理或未经过焊后热处理, 冲击试验的温度 T_R 可以按表 10-3 予以调高, 即可取 $T_M + T_S$ 作为冲击试验温度 T_{KV} , 以体现低应力状态和焊后热处理对材料防脆断性能的改善。

在方法二中, 虽然用图 10-2 ~ 图 10-4 表示由设计参考温度 T_R 和元件参考厚度 e_B 查取冲击试验温度 T_{KV} , 但并未直接提及在低应力状态以及如进行或不进行焊后热处理时应如何计及对材料防脆断性能的影响, 根据方法二的断裂力学原理分析, 和方法一相同, 也可适用表 10-3 的温度调整值 T_S , 由 $T_R = T_M + T_S$ 进行判别, 以体现低应力状态对材料防脆断性能的改善; 对于同一材料, 对焊接件区分经焊后热处理和未经焊后热处理并采用不同的曲线, 即体现了焊后热处理对材料防脆断性能的改善。

10.2.4 对各标准的对照及简要评述

材料的防脆断性能显然和它所承受的拉伸应力水平以及焊接元件中所留下的残余拉伸应力有关, 所以各个标准都把低应力状态看成是可以调低采取防脆断性措施界定温度的重要因素。此外, ASME VIII-1 和 EN 13445 还将焊接元件是否焊后热处理看成是可以调低采取防脆断性措施界定温度的另一因素。

GB 150 和这两个国外标准相比,一是并未把焊接元件经焊后热处理看成是可以调低采取防脆断性措施界定温度的一个因素,二是要求必须满足标准所定义的低应力状态且设计温度加上 50℃ 后高于 -20℃ 时,才能调低免除冲击试验的界定温度,否则,即使应力水平已低于满强度状态,但还未达到标准所定义的低应力状态或虽达到低应力状态但设计温度加上 50℃ 后低于 -20℃,也不能计及对防脆断性能的实际改善。从这两点分析,和 ASME VIII-1、EN 13445 相比,显然也略逊一筹。

GB 150 低温低应力工况规定“环向应力”不超过常温屈服点的 1/6,且不大于 50MPa,这一点在实际操作时会遇到很大麻烦,甚至无法操作。如遇到于法兰或管板,就无法处理。又如,当轴向应力为控制性因素时,仍只考虑“环向应力”则不能有效防止脆断。

GB 150 规定“低温低应力的工况”不适用于抗拉强度下限大于 540MPa 的低温容器,且螺栓材料一般不列入低温低应力工况;ASME VIII-1 及 EN 13445 并没有此限制,而是根据实际的应力水平考虑材料的防脆断性能。

ASME VIII-1 在图 10-5 中纵坐标的应力水平值作了比较全面的说明,不仅对承受总体一次薄膜应力的元件加以说明,而且对不承受总体一次拉伸薄膜应力的元件,如平封头、管板和法兰(包括螺栓和螺母)等也作了说明。而 EN 13445 则仅是在表 10-3 中原则性地表示,不如 ASME VIII-1 清晰。

10.3 冲击试验温度及其调整

10.3.1 GB 150

GB 150 在附录 C 的 C2.1.7 中规定,低温容器用钢的冲击试验温度应低于或等于壳体或其受压元件的最低设计温度。当壳体或其受压元件使用在低温低应力工况时,冲击试验温度应低于或等于最低设计温度加 50℃,即按照标准对低温低应力工况的规定,在属于标准所规定的低应力工况条件时,若其设计温度加 50℃ 后高于 -20℃ 时,不必再进行低温容器的冲击试验,否则,应在低于或等于该最低设计温度加 50℃ 时进行冲击试验。

10.3.2 ASME VIII-1

1. 冲击试验温度

ASME VIII-1 在 UG-84(b)(2) 中规定,冲击试验温度不得高于最低设计金属温度。此处的最低设计金属温度应理解为按图 10-1 进行判别时,包括考虑了低应力状态和经受了额外焊后热处理后作出调整后仍要进行冲击试验的最低设计金属温度。

2. 采用小尺寸试样时对冲击试验温度的调整

由于同一材料,薄者较厚者表现出较好的防脆断性能,为防止对较厚的、能够制成 10mm × 10mm × 55mm 标准尺寸试样(见图 10-6)的元件因种种原因而制取了小尺寸试

样（见图 10-7）而表现出比实际元件偏高的冲击吸收功，所以 ASME VIII-1 在表 UG-84.2 中（见表 10-5）规定了届时应将冲击试验温度较 UG-84(b)(2) 中所规定值为低的值。但是，UG-84(c)(2)(a) 规定的情况除外。

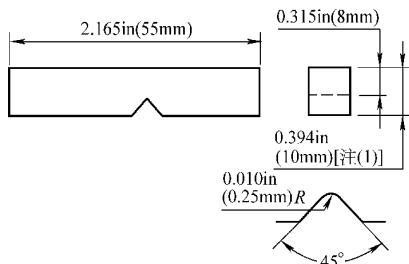


图 10-6 夏比冲击试样
(引自 ASME VIII-1 图 UG-84)

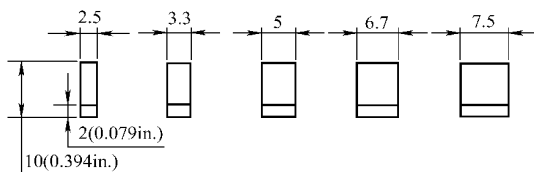


图 10-7 夏比小尺寸冲击试样
(引自 ASME II-A 篇, SA-370 图 11)

UG-84(c)(5) 规定，凡元件厚度足以允许制作截面为 10mm × 10mm 的标准尺寸试样时，应制作 10mm × 10mm 的标准尺寸试样或沿缺口方向宽度不小于 8mm 的试样。当元件厚度等于或大于 10mm，但所制作试样的宽度不足 8mm 时，则试验温度应比最低设计金属温度（MDMT）（此值包括考虑了低应力状态或焊接件经过额外焊后热处理时免除冲击试验温度的调低）为低，其所降低值由表 10-5 确定。当元件厚度小于 10mm，而此时如制作的最大的 V 缺口试样宽度小于元件厚度的 80%，且材料的抗拉强度下限小于 655MPa，则试验温度应比最低设计金属温度（MDMT）为低，其降低值为元件实际厚度由表 10-5 对应的温度降低值与实际试样宽度由表 10-5 对应的温度降低值之差；如材料的抗拉强度下限大于等于 655MPa，则试验温度仍按设计时采用的最低温度（MDMT）执行，不进行调整。

表 10-5 采用小尺寸试样时冲击试验温度低于最低设计金属温度的值

(引自 ASME VIII-1 表 UG-84.2)

试样厚度/mm	10	9	8	7.5	7	6.7	6	5	4	3.3	3	2.5
温度降低值/℃	0	0	0	3	4	6	8	11	17	19	22	28

UG-84(c)(3) 中规定，若制作时所能获得的夏比 V 试样沿缺口方向的宽度小于 2.5mm，则不要求作冲击韧性试验。

3. 根据材料的屈服强度值调整冲击试验温度

UG-84(b)(2) 允许根据材料屈服强度对冲击试验温度进行调整，即冲击试验温度可以高于最低设计金属温度，见表 10-6。这一调整主要是因为根据断裂力学原理由 $K_I \leq K_{Ic}$ 进行判别时，由于测量 K_{Ic} 值的费时费力，所以规范根据 K_{Ic} 值和 CVN 冲击吸收功在数值上的关系（在原理上并无直接关系）而用 CVN 冲击吸收功表示。但测量 CVN 冲击吸收功所用快速加载与测量 K_{Ic} 值所用的慢速加载所获得材料断裂韧度是有一定差距的，

所以 ASME VIII-1 允许冲击试验温度可以适当调高,以弥补 CVN 试验的加载速率与容器实际可能的加载速率的差异。

表 10-6 中、低强度钢冲击试验温度的提高值 (引自 ASME VIII-1 表 UG-84.4)

屈服强度下限/MPa	高于 MDMT 的温度 ^① /℃
≤280	6
≤380	3
>380	0

① 冲击试验温度可以比最小设计温度提高表中所列的值。

10.3.3 EN 13445

1. 冲击试验温度

EN 13445 以操作经验为基础的方法,即方法一的冲击试验温度 T_{KV} 按表 10-1 确定;以断裂力学为基础结合实际操作经验的方法,即方法二的冲击试验温度 T_{KV} 由图 10-2 ~ 图 10-4 确定。

然而,对于同上材料采用上述两种方法通常会得到要求不同的冲击试验温度。

2. 采用小尺寸试样时对冲击试验温度的调整

对一般尺寸元件,在能够截取 10mm × 10mm × 55mm 标准尺寸的 CVN 试样时,应截取标准尺寸试样;当元件厚度不足以截取标准尺寸试样时,才可以截取尽可能接近的 10mm × 7.5mm 或 10mm × 5mm 的小尺寸试样,届时冲击吸收功的合格值可由标准尺寸试样的合格冲击吸收功值乘以试样宽度对全尺寸试样宽度 (10mm) 的比值确定,见表 10-9;当元件厚度小到不能截取 5mm 的试样时,则可不作冲击试验。当为异常形状元件其厚度虽超过 10mm,但是却不能截取标准尺寸试样而只能截取小尺寸试样时,EN 13445B.3.2 规定,由小尺寸非标准尺寸试样所得的冲击吸收功合格值仍可由标准尺寸试样的合格冲击吸收功值乘以试样宽度对全尺寸试样宽度 (10mm) 的比值确定,但冲击试验的温度 T_{KV} 需要按表 10-7 的规定予以降低,以调整因取小尺寸试样难以代表实际厚度元件抗脆断性能的差别。

表 10-7 小尺寸试样的当量冲击吸收功要求 (引自 EN 13445-2 表 B.3-2)

冲击吸收功 KV/J	试样尺寸/mm	小尺寸试样		
		冲击吸收功 KV/J	试样尺寸/mm	冲击试验温度值/℃
27	10 × 10	20	7.5 × 10	$T_{KV} - 5$
		14	5.0 × 10	$T_{KV} - 20$
40	10 × 10	30	7.5 × 10	$T_{KV} - 5$
		20	5.0 × 10	$T_{KV} - 20$
20	7.5 × 10	14	5.0 × 10	$T_{KV} - 15$
30	7.5 × 10	20	5.0 × 10	$T_{KV} - 15$
14	5.0 × 10	—	—	—
20	5.0 × 10	—	—	—

10.3.4 对各标准的对照及简要评述

ASME VIII-1 和 EN 13445 都有在元件尺寸允许时应取 $10\text{mm} \times 10\text{mm} \times 55\text{mm}$ 标准试样的规定，只有在元件厚度较小或元件形状异常而不能截取标准尺寸试样时才允许取不小于元件厚度 80% 的小尺寸试样，届时的冲击吸收功合格值则按标准尺寸试样合格值对试样尺寸比值缩减。如果元件厚度足够取标准尺寸试样，但因故而取了小尺寸试样，则相应要根据试样尺寸大小而调低冲击试验温度，以充抵因取小尺寸试样比足够尺寸试样所致抗脆断性能的略有改善。

GB 150 在 C2.1.5 中规定，标准试样的尺寸为 $10\text{mm} \times 10\text{mm} \times 55\text{mm}$ ，当无法制备标准试样时，也可采用厚度为 7.5mm 或 5mm 的小尺寸试样，小尺寸试样的缺口宽度一般应不小于钢材厚度的 80%。但据其文意判断，如材料或元件尺寸足以制备标准试样时，不允许制作小尺寸试样，所以也就不存在届时如何调低冲击试验温度的配套规定。但对异常形状元件其厚度虽超过 10mm，但却不能截取标准尺寸试样而只能截取小尺寸试样时，GB 150 并未要求调低冲击试验温度，可以看出 ASME VIII-1 和 EN 13445 的规定更胜一筹。

10.4 各种结构类型元件的控制厚度

10.4.1 GB 150

GB 150 没有元件控制厚度的概念。对于与受压元件相焊接的非受压元件，GB 150 之 C2.1.2 要求非受压元件在承受较大载荷的情况下具有与受压元件相当的韧性。

10.4.2 ASME VIII-1

按 ASME VIII-1 UCS-66 (a) 的规定，在按照图 10-1 冲击试验免除曲线进行判断时，对壳体、封头、接管、人孔、补强板、法兰、管板、平盖板、永久保留的焊接衬垫和焊接到受压元件上对容器的结构完整性必不可少的连接件等元件（如裙座等）均须作为单独元件对待，由其控制厚度 t_g 、设计时采用的 MDMT 以及相应的材料曲线进行判别。

- 1) 焊接件的控制厚度 [UCS-66(a)(1)] 按图 10-8 确定。
- 2) 铸件的控制厚度 [UCS-66(a)(2)] 为它的最大名义厚度。
- 3) 平的非焊接件，如法兰、管板和平封头 [UCS-66(a)(3)] 的控制厚度为平板件厚度的 $1/4$ 。
- 4) 带法兰的凸形封头 [UCS-66(a)(4)] 的控制厚度为 $1/4$ 法兰环厚度或封头曲面部分最小厚度中的较大者。

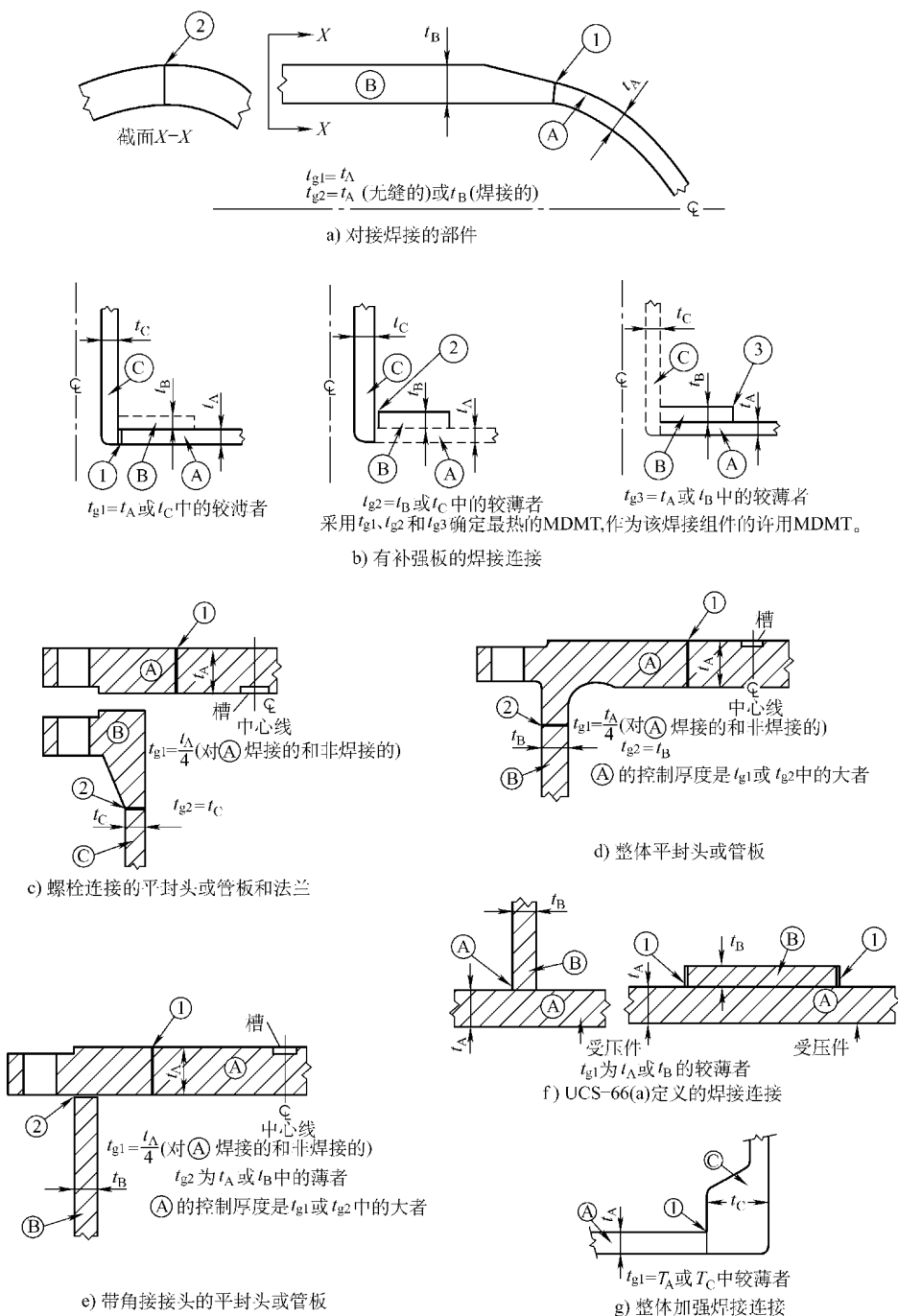


图 10-8 几种结构的控制厚度 (引自 ASME VIII-1 图 UCS-66.3)

10.4.3 EN 13445

EN 13445-2 之表 B. 4-1 (见图 10-9) 详细列出了各种结构的参考厚度 (Reference Thickness) e_B 值。

EN 13445-2 附录 B. 1 节指出, 本节的规定适用于受压元件。EN 13445-2 第 5 节要求与受压元件相焊接的非受压部件具有相匹配的化学成分及力学拉伸性能, 对非受压元件的断裂韧性没提出特别要求。因而, 规范也就没有规定非受压部件的参考厚度。

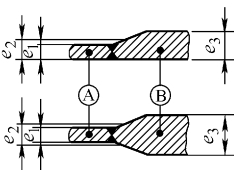
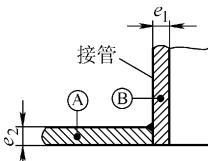
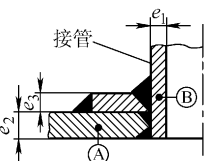
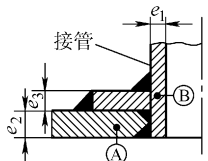
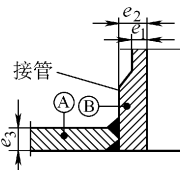
结构详图	状态	参考厚度 e_B		
		元件 A	焊缝	元件 B
	AW	e_1	e_2	e_3
	PWHT	e_1	e_2	e_3
	AW	e_2	e_2	e_1
	PWHT	e_2	e_2	e_1
	AW	e_2	e_2, e_3 中较厚者	e_1
	PWHT	e_2	e_2, e_3 中较厚者	e_1
	AW	e_2	e_2, e_3 中较厚者	e_1
	PWHT	e_2	e_2, e_3 中较厚者	e_1
	AW	e_3	e_2, e_3 中较厚者	e_2
	PWHT	e_3	e_2, e_3 中较厚者	e_2

图 10-9 各种结构的参考厚度(引自 EN 13445-2 表 B. 4-1)

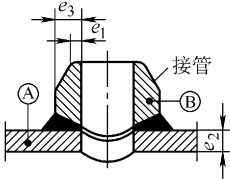
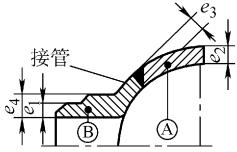
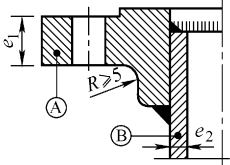
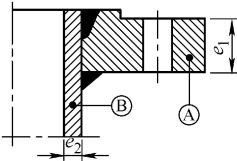
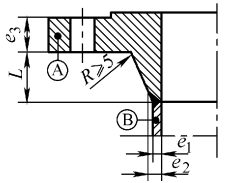
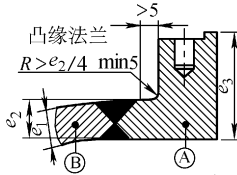
结构详图	状态	参考厚度 e_B		
		元件 A	焊缝	元件 B
	AW	e_2	e_2	$e_1, e_3/4$ 中较厚者
	PWHT	e_2	e_2	$e_1, e_3/4$ 中较厚者, 必要时 e_1 按图 B. 4-2 或 B. 4-4
	AW	e_2	e_3	$e_3, e_4/4$ 中较厚者
	PWHT	e_2	e_3	$e_3, e_4/4$ 中较厚者, 必要时 e_1 按图 B. 4-2 或 B. 4-4
	AW	$e_1/4$	e_2	e_2
	PWHT	$e_1/4$	e_2	e_2
	AW	$e_1/4$	e_2	e_2
	PWHT	$e_1/4$	e_2	e_2
	AW	e_2 检查 $e_3/4$ 按图 B. 4-1 或 B. 4-3	e_2	e_1
	PWHT	$e_2, e_3/4$ 中较厚者	e_2	e_1
	AW	e_2	e_2	e_2 , 检查 $e_3/4$ 按图 B. 4-1 或 B. 4-3
	PWHT	e_2	e_2	$e_2, e_3/4$ 中较厚者

图 10-9 各种结构的参考厚度(引自 EN 13445-2 表 B. 4-1)(续一)

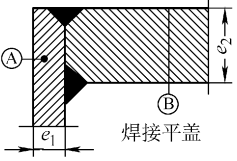
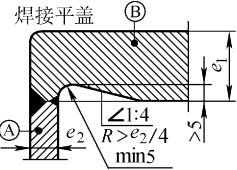
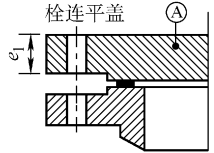
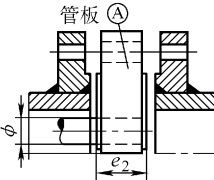
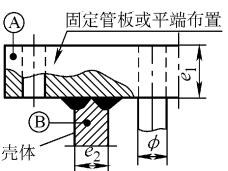
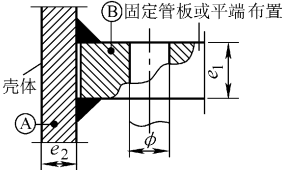
结构详图	状态	参考厚度 e_B		
		元件 A	焊缝	元件 B
	AW	e_1	e_1	$e_1, e_2/4$ 中较厚者
	PWHT	e_1	e_1	$e_1, e_2/4$ 中较厚者
	AW	e_2 检查 $e_1/4$ 按图 B. 4-1 或 B. 4-3	e_2	e_1
	PWHT	$e_2, e_1/4$ 中较厚者	e_2	e_1
	AW	$e_1/4$	—	—
	PWHT	$e_1/4$	—	—
	AW	—	—	—
	PWHT	$e_1/4$	—	—
	AW	$e_2, e_1/4$ 中较厚者	e_2	e_2
	PWHT	$e_2, e_1/4$ 中较厚者	e_2	e_2
	AW	$e_2, e_1/4$ 中较厚者	e_2	e_2
	PWHT	$e_2, e_1/4$ 中较厚者	e_2	e_2

图 10-9 各种结构的参考厚度(引自 EN 13445-2 表 B. 4-1)(续二)

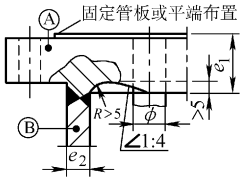
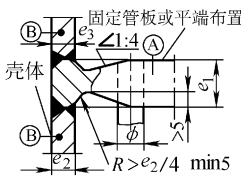
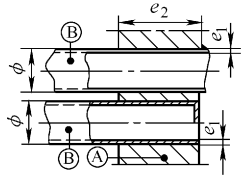
结构详图	状态	参考厚度 e_B		
		元件 A	焊缝	元件 B
	AW	e_2 , 检查 $e_1/4$ 按图 B. 4-1 或 B. 4-3	e_2	e_2
	PWHT	$e_2, e_1/4$ 中较厚者	e_2	e_2
	AW	e_2, e_3 中较厚者, 并检查 $e_1/4$	e_2, e_3 中较厚者	e_2, e_3 中较厚者
	PWHT	$e_1/4, e_2, e_3$ 中较厚者	e_2, e_3 中较厚者	e_2, e_3 中较厚者
	AW	—	e_1	e_1
	PWHT	—	e_1	e_1

图 10-9 各种结构的参考厚度 (引自 EN 13445-2 表 B. 4-1) (续三)

10.4.4 ASME VIII-1 和 EN 13445 对控制厚度规定的对照及简要评述

ASME VIII-1 要求受压元件以及焊接到受压元件上的对容器结构完整性必不可少的连接件 (如永久保留的焊接衬垫、裙座等) 均须作为单独元件对待, 并按规范要求判断其是否需要进行冲击试验; 而 EN 13445 仅对受压元件材料提出防脆断要求; 可以看出 ASME VIII-1 的规定更胜一筹。

虽然 ASME VIII-1 用图 UCS-66.3 (图 1-6) 表示焊接件的控制厚度 t_g , 但和 EN 13445 用表 B. 4-1 (图 10-9) 详细表示各种焊接结构的参考厚度 e_B 相比, 后者在可操作性上似更胜一筹。

ASME VIII-1 和 EN 13445 之间的另一个显著区别是: 对于某些焊接结构的控制厚度, 如图 10-8a、b、g, ASME VIII-1 是基于较薄的元件, 而 EN 13445 则相反。采用较薄元件的厚度作为控制厚度, 将导致较低的冲击豁免温度。

GB 150 在整个低温容器设计部分, 由于仍采用以使用经验为基础的转变温度方法, 所以都未涉及元件厚度对防脆断性能的影响, 就以这点来看, 在技术上是落后了。此外, GB 150 要求非受压元件在承受较大载荷的情况下具有与受压元件相当的韧性, 这一点和 ASME 是有显著区别的。

10.5 冲击吸收功、侧向膨胀的合格值

10.5.1 GB 150

GB 150 规定在冲击试验温度下的最低冲击吸收功合格值由材料标准抗拉强度下限值 σ_b 按表 10-8 确定。事实上该表是针对碳钢、低合金钢及奥氏体钢焊缝金属的，然而 GB 150 材料篇中列有铬基铁素体不锈钢、铬基马氏体不锈钢及奥氏体-铁素体双相不锈钢，对于这类低温容器材料的冲击吸收功合格值如何选取就不得而知了。此外，对于含碳量大于 0.1% 的奥氏体不锈钢制低温容器标准也没有给出处理方法。

GB 150 规定的是最低冲击吸收功值，然而中国压力容器用材料标准通常规定了比 GB 150 更高要求的冲击试验温度及冲击吸收功合格值，所以表 10-8 在一般情况下起不到控制作用。

表 10-8 低温夏比 V 缺口试样冲击试验最低冲击吸收功值（引自 GB 150 表 C2）

钢材标准抗拉强度下限值 σ_b /MPa	三个试样的冲击吸收功平均值 A_{KV} /J
	10mm × 10mm × 55mm
≤450	18
>450 ~ 515	20
>515 ~ 650	27
奥氏体钢焊缝金属	31

注：1. 试验温度下三个试样的冲击吸收功平均值不得低于表中的规定；其中单个试样的冲击吸收功可小于平均值，但不得小于平均值的 70%。

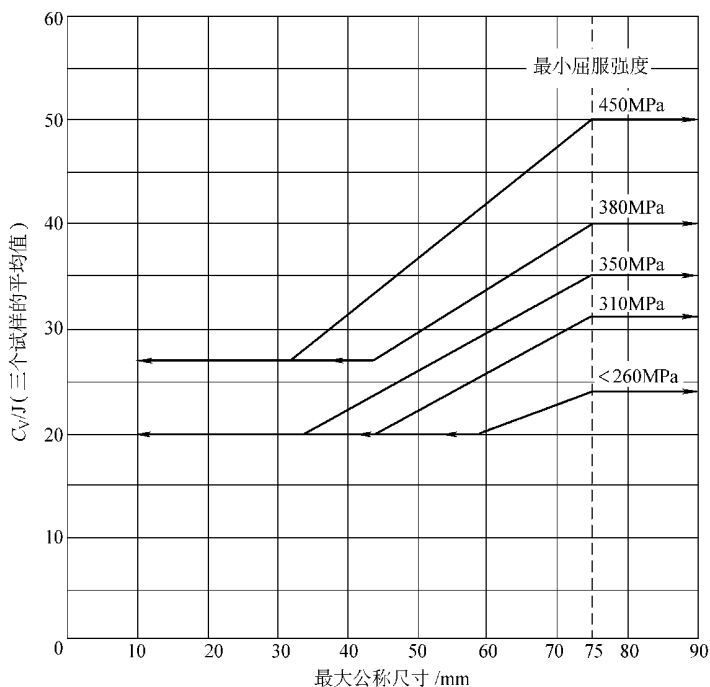
2. 标准抗拉强度下限值大于 650MPa 的螺栓等钢材的冲击吸收功值按标准抗拉强度下限值等于 650MPa 钢材的要求，但是 40CrNiMo 的低温冲击吸收功应不小于 31J（三个试样平均值）。

GB 150 在 C2.1.5 中规定，标准试样的尺寸为 10mm × 10mm × 55mm，若无法制备标准试样时，也可采用厚度为 7.5mm 或 5mm 的小尺寸试样，小尺寸试样的缺口宽度一般应不小于钢材厚度的 80%，对于小试样的冲击吸收功合格标准，在 C2.1.7 节中规定根据试样宽度比例缩减。标准在此已指明材料或元件尺寸若无法制备标准试样时，也可采用小尺寸试样，且该小尺寸试样的缺口宽度一般应不小于钢材厚度的 80%，虽然标准并未明确提及如材料或元件尺寸足以制备标准试样时是否可以制备小尺寸试样，以及届时如何评定冲击吸收功的合格值，但据其文意判断，如材料或元件尺寸足以制备标准试样时，不允许制作小尺寸试样，所以也就不存在届时如何评定冲击吸收功合格值的问题了。

10.5.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 在 UG-84(c)(4) 规定，根据材料的公称厚度和类别的不同，可以按图 10-10 获取不同材料全尺寸 CVN 试样冲击吸收功要求。由小尺寸非标准试样所得的冲击

吸收功合格值可由标准尺寸试样的合格冲击吸收功值乘以试样宽度对全尺寸试样宽度 (10mm) 的比值确定。



注: (a) 屈服强度之间的值允许内插。

(b) 单个试样的最低冲击吸收功值不小于三个试样要求平均值的 2/3。

(c) 材料制造及冲击试验符合: SA-320、SA-333、SA-334、SA-350、SA-352、SA-420、SA/AS1548 冲击试验过的材料 (沿 L 方向), SA-437、SA-540 (按表 2 附注 4 生产的材料除外) SA-765 无须满足本图要求。对于上述材料当满足了相应材料标准的冲击功要求, 且最低金属温度不低于冲击试验温度就为合格。

(d) 对于材料抗拉强度不限于小于 655 MPa 的材料, 按 UG-84(c)(4)(b) 之规定。

图 10-10 材料抗拉强度下限小于 655 MPa 的碳钢及低合金钢

全尺寸试样夏比 V 缺口冲击试样要求 (引自 ASME VIII-1 图 UCS-84.1M)

高强度钢的抗脆断性能较差, 容易引起脆性断裂, 为更合理地反映材料的防脆断性能, 所以规范规定不是以 CVN 冲击吸收功值而是以试样冲击断裂后缺口背面部位处的侧向膨胀值 (见图 10-11) 来表征其防脆断性能。在规范的 UG-84(c)(4)(b) 中规定, 对于抗拉强度下限大于等于 655 MPa 的材料, 在试样冲击断裂后缺口背面部位处的侧向膨胀的合格值应按 UHT-6(a)(3) 和 UHT-6(a)(4) 的要求 (见图 10-12, 规范要求的 C_v 冲击试验的侧向膨胀的合格值)。UHT-6(b) 规定, 当容器在低于某一特定温度下运行时对于特定的高强度材料除按上述要求作 CVN 冲击试验外, 还应该按 ASTM E208 作落锤试验, 以确定材料的无延性转变温度。

对于不锈钢 (或高合金钢), 材料试样的 CVN 冲击吸收功值或侧向膨胀值的合格值详见 UHA-51 的规定。

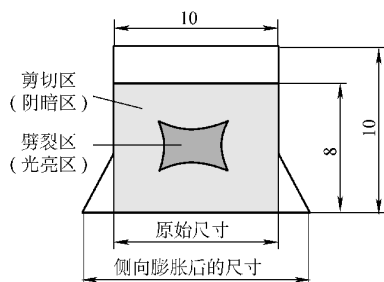
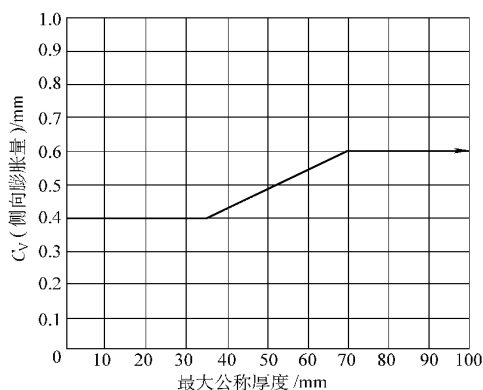


图 10-11 冲击试验的侧向膨胀示意图

图 10-12 C_V 冲击试验的侧向膨胀合格值

(引自 ASME VIII-1 图 UHT-6. 1M)

10.5.3 EN 13445

EN 13445 所列以操作经验为基础的方法（方法一）的冲击吸收功合格值见表 10-1，以断裂力学为基础结合实际操作经验的方法（方法二）的冲击吸收功合格值见表 10-4。

不论是何种情况而采用了小尺寸冲击试样时，其冲击吸收功的合格值可由标准尺寸试样的合格冲击吸收功值乘以试样宽度对全尺寸试样宽度（10mm）的比值确定，见表 10-9。

表 10-9 小尺寸冲击试验时的冲击吸收功合格值（引自 EN 13445 表 B. 3-1）

参 考 值	小尺寸试样	
	试样尺寸/mm	
10 × 10	10 × 7.5	10 × 5
	最小冲击吸收功/J	
27	20	14
40	30	20

10.5.4 对各标准的对照及简要评述

ASME VIII-1、EN 13445 冲击吸收功合格值是基于材料的屈服强度下限，而 GB 150 冲击吸收功合格值则基于材料的抗拉强度下限。

ASME VIII-1 的冲击吸收功合格值不仅和材料种类有关，而且和其“公称厚度”有关。这一点是不难理解的，因为从断裂力学的角度分析，当材料由薄变厚时材料断裂韧性呈下降趋势，所以材料冲击吸收功的合格值亦应随厚度变化而调整。然而，ASME VIII-1 对此处用到的所谓“公称厚度”没有明确的定义，因而实际操作中会带来一定困难或混淆。笔者建议可以参考 ASME VIII-2：2008A 之 3.2.9 关于厚度的定义（Definition of Product Form Thickness）。

EN 13445 中 T_{KV} (冲击温度) 和 T_R (设计参考温度) 关系曲线和“参考厚度”相关, 这实际上是通过调整冲击试验温度来间接反映厚度对冲击吸收功合格值的影响。

GB 150 冲击吸收功的合格值和材料“厚度”没有关系, 而且 GB 150 也没有关于材料“厚度”的明确定义。此外, GB 150 附录 C 没有限定材料“厚度”的上限, 而 EN 13445 方法一明确规定了使用该方法时元件“参考厚度”的上限 (见表 10-10)。虽然, GB 150 和 EN 13445 在材料安全系数、冲击试验温度等方面有较大差别, 但是通过表 10-10 的对比至少可以得出这样的结论: 对于材料“厚度”特别大的场合, GB 150 冲击吸收功的合格值偏低了。

由于 GB 150 防脆断措施和 ASME VIII-1、EN 13445-2 附录 B 方法二在原理上完全不同, 且各标准所允许采用的材料各不相同, 所以很难比较冲击吸收功的合格值。GB 150 附录 C 的防脆断措施和 EN 13445-2 附录 B 方法一在原理上相似, 因而可以对冲击吸收功合格值及冲击温度等作出对比, 见表 10-10。

表 10-10 GB 150 附录 C 防脆断措施和 EN 13445-2 附录 B 方法一的对比

材料类别	材料强度/MPa		冲击能量 KV/J		冲击温度 $T_{KV}/^{\circ}\text{C}$		EN 13445 参考厚度 e_B/mm GB 150 元件厚度/mm	
	EN 13445	GB 150	EN 13445	GB 150	EN 13445	GB 150	EN 13445	GB 150
铁素体钢	$\sigma_s \leq 310$	$\sigma_b \leq 450$	27	18	T_R	T_M	$AW^{⑦} \leq 30$	$AW^{⑦} \leq 16$ PWHT ^⑦ 任意
	$310 < \sigma_s \leq 460$	$450 < \sigma_b \leq 515$	27	20	$T_R^{①}$	T_M	PWHT ^⑦ ≤ 60	$AW^{⑦} \leq 16$ PWHT 任意
		$515 < \sigma_b \leq 650$		27		T_M		$AW^{⑦} \leq 16$ PWHT ^⑦ 任意
1.5% ~ 5% Ni 钢	无限制规定	无相应材料	27		T_R		$AW^{⑦} \leq 30$	
	无限制规定	无相应材料	27		$T_R^{①}$		PWHT ^⑦ ≤ 60	
9% Ni 钢	无限制规定	无相应材料	40		-196		—	
奥氏体钢焊接材料 ^④	无限制规定	无限制规定	40 ^③	31	-196 ^④	T_M	任意	任意
奥氏体铸件材料 ^②	无限制规定	无相应材料	40 ^③		-196 ^④		任意	
奥氏体-铁素体双相钢	无限制规定	无限制规定	40	未提及	$T_M^{⑤}$	未提及	$\leq 30^{⑤、⑥}$	未提及

注: σ_s 材料屈服强度, σ_b 材料抗拉强度; T_M 金属温度, T_R 设计参考温度, $T_R = T_M + T_s$, 温度调整值 T_s 的计算依赖于压力引起的相应最低金属温度下薄膜应力的大小, 见表 10-3。

① ~ ⑤ 具体解释见表 10-1。

⑥ 限于 $T_M \geq -30^{\circ}\text{C}$ 的情况。

⑦ AW: 焊态, PWHT: 焊后热处理。

GB 150 实际上仅提供了碳素钢、低合金钢以及奥氏体不锈钢的冲击吸收功合格值。EN 13445-2 附录 B 方法一适用于所有材料,但是材料的厚度仅限于现有经验可覆盖的范围;EN 13445 附录 B 方法二仅适用于屈服强度下限不超过 460MPa 的碳钢、碳锰钢和低合金钢。而 ASME VIII-1 对碳素钢、低合金钢、高合金钢以及抗拉强度下限大于等于 655MPa 的材料规定了详细的韧性要求,所以 ASEM 较前两者在可操作性上似更胜一筹。

10.6 冲击试样的取样方向、取样部位及试样缺口方向

众所周知,由于 CVN 冲击试样的取向与晶粒流方向的不同,同一块材料的冲击试验结果可能有相当大的差异。此外,冲击试样的取样部位、试样缺口方向对 CVN 冲击吸收功也有一定的影响,图 10-13 反映了板材轧制方向、试样取样方向、试样缺口方向以及 CVN 冲击吸收功的关系。

冲击试样的取样方向对于评价材料的断裂韧性至关重要,所以本节将重点比较分析冲击试样的取样方向。对于冲击试样的取样部位及试样缺口方向,限于篇幅这里不再阐述。

10.6.1 GB 150

(1) 板材 GB 150 之 C2.1.6 规定冲击试样的取样方向为横向(见图 10-14)。

(2) 管材 GB 150 之 C2.1.6 规定冲击试样的取样方向一般为纵向,对于大直径的管可以沿切向取样。

(3) 锻件 GB 150 之 C2.1.6 规定冲击试样的取样方向按照 JB 4727 的规定,即:锻件(不含条形)一般取切向试样,当不能制取切向试样时,则取纵向或径向试样。条形锻件一般取纵向试样,对截面较大、长度较短的条形锻件可以取切向或横向试样。

(4) 棒材/螺栓 GB 150 没有给出冲击试样取样方向的具体规定。从 GB 150 之 C2.1.5 的表述可知,GB 150 认为棒材只是圆形的。对于螺栓,GB 150 之 4.5.2 规定试样的取样方向为纵向(即轴向)。

(5) 铸件 GB 150 没有提

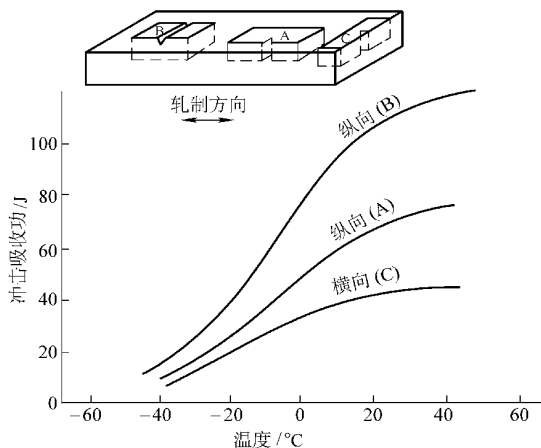


图 10-13 试样取样位置对 CVN 冲击吸收功的影响 (引自参考文献 [39] 图 14-8)

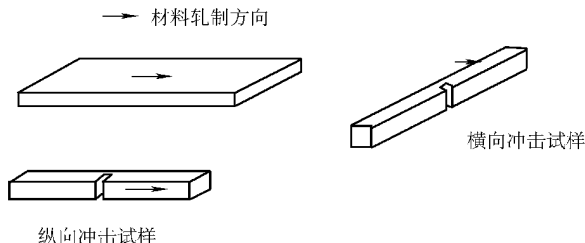


图 10-14 板材冲击试样取样位置

及铸件材料。

(6) 焊缝和热影响区 冲击试样取样方向要求和 ASME VIII-1 类似。

(7) 对于冲击试样的缺口方向, GB 150 之 C2.1.5 规定, 缺口应该沿厚度方向(棒材沿径向)切取。

10.6.2 ASME VIII-1

ASME VIII-1 对于母材没有规定冲击试样的取样方向, 一般按材料标准规定。

(1) 板材 SA-20 第 12 节规定冲击试样的取样方向一般在材料采购时由买方指定。

(2) 管材 材料标准如 SA-333/SA-334 规定冲击试样的取样方向为沿管子轴线方向(即纵向)。

(3) 锻件 锻件通用标准 SA-788 规定冲击试样的取样方向在材料采购时由买方指定。对于压力容器用锻件标准 SA-266 规定在材料采购时由买方指定冲击试样的取样方向, 而对锻管有韧性要求的标准 SA-350 规定冲击试样的取样方向与材料的主要工作方向平行。

(4) 棒材/螺栓 SA-320 规定了和 EN 10273 相同的冲击试样的取样方向, 参见图 10-16。

(5) 铸件 SA-703 规定可以制作 Keel 试块或铸件试样来获取冲击试样, 但是也没有规定冲击试样的取样方向。SA-352 附录 X1 对冲击试样的取样方向和 CVN 冲击吸收功之间的关系给出了一般性的说明。

(6) 焊缝和热影响区 UG-84 (g) (1) 规定冲击试样应垂直于焊缝截取, 试样缺口应位于焊缝金属上; 对于热影响区, UG-84 (g) (2) 规定冲击试样应垂直于焊缝截取, 要有足够的长度, 使侵蚀处理后试样缺口位于热影响区内。

10.6.3 EN 13445

(1) 板材 EN 10028-1 之 12.2.2.3 规定试样应沿横向取样, 试样缺口方向垂直板材表面。

(2) 管材 EN 10216-4 之 12.2.2.4、EN 10217-4 之 12.2.2.5 规定试样的取样方向一般为纵向, 若管子外径大于 $D_{\min} = (T - 5) + [756.25 / (T - 5)]$, 则应该沿横向取样(T 为管壁厚)(图 10-15)。

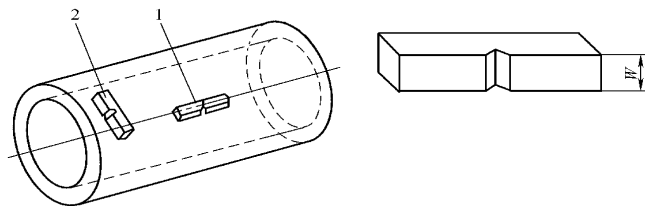


图 10-15 管材冲击试样取样位置(引自 EN 10216-4 图 2)

1—纵向试样 2—横向试样

(3) 锻件 EN 10222-1 之 12.3 规定: 对于筒形空心或实心锻件且直径大于等于 160mm 时, 试样方向垂直于晶粒流方向, 若直径小于 160mm, 则试样方向应平行于晶粒流方向; 对于其他形状的锻件, 试样方向垂直于晶粒流方向。锻件的晶粒流方向应该根据侵蚀试验或锻打工艺确定。

(4) 棒材/螺栓 EN 10273、EN 10269 规定试样的取样方向按照图 10-16 规定。

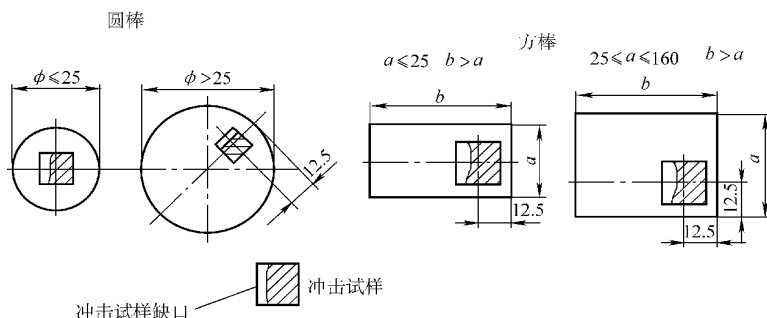


图 10-16 棒材冲击试样取样位置 (引自 EN 10273 图 1)

(5) 铸件 EN 10213-1 之 8.3.2.1 规定了如何从试块来获取试样, 但没有规定冲击试样的取样方向; EN 10213-1 之 8.4 规定如要求在产品上取样, 取样方向必须在采购文件中注明。

(6) 焊缝和热影响区 冲击试样取样方向要求和 ASME VIII-1 类似, 所不同的是 EN 13445 要求铁素体-奥氏体双相不锈钢冲击试样的缺口须在焊缝熔合线上。

10.6.4 对各标准的对照及简要评述

(1) 板材 GB 150 及 EN 材料标准规定冲击试样的取样方向为横向, 而 ASME 没有限定取样方向, 而是规定应在材料采购时由买方指定。一般认为 GB 150 及 EN 材料标准比 ASME 的规定要严, 然而这样的想法过于简单化了。事实上冲击试样的取样方向是多样的, 如图 10-17 给出了不同材料制品形式的一些可能的取样方向。例如, 厚度较大的板材冲击试样按图 10-17a S-T 方向取样所获得的 CVN 冲击吸收功要比 T-L 方向的低。所以, 比较恰当的规定应该是按元件的实际工作情况来确定冲击试样取样方向, 由此可看出 ASEM 的规定较前两者似更胜一筹。

(2) 管材 ASME 材料标准规定冲击试样的取样方向为沿管子轴线方向 (即纵向), 而 GB 150 及 EN 材料标准规定当满足一定条件时冲击试样的取样方向为横向。可以认为 GB 150 及 EN 标准的规定要严于 ASME 材料标准的规定。

(3) 锻件 ASME 材料标准规定冲击试样的取样方向在材料采购时由买方指定, 该方法的优点在上述 (1) 中已介绍。EN 材料标准突出了冲击试样方向 (一般情况下) 应垂直于晶粒流方向这一重要规定, 并且要求锻件的晶粒流方向应该根据侵蚀试验或锻打工艺确定。JB 4727 虽有种种规定, 不过它未能突出冲击试样的取样方向和锻打工艺

之间的关系。所以, ASEM、EN 较 GB 150 似更胜一筹。

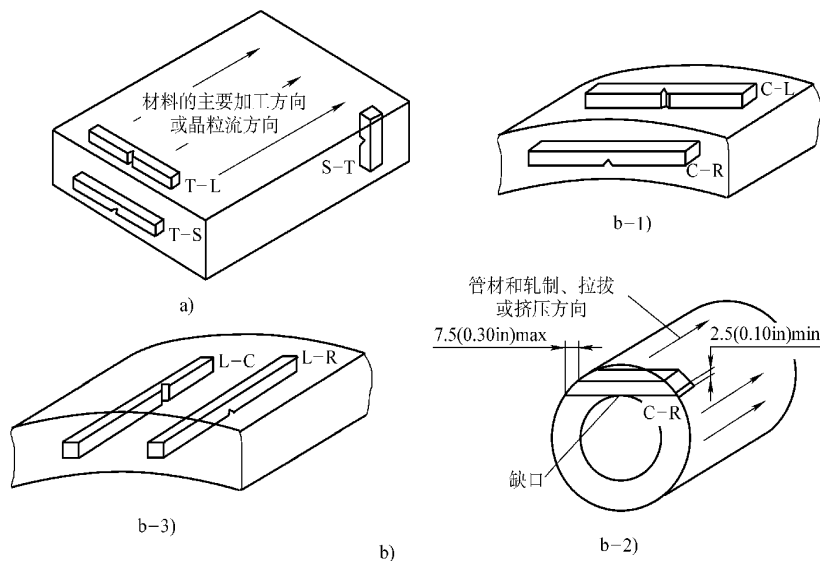


图 10-17 冲击试样一些可能的取样方向

a) 板材或锻件 b) 管材的 CVN 试样

(4) 棒材/螺栓 ASME、EN 给出了圆棒及方棒的详细取样方法, 而 GB 150 没有提及, 所以, ASEM、EN 较 GB 150 似更胜一筹。对于螺栓, 三个标准规定的取样方向相同。

(5) 铸件 ASME 和 EN 没有规定冲击试样的取样方向, 而 GB 150 中没有涉及到铸件材料。

(6) 焊缝和热影响区 对冲击试样的取样方向, 三个标准的要求基本相同。

EN 13445-2 附录 B 之 3.1 指出, 对于母材试样取样位置按材料标准的规定, 所规定的冲击吸收功对应于横向取样的冲击试样; 如几何条件不允许而采用了纵向取样, 则 C 钢、CMn 钢、细晶粒钢、低合金钢和高强度钢的冲击吸收功合格值应为规定值的 1.5 倍。而 ASME、GB 150 无类似规定。

10.7 结构和有关制造、试验要求

10.7.1 GB 150

附录 C 之 C3 节给出了低温容器设计的要求, 主要有以下几个方面:

C3.2 原则性地提及了设计时要考虑到结构有足够的柔性以及避免结构的突变等问题。

C3.3 对于焊接接头提出了较具体的要求:

A 类接头应采用双面焊或相当于双面焊的全焊透对接接头。

B 类接头要求与 A 类接头相同,但因结构限制不能采用双面焊时,允许采用不拆除垫板的单面对接接头。

C 类接头应是贯穿整个接头截面的全焊透焊缝(对接或角接),具体要求见 C3.3.3。

D 类接头应是贯穿容器或接管壁整个厚度的全焊透焊缝(对接或角接),具体要求见 C3.3.4。

附录 C 之 C4 节给出了低温容器附加的制造、无损检测与压力试验要求,而此附录未涉及的制造要求按 GB 150 第十章执行。

1. 制造要求

C4.2.1 规定,不得在受压元件上刻划或敲打材料标记、焊工钢印等。

C4.3.1 规定,对焊接工艺评定试验应包含对焊缝及热影响区的低温 CVN 冲击试验。

C4.5 规定,每台低温容器都应制备产品焊接试板,并按规定进行低 CVN 冲击试验。

C4.3.5 规定,焊接区域内,包括对接及角接接头的表面,不得有裂纹、气孔和咬边等缺陷。不应有急剧的形状变化,呈圆滑过渡。

C4.4.1 规定,厚度大于 16mm 的碳素钢和低合金钢制低温容器或元件应进行焊后热处理。然而,标准未给出厚度的定义,所以对于法兰、带凸肩的管板及加强接管等厚度有变化的元件就要看设计者如何理解了。

2. 无损检测要求

C4.6.1 规定容器的对接接头,当设计温度低于 -40°C 或设计温度高于 -40°C 但接头厚度大于 25mm 时,应 100% 射线或超声检测。然而,标准未给出接头厚度的定义,也未指定射线检测合格的等级。

C4.6.2 规定,除 C4.6.1 规定者外,允许进行 50% 的局部无损检测。然而,标准未指定检测合格的等级。

C4.6.3 规定,符合 C4.6.1 规定的容器,其 T 形接头、对接焊缝、角焊缝,均需做 100% 磁粉或渗透检测。受压元件与非受压件的连接焊缝亦按本条要求检查。

3. 压力试验要求

C4.7 规定,压力试验的温度不低于壳体材料和焊接接头的冲击试验温度两者较高者加上 20°C 。

10.7.2 ASME VIII-1

1. 制造要求

ASME VIII-1UW-2 (b) 节指出,对 UCS 篇材料,当容器在 UCS-68 指定的某一温度下运行,或按 UHA 篇要求材料或焊缝金属进行冲击试验时,其所有的 A 类接头应为表

UW-12 的 (1) 型 [个别者可用 (2) 型], 所有 B 类接头应为规范表 UW-12 的 (1) 型或 (2) 型, 所有 C 类接头应为贯穿容器或整个接头截面的全焊透焊缝, 所有 D 类接头应为贯穿容器或接管壁整个厚度的全焊透焊缝。

UCS-67 规定, 符合本条相关规定的焊接工艺评定中应包括按照 UG-84 要求作焊缝和热影响区的冲击试验。容器 (产品) 冲击试板的要求按 UG-84 (i) 规定执行。

UCS-68 (b) 规定, 当 MDMT 低于 -48°C 且由低应力状态定义的应力水平比值大于 0.35 时, 焊接接头应按规定的热处理工艺进行焊后热处理, 以改善接头组织并消除残余应力。

UCS-79(d)(2) 规定, 冷作成形的碳钢和低合金钢筒节、封头和其他承压部件, 一定条件下当最大纤维伸长率比轧制状态大 5% 时, 应进行成形后热处理, 以消除残余应力。

2. 无损检测要求

VIII-1 无损检测要求主要和材料种类、材料厚度及容器盛装介质是否具有致死性有关, 与容器操作温度关联不大。所以, 低温容器相对其他容器而言并无特别的无损检测要求。

3. 压力试验要求

UG-99(h)、UG-100(C) 规定, 在液压或气压试验期间金属温度应至少保持在允许的最低设计金属温度以上 17°C , 但无需超过 48°C , 以减小脆性破坏的危险。

10.7.3 EN 13445

1. 制造要求

EN 13445-4 之 8.2(a) 规定如果 EN 13445-2 附录 B 适用则每台容器都必须制备冲击试板。

EN 13445-4 之 8.4.4 规定如果 EN 13445-2 附录 B 适用则冲击试验需要按附录 B 执行, 也就是说对指定温度下焊接工艺评定的母材、热影响区及焊缝要进行 CVN 试样冲击试验。EN 13445-2 附录 B.4.3 要求当 $T_{\text{KV}} \geq -30^{\circ}\text{C}$ 且材料厚度大于 12mm 或 $T_{\text{KV}} < -30^{\circ}\text{C}$ 且材料厚度大于 6mm 时需要制作产品试板。

EN 13445-4 之 9.3.2.3 对冲击试验温度低于 -20°C 正火钢的热成形工艺作了限制, 限于篇幅这里不再列出。

由于 EN 13445-2 附录 B 的“设计参考温度-冲击试验温度”曲线区分了经焊后热处理元件、非焊接元件和未经焊后热处理元件, 所以规范对低温容器的焊后热处理无其他附加要求。

EN 13445-4 之 9.4.2 规定, 冷作成形的板材 (不包含材料分组为 8.1 和 8.2 的材料), 当最大纤维伸长率比轧制状态大 5% 时, 应进行成形后热处理, 以消除残余应力。

EN 13445-4 之 9.4.3 给出管材冷作成形后的热处理要求, 详细规定请参阅标准。

2. 无损检测要求

EN 13445-5 之 6.6.1.1 根据建造容器难易程度及材料类别、厚度、焊接工艺、使用

温度、焊接接头系数等方面不同,规定了 4 种试验组别 (Test Group)。其中试验组别 1、2 和 3 又被细分为 1a、1b、2a、2b、3a、3b 以反映材料对裂纹的敏感性 (详细分组请参阅 EN 13445-5, Table 6. 6. 1-1 或本书表 2-11)。除了对试验组别为 4 的容器限定了使用温度范围外,规范对低温容器没有额外的无损检测要求。

EN 13445-2 表 B. 10-1 (见本书表 10-1), 备注 a) 指出在此特定情况下: 产品试板必须在 $T_{KV} = T_R$ 温度下进行冲击试验; 对于焊缝、热影响区及母材冲击吸收功值为 27J; 其他的无损检测要求见 EN 13445-5, 检测组别 1。

3. 压力试验要求

EN 13445-5 之 10. 2. 3. 3. 5 规定液压试验的温度必须足够高以减小脆性破坏的危险。

EN 13445-5 之 10. 2. 4. 1 规定, 气压试验期间金属温度应至少高于材料冲击试验温度 25℃ 以上, 以减小脆性破坏的危险。

10. 7. 4 对各标准的对照及简要评述

低温容器的防脆断能力主要取决于所用材料自身的防脆断能力, 对结构和制造的相关要求主要出于如下考虑:

- 1) 保证材料的断裂韧性在制造过程中不至于退化。
- 2) 防止制造过程中出现超标缺陷, 进而保证结构的抗脆断性能。
- 3) 考虑焊接接头组织及焊接残余应力对脆性断裂的影响。
- 4) 控制结构不连续所导致的附加应力, 减少容器产生脆断的可能。
- 5) 超压试验在裂纹端部所产生的温预应力效应对容器抗脆断性能的提高。

各个标准都充分考虑到上述几点, 只是各自在表达上略有出入。此外, 各个标准都规定仅当容器结构或在充水不安全时或容器不允许有残留试压液体时才可以采用气压试验。此举的意图是容器应尽可能采用压力较高的液压试验, 提高试验时元件的应力水平使可能存在的缺陷尖端在卸压后引起较大残余压缩应力, 使投入运行后缺陷不容易扩展, 提高容器的抗脆断性能。GB 150、ASME VIII-1、EN 13445 对于液压试验都只是规定了试验压力的下限, 笔者强烈建议: 在条件允许的情况下应尽可能提高试验压力, 这是因为提高试验压力不但可以提高容器的抗脆断性能, 而且还能有效提高容器的疲劳寿命。

对于碳钢、低合金钢, ASME VIII-1 在 UCS-65 到 UCS-68 集中考虑了容器低温操作的问题 (如材料、设计、焊接等); 对于其他材料, ASME VIII-1 也在相应的章节中 (如 UHA、UNF、UHT 等) 集中考虑了容器低温操作的问题。因而 ASME VIII-1 实际可操作性强且全面。

而 EN 13445-2 附录 B 主要考虑材料方面的要求, EN 13445 关于制造、检验方面的要求相当分散, 所以操作性稍显欠缺。

GB 150 由于标准本身缺乏整体考虑, 一些概念不甚明确, 所以实际操作中会导致许多不确定性。例如 C4. 4. 1 规定, 厚度大于 16mm 的碳素钢和低合金钢制低温容器或元件应进行焊后热处理。然而, 标准未给出厚度的定义, 若换热器管板厚度超过 16mm

是否需要热处理就要看设计者的理解了。看来 GB 150 应在标准的整体性、完备性上不断地改进。

10.8 ASME VIII-2: 2007 的防脆断要求简介

ASME VIII-2: 2004 版本对于低温容器材料的韧性要求和 ASME VIII-1: 2004 基本相同。ASME VIII-2: 2007 对 ASME VIII-2: 2004 进行了全面的重新改写, 其中最显著的一点是对某些碳钢及低合金钢材料抗拉强度的设计安全裕度由 3.0 改为 2.4。ASME VIII-2: 2007 对材料的韧性要求采用了 API579-1/ASME FFS—2007 第 9 章级别为 2 (level 2) 的断裂力学评定程序, 并且采用了 Prager 的 K_{IC} -CVN 冲击吸收功经验关系, 具体的分析及详细阐述参见参考文献 [49]。

总的来说, 新 VIII-2 和原 VIII-2、VIII-1 相比, 对防脆断措施的有关规定并无多大改变, 但由于许用应力的提高而对材料的防脆断性能提出了更高要求, 此外, 在一些具体规定上略有调整。

10.8.1 是否采取防脆断措施的判断曲线

和 VIII-1、原 VIII-2 相比, ASME VIII-2: 2007 对碳钢及低合金钢材料在同材料、同厚度的条件下, 可以免除冲击试验的 MDMT 有所提高, 说明对材料的防脆断性能的要求提高了。此外, 把经焊后热处理可以改善材料防脆断性能的调整措施直接以不同的两组判断曲线表示, 见图 10-18。显然, 对同样规格的材料, 经焊后热处理者可以免除冲击试验的 MDMT 较未经焊后热处理者为低, 这反映了焊后热处理对防脆断的有益作用。未经焊后热处理元件的厚度最大为 38mm, 这是因为厚度超过 38mm 的碳钢及低合金钢焊接元件根据规范要求必须热处理 (详见 ASME VIII-2 之 6.4.2.2(e) 及其表 6.8)。

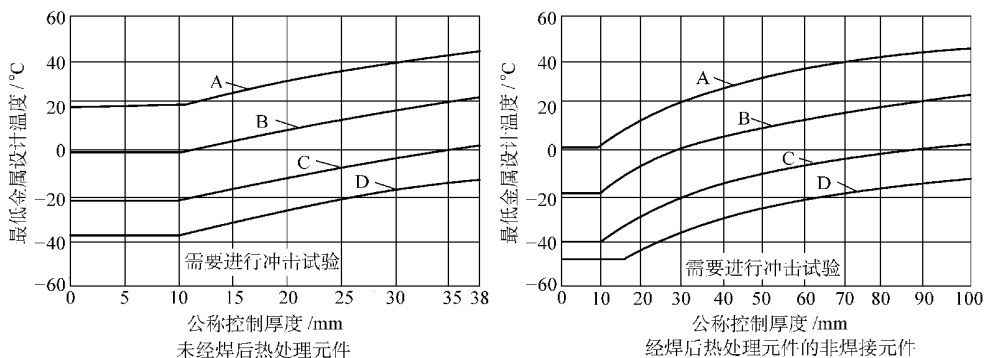


图 10-18 VIII-2 的冲击试验豁免曲线 (引自 ASME VIII-2: 2007 图 3.7M, 图 3.8M)

10.8.2 对低应力状态免除冲击试验温度的调低

VIII-1 对低应力的下限规定为 0.35 (见图 10-3, 相当于抗拉强度的 1/10), 原 VIII-2

为 0.30。ASME VIII-2: 2007 由于材料抗拉强度的设计安全裕度由 3.0 改为 2.4, 因此低应力的下限需要调整为 0.24, 仍旧保持抗拉强度的 1/10 的应力水平。对低应力状态冲击试验温度的调整曲线根据材料屈服强度下限 S_y 的不同而分别用两根曲线表示, 见图 10-19。对于屈服强度下限 S_y 较低的材料其对防脆断性能改善更为敏感, 因此, 在同样应力比下其可以免除冲击试验的温度更可降低。对低应力状态时免除冲击试验温度的降低曲线也按未经焊后热处理和经焊后热处理分别用两组曲线表示, 说明同样规格的材料, 在同样应力比下经焊后热处理者较未经焊后热处理者可以有更大的调低。

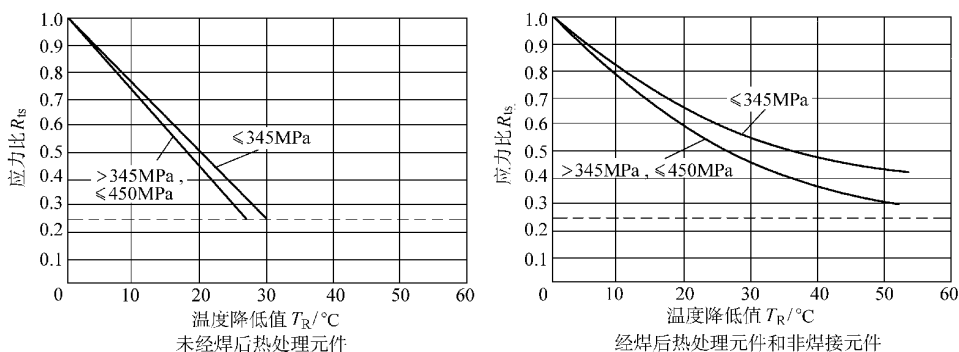


图 10-19 低应力状态时免除冲击试验温度的降低值
(引自 ASME VIII-2: 2007 图 3.12M, 图 3.13M)

10.8.3 冲击吸收功、侧向膨胀的合格值

和原 VIII-2 相同, ASME VIII-2: 2007 也是根据材料屈服强度级别和厚度, 用线图表示冲击吸收功的合格值, 见图 10-20, 但其合格值比原 VIII-2 规定的为高。ASME VIII-2: 2007 对未经焊后热处理和经焊后热处理者也分别用两组曲线表示, 对同样厚度的同样材料, 经焊后热处理者其合格值低于未焊后热处理者。

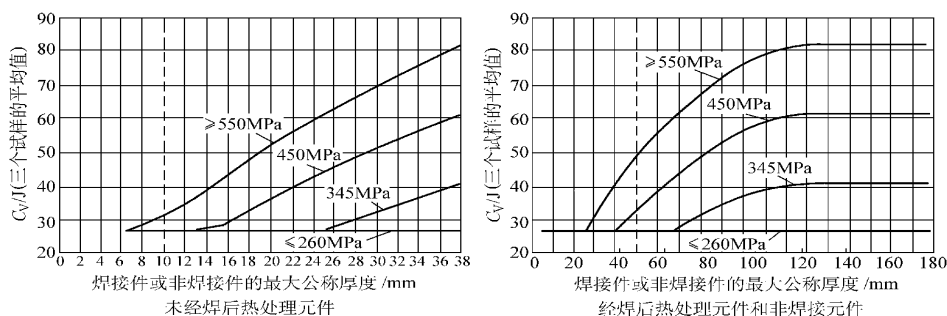


图 10-20 冲击吸收功的合格值 (引自 ASME VIII-2 图 3.3M、图 3.4M)

对于抗拉强度下限大于等于 655MPa 的材料，规范规定了 CVN 冲击试样侧向膨胀的合格值，见图 10-21，但合格值比原 VIII-2 规定的为高。

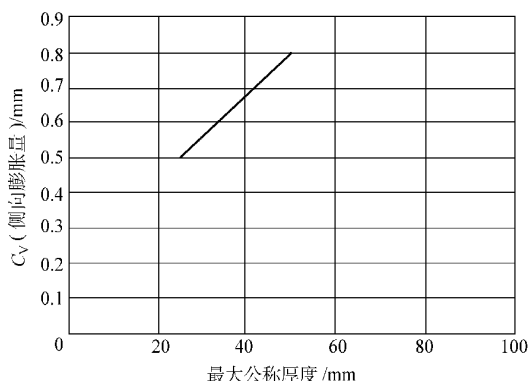


图 10-21 C_v 冲击试验的侧向膨胀合格值 (引自 ASME VIII-2 图 3.6M)

10.8.4 断裂力学评定

不论 VIII-1、原 VIII-2 或 ASME VIII-2: 2007，其防脆断措施虽然都是基于断裂力学评定的原理，但 ASME VIII-2: 2007 在 3.11.2.8 指出可以按照 API579-1/ASME FFS-2007 第九章提供的断裂力学评定方法来确定 MDMT，但是必须考虑所有对脆性断裂敏感的因素，如：包括热应力在内的各种应力、裂纹尺寸、母材及焊接接头的断裂韧性、热处理、载荷加载速率等。它规定，可以对评定的元件根据其厚度 t ，取一深度为 $a = \min(t/4; 25\text{mm})$ 、长为 $2c = 6a$ 的表面裂纹作为参考裂纹，由 $K_I \leq K_{IC}$ 的原理评定该元件是否会发生脆断，而在某温度下材料的断裂韧性 K_{IC} 值可由 API579-1/ASME FFS 附录 F.4 提供的 K_{IC} -CVN 经验公式确定，合格的 CVN 冲击吸收功及相应的 MDMT 则由是否可以免除冲击试验的线图换算而得。

第 11 章 压力容器的疲劳分析

由于规范体系的原因,我国压力容器标准 GB 150《钢制压力容器》明确表示要求作疲劳分析的容器不属于 GB 150 的范围,意指凡涉及到疲劳分析的容器,都要按 JB 4732《钢制压力容器——分析设计标准》实施。

ASME VIII-1 在其 UG-22 载荷一节中明确规定,在设计容器时需考虑的载荷包括由压力或温度变化而引起的,或由容器上的设备引起的周期性和动荷反作用力以及机械载荷,但规范并未包括疲劳设计的具体内容,也未像 GB 150 那样规定要求作疲劳分析的容器不属于该标准范围的条文,意指 ASME VIII-1 的各项规定,不论容器是否需要疲劳分析,应都可予适用,但具体的疲劳分析方法,则应按照 ASME VIII-2。2008 年 5 月 8 日公布的条款解释号 VIII-1-07-47,针对 VIII-1 的 UG-22 和 U-2(g),对此作了同样肯定的回答。在 ASME VIII-2 第 4 篇按规则设计的 4.1.1.4 节中则明确规定,按 VIII-2 设计的所有容器零件如果要求疲劳分析时,应按照其第 5 篇进行筛分和疲劳分析。

EN 13445 则仅有一册,并未像我国标准那样划为《钢制压力容器》和《钢制压力容器——分析设计标准》两册,也未像 ASME 那样划为《建造规则》和《建造另一规则》两册,所以对需要或不需要疲劳分析的容器,都可采用同一册设计,但其疲劳设计部分划分为第 17 章疲劳寿命的简化评定和第 18 章疲劳寿命的详细评定两部分,前者主要用于在第 3 篇设计正文中所列的元件,后者主要用于在第 3 篇设计附录 B 和附录 C 分析设计中所列的元件。

11.1 要不要进行疲劳分析的判断

11.1.1 JB 4732

JB 4732 主要参照原 ASME VIII-2 (并作了某些调整),在其 3.10 节中规定了疲劳分析的免除条件。当满足以下三者中任一者的全部要求时,可免作疲劳分析。

1) 满足由使用经验证明能免除疲劳分析者。

所设计容器与已有成功使用经验的、具有可类比的形状与载荷条件的容器相比,根据其经验能不需要作疲劳分析时,可免除疲劳分析。但对某些如用补强圈或角焊缝连接件等非整体结构,应予特别注意。

2) 容器的整体部件满足以下①或②所列的全部条件时,可免作疲劳分析。

①判断条件 A。对于常温抗拉强度 $R_m \leq 550\text{MPa}$ 的钢材,下列各项循环次的总和不超过 1000 次:

a) 包括起动与停车在内的全范围压力循环的预期(设计)循环次数。

b) 压力波动范围超过设计压力 20% 的工作压力循环的预期 (设计) 次数。

c) 包括接管在内的任意相邻两点之间金属温度差波动的有效次数, 该有效次数是将金属温度差的波动循环次数乘以表 11-1 中相应系数, 再将所得次数相加而得到的总次数。

表 11-1 金属温度差波动系数 (引自 JB 4732 表 3-4)

金属温度差波动/℃	≤25	26 ~ 50	51 ~ 100	101 ~ 150	151 ~ 200	201 ~ 250	> 250
系数	0	1	2	4	8	12	20

d) 由热膨胀系数不同的材料组成的部件 (包括焊缝), 当 $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T > 0.00034$ 时的温度波动循环次数。此处 α_1 与 α_2 分别是两材料的平均热膨胀系数, ΔT 为工作时的总波动范围。

②判断条件 B。满足下述 a) ~ f) 全部条件 (ASME VIII-2 指出, 判断条件 B 不限制材料种类):

a) 包括起动与停车在内的全范围压力循环的预期 (设计) 循环次数, 不超过所规定疲劳设计曲线中, 以设计温度下材料设计应力强度 S_m 的 3 倍作为 S_a 所查得的循环次数。

b) 正常工作时的预期 (设计) 压力循环范围不超过 $\frac{p}{3} \left(\frac{S_a}{S_m} \right)$ 。此处 p 为设计压力, S_a 是在相应设计疲劳曲线中与规定的显著压力波动循环次数相对应的纵坐标值, S_m 是设计温度下材料的设计应力强度。如果规定的显著压力波动次数超过设计疲劳曲线上给出的最大循环数, 则 S_a 为对应于曲线上最大循环数的值。显著压力波动是指范围超过 $\frac{p}{3} \left(\frac{S}{S_m} \right)$ 的压力波动, 此处 S 为: 如果规定的工作循环数不超过 10^6 , 取 S 为对应于所用设计疲劳曲线上 10^6 循环次数的 S_a 值; 如果规定的工作循环数超过 10^6 , 取 S 为对应于所用设计疲劳曲线上给出的最大循环次数所对应的 S_a 值。

c) 在正常工作及起动与停车过程中, 任何相邻两点之间的温度差不超过 $\frac{S_a}{2E\alpha}$ 值。此处 S_a 是在规定的起动与停车循环次数下由所用的设计疲劳曲线上查得的纵坐标值, E 是在此两点平均温度下的弹性模量, α 为此两点平均温度下的瞬时热膨胀系数。

d) 正常工作过程中, 任何相邻两点间温度差的波动范围不超过 $\frac{S_a}{2E\alpha}$ 值。此处 S_a 是在相应的设计疲劳曲线中与规定的显著温度差波动的总循环数相对应的纵坐标值。显著温度差波动是指总代数值范围超过 $\frac{S}{2E\alpha}$ 的温度差波动, 此处 S 的规定和上面 b) 中的规定相同。

e) 对于用弹性模量和/或热膨胀系数不同的材料制成的部件, 在容器正常工作时的温度波动总代数值范围不超过 $\frac{S_a}{2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)}$ 。此处 S_a 是在相应的设计疲劳曲线中与规定的显著温度波动次数相对应的应力幅值, α_1 、 α_2 、 E_1 、 E_2 为在平均温度下两种材料的瞬时热膨胀系数和弹性模量; 显著温度波动是指整个变化范围超过 $\frac{S}{2(E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2)}$ 的温度波动, 此处 S 的规定和上面 b) 中的规定相同。

f) 由不包括压力在内的各种机械载荷波动范围所引起的应力范围不超过 S_a 。此处 S_a 是在相应的设计疲劳曲线中与规定的显著机械载荷波动次数相对应的应力幅值, 规定的总次数超过 10^6 时, 取 S_a 为对应于 10^6 循环次数的应力幅值。显著机械载荷波动是指由该载荷引起的应力强度总幅度超过由相应的设计疲劳曲线中与 10^6 循环所对应的 S_a 值。

3) 对带补强圈的接管和其他非整体结构, 满足以下①或②所列的全部条件时, 可免除疲劳分析。

①对于常温抗拉强度 $R_m \leq 550\text{MPa}$ 的钢材, 下列 a) ~ d) 各项循环次的总和不超过 400 次:

- a) 包括启动与停车在内的全范围压力循环的预期 (设计) 循环次数。
- b) 压力波动范围超过设计压力 15% 的工作压力循环的预期 (设计) 次数。
- c) 包括接管在内的任意相邻两点之间金属温度差波动的有效次数。该有效次数是将金属温度差的波动循环次数乘以表 11-1 中相应系数, 再将所得次数相加而得到的总次数。
- d) 由热膨胀系数不同的材料组成的部件 (包括焊缝), 当 $(\alpha_1 - \alpha_2)\Delta T > 0.00034$ 时的温度波动循环次数。此处 α_1 与 α 分别是两材料的平均热膨胀系数, ΔT 为工作时温度的总波动范围。

②满足下述将 2) 中②各项条件中的数值按如下调整后的全部条件:

- a) 以 4 代替 2) 中②a) 条件中的数值 3。
- b) 以 1/4 代替 2) 中②b) 条件中的数值 1/3。
- c) 以 2.7 代替 2) 中②c)、d)、e) 条件中的数值 2。

11.1.2 ASME VIII-2

2007 版 ASME VIII-2 对免除疲劳分析的判断原理和 2004 版 ASME VIII-2 并无区别, 但在表示方式和对某些结构的具体数值规定上略有区别。

1) 满足由使用经验证明能免除疲劳分析者。

所设计容器与已有成功使用经验的、具有可类比的形状与载荷条件的容器相比, 根据其经验能不需要作疲劳分析时, 可免除疲劳分析。但对某些如用补强圈或角焊缝连接件等非整体结构, 以及连接件和接管位于成型封头的过渡转角区时, 应予特别注意。

2) 容器的整体部件满足以下①或②所列的全部条件时, 可免作疲劳分析。

①疲劳分析筛分方法 A。此法仅可用于材料的规定最小拉伸强度不超过 552MPa 时。下列 a) ~ d) 各项循环次数的总和不超过表 11-2 所规定的次数时, 可免除疲劳分析:

a) 包括起动和停车在内所有循环操作载荷的全范围压力循环的预期 (设计) 次数, 表示为 $N_{\Delta FP}$ 。

b) 压力变化范围超过设计压力 20% (对整体结构) 或设计压力 15% (对非整体结构) 的操作压力循环预期循环次数, 表示为 $N_{\Delta PO}$ 。

c) 任意相邻两点之间金属温度差 ΔT_E 波动的有效次数。该有效次数是将金属温度差的波动循环次数乘以表 11-1 中相应系数, 再将所得次数相加而得到的总次数, 表示为 $N_{\Delta TE}$ 。

d) 由热膨胀系数不同的材料组成的部件 (包括焊缝), 当 $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T > 0.00034$ 时的温度波动循环次数。此处 α_1 与 α_2 分别是两材料的平均热膨胀系数, ΔT 为工作时温度的总波动范围, 表示为 $N_{\Delta T\alpha}$ 。

表 11-2 免除疲劳分析的筛分准则 A (引自 ASME VIII-2 表 5.9)

说 明		可予免除疲劳分析的($N_{\Delta FP} + N_{\Delta PO} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta T\alpha}$)循环次数
整体结构	在成型封头转角过渡区的连接件和接管	≤ 350
	不含裂纹的所有其他元件	≤ 1000
非整体结构	在成型封头转角过渡区的连接件和接管	≤ 60
	不含裂纹的所有其他元件	≤ 400

②疲劳分析筛分方法 B。此法可用于所有材料。

a) 如上面①a) 所表示的 $N_{\Delta FP}$ 满足下式:

$$N_{\Delta FP} \leq N(C_1 S)$$

式中, 疲劳筛分准则系数 C_1 由表 11-3 查取; S 为材料在设计温度时的许用应力; $N(C_1 S)$ 表示在应力幅 $(C_1 S)$ 时由疲劳设计曲线所得的循环次数。

b) 在不包括起动和停车在内的正常工作时的预期 (设计) 压力波动的最大范围 ΔP_N 满足下式:

$$\Delta P_N \leq \frac{P}{C_1} \left[\frac{S_a(N_{\Delta P})}{S} \right]$$

式中, P 为设计压力; $S_a(N_{\Delta P})$ 为 $N_{\Delta P}$ 循环次数时在疲劳设计曲线上所得的交变应力幅值; $N_{\Delta P}$ 为与 ΔP_N 相关连的显著循环次数, 显著循环定义为其压力范围超过 $S_{as}/3S$ 倍设计压力的循环, 其余符号同上面 a) 的说明。

c) 在包括起动和停车在内的正常工作时容器任意相邻两点间的最大温度差 ΔT_N 及其对应的循环次数 $N_{\Delta TN}$, 要求满足下式:

$$\Delta T_N \leq \left[\frac{S_a(N_{\Delta TN})}{C_2 E_{ym} \alpha} \right]$$

式中, 疲劳筛分准则系数 C_2 由表 11-3 查取; E_{ym} 为在该循环平均温度时的材料弹性模量; α 为在两相邻点平均温度时材料的线膨胀系数; $S_a(N_{\Delta TN})$ 为 $N_{\Delta TN}$ 循环次数时在疲劳设计曲线上所得的交变应力幅值。

表 11-3 用于疲劳筛分准则方法 B 中的系数 (引自 ASME VIII-2 表 5.10)

说 明		C_1	C_2
整体结构	在成型封头转角过渡区的连接件和接管	4	2.7
	其他所有元件	3	2
非整体结构	在成型封头转角过渡区的连接件和接管	5.3	3.6
	其他所有元件	4	2.7

d) 在不包括起动和停车在内的正常工作时容器任意相邻两点间温度差波动的最大范围 ΔT_R 及其对应的显著循环次数 $N_{\Delta TR}$ 。此处温度差波动的显著循环次数定义为其温度差范围超过 $S_{as}/2E_{ym}\alpha$ 的循环次数, 要求满足下式:

$$\Delta T_R \leq \left[\frac{S_a(N_{\Delta TR})}{C_2 E_{ym} \alpha} \right]$$

式中, $S_a(N_{\Delta TR})$ 为 $N_{\Delta TR}$ 循环次数时在疲劳设计曲线上所得的交变应力幅值; 其余符号同上面 c)。

e) 在不同材料制成的元件上任意相邻两点间温度差波动的范围 ΔT_M 及其对应的显著循环次数 $N_{\Delta TM}$ 。此处温度差波动的显著循环次数定义为其温度差范围超过 $S_{as}/[2(E_{y1}\alpha_1 - E_{y2}\alpha_2)]$ 的循环次数, 要求满足下式:

$$\Delta T_M \leq \left[\frac{S_a(N_{\Delta TM})}{C_2 (E_{y1}\alpha_1 - E_{y2}\alpha_2)} \right]$$

式中, $S_a(N_{\Delta TM})$ 为在 $N_{\Delta TM}$ 循环次数时在疲劳设计曲线上所得的交变应力幅值; E_{y1} 、 E_{y2} 分别为在该循环平均温度时材料 1、2 的弹性模量; α_1 、 α_2 分别为在该循环平均温度时材料 1、2 的线膨胀系数; 其余符号同上面 c)。

f) 由不包括压力在内的各种机械载荷波动范围所引起的应力范围 ΔS_{ML} 及其对应的显著循环次数 $N_{\Delta S}$ 。此处机械载荷波动范围的显著循环次数定义为其应力范围超过 S_{as} (为由适用疲劳设计曲线在 10^6 循环次数时的许用应力幅) 的循环次数, 要求满足下式:

$$\Delta S_{ML} \leq S_a(N_{\Delta S})$$

式中, $S_a(N_{\Delta S})$ 为 $N_{\Delta S}$ 循环次数时在疲劳设计曲线上所得的交变应力幅值。

11.1.3 EN 13445

EN 13445 在疲劳分析部分并未提及对疲劳分析的免除规定, 而仅在设计方法的

5.4.2 规定, 在当量的全幅度压力循环次数 $n_{eq} \leq 500$ 的情况下, 不需要进行疲劳分析; 对于非全幅度压力循环的交变次数, 可以按下式折算为当量的全幅度压力循环的交变次数计算。

$$n_{eq} = \sum n_i \left(\frac{\Delta P_i}{P_{max}} \right)^3$$

式中, ΔP_i 为非全幅度循环的压力范围; n_i 为交变压力范围 ΔP_i 的循环次数; P_{max} 为由元件分析厚度确定的最大许用压力。

但上述对疲劳分析的免除规定并未计及除压力循环以外的, 例如外加载荷和因温差引起的应力波动等因素。规范在 17.1 节中提及, 当要计及除压力以外其他载荷波动的影响时, 制造厂有责任提供相应的应力范围。

在规范的 17 章简化的疲劳寿命评定中, 规定在满足下述条件时

$$\eta \leq 3, f \leq 195 C_e C_t, \text{ 疲劳级别} \geq 63 \text{ (各符号见 11.3.3 节的说明)}$$

可以忽略以下的压力波动:

$$\Delta P \leq 0.05 P_{max}$$

在主要的全幅度压力循环数不超过 500 次时, 如 ΔP 不超过以下各值, 其压力循环都可不计:

n 或 $n_{eq} \leq 1 \times 10^{-6}$ 时, ΔP 不超过 $0.125 P_{max}$;

n 或 $n_{eq} \leq 2 \times 10^6$ 时, ΔP 不超过 $0.1 P_{max}$;

n 或 $n_{eq} \leq 5 \times 10^6$ 时, ΔP 不超过 $0.075 P_{max}$ 。

11.1.4 对各标准的对照及简要评述

1) JB 4732 源自 2004 版 ASME VIII-2, 所以二者在要不要进行疲劳分析判断上并无区别。但不论是近几年的 ASME VIII-1 或 2007 版 ASME VIII-2, 在对成型封头过渡转角区高应力的关注越加重视, 所以对位于此处的连接件或接管, 对可予免除疲劳分析的循环次数大为压缩, 见表 11-2。虽然 JB 4732 未作相应修改, 但对此处因高应力而使许用循环次数大幅下降的现象, 应引起业内关注。

2) EN 13445 和 ASME VIII-2、JB 4732 对疲劳分析的具体规定不同, 所以可予免除疲劳分析的规定相应不同。要注意对所用疲劳分析方法和免除疲劳分析判断条件的相互匹配。

11.2 疲劳设计曲线

11.2.1 JB 4732

JB 4732 对碳钢和低合金钢、奥氏体不锈钢和高强度钢螺柱分别用不同的疲劳设计曲线表示。其中, 碳钢和低合金钢的疲劳设计曲线见图 11-1, 它表示元件所受交变应力幅 (为交变应力范围之半) 和交变应力循环许用次数之间的关系。

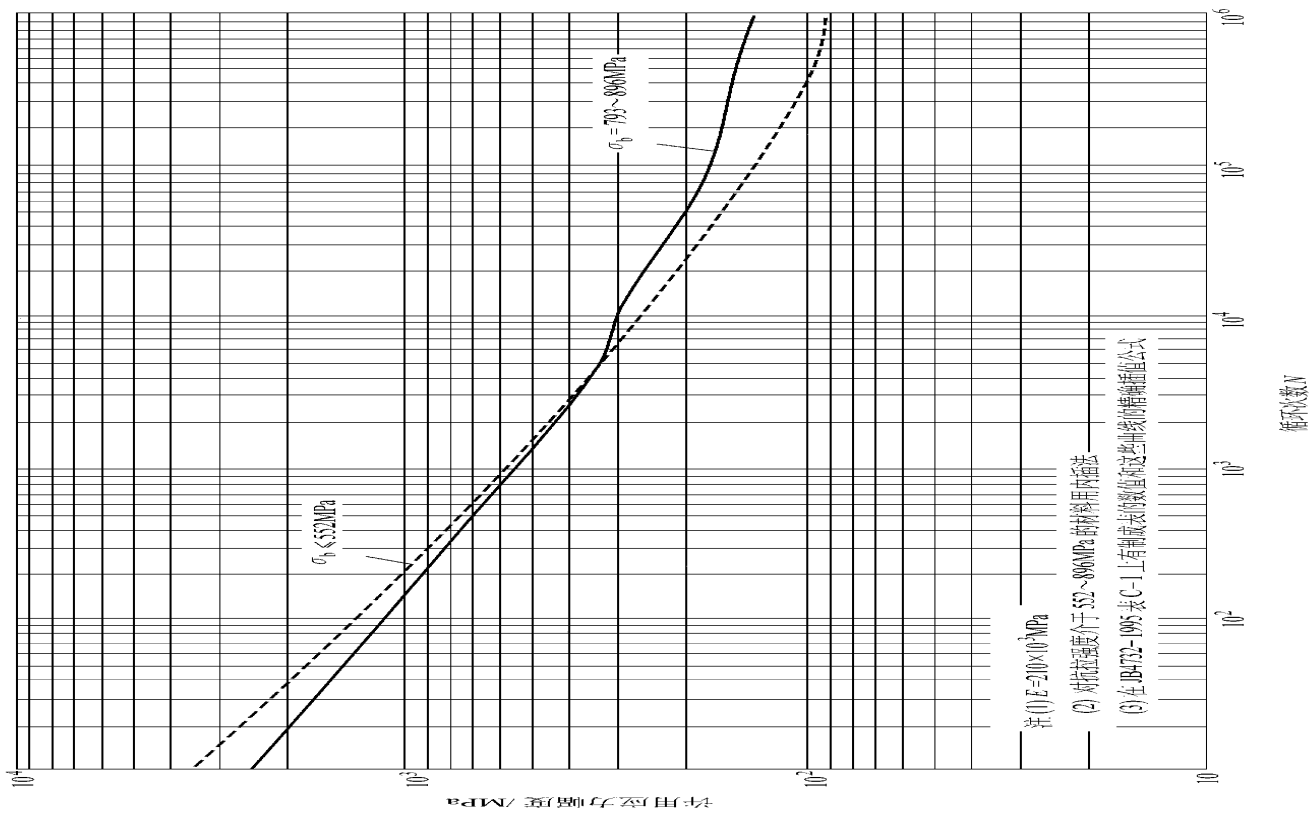


图 11-1 温度不超过 375℃ 的碳钢、低合金钢的设计疲劳曲线(引自 JB 4732 图 C-1)

该曲线系通过光滑试样并经高循环和低循环之间差别的调整得出,并对各种影响因素,包括试件尺寸、元件表面条件、环境因素以及平均应力的影响等在内,已通过引入安全系数或对疲劳曲线进行调整,并用包括峰值应力在内的许用总应力幅和许用循环次数表示。

11.2.2 ASME VIII-2

ASME VIII-2 2007 版的疲劳设计曲线用两种形式表示。其一是 2004 版 VIII-2 即 JB 4732 所引用的疲劳设计曲线,它是由光滑试样并经高循环和低循环之间差别等因素的调整得出,它适用于带或不带焊缝的元件,所以和 JB 4732 相同,以元件所承受交变总应力幅和许用循环次数表示,且已对包括平均应力影响在内的各个影响因素进行了修正,列在该规范的 3. F 节中,仅 2007 版 ASME VIII-2 的设计疲劳曲线改为由拟合曲线公式表示,而不用曲线表示,但二者相比,数值上似无多大改变。另一种是以其质量和制造符合该规范要求的焊接零件试样的试验得出,仅适用于焊接连接件,以元件所承受交变结构应力(指元件所承受的薄膜应力和弯曲应力)范围和许用循环次数表示,由于并未对某些影响因素进行修正,所以在使用中要考虑元件尺寸和平均应力等因素,按规范规定公式进行修正,也列于该规范的 3. F 节中,也由拟合曲线公式表示,但规范规定仅当由用户-业主批准时才可采用这一方法。

11.2.3 EN 13445

EN 13445 对疲劳分析分别列于 17 章疲劳寿命的简化评定和 18 章疲劳寿命的详细评定中。

在疲劳寿命的简化评定中,对非焊接件和焊接件(焊缝)在同一张线算图中采用不同的疲劳设计曲线,它表示交变结构应力范围(规范定义总应力扣除峰值应力后为结构应力,沿元件厚度按线性分布;交变应力范围为交变应力幅的 2 倍)和交变应力循环次数之间的关系,图中用 UW 表示者为非焊接件的疲劳设计曲线;对焊接件,还根据其接头类型、无损检测组别等,通过规范表 17.4 对焊接接头的分类用不同的曲线表示,其类别 90、80、71、63、56、40、32 分别为许用循环次数 $N = 2 \times 10^6$ 时用 N/mm^2 表示的交变应力范围 $\Delta\sigma_R$ 值,见图 11-2。不论非焊接件和焊接件,平均应力(包括焊接残余应力)的影响在准备疲劳设计曲线时都已予计入。

规范修订后的第 6 篇附录 D 列出了球墨铸铁容器的疲劳设计内容,并相应附有疲劳设计曲线。

11.2.4 对各标准的对照及简要评述

JB 4732 和 2004 版 ASME VIII-2 的疲劳设计曲线是由光滑标准试样所做的高循环疲劳时的抗疲劳持久极限并经低循环、高应变(甚至可达屈服)之间的联系导出,所以并未区分焊接件和非焊接件,在高循环疲劳试验中所施加的是对称弯曲应力,这些都和压力容器元件的实际结构(表面加工条件、尺寸、载荷类型、由于结构原因引起的应力

集中等)有很大区别,所以在导出疲劳曲线后不仅引入了较大的安全系数以计及某些影响,而且还考虑了平均应力对疲劳寿命的最大影响而对曲线进行修正,在针对某具体元件的疲劳分析时还要根据元件的结构而引入应力集中系数或疲劳强度减弱系数等,然后根据元件所承受的交变应力强度幅 S_{alt} , 由图 11-1 的对应曲线查取许用的循环次数 N , 以实际循环次数 $n \leq N$ 为满足;或取实际循环次数 $n = N$, 由疲劳设计曲线查取许用交变应力幅,以元件所承受的交变应力强度幅 S_{alt} 不超过该许用交变应力幅为满足。

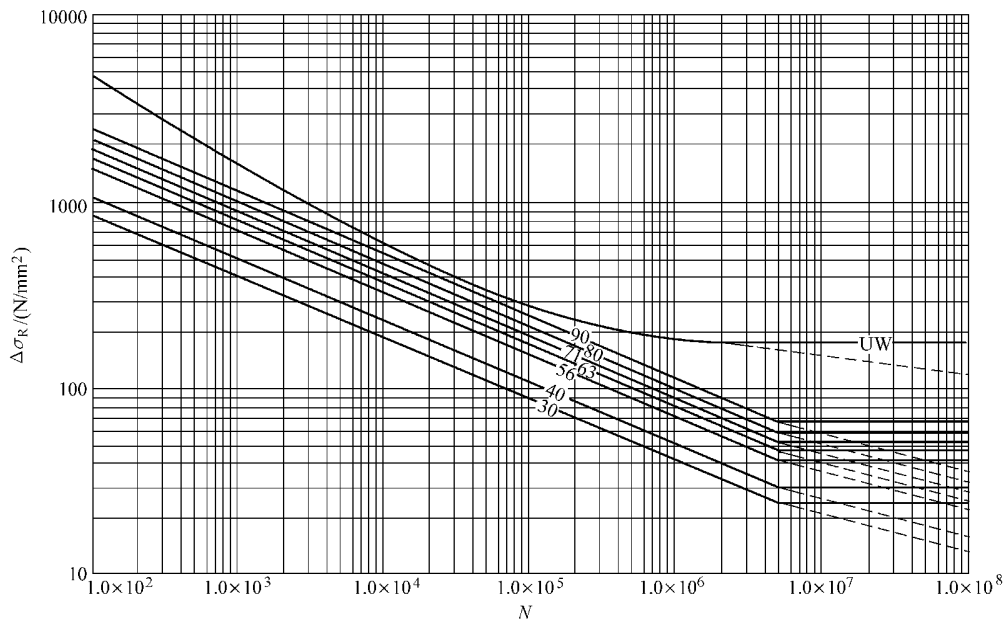


图 11-2 疲劳设计曲线 (引自 EN 13445 图 17.4)

2007 版 ASME VIII-2 除包括了 2004 版 VIII-2 的疲劳设计曲线外,还增加了用于焊接件的以元件所承受交变结构应力(指元件所承受的薄膜应力和弯曲应力)范围和许用循环次数表示的疲劳设计曲线,由于在导出过程中并未计及各种影响因素的修正,所以在使用中应对元件厚度及所受平均应力等的影响进行修正。

EN 13445 的疲劳设计曲线则是直接针对压力容器元件中的非焊接件及焊接件,而且在焊接件中又是针对各种具体的接头类型,用压力容器中最常用的压力波动所得的交变结构应力范围作出。对焊接件,只要由元件所承受的交变结构应力范围 $\Delta\sigma_R$ 并经厚度和温度修正后的 $\Delta\sigma^*$, 由图 11-2 中对应的疲劳设计曲线,取 $\Delta\sigma^* = \Delta\sigma_R$ 查取许用循环次数 N , 以实际循环次数 $n \leq N$ 为满足;或取实际循环次数 $n = N$, 由疲劳设计曲线查取许用交变结构应力范围 $\Delta\sigma_R$, 以经厚度和温度修正后的实际交变结构应力范围 $\Delta\sigma^* \leq \Delta\sigma_R$ 为满足。对非焊接件,则可由元件的交变应力范围 $\Delta\sigma_R$ 经厚度和温度修正并乘以该元件的有效应力集中系数 K_f 而求得在高应力处的实际交变应力范围 $\Delta\sigma^*$ 后,

按焊接件的同样方法, 以 $n \leq N$ 或 $\Delta\sigma^* \leq \Delta\sigma_R$ 为满足。不论焊接件或非焊接件, 在设计时都不再计及平均应力对疲劳寿命的影响。

JB 4732 和 ASME VIII-2 非焊接件的疲劳设计曲线和对应的元件所承受的交变应力强度幅是以包括峰值应力在内的总应力为基础作出, ASME VIII-2 焊接件的疲劳设计曲线和对应的元件所承受的交变应力强度范围是以元件所承受的薄膜应力和弯曲应力总应力 (ASME VIII-2 未提及其中是否包括峰值应力, 并将此称为结构应力) 为基础作出, 而 EN 13445 的疲劳设计曲线和对应的元件所承受的交变应力范围是以不包括峰值应力的元件所承受的薄膜应力和弯曲应力 (EN 13445 将此称为结构应力) 为基础作出的。

11.3 交变应力计算, 应力集中系数或疲劳强度减弱系数

为进行疲劳分析, 必须对元件可能发生疲劳失效关键点处的交变总应力幅或交变结构应力范围进行计算。

11.3.1 JB 4732

JB 4732 要求计算元件包括总体和局部结构不连续处所承受总应力的弹性交变应力幅。显然, 一般情况下只能由弹性有限元方法求得, 或据板壳理论所得元件名义应力乘以应力集中系数或疲劳强度减弱系数而得。

取所考虑点在交变载荷作用下所引起的包括峰值应力在内总应力的三个主应力值为 σ_1 、 σ_2 和 σ_3 , 则主应力差为

$$S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$$

$$S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$$

$$S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$$

取主应力差的最大值 $S_{ij} = \max(S_{12}, S_{23}, S_{31})$, 各主应力差的交变应力强度幅为 $S_{altij} = 0.5 S_{ij}$

由此按下式计算得用于疲劳评定的交变应力强度幅:

$$S_{alt} = \max(S_{alt12}, S_{alt23}, S_{alt31}) \quad (11-1)$$

对某些焊接连接件, 例如接管、填角焊缝等, 标准规定了应力指数或疲劳强度减弱系数。应力指数是指所考虑点处的应力分量对该处并无各种不连续时一次总体薄膜应力之比; 疲劳强度减弱系数是指无缺口试件在 $N = 10^7$ 时的疲劳强度极限对带缺口试件在 $N = 10^7$ 时的疲劳强度极限之比。

对于满足标准补强规定要求的接管, 见图 11-3, 在球壳或成型封头以及圆筒上的应力指数列于表 11-4 和表 11-5。

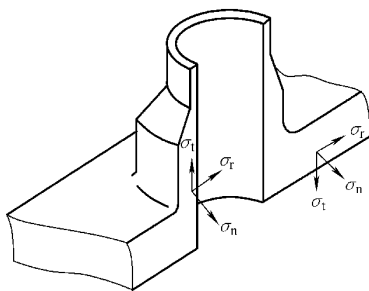


图 11-3 开孔接管处的应力分量方向 (引自 JB 4732 图 C-8)

表 11-4 球壳或成型封头上开孔接管的应力指数 (引自 JB 4732 表 C-4)

应 力	位 置	
	内角	外角
σ_n	2.0	2.0
σ_t	-0.2	2.0
σ_r	$-2\delta/R$	0
S	2.2	2.0

表 11-5 圆筒上开孔接管的应力指数 (引自 JB 4732 表 C-5)

应 力	位 置			
	纵向平面		横向平面	
	内角	外角	内角	外角
σ_n	3.1	1.2	1.0	2.1
σ_t	-0.2	1.0	-0.2	2.6
σ_r	$-2\delta/D$	0	$-2\delta/D$	0
S	3.3	1.2	1.2	2.6

标准规定,对填角焊缝可取疲劳强度减弱系数为 4.0; B 类接头采用带垫板的单面焊时,如条件允许,焊后应拆除垫板,不拆除垫板时,对薄膜应力的应力集中系数取 2.0,对弯曲应力的应力集中系数取 2.5。对于各种局部结构不连续,除了类似于裂纹等的缺陷外,无需取大于 5.0 的疲劳强度减弱系数。

11.3.2 ASME VIII-2

因 2007 版 ASME VIII-2 的疲劳设计曲线由两种形式表示,其中之一为 2004 版 ASME VIII-2 即和 JB 4732 相同的曲线,适用于带或不带焊缝的元件。当采用此曲线时,和它相配合的应力指数或疲劳强度减弱系数也和 JB 4732 所规定者相同,且此曲线已考虑了光滑试样和对称循环弯曲载荷与实际元件的不同而作了种种调整,包括平均应力对疲劳寿命影响的调整。

当采用以焊件试样试验所得出的疲劳设计曲线时,规范规定由弹性分析方法(一般都指有限元方法)求取总应力时,如在数值模型中已计及局部缺口或焊缝的影响,则不需引入疲劳强度削弱系数;否则,应按表 11-6、表 11-7 引入疲劳强度削弱系数。此外,还需要对厚度和平均应力的影响按规范规定进行调整。

表 11-6 焊缝表面的疲劳强度削弱系数 (引自 ASME VIII-2 表 5.11)

焊缝条件	表面条件	质量等级(见表 11-6)						
		1	2	3	4	5	6	7
全焊透	机加工	1.0	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
	焊态	1.2	1.6	1.7	2.0	2.5	3.0	4.0
部分焊透	最终表面机加工	NA	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
	最终表面焊态	NA	1.6	1.7	2.0	2.5	3.0	4.0
	根部	NA	1.5	NA	NA	NA	3.0	4.0
填角焊缝	焊趾机加工	NA	NA	1.5	NA	2.5	3.0	4.0
	焊趾焊态	NA	NA	1.7	NA	2.5	3.0	4.0
	根部	NA	NA	NA	NA	NA	3.0	4.0

表 11-7 焊缝表面的疲劳强度削弱系数 (引自 ASME VIII-2 表 5.12)

疲劳强度削弱系数	质量等级	定 义
1.0	1	经机加工或打磨的焊缝,经受全部的体积性检验,且表面经受 MT/PT 检验和 VT 检验
1.2	1	焊态的焊缝,经受全部的体积性检验,且表面经受 MT/PT 检验和 VT 检验
1.5	2	经机加工或打磨的焊缝,经受部分的体积性检验,且表面经受 MT/PT 检验和 VT 检验
1.6	2	焊态的焊缝,经受部分的体积性检验,且表面经受 MT/PT 检验和 VT 检验
1.5	3	经机加工或打磨的焊缝,表面经受 MT/PT 检验和 VT 检验(目测),但焊缝并未经受体积性检验
1.7	3	焊态或打磨的焊缝,表面经受 MT/PT 检验和 VT 检验(目测),但焊缝并未经受体积性检验
2.0	4	焊缝经受部分或全部体积性检验,且表面经受 VT 检验,但未经受 MT/PT 检验
2.5	5	仅对表面作 VT 检验,既未体积性检验,又未 MT/PT 检验
3.0	6	仅体积性检验
4.0	7	焊缝背面无限定的,且/或未经受任何检验

11.3.3 EN 13445

EN 13445 在第 3 篇 17 章中所列疲劳寿命的简单评定主要用于第 3 篇正文中各章所

列的元件,在由图 11-2 进行疲劳分析时,规范规定按以下两式确定虚拟交变应力范围:
对焊接件的焊接接头

$$\Delta\sigma^* = \left(\frac{\Delta\sigma}{C_e C_t} \right) \quad (11-2)$$

对非焊接区域(包括非焊接元件和焊接元件除焊接接头以外的高应力区)

$$\Delta\sigma^* = \left(\frac{\Delta\sigma}{C_e C_t} \right) K_f \quad (11-3)$$

上述两式中

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta P}{P_{\max}} \eta f \quad (11-4)$$

当 $25\text{mm} < e_n < 150\text{mm}$ 时,元件厚度修正系数 $C_e = \left(\frac{25}{e_n} \right)^{0.25}$ 。

当 $e_n < 25\text{mm}$ 时,取 $C_e = 1$; $e_n > 150\text{mm}$ 时,取 $e_n = 150\text{mm}$ 。在不同厚度连接处, e_n 为较薄件的厚度。

$t^* \geq 100^\circ\text{C}$ 时,铁素体钢的温度修正系数 $C_t = 1.03 - 1.5 \times 10^{-4} t^* - 1.5 \times 10^{-6} (t^*)^2$,奥氏体材料的温度修正系数 $C_t = 1.043 - 4.3 \times 10^{-4} t^*$ 。其中 t^* 为循环的平均温度,取 $t^* = 0.75t_{\max} + 0.25t_{\min}$ 。

$t^* < 100^\circ\text{C}$ 时, $C_t = 1$ 。

$$K_f = 1 + \frac{1.5 (K_t - 1)}{1 + 0.5 \max \left(1, K_t \frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_D} \right)}$$

式中, $\Delta\sigma_D$ 为对应于非焊接元件疲劳设计曲线(图 11-2)中的持久极限,即曲线在水平段时的应力范围值; K_t 为所考虑区因存在小圆角 r 等所致的理论应力集中系数, $r \geq e/4$ 时, $K_t = 1.4$, $r \geq e/8$ 时, $K_t = 1.8$ 。

式(11-4)中, ΔP 为压力交变范围; $P_{\max}$ 为所考虑元件的最大许用压力,但对碟形封头,则取规范规定在过渡转角区的屈服压力 P_y 值; $\eta =$ (所考虑处在 $P_{\max}$ 作用下的最大结构应力) / (在计算温度时的名义设计应力),规范在其表 17-1 中已对各种结构详细列出; f 为在计算温度时该元件的名义设计应力。

11.3.4 对各标准的对照及简要评述

JB 4732 主要参考原版 ASME VIII-2,它并未区分焊接件和非焊接件。例如,对整体锻件的开孔接管或通过补强措施的焊接连接接管,都取同样的应力指数;对焊缝,也仅对填角焊缝及不拆除垫板的环向对接焊缝规定了应力集中系数,和 2007 版 ASME VIII-2 对焊缝所规定的疲劳强度削弱系数相比,也略显粗糙。

EN 13445 通过其表 17-1 和表 17-4,对压力容器设计中所可能遇到绝大多数元件的焊缝,列出了元件的应力系数 η ,给用户带来方便,显然较 JB 4732 和 ASME VIII-2 更为合理和实用。

11.4 非恒定应力幅的疲劳积累损伤

由疲劳设计曲线查取的 N 都指在恒定的交变应力幅（或范围）时直到疲劳失效时对应的许用循环次数，实际的容器元件通常在使用寿命期中都会经受不同交变应力幅（或范围）的作用。因此，就存在一个如何确定在非恒值交变应力作用下容器元件的疲劳寿命问题，即疲劳评定中非恒定应力幅（或范围）的疲劳积累损伤。

各标准都规定采用线性积累损伤准则，即认为在疲劳设计曲线范围内的交变应力循环，都会对元件构成疲劳损伤，其程度由该应力的交变循环次数 n 对按疲劳设计曲线所得的许用循环次数 N 的比值 n/N 确定。同一交变应力或不同交变应力对元件所引起的损伤是可以积累的，可按各 n/N 的叠加表示其积累损伤的程度，与不同交变应力值的加载先后顺序无关，当损伤程度达 1.0 时即表示该元件发生疲劳失效。

不论是 JB 4732、ASME VIII-2 或 EN 13445，都采用下式评定在非恒定交变应力幅作用下会发生疲劳失效的判据：

$$D_f = \sum_{k=1}^M D_{f,k} = \sum_{k=1}^M \frac{n_k}{N_k} \leq 1.0 \quad (11-5)$$

11.5 螺栓的疲劳分析

由于螺栓受载的特殊性，所以各标准都将螺栓的疲劳分析和其他受压元件的疲劳分析分别处理。

11.5.1 JB 4732

JB 4732 的疲劳设计主要引自原版 ASME VIII-2，该标准对螺栓的疲劳设计按材料抗拉强度 $R_m \leq 690\text{MPa}$ 和 $R_m > 690\text{MPa}$ 分别处理。前者按碳钢、低合金钢的容器疲劳设计曲线，即图 11-1 进行设计；后者则按高强度钢的螺栓疲劳设计曲线进行设计，见图 11-4。二者都规定取疲劳强度削弱系数不小于 4.0。

11.5.2 ASME VIII-2

2007 版 ASME VIII-2 对螺栓的疲劳分析和 2004 版 VIII-2 相同，也就是和 JB 4732 相同，只是其疲劳设计曲线不用图线而改用拟合公式表示，列在其 3. F 中，经核对，其数值和 JB 4732 相同。

11.5.3 EN 13445

EN 13445 在其 18.12 节对仅承受轴向载荷的钢制螺栓疲劳强度设计作出规定，并列出了疲劳设计曲线，见图 11-5。

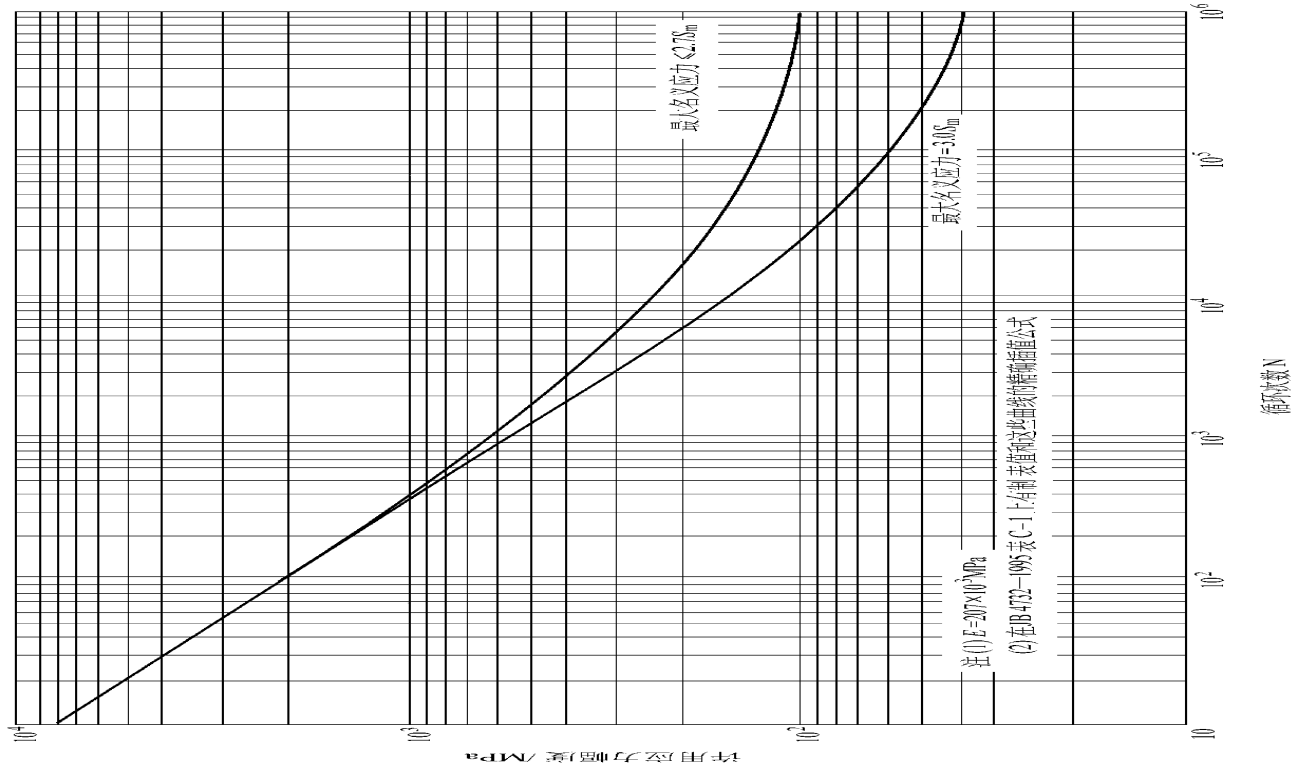


图 11-4 $R_m > 690 \text{ MPa}$ 的螺栓疲劳设计曲线(引自 JB 4732 图 C-4)

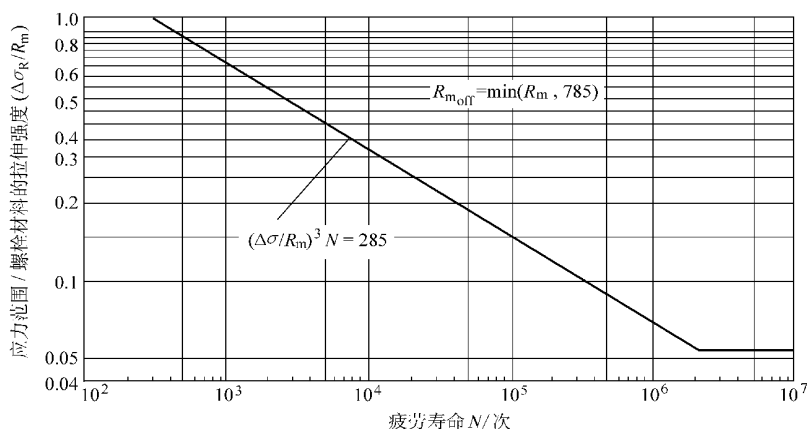


图 11-5 螺栓的疲劳设计曲线 (引自 EN 13445-3 图 18-17)

11.6 防止棘轮现象的设计

在恒定的机械载荷和交变的温差载荷组合作用下,加载时元件变形增加,在卸载时元件变形略有恢复,但并未恢复到未加载时的状态,甚至不能恢复。在这种交变载荷作用下,元件在反复的加载和卸载过程中其变形不断积累增加直至失效的现象谓之棘轮现象,这一现象只有在机械载荷和温差载荷共同作用,且温差载荷和/或机械载荷带有交变性质时发生,所以也称为热应力棘轮现象。

11.6.1 JB 4732

JB 4732 对防止棘轮现象的设计完全参照原版 ASME VIII-2。

取符号 x 表示由内压对壳体引起最大总体薄膜应力 P_m 对材料屈服强度 R_{eL} 之比,即

$$x = \frac{P_m}{R_{eL}};$$

取符号 y 表示由弹性理论计算得的最大温差应力 σ_{Tmax} 对材料屈服强度 R_{eL} 之比,即

$$y = \frac{R_{Tmax}}{R_{eL}}。$$

为不致引起热应力棘轮现象,标准规定由内压引起的最大总体薄膜应力 P_m 和由温差引起的最大温差应力 σ_{Tmax} , 即 x 和 y 的关系应满足以下值。

当温度沿壳体厚度方向按线性变化时:

$$0 < x < 0.5 \text{ 时, } y = \frac{1}{x} \quad (11-6a)$$

$$0.5 \leq x < 1.0 \text{ 时, } y = 4(1 - x) \quad (11-7)$$

当温度沿壳体厚度方向按抛物线性变化时:

$$0.615 \leq x < 1.0 \text{ 时, } y = 5.2(1 - x) \quad (11-6b)$$

$x < 0.615$ 时, x 和 y 的对应关系按表 11-8 确定。

表 11-8 x 和 y 的对应关系 (引自 JB 4732 表 C-3)

x	0.3	0.4	0.5
y	4.65	3.55	2.70

11.6.2 ASME VIII-2

2007 版 ASME VIII-2 对热应力棘轮现象包括 2004 版 VIII-2 所采用的弹性应力分析方法 (列于规范的 5.5.6 节) 和弹-塑性应力分析方法 (列于规范的 5.5.7 节)。前者即 JB 4732 所引用的方法; 后者则要求对元件的实际结构、载荷和边界支承条件, 采用弹-塑性数值解进行分析, 由施加几个循环载荷后的应力-应变曲线判别是否会引起热应力棘轮现象。

11.6.3 EN 13445

EN 13445-3 在其 C.7.7 节也对防止热应力棘轮现象作出规定, 和 JB 4732、ASME VIII-2 基本相同。

11.7 按疲劳分析容器的有关制造和检测要求

由于疲劳设计曲线都是由标准试杆或元件试验结果得出, 所以各个标准所列出的疲劳设计曲线都仅指该标准所规定的对应材料。

11.7.1 JB 4732

由于已规定了要求作疲劳分析的容器不属于 GB 150 的范围, 意指要求作疲劳分析的容器应按 JB 4732 进行设计、制造和检验, 所以有关成形、制造等的形状允差要求和焊后热处理要求, 都应按 JB 4732 的规定。在 JB 4732 中按照原版 ASME VIII-2 的规定, 对各类焊缝都要求作 100% 无损检测, 所以在标准所规定的设计公式或应力校核条件中, 从不出现焊接接头系数。这点, 和国外各现行规范是不同的。

11.7.2 ASME VIII-1 和 VIII-2

前已述及, 不论是按 ASME VIII-1 或 VIII-2 设计的容器, 在需要进行疲劳分析时, 都可以按 VIII-2 关于疲劳分析的具体规定进行设计。所以应理解为除疲劳分析的具体内容外, 不论是按 ASME VIII-1 或 VIII-2 设计, 有关容器的制造和检测要求都应按该规范的相应规定。由于 ASME VIII-1 包括了可不作检测的规定, 对照一下 EN 13445 的类似情况, 应理解为不宜采用不作检测。

ASME VIII-2 从 2007 版起已将原要求都作 100% 无损检测改为 100%、25%、10% 三档,已列在该规范的表 7.2 中。

由于在疲劳分析中所采用的是包括峰值应力在内的总应力幅(或范围)作为评定基准,所以对在壳体成形或焊接中可能引起峰值应力的形状误差也应测定并控制。在本书第 3 章和第 4 章中已提及,对内压壳体,应测量并控制其不圆度,以防止因附加应力(未包括峰值应力)过大而导致意外失效;对外压壳体,除和内压壳体相同,应测量并控制其不圆度外,还应测量并控制实际形状对真正圆形之间的正、负偏差,以防止意外失稳。所以 ASME VIII-2 在 6.1.6.3 节中规定,对要求进行疲劳分析的内压壳体,还应测量并控制棱角值,其目的主要是控制峰值应力,该节列出了对棱角值的测量方法,并根据疲劳分析要求确定控制值。

11.7.3 EN 13445

EN 13445 对无损检测规定为 100%、25%、10% 和 0% 四种级别,但在其 5.4.3 节和 17.4.2、18.1.4 节中都明确提及,对于不能免除疲劳分析的容器,检测级别 4 不予适用。

第 12 章 实用数据速查

12.1 我国主要地区的基本风压值、雪压值（见表 12-1 ~ 表 12-3）

表 12-1 在 10m 高处全国各地基本风压值（单位：kN/m²）

地区	风压	地区	风压	地区	风压	地区	风压	地区	风压	地区	风压
北京	0.35	长春	0.55	南京	0.35	台北	1.20	茂名	0.60	哈密	0.65
天津	0.40	四平	0.55	徐州	0.35	台东	1.50	南宁	0.35	成都	0.25
塘沽	0.45	延吉	0.50	连云港	0.40	高雄	1.10	桂林	0.35	重庆	0.30
保定	0.40	沈阳	0.50	合肥	0.30	郑州	0.40	柳州	0.35	甘孜	0.60
石家庄	0.30	抚顺	0.45	安庆	0.35	洛阳	0.35	西安	0.35	贵阳	0.30
张家口	0.45	大连	0.60	蚌埠	0.35	开封	0.45	宝鸡	0.30	遵义	0.30
太原	0.30	鞍山	0.45	杭州	0.40	武汉	0.30	银川	0.65	昆明	0.25
大同	0.40	丹东	0.50	宁波	0.50	荆门	0.30	兰州	0.30	昭通	0.30
运城	0.40	锦州	0.55	温州	0.55	襄樊	0.30	天水	0.30	个旧	0.25
呼和浩特	0.50	营口	0.55	南昌	0.40	长沙	0.35	玉门	0.50	拉萨	0.35
包头	0.50	兴城	0.45	九江	0.35	岳阳	0.40	西宁	0.35	昌都	0.40
二连浩特	0.65	济南	0.35	赣州	0.30	衡阳	0.35	格尔木	0.55	葛尔昆沙	0.50
哈尔滨	0.45	青岛	0.55	福州	0.60	广州	0.45	冷湖	0.45		
齐齐哈尔	0.45	烟台	0.55	厦门	0.75	汕头	0.75	乌鲁木齐	0.60		
满洲里	0.70	上海	0.55	南平	0.30	海口	0.70	克拉玛依	0.80		

表 12-2 全国各地基本雪压值（单位：kN/m²）

地区	雪压	地区	雪压	地区	雪压	地区	雪压	地区	雪压	地区	雪压
北京	0.30	哈尔滨	0.40	营口	0.30	温州	0.15	宝鸡	0.20	昌都	0.15
天津	0.25	齐齐哈尔	0.30	兴城	0.25	南昌	0.35	兰州	0.15	成都	0.10
塘沽	0.25	满洲里	0.30	济南	0.20	郑州	0.25	天水	0.15	贵阳	0.20
保定	0.25	长春	0.35	青岛	0.25	洛阳	0.25	玉门	0.25	昆明	0
石家庄	0.25	四平	0.35	烟台	0.25	开封	0.20	西宁	0.25	福州	0
张家口	0.30	延吉	0.55	上海	0.20	武汉	0.40	格尔木	0.10	台北	0
太原	0.20	沈阳	0.40	南京	0.40	荆门	0.25	冷湖	0	南宁	0
大同	0.25	抚顺	0.45	徐州	0.30	襄樊	0.30	乌鲁木齐	0.45	广州	0
运城	0.20	大连	0.40	合肥	0.50	长沙	0.35	哈密	0.20		
呼和浩特	0.30	鞍山	0.40	蚌埠	0.45	岳阳	0.40	甘孜	0.25		
包头	0.25	丹东	0.40	杭州	0.40	衡阳	0.20	昭通	0.15		
二连浩特	0.15	锦州	0.30	宁波	0.25	西安	0.20	拉萨	0.15		

表 12-3 全国各站点重现期为 10 年、50 年和 100 年的风压值和雪压值

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			n = 10	n = 50	n = 100	n = 10	n = 50	n = 100
北京		54.0	0.30	0.45	0.50	0.25	0.40	0.45
天津	天津市	3.3	0.30	0.50	0.60	0.25	0.40	0.45
	塘沽	3.2	0.40	0.55	0.60	0.20	0.35	0.40
上海		2.8	0.40	0.55	0.60	0.10	0.20	0.25
河北	石家庄市	80.5	0.25	0.35	0.40	0.20	0.30	0.35
	蔚县	909.5	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	邢台市	76.8	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	丰宁	659.7	0.30	0.40	0.45	0.15	0.25	0.30
	围场	842.8	0.35	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35
	张家口市	724.2	0.35	0.55	0.60	0.15	0.25	0.30
	怀来	536.8	0.25	0.35	0.40	0.15	0.20	0.25
	承德市	377.2	0.30	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	遵化	54.9	0.30	0.40	0.45	0.25	0.40	0.50
	青龙	227.2	0.25	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	秦皇岛市	2.1	0.35	0.45	0.50	0.15	0.25	0.30
	霸县	9.0	0.25	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	唐山市	27.8	0.30	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	乐亭	10.5	0.30	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	保定市	17.2	0.30	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	饶阳	18.9	0.30	0.35	0.40	0.20	0.30	0.35
	沧州市	9.6	0.30	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	黄骅	6.6	0.30	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	南宫市	27.4	0.25	0.35	0.40	0.15	0.25	0.30
山西	太原市	778.3	0.30	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	大同市	1067.2	0.35	0.55	0.65	0.15	0.25	0.30
	河曲	861.5	0.30	0.50	0.60	0.20	0.30	0.35
	五寨	1401.0	0.30	0.40	0.45	0.20	0.25	0.30
	兴县	1012.6	0.25	0.45	0.55	0.20	0.25	0.30
	原平	828.2	0.30	0.50	0.60	0.20	0.30	0.35
	离石	950.8	0.30	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35
	阳泉市	741.9	0.30	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	榆社	1041.4	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	隰县	1052.7	0.25	0.35	0.40	0.20	0.30	0.35
	介休	743.9	0.25	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	临汾市	449.5	0.25	0.40	0.45	0.15	0.25	0.30
	长治县	991.8	0.30	0.50	0.60			
	运城市	376.0	0.30	0.40	0.45	0.15	0.25	0.30
	阳城	659.5	0.30	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			n = 10	n = 50	n = 100	n = 10	n = 50	n = 100
内蒙古	呼和浩特市	1063.0	0.35	0.55	0.60	0.25	0.40	0.45
	额右旗拉布达林	581.4	0.35	0.50	0.60	0.35	0.45	0.50
	牙克石市图里河	732.6	0.30	0.40	0.45	0.40	0.60	0.70
	满洲里市	661.7	0.50	0.65	0.70	0.20	0.30	0.35
	海拉尔市	610.2	0.45	0.65	0.75	0.35	0.45	0.50
	鄂伦春小二沟	286.1	0.30	0.40	0.45	0.35	0.50	0.55
	新巴尔虎右旗	554.2	0.45	0.60	0.65	0.25	0.40	0.45
	新巴尔虎左旗阿木古朗	642.0	0.40	0.55	0.60	0.25	0.5	0.40
	牙克石市博克图	739.7	0.40	0.55	0.60	0.35	0.55	0.65
	扎兰屯市	306.5	0.30	0.40	0.45	0.35	0.55	0.65
	科右翼前旗阿尔山	1027.4	0.35	0.50	0.55	0.45	0.60	0.70
	科右翼前旗索伦	501.8	0.45	0.55	0.60	0.25	0.35	0.40
	乌兰浩特市	274.7	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	东乌珠穆沁旗	838.7	0.35	0.55	0.65	0.20	0.30	0.35
	额济纳旗	940.50	0.40	0.60	0.70	0.05	0.10	0.15
	额济纳旗拐子湖	960.0	0.45	0.55	0.60	0.05	0.10	0.10
	阿左旗巴彦毛道	1328.1	0.40	0.55	0.60	0.05	0.10	0.15
	阿拉善右旗	1510.1	0.45	0.55	0.60	0.05	0.10	0.10
	二连浩特市	964.7	0.55	0.65	0.70	0.15	0.25	0.30
	那仁宝力格	1181.6	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	达茂旗满都拉	1225.2	0.50	0.75	0.85	0.15	0.20	0.25
	阿巴嘎旗	1126.1	0.35	0.50	0.55	0.25	0.35	0.40
	苏尼特左旗	1111.4	0.40	0.50	0.55	0.25	0.35	0.40
	乌拉特后旗海力素	1509.6	0.45	0.50	0.55	0.10	0.15	0.20
	苏尼特右旗朱日和	1150.8	0.50	0.65	0.75	0.15	0.20	0.25
	乌拉特中旗海流图	1288.0	0.45	0.60	0.65	0.20	0.30	0.35
	百灵庙	1376.6	0.50	0.75	0.85	0.25	0.35	0.40
	四子王旗	1490.1	0.40	0.60	0.70	0.30	0.45	0.55
	化德	1482.7	0.45	0.75	0.85	0.15	0.25	0.30
	杭锦旗旗陕坝	1056.7	0.30	0.45	0.50	0.15	0.20	0.25
	包头市	1067.2	0.35	0.55	0.60	0.15	0.25	0.30
	集宁市	1419.3	0.40	0.60	0.70	0.25	0.35	0.40
	阿拉善左旗吉兰泰	1031.8	0.35	0.50	0.55	0.5	0.10	0.15
	临河市	1039.3	0.30	0.50	0.60	0.15	0.25	0.30
	鄂托克旗	1380.3	0.35	0.55	0.65	0.15	0.20	0.20
	东胜市	1460.4	0.30	0.50	0.60	0.25	0.35	0.40
	阿腾席连	1329.3	0.40	0.50	0.55	0.20	0.30	0.35
	巴彦浩特	1561.4	0.40	0.60	0.70	0.15	0.20	0.25

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
内蒙古	西乌珠穆沁旗	995.9	0.45	0.55	0.60	0.30	0.40	0.45
	扎鲁特鲁北	265.0	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	巴林左旗林东	484.4	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	锡林浩特市	989.5	0.40	0.55	0.60	0.25	0.40	0.45
	林西	799.0	0.45	0.60	0.70	0.25	0.40	0.45
	开鲁	241.0	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	通辽市	178.5	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	多伦	1245.4	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	赤峰市	571.1	0.30	0.55	0.65	0.20	0.30	0.35
	敖汉旗宝国图	400.5	0.40	0.50	0.55	0.25	0.40	0.45
辽宁	沈阳市	42.8	0.40	0.55	0.60	0.30	0.50	0.55
	彰武	79.4	0.35	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35
	阜新市	144.0	0.40	0.60	0.70	0.25	0.40	0.45
	开原	98.2	0.30	0.45	0.50	0.30	0.40	0.45
	清原	234.1	0.25	0.40	0.45	0.35	0.50	0.60
	朝阳市	169.2	0.40	0.55	0.60	0.30	0.45	0.55
	建平县叶柏寿	421.7	0.30	0.35	0.40	0.25	0.35	0.40
	黑山	37.5	0.45	0.65	0.75	0.30	0.45	0.50
	锦州市	65.9	0.40	0.60	0.70	0.30	0.40	0.45
	鞍山市	77.3	0.30	0.50	0.60	0.30	0.40	0.45
	本溪市	185.2	0.35	0.45	0.50	0.40	0.55	0.60
	抚顺市章党	118.5	0.30	0.45	0.50	0.35	0.45	0.50
	桓仁	240.3	0.25	0.30	0.35	0.35	0.50	0.55
	绥中	15.3	0.25	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	兴城市	8.8	0.35	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35
	营口市	3.3	0.40	0.60	0.70	0.30	0.40	0.45
	盖县熊岳	20.4	0.30	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	本溪县草河口	233.4	0.25	0.45	0.55	0.35	0.55	0.60
	岫岩	79.3	0.30	0.45	0.50	0.35	0.50	0.55
	宽甸	260.1	0.30	0.50	0.60	0.40	0.60	0.70
	丹东市	15.1	0.35	0.55	0.65	0.30	0.40	0.45
	瓦房店市	29.3	0.35	0.50	0.55	0.20	0.30	0.35
	新金县皮口	43.2	0.35	0.50	0.55	0.20	0.30	0.35
	庄河	34.8	0.35	0.50	0.55	0.25	0.35	0.40
	大连市	91.5	0.40	0.65	0.75	0.25	0.40	0.45

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			n = 10	n = 50	n = 100	n = 10	n = 50	n = 100
吉林	长春市	236.8	0.45	0.65	0.75	0.25	0.35	0.40
	白城市	155.4	0.45	0.65	0.75	0.15	0.20	0.25
	乾安	146.3	0.35	0.45	0.50	0.15	0.20	0.25
	前郭尔罗斯	134.7	0.30	0.45	0.50	0.15	0.25	0.30
	通榆	149.5	0.35	0.50	0.55	0.15	0.20	0.25
	长岭	189.3	0.30	0.45	0.50	0.15	0.20	0.25
	扶余市三岔河	196.6	0.35	0.55	0.65	0.20	0.30	0.35
	双辽	114.9	0.35	0.50	0.55	0.20	0.30	0.35
	四平市	164.2	0.40	0.55	0.60	0.20	0.35	0.40
	磐石县烟筒山	271.6	0.30	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	吉林市	183.4	0.40	0.50	0.55	0.30	0.45	0.50
	蛟河	295.0	0.30	0.45	0.50	0.40	0.65	0.75
	敦化市	523.7	0.30	0.45	0.50	0.30	0.50	0.60
	梅河口市	339.9	0.30	0.40	0.45	0.30	0.45	0.50
	桦甸	263.8	0.30	0.40	0.45	0.40	0.65	0.75
	靖宇	549.2	0.25	0.35	0.40	0.40	0.60	0.70
	抚松县东岗	774.2	0.30	0.40	0.45	0.60	0.90	1.05
	延吉市	176.8	0.35	0.50	0.55	0.35	0.55	0.65
	通化市	402.9	0.30	0.50	0.60	0.50	0.80	0.90
	浑江市临江	332.7	0.20	0.30	0.35	0.45	0.70	0.80
黑龙江	集安市	177.7	0.20	0.30	0.35	0.45	0.70	0.80
	长白	1016.7	0.35	0.45	0.50	0.40	0.60	0.70
	哈尔滨市	142.3	0.35	0.55	0.65	0.30	0.45	0.50
	漠河	296.0	0.25	0.35	0.40	0.50	0.65	0.70
	塔河	357.4	0.25	0.30	0.35	0.45	0.60	0.65
	新林	494.6	0.25	0.35	0.40	0.40	0.50	0.55
	呼玛	177.4	0.30	0.50	0.60	0.35	0.45	0.50
	加格达奇	371.7	0.25	0.35	0.40	0.40	0.55	0.60
	黑河市	166.4	0.35	0.50	0.55	0.45	0.60	0.65
	嫩江	242.2	0.40	0.55	0.60	0.40	0.55	0.60
	孙吴	234.5	0.40	0.60	0.70	0.40	0.55	0.60
	北安市	269.7	0.30	0.50	0.60	0.40	0.55	0.60
	克山	234.6	0.30	0.45	0.50	0.30	0.50	0.55
	富裕	162.4	0.30	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	齐齐哈尔市	145.9	0.35	0.45	0.50	0.25	0.40	0.45
	海伦	239.2	0.35	0.55	0.65	0.30	0.40	0.45
	明水	249.2	0.35	0.45	0.50	0.25	0.40	0.45
	伊春市	240.9	0.25	0.35	0.40	0.45	0.60	0.65
	鹤岗市	227.9	0.30	0.40	0.45	0.45	0.65	0.70
	富锦	64.2	0.30	0.45	0.50	0.35	0.45	0.50
	泰来	149.5	0.30	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
黑龙江	绥化市	179.6	0.35	0.55	0.65	0.35	0.50	0.60
	安达市	149.3	0.35	0.55	0.65	0.20	0.30	0.35
	铁力	210.5	0.25	0.25	0.40	0.50	0.75	0.85
	佳木斯市	81.2	0.40	0.65	0.75	0.45	0.65	0.70
	依兰	100.1	0.45	0.65	0.75			
	宝清	83.0	0.30	0.40	0.45	0.35	0.50	0.55
	通河	108.6	0.35	0.50	0.55	0.50	0.75	0.85
	尚志	189.7	0.35	0.55	0.60	0.40	0.55	0.60
	鸡西市	233.6	0.40	0.55	0.65	0.45	0.65	0.75
	虎林	100.2	0.35	0.45	0.50	0.50	0.70	0.80
	牡丹江市	241.4	0.35	0.50	0.55	0.40	0.60	0.65
	绥芬河市	496.7	0.40	0.60	0.70	0.40	0.55	0.60
山东	济南市	51.6	0.30	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35
	德州市	21.2	0.30	0.45	0.50	0.20	0.35	0.40
	惠民	11.3	0.40	0.50	0.55	0.25	0.35	0.40
	寿光县羊角沟	4.4	0.30	0.45	0.50	0.15	0.25	0.30
	龙口市	4.8	0.45	0.60	0.65	0.25	0.35	0.40
	烟台市	46.7	0.40	0.55	0.60	0.30	0.40	0.45
	威海市	46.6	0.45	0.65	0.75	0.30	0.45	0.50
	荣成市成山头	47.7	0.60	0.70	0.75	0.25	0.40	0.45
	莘县朝城	42.7	0.35	0.45	0.50	0.25	0.35	0.40
	泰安市泰山	1533.7	0.65	0.85	0.95	0.40	0.55	0.60
	泰安市	128.8	0.30	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	淄博市张店	34.0	0.30	0.40	0.45	0.30	0.45	0.50
	沂源	304.5	0.30	0.35	0.40	0.20	0.30	0.35
	潍坊市	44.1	0.30	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	莱阳市	30.5	0.30	0.40	0.45	0.15	0.25	0.30
	青岛市	76.0	0.45	0.60	0.70	0.15	0.20	0.25
	海阳	65.2	0.40	0.55	0.60	0.10	0.15	0.15
	荣城市石岛	33.7	0.40	0.55	0.65	0.10	0.15	0.15
	菏泽市	49.7	0.25	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	兖州	51.7	0.25	0.40	0.45	0.25	0.35	0.45
	莒县	107.4	0.25	0.35	0.40	0.20	0.35	0.40
	临沂	87.9	0.30	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	日照市	16.1	0.30	0.40	0.45			

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			n = 10	n = 50	n = 100	n = 10	n = 50	n = 100
江苏	南京市	8.9	0.25	0.40	0.45	0.40	0.65	0.75
	徐州市	41.0	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	0.40
	赣榆	2.1	0.30	0.45	0.50	0.25	0.35	0.40
	盱眙	34.5	0.25	0.35	0.40	0.20	0.30	0.35
	淮阴市	17.5	0.25	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	射阳	2.0	0.30	0.40	0.45	0.15	0.20	0.25
	镇江	26.5	0.30	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	无锡	6.7	0.30	0.45	0.50	0.30	0.40	0.45
	泰州	6.6	0.25	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	连云港	3.7	0.35	0.55	0.65	0.25	0.40	0.45
	盐城	3.6	0.25	0.45	0.55	0.20	0.35	0.40
	高邮	5.4	0.25	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	东台市	4.3	0.30	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	南通市	5.3	0.30	0.45	0.50	0.15	0.25	0.30
	启东县吕泗	5.5	0.35	0.50	0.55	0.10	0.20	0.25
	常州市	4.9	0.25	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	溧阳	7.2	0.25	0.40	0.45	0.30	0.50	0.55
	吴县东山	17.5	0.30	0.45	0.50	0.25	0.40	0.45
浙江	杭州市	41.7	0.30	0.45	0.50	0.30	0.45	0.50
	临安县天目山	1505.9	0.55	0.70	0.80	0.10	0.16	0.185
	平湖县乍浦	5.4	0.35	0.45	0.50	0.25	0.35	0.40
	慈溪市	7.1	0.30	0.45	0.50	0.25	0.35	0.40
	嵊泗	79.6	0.85	1.30	1.55			
	嵊泗县嵊山	124.6	0.95	1.50	1.75			
	舟山市	35.7	0.50	0.85	1.00	0.30	0.50	0.60
	金华市	62.6	0.25	0.35	0.40	0.35	0.55	0.65
	嵊县	104.3	0.25	0.40	0.50	0.35	0.55	0.65
	宁波市	4.2	0.30	0.50	0.60	0.20	0.30	0.35
	象山县石浦	128.4	0.75	0.20	0.40	0.20	0.30	0.35
	衢州市	66.9	0.25	0.35	0.40	0.30	0.50	0.60
	丽水市	60.8	0.20	0.30	0.35	0.30	0.45	0.50
	龙泉	198.4	0.20	0.30	0.35	0.35	0.55	0.65
	临海市括苍山	1383.1	0.60	0.90	1.05	0.40	0.60	0.70
	温州市	6.0	0.35	0.60	0.70	0.25	0.35	0.40
	椒江市洪家	1.3	0.35	0.55	0.65	0.20	0.30	0.35
	椒江市下大陈	86.2	0.90	1.40	1.65	0.25	0.35	0.40
	玉环县坎门	95.9	0.70	1.20	1.45	0.20	0.35	0.40
	瑞安市北麂	42.3	0.95	1.60	1.90			

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
安徽	合肥市	27.9	0.25	0.35	0.40	0.40	0.60	0.70
	砀山	43.2	0.25	0.35	0.40	0.25	0.40	0.45
	亳州市	37.7	0.25	0.45	0.55	0.25	0.40	0.45
	宿县	25.9	0.25	0.40	0.50	0.25	0.40	0.45
	寿县	22.7	0.25	0.35	0.40	0.30	0.50	0.55
	蚌埠市	18.7	0.25	0.35	0.40	0.30	0.45	0.55
	滁县	25.3	0.25	0.35	0.40	0.25	0.40	0.45
	六安市	60.5	0.20	0.35	0.40	0.35	0.55	0.60
	霍山	68.1	0.20	0.35	0.40	0.40	0.60	0.65
	巢县	22.4	0.25	0.35	0.40	0.30	0.45	0.50
	安庆市	19.8	0.25	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	宁国	89.4	0.25	0.35	0.40	0.30	0.50	0.55
	黄山	1840.4	0.50	0.70	0.80	0.35	0.45	0.50
	黄山市	142.7	0.25	0.35	0.40	0.30	0.45	0.50
	阜阳市	30.6				0.35	0.55	0.60
江西	南昌市	46.7	0.30	0.45	0.55	0.30	0.45	0.50
	修水	146.8	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.50
	宜春市	131.3	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	吉安	76.4	0.25	0.30	0.35	0.25	0.35	0.45
	宁冈	263.1	0.20	0.30	0.35	0.30	0.45	0.50
	遂川	126.1	0.20	0.30	0.35	0.30	0.45	0.55
	赣州市	123.8	0.20	0.30	0.35	0.20	0.35	0.40
	九江	36.1	0.25	0.35	0.40	0.30	0.40	0.45
	庐山	1164.5	0.40	0.55	0.60	0.55	0.75	0.85
	波阳	40.1	0.25	0.40	0.45	0.35	0.60	0.70
	景德镇市	61.5	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	0.40
	樟树市	30.4	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	贵溪	51.2	0.20	0.30	0.35	0.35	0.50	0.60
	玉山	116.3	0.20	0.30	0.35	0.35	0.55	0.65
	南城	80.8	0.25	0.30	0.35	0.20	0.35	0.40
	广昌	143.8	0.20	0.30	0.35	0.30	0.45	0.50
	寻乌	303.9	0.25	0.30	0.35			
福建	福州市	83.8	0.40	0.70	0.85			
	邵武市	191.5	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	铅山县七仙山	1401.9	0.55	0.70	0.80	0.40	0.60	0.70
	浦城	276.9	0.20	0.30	0.35	0.35	0.55	0.65
	建阳	196.9	0.25	0.35	0.40	0.35	0.50	0.55
	建瓯	154.9	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	0.40
	福鼎	36.2	0.35	0.70	0.90			
	泰宁	342.9	0.20	0.30	0.35	0.30	0.50	0.60
	南平市	125.6	0.20	0.35	0.45			

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
福建	福鼎县台山	196.6	0.75	1.00	1.10			
	长汀	310.0	0.20	0.35	0.40	0.15	0.25	0.30
	上杭	197.9	0.25	0.30	0.35			
	永安市	206.0	0.25	0.40	0.45			
	龙岩市	342.3	0.20	0.35	0.45			
	德化县九仙山	1653.5	0.60	0.80	0.90	0.25	0.40	0.50
	屏南	896.5	0.20	0.30	0.35	0.25	0.45	0.50
	平潭	32.4	0.75	1.30	1.60			
	崇武	21.8	0.55	0.80	0.90			
	厦门市	139.4	0.50	0.80	0.95			
	东山	53.3	0.80	1.25	1.45			
陕西	西安市	397.5	0.25	0.35	0.40	0.20	0.25	0.30
	榆林市	1057.5	0.25	0.40	0.45	0.20	0.25	0.30
	吴旗	1272.6	0.25	0.40	0.50	0.15	0.20	0.20
	横山	1111.0	0.30	0.40	0.45	0.15	0.25	0.30
	绥德	929.7	0.30	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
	延安市	957.8	0.25	0.35	0.40	0.15	0.25	0.30
	长武	1206.5	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	洛川	1158.3	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	0.40
	铜川市	978.9	0.20	0.35	0.40	0.15	0.20	0.25
	宝鸡市	612.4	0.20	0.35	0.40	0.15	0.20	0.25
	武功	447.8	0.20	0.35	0.40	0.20	0.25	0.30
	华阴县华山	2064.9	0.40	0.50	0.55	0.50	0.70	0.75
	略阳	794.2	0.25	0.35	0.40	0.10	0.15	0.15
	汉中市	508.4	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	佛坪	1087.7	0.25	0.30	0.35	0.15	0.25	0.30
	商州市	742.2	0.25	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	镇安	693.7	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	石泉	484.9	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	安康市	290.8	0.30	0.45	0.50	0.10	0.15	0.20
甘肃	兰州市	151.2	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.20
	吉诃德	966.5	0.45	0.55	0.60			
	安西	1170.8	0.40	0.55	0.60	0.10	0.20	0.25
	酒泉市	1477.2	0.40	0.55	0.60	0.20	0.30	0.35
	张掖市	1482.7	0.30	0.50	0.60	0.05	0.10	0.15
	武威市	1530.9	0.35	0.55	0.65	0.15	0.20	0.25
	民勤	1367.0	0.40	0.50	0.55	0.05	0.10	0.10
	乌鞘岭	3045.1	0.35	0.40	0.45	0.35	0.55	0.60

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
甘 肃	景泰	1630.5	0.25	0.40	0.45	0.10	0.15	0.20
	靖远	1398.2	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	临夏市	1917.0	0.20	0.30	0.35	0.15	0.25	0.30
	临洮	1886.6	0.20	0.30	0.35	0.30	0.50	0.55
	华家岭	2450.6	0.30	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	环县	1255.6	0.20	0.30	0.35	0.15	0.25	0.30
	平凉市	1346.6	0.25	0.30	0.35	0.15	0.25	0.30
	西峰镇	1421.0	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	玛曲	3471.4	0.25	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	夏河县合作	2910.0	0.25	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	武都	1079.1	0.25	0.35	0.40	0.05	0.10	0.15
宁 夏	天水市	1141.7	0.20	0.35	0.40	0.15	0.20	0.25
	银川市	1111.4	0.40	0.65	0.75	0.15	0.20	0.25
	惠农	1091.0	0.45	0.65	0.70	0.05	0.10	0.10
	中卫	1225.7	0.30	0.45	0.50	0.05	0.10	0.15
	中宁	1183.3	0.30	0.35	0.40	0.10	0.15	0.20
	盐池	1347.8	0.30	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	海源	1854.2	0.25	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	同心	1343.9	0.20	0.30	0.35	0.10	0.10	0.15
	固原	1753.0	0.25	0.35	0.40	0.30	0.40	0.45
青 海	西吉	1916.5	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.20
	西宁市	2261.2	0.25	0.35	0.40	0.15	0.20	0.25
	茫崖	3138.5	0.30	0.40	0.45	0.05	0.10	0.10
	冷湖	2733.0	0.40	0.55	0.60	0.05	0.10	0.10
	祁连县托勒	3367.0	0.30	0.40	0.45	0.20	0.25	0.30
	祁连县野牛沟	3180.0	0.30	0.40	0.45	0.15	0.20	0.20
	祁连	2787.4	0.30	0.35	0.40	0.10	0.15	0.15
	格尔木市小灶火	2767.0	0.30	0.40	0.45	0.05	0.10	0.10
	大柴旦	3173.2	0.30	0.40	0.45	0.10	0.15	0.15
	德令哈市	2981.5	0.25	0.35	0.40	0.10	0.15	0.20
	刚察	3301.5	0.25	0.35	0.40	0.20	0.25	0.30
	门源	2850.0	0.25	0.35	0.40	0.15	0.25	0.30
	格尔木市	2807.6	0.30	0.40	0.45	0.10	0.20	0.25
	都兰县诺木洪	2790.4	0.35	0.50	0.60	0.05	0.10	0.10
	都兰	3191.1	0.30	0.45	0.55	0.20	0.25	0.30
	乌兰县茶卡	3087.6	0.25	0.35	0.40	0.15	0.20	0.25
	共和县恰卜恰	2835.0	0.25	0.35	0.40	0.10	0.15	0.15
	贵德	2237.1	0.25	0.30	0.35	0.05	0.10	0.10

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
青 海	民和	1813.9	0.20	0.30	0.35	0.10	0.10	0.15
	唐古拉山五道梁	4612.2	0.35	0.45	0.50	0.20	0.25	0.30
	兴海	3323.2	0.25	0.35	0.40	0.15	0.20	0.20
	同德	3259.4	0.25	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	泽库	3662.8	0.25	0.30	0.35	0.30	0.40	0.45
	格尔木市托托河	4533.1	0.40	0.50	0.55	0.25	0.35	0.40
	治多	4179.0	0.25	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	杂多	4066.4	0.25	0.35	0.40	0.20	0.25	0.30
	曲麻莱	4231.2	0.25	0.35	0.40	0.15	0.25	0.30
	玉树	3681.2	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	玛多	4272.2	0.30	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	称多县清水河	4415.4	0.25	0.30	0.35	0.20	0.25	0.30
	玛沁县仁峡姆	4211.1	0.30	0.35	0.40	0.15	0.25	0.30
	达日县吉迈	3967.5	0.25	0.35	0.40	0.20	0.25	0.30
	河南	3500.9	0.25	0.49	0.45	0.20	0.25	0.30
	久治	3628.5	0.20	0.30	0.35	0.20	0.25	0.30
	昂欠	3643.7	0.25	0.20	0.35	0.10	0.20	0.25
	班玛	3750.0	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
新 疆	乌鲁木齐市	917.9	0.40	0.60	0.70	0.60	0.80	0.90
	阿勒泰市	735.3	0.40	0.70	0.85	0.85	1.25	1.40
	博乐市阿拉山口	284.9	0.95	1.35	1.55	0.20	0.25	0.25
	克拉玛依市	427.3	0.65	0.90	1.00	0.20	0.30	0.35
	伊宁市	662.5	0.40	0.60	0.70	0.70	1.00	1.15
	昭苏	1851.0	0.25	0.40	0.45	0.55	0.75	0.85
	乌鲁木齐县达板城	1103.5	0.55	0.80	0.90	0.15	0.20	0.20
	和静县巴音布鲁克	2458.0	0.25	0.35	0.40	0.45	0.65	0.75
	吐鲁番市	34.5	0.50	0.85	1.00	0.15	0.20	0.25
	阿克苏市	1103.8	0.30	0.45	0.50	0.15	0.25	0.30
	库车	1099.9	0.35	0.50	0.60	0.15	0.25	0.30
	库尔勒市	931.5	0.30	0.45	0.50	0.15	0.25	0.30
	乌恰	2175.7	0.25	0.35	0.40	0.35	0.50	0.60
	喀什市	1288.7	0.35	0.55	0.65	0.30	0.45	0.50
	阿合奇	1984.9	0.25	0.35	0.49	0.25	0.35	0.40
	皮山	1375.4	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	和田	1374.6	0.25	0.40	0.45	0.10	0.20	0.25
	民丰	1409.3	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.15
	民丰县安的河	1262.8	0.29	0.30	0.35	0.05	0.05	0.05
	于田	1422.0	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.15
	哈密	737.2	0.49	0.60	0.70	0.15	0.12	0.25

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
河南	郑州市	110.4	0.30	0.45	0.50	0.25	0.40	0.45
	安阳市	75.5	0.25	0.45	0.55	0.25	0.40	0.45
	新乡市	72.7	0.30	0.40	0.45	0.20	0.30	0.35
	三门峡市	410.1	0.25	0.40	0.45	0.15	0.20	0.25
	卢氏	568.8	0.20	0.30	0.25	0.20	0.30	0.35
	孟津	323.3	0.30	0.45	0.50	0.30	0.40	0.50
	洛阳市	137.1	0.25	0.40	0.45	0.25	0.35	0.40
	栾川	750.1	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	许昌市	66.8	0.30	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	开封市	72.5	0.30	0.45	0.50	0.20	0.30	0.35
	西峡	250.3	0.25	0.35	0.40	0.20	0.30	0.35
	南阳市	129.2	0.25	0.25	0.40	0.30	0.45	0.50
	宝丰	136.4	0.25	0.35	0.40	0.20	0.30	0.35
	西华	52.6	0.25	0.45	0.55	0.30	0.45	0.50
	驻马店市	82.7	0.25	0.40	0.45	0.30	0.45	0.50
	信阳市	114.5	0.25	0.35	0.40	0.35	0.55	0.65
	商丘市	50.1	0.20	0.35	0.45	0.30	0.45	0.50
	固始	57.1	0.20	0.35	0.40	0.35	0.50	0.60
湖北	武汉市	23.3	0.25	0.35	0.40	0.30	0.50	0.60
	郧县	201.9	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	房县	434.4	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	老河口市	90.0	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	枣阳市	125.5	0.25	0.40	0.45	0.25	0.40	0.45
	巴东	294.5	0.15	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	钟祥	65.8	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	麻城市	59.3	0.20	0.35	0.45	0.35	0.55	0.65
	恩施市	457.1	0.20	0.30	0.25	0.15	0.20	0.25
	巴东县绿葱坡	1819.3	0.30	0.35	0.40	0.55	0.75	0.85
	五峰县	908.4	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	宜昌市	133.1	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	江陵县荆州	32.6	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	天门市	34.1	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.45
	来风	459.5	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	嘉鱼	36.0	0.20	0.35	0.45	0.25	0.35	0.40
	英山	123.8	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	黄石市	19.6	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	0.40

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			n = 10	n = 50	n = 100	n = 10	n = 50	n = 100
湖南	长沙市	44.9	0.25	0.35	0.40	0.30	0.45	0.50
	桑植	322.2	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	石门	116.9	0.25	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	南县	36.0	0.25	0.40	0.50	0.30	0.45	0.50
	岳阳市	53.0	0.25	0.40	0.45	0.35	0.55	0.65
	吉首市	206.6	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	沅陵	151.6	0.20	0.30	0.35	0.20	0.35	0.40
	常德市	35.0	0.25	0.40	0.50	0.30	0.50	0.60
	安化	128.3	0.20	0.30	0.35	0.30	0.45	0.50
	沅江市	36.0	0.25	0.40	0.45	0.35	0.55	0.65
	平江	106.3	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	芷江	272.2	0.20	0.30	0.35	0.25	0.35	0.45
	雪峰山	1404.9				0.50	0.75	0.85
	邵阳市	248.6	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	双峰	100.0	0.20	0.30	0.35	0.25	0.40	0.45
	南岳	1265.9	0.60	0.75	0.85	0.45	0.65	0.75
	通道	397.5	0.25	0.30	0.35	0.15	0.25	0.30
	武岗	341.0	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	零陵	172.6	0.25	0.40	0.45	0.15	0.25	0.30
	衡阳市	103.2	0.25	0.40	0.45	0.20	0.35	0.40
广东	道县	192.2	0.25	0.35	0.40	0.15	0.20	0.25
	郴州市	184.9	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	广州市	6.6	0.30	0.50	0.60			
	南雄	133.8	0.20	0.30	0.35			
	连县	97.6	0.20	0.30	0.35			
	韶关	69.3	0.20	0.35	0.45			
	佛岗	67.8	0.20	0.30	0.35			
	连平	214.5	0.20	0.30	0.35			
	梅县	87.8	0.20	0.30	0.35			
	广宁	56.8	0.20	0.30	0.35			
	高要	7.1	0.30	0.50	0.60			
	河源	40.6	0.20	0.30	0.35			
	惠阳	22.4	0.35	0.55	0.60			
	五华	120.9	0.20	0.30	0.35			
	汕头市	1.1	0.50	0.80	0.95			
	惠来	12.9	0.45	0.75	0.90			
	南澳	7.2	0.50	0.80	0.95			
	信宜	84.6	0.35	0.60	0.70			
	罗定	53.3	0.20	0.30	0.35			

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
广东	台山	32.7	0.35	0.55	0.65			
	深圳市	18.2	0.45	0.75	0.90			
	汕尾	4.6	0.50	0.85	1.00			
	湛江市	25.3	0.50	0.80	0.95			
	阳江	23.3	0.45	0.70	0.80			
	电白	11.8	0.45	0.70	0.80			
	台山县上川岛	21.5	0.75	1.05	1.20			
	徐闻	67.9	0.45	0.75	0.90			
广西	南宁市	73.1	0.25	0.35	0.40			
	桂林市	164.4	0.20	0.30	0.35			
	柳州市	96.8	0.20	0.30	0.35			
	蒙山	145.7	0.20	0.30	0.35			
	贺山	108.8	0.20	0.30	0.35			
	百色市	173.5	0.25	0.45	0.55			
	靖西	739.4	0.20	0.30	0.35			
	桂平	42.5	0.20	0.30	0.35			
	梧州市	114.8	0.20	0.30	0.35			
	龙州	128.8	0.20	0.30	0.35			
	灵山	66.0	0.20	0.30	0.35			
	玉林	81.8	0.20	0.30	0.35			
	东兴	18.2	0.45	0.75	0.90			
	北海市	15.3	0.45	0.75	0.90			
	涠州岛	55.2	0.70	1.00	1.15			
海南	海口市	14.1	0.45	0.75	0.90			
	东方	8.4	0.55	0.85	1.00			
	儋县	168.7	0.40	0.70	0.85			
	琼中	250.9	0.30	0.45	0.55			
	琼海	24.0	0.50	0.85	1.05			
	三亚市	5.5	0.50	0.85	1.05			
	陵水	13.9	0.50	0.65	1.05			
	西沙岛	4.7	1.05	1.80	2.20			
	珊瑚岛	4.0	0.70	1.10	1.30			
四川	成都市	506.1	0.20	0.30	0.35	0.10	0.10	0.15
	石渠	4200.0	0.25	0.30	0.35	0.30	0.45	0.50
	若尔盖	3439.6	0.25	0.30	0.35	0.30	0.40	0.45
	甘孜	3393.5	0.35	0.45	0.50	0.25	0.40	0.45
	都江堰市	706.7	0.20	0.30	0.35	0.15	0.25	0.30
	绵阳市	470.8	0.20	0.30	0.35			

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
四川	雅安市	627.6	0.20	0.30	0.35	0.10	0.20	0.20
	资阳	357.0	0.20	0.30	0.35			
	康定	2615.7	0.30	0.35	0.40	0.30	0.50	0.55
	汉源	795.9	0.20	0.30	0.35			
	九龙	2987.3	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.20
	越西	1659.0	0.25	0.30	0.25	0.15	0.25	0.30
	昭觉	2132.4	0.25	0.30	0.35	0.25	0.35	0.40
	雷波	1474.9	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	宜宾市	340.8	0.20	0.30	0.35			
	盐源	2545.0	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	西昌市	1590.9	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	会理	1787.1	0.20	0.30	0.35			
	万源	674.0	0.20	0.30	0.35	0.50	0.10	0.15
	阆中	382.6	0.20	0.30	0.35			
	巴中	358.9	0.20	0.30	0.35			
	达县市	310.4	0.20	0.35	0.45			
	奉节	607.3	0.25	0.35	0.40	0.20	0.35	0.40
	遂宁市	278.2	0.20	0.30	0.35			
	南充市	309.3	0.20	0.30	0.35			
	梁平	454.6	0.20	0.30	0.35			
	万县市	186.7	0.15	0.30	0.35			
	内江市	347.1	0.25	0.40	0.50			
	涪陵市	273.5	0.20	0.30	0.35			
	泸州市	334.8	0.20	0.30	0.35			
	叙永	377.5	0.20	0.30	0.35			
贵州	贵阳市	1074.3	0.20	0.30	0.35	0.10	0.20	0.25
	威宁	2237.5	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	0.40
	盘县	1515.2	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	0.45
	桐梓	972.0	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.20
	习水	1180.2	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	毕节	1510.6	0.20	0.30	0.35	0.15	0.25	0.30
	遵义市	843.9	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.20
	思南	416.3	0.20	0.30	0.35	0.10	0.20	0.25
	铜仁	279.7	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	安顺市	1392.9	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	凯里市	720.3	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.25
	兴仁	1378.5	0.20	0.30	0.35	0.20	0.25	0.40
	罗甸	440.3	0.20	0.30	0.35			

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100	<i>n</i> = 10	<i>n</i> = 50	<i>n</i> = 100
云南	昆明市	1891.4	0.20	0.30	0.35	0.20	0.30	0.35
	德钦	3485.0	0.25	0.35	0.40	0.60	0.90	1.05
	贡山	1591.3	0.20	0.30	0.35	0.50	0.85	1.00
	中甸	3276.1	0.20	0.30	0.35	0.50	0.80	0.90
	维西	2325.6	0.20	0.30	0.35	0.40	0.55	0.65
	昭通市	1949.5	0.25	0.35	0.40	0.15	0.25	
	丽江	2393.2	0.25	0.30	0.35	0.20	0.30	
	华坪	1244.8	0.25	0.35	0.40			
	会泽	2109.5	0.25	0.35	0.40	0.25	0.35	
	腾冲	1654.6	0.20	0.30	0.35			
	泸水	1804.9	0.20	0.30	0.35			
	保山市	1653.5	0.20	0.30	0.35			
	大理市	1990.5	0.45	0.65	0.75			
	元谋	1120.2	0.25	0.35	0.40			
	楚雄市	1772.0	0.20	0.35	0.40			
	曲靖市沾益	1898.7	0.25	0.30	0.35	0.25	0.40	
	瑞丽	776.6	0.20	0.30	0.35			
	景东	1162.3	0.20	0.30	0.35			
	五溪	1636.7	0.20	0.30	0.35			
	宜良	1532.1	0.25	0.40	0.50			
	泸西	1704.3	0.25	0.30	0.35			
	孟定	511.4	0.25	0.40	0.45			
	临沧	1502.4	0.20	0.30	0.35			
	澜沧	1054.8	0.20	0.30	0.35			
	景洪	552.7	0.20	0.40	0.50			
	思茅	1302.1	0.25	0.45	0.55			
	元江	400.9	0.25	0.30	0.35			
	勐腊	631.9	0.20	0.30	0.35			
	江城	1119.5	0.20	0.40	0.35			
	蒙自	1300.1	0.25	0.30	0.35			
	屏边	1414.1	0.20	0.30	0.35			
	文山	1271.6	0.20	0.30	0.35			
	广南	1249.6	0.25	0.35	0.40			
西藏	拉萨市	3658.0	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.20
	班戈	4700.0	0.35	0.55	0.65	0.20	0.25	0.30

(续)

省市名	城 市 名	海拔高度 /m	风压/(kN/m ²)			雪压/(kN/m ²)		
			n = 10	n = 50	n = 100	n = 10	n = 50	n = 100
西藏	安多	4800.0	0.45	0.75	0.90	0.20	0.30	0.35
	那曲	4507.0	0.30	0.45	0.50	0.30	0.40	0.45
	日喀则市	3836.0	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.15
	乃东县泽当	3551.7	0.20	0.30	0.35	0.10	0.15	0.15
	隆子	3860.0	0.30	0.45	0.50	0.10	0.15	0.20
	索县	4022.8	0.25	0.40	0.45	0.20	0.25	0.30
	昌都	3306.0	0.20	0.30	0.35	0.15	0.20	0.20
	林芝	3000.0	0.25	0.35	0.40	0.10	0.15	0.15
台湾	新竹	8.0	0.50	0.80	0.95			
	宜兰	9.0	1.10	1.85	2.30			
	台中	78.0	0.50	0.80	0.90			
	花莲	14.0	0.40	0.70	0.85			
	嘉义	20.0	0.50	0.80	0.95			
	马公	22.0	0.85	1.30	1.55			
	台东	10.0	0.65	0.90	1.05			
	冈山	10.0	0.55	0.80	0.95			
	恒春	24.0	0.70	1.05	1.20			
	阿里山	2406.0	0.25	0.35	0.40			
	台南	14.0	0.60	0.85	1.00			
香港	香港	50.0	0.80	0.90	0.95			
	横澜岛	55.0	0.95	1.25	1.40			
澳门		57.0	0.75	0.85	0.90			

注：本表摘自 GB 50009—2001《建筑结构荷载规范》（2006 年版）。

12.2 压力容器常用标准（见表 12-4）

表 12-4 压力容器常用标准索引

序号	标 准 号	标 准 名 称
1	TSG R0004—2009	固定式压力容器安全技术监察规程
2	TSG R0003—2007	简单压力容器安全技术监察规程
3	2009 版(第 549 号)	特种设备安全监察条例
4	TSG R1001—2008	压力容器压力管道设计许可规则
5	GB150—1998	钢制压力容器

(续)

序号	标 准 号	标 准 名 称
6	GB 151—1999	钢制管壳式换热器
7	GB 12337—1998	钢制球形储罐
8	JB/T 4710—2005	钢制塔式容器
9	JB/T 4731—2005	钢制卧式容器
10	JB/T 4734—2002	铝制焊接容器
11	JB/T 4745—2002	钛制焊接容器
12	JB/T 4755—2006	铜制压力容器
13	JB/T 4756—2006	镍及镍合金制压力容器
14	JB/T 4735—1997	钢制焊接常压容器
15	JB 4732—1995	钢制压力容器—分析设计标准
16	HG 20580—1998	钢制化工容器设计基础规定
17	HG 20581—1998	钢制化工容器材料选用规定
18	HG 20582—1998	钢制化工容器强度计算规定
19	HG 20583—1998	钢制化工容器结构设计规定
20	HG 20584—1998	钢制化工容器制造技术要求
21	HG 20585—1998	钢制低温压力容器技术规定
22	HG 20652—1998	塔器设计技术规定
23	HG 20660—2000	压力容器化学介质毒性危害和爆炸危险程度分类
24	GB 5044—1985	职业性接触毒物危害程度分级
25	GB/T 9019—2001	压力容器公称直径
26	JB/T 4746—2002	钢制压力容器用封头
27	GB 16749—1997	压力容器波形膨胀节
28	JB/T 4736—2002	补强圈
29	JB/T 4700—2000	压力容器法兰分类与技术条件
30	JB/T 4701—2000	甲型平焊法兰
31	JB/T 4702—2000	乙型平焊法兰
32	JB/T 4703—2000	长颈对焊法兰
33	JB/T 4704—2000	非金属软垫片
34	JB/T 4705—2000	缠绕垫片
35	JB/T 4706—2000	金属包垫片
36	JB/T 4707—2000	等长双头螺柱

(续)

序号	标 准 号	标 准 名 称
37	JB/T 4721—1992	外头盖侧法兰
38	JB/T 4718—1992	管壳式换热器用金属包垫片
39	JB/T 4719—1992	管壳式换热器用缠绕垫片
40	JB/T 4720—1992	管壳式换热器用非金属垫片
41	HG 20592—2009	钢制管法兰(PN 系列)
42	HG/T 20614—2009	钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(PN 系列)
43	HG/T 20615—2009	钢制管法兰(Class 系列)
44	HG/T 20623—2009	大直径钢制管法兰(Class 系列)
45	HG/T 20635—2009	钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(Class 系列)
46	GB/T 3985—2008	石棉橡胶板
47	GB/T 539—2008	耐油石棉橡胶板
48	HG/T 21514—2005	钢制人孔和手孔类型与技术条件
49	HG/T 21515—2005	常压人孔
50	HG/T 21516—2005	回转盖板式平焊法兰人孔
51	HG/T 21517—2005	回转盖带颈平焊法兰人孔
52	HG/T 21518—2005	回转盖带颈对焊法兰人孔
53	HG/T 21519—2005	垂直吊盖板式平焊法兰人孔
54	HG/T 21520—2005	垂直吊盖带颈平焊法兰人孔
55	HG/T 21521—2005	垂直吊盖带颈对焊法兰人孔
56	HG/T 21522—2005	水平吊盖板式平焊法兰人孔
57	HG/T 21523—2005	水平吊盖带颈平焊法兰人孔
58	HG/T 21524—2005	水平吊盖带颈对焊法兰人孔
59	HG/T 21525—2005	常压旋柄快开人孔
60	HG/T 21526—2005	椭圆形回转盖快开人孔
61	HG/T 21527—2005	回转拱盖快开人孔
62	HG/T 21528—2005	常压手孔
63	HG/T 21529—2005	板式平焊法兰手孔
64	HG/T 21530—2005	带颈平焊法兰手孔
65	HG/T 21531—2005	带颈对焊法兰手孔
66	HG/T 21532—2005	回转盖带颈对焊法兰手孔
67	HG/T 21533—2005	常压快开手孔

(续)

序号	标 准 号	标 准 名 称
68	HG/T 21534—2005	旋柄快开手孔
69	HG/T 21535—2005	回转拱盖快开手孔
70	HG 21594—1999	不锈钢人、手孔分类与技术条件
71	HG 21595—1999	常压不锈钢人孔
72	HG 21596—1999	回转盖不锈钢人孔
73	HG 21597—1999	回转盖快开不锈钢人孔
74	HG 21598—1999	水平吊盖不锈钢人孔
75	HG 21599—1999	垂直吊盖不锈钢人孔
76	HG 21600—1999	椭圆快开不锈钢人孔
77	HG 21601—1999	常压快开不锈钢手孔
78	HG 21602—1999	平盖不锈钢手孔
79	HG 21603—1999	回转盖快开不锈钢手孔
80	HG 21604—1999	旋柄快开不锈钢手孔
81	JB/T 4712.1—2007	容器支座 第1部分:鞍式支座
82	JB/T 4712.2—2007	容器支座 第2部分:腿式支座
83	JB/T 4712.3—2007	容器支座 第3部分:耳式支座
84	JB/T 4712.4—2007	容器支座 第4部分:支承式支座
85	SH/T 3418—2007	石油化工换热器钢制鞍式支座技术条件
86	HG/T 21574—2008	化工设备吊耳及工程技术要求
87	HG 21588—1995	玻璃板液面计标准系列及技术要求
88	HG 21589.1—1995	透光式玻璃板液面计(PN2.5)
89	HG 21589.2—1995	透光式玻璃板液面计(PN6.3)
90	HG 21590—1995	反射式玻璃板液面计(PN4.0)
91	HG/T 21550—1993	防霜液面计
92	HG 21592—1995	玻璃管液面计
93	HG/T 21584—1995	磁性液面计
94	HG 21591.1—1995	视镜式玻璃板液面计(常压)
95	HG 21591.2—1995	视镜式玻璃板液面计(PN0.6)
96	HG/T 21619—1986	视镜(Pg10,16,25)
97	HG/T 21620—1986	带颈视镜(Pg10,16,25)
98	HG/T 21622—1990	衬里视镜
99	HG 21505—1992	组合式视镜

(续)

序号	标 准 号	标 准 名 称
100	HG/T 21575—1994	带灯视镜
101	GB 567—1999	爆破片与爆破片装置
102	GB/T 14566—1993	正拱形金属爆破片型式与参数
103	GB/T 14567—1993	反拱形金属爆破片型式与参数
104	GB/T 14568—1993	开缝形金属爆破片型式与参数
105	GB/T 12353—1999	拱型金属爆破片装置分类与安装尺寸
106	GB/T 16181—1996	爆破片装置夹持器型式和外形尺寸
107	JB/T 1205—2001	塔盘技术条件
108	JB/T 1212—1999	圆泡帽
109	JB/T 1118—2001	F1 型浮阀
110	JB/T 1119—1999	卡子
111	JB/T 1120—1999	双面可拆连接件
112	JB/T 2878. 1—1999	X1 型楔卡
113	JB/T 2878. 2—1999	X2 型楔卡
114	JB/T 3166—1999	S 型双面可卸卡子
115	HG/T 21639—2005	塔顶吊柱
116	HG/T 21618—1998	丝网除沫器
117	HG/T 21512—1995	梁型气体喷射式填料支承板
118	HG/T 21554. 1—1995	碳钢矩鞍环填料
119	HG/T 21554. 2—1995	不锈钢矩鞍环填料
120	HG/T 21556. 1—1995	碳钢鲍尔环填料
121	HG/T 21556. 2—1995	不锈钢鲍尔环填料
122	HG/T 21556. 3—1995	聚丙烯鲍尔环填料
123	HG/T 21556. 4—1995	玻纤增强聚丙烯鲍尔环填料
124	HG/T 21557. 1—1995	碳钢阶梯环填料
125	HG/T 21557. 2—1995	不锈钢阶梯环填料
126	HG/T 21557. 3—2006	塑料阶梯环填料
127	HG/T 21559. 1—1995	不锈钢网孔板波纹填料
128	HG/T 21559. 2—2005	不锈钢孔板波纹填料
129	HG/T 21559. 3—2005	不锈钢丝网波纹填料
130	HG/T 21585. 1—1998	可拆型槽盘气液分布器

12.3 金属材料适用的场合或相应介质

12.3.1 介质的性能

介质的性能（主要是腐蚀性）会极大地影响材料的选择。对几类主要的介质，如硫化氢、氢和氯化物的存在要予以注意。

（1）硫化物应力腐蚀裂纹（SSC） 不论含有硫化氢和液态水的流体是酸性或碱性介质，均可能引起敏感材料的硫化物应力腐蚀开裂。这一现象受多个参数的交互作用影响，包括硫化氢含量、酸值、温度、材料特性和拉伸应力。

（2）临氢场合 在常温下，即使压力很高，气态氢也不容易渗透到钢中去。然而，当一般低碳钢在氢介质中使用温度高于 220℃ 时，材料就有发生内部脱碳的倾向。这是因为氢渗透到钢的内部，与碳生成甲烷产生脱碳。生成的甲烷气体集聚在晶界等空隙中就造成裂纹或气泡。

（3）应力腐蚀裂纹（SCC） 金属材料在特定介质中，受应力作用后经一定时间作用而引起的开裂。这是由于介质中有能引起应力腐蚀的成分，最常见有氯化物、氢氧化钠等，应力腐蚀敏感不仅与介质有关，还与特定的材料有关，低碳钢在含氯离子介质中不会产生应力腐蚀开裂，而奥氏体不锈钢却极易在含氯离子介质中发生应力腐蚀开裂。发生应力腐蚀的应力大多为拉应力，应力腐蚀裂纹易产生于应力集中处，焊接残余应力等引起的应力集中也易促使产生应力腐蚀裂纹。

SCC 造成的失效常是突发性的，很难预测，可能仅仅在暴露几个小时后就发生，也可能在安全运行几个月甚至几年之后再发生。

金属在环境中发生 SCC 问题的常见实例有：黄铜在氨水溶液中；碳钢在氢氧化钠或卤素溶液中；奥氏体不锈钢在含氯溶液中；钛合金在发烟硝酸或甲醇-HCl 中。

12.3.2 温度

温度影响结构材料的性能，因此是选材的一个十分重要的因素。碳素钢的蠕变温度约为 400℃，低合金钢约为 450℃，不锈钢为 520~580℃。

普通碳素钢的冷脆转变温度约为 0℃，低合金钢（指 C-Mn-Si 钢）冷脆转变温度可达 -50℃，对低于 -50℃ 的场合就有必要采用特殊的低温用钢或镍质量分数为 3.5%、9% 的镍钢或奥氏体不锈钢。

12.3.3 流体的速度

流体的速度会产生冲蚀、磨蚀和汽蚀，在选材时应注意。流体含有固体颗粒时会对冲蚀和磨蚀产生显著影响。

12.3.4 黑色金属

1. 碳素钢和低合金钢

碳素钢和碳锰钢的使用温度上限大约为 500℃，而低合金铬钼钢大约为 600℃。

2. 不锈钢

(1) 马氏体不锈钢 如 410 型，主要用于腐蚀并不严重，而需要较大强度、硬度和抗磨损性的场合。

(2) 铁素体不锈钢 很少用于石油化工设备。如含铝的 405 钢，在石油化工设备中使用很多。

(3) 奥氏体不锈钢 通常比马氏体不锈钢有更高的抗腐蚀能力。奥氏体不锈钢适合深冷使用。

基本级的奥氏体不锈钢（如 304、316）使用温度上限约为 700℃。

304 型（18Cr-8Ni）在氧化性介质中有好的耐蚀性。

316 型（16Cr-12Ni-2Mo）在还原性介质中有较好的耐蚀性。

321 型（18Cr-10Ni-Ti）和 347 型（18Cr-10Ni-Nb）用于腐蚀场合和暴露在温度 400℃ 以上环境中的设备。

高温级奥氏体不锈钢（如 304H）使用温度上限约为 700℃。

低碳级奥氏体不锈钢（如 304L）其抗晶间腐蚀性能较 304 钢好，但使用温度上限仅为 450℃。

氮加强级不锈钢（如 304N）使用温度上限约为 550℃。

(4) 双相不锈钢（如 UNS S31803）和超级双相不锈钢（如 UNS S32750）在氯化物有更强的抵抗能力，使用温度为 -50~300℃。

12.3.5 有色金属及其合金

1. 镍-铁-铬（钼、铜）合金

800 合金（33Ni-42Fe-21Cr）相当国内牌号 NS111、NS112，用于抵抗氯点蚀或应力腐蚀开裂。在 600℃ 时仍具有卓越的抗氧、氮化及氢脆的能力。其改良型 Incoloy 800H 及 Incoloy 800HT 用于石油化工厂醋酸蒸气管道、氢精炼设备、炉用管道及醋酐破碎机。

含钼的镍-铁-铬（钼、铜）合金能抵抗氯点蚀或应力腐蚀开裂

(1) 20 合金（35Ni-35Fe-20Cr-Nb）相当国内牌号 NS143，使用温度上限约为 400℃。在高温条件下对硫酸也具有很好的抗腐能力。用于硫酸加工、氢氟酸生产、精炼设备。

(2) 28 合金（31Ni-31Fe-29Cr-4Mo）使用温度上限约为 400℃，在氧化介质中具有极好的抗缝隙腐蚀、点蚀及应力腐蚀开裂的能力。用于硝酸、硫酸及磷酸的生产加工（特别对磷酸具有极好的抗蚀性）；海洋石油气生产、精炼热交换器。

(3) 6XN 合金（24Ni-46Fe-21Cr-6Mo-Cu-N）使用温度上限约为 400℃，在氧化介质中具有极好的抗缝隙腐蚀、点蚀及应力腐蚀开裂的能力。用于硝酸、硫酸及磷酸的生

产加工（特别对磷酸具有极好的抗蚀性）；海洋石油气生产、精炼热交换器。

(4) 825 合金 (42Ni-28Fe-21.5Cr-3Mo-2.3Cu) 使用温度上限约为 540℃，对硫酸和磷酸有非常好的抵抗能力。具有良好的抗缝隙腐蚀、点蚀及应力腐蚀开裂、氧化、还原酸、碱及海水腐蚀的能力。用于硫酸厂、核废料再生产、海洋油气生产的热交换器、氢氧化钠浓缩、酸洗设备。

(5) 904 和 904L 合金 (25Ni-45Fe-21Cr-4.5Mo) 使用温度上限约为 370℃，在卤化物介质中具有很好的抗缝隙腐蚀、点蚀及应力腐蚀能力。用于造纸工业、海洋平台、电厂烟气脱硫系统、盐浓缩厂及化工品加工。

2. 镍基合金（镍质量分数超过 50%）

(1) 200 合金 (99Ni) 相当国内牌号 N6，是商业纯镍，主要用于热的强碱溶液。其温度上限约为 350℃，具有良好的热导率、电导率及抗蚀性。用于苛性钠及真空感应除气生产、食品加工、肥皂、清洁剂及有机氯化物生产。

(2) 201 合金 常用于温度在 300℃ 以上的场合，使用温度上限约为 600℃。用于氢氧化钠及真空感应除气生产、食品加工、肥皂、清洁剂及有机氯化物生产。

(3) 400 合金 (67Ni-30Cu) 这种合金又称为蒙乃尔 400 合金，使用温度上限约为 450℃，具有良好的抗海水、经稀释的还原性酸、碱及盐溶液的腐蚀能力。用于化工及海洋工业、供水加热器、盐生产及核原料加工。

(4) 600 合金 (72Ni-15Cr-8Fe) 相当国内牌号 NS312，使用温度上限约为 600℃。这种合金又被称为因科乃尔 600 合金，具有好的抗晶间腐蚀、应力腐蚀开裂及高温卤素腐蚀能力。用于蒸汽机、供水加热器、核电站冷却器、氢氧化钠和真空感应除气生产、造纸工业。

(5) 625 合金 (60Ni-22Cr-2.5Fe-9Mo-3.5Nb) 相当国内牌号 NS336，耐海水腐蚀。退火材料的使用温度上限为 650℃，固溶退火材料的使用温度上限为 800℃。这种合金又称为因科乃尔 625 合金，具有极好的抗缝隙腐蚀、点蚀及应力腐蚀开裂能力，很强的抗无机酸碱腐蚀能力。用于电厂烟气脱硫系统、废物焚烧、浓磷酸生产、海洋油气平台、高温风机及风扇。

(6) C276 合金 (54Ni-16Mo-15Cr-5.5Fe) 相当国内牌号 NS334，使用温度上限为 650℃。又称为哈斯特莱 C-276 合金，适用于氧化性和还原性酸，是常用的广谱防腐材料之一。尤其是还原介质以及点蚀及应力腐蚀开裂具有极好的抗蚀能力。用于电厂烟气脱硫系统、醋酸生产、精细化工品生产、石油化工品加工。

(7) 690 合金 (62Ni-29Cr-9Fe) 相当国内牌号 NS315，用于压水堆核电站中的蒸汽发生器。

(8) B-2 合金 (65Ni-28Mo-2Fe) 相当国内牌号 NS332，在还原性介质中有好的抗腐蚀性能，目前在大多数条件下用于抵抗盐酸、硫酸和磷酸的腐蚀，使用温度上限为 400℃。这种合金又称为哈斯特莱 B-2 合金，用于盐酸、醋酸、苯乙烯及甲烷基丙烯酸酯生产。

3. 铜合金

(1) 铜 (99Cu) 使用温度上限 200℃, 在多数条件下有很好的耐蚀性能。然而, 有氧的存在将大大增加腐蚀速率。铜主要用于加工醋酸、酒精和酯等有机物。铜的等级很多, 应按性能选用。

(2) 黄铜 有很好的耐淡水和海水的腐蚀并能耐点蚀, 广泛用于换热器管和管板。

海军上将黄铜 (72Cu-27Zn-1Sn) 使用温度上限 180℃。

海军黄铜 (61Cu-38Zn-1Sn) 使用温度上限 150℃。

铝黄铜 (77Cu-21Zn-2Al) 使用温度上限在 180℃。

(3) 青铜 在很多环境下都有耐蚀性, 广泛用于换热器管和管板。

6% 铝青铜 (94Cu-6Al) 使用温度上限 180℃。

7% 铝青铜 (94Cu-7Al-2Fe) 使用温度上限 250℃。

(4) 铜镍合金 能耐淡水和海水的腐蚀。

90/10 铜镍合金 (88Cu-10Ni-1Fe-1Mn) 使用温度上限 250℃。

70/30 铜镍合金 (67Cu-31Ni-1Fe-1Mn) 使用温度上限 300℃。

4. 铝和铝合金

最低使用温度可达 -269℃, 因而适合在深冷下应用。

(1) 1×××系列 (铝含量不小于 99%) 耐蚀性最好, 使用温度上限约为 200℃。

1) 高纯度铝 1A85、1A90。用于氧化性质, 可制作温度不高的浓硝酸设备等。

2) 工业纯铝 1060、1050A、1035 等。能耐浓硝酸、醋酸、碳酸氢铵、尿素等的腐蚀, 但不耐碱及盐水的腐蚀。可用于制作储罐、塔器、热交换器、防止污染及深冷设备。如 1060、1050A 制浓硝酸储槽 (常压, 40℃, 98% 硝酸)、冰醋酸储槽 (常压常温冰醋酸)、精甲醇储槽 (常压、常温的精甲醇)、尿素分解塔等; 1035 用于防污染设备。

(2) 2×××系列 (铝铜合金) 主要有铝-铜-镁系和铝-铜-锰系合金, 使用温度上限 150℃。这种合金受严重污染的工业或海洋环境影响巨大, 在侵蚀环境下需要保护。这一系列的合金通常不用于压力容器制造。

(3) 3×××系列 (铝锰合金) 耐腐蚀性能和工业纯铝相近, 使用温度上限 200℃。这一系列中仅有 3003 和 3004 合金用于压力容器。

(4) 4×××系列 (铝硅合金) 一般不用于制造压力容器。3A21 可以用于制作板式换热器, 现用以制作深冷设备中的板翅式空气液化器等。

(5) 5×××系列 (铝镁合金) 通常都是在退火或冷加工硬化状态下使用, 使用温度上限约为 65℃。用于制作深冷设备, 如吸附过滤器、分馏塔。

(6) 6×××系列 (铝-镁-硅合金) 具有好的耐蚀性, 能用于海运和工业环境中, 使用温度上限约为 200℃。这一系列中仅有 6061、6063 和 6A02 合金常用于制造压力容器。

(7) 7×××系列 (铝-锌合金) 主要有铝-锌-镁系和铝-锌-镁-铜系合金。铝-锌-镁系一般耐腐蚀性较好。这一系列的合金通常不用于压力容器。

(8) 8×××系列 (其他合金, 如铝锂合金) 通常不用于压力容器。

5. 钛和钛合金

工业纯钛中的 TA0 和 TA1 一般用于要求变形量较大的场合, 换热管多用 TA2, 要求耐摩擦及较高强度时用 TA3。当介质是非氧化性的且无缓蚀剂时, 应选用耐蚀钛合金, 但必须注意其加工制造性能、材料的塑性指标等; 对那些容易产生缝隙腐蚀的零件最好选用钛钕合金 TA9 和钛钼镍合金 TA10 或经镀钌处理的钛; 承受较大应力的紧固件和非焊接件等可选用机械强度高的钛合金 TC4。用于强腐蚀介质的钛材, 尤其是焊接件母材及焊丝的铁、氢含量应控制在更低的水平上, 避免焊接过程中产生富铁相, 产生电化腐蚀。

单层钛设备应用上限温度为 300℃; 复合钢板设备应用上限温度为 350℃; 衬钛设备应用上限温度为 250℃。

钛设备的主要应用:

(1) 氯碱工业 用于金属阳极电解槽、离子膜电解槽与阳极液泵、湿氯冷却器、精制盐水预热器、脱氯塔、氯气冷却洗涤塔; 用于漂粉精生产系统中的氯化桶与离心机; 用于次氯酸钠生产系统中的冷却盘管与次氯酸钠成品泵。

(2) 纯碱工业 用于板式换热器、伞板换热器、板式冷凝器、结晶外冷器、氯化铵母液加热器以及相应的泵、阀门、碳化塔冷却管、蒸馏塔顶氨冷凝器、CO₂ 透平压缩机转子叶轮; 用于联碱生产中的结晶外冷器; 氨盐水伞板冷却器与板式冷却器, CO₂ 透平压缩机油冷却器 (板式), 碱液泵、母液预热器。

(3) 农药生产 用于六六六合成液冷却器、氯化釜内冷却蛇管、蒸馏罐及其阀门、管件; 用于“乐果”中间体反应罐、冷凝管、流量计与阀门; 用于敌鼠钠盐生产中的醋酸、醋酐回收装置; 用于马拉硫磷生产中的湍流吸收塔、恒沸塔、浓酸汽液分离器、酸水蒸发冷凝器等。

(4) 尿素生产 用于尿素合成塔衬里、氨汽提塔、一般分解塔加热器、甲铵泵的进、排液阀与弹簧、高压混合器等。

(5) 钛白粉生产 用于薄膜浓缩器、煅烧窑进料管、离心机分布盘等。

(6) 精细化工 用于防老剂 J 冷却器; 白炭黑生产中的搅拌器、塔盘、浮阀、喷嘴等; 吐氏酸生产中的氯化锅等。

(7) 合成纤维和人造纤维 用于维尼纶生产中的醋酸精馏塔、冷凝器和阀门、管件; 用于己内酰胺生产中的二盐反应器、水解器、肟化反应器、二盐水解中间加热器、羟胺冷却器、羟胺换热器、羟胺二磺酸盐加热器、尾气罗茨鼓风机、光亚硝化反应器; 用于涤纶生产中的高温洗涤器及冷凝器、高温加热器、屏蔽泵、醋酸脱水塔及阀门、管件; 用于人造纤维生产中的塑化槽、电渗析器阳极板等。

(8) 基本有机合成 用于乙烯氧化制乙醛装置中的反应器、氧化塔、催化剂再生器、除沫器、第一和第二冷凝器、脱高沸物塔、泵等; 用于丙烯氧化制丙酮装置中的文氏混合器、氧化下加热器、碳化下加热器、氧化分离器、贫氧空气冷凝器、液位控制器、碳化反应器、闪蒸塔、催化剂再生器、催化剂过滤器、催化剂循环泵、阀门、管件等; 用于乙醛氧化制醋酸装置中酞氧化塔、脱沸塔、醋酸回收塔、醋酸冷凝冷却器、高

沸物再沸器、泵、阀等；用于轻油氧化制醋酸装置中的冷凝器、加热器、分离塔、氧化塔、阀门等；用于甲醇低压羰基化制醋酸装置中的闪蒸器、精馏塔等；用于丙烯酸生产装置中的塔盘、再沸器等；用于对苯二甲酸生产装置中的氧化反应器及相应设备；用于氯乙醇法生产环氧乙烷装置中的次氯酸化塔、碱洗塔；用于环氧氯丙烷生产装置中的二氯丙醇反应器、二氯丙醇循环槽、二氯丙醇缓冲槽、环化塔塔板与浮阀、冷蒸塔栅板、二氯丙醇循环泵和进料泵等；用于以乙烯为原料生产聚氯乙烯装置中的热骤冷塔、废水汽提塔、废水储罐等；用于合成脂肪酸生产装置中的 $C_5 \sim C_9$ 脂肪酸精馏塔再沸器， $C_1 \sim C_4$ 脂肪酸冷凝器等；用于苯甲酸和苯酐生产装置中的恒沸塔、苯甲酸精馏塔及其冷凝器等；用于顺酐生产装置中的恒沸塔、冷凝器、蒸发器、汽水分离器、滚筒、成型机等。

(9) 硝酸生产 用于硝酸蒸发器、氧化氮尾气预热器、硝酸蒸气预热器、气体洗涤器、快速冷却器、冷凝器、涡轮鼓风机、泵、阀门、管道等；用于硝铵生产装置中的鼓风机；用于碳铵生产装置中的氨水泵；用于硫铵生产装置中的硫铵蒸发器等。

(10) 无机盐生产 在氯化镁、氯化钾、氯化钡、氯化铜、液体氯化钙和氯化锰等生产装置中的反应器、结晶器、换热器、蒸发器、洗涤器、吸收器、泵、阀门、管件等上应用；用于溴化亚铁生产中的蒸发器，溴化铁生产中的吸收器、喷淋器、风机、泵等；用于碘化钠生产中的蒸发器、溶解槽、吸滤器等；硫酸铝生产中的蒸发器等；氯酸钾生产中的醋酸回收塔等。

(11) 染料生产 用于蛇管换热器、吸收塔、净化塔喷头、风机、水环式真空泵、过滤器等；用于生产偏苯三酸酐装置中的氧化塔；漂白粉生产设备中的横壁小刮板。

(12) 冶金工业

(13) 真空制盐及氯化镁生产 用于氨蒸发器、预热器、预冷器、泵、法兰、一效加热室、氯化镁蒸发罐加热室等。

(14) 滨海电站与核电站 钛材制造凝汽器。

(15) 制药 用于维生素 B1 干燥装置中的螺旋加料机、旋风分离器、旋蜗体、袋滤器、加热器、粉碎机等；用于葡萄糖生产装置中的薄膜蒸发器等；用于吡唑铜水解设备内的换热器；用于氯霉素回收装置中的升膜浓缩器，包括升膜蒸发器、列管预热器、旋风分离器等；用于对硝化装置中的硝化反应锅，氯霉素离心过滤工艺中的离心过滤器，安乃近水解工艺中的换热器，硝氯酚生产中的锚式搅拌器、四咪唑生产中的压滤罐，咖啡因生产中的反应罐框式搅拌器、列管与盘管换热器等。

(16) 电解与电镀 钛材在电解二氧化锰生产中用作阳极，在电镀（镀镍、镀铬、镀铜等）生产中用作蛇管加热器、阳极网篮，在回收电镀废水中用于薄膜蒸发器。

(17) 纺织工业及其他行业 用于漂白机、亚漂联合机；胶片洗印设备中的漂液槽、磁力泵轴；煤矸石综合利用装置中用作盘管加热器；海洋工程中用于盔甲式常压潜水器；闪蒸法海水淡化装置中用于冷凝器；海轮上用于板式换热器。

6. 锆

锆是用作核工程材料。锆能耐中等强度的硫酸和热盐铈酸的腐蚀。工业纯锆机械强

度与中碳钢相似,使用温度上限约为 400℃。

7. 钼

使用温度上限为 190℃。仅限于制造强腐蚀条件下使用的热电偶壳、加热盘管、加热棒、冷却器和浓缩器。在化学工业中,钼常用作衬里或薄的复合层。

12.4 碳钢、不锈钢耐腐蚀数据

首先对于本章所列数据作一个说明。

1. 材料

凡耐蚀性能基本相同,但成分有差别的各类材料列在一个表内。当列入同一表内的不同材料(如碳钢和铸铁)在某些环境中的耐蚀性有差别时,则用注或符号加以说明。

2. 浓度

本节表内左起第二行,即介质名称的右边以“%”标记的是介质在水溶液中的浓度(包括饱和浓度以上的泥浆)。如为非水溶液或气体混合物中的“%”,一般均另加说明。如标明“100”或“干”,则指不含水及其他杂质的液体、气体或固体。如标明“湿”,则是指含水程度不等的介质。“%”下面是空白的,则表示适用于从 0%~100% 的任意浓度。其他因素另加以说明,如干物内含水量的上限或下限等。

3. 温度

本节表中所有温度都是摄氏温度(℃)。一般列出“25℃、50℃、80℃、100℃”四个温度,超过 100℃ 的数据则用括号在耐蚀性符号右侧标明,例如“√(150)”或“×(200)”,表示在 150℃ 好用√,在 200℃ 不耐蚀×。溶液温度超过沸点时,表明是加压或气化状态。

4. 其他因素

除了介质、浓度、温度以外,还有其他一些因素(如杂质、pH 值、酸碱性、是否含有空气、流动或静止等)可能对腐蚀产生某些影响。除了少数对腐蚀影响显著的例子须加注说明外,对于多数介质,或因影响不显著,或因缺乏详细数据,而且列出这些因素数据过于庞大,所以一般均未注明。请读者根据一般原则结合表中数据加以判断。例如:高流速一般会增加腐蚀率,酸中若含有氯离子可产生盐酸,对不耐盐酸的材料将引起严重腐蚀等。

5. 耐腐蚀性能

(1) 金属

金属的耐蚀性等级符号	腐蚀率/(mm/年)
≅ 优良	<0.05
✓ 良好	0.05~0.5
○ 可用,但腐蚀较重	0.5~1.5
× 不适用,腐蚀严重	>1.5

对于金属来说,不仅要考虑上述平均腐蚀率,还应考虑可能产生的各种局部腐蚀。

另有下列补充符号：

- △—溶液或介质变色；
- ∞—可能产生孔蚀；
- Φ—可能产生晶间腐蚀；
- * —可能产生应力腐蚀破裂。

如耐蚀性等级符号的含义不完全相同时，在腐蚀数据表前另有说明。

所谓“可能”，是指在一定条件下，例如存在残余应力的部件（如不锈钢焊缝附近），在特定的环境中就可能产生应力腐蚀破裂，经敏化处理的不锈钢部件则可能产生晶间腐蚀，但如消除了应力或敏化区，这类腐蚀也可消除。

其他类型腐蚀（如脱锌、石墨化等），另加注说明。

（2）碳钢和铸铁 表 12-5 是碳钢和铸铁的腐蚀数据，低合金钢、熟铁、商用纯铁、低合金铸铁、球墨铸铁、可锻铸铁也适用此表。

表 12-5 碳钢和铸铁的耐蚀数据

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
无 机 酸					
硫酸	<65	×	×		
	65~75	○	○	×	×
	75~100 ^①	✓	○	×	×
发烟硫酸	100~102	×			
	>102 ^②	✓	✓	✓	✓
		×(200)			
硝酸*		×			
红发烟硝酸		○ ^②			
		×(150)			
白发烟硝酸		×			
硝酸蒸气			×	×	×
盐酸		×			
磷酸		×			
磷酸蒸气					○ ^②
		×(150)			
氢氟酸 ^② (含氧)	<70	×	×		
	90	○			
	100	✓	✓		×

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
无 机 酸					
氢氟酸(不含氧)	<70	×	×		
	70~90	✓	×		
	100	✓	✓	○	×
氢溴酸	<100	×	×		
	100(干)	≈	≈	≈	≈
		≈(210)			
氢碘酸	<50	×	×		
	100(干)	✓			
氢碘酸	<98 ^②	✓	○		
	100(干)	≈	≈	≈	≈
亚硫酸		×			
亚硝酸		×			
碳酸 [∞] (不含氧)		✓ ^③			
铬酸 [*]	<25	×			
	38~80	✓			
	100	≈			
氯酸		×			
次氯酸		×			
高氯酸		×			
四磷酸		×			
砷酸	<100	×			
	100(干)	×	×	×	
硼酸	<10	○	○	○	○
		○(250)			
	>10	×		×	
	100(干)	×(250)			
硒酸		×			
氟硅酸		×			
氯磺酸	<95	×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
无 机 酸					
王水	100	✓	✓	○	○
		×(200)			
		×			
混酸*(70%~90%硫酸+硝酸)		≈			
有 机 酸					
甲酸		×			
醋酸(乙酸)		×	×		
醋酐		○			
丙酸	<100	×			
	100	≈			
丙烯酸		≈			
甲基丙烯酸		≈			
丁酸	<10	○ ^④			
	>40	×			
月桂酸(十二烷酸)	>60	≈			
软脂酸(棕榈酸)		≈	≈	≈	≈
		≈ ^④ (200)			
硬脂酸 [△] (十八烷酸)	90				×
硬脂酸 [△] (十八烷酸)	100	○	○	○	○
		○(300)			
油酸		○	○	○	○
		○ ^① (120)		×(150)	
亚油酸		×			
松香酸 [△]		×			
脂肪酸		○ ^④			
乙醇酸(羟基醋酸)		×			
双乙醇酸		×			
三氯醋酸		×			
氰基醋酸		○			
乳酸(2-羟基丙酸、丙醇酸)		×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
有 机 酸					
草酸(乙二酸)		×			
马来酸(顺丁烯二酸)	10	×			
	60~80	✓	✓	✓	✓
	100	≈	≈	≈	≈
富马酸(反丁烯二酸)		≈			
苹果酸(羟基丁二酸)		×			
酒石酸(二羟基丁二酸)		✓	✓	✓	✓
葡萄糖酸 [△]		○	○	○	○
己二酸		≈	≈	≈	≈
柠檬酸(2-羟基丙三酸)	<100	×			
	100	≈			
苯甲酸		×			
水杨酸 [△] (邻羟基苯甲酸)	10	○	○	○	○
	90	×	×	×	×
	100	○	○	○	○
甲苯基酸(烷基酚)		✓			
苯二(甲)酸	90	×			
	100	✓	✓	✓	✓
苯二(甲)酸酐 [∞]		≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
梲酸		×			
焦梲酸(3,4,5-三羟基苯甲酸)		○			
鞣酸 [△] (单宁酸)		≈	≈	≈	✓
氨基磺酸	<30	×			
	100	≈			
苯磺酸	<100	×			
苯磺酸	100	✓		×	×
苯酚磺酸	30			×	
	100	≈			
萘醌磺酸	<30	○	×		

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
有 机 酸					
甲基硫酸		×			
苦味酸(三硝基酚)		×			
碱及氢氧化物					
氢氧化钠	<30 ^⑤	≈	✓	✓	✓ *
		× * (200)			
	30~40	≈	✓	✓	○ *
		× * (200)			
	50~60	✓	✓	×	×
		× * (200)			
	80	✓	×	×	×
		× * (200)			
	90			×	×
	100	✓		×	
		× * (370)			
氢氧化钾	<50 ^⑥	✓	✓	✓	✓
		○(250) (>沸点) (真空)		×	*
	60~80	✓	×	×	×
		× * (>沸点)			
	90	✓			
	100	✓			
		× * (370)			
氢氧化铵	<30	≈	≈	✓	✓
	40	≈			
	100(氨)	≈ ^⑦	≈	≈	≈
		≈ * (320)			
氢氧化钙	稀	✓	✓	✓	✓
	100	✓			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
碱及氢氧化物					
氢氧化镁	稀	✓	✓	✓	✓
	100(氧化镁)	≈	≈	≈	≈
氢氧化钡	<50	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
氢氧化铝	0~20	✓	✓	✓	✓
	20~40	✓			
氢氧化铁	10	✓			
盐					
铵 盐					
硫酸铵		○	×		
硝酸铵	<60 [®]	≈	≈*	≈*	≈*
	100 [®]	✓			
磷酸铵	<20	○			×
	60	×			
	100	○			
碳酸铵	<100	✓	✓	○	○
	100	≈			
氯化铵	<10	○	×		
	10~99	×	×		
	100	✓			
氟化铵	10	×	×		
	20,100	✓			
溴化铵		×			
硫化铵	10	✓	✓	✓	✓
	100	≈			
亚硫酸铵		×			
氟化氢铵	10	×			
	100	≈			×
过硫酸铵	<90	×			
	100	≈			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
铵 盐					
偏磷酸铵		✓			
硫代硫酸铵	10	×			
	100				×
硫氰酸铵	10	✓			
	30			×	
	50	×			
醋酸铵	<50	≈	≈		
	100	≈			
草酸铵	<50	×			
	100	≈			
柠檬酸铵	<40	×			
	100	≈			
钠 盐					
硫酸钠(pH>7)		✓	✓	✓	✓
硝酸钠*	<90	≈	≈	✓	○
	100	≈	≈	≈	≈
		✓ ^⑩ (510)			
碳酸钠		≈	≈	≈	≈
		× ^⑪ (800)			
氯酸钠	100	✓			
	<100	×			
亚氯酸钠	<100	×			
	100	≈			
次氯酸钠	<0.1	✓			
	>0.1	×			
	100	✓			
氯化钠(含氧)	10	× ^⑫	○	○	×
	20~30	○		×	
	100	≈	≈		
溴化钠	<60	✓	✓ ^⑬	✓	✓ ^⑬

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钠 盐					
氟化钠*	10	≈	≈	≈	
	90	×			
	100	✓			
碘化钠	<60	✓	✓	✓	✓
	100	≈			
氰化钠	10	≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
	20~100	≈	≈	≈	≈
		○(800)			
硫化钠	10	○			
	20~40				×
	60 ^②	○	○	○	○
	100	✓	✓	✓	✓
亚硫酸钠	<30	○ ^③	○	○	×
硫酸氢钠	<10	✓			×
	10~50	×			×
	100	○			
亚硫酸氢钠	<20	≈			×
	100	≈			×
硫代硫酸钠		×			
亚硝酸钠	<60	≈	≈	≈	✓
	100	≈	≈	≈	
		≈(370)			
碳酸氢钠	<100	✓	✓	✓	✓
	100	○			
		×(816)			
铬酸钠		≈	≈	≈	≈
重铬酸钠		✓	✓	✓	✓
硅酸钠		✓	✓	✓	✓
		×(800~1000)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钠 盐					
硼酸钠	<40	✓	✓	✓	✓
	100	×(320)			
过硼酸钠	10	✓	✓	✓	✓
铁氰化钠		✓			
醋酸钠	<90	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(380)			
苯甲酸钠	<60	✓	✓	✓	✓
	100	≈	≈		
钾 盐					
硫酸钾△	10~20	✓	✓	✓	× ^④
		×			
	100	≈	≈	≈	×
		×(370)			
硝酸钾	<90	✓	✓	✓	✓
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(370)			
碳酸钾*		✓	✓	✓	×
氯酸钾	<60	○	○	×	×
	100	≈			
高氯酸钾	10	×			✓
	100	≈			
次氯酸钾	10	×			
	100	≈			
氯化钾(不充气,pH>7)	10	✓			
	30~40	○	○		
	100	≈			
溴化钾	<40	○	○	○	○
	80				✓
	100	×			✓

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钾 盐					
碘化钾		✓			
碘酸钾		✓	✓	✓	✓
氟化钾	20	✓	✓	✓	
	100	≈	✓	✓	✓
氰化钾	<50	○ ^⑮	○	○	○
氰化钾	60~70			○	○
	80~90	✓			○
	100	✓	✓	✓	✓
		○(600)		×(750)	
硫酸氢钾	<100	×			
		○(200)			
	100	✓ ^⑮			
		○(200)			
过硫酸钾	<100	×			
	100	≈			
碳酸氢钾	<40	✓	✓	✓	✓
	100	≈			
铬酸钾	<40	✓	✓	✓	✓
重铬酸钾	<60	✓	✓	✓	✓
		×(200)			
	100	≈			
		×(320)			
铁氰化钾	<30	○	○	○	×
	40~70			○	×
	100	✓			
亚铁氰化钾	1	×			
	10~30	≈	≈	≈	≈
	>30	✓			≈
高锰酸钾	<100	✓	✓	✓	○
	100	✓			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钾 盐					
醋酸钾△	<100	≈	✓	✓	✓
		○(300)			
	100	✓	✓	✓	✓
草酸钾	10	×			
	100	≈			
铝 盐					
硫酸铝		×			
硝酸铝		×			
氯化铝	<100	×			
	100	≈		×	
氟化铝	<20	✓		×	
镁 盐					
硫酸镁(pH>7)	<70	≈	≈	≈	≈
	100	✓			
硫酸镁(pH>7)		×(600)			
硝酸镁*(pH>7)		✓	✓	✓	✓
碳酸镁		✓			
氯化镁*	<30	✓ [®]	○		×
	100	≈			
钙 盐					
硫酸钙(pH>7)	10	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
硝酸钙*	10	✓			×
	30	✓	✓	✓	✓
碳酸钙	10	✓	✓	✓	✓
	100	≈	≈	≈	≈
氯化钙	10	≈	≈	≈	≈
		○(150)			
	20~70	✓	✓	○	×
		×(150)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钙 盐					
氯化钙	100	≈	≈	≈	≈
		≈(320)		×(370)	
氟化钙	90	○			
	100	✓	✓	✓	✓
溴化钙	30				×
	100	○			
硫化钙	10	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
氯酸钙	<30	✓	✓	✓	✓
	70~100	✓			
次氯酸钙	10	○ ^⑩	×		
	100	×			
碳酸氢钙	<30	✓	✓	✓	✓
	100	≈			
亚硫酸钙 [△]		✓	✓	✓	✓
亚硫酸氢钙		×			×
铁 盐					
硫酸铁		×			
硝酸铁		×			
氯化铁 [*]		×			
	干	✓	✓	✓	✓
硫酸亚铁		×			
氯化亚铁		×			
镍 盐					
硫酸镍		×			
硝酸镍 ^{* ∞}	50	✓			
	100	✓			
氯化镍		×			
锰 盐					
硫酸锰	<30	✓			○

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
锌 盐					
硫酸锌		×			
氯化锌	<80	×			
	干	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
锡 盐					
氯化锡		×			
	干	○	○	○	×
铅 盐					
硫酸铅	90	×			
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸铅	<40	×			
	100	✓			×
氯化铅	10	×			
	100	≈			×
醋酸铅	<40	×			
	100	≈			×
铋 盐					
三氯化铋	<100	×			
	干	✓	✓	✓	✓*
五氯化铋		○	×	×	×
钡 盐					
硫酸钡		✓	✓	✓	✓
硝酸钡*	10	✓			×
	100	✓			
碳酸钡		✓			
氯化钡	<40	✓			×
	100	≈			×
硫化钡	10	≈			
	100	≈	○	×	

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
铜 盐					
硫酸铜		×			
硝酸铜		×			
碳酸铜	10	✓			
	100	✓			
氯化铜	<40	×			
	100	✓	✓	✓	✓
氰化铜	100	≈	≈	≈	
醋酸铜	10	○			
	60~90	≈			
	100	✓			
汞 盐					
氯化汞	10~40	×			
氰化汞		✓			
钛 盐					
四氯化钛	<90	×			
	100(干)	≈			
元素、气体及其他无机化合物					
氯	干气	✓	✓	✓	
		○ [®] (150)		×(200)	
	湿(70~90)	×	×	×	×
		✓(120~350)			
	液体	✓	×		
氯水(Cl<0.53%)		✓(200~260)			
	~饱和	×			
氟	干气	≈	≈ [®]	≈	
		≈(-45)	✓	×(200~316)	
		×(350)			
	液体	○			
		○ [®] (-200)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其他无机化合物					
溴	干(水<0.0005)	○	× [®]	×	
	湿	×			×
碘	干	≈		×	×
	湿	×		×	×
氢 [®]		≈	≈	≈	≈
		≈(-50) (脆化)		≈ [®] (300)	
		√ [®] (500)			
氧		≈	≈	≈	
		√(540~590)			×(590)
臭氧	10	≈			
臭氧	湿(20)	×			
	90	×			
	100	≈	≈	≈	≈
		×(300)			
硫(充气)			○	×	
磷		√	√		
钠(不含氧)		≈	≈	≈	
		√ [®] (450)		× [®] (480)	
		√ [®] (260)		× [®] (390)	
锂(熔) ^{Φ*}		≈	≈(593)		
铅(熔)		○(327)	○ [®] (600)		
		× [®] (1000)			
汞		≈	≈	≈	
		√(550)		○(600)	
		×(650)			
空气 [®]		≈	≈	≈	
		√(540~590)			
		×(590)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其他无机化合物					
天然气		✓	✓	✓	
氨 ^③	无水	≡	≡	≡	≡
		≡(-25)		≡(316)	
氨水	<30	≡	✓	✓	✓
	40	≡			
一氧化碳		≡	≡	≡	≡
		≡(370)		≡(400)	
二氧化碳	10(不含氧)	✓	✓	✓	✓
	90	× ^④			
	100(干)	≡	≡	≡	≡
		≡(370)			
	(含氧)	○	×	×	
二氧化硫	湿	×			
	干,(水>0.01)	≡	≡	✓	✓
		✓(590)		≡(-25)	
		×(700)			
三氧化硫	10	✓(370)			
	90		×		
	100(干)	✓	✓	✓	✓
三氧化硫		✓(590)			
五氧化二磷	湿	×			
	100	✓			
氯化氢 [*]	100(干)	≡	≡	≡	≡
		✓ ^⑤ (260)		×(300)	
	湿	×	×	×	×
		✓(>130)		×(>300)	
氟化氢		≡	≡	≡	
		≡(170)		×(500)	
碘化氢	1	○			
	20~50	×	×		
	100(干)	✓	✓		

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其他无机化合物					
硫化氢	干	✓	✓	○	
		○(260)		×(370)	
	湿 * ⑩ (10)	✓			○
	100	✓	○	×	×
二硫化碳		✓	✓	✓	✓
二氯化硫		≡			
二氯化磷	干	≡			
三氯化磷	干	≡			
	湿	×			
五氯化磷	干	≡			
	湿	×			
氯氧化磷	干	✓			
	湿	×			
二氧化氯		×			
三氟化氯	干	≡			
四氯化硅	干	≡			
	湿	×			
硫酰氯	湿	×			
	干	≡	≡	✓	×
亚硫酰氯	湿	×			
	干	≡	○	○	
亚硝酸氯		×			
铬酰氯(二氯二氧化铬)	干	✓	✓	✓	✓
过氧化钠	10	✓	✓	✓	✓
	100	≡			
		×(370)			
甲醇	<100	✓	✓	✓	✓
醇					
甲醇	100	≡	≡	≡	≡
甲基异丁基甲醇		≡	≡	≡	≡

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
醇					
乙醇	<100	≈	≈	≈	
	100	≈	≈	≈	≈
丙醇		≈	≈	≈	≈
异丙醇		≈	≈	≈	≈
烯丙醇	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
丁醇 [△]		≈	≈	≈	≈
		○(150)			
戊醇	干	≈	≈	≈	≈
己醇		≈	≈	≈	≈
环己醇		✓	✓	✓	✓
辛醇		≈	≈	≈	≈
月桂醇(十二烷醇)		≈	≈	≈	≈
苯甲醇	干	≈			×
糖醇		≈	≈	≈	≈
多 元 醇					
乙 二 醇	<50	✓	✓	✓	
	100	≈	≈	≈	≈
丙 二 醇		≈	≈	≈	≈
丁 二 醇		≈	≈		×
甘油 [△] (丙三醇)	50			×	
	100	≈	✓		○ ^㉔
二 甘 醇 ^{△∞}	60	≈	≈		
	90	✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
醛					
甲醛	10~30	×			
	40~50	○			
		○(200)			
	80~90			×	×
	100	≈	≈	≈	≈
乙醛	10	○	○		
	100	≈	≈	≈	
丁醛		≈	≈	≈	≈
丁烯醛(无氧)(巴豆醛)		≈	≈	✓	✓
糠醛	30	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
		×(150)			
醚					
(二)甲醚		✓	✓	✓	✓
乙醚	干	≈	≈	✓	✓
	湿	×△			
(二)丁醚		✓	✓	✓	✓
酮					
丙酮	<100	✓			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
甲基异丁基甲酮		✓	✓	✓	✓
苯乙酮		≈	≈	≈	≈
酯					
甲酸甲酯	<30	✓	✓	✓	✓
	100	≈			
醋酸甲酯(乙酸甲酯)	干	≈			
	湿△	✓			
醋酸乙酯	10	≈			
	100	≈	≈	✓	✓
		✓(150)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
酯					
醋酸丁酯	干	≈	≈	✓	✓
		✓(150)			
	湿	×(120)			
醋酸乙烯酯		≈			
乙酰醋酸乙酯 [△]		≈			
醋酸苈酯	干	≈			×
	湿		○		
丙烯酸甲酯		≈	≈	≈	≈
丙烯酸甲酯		≈	≈	≈	≈
甲基丙烯酸甲酯		≈			
丁酸乙酯		≈	≈	≈	≈
硬脂酸丁酯 [△]		✓	✓	✓	✓
丙二酸乙酯		✓	✓	✓	✓
水杨酸甲酯		≈			
苯甲酸乙酯		≈	≈	≈	≈
烃及石油产品					
甲烷		≈	≈	≈	≈
		≈(370)			
乙 烷		≈	≈	≈	≈
		≈(316)			
乙 烯		≈	≈	≈	≈
乙 炔		≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
丙烷(液及气)		≈	≈	≈	≈
		≈(370)			
丙 烯		≈	≈	≈	≈
		≈(370)			
丁 烷		≈	≈	≈	≈
丁 烯		≈			
丁二烯		≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
烃及石油产品					
戊烷		✓	✓	✓	✓
己烷		≈	≈	≈	≈
环己烷		✓	✓	✓	✓
庚烷		≈	≈	≈	≈
苯		✓	✓	✓	✓
		✓(160)			
甲苯		≈	≈	≈	≈
乙苯	干	≈			○
苯乙烯		≈	≈	≈	≈
二甲苯		✓	✓	✓	✓
联苯		✓	✓	✓	✓
		✓(400)			
萘		≈	≈	≈	≈
		≈(180)			
原油(含硫 1.5%)		✓	✓	✓	
		✓(200)		×(260)	
原油蒸气(含硫 0.6%)		○(300)		×(390)	
原油(含 H ₂ S、HCOOH)					✓
		○(150)		✓(175)	
		○(420)			
矿油		✓	✓	✓	
汽油		✓	✓	✓	
		✓(蒸气) (300)			
汽油(高辛烷值)		✓	✓	✓	
汽油(喷气机燃料)		✓	✓	✓	
汽油(含 H ₂ S)		✓			○
		×(300)			
汽油(含 HCl、SO ₂ 、H ₂ O)		○	○		
煤油		✓	✓	✓	

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
烃及石油产品					
石脑油		≈	≈	≈	≈
		√(150)			
润滑油		√	√	√	
机器油		√	√	√	
变压器油		√			
石蜡		√	√	√	
沥青		√	√	√	
含卤素有机化合物					
甲基氯(氯甲烷)	干(水<0.03)	≈	≈	≈	≈
		≈(-23.7)		≈(400)	
	湿	×			×
		×(300)			
	90~100	≈⊗(-25)			
二氯甲烷	干	√	√	√	√
	80				×
	90	×			
三氯甲烷(氯仿)	80	×			
	90				○
	干	≈	≈	≈	≈
四氯化碳	干(水<0.013)	≈⊗			
	80~90	×			×
乙基氯(氯乙烷)	干	≈	≈	≈	≈
		≈(316)			
	湿	×			
二氯乙烷	干	√	√	√	√
	湿	×			
三氯乙烷	干	≈	≈		
五氯乙烷	干	≈	≈	≈	≈
六氯乙烷	干	√	√	√	√
		√(316)			
	湿	×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
含卤素有机化合物					
二氯乙烯	90	×			
	干	✓	✓	✓	✓
三氯乙烯	干(水≤0.03)	✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
	湿	×			
全氯乙烯	干	≈	✓	✓	✓
		✓(370)			
二氯丙烷	干	≈			
烯丙基氯	干(水≤0.08)	≈			×
	湿	×			
二氯丙烯	干	≈	≈	≈	≈
丁基氯(氯丁烷)	干	✓	✓	✓	✓
	湿	×			
戊基氯	干	≈			×
	10	×			
月桂基氯	干	≈	≈	≈	≈
光氯(碳酰氯)	干	≈			
		≈(-50)			
		×			
		×(0)			
乙酰氯	干	≈	≈	≈	≈
	湿	×			
氯乙醇	干	✓	✓	✓	✓
氯苯	干	✓	✓	✓	✓
	湿		○	○	
邻二氯苯	干	≈			
对二氯苯	干	≈	≈	≈	≈
三氯苯	干	≈			
氯甲苯	干	✓	✓	✓	✓
	湿	×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
含卤素有机化合物					
三氯甲苯 [△]	干	≈			×
	10	×			
氯(苯)酚 [△]	干	✓	✓	✓	
	90	✓			
苯酰氯	干	≈			×
甲基溴 ^{△⑧} (溴甲烷)		≈			
二溴甲烷		≈	≈	≈	≈
乙基溴(溴乙烷)	干	≈			
溴苯	干	✓	✓	✓	✓
	湿	×			
胺 及 酰 胺					
二甲胺		≈	≈	≈	≈
二甲替甲酰胺	60	○	○	○	○
	90	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
二乙胺		≈	≈	≈	≈
三乙胺		≈	≈	≈	≈
乙二胺		≈			× ^⑧
乙酰胺	≤60	✓	✓	✓	✓
	>60	✓	✓		×
乙醇胺	100	✓	✓	✓	✓
		×(150)			
	≤100	✓	✓	✓	✓
三乙醇胺		✓	✓	✓	✓
甲代烯丙胺 [∞]	100	✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
	≤100	✓	✓	✓	✓
甲代烯丙胺 [∞]	40,80	✓	✓	✓	✓
		×(200)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
胺 及 酰 胺					
二丁胺		≈			
环己胺		✓	✓	✓	✓
苯胺		≈△			
		≈ [®] (170)			
二甲苯胺	干	≈	≈	≈	≈
		≈(250)			
酚					
苯酚△(不含硫)	80	≈	≈	≈	○
	90	≈	≈	≈	○
		○(425)			
	100	≈	≈	≈	≈
		○(150)		○ [®] (400)	
甲酚△*		○	○	○	○
		○(200)		×(250)	
丁酚△		✓	✓	✓	✓
对苯二酚△(氢醌)	90	✓	✓		
杂酚油		✓	✓	✓	✓
其他有机化合物					
环氧乙烷		≈	≈		
环氧丙烷(氧化丙烯)		≈	≈	✓	✓
二噁烷(二氧杂环己烷)		≈	≈	≈	≈
蒽醌		✓	✓	✓	✓
含氮化合物					
氰气 [*]		≈			
乙腈(甲基氧)	80			≈	
	10~100	≈			
丙烯腈		≈	≈	≈	≈
苯腈		✓	✓	✓	✓
尿		×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
含氮化合物					
尿素(中性,不充氮)(脲)	10	✓		×	
	30	○	×		
	50	○	○	○	
		×(150)			
甲胛		≈			
吡啶△		✓	✓	✓	✓
吗啉		≈	≈	≈	≈
硝基甲烷		≈	≈	≈	≈
硝基苯		≈	≈	≈	≈
		≈(210)			
聚 合 物					
聚乙烯		≈	≈	≈	≈
聚丙烯		≈			
聚丁二烯		≈	≈	≈	≈
聚苯乙烯		≈			
聚氯乙烯		≈			
工业液体及制品					
漂白粉		×			
显相洗相液		×			
食品及植物油®					
醋		×			
酒		×			
啤酒		×			
豆油		✓	✓		
松节油		✓	✓	✓	✓
		○(175)			
大气、水					
大 气					
工业		○			
海洋		×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
大 气					
农村		✓			
水					
半咸水 [∞]		✓			
盐水		✓			
盐水(充气)	10	✓			
去离子水(无空气)		≈	≈	≈	≈
		≈(300)			
蒸馏水(充气)		×			
蒸馏水(无空气)		≈	≈	≈	≈
		≈(300)			
锅炉给水 [∞]			✓		✓
		✓(200)			
回流冷凝水: O ₂ 4.6×10 ⁻⁴ % CO ₂ 14×10 ⁻⁴ %		×			
饮用水		✓			
污水		×			
高纯水		≈			
		≈ ^⑤			
		(300)			
工业冷却水(含缓蚀剂)		≈	≈	≈	≈
		✓(150)			
海水	流速<1.5m/s	✓ [∞]	×	×	×
	流速>1.5m/s	×	×		
水 [∞] pH=7		○	○	○	○
水 pH<7		×			
水 pH>7		≈	✓		
水:CO ₂ >30%,空气>30%		×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
水					
蒸汽 ^⑨		≈	≈	≈	≈
		≈(510)		√(580)	
		×(700)			

- ① 铸铁优于碳钢，可用于 80~100℃ 以下。
- ② 铸铁不适用。
- ③ 铸铁耐蚀性为○，但可能产生石墨化腐蚀。
- ④ 铸铁不耐蚀。
- ⑤ 铸铁不耐 100℃。
- ⑥ 铸铁在浓度为 50% 时不耐蚀，在浓度为 30%~40% 时，只在常温下耐蚀。
- ⑦ 液态氨中，碳钢产生应力腐蚀破裂。
- ⑧ 当浓度>10% 时，铸铁为×，<10% 时，为√。
- ⑨ 铸铁为○。
- ⑩ 有水加压时可爆炸。
- ⑪ 脱碳。
- ⑫ 铸铁为○。
- ⑬ 碳钢。
- ⑭ 铸铁为○。
- ⑮ 铸铁为×。
- ⑯ pH>7。
- ⑰ pH>7。
- ⑱ 铸铁为×。
- ⑲ 碳钢随压力变化，铸铁耐至 200℃。
- ⑳ 碳钢。
- ㉑ 铸铁。
- ㉒ 含铬质量分数为 2%~8%（及少量钼或硅）的合金钢，可耐至 600~800℃。
- ㉓ 消除应力，加入 0.2% 水及 O₂，可避免应力腐蚀破裂。
- ㉔ 铸铁产生石墨化腐蚀。
- ㉕ 铸铁耐至 150~200℃。
- ㉖ 铸铁不耐蚀。
- ㉗ 铸铁为×。
- ㉘ 碳钢。
- ㉙ 铸铁为○。
- ㉚ 湿时产生孔蚀。
- ㉛ 铸铁为≈。
- ㉜ 铸铁。
- ㉝ 碳钢。
- ㉞ 铁对食品无害，如接触水和大气而生锈，一般用镀锌、锡或搪瓷保护。
- ㉟ 铸铁为×，产生石墨化腐蚀。
- ㊱ 铸铁可耐至 210℃，低铬、钼合金钢可耐 600~660℃。

(3) 铬 18 镍 9 不锈钢 (奥氏体) 表 12-6 是 Cr18Ni9 不锈钢的腐蚀数据。

表 12-6 Cr18Ni9 不锈钢的腐蚀数据

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
无 机 酸					
硫酸 ^Φ (不充气)	<5	✓		×	
	10~80	×	×		
	90	✓	×		
	100	✓	○		×
硫酸 ^Φ (充气)	<20	○	×		
	30~60	×	×		
	70~80	○	×		
	90~100	✓	○	×	×
发烟硫酸		×			
硝酸	<30	≈	≈	≈	≈
		○(120)		×(150)	
	40~60	≈	≈	✓	✓
		×(120)			
	70	≈	✓	✓	○
		×(120)			
	80	≈	✓	○	○
		×(120)			
	90	≈	○	○	×
100	≈	×			
氢氟酸(不充气)* ^Φ	100	✓	×		
氢氟酸(充气)		×		×	
氢氟酸蒸气		×	×		
氢溴酸 [∞]	<100	×			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
氢碘酸	<50	×			
	100	✓			
氢氰酸 ^{Φ*}	10	✓			
	90	×			
	100	≈	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
无 机 酸					
亚硫酸 ^Φ	10	✓	✓	✓	
	20～90	✓			
	100	✓	×		
过硫酸		✓	✓	✓	✓
		✓(200)			
亚硝酸	5	✓			
	10	×			
	100	✓			
碳酸	<饱和	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
		×(900)			
铬酸 ^{Φ∞}	<10	✓	○	○	
			○(沸点)		
	20～30	✓	×	×	×
	50	×			
	100	×			
氯酸 [∞]		×			
次氯酸		×			
高氯酸	<100	×			
	100(干)	✓			
硼酸 [∞]	<30	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	40	✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
	50	✓	✓	✓	✓
		○(200)			
	70～80	×			
			×(120)		
	100	✓	✓		
			×(200)		

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
无 机 酸					
氟硅酸 [∞]	<20	≈	≈	×	
	30~40		×	×	
	100	×			×
氯磺酸 [∞]	20	○			
	30	×			
	90	×			
	100	✓	✓		
王水		×			
混酸 ^① ： H ₂ SO ₄ >50%+HNO ₃ <50%+ H ₂ O<20% H ₂ SO ₄ 20%~60%+HNO ₃ < 25%+H ₂ O>20% H ₂ SO ₄ 15%+HNO ₃ 5%+H ₂ O80%		✓ ×	✓ ✓	✓ ✓	×(沸点) ✓ (沸点 104)
四磷酸		✓			○
				×(150)	
有 机 酸					
甲酸 ^{Φ∞①}	<5	✓	✓	✓	✓
	>5	×			
醋酸 ^{Φ①} (不充气)(乙酸)	<20	✓	✓	✓	✓
	30~60	○	○	○	○
	70~100	✓	✓	✓	×
醋酸(充气)	<20	≈	≈	≈	≈
	30~40	✓	✓	✓	✓
		○(150)			×(200)
	50~100	○	○	○	×
醋酸(充气)		×(150)			
醋酐	10~70	✓			✓
	80	✓			≈
	90	✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
有 机 酸					
醋 酐		≈(120)			
	100	✓	✓	✓	✓
		≈(150)			
丙 酸		○(150)			
丙 烯 酸	0~90	≈	≈		
	100	≈	≈	≈	≈
甲 基 丙 烯 酸		≈			
丁 酸	<20	≈	≈	✓	✓
	30~50	✓	✓	✓	○
	60~100	✓	✓	✓	×
月桂酸(十二烷酸)		✓(370)			
软脂酸(棕榈酸)		≈	≈	≈	≈
		≈(316)			
硬脂酸(十八烷酸)	90	×(175)			
	100	≈	≈	≈	≈
		✓(250)			×(260)
油 酸 [∞]	50		✓		
	90	×			
	100	✓	✓	✓	✓
		✓(150)			×(200)
亚油酸		✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
松 香 酸		✓	✓	✓	✓
		×(260)			
脂 肪 酸 ^{∞Φ}		✓	✓	✓	✓
		○(200)			×(>200)
乙醇酸(羟基醋酸)		✓	✓	✓	✓
双乙醇酸		✓			×
三氯醋酸		×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
有 机 酸					
乳酸 ^{∞Φ} (丙醇酸,2-羟基丙酸)	<5	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	10	✓	✓	○	
		×(沸点)			
	10~70	≈	≈	○	×
	80~90				×
	100	✓			×
草酸 ^Φ (乙二酸)	5	≈	≈	≈	
	10	✓	×		
	20~90	✓			×
	100	×			
琥珀酸(丁二酸)	<100	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
		×(150)			
马来酸 ^Φ (顺丁烯二酸)	20	✓			
	10~30		×		
	100	✓	✓	✓	✓
苹果酸(羟基丁二酸)	10	≈	≈	≈	≈
	>10	≈	≈		
酒石酸 [Ⓣ] (二羟基丁二酸)	<50	≈	≈	≈	≈
		✓(沸点)			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
葡萄糖酸	10~40	✓	✓	✓	✓
	50	≈	≈	✓	✓
	60~100	✓	✓	✓	✓
己二酸	10	≈			
	90~100	≈	≈	✓	✓
		×(400)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
有 机 酸					
柠檬酸 ^Φ (2-羟基丙三酸)	<20	✓	✓	✓	✓
		×(150)			
	25~50	✓	✓	✓	×
	100	✓	×		
苯甲酸	<70	✓	✓	✓	✓
	80~90	✓			
	100	✓	✓	✓	✓
		✓(300)			
水杨酸(邻羟基苯甲酸)	10	✓	✓	✓	✓
	90~100	✓	✓	✓	✓
甲基苯甲酸(烷基酚)	<100	✓			
	100	✓	✓	✓	✓
苯二(甲)酸	<30	✓	✓	✓	×
	100	✓	✓	✓	✓
		✓(260)			
脞酸	<30	✓	✓	✓	✓
焦脞酸		≡			
鞣酸(单宁酸)		≡	≡	≡	≡
氨基磺酸	<50				×
苯酚磺酸	30			×	
	100	✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
蒽醌磺酸	<30	✓	✓	×	
甲基硫酸		✓			
苦味酸	10	✓	✓	✓	✓
	<90	✓			
	100	✓	✓	✓	✓
		✓(150)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
碱及氢氧化物					
氢氧化钠	<50	≈	○	○	×
		×*(200)			
	70* *	✓	✓	✓	×
		×*(200)			
	80*	✓	✓	✓	×
		×*(200)			
	100*	✓	✓	✓	✓
		○(316)			×(370)
氢氧化钾*	<50	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	50	✓	✓	✓	×
		×(200)			
	60~70	✓	✓	✓	○
		○(120)			
	80	✓			×
		×(200)			
氢氧化钾	100	≈			
		×(250)			
氢氧化铵	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(316)			×(500)
氢氧化钙	<28	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	50				○
氢氧化镁	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
氢氧化钡	<50	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
氢氧化铝		≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
盐					
铵 盐					
硫酸铵 ^Φ	10	○ [∞]			×
	20~80	○			
		×(沸点)			
	90	× (含 H ₂ SO ₄)			
碳酸铵		≈	✓	✓	✓
氯化铵 ^{* ∞}	10	○	○	○	○
	20	×			×
	50	×			×
	60~70		×		×
	90	×		×	
氟化铵	20	○			×
	100	×			
溴化铵	10	○			×
	70	○			
	100	○			
硫化铵		✓	✓	✓	✓
亚硫酸铵		○	○	○	○
		○(沸点)			
氟化氢铵 [∞]	10	✓			×
	40				×
过硫酸铵	10~30	✓(pH>7)			
	50	✓	✓		
偏磷酸铵		✓			
硫代硫酸铵	<20	≈	≈	≈	≈
	100	✓	✓	✓	✓
硫氰酸铵	<40	≈	≈	≈	≈
	50	≈	≈	✓	✓
草酸铵	<30	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
铵 盐					
柠檬酸铵	≤40	✓	✓	✓	✓
钠 盐					
硫酸钠*		≈	≈	≈	≈
		≈(200)			✓(840)
硝酸钠 [∞]	≤70	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	100	✓		×	
		×(510)			
碳酸钠	10	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	20~40	✓	✓	≈	≈
	100	≈	≈	≈	✓(260)
		×*(400)			×*(900)
氯酸钠(无游离氯)	≤70	✓	✓	✓	✓
亚氯酸钠 [∞]		×			
氯化钠 ^{∞*}	10~30	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	90	×			
	100	✓	✓	✓	
		×(260)			×(700)
溴化钠 [∞]	10	✓			
	20~50	✓		×	✓
	100	✓			
		×(700)			
氟化钠 ^{∞*}	10	○		×	×
	100	✓			
		×(700)			
碘化钠 [∞]	≤60	✓	✓	✓	✓
氰化钠 [∞]	10	≈	≈	≈	≈
	20~30	≈			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钠 盐					
氰化钠 [∞]	40~100	≈	≈	≈	×
		×(700)			
硫化钠 [∞]	10	✓	✓	✓	×
	20	✓	✓	✓	✓
	30~50	✓	✓	✓	✓(沸点)
		×(150)			
	60	✓	○	×	
	100	×			
亚硫酸钠	10~20	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	20~50	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
硫酸氢钠 ^{∞Φ}	10	✓	✓	✓	×
	20~50	✓			×
	100	×			
亚硝酸钠	<60	≈	≈	≈	≈
铬酸钠		≈	≈	≈	≈
重铬酸钠		≈	≈	✓	✓
硅酸钠		≈	≈	≈	≈
		×(800)			
硼酸钠	<30	≈	≈	≈	≈
	100	✓	✓	✓	✓
		✓(260)			×(316)
过硼酸钠		✓	✓	✓	✓
铁氰化钠		✓			
醋酸钠 [∞]	10	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
	20~60	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
		✓(370)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钠 盐					
苯甲酸钠	<60	✓	✓	✓	✓
水杨酸钠		≈	≈	≈	≈
钾 盐					
硫酸钾	<饱和	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	100	✓			
		×(200)			
硝酸钾	<80	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(560)			
碳酸钾	<70	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	70~100	✓	✓	✓	✓
氯酸钾	<30	≈	≈	✓	✓
		✓(沸点)			
	30~70	≈	≈	✓	✓
	100	✓			
高氯酸钾	20	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
氯化钾 ^{∞*}	<10	✓	✓	✓	× [∞]
	20	×*(250)			
溴化钾 ^{∞*}	<100	✓	✓	✓	✓
	100	○			
碘化钾	<70	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
碘酸钾	10	✓	✓	✓	✓
氟化钾		✓	✓	✓	✓
氰化钾	<30	≈	≈	≈	≈
	40~90	✓	✓	✓	✓
	100	✓			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钾 盐					
硫酸氢钾	<10	✓	✓	✓	✓
	10~70	×			
过硫酸钾	10	≈	≈	≈	≈
	100	≈			
铬酸钾	<40	≈	≈	≈	≈
	100	✓			
重铬酸钾	<30	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	40~60	≈	≈	≈	≈
	100	✓			
铁氰化钾 [∞]	<70	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	100	✓			
亚铁氰化钾 [∞]		✓	✓	✓	✓
高锰酸钾	<30	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	100	✓			
醋酸钾		✓	✓	✓	✓
草酸钾	<40	≈	≈	✓	✓
	100	✓			
铝 盐					
硫酸铝 ^Φ	10	≈ [∞]	≈	≈	≈
		×(200)			
	20~50	≈ [∞]	≈	≈	≈
		○(沸点)			
	60~90	≈			×
	100	✓	✓	✓	×
硝酸铝	10	✓	✓	✓	✓
	50	×			
硝酸铝	100	✓			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
铝 盐					
氯化铝 [∞]	湿	× *			
	干	×		×	
氟化铝		×			
镁 盐					
硫酸镁	<40	≈	≈	≈	≈
		√(沸点)			
	50~60	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸镁		≈	≈	≈	≈
氯化镁 ^{* ∞}	10	○	○	○	○
		×(沸点)			
	20~30	✓	✓	✓	✓
	40	✓		○	
		×(沸点)			
	50			○	
		×(150)			
	100	×(200)			
钙 盐					
硫酸钙	<100	≈	≈	≈	≈
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸钙	<40	≈	≈	≈	≈
碳酸钙		≈	≈	≈	≈
氯化钙 ^{* ∞}	<20	≈	≈	≈	×
	30~80	✓	✓	✓	×
	100	✓			
		×(150)			
氟化钙	10	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
溴化钙 ^{* ∞}	<30	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钙 盐					
硫化钙		✓	✓	✓	✓
氯酸钙(无氯离子)	<30	≈	≈	≈	✓
次氯酸钙 ^{∞③}	<10	○			×
	>10	×	×		
	100	×			
碳酸氢钙		✓	✓	✓	✓
亚硫酸钙		≈	≈	≈	≈
亚硫酸氢钙	<100	×			
亚硫酸氢钙	100	✓	○	○	○
铁 盐					
硫酸铁 ^Φ	<100	≈	≈	≈	✓
	100	✓			
硝酸铁	<50	≈	✓	✓	✓
	60	≈			
	100	✓			
氯化铁 ^{∞Φ}		×			
硫酸亚铁 [∞]	<20	✓	✓	✓	
		✓(沸点)			
	30~100	✓			
氯化亚铁 [∞]		×			
镍 盐					
硫酸镍 ^{∞④}	10	≈	≈	✓	✓
		✓(沸点)			
	30	≈	≈		
	40	≈	≈	≈	≈
		≈(120)			
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸镍	10	≈	≈	✓	✓
	<60	≈			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(200)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
镍 盐					
氯化镍 ^{∞ * ④}		○			
	100	○			
锰 盐					
硫酸锰 [∞]	<50	≈	≈	≈	≈
锌 盐					
硫酸锌 [∞]	10~30	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	40	✓	✓	✓	✓
氯化锌 ^{* ∞}	<10	✓	✓		×
	>10	×	×	×	
锡 盐					
氯化锡	<1	✓	✓	✓	
	20~100	×			
铅 盐					
硫酸铅		✓	✓	✓	✓
硝酸铅	10~30	✓	✓	✓	✓
硝酸铅	100	✓			
氯化铅	10	×			
	100	✓	✓	✓	✓
醋酸铅		✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
铋 盐					
三氯化铋		×			
五氯化铋					≈
钡 盐					
硫酸钡	10	≈	≈	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸钡 [∞]	30	≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
	100	✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钡 盐					
碳酸钡	10	≈	✓	✓	✓
	100	≈			
氯化钡 * ∞	10	✓			×
	20~30	✓			×
	100	○	○		○
		×(1040)			
硫化钡	<饱和	≈			
	100	✓	✓	✓	✓
铜 盐					
硫酸铜 ^Φ	10~70	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸铜	10~90	✓	✓	✓	✓
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
碳酸铜	<饱和	✓			
氯化铜 [∞]	<40	×			
	50	×	×		
氰化铜	10~20	✓	✓	✓	✓
	50	✓	✓	✓	✓
		✓(沸点)			
	100	✓	✓	✓	✓
醋酸铜	<饱和	✓	✓	✓	✓
	90~100	≈	≈	≈	≈
汞 盐					
氯化汞 * ∞	10	✓	×		
	>10	×			
氰化汞	<100	≈			
	100	✓			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
钛 盐					
硫酸钛	10	✓			
四氯化钛	湿	×			
	干	✓			
元素、气体及其它无机化合物					
氯 ^{∞*}	干气	✓	✓	✓	
		○(300)			×(350)
	湿气	×	×	✓	
		✓(480)			×(540)
	液体 [∞]	✓	✓		
氯水		○			
氟	干气	≈	≈	≈	≈(210)
		×(250)			
	湿气	×			
	液体	≈			
		≈(-200)			
溴	干	×			
	湿	×			
碘 [∞]	干	≈	≈	≈	≈
		×(450)			
	湿	○			
氢		≈	≈	≈	≈
		≈(-50)			≈(1000)
氧		≈	≈	≈	
		≈(870)			×(>870)
臭氧		✓			
		≈(-75)			
硫 [∞]	90	×			
	100	✓	✓	✓	
		✓(120)			○(446)
硫(充气)		○(150)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其它无机化合物					
磷		≈	≈		
钠(不含氧)		≈			
		≈(788)			○(850)
锂(熔)		✓(260)			×(593)
铅(熔)		○(327)			○(600)
		× ^Φ (1000)			
汞		≈	≈	≈	≈
		≈(370)			✓(650)
空气		≈	≈	≈	
		≈(870)			×(2870)
天然气		✓	✓	✓	
氨(无水)		≈	≈	≈	≈
		≈(316)			×(500)
一氧化碳		≈	≈	≈	≈
		≈(470)			
二氧化碳	<30	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	
		≈(650)			×(700)
二氧化硫 ^Φ	10	✓			
	90	×	×	≈	≈
		≈(150)			
	100	✓	✓	✓	✓
		≈(-25) (无 SO ₃)			✓(150)
二氧化硫(2~5)%+水汽			≈		✓
		≈(300)			
三氧化硫	10	≈(370)			
	90	×			
	100(干)	✓	✓	✓	✓
		✓(650)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其它无机化合物					
五氧化二磷	干或湿	≡			
氟化氢		✓	×	×	×
		×(480)			
碘化氢(含氢碘酸)	10	✓		×	
	20~60	×	×	×	
	100	✓	✓		
硫化氢	干	○	✓	✓	✓
		✓(540)			
	(湿)* [∞] 90	✓	✓	✓	✓
		✓(300)			
	100	✓			
		×(300)			
	30		✓		
	10	✓			✓
二硫化碳	干	✓	✓	✓	✓
	湿	≡			
三氯化磷(不含 HCl)	干	≡	≡	≡	
五氧化磷(不含 HCl)	湿	×			
	干	✓			
		×(210)			
氯氧化磷	干	≡	≡	≡	≡
		✓(150)			
	湿	×			
二氧化氯	10	✓(3)			
	100	×			
三氟化氯		≡			
四氯化硅	干	≡			
	湿	×			
硫酰氯	湿	× [∞]			
	干	≡	≡		

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其它无机化合物					
亚硫酰氯	干	≈	○	○	
	90	× [∞]			
亚硝酸氯		×			
过氧化钠		≈	≈	≈	≈
醇					
甲醇	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	○
甲基异丁基甲醇		≈	≈	≈	≈
乙醇		≈	✓	✓	✓
丙醇		≈	≈	≈	≈
异丙醇		✓	✓	✓	✓
烯丙醇	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
丁醇		≈	≈	≈	≈
戊醇	10	≈	≈	≈	≈
	80~90	≈	≈		
	100	≈	≈	≈	≈
己醇		≈	≈	≈	≈
环己醇		✓	✓	✓	✓
辛醇		≈	≈	≈	≈
月桂醇(十二烷醇)		≈	≈	≈	≈
苯甲醇		✓	✓	✓	✓
糠醇		≈	≈	≈	≈
多 元 醇					
乙二醇		≈	≈	≈	≈
丙二醇		≈	≈	≈	≈
丁二醇		≈	≈	✓	✓
甘油(丙三醇)		≈	≈	≈	≈
		≈(300)			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
多 元 醇					
二甘醇	90	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
醛					
甲醛 [∞]	<40	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
	50	≈	≈	✓	✓
		✓(300)			
	60~70	≈	≈		
	80~90	≈	≈	≈	
	100	≈			
乙醛		≈	≈	≈	≈
丁醛		≈	≈	≈	≈
丁烯醛(巴豆醛)		✓	✓	✓	✓
醚					
(二)甲醚		✓	✓	✓	✓
乙醚		≈	≈	≈	≈
(二)丁醚		≈	≈	≈	≈
酮					
丙酮		≈	≈	≈	≈
甲基异丁基甲酮		✓	✓	✓	✓
苯乙酮		✓	✓	✓	✓
		✓(200)			
酯					
甲酸甲酯	<30	✓	✓	✓	✓
	100	≈			
醋酸甲酯(乙酸甲酯)	10~30	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈		

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
酯					
醋酸乙酯	10,100	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
醋酸乙酯	40~90	≈	≈		
醋酸丁酯		≈			
醋酸乙烯酯		≈			
乙酰醋酸乙酯		✓	✓	✓	
醋酸苄酯		✓	✓	✓	✓
丙烯酸甲酯		≈	≈	≈	≈
甲基丙烯酸甲酯		✓			
丁酸乙酯		✓	✓	✓	✓
硬脂酸丁酯		✓	✓	✓	✓
丙二酸乙酯		✓	✓	✓	✓
苯甲酸乙酯		≈	≈	≈	≈
烃及石油产品					
甲烷		≈	≈	≈	≈
		≈(370)			
乙 烷		≈	≈	≈	≈
		≈(316)			
乙 烯		≈	≈	≈	≈
乙 炔		≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
丙烷(液及气)		≈	≈	≈	≈
丙烯		≈	≈	≈	≈
丁 烷		≈	≈	≈	≈
丁 烯		≈	≈	≈	≈
丁二烯		≈	≈	≈	≈
戊 烷		✓	✓	✓	✓
己 烷		≈	≈	≈	≈
环己烷		✓	✓	✓	✓
庚 烷		≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
烃及石油产品					
苯		≈	≈	≈	≈
甲 苯		≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
乙 苯		✓	✓	✓	✓
苯乙烯		≈	≈	≈	≈
二甲苯		≈	≈	≈	≈
		≈(沸点)			
联 苯		≈	≈	≈	≈
		≈(750)			
萘		≈	≈	≈	≈
		✓(200)			
原油(含硫 1.5%)		✓	✓	✓	✓
		≈(350)			✓(430)
矿油		✓	✓	✓	
汽油		≈	≈	≈	≈
		≈(212)			
汽油(高辛烷值)		✓	✓	✓	
汽油(喷气机燃料)		✓	✓	✓	
煤油		≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
石脑油		≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
润滑油		✓	✓	✓	
机器油		✓	✓	✓	
石蜡		≈	≈	≈	≈
沥青		✓	✓	✓	
含卤素有机化合物					
甲 基 氯(氯甲烷)	干	≈	≈	≈	≈
		≈(-25)			≈(150)
	湿 ^{* ∞}	×			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
含卤素有机化合物					
二氯甲烷* [∞]	干	≡	≡	✓	×
		×(150)			
	90	≡	≡	✓	✓
三氯甲烷(氯仿)	90*	×	×		○
	干	≡	≡	≡	≡
四氯化碳* [∞]	<10	×			
	50				≡
	90	✓			
	干	≡	≡	≡	≡
		×(500)			
乙基氯*(氯乙烷)	干	≡	≡	≡	≡
		≡(316)			○(500)
	湿	×			
二氯乙烷	干	≡	≡	≡	
		≡(沸点)			
三氯乙烷	干	≡			≡
		≡(120)			
	90				≡
		≡(120)			
五氯乙烷		≡	≡	≡	≡
六氯乙烷		✓	✓	✓	✓
		✓(316)			
二氯乙烯		✓	✓	✓	✓
三氯乙烯 [∞]	干	✓	✓	✓	✓
	50			✓	✓
	90	✓	✓	✓	
全氯乙烯 [∞]	干	≡	✓	✓	✓
		✓(370)			
	90	≡			

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
含卤素有机化合物					
二氯丙烷	干	✓			
	90	○			
烯丙基氯	干	✓	✓	✓	✓
	湿	×			
二氯丙烯		≈	≈	≈	≈
丁基氯(氯丁烷)	干	✓	✓	✓	✓
	湿	×			
戊基氯 [∞]	干	≈	≈	≈	
	10	×			
月桂基氯		≈	≈	≈	≈
光气(碳酸氯)		✓	✓	✓	✓
		≈(-50)			
	90	×(0)			
乙酰氯	干	≈	≈	≈	≈
	90			×	
氯乙醇		✓	✓	✓	✓
氯苯	干	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
	湿*	×	×	×	×
		×(150)			
邻二氯苯		≈			
对二氯苯		≈	≈	≈	≈
三氯苯		≈			
氯甲苯		✓		×	
三氯甲苯		≈			
氯(苯)酚	干	✓	✓	✓	✓
	90	✓	✓	✓	✓
苯酰氯 [∞]		≈			
甲基溴	干	≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
含卤素有机化合物					
二溴甲烷	干	≈	≈	≈	≈
	湿				≈
乙基溴		≈			
二溴乙烷	干	≈	✓	✓	✓
溴苯		✓	✓	✓	✓
	湿		×		
胺及酰胺					
二甲胺		≈	≈	≈	≈
二甲替甲酰胺		≈	≈		
二乙胺		✓	✓	✓	✓
三乙胺		≈	≈	≈	≈
乙二胺		≈	≈	≈	≈
乙酰胺		✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
乙醇胺	0~80	✓	✓	✓	✓
	90~100	✓	✓	✓	✓
三乙醇胺		✓	✓	✓	✓
甲代丙烯胺	0~100	✓	✓	✓	✓
	40,80	✓	✓	✓	✓
		✓(200)			
环己胺		✓	✓	✓	✓
苯胺	10	✓			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(260)			
二甲苯胺		✓	✓	✓	✓
酚					
苯酚 [∞]	90	≈	≈	≈	≈
		○(150)			×(175)
	100	≈	≈	≈	≈
		≈(316)			✓(370)

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
酚					
苯酚蒸气		✓			
甲 酚		≈	≈	≈	≈
		≈(200)			
丁 酚		✓	✓	✓	✓
对苯二酚(氢醌)	10	≈	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
杂酚油		≈	≈	≈	≈
其他有机化合物					
含氧化合物					
环氧乙烷		✓	✓	✓	✓
		✓(150)			
环氧丙烷(氧化丙烯)	20	≈	≈	≈	≈
		≈(150)			
	50~100	≈	≈	≈	≈
二噁烷(二氧杂环己烷)		≈	≈	≈	≈
蒽醌		✓	✓	✓	✓
含氮化合物					
氰气		≈			
乙腈(甲基氰)		≈	≈		
丙烯腈		≈	≈	≈	≈
尿		✓			
甲胛		≈			
吡啶		≈	≈	≈	≈
吗啉		≈	≈	≈	≈
硝基甲烷		≈	≈	≈	≈
硝基苯		≈	≈	≈	≈
聚 合 物					
聚乙烯		≈	≈	≈	≈
聚丙烯		≈			
聚丁二烯		≈	≈	≈	≈
聚苯乙烯		≈			
工业液体及产品					
漂白粉		×			
显相洗相液 [∞]		≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度(质量分数,%)	温度/℃			
		20	50	80	100
食品及植物油					
醋		✓	✓	✓	✓
酒		≈	≈		
啤酒		≈	≈	≈	
豆油		≈	≈	≈	≈
松节油		≈	≈	≈	≈
大气、水					
大 气					
工业		≈			
海洋		≈			
农村		≈			
水					
半咸水 * ∞		≈	✓	✓	
		✓(沸点)			
盐水 ∞		✓	✓	✓	
		✓(沸点)			
去离子水		≈	≈	≈	≈
		≈ ^⑤ (300)			
蒸馏水(充气)		≈	≈	≈	≈
		≈ ^⑥ (300)			
蒸馏水(无空气)		≈	≈	≈	≈
		≈			
锅炉给水 *		≈	≈	≈	≈
回流冷凝水: O ₂ 4.6×10 ⁻⁴ %,CO ₂ 14×10 ⁻⁴ %		≈	≈	≈	≈
高纯水(低 O ₂ ,pH=7~11)		≈(300)			
污水		✓			
海水	流速<1.5 m/s	≈ [∞]		≈(pH~7)	
	流速>1.5 m/s	≈ [∞]			
水:pH=7		≈	≈ [∞]		
工业冷却水		≈	≈	≈	≈
		✓(150)			
水:含 CO ₂ >30%,含空气>30%		≈	≈	≈	≈
蒸汽		≈	≈	≈	≈
		≈(800)			

① 不许可含微量盐酸、硫酸或氯化钠。Cr26Mo1 铁素体钢耐腐蚀性较好。

② 不许可有氯化物。

③ 低碳(碳质量分数<0.03%)钢种较好。

④ 不适于作电镀液。

⑤ pH≈7, O₂<0.01×10⁻⁴%, Cl<0.1×10⁻⁴%。

⑥ O₂ 为 2×10⁻⁴%。

(4) Cr18Ni12Mo (Ti) 不锈钢 (奥氏体) 表 12-7 是 Cr18Ni12Mo (Ti) 不锈钢的腐蚀数据。

表 12-7 Cr18Ni12Mo (Ti) 不锈钢的腐蚀数据

介 质	浓度（质量分数,%）	温度/℃			
		20	50	80	100
无机酸					
硫酸 ^Φ （充气）	<5	✓	✓	×	×
	10~30	✓	○	×	×
	40~50	○	×	×	
	60~70	×	×	×	
	90	✓	○		
	100	✓	○	○	○
		×（120）			
硫酸（不充气）	<5	✓	×	×	×
	20~80	×	×	×	×
	80~90	✓	×	×	
	100	✓	✓	✓	○
发烟硫酸		×	×		
硝酸	<30	≈	≈	≈	≈
		○（120）			×（150）
	30~60	≈	✓	✓	✓
		×（120）			
	70	≈	✓	✓	
	80	≈	✓	×	
	90	≈	×		
	100	≈ ^①	×		
盐酸		×			
磷酸 ^Φ （充气）	<25	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			×（>120）
	25~50	≈	≈	≈	✓
					×（120）
	50~85	≈	✓	✓	✓
					×（120）
	90	×			
	100	✓	✓	✓	×

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
无机酸					
磷酸 ^Φ （不含氧）		✓	✓	✓	✓
氢氟酸（不充气）	<100	×			
	100	✓			
氢氟酸（充气）	<10	✓			
	10～90	×			
	100	✓			
氢氟酸蒸气		✓	✓		×
氢溴酸 [∞]	<100	×			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（200）			
氢碘酸	<50	×			
	100	✓			
氢氰酸 [*]	10	✓	✓	✓	✓
	90	×			
	100	≈	✓	✓	✓
亚硫酸 ^Φ	10～20	✓			
	80～90	×（150）			
	100	≈	✓	✓	✓
		×（150）			
过硫酸		✓	✓	✓	✓
		✓（150）			
亚硝酸	<10	✓	✓	✓	
	100	✓			
碳酸	10	✓			
	30				≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（816）			
铬酸		×			×
氯酸 [∞]		×			
次氯酸		×			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃				
		20	50	80	100	
无机酸						
高氯酸	<100	×				
	100（干）	✓				
四磷酸		✓				
硼酸 [∞]	<10	≈	≈	≈	≈	
		≈（沸点）				
	20～50	✓	✓	✓	✓	
		✓（150）			✓（沸点）	
	70～80	✓			×	（120）
	100	✓	✓		×	（250）
氟硅酸 [∞]	<10	✓	✓	×		
	20～40		×	×		
	90	✓	✓	✓	✓	
	100	✓			✓	
氯磺酸 [∞]	20	×				
	90	✓				
	100	✓	✓			
王水		×				
混酸 ^② ：						
H ₂ SO ₄ > 50 % + HNO ₃ < 50 % + H ₂ O < 20 %		✓	✓	✓	×	（沸点）
H ₂ SO ₄ 20 ～ 60 % + HNO ₃ < 25 % + H ₂ O > 20 %		×				
H ₂ SO ₄ 30 % + HNO ₃ 15 % + H ₂ O 55 %		✓	✓	✓	×	（沸点 110）
H ₂ SO ₄ 15 % + HNO ₃ 5 % + H ₂ O 80 %		✓	✓	✓	×	（沸点 110）
有机酸						
甲酸 ^{①∞②}	<5	✓	✓	✓	✓	
	>5	○	○	○	○	
					×	（沸点）
醋酸 ^{①②} （不充气）（乙酸）	<50	≈	≈	≈	≈	
	60～90	✓	✓	✓	✓	

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
有机酸					
醋酸 ^② （不充气）（乙酸）	100		✓	✓	✓
					×（200）
醋酸（充气）	<40	≈	≈	≈	≈
		✓（150）			×（200）
	50	≈	✓	✓	✓
	60～90	≈	✓	✓	○
	100	≈	✓	✓	○
					×（150）
醋酐		✓	✓	✓	✓
					✓（沸点）
丙酸		✓	✓	✓	✓
					✓（150）
丙烯酸	<100	≈	≈		
	100	≈	≈	≈	≈
甲基丙烯酸		≈			
丁酸		≈	≈	≈	≈
					≈（130）
月桂酸（十二烷酸）		✓（370）			
软脂酸（棕榈酸）		≈	≈	≈	≈
		≈（316）			
硬脂酸（十八烷酸）		≈	≈	≈	≈
		≈（150）			≈（250）
油酸	<100	✓			
	100	✓	✓	✓	✓
	✓（150）			✓（200）	
亚油酸		≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
松香酸		✓	✓	✓	✓
		✓（150）			✓（260）
脂肪酸 [∞]		≈	≈	≈	≈
		≈（285）			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
有机酸					
乙醇酸（羟基醋酸）		✓	✓	✓	✓
双乙醇酸		✓	✓	✓	✓
三氯醋酸		×			
乳酸 ^Φ （丙醇酸，2-羟基丙酸）	＜60	≈	≈	✓	✓
	70～90	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
		✓（150）			
草酸 ^Φ （乙二酸）	10	✓	✓	✓	✓
	20～90	✓			×
	100	×			
琥珀酸（丁二酸）		✓	✓	✓	✓
马来酸（顺丁烯二酸）		✓	✓	✓	✓
苹果酸（羟基丁二酸）	10	≈	≈	≈	≈
	＞10	≈	≈		
酒石酸（二羟基丁二酸）	＜50	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（200）			
葡萄糖酸	10～40	✓			
	50	≈	≈		
	60～90	✓			
	100	✓	✓	✓	✓
己二酸	＜100	≈			
	100	✓	✓	✓	✓
					×
柠檬酸 [∞] （2-羟基丙三酸）	＜50	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	60～100	✓	×	×	×

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
有机酸					
苯甲酸	<70	✓	✓	✓	✓
	80~90	✓			
	100	✓	✓	✓	✓
		✓（300）			
水杨酸（邻羟基苯甲酸）	10	✓	✓	✓	✓
	90~100	✓	✓	✓	✓
甲苯基酸（烷基酚）	<100	✓	✓		
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
苯二（甲）酸	<10	✓	✓	✓	✓
					✓（200）
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（260）			
苯酐		≈	≈	≈	≈
		≈（260）			
梲酸	<30	✓	✓	✓	✓
焦梲酸（3，4，5-三羟基苯甲酸）		≈			
鞣酸（单宁酸）		≈	≈	≈	≈
氨基磺酸 ^Φ	50				×
苯酚磺酸	30	×		×	
	100	✓	✓	✓	✓
		✓（150）			
蒽醌磺酸	<30	✓	✓	✓	×
甲基硫酸		✓			
苦味酸	10	✓	✓	✓	✓
	<90	✓			
	100	✓	✓	✓	✓
		✓（150）			

(续)

介 质	浓度（质量分数,%）	温度/℃			
		20	50	80	100
碱及氢氧化物					
氢氧化钠	<20	≈	≈	≈	≈
		✓（沸点）			×（150）
	30~50	≈	≈	✓	×
		×*（150）			
	70	≈	≈	✓	✓
		×*（150）			
	80	≈	≈	✓	×*
		×（260）			×（370）
	100	≈	≈	≈	≈
		○（260）			×（370）
氢氧化钾*	<50	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	50	✓	✓	✓	×
		×（200）			
	60~70	✓	✓	✓	○
					○（150）
	80	✓			
		×（200）			
	100	≈			
		×（260）			
氢氧化铵	<100	≈	✓	✓	✓
	40~50	≈			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（316）			×（500）
氢氧化钙	<50	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
氢氧化镁	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
氢氧化钡	<50	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	100	✓			
氢氧化铝		≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
盐					
铵盐					
硫酸铵	<50	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
	80				≈
碳酸铵		✓	✓	✓	✓
氯化铵 [∞]	<10	≈	≈	≈	≈
		✓（沸点）			
	30~50	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
氟化铵	20	✓			×
溴化铵	<50	✓	✓	✓	✓
	60~70	✓			
硫化铵		✓	✓	✓	✓
亚硫酸铵		✓	✓	✓	✓
		✓（150）			
氟化氢铵	10	✓	✓		×
过硫酸铵		≈	≈	✓	✓
偏磷酸铵		✓			
硫代硫酸铵	<20	≈	≈	≈	≈
	100	✓	✓	✓	✓
硫氰酸铵	<40	≈	≈	≈	≈
	50	≈	≈	✓	✓
草酸铵	<30	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
柠檬酸铵	<40	✓	✓	✓	✓
钠盐					
硫酸钠 [*]		≈	≈	≈	≈
		≈（200）			✓（840）
硝酸钠 [∞]	<70	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
钠盐					
硝酸钠 [∞]	100	✓		×	
		≈（510）			
碳酸钠	10	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	20～40	✓	✓	≈	≈
	100	≈	≈	≈	✓（260）
		×*（400）			×*（900）
氯酸钠（无游离氯）	≤70	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
亚氯酸钠		✓			×
氯化钠 ^{∞*}	10	✓	×		
	20～30	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			×（120）
	90	×			
	100	≈			
		×（700）			
溴化钠	≤50	✓	✓	✓	✓
氟化钠	10	✓	✓	✓	
碘化钠 [∞]	≤60	✓	✓	✓	✓
氰化钠 [∞]	≤10	≈	≈	≈	≈
	20～30	≈			
	40～100	✓			
		×（700）			
硫化钠	10	≈	≈	≈	✓
	20～40	✓	✓	✓	
		✓（沸点）			×（150）
	50～60	×	×	×	×
		×（150）			
	100	✓（650）			×（800）

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
钠盐					
亚硫酸钠	10～30	≈	≈	≈	✓
	40～50	✓	✓	✓	
		✓（沸点）			
硫酸氢钠 [∞]	10	≈	≈	≈	×
	30～50	≈	≈		×
亚硝酸钠	＜60	≈	≈	≈	≈
铬酸钠		≈	≈	≈	≈
重铬酸钠		✓	✓	✓	✓
硅酸钠		≈	≈	≈	≈
		×（800～1000）			
硼酸钠	＜30	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
		✓（260）			×（316）
过硼酸钠		≈	≈	≈	≈
铁氰化钠		✓	✓		
醋酸钠 [∞]	10	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
	20～60	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
		✓（370）			
苯甲酸钠	＜60	✓	✓	✓	✓
水杨酸钠		≈	≈	≈	≈
钾盐					
硫酸钾	＜100	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	100	≈			
硝酸钾	＜80	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
	100	✓			
		✓（550）			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
钾盐					
碳酸钾	<70	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
	100	✓	✓	✓	✓
氯酸钾	<60	≈	≈	≈	≈
	70				✓
	100	✓			
高氯酸钾	20	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
氯化钾 ^{∞*} （pH>7）	<30	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	100	≈			
溴化钾 [∞]	<90	✓	✓	✓	✓
碘化钾	<70	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
碘酸钾	10	✓	✓	✓	✓
氟化钾		✓	✓	✓	✓
氰化钾	<90	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
硫酸氢钾	10	≈	✓	✓	✓
	20				○
过硫酸钾	10	≈	≈	≈	≈
	100	≈			
铬酸钾	<40	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
重铬酸钾	<30	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	40～60				≈
	100	✓			
铁氰化钾	<60	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
	100	✓			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
钾 盐					
亚铁氰化钾		✓	✓	✓	✓
高锰酸钾	<30	✓	✓	✓	✓
醋酸钾		✓	✓	✓	✓
草酸钾	<40	≈	≈	≈	≈
	100	✓			
铝 盐					
硫酸铝	<50	≈∞	≈	≈	≈
		✓（沸点）			
	80～90				×
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸铝	10	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
氯化铝 ^{∞*}	<10	✓	✓	✓	
		○（沸点）			
	>10	○	○	○	×（沸点）
氟化铝		○			
镁 盐					
硫酸镁	<40	≈	≈	≈	≈
	50～60	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸镁		✓	✓	✓	✓
		✓（150）			
氯化镁 [*]	<40	✓	✓	✓	✓
		×（沸点）			
钙 盐					
硫酸钙		≈	≈	≈	≈
硝酸钙	<40	✓	✓	✓	✓
碳酸钙		✓			
氯化钙 ^{* ∞}	10	✓	×		
	20～30	✓	✓		

(续)

介 质	浓度（质量分数,%）	温度/℃			
		20	50	80	100
钙盐					
氯化钙* ∞	40~90	✓	✓	✓	
		×（沸点）			
	100	≈	≈	≈	≈
	50	○（-18）			
氟化钙	10	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
溴化钙* ∞	<30	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
硫化钙		✓	✓	✓	✓
氯酸钙（无氯离子）	<30	✓	✓	✓	✓
次氯酸钙∞	10	≈	≈	≈	≈
	20	✓			
	80~100	×			
碳酸氢钙		✓	✓	✓	✓
亚硫酸钙		≈	≈	≈	≈
亚硫酸氢钙		≈	✓	✓	✓
铁盐					
硫酸铁	<100	≈	≈	≈	≈
	100	✓			
硝酸铁	<50	≈	✓	✓	✓
	60	✓			
	100	✓			
氯化铁∞ Φ		×			
硫酸亚铁	<20	✓	✓	✓	
		✓（沸点）			
	30~100	✓			
氯化亚铁*	<20	×			
	30	✓		✓	✓

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
镍 盐					
硫酸镍 [∞]	10	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
	30	≈	≈		
	40	≈	≈	≈	
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸镍	10	✓	✓	✓	✓
	<60	✓			
	100	✓	≈	≈	≈
		≈（200）			
氯化镍 [∞]		✓			
锰 盐					
硫酸锰 [∞]	<50	≈	≈	≈	≈
锌 盐					
硫酸锌 [∞]	10～30	≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
	40	✓	✓	✓	✓
氯化锌 ^{* ∞}	10	✓			×
	20～40	×			
	50	×		○	×
锡 盐					
氯化锡	<1	✓	✓	✓	
	20～30	×			
	90～100	×			
铅 盐					
硫酸铅	10	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸铅	10～60	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
氯化铅	10	×			
	100	✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
铅盐					
醋酸铅		✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
铋盐					
三氯化铋		×			
钡盐					
硫酸钡		✓	✓	✓	✓
硝酸钡 [∞]	30	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
碳酸钡	<100	✓	✓	✓	✓
	100	✓			
氯化钡 [∞]	10	✓	✓	✓	
	20～30	✓			
	50				✓
	100	✓	✓	✓	✓
硫化钡	<饱和	≈			
	100	✓	✓	✓	✓
铜盐					
硫酸铜	10～80	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
硝酸铜	10～90	✓	✓	✓	✓
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
碳酸铜	<饱和	✓			
氯化铜 [∞]	1	✓			
	<30	×			
氰化铜	10～20	✓	✓	✓	✓
		✓（沸点）			
	50	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
醋酸铜	<饱和	✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
汞盐					
氯化汞 ^{* ∞}		×	×		
氰化汞	10	✓			
	100	✓			
钛盐					
硫酸钛	10	✓			
四氯化钛		✓			
元素、气体及其他无机化合物					
氯 ^{∞ *}	干气	✓	✓	✓	
		✓（340）			×（350～480）
	湿气	×			
氯水		○			
氟	干气	≈	≈	≈	≈
		×（250）			
	湿气	×			
	液体	≈			
		≈（-200）			
溴	干	×			
	湿	○			
碘 [∞]	湿		✓		
		×（150）			
	100（干）	≈	✓	✓	
		○（150）			×（450）
氢		≈	≈	≈	≈
		≈（1000）			
氧		≈	≈	≈	
		≈（870）			
臭氧	10	≈			
	100	≈			
硫	90	≈			
		✓（150）			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其他无机化合物					
硫	100	≈	≈	≈	
		≈（120）			✓（445）
硫蒸气		○（450～600）			
		×（750）			
磷		≈	≈		
钠（不含氧）		≈			
		≈（700）			✓（800）
锂（熔）		✓（200）			
铅（熔）		○（327）			○（600）
汞		≈	≈	≈	≈
		≈（370）			
空气		≈	≈	≈	≈
		≈（870）			
天然气		✓	✓	✓	
氨（无水）		≈	≈	≈	≈
		≈（310）			×（500）
一氧化碳		≈	≈	≈	≈
		≈（470）			
二氧化碳	30				≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（800）			
二氧化硫	10	≈	≈	≈	≈
	90	✓	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
		○（350～700）			×（750～900）
二氧化硫（无 SO ₃ ）		≈（-25）			
三氧化硫	10	✓（370）			
	90	✓	✓	✓	✓
		✓（212）			
	100（干）	✓	✓	✓	✓
		✓（650）			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
元素、气体及其他无机化合物					
二 氧 化 硫（2%～5%）+ 水汽		≈（150）			
五氧化二磷	干或湿	≈			
氟化氢		≈	≈	×	×
		×（480）			
碘化氢（含氢碘酸）	10	≈		×	
	20～60		×		
	100	✓	✓		
硫化氢	干	✓	✓	✓	✓
		✓（540）			
	湿*10	≈			
	100	≈	≈	≈	
二硫化碳	干	✓	✓	✓	✓
	湿	≈			
三氯化磷	干	≈			
五氧化磷		×（212）			
氯氧化磷	干	✓			
	湿	×			
二氧化氯	10	✓（3）			
	100	×			
三氯化氯		≈			
四氯化硅	干	≈			
	湿	×			
硫酰氯	湿	× [∞]			
	干	≈	≈		
亚硫酰氯	90	× [∞]			
	100	≈	○	○	
亚硝酸氯		×			
过氧化钠	10	≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
醇					
甲 醇	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
甲 基 异 丁 基 甲 醇		≈	≈	≈	≈
乙 醇		≈	≈	≈	≈
丙 醇		≈	≈	≈	≈
异 丙 醇		✓	✓	✓	✓
烯 丙 醇	<100	≈	≈	≈	≈
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
丁 醇		≈	≈	≈	≈
戊 醇	10	≈	≈	≈	≈
	80～90	≈	≈		
	100	≈	≈	≈	≈
己 醇		≈	≈	≈	≈
环 己 醇		✓	✓	✓	✓
辛 醇		≈	≈	≈	≈
月 桂 醇（十二烷醇）		≈	≈	≈	≈
苯 甲 醇		✓	✓	✓	✓
糠 醇		≈	≈	≈	≈
多元醇					
乙 二 醇		≈	≈	≈	≈
丙 二 醇		≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
丁 二 醇		≈	≈	✓	✓
甘 油（丙三醇）		≈	≈	≈	≈
二 甘 醇	90	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			

(续)

介 质	浓度（质量分数，％）	温度/℃			
		20	50	80	100
醛					
甲醛 [∞]	<40	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
	50	≈	≈	✓	✓
		✓（300）			
	60～70	≈	≈		
	80～90	≈	≈	≈	
	100	≈			
乙醛		≈	≈	≈	≈
丁醛		≈	≈	≈	≈
丁烯醛（巴豆醛）		✓	✓	✓	✓
醚					
（二）甲醚		✓	✓	✓	✓
乙醚		≈	≈	≈	≈
（二）丁醚		≈	≈	≈	≈
酮					
丙酮		≈	≈	≈	≈
甲基异丁基甲酮		✓	✓	✓	✓
苯乙酮		✓	✓	✓	✓
		✓（200）			
酯					
甲酸甲酯	<30	✓	✓	✓	✓
	100	≈			
醋酸甲酯（乙酸甲酯）		≈	≈		
醋酸乙酯		≈	≈	✓	✓
醋酸丁酯		✓			
醋酸乙烯酯		✓			
乙酰醋酸乙酯		✓	✓	✓	
醋酸苄酯		✓	✓	✓	✓
丙烯酸甲酯		≈	≈	≈	≈
丙烯酸乙酯		≈	≈	≈	≈

(续)

介 质	浓度（质量分数,%）	温度/℃			
		20	50	80	100
酯					
甲基丙烯酸甲酯		✓			
丁酸乙酯		✓	✓	✓	✓
硬脂酸丁酯		✓	✓	✓	✓
丙二酸乙酯		✓	✓	✓	✓
水杨酸苄酯		✓	✓	✓	✓
苯甲酸乙酯		≈	≈	≈	≈
烃及石油产品					
甲 烷		≈	≈	≈	≈
		≈（370）			
乙 烷		≈	≈	≈	≈
		≈（316）			
乙 烯		≈	≈	≈	≈
乙 炔		≈	≈	≈	≈
		≈（200）			
丙烷（液及气）		≈	≈	≈	≈
丙烯		≈	≈	≈	≈
丁烷		≈	≈	≈	≈
丁烯		≈	≈	≈	≈
丁二烯		≈	≈	≈	≈
戊烷		✓	✓	✓	✓
己烷		≈	≈	≈	≈
环己烷		✓	✓	✓	✓
庚烷		≈	≈	≈	≈
苯		✓	✓	✓	✓
甲苯		≈	≈	≈	≈
乙苯		✓	✓	✓	✓
苯乙烯		≈	≈	≈	≈
二甲苯		≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
联苯		✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
烃及石油产品					
苯		≈	≈	≈	≈
		≈（200）			
原油（含硫 1.5%）		✓	✓	✓	✓
		≈（350）			✓（430）
原油（精）		≈	≈	≈	≈
矿油		≈	≈	≈	
汽油		≈	≈	≈	≈
		≈（175）			
汽油（高辛烷值）		✓	✓	✓	
汽油（喷气机燃料）		✓	✓	✓	
汽油（蒸气）		≈	✓	✓	✓*
		✓（300）			
煤油		≈	≈	≈	≈
		≈（200）			
石脑油		≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
润滑油		≈	≈	≈	
机器油		✓	✓	✓	
石蜡		≈	≈	≈	
沥青		✓	✓	✓	
含卤素有机化合物					
甲基氯（氯甲烷）	干	≈	≈	≈	≈
		≈（-25）			
二氯甲烷*∞	干	✓	✓	✓	✓
	80~90	✓	✓	✓	✓
三氯甲烷（氯仿）	80	≈			
	90	✓	✓		○
	干	≈	≈	✓	✓
四氯化碳	干	✓	✓	✓	
		×（200）			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
含卤素有机化合物					
四氯化碳	50	≈			≈
乙基氯（氯乙烷）	干	≈	≈	≈	≈
		≈（316）			
二氯乙烷	干	≈	≈	≈	
		≈（沸点）			
三氯乙烷	干	≈	≈		
五氯乙烷	干	≈	≈	≈	≈
六氯乙烷	干	✓	✓	✓	✓
		✓（316）			
二氯乙烯		✓	✓	✓	✓
三氯乙烯	干	✓	✓	✓	✓
	90 [∞]	✓	✓	✓	✓
全氯乙烯	干	≈	✓	✓	✓
		✓（370）			
	90	≈			
二氯丙烷	干	≈			
	90	✓			
烯丙基氯	干	✓	✓	✓	✓
二氯丙烯	干	≈	≈	≈	≈
丁基氯	干	✓	✓	✓	✓
	湿	×			
戊基氯 [∞]		≈	≈	≈	
月桂基氯		≈	≈	≈	≈
乙酰氯		≈	≈	≈	
		≈（沸点）			
光气（碳酰氯）		✓	✓	✓	✓
	90	×（0）			
	100	≈（-50）			
氯乙醇		✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
含卤素有机化合物					
氯 苯	干				
		✓（150）			
	湿 [∞]	×	×	×	
邻二氯苯		≡			
对二氯苯		≡	≡	≡	≡
三氯苯		≡			
氯甲苯		✓	✓	✓	✓
三氯甲苯		≡			
氯（苯）酚	干	✓	✓	✓	✓
	90	✓	✓	✓	✓
苯酰氯 [∞]		≡			
甲基溴		≡	≡	≡	≡
二溴甲烷	干	≡	≡	≡	≡
	湿				≡
乙基溴（溴乙烷）		≡			
二溴乙烷	干	≡	✓	✓	✓
溴 苯		✓	✓	✓	✓
	湿		×		
胺及酰胺					
二甲胺		≡	≡	≡	≡
二甲替甲酰胺	50～90	≡	≡	≡	≡
	100	≡	≡	≡	≡
		≡（200）			
二乙胺		✓	✓	✓	✓
三乙胺		≡	≡	≡	≡
乙二胺		≡	≡	≡	≡
乙酰胺		✓	✓	✓	✓
		✓（150）			
乙醇胺	0～80	✓	✓	✓	✓
	90～100	✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
胺及酰胺					
三乙醇胺		✓	✓	✓	✓
甲代丙烯胺	0～100	✓	✓	✓	✓
	40，80	✓	✓	✓	✓
		✓（200）			
环己胺		✓	✓	✓	✓
苯胺	10	✓			
	100	≈	≈	≈	≈
		≈（260）			
二甲苯胺		✓	✓	✓	✓
酚					
苯酚	70～90	✓	✓	✓	✓
		✓（150）			×（200）
	100	✓	✓	✓	
		✓（180）			○（300）
		×（350）			
苯酚蒸气		✓			
甲酚		≈	≈	≈	≈
		≈（200）			
丁酚		✓	✓	✓	✓
对苯二酚（氢醌）	10	≈	✓	✓	✓
	100	✓	✓	✓	✓
杂酚油		≈	≈	≈	≈
其他有机化合物					
含氧化合物					
环氧乙烷		✓	✓	✓	✓
		✓（150）			
环氧丙烷（氧化丙烯）	20	≈	≈	≈	≈
		≈（150）			
	50～100	≈	≈	≈	≈
二噁烷（二氧杂环己烷）		≈	≈	≈	≈
蒽醌		✓	✓	✓	✓

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
含氮化合物					
氰气		≈			
乙腈（甲基氰）		≈	≈		
丙烯腈		≈	≈	≈	≈
尿		✓			
吡啶		≈	≈	≈	≈
吗啉		≈	≈	≈	≈
硝基甲烷		≈	≈	≈	≈
硝基苯		≈	≈	≈	≈
		≈（200）			
聚合物					
聚乙烯		≈	≈	≈	≈
聚丙烯		≈			
聚丁二烯		≈	≈	≈	≈
聚苯乙烯		≈			
工业液体及产品					
漂白粉		×			
显相洗相液 [∞]		≈	≈	≈	≈
		≈（沸点）			
食品及植物油					
醋		≈	≈	≈	≈
酒		≈	≈		
啤酒		≈	≈	≈	
豆油		≈	≈	≈	≈
松节油		≈	≈	≈	≈
大气、水、土壤					
大气					
工业		≈			
海洋		≈			
农村		≈			

(续)

介 质	浓度（质量分数，%）	温度/℃			
		20	50	80	100
水					
盐水 [∞]		✓	✓	✓	✓
半咸水 [∞]		≈	✓	✓	✓
蒸馏水（含氧 2×10 ⁻⁴ %）		≈	≈	≈	≈
		≈（300）			
蒸馏水（不含氧）		≈	≈	≈	≈
		≈（300）			
去离子水		≈	≈	≈	≈
		≈（250）			
锅炉给水		≈	≈	≈	≈
回流冷凝水： O ₂ 4.6×10 ⁻⁴ % CO ₂ 14×10 ⁻⁴ %		≈	≈	✓	✓
高纯水（不含氧）（pH=7～11）					≈
		≈（300）			
污水		✓			
海水	流速<1.5m/s	≈ [∞] *		≈ （pH～7）	
	流速>1.5m/s	≈ [∞]			
水：pH=7		≈	≈	≈	≈
水：含 CO ₂ >30% 含空气>30%				≈	
蒸汽		≈	≈	≈	≈
		≈（800）			

① 高流速和摩擦会增加腐蚀。

② 不许可含微量盐酸、硫酸或氯化钠。Cr26Mo1 铁素体钢耐蚀性较好。

参 考 文 献

- [1] 国家技术监督局. GB 150—1998 钢制压力容器 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1998.
- [2] ASME. BPV Code Section VIII Division 1, Rules for construction of pressure vessels 2007 (08A) [S]. New York: ASME, 2008.
- [3] CEN. EN 13445-2002 Unfired pressure vessels [S]. Brussels: CEN, 2002.
- [4] CEN. Pressure Equipment Directive, Directive 97/23/EC of the European Parliament and of the Council [S]. Brussels: CEN, 1997.
- [5] 丁伯民. 对欧盟标准 EN 13445 基于应力分类法分析设计的理解—兼谈和 ASME VIII-2 的区和联系 [J]. 压力容器, 2007, 24 (1): 12-18.
- [6] 国家技术监督局. JB 4732—1995 钢制压力容器—分析设计标准 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [7] ASME. BPV Code Section VIII Division 2, Alternative Rules for Construction of Pressure Vessels 2007 (08A) [S]. New York: ASME, 2008.
- [8] 丁伯民. 对分析设计方法发展的回顾和分析 [J]. 压力容器, 2008, 25 (9): 15-19.
- [9] 国家技术监督局. GB 151—1998 钢制管壳式换热器 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1998.
- [10] ASME. BPV Code Section VIII Division 3, Alternative rules for construction of high pressure vessels [S]. New York: ASME, 2008.
- [11] 国家质量技术监督局. 压力容器安全技术监察规程 [S]. 北京: 国家质量技术监督局, 1999.
- [12] 国家质量监督检验检疫总局. 简单压力容器安全技术监察规程 [S]. 北京: 国家质量监督检验检疫总局, 2007.
- [13] 国家质量监督检验检疫总局固定式压力容器安全技术监督规程 (报审稿) [S]. 北京: 国家质量监督检验检疫总局, 2008.
- [14] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会, 李世玉. 压力容器设计工程师培训教程 [M]. 北京: 新华出版社, 2005.
- [15] 丁伯民, 曹文辉, 等. 承压容器 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [16] 丁伯民. 外压圆筒设计的弹、塑性失效界限 [J]. 化工设备与管道, 2003, 40 (2): 5-10.
- [17] 丁伯民. 对外压元件设计中一些问题的讨论 [J]. 压力容器, 2009, 26 (2): 16-20.
- [18] ASME. Code Case 2286, Alternative Rules for Determining Allowable Compressive Stresses for Cylinders, Cones, Spheres, and Formed Heads, Section VIII, Divisions 1 and 2 [S]. New York: ASME, 1998.
- [19] 丁伯民. 对 ASME VIII-1 (2007 版) 译文的一些建议及其它 [J]. ASME 在中国, 2008 (4): 17-29.
- [20] 丁伯民, 朱红松. 对半管式夹套容器设计的讨论 [J]. 化工设备与管道, 2007, 44 (1): 3-6.
- [21] HG 20582—1998, 钢制化工容器强度计算规定 [S]. 北京: 全国化工程建设标准编辑中心, 1999.

- [22] TCED 41001—2000, ASME 压力容器规范实施导则 [S]. 北京: 全国化工设备技术中心站, 2000.
- [23] 全国压力容器标准化技术委员会. GB 150—1989 钢制压力容器标准释义 (M). 北京: 学苑出版社, 1989.
- [24] 桑如苞: 浮头法兰的合理设计 [J]. 石油化工设备技术, 2002, 23 (4): 4-9.
- [25] 丁伯民. 也谈浮头法兰的合理设计 [J]. 化工设备与管道, 2005, 42 (1): 46-51.
- [26] Expansion Joint Manufacturers Association. Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association [M]. 6th ed. New York: Expansion Joint, 1993.
- [27] 国家技术监督局. GB 16749—1997 压力容器波形膨胀节 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1997.
- [28] Wichman K R, Hopper A G, Mershon J L. WRC Bulletin 107, Local stress in spherical and cylindrical shells due to external loadings [R]. New York: WRC, 2002.
- [29] Rodabaugh E C, Dodge W D, Moore F L. WRC Bulletin 198, Stress indices of lug supports on piping systems [R]. New York: WRC, 1974.
- [30] Mershon J L, Mokhtarian K, Ranjian G V, Rodabaugh E C. WRC Bulletin 297, Local stress in cylindrical shells due to external loadings on nozzles-Supplement to WRC Bulletin 107 [R]. New York: WRC, 1984.
- [31] BSI. BS PD 5500-2006, Specification for Unfired Fusion welded pressure vessels [S]. London: BSI, 2006.
- [32] Guy Baylac, Danielle Koplewicz. EN 13445 "Unfired pressure vessels" Background to the rules in Part 3 Design [R]. Pairs: UNM, 2004.
- [33] Maan H Jawad, James R Farr. Structural Analysis and Design of Process Equipment, 2th ed [M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1989.
- [34] TEMA. Tubular Exchanger Manufacturers Association [S]. New York: TEMA, 2007.
- [35] Gilbert N, Chokshi Y M. A Rational Approach to The Design of Knuckle Joints [J]. New York: ASME 84-PVP-101, 1984.
- [36] Peng L C. Local Stresses in Vessels-Notes on the Application of WRC-107 and WRC-297 [J]. New York: ASME, Transactions of ASME, Volume 110, February 1988.
- [37] BSI. PD 6550 PART 2-1989, Explanatory Supplement to BS 5500: 1988 'Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels', Section Three 'Design' Part 2: Openings and Branch Connections [S]. London: BSI, 1989.
- [38] CEN. Pressure Equipment Directive, Directive 97/23/EC of the European Parliament and of the Council [S]. Brussels: CEN, 1997.
- [39] George E Dieter. Mechanical Metallurgy [M]. 3th ed. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc., 1998.
- [40] Selz A. New Toughness Rules in Section VIII, Division 1 of the ASME Boiler and Pressure Code [J]. New York: ASME 88-PVP-8, 1988.
- [41] CEN. EN 10296-1999, Steels and nickel alloys for fasteners with specified elevated and/of low temperature properties [S]. Brussels: CEN, 1999.

-
- [42] Materials Standards Institute. Assessment of the Integrity of Structures Containing Discontinuities, INSTA Technical Report [R] . Stockholm: Materials Standards Institute, 1991.
- [43] Wiesner C S, Garwood S J. Background to requirements for prevention of brittle fracture in the European standards for unfired pressure vessels (prEN 13445) and metallic industrial piping (prEN 13480) [J] . International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 78, 2001.
- [44] ASME. BPV Code Section II-Part A, Ferrous Material Specifications [S] . New York: ASME, 2007.
- [45] Jacobs W S. ASME Code Material Toughness Requirements for Low Temperature Operation, Section VIII, Division 1 and Division 2, 1998, 1999 Addenda [J] . New York: ASME PVP Vol. 407 Pressure Vessel and Piping Codes and Standards, 2000.
- [46] EPERC. EPERC Bulletin Nr 4, European R&D on fatigue strength and hydrotest for pressure equipment [R] . European Commission JRC, NL-1755 ZG Petten, S. P. P. 01.42, June 2001.
- [47] Uptis E, Mokhtarian K. WRC Bulletin 435, Evaluation of Design Margins for Section VIII, Div. 1 and 2 of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code [R] . New York: Welding Research Council, 1998.
- [48] API, ASME. API579-1/ASME FFS-2007, Fitness for Service [S] . New York: ASME, 2007.
- [49] Prager M, Osage D A. WRC Bulletin 528, Development of Material Fracture Toughness Rules for Section VIII, Division 2 [R] . New York: Welding Research Council, 2009.
- [50] 丁伯民. ASME 压力容器规范分析与应用 [M] . 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [51] 国家机械工业局. JB 4727—2000, 低温压力容器用低合金钢锻件 [S] . 北京: 中国标准出版社, 2000.
- [52] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-20/SA-20M General Requirements for Steel Plates for Pressure Vessels [S] . New York: ASME, 2008.
- [53] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-333/SA-333M Seamless and Welded Steel Pipe for Low-Temperature Service [S] . New York: ASME, 2008.
- [54] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-334/SA-334M Seamless and Welded Carbon and Alloy Steel Tubes for Low-Temperature Service [S] . New York: ASME, 2008.
- [55] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-266/SA-266M Carbon Steel Forgings, for Pressure Vessel Components [S] . New York: ASME, 2008.
- [56] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-350/SA-350M Carbon and Low-Alloy Steel Forgings, Requiring Notch Toughness Testing for Piping Components [S] . New York: ASME, 2008.
- [57] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-320/SA-320M Alloy Steel Bolting Materials for Low-Temperature Service [S] . New York: ASME, 2008.
- [58] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-352/SA-352M Steel Castings, Ferritic and Martensitic, for Pressure Containing Parts, Suitable for Low Temperature Service [S] . New

- York: ASME, 2008.
- [59] ASME. BPV Code Section II-Part A, SA-703/SA-703M Steel Castings, General Requirements, for Pressure-Containing Parts [S]. New York: ASME, 2008.
- [60] CEN. EN 10028-1: 2000, Flat Products made of steels for pressure purposes-Part 1: General requirements [S]. Brussels: CEN, 2000.
- [61] CEN. EN 10213-1: 1995, Technical delivery conditions for steel castings for pressure purposes-Part 1: General [S]. Brussels: CEN, 1995.
- [62] CEN. EN 10216-4: 2002. Seamless steel tubes for pressure purposes-Technical delivery conditions-Part 4: Non-alloy and alloy steel tubes with specified low temperature properties [S]. Brussels: CEN, 2002.
- [63] CEN. EN 10217-4: 2002, Welded steel tubes for pressure purposes-Technical delivery conditions-Part 4: Electric welded non-alloy steel tubes with specified low temperature properties [S]. Brussels: CEN, 2002.
- [64] CEN. EN 10222-1: 1998, Steel forgings for pressure purposes-Part 1: General requirements for open die forgings [S]. Brussels: CEN, 1998.
- [65] CEN. EN 10269: 1999, Steels and nickel alloys for fasteners with specified elevated and/or low temperature properties [S]. Brussels: CEN, 1999.
- [66] CEN. EN 10272: 2000, Stainless steel bars for Pressure Purposes [S]. Brussels: CEN, 2000.
- [67] 左景伊. 腐蚀数据手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1982.
- [68] GB 50009—2001 建筑结构荷载规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006.
- [69] 洪德晓. 石油化工设备选材基本原则 [J]. 化工设备与管道, 2006, 43 (2): 1-6, 10-18.

○ ISBN 978-7-111-30070-0

○ 策划编辑：黄丽梅

○ 封面设计：赵颖喆

上架指导：工业技术 / 机械工程 / 机械设计

ISBN 978-7-111-30070-0



9 787111 300700 >

地址：北京市百万庄大街22号
电话服务
社服务中心：(010)88361066
销售一部：(010)68326294
销售二部：(010)88379649
读者服务部：(010)68993821

邮政编码：100037
网络服务
门户网：<http://www.cmpbook.com>
教材网：<http://www.cmpedu.com>
封面无防伪标均为盗版

定价：45.00元