



中华人民共和国行业标准

JB/T 4731—2005
代替JB 4731—2000

钢制卧式容器

Steel horizontal vessels on saddle supports

2005-07-26 发布

2005-11-01 实施

国家发展和改革委员会 发布

中华人民共和国国家发展和改革委员会

公 告

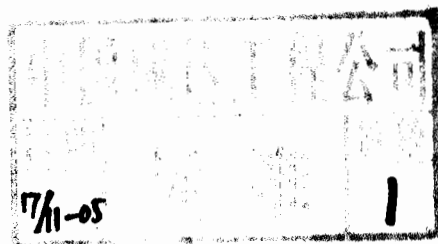
二〇〇五年 第 46 号

公布 10 项锅炉压力容器行业标准*

国家发改委批准《电站阀门铸钢件技术条件》等 10 项锅炉压力容器行业标准，现予公布，自 2005 年 11 月 1 日起实施。

以上锅炉压力容器行业标准由新华出版社出版。

附件：10 项锅炉压力容器行业标准编号及名称



二〇〇五年七月二十六日

* 摘编自中华人民共和国国家发展和改革委员会公告（2005 年第 46 号）。

附件:

10 项锅炉压力容器行业标准编号及名称

序号	标准编号	标准名称	代替标准
1	JB/T 5263—2005	电站阀门铸钢件技术条件	JB/T 5263—1991
2	JB/T 4730.1—2005	承压设备无损检测 第 1 部分: 通用要求	JB 4730—1994
3	JB/T 4730.2—2005	承压设备无损检测 第 2 部分: 射线检测	JB 4730—1994
4	JB/T 4730.3—2005	承压设备无损检测 第 3 部分: 超声检测	JB 4730—1994
5	JB/T 4730.4—2005	承压设备无损检测 第 4 部分: 磁粉检测	JB 4730—1994
6	JB/T 4730.5—2005	承压设备无损检测 第 5 部分: 渗透检测	JB 4730—1994
7	JB/T 4730.6—2005	承压设备无损检测 第 6 部分: 涡流检测	JB 4730—1994
8	JB/T 4710—2005	钢制塔式容器	JB 4710—2000
9	JB/T 4731—2005	钢制卧式容器	JB 4731—2000
10	JB/T 4781—2005	液化气体罐式集装箱	—

目 次

前言.....II

1 范围.....1

2 规范性引用文件.....1

3 术语和定义.....1

4 总则.....2

5 材料.....9

6 结构.....9

7 强度计算.....10

8 制造、检验与验收.....30

附录A（资料性附录） 有附加载荷作用时卧式容器强度及稳定性校核计算32

JB/T 4731—2005《钢制卧式容器》标准释义43

前 言

本标准是以 GB 150—1989《钢制压力容器》第 8 章“卧式容器”为基础制定的，增加并修改了设计计算中的一些内容，补充了卧式容器的制造、检验和验收要求。卧式常压容器、制造技术条件、由集中质量引起的载荷的计算及强度校核等内容均为制定本标准时新增补的。

本标准参照了英国 PD 5500—2003《非直接火焰压力容器》和 JIS B 8278—1993《鞍式支座支承的卧式压力容器》，并结合国内近年来卧式容器设计、制造、检验等诸方面经验而编制。

本标准附录 A 为资料性附录。

本标准自实施之日起，代替 JB/T 4731—2000。由于引用标准的原因 JB/T 4731—2000 没有出版，实际代替的标准为 GB 150—1989《钢制压力容器》第 8 章。

本标准由全国锅炉压力容器标准化技术委员会（SAC/TC 262）提出。

本标准由全国锅炉压力容器标准化技术委员会（SAC/TC 262）归口。

本标准主要负责起草单位：华陆工程科技有限责任公司。

本标准主要起草人：裴德余、刘绍娟、王新京。

参加本标准编制工作的人员：

中国石化经济技术研究院：寿比南、顾振铭、李建国、王为国、陈朝晖；

华陆工程科技有限责任公司：李肇鏊、杨水成；

中国石化工程建设公司：李世玉、俞存毅；

全国化工设备设计技术中心站：黄正林、秦叔经；

兰州石油机械研究所：宋秉棠。

钢制卧式容器

1 范围

本标准规定了钢制卧式容器（以下简称卧式容器）的设计、制造、检验和验收的要求。

本标准适用于设计压力不大于 35MPa，在均布载荷作用下，由两个位置对称的鞍式支座支承的卧式容器。

本标准不适用于下列卧式容器：

- a) 直接火焰加热及受核辐射作用的卧式容器；
- b) 经常搬运的卧式容器；
- c) 要求进行疲劳分析的卧式容器；
- d) 带夹套的卧式容器。

2 规范性引用文件

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

GB 150	钢制压力容器
GB/T 700—1988	碳素结构钢
GB/T 1804—2000	一般公差 未注公差的线性尺寸和角度尺寸的公差
GB/T 1591—1994	低合金高强度结构钢
GB 50017—2003	钢结构设计规范
JB/T 4712	鞍式支座
JB 4733—1996	压力容器用爆炸不锈钢复合钢板
JB/T 4735—1997	钢制焊接常压容器
压力容器安全技术监察规程（原国家质量技术监督局 1999 年颁布）	

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本标准。

3.1

压力 pressure

除注明者外，压力均指表压力。

3.2

操作压力 operating pressure

操作压力指在正常工作情况下，卧式容器顶部可能达到的最高压力。

3.3

设计压力 design pressure

设计压力指设定的卧式容器顶部的最高压力。与相应的设计温度一起作为设计载荷的条件，其值不得低于工作压力。

3.4

计算压力 calculating pressure

计算压力指在相应设计温度下，用以确定元件厚度的压力。

3.5

试验压力 test pressure

试验压力指卧式容器在压力试验时，容器顶部的压力。

3.6

设计温度 design temperature

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

3.7

试验温度 test temperature

试验温度指卧式容器压力试验时，壳体的金属温度。

3.8

厚度 thickness

3.9

计算厚度 calculated thickness

计算厚度指按 GB 150 或 JB/T 4735 各章及本标准公式计算得到的厚度。需要时，尚应计入其他载荷所需厚度。

3.10

设计厚度 design thickness

设计厚度指计算厚度与腐蚀裕量之和。

3.11

名义厚度 nominal thickness

名义厚度指设计厚度加上钢材厚度负偏差后向上圆整至钢材标准规格的厚度。

3.12

有效厚度 effective thickness

有效厚度指名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差。

4 总则

4.1 本标准适用范围内的卧式容器，其设计、制造、检验和验收除应符合本标准规定外，还应遵守国家颁布的有关法令、法规及规章。

4.2 容器界定范围

4.2.1 卧式容器与外部管道连接

a) 焊接连接的第一道环向接头坡口端面；

- b) 螺纹连接的第一个螺纹接头端面;
- c) 法兰连接的第一个法兰密封面;
- d) 专用连接件或管件连接的第一个密封面。

4.2.2 卧式容器接管的承压封头、平盖及其紧固件。

4.2.3 非受压元件与卧式容器的焊接接头

接头以外的元件,如鞍式支座、支座加强圈等也应符合本标准或相应标准的规定。

4.2.4 直接连接在卧式容器上的超压泄放装置应符合 GB 150 的相应规定。连接在卧式容器上的仪表等附件,应按有关标准选用。

4.3 资格与职责

4.3.1 资格

4.3.1.1 卧式容器的设计、制造单位应具备健全的质量管理体系。

4.3.1.2 卧式压力容器的设计单位应持有相应规定的压力容器设计许可证,制造单位应持有相应规定的压力容器制造许可证。

4.3.1.3 卧式常压容器的制造、检验人员的资格要求按 JB/T 4735 的有关规定。

4.3.2 职责

4.3.2.1 设计单位的职责

- a) 设计单位应对设计文件的正确性和完整性负责;
- b) 设计文件中至少应包括设计计算书和设计图样;
- c) 对卧式压力容器,其设计总图上应盖有压力容器设计资格印章。

4.3.2.2 制造单位的职责

4.3.2.2.1 制造单位应按照设计图样要求进行制造。

4.3.2.2.2 制造单位的检验部门在卧式容器制造过程中和完工后,应按本标准和图样规定对卧式容器进行各项检验和试验,提出检验报告,并对报告的正确性和完整性负责。

4.3.2.2.3 制造单位对其制造的每台卧式容器产品至少应具有下列技术文件备查,技术文件至少应保存 7 年。

- a) 制造工艺图或制造工艺卡;
- b) 材料证明文件及材料表;
- c) 焊接记录和热处理工艺记录;
- d) 标准中允许制造厂选择的项目的记录;
- e) 制造过程中及完工后的检验记录;
- f) 竣工图。

4.3.2.2.4 制造单位在取得检验机构确认容器质量符合本标准和图样后,应填写产品质量证明书并交付用户。

4.4 设计的一般规定

4.4.1 设计压力的确定

4.4.1.1 设计压力的取值应不小于操作压力。

4.4.1.2 卧式容器装有超压泄放装置时,应按 GB 150 中附录 B 的相应规定确定设计压力。

4.4.1.3 对于盛装液化气体、液化石油气体的卧式容器,设计压力应符合《压力容器安全技术监察规程》的相应规定。

4.4.1.4 卧式真空容器的设计压力按承受外压考虑，当装有安全控制装置（如真空泄放阀）时，设计压力取 1.25 倍的最大内外压力差或 0.1MPa 两者中的较低值；当无安全控制装置时，取 0.1MPa。

4.4.2 设计温度的确定

4.4.2.1 设计温度不应低于元件金属在工作状态可能达到的最高温度。对于 0℃以下的金属温度，则设计温度不应高于元件金属可能达到的最低温度。铭牌上应标志设计温度。

4.4.2.2 当卧式容器各元件在工作状态下的金属温度不同时，可分别设定每一元件的设计温度。

4.4.2.3 低温卧式容器的设计温度按 GB 150 中附录 C 的规定确定。

4.4.2.4 元件的金属温度可用传热计算求得；或在已使用的同类容器上测定；或使用过程中，金属温度接近介质温度时按内部介质温度确定。

4.4.3 对有不同工况的卧式容器，应按最苛刻的工况设计，并在图样或相应技术文件中注明各工况的操作压力和操作温度值。

4.4.4 载荷

设计时应考虑以下载荷以及载荷的组合：

- a) 压力；
 - b) 液体静压力；
 - c) 卧式容器自重（包括内件等）以及正常工作条件下或试验状态下内装物料的重力载荷；
 - d) 附属设备、平台、隔热材料和衬里等集中及均布重力载荷；
 - e) 地震载荷；
 - f) 支座的作用反力；
 - g) 由于热膨胀引起的支座摩擦力及其他作用力；
- 需要时，还应考虑下列载荷：
- h) 连接管道和其他部件的作用力；
 - i) 包括压力急剧波动的冲击载荷；
 - j) 冲击反力，如由流体冲击引起的反力等；
 - k) 压力及温度变化的影响；
 - l) 在吊装、运输中承受的作用力。

4.4.5 厚度附加量 C

厚度附加量按式（4-1）确定：

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

式中：

- C——厚度附加量，mm；
- C₁——钢材厚度负偏差，mm；
- C₂——腐蚀裕量，mm。

4.4.5.1 钢材厚度负偏差 C₁

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

4.4.5.2 腐蚀裕量 C₂

为防止容器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄，应考虑腐蚀裕量。具体规定如下：

- a) 对有腐蚀或磨损的元件，应根据预期的设计寿命和介质对金属材料的腐蚀速率确定腐蚀裕量；

- b) 卧式容器各元件受到的腐蚀程度不同时,可采用不同的腐蚀裕量;
- c) 碳素钢或低合金钢制卧式容器,腐蚀裕量不小于 1mm。

4.4.6 卧式容器筒体加工成形后不包括腐蚀裕量的最小厚度按下列规定:

- a) 对碳素钢或低合金钢制卧式容器,不小于 3mm;
- b) 对高合金钢制卧式容器,不小于 2mm。

4.5 许用应力

4.5.1 卧式压力容器的受压元件和螺栓材料在不同温度下的许用应力按 GB 150 相应规定选取。确定许用应力的依据为:螺栓以外的钢材按表 4-1,螺栓材料按表 4-2。卧式常压容器材料的许用应力按 JB/T 4735。

表 4-1 确定许用应力的依据 (一)

材 料	许用应力, MPa (取下列各值中的最小值)				
	$\frac{R_m}{3.0}$	$\frac{R_{el}}{1.6}$	$\frac{R_{el}^t}{1.6}$	$\frac{\sigma_D^t}{1.5}$	$\frac{\sigma_n^t}{1.0}$
碳素钢、低合金钢					
高合金钢	$\frac{R_m}{3.0}$	$\frac{R_{el}(R_{p0.2})}{1.5}$	$\frac{R_{el}^t(R_{p0.2}^t)^0}{1.5}$	$\frac{\sigma_D^t}{1.5}$	$\frac{\sigma_n^t}{1.0}$
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 $0.9 R_{el}^t(R_{p0.2}^t)$, 但不超过 $R_{el}(R_{p0.2})/1.5$ 。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 4-2 确定许用应力的依据 (二)

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

表 4-1 和表 4-2 中:

- R_m —— 钢材标准抗拉强度下限值, MPa;
- $R_{el}(R_{p0.2})$ —— 钢材标准常温下屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;
- $R_{el}^t(R_{p0.2}^t)$ —— 钢材在设计温度下的屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;
- σ_D^t —— 钢材在设计温度下经 10 万小时断裂的持久强度极限的平均值, MPa;
- σ_n^t —— 钢材在设计温度下经 10 万小时蠕变率为 1%的蠕变极限, MPa。

4.5.2 设计温度低于 20℃时,取 20℃时的许用应力。

4.5.3 不锈钢复合钢板的许用应力

对于复层与基层结合率达到 JB 4733 规定的 B2 级以上的复合钢板,在设计计算中,如需计入复层材料的强度时,其设计温度下的许用应力按式(4-2)确定:

$$[\sigma]^t = \frac{[\sigma]_1^t \delta_1 + [\sigma]_2^t \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} \dots\dots\dots (4-2)$$

式中:

- $[\sigma]^t$ ——设计温度下复合钢板的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_1^t$ ——设计温度下基层钢板的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_2^t$ ——设计温度下覆层材料的许用应力, MPa;
- δ_1 ——基层钢板的名义厚度, mm;
- δ_2 ——覆层材料的名义厚度, 不计入腐蚀裕量, mm。

4.5.4 对于未与卧式容器壳体壁连成整体的耐腐蚀衬里层,在设计计算中不考虑耐腐蚀衬里层的强度。

4.5.5 对于地震力与 4.4.4 中其他外载荷相组合时,壳壁的应力允许不超过许用应力的 1.2 倍。

4.5.6 对于卧式压力容器,如需选用 GB 150 规定范围以外的钢材时,应符合 GB 150 中附录 A 的相应要求。

4.5.7 许用轴向压缩应力

圆筒或管子的许用轴向压缩应力取设计温度下材料的许用应力 $[\sigma]^t$ 与 B 值中的较小值。其中, B 值的计算按下列步骤:

a) 按式(4-3)计算系数 A:

$$A = \frac{0.094 \delta_e}{R_i} \dots\dots\dots (4-3)$$

式中:

- A——系数;
- R_i ——圆筒或管子的内半径, mm;
- δ_e ——圆筒或管子的有效厚度, mm。

b) 根据材料,查取 GB 150 中的相应图表。若 A 值落在设计温度下材料线的右方,则过此点垂直上移与设计温度下材料线相交(遇中间温度用内插法),再过此交点水平方向右移,得到 B 值;若系数 A 落在设计温度下材料线的左方,则按式(4-4)计算 B 值:

$$B = \frac{2}{3} AE^t \dots\dots\dots (4-4)$$

式中:

E^t ——设计温度下材料的弹性模量, MPa。

4.5.8 非受压元件材料的许用应力,除鞍式支座按 5.4 选取,焊于受压壳体上的重要内件、支承圈等元件按受压元件选取外,其余应按 GB 50017 的规定确定。

4.6 焊接接头系数

4.6.1 对于卧式压力容器,焊接接头系数 ϕ 应根据受压元件的焊接接头的焊接工艺特点(单面焊或双面焊;有或无垫板)以及无损检测的长度比例确定。

a) 双面焊对接接头和相当于双面焊的全焊透对接接头:

- 100%无损检测 $\phi=1.00$;
- 局部无损检测 $\phi=0.85$ 。

b) 单面焊对接接头 (沿焊缝根部全长有紧贴基体金属的垫板):

100%无损检测 $\phi=0.9$;

局部无损检测 $\phi=0.8$ 。

4.6.2 对于卧式常压容器, 焊接接头系数 ϕ 应按 JB/T 4735 的有关规定确定。

4.7 压力试验

卧式容器制成后应经压力试验。压力试验的种类、要求和试验压力值应在图样上注明。

4.7.1 卧式压力容器的压力试验

卧式压力容器的压力试验一般采用液压试验, 试验液体按 GB 150 的相应规定。对于不适合进行液压试验的卧式容器, 可采用气压试验。卧式压力容器在进行气压试验时应满足 GB 150 的相应规定。

卧式真空容器以内压进行压力试验。

4.7.1.1 试验压力

卧式压力容器的试验压力的最低值按下述规定, 试验压力的上限应满足 4.7.1.2 应力校核的限制。

4.7.1.1.1 卧式内压容器

液压试验压力值按式 (4-5) 确定:

$$p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad \dots\dots\dots (4-5)$$

气压试验压力值按式 (4-6) 确定:

$$p_T = 1.15p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad \dots\dots\dots (4-6)$$

式中:

p_T ——试验压力, MPa;

p ——设计压力, MPa;

$[\sigma]$ ——元件材料在常温下的许用应力, MPa;

$[\sigma]^t$ ——元件材料在设计温度下的许用应力, MPa。

注 1: 容器铭牌上规定有最大允许工作压力时, 式中应以最大允许工作压力代替设计压力 p 。

注 2: 容器各受压元件所用材料不同时, 应取各元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]^t$ 比值中的最小者。

4.7.1.1.2 卧式真空容器

试验压力值按式 (4-7) 确定:

$$p_T = 1.25p \quad \dots\dots\dots (4-7)$$

式中:

p_T ——试验压力, MPa;

p ——设计压力, MPa。

4.7.1.2 压力试验前的应力校核

压力试验前, 应按式 (4-8) 计算圆筒应力:

$$\sigma_T = \frac{p_T(D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \quad \dots\dots\dots (4-8)$$

式中:

σ_T ——试验压力下圆筒的应力, MPa;

D_i ——圆筒内直径, mm;

p_T ——试验压力, MPa;

δ_e ——圆筒的有效厚度, mm。

σ_T 应按式(4-9)、式(4-10)进行校核:

液压试验时:

$$\sigma_T \leq 0.9\phi R_{eL}(R_{p0.2}) \quad \dots\dots\dots (4-9)$$

气压试验时:

$$\sigma_T \leq 0.8R_{eL}(R_{p0.2}) \quad \dots\dots\dots (4-10)$$

式中:

$R_{eL}(R_{p0.2})$ ——圆筒材料在试验温度下的屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;

ϕ ——圆筒的焊接接头系数。

4.7.2 卧式常压容器的压力试验

卧式常压容器制成后, 应进行液压试验。试验的具体要求应符合 JB/T 4735 的相应规定。

4.7.2.1 试验压力

液压试验压力值按式(4-11)确定:

$$p_T = \begin{cases} 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \\ 0.1 \end{cases} \quad \text{取两者中的较大值} \quad \dots\dots\dots (4-11)$$

式中:

p_T ——试验压力, MPa;

p ——设计压力, MPa;

$[\sigma]$ ——元件材料在常温下的许用应力, MPa;

$[\sigma]^t$ ——元件材料在设计温度下的许用应力, MPa。

4.7.2.2 压力试验时的应力校核

压力试验前, 应按式(4-12)计算圆筒应力:

$$\sigma_T = \frac{p_T D_i}{2\delta_e} \quad \dots\dots\dots (4-12)$$

式中:

σ_T ——试验压力下圆筒的应力, MPa;

D_i ——圆筒直径, mm;

p_T ——试验压力, MPa;

δ_e ——圆筒的有效厚度, mm;

σ_T 应按式(4-13)进行校核:

$$\sigma_T \leq 0.9\phi R_{eL}(R_{p0.2}) \quad \dots\dots\dots (4-13)$$

式中:

$R_{eL}(R_{p0.2})$ ——圆筒材料在试验温度下的屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;

ϕ ——圆筒的焊接接头系数。

4.7.3 对不能按 4.7.1 的规定进行压力试验的卧式压力容器, 设计单位应提出确保容器安全运行的措施, 由设计单位技术负责人批准, 并在图样上注明。

4.8 泄漏试验

盛装介质的毒性程度为极度、高度危害或设计上不允许有微量泄漏的卧式容器, 应在压力试验后进

行泄漏试验。

4.8.1 气密性试验

气密性试验应按《压力容器安全技术监察规程》的有关规定进行。

4.8.2 其他泄漏试验

除气密性试验以外的其他泄漏试验，可采用氨、卤素、氦等介质进行，试验方法及项目应在图样上说明。

注：介质毒性程度分级按《压力容器安全技术监察规程》的相关规定确定。

5 材料

5.1 卧式压力容器受压元件用钢的选用原则、钢材标准、热处理状态及许用应力值等均应符合 GB 150 的规定。

5.2 卧式常压容器壳体元件用钢的选用原则、钢材标准、热处理状态及许用应力值等均应符合 JB/T 4735 的规定。

5.3 非受压元件用钢应是已列入材料标准的钢材。当作为焊件时，应采用焊接性能良好且不会导致被焊件性能降低的钢材。对焊接在受压壳体上的重要内件、加强圈等非受压元件用钢应符合 5.1 规定。

5.4 鞍座材料的选用见表 5-1。

表 5-1 鞍座材料的选用

使用温度，℃	选用材料	许用应力 $[\sigma]_{sa}$ ，MPa
0 ~ 250	Q235-B	147
-20 ~ 250	Q345	170
≤-20	16MnR	

5.5 鞍座与圆筒相连接的垫板应与圆筒材料相同。

5.6 地脚螺栓宜选用符合 GB/T 700 规定的 Q235 或符合 GB/T 1591 规定的 Q345。Q235 的许用应力 $[\sigma]_{bt}=147$ MPa；Q345 的许用应力 $[\sigma]_{bt}=170$ MPa。如采用其他碳素钢，则 $n_s=1.6$ ；如采用其他低合金钢，则 $n_s\geq 2.0$ 。

6 结构

6.1 支座

卧式容器支座采用鞍式支座（见图 7-1）。当支座焊在容器上时，其中的一个支座应采用滑动支座或滚动结构。

6.1.1 支座的配置

应尽量使支座中心到封头切线的距离 A 小于或等于 $0.5R_a$ ，当无法满足 A 小于或等于 $0.5R_a$ 时， A 值不宜大于 $0.2L$ 。

6.1.2 鞍式支座

当卧式容器的鞍式支座按 JB/T 4712 选取时，在满足 JB/T 4712 所规定的条件时，可免去对鞍式支座的强度校核；否则，应按 7.4 进行强度校核。

6.2 开孔及接管

卧式容器除设置必需的工艺接管外，还应根据需要设置人孔、手孔或检查孔。容器底部最低点宜设置排净口。不能在圆筒底部设排净口时，可设置插底管，其结构见图 6-1。插底管端部最小排液间隙 B_1

应能保证足够的排净空间。

卧式压力容器上的所有开孔及其补强应符合 GB 150 的相应规定。

卧式常压容器上的所有开孔及其补强应符合 JB/T 4735 的相应规定。

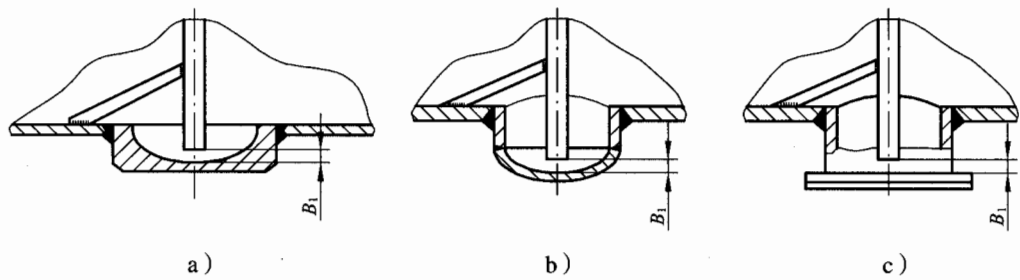


图 6-1 卧式容器排净口结构

6.3 加强圈的设置

加强圈应是整圈或相当于整圈的，加强圈与壳体的连接结构应符合 GB 150 的有关规定。

6.3.1 考虑卧式容器支座处局部应力时，可设置容器内、外加强圈于鞍座平面上（见图 7-8）或靠近支座平面处（见图 7-9）。

6.3.2 考虑卧式容器外压失稳时，加强圈的设置及计算应符合 GB 150 的相应规定。

7 强度计算

7.1 卧式容器受压元件应先根据 GB 150 或 JB/T 4735 的有关规定进行强度计算，再按 7.3、7.4 进行强度及稳定性校核计算。

当考虑 4.4.4 d) 附属设备所引起的集中载荷时，可按附录 A（资料性附录）进行强度及稳定性校核计算。

7.2 符号说明

A——鞍座底板中心线至封头切线的距离（见图 7-1），mm；

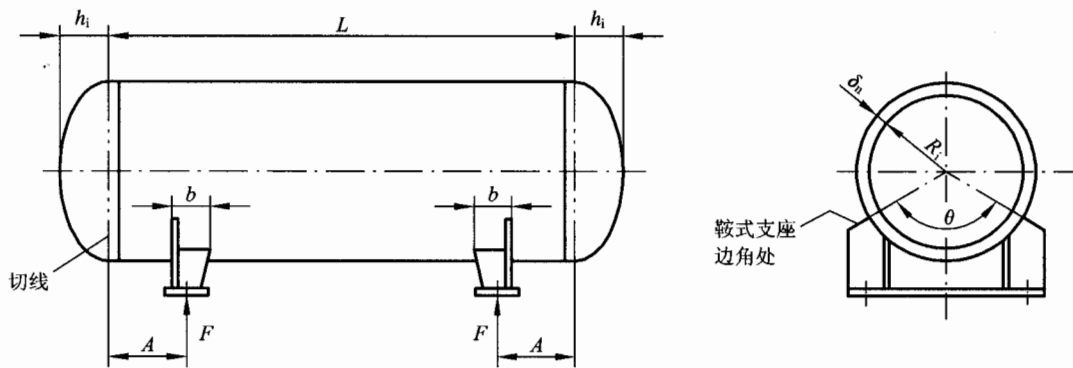


图 7-1 鞍式支座支承的卧式容器

A_0 ——一个支座的所有加强圈与圆筒起加强作用有效段的组合截面积之和， mm^2 ；

B ——设计温度下，按 GB 150 外压设计方法确定的数值，MPa；

B^0 ——常温下，按 GB 150 外压设计方法确定的数值，MPa；

D_i ——筒体内直径，mm；

D_o ——筒体外直径，mm；

F ——每个支座的反力，N；

I_0 ——一个支座的所有加强圈与圆筒起加强作用的有效段的组合截面对该截面形心轴 X-X 的惯性矩

之和 (见图 7-8、图 7-9), mm^4 ;

K_0 ——载荷组合系数, $K_0=1.2$;

$K_1 \sim K_9$ ——系数, 查表 7-1 ~ 表 7-9;

L ——封头切线间距离 (见图 7-1), mm ;

M_1 ——圆筒中间处的轴向弯矩, $\text{N}\cdot\text{mm}$;

M_2 ——支座处圆筒的轴向弯矩, $\text{N}\cdot\text{mm}$;

R_a ——圆筒的平均半径, $R_a=R_i+\delta_n/2$, mm ;

R_h ——碟形封头球面部分内半径, mm ;

R_i ——圆筒内半径, mm ;

b ——支座的轴向宽度 (见图 7-6), mm ;

b_1 ——加强圈的宽度 (见图 7-8、图 7-9), mm ;

b_2 ——圆筒的有效宽度, 取 $b_2=b+1.56\sqrt{R_a\delta_n}$, mm ;

b_3 ——计算圆筒与加强圈形成组合截面时, 圆筒的有效宽度, $b_3=b_1+1.56\sqrt{R_a\delta_n}$, mm ;

b_4 ——支座垫板宽度 (见图 7-6), mm ;

g ——重力加速度, 取 $g=9.81\text{m/s}^2$;

h_i ——封头曲面深度, mm ;

k ——系数。当容器不焊在支座上时, 取 $k=1$; 当容器焊在支座上时, 取 $k=0.1$;

m ——容器质量 (包括容器自身质量、充满水或充满介质的质量、所有附件质量及隔热层等质量), kg ;

p ——设计压力, MPa ;

p_c ——计算压力, MPa ;

q ——单位长度载荷, N/mm ;

δ_e ——圆筒有效厚度, mm ;

δ_{he} ——封头有效厚度, mm ;

δ_n ——圆筒名义厚度, mm ;

δ_{re} ——鞍座垫板有效厚度, mm ;

δ_m ——鞍座垫板名义厚度, 一般取 $\delta_m=\delta_n$, mm ;

θ ——鞍座包角, ($^\circ$);

$[\sigma]^t$ ——设计温度下容器壳体材料的许用应力, MPa ;

$[\sigma]_{ac}^t$ ——设计温度下容器壳体材料的轴向许用压缩应力, 取 $[\sigma]^t$ 、 B 中较小者, MPa ;

$[\sigma]_{ac}$ ——常温下容器壳体材料的轴向许用压缩应力, 取 $0.9 R_{eL}(R_{p0.2})$ 、 B^0 中较小者, MPa ;

$[\sigma]_r^t$ ——设计温度下加强圈材料的许用应力, MPa ;

$[\sigma]_{sa}$ ——鞍座材料的许用应力, MPa ;

$[\sigma]_{bt}$ ——地脚螺栓材料的许用应力, MPa ;

σ_1, σ_2 ——圆筒中间处横截面内最高点处、最低点处的轴向应力, MPa ;

σ_3, σ_4 ——支座处圆筒横截面内的轴向应力, MPa ;

注: $\sigma_1 \sim \sigma_4$ 加脚标 T 表示水压试验工况。

σ_5 ——支座处圆筒横截面最低点的周向应力 (见图 7-7), MPa ;

σ_6 ——无加强圈时鞍座边缘处的圆筒周向应力 (见图 7-7), MPa ;

σ'_6 ——无加强圈时鞍座垫板边缘处的圆筒周向应力 (见图 7-7), MPa ;

σ_7 ——加强圈与圆筒组合截面上圆筒内表面或外表面的最大周向应力 (见图 7-7), MPa ;

σ_8 ——加强圈与圆筒组合截面上加强圈内缘或外缘处的最大周向应力 (见图 7-7), MPa ;

- σ_9 ——鞍座腹板水平方向上的平均拉应力, MPa;
- σ_{sa} ——由水平地震力引起的支座腹板与筋板组合截面的压应力, MPa;
- σ_{sa}^t ——由温度变化引起圆筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面的压应力, MPa;
- τ ——圆筒切向剪应力, MPa;
- τ_h ——封头切向剪应力, MPa;
- ρ ——加强圈靠近鞍座平面时, σ_7 和 σ_8 的方位角 [见图 7-7c)], ($^\circ$);
- Δ ——圆筒未被加强时, σ_3 的方位角 [见图 7-3b)], ($^\circ$);
- α ——圆筒剪应力的方位角 [见图 7-4b)], ($^\circ$).

7.3 卧式容器的强度计算

7.3.1 支座反力按式 (7-1) 计算:

$$F = \frac{mg}{2}$$

..... (7-1)

7.3.2 圆筒轴向应力

7.3.2.1 圆筒轴向弯矩计算

圆筒轴向最大弯矩位于圆筒中间截面或鞍座平面上 (见图 7-2)。

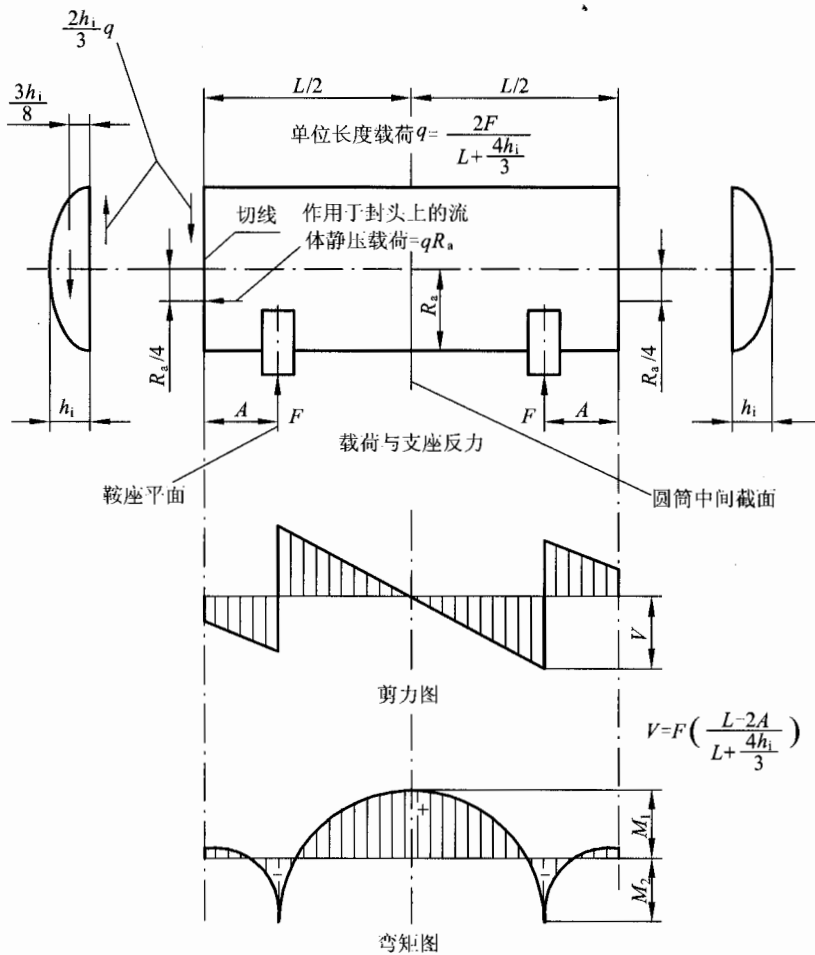


图 7-2 卧式容器载荷、支座反力、剪力及弯矩图

圆筒中间横截面上的轴向弯矩, 按式 (7-2) 计算:

$$M_1 = \frac{FL}{4} \left[\frac{1 + \frac{2(R_a^2 - h_i^2)}{L^2}}{1 + \frac{4h_i}{3L}} - \frac{4A}{L} \right]$$

..... (7-2)

鞍座平面上的轴向弯矩，按式（7-3）计算：

$$M_2 = -FA \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_i^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_i}{3L}} \right]$$

..... (7-3)

7.3.2.2 圆筒轴向应力计算

7.3.2.2.1 圆筒中间横截面上，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式（7-4）、式（7-5）计算：

最高点处：

$$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_1}{3.14 R_a^2 \delta_e}$$

..... (7-4)

最低点处：

$$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_1}{3.14 R_a^2 \delta_e}$$

..... (7-5)

7.3.2.2.2 鞍座平面上，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式（7-6）、式（7-7）计算：

a) 当圆筒在鞍座平面上或靠近鞍座处有加强圈或被封头加强（即 $A \leq R_a/2$ ）时，轴向应力 σ_3 位于横截面最高点处 [见图 7-3a)]；当圆筒未被加强时， σ_3 位于靠近水平中心线处 [见图 7-3b)]：

$$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_2}{3.14 K_1 R_a^2 \delta_e}$$

..... (7-6)

b) 在横截面最低点处的轴向应力 σ_4 ：

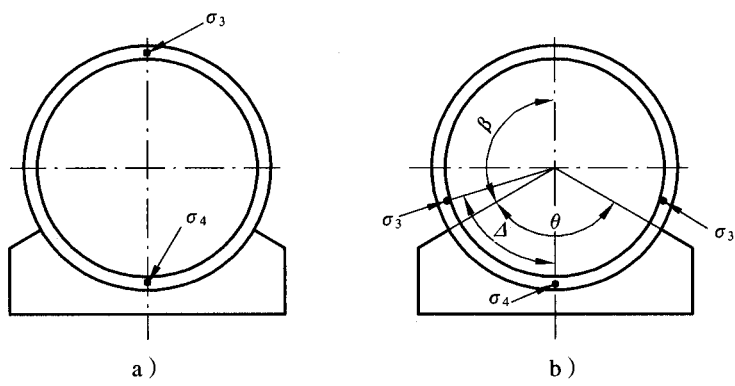
$$\sigma_4 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_2}{3.14 K_2 R_a^2 \delta_e}$$

..... (7-7)

式中系数 K_1 、 K_2 值由表 7-1 查得。

表 7-1 系数 K_1 、 K_2

条 件	鞍座包角 θ , (°)	K_1	K_2
被封头加强的圆筒，即 $A \leq R_a/2$ ，或在鞍座平面上有加强圈的圆筒	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 $A > R_a/2$ ，且在鞍座平面上无加强圈的圆筒	120	0.107	0.192
	135	0.132	0.234
	150	0.161	0.279



注: $\beta = 180^\circ - \theta / 2$, $\Delta = \theta / 2 + \beta / 6$ 。

图 7-3 支座处圆筒轴向应力位置

计算轴向应力 $\sigma_1 \sim \sigma_4$ 时, 应根据操作和水压试验时的各种危险工况, 分别求出可能产生的最大应力。

7.3.2.3 圆筒轴向应力的校核

对于操作状态应满足下列条件:

a) 计算得到 $\sigma_1 \sim \sigma_4$, 取出最大拉应力 (最大正值):

$$\max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4\} \leq [\sigma]^t$$

b) 计算得到 $\sigma_1 \sim \sigma_4$, 取出最大压应力 (最小负值):

$$|\min\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4\}| \leq [\sigma]_{ac}^t$$

对于水压试验状态应满足下列条件:

a) 充满水未加压时计算得到 $\sigma_1 \sim \sigma_4$, 取出最大压应力 (最小负值):

$$|\min\{\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}\}| \leq [\sigma]_{ac}$$

b) 加压状态下计算得到 $\sigma_1 \sim \sigma_4$, 取出最大拉应力 (最大正值):

$$\max(\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}) \leq 0.9\phi R_{el}(R_{p0.2})$$

7.3.3 切向剪应力

7.3.3.1 圆筒切向剪应力计算

在圆筒支座处横截面上的剪应力, 按式 (7-8) 和式 (7-9) 计算。

7.3.3.1.1 圆筒未被封头加强 (即 $A > R_a/2$) 时:

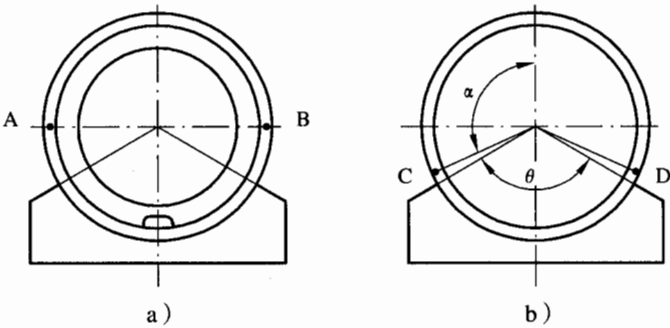
圆筒在鞍座平面上有加强圈 [如图 7-7b)], 其最大剪应力 τ 位于截面的水平中心线处 A、B 点 [见图 7-4a)]; 在鞍座平面上无加强圈或靠近鞍座处有加强圈 [见图 7-7c)], 其最大剪应力 τ 位于靠近鞍座边角处 C、D 点 [见图 7-4b)]。

$$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_c} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3} h_t} \right) \dots\dots\dots (7-8)$$

7.3.3.1.2 圆筒被封头加强 (即 $A \leq R_a/2$) 时, 其最大剪应力 τ 位于圆筒上靠近鞍座边角处 C、D 点 [见图 7-4b)]。

$$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_c} \dots\dots\dots (7-9)$$

式中系数 K_3 值由表 7-2 查得。



注： $\alpha = 171^\circ - \frac{19}{40}\theta$ 。

图 7-4 圆筒切向剪应力位置

7.3.3.2 封头切向剪应力计算

圆筒被封头加强（即 $A \leq R_a/2$ ）时，封头的最大剪应力 τ_h 按式（7-10）计算：

$$\tau_h = \frac{K_4 F}{R_a \delta_{hc}} \dots\dots\dots (7-10)$$

式中系数 K_4 值由表 7-2 查得。

表 7-2 系数 K_3 、 K_4

条 件	鞍座包角 θ , (°)	K_3	K_4
圆筒在鞍座平面上有加强圈	120	0.319	—
	135	0.319	
	150	0.319	
圆筒在鞍座平面上无加强圈，且 $A > R_a/2$ ，或靠近鞍座处有加强圈	120	1.171	—
	135	0.958	
	150	0.799	
圆筒被封头加强（即 $A \leq R_a/2$ ）	120	0.880	0.401
	135	0.654	0.344
	150	0.485	0.295

7.3.3.3 切向剪应力的校核

圆筒的切向剪应力不应超过设计温度下材料许用应力的 0.8 倍，即 $\tau \leq 0.8[\sigma]^t$ 。

封头的切向剪应力，应满足式（7-11）的要求：

$$\tau_h \leq 1.25[\sigma]^t - \sigma_h \dots\dots\dots (7-11)$$

式中：

σ_h ——由内压在封头中引起的应力（封头受外压，可不计算 σ_h ）。按式（7-12）~式（7-14）计算。

a) 椭圆封头：

$$\sigma_h = \frac{Kp_c D_i}{2\delta_{hc}} \dots\dots\dots (7-12)$$

式中:

$$K\text{——椭圆形封头形状系数, } K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_1} \right)^2 \right]。$$

b) 碟形封头:

$$\sigma_h = \frac{M p_c R_h}{2 \delta_{hc}} \dots\dots\dots (7-13)$$

式中:

$$M\text{——碟形封头形状系数, } M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right)。$$

c) 半球形封头:

$$\sigma_h = \frac{p_c D_i}{4\delta_{ho}} \dots\dots\dots (7-14)$$

7.3.4 圆筒周向应力

圆筒鞍座平面上的周向弯矩见图 7-5。当无加强圈或加强圈在鞍座平面内时 [见图 7-5a)], 其最大弯矩点在鞍座边角处。当加强圈靠近鞍座平面时 [见图 7-5b)], 其最大弯矩点在靠近横截面水平中心线处。应按不同的加强圈情况求出最大弯矩点的周向应力。

鞍式支座及鞍座垫板如图 7-6 所示, 垫板不作为加强板用的鞍座见图 7-6a); 垫板作为加强板用的鞍座见图 7-6b), 必要时, 可考虑鞍座垫板的加强作用。

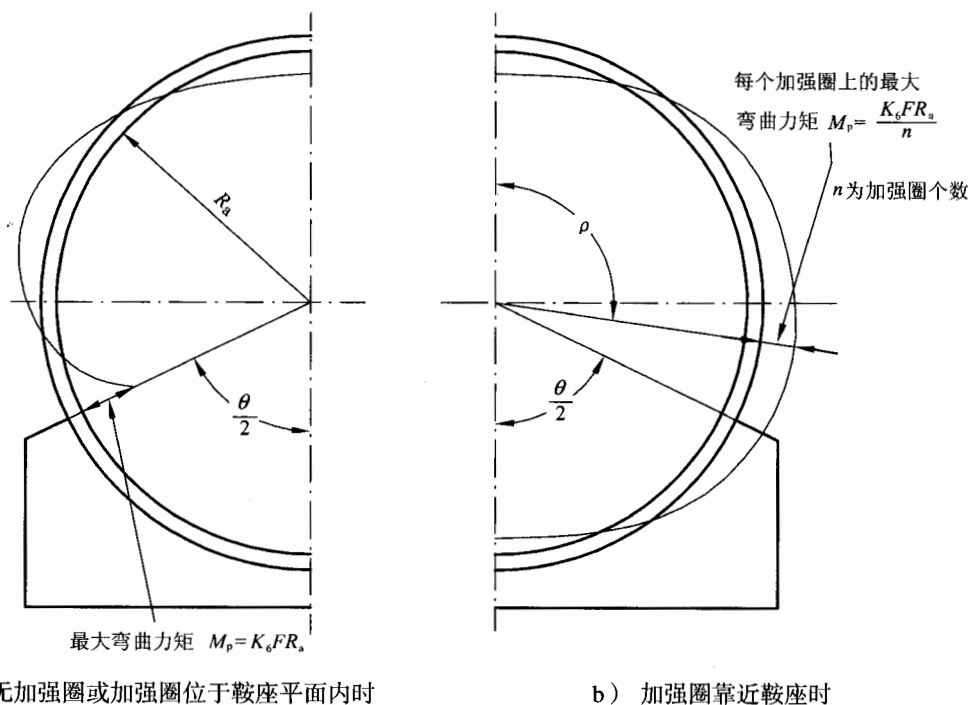
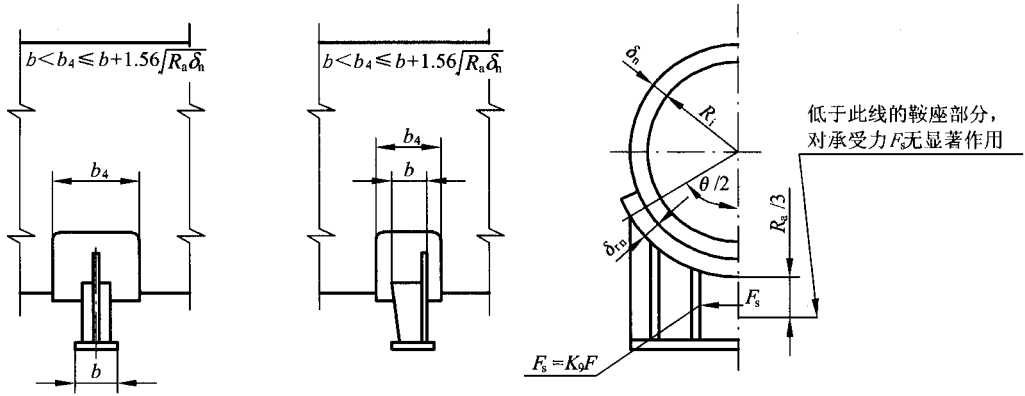
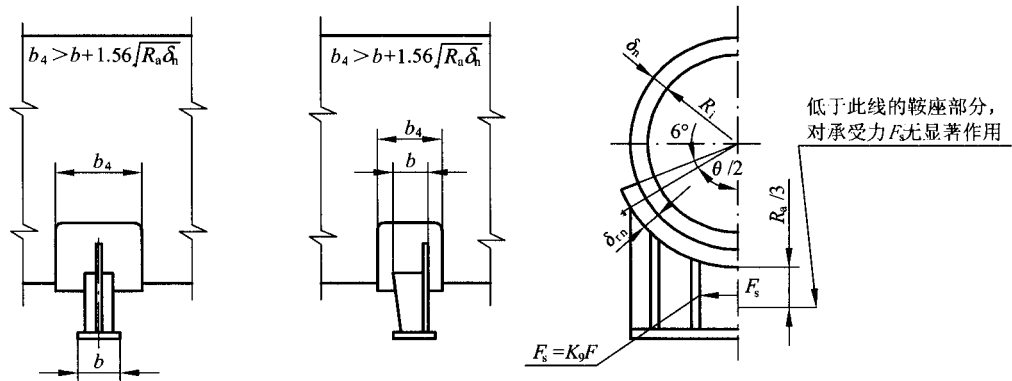


图 7-5 周向弯矩图



a) 鞍座垫板不作为加强板用的鞍座



b) 鞍座垫板作为加强板用的鞍座

图 7-6 鞍式支座

7.3.4.1 无加强圈圆筒

7.3.4.1.1 无垫板或垫板不起加强作用时, 其周向应力 [见图 7-7a)], 按式 (7-15) ~ 式 (7-17) 计算:

a) 在横截面的最低点处:

$$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{\delta_e b_2} \quad \dots\dots\dots (7-15)$$

b) 在鞍座边角处:

当 $L/R_a \geq 8$ 时:

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} \quad \dots\dots\dots (7-16)$$

当 $L/R_a < 8$ 时:

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 FR_a}{L\delta_e^2} \quad \dots\dots\dots (7-17)$$

式中系数 K_5 、 K_6 值由表 7-3 查得。

表 7-3 系数 K_5 、 K_6

鞍座包角 θ , (°)	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。

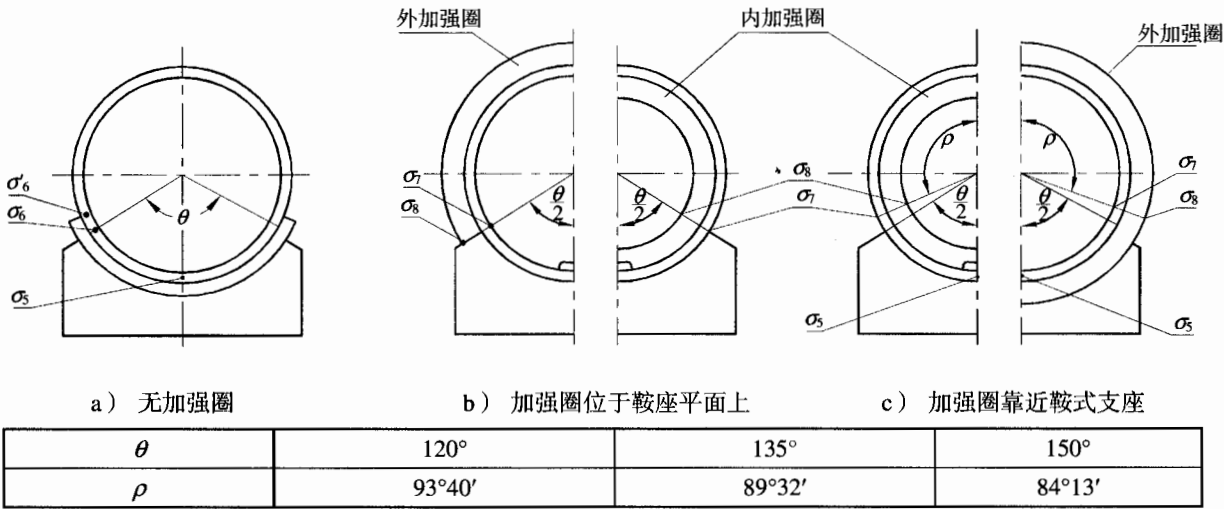


图 7-7 圆筒周向应力的位置

7.3.4.1.2 垫板起加强作用时，其周向应力 [见图 7-7a)]，按式 (7-18) ~ 式 (7-20) 计算。

垫板起加强作用时，要求垫板的厚度应不小于 0.6 倍圆筒厚度，垫板的宽度应不小于圆筒有效宽度 b_2 ，垫板包角应不小于 $(\theta + 12^\circ)$ 。

一般情况下加强板（垫板）宜取等于壳体圆筒厚度。

a) 在横截面的最低点处：

$$\sigma_5 = -\frac{kK_5F}{(\delta_e + \delta_{re})b_2} \dots\dots\dots (7-18)$$

b) 在鞍座边角处：
当 $L/R_a \geq 8$ 时：

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{3K_6F}{2(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} \dots\dots\dots (7-19)$$

当 $L/R_a < 8$ 时：

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{12K_6FR_a}{L(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} \dots\dots\dots (7-20)$$

c) 鞍座垫板边缘处圆筒中的周向应力 [见图 7-7a)], 按式 (7-21)、式 (7-22) 计算:

当 $L/R_a \geq 8$ 时:

$$\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} \quad \dots\dots\dots (7-21)$$

当 $L/R_a < 8$ 时:

$$\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e^2} \quad \dots\dots\dots (7-22)$$

式 (7-21)、式 (7-22) 中的 K_6 值应按鞍座垫板包角 ($\theta+12^\circ$) 查表 7-3 而得。

7.3.4.2 有加强圈的圆筒

7.3.4.2.1 当加强圈位于鞍座平面上 [见图 7-7b)、图 7-8], 在鞍座边角处的圆筒的周向应力按式 (7-23) 计算:

$$\sigma_7 = -\frac{K_8 F}{A_0} + \frac{C_4 K_7 F R_a e}{I_0} \quad \dots\dots\dots (7-23)$$

式中:

e ——对内加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距圆筒外表面之距离 (见图 7-8), mm;

对外加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距圆筒内表面之距离 (见图 7-8), mm。

在鞍座边角处, 加强圈内缘或外缘表面的周向应力按式 (7-24) 计算:

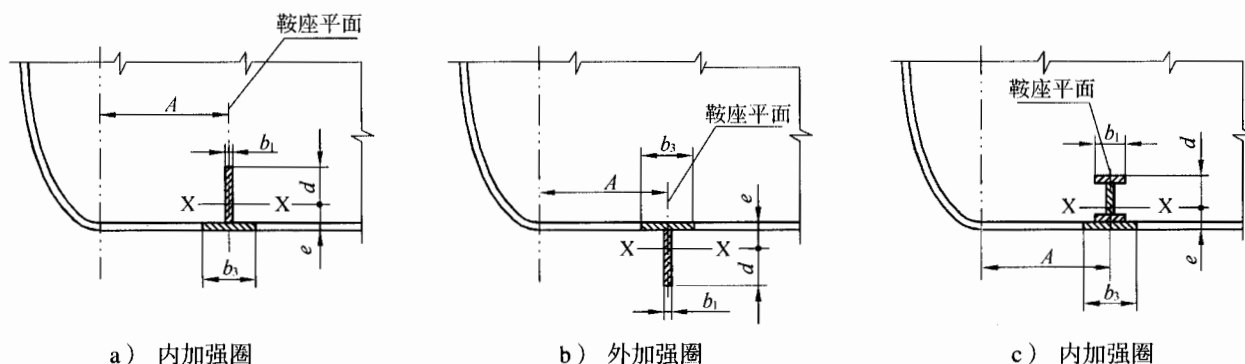
$$\sigma_8 = -\frac{K_8 F}{A_0} + \frac{C_5 K_7 F R_a d}{I_0} \quad \dots\dots\dots (7-24)$$

式中:

d ——对内加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距加强圈内缘表面之距离 (见图 7-8), mm;

对外加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距加强圈外缘表面之距离 (见图 7-8), mm。

系数 C_4 、 C_5 、 K_7 、 K_8 值由表 7-4 查取。



注 1: $b_3 = b_1 + 1.56\sqrt{R_a \delta_n}$ 。

注 2: “加强圈位于鞍座平面内”是指加强圈位于图中所示“鞍座平面”两侧各小于或等于 $b_2/2$ 的范围内。

图 7-8 鞍座平面内的内、外加强圈

表 7-4 系数 C_4 、 C_5 、 K_7 、 K_8

加强圈位置		位于鞍座平面上 [图 7-7b), 图 7-8]						靠近鞍座 [图 7-7c), 图 7-9]		
$\theta, (^{\circ})$		120	132	135	147	150	162	120	135	150
C_4	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
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		0.053	0.043	0.041	0.034	0.032	0.025	0.058	0.047	0.036
K_8		0.341	0.327	0.323	0.307	0.302	0.283	0.271	0.248	0.219

7.3.4.2.2 当加强圈靠近鞍座平面时 [见图 7-7c)、图 7-9]

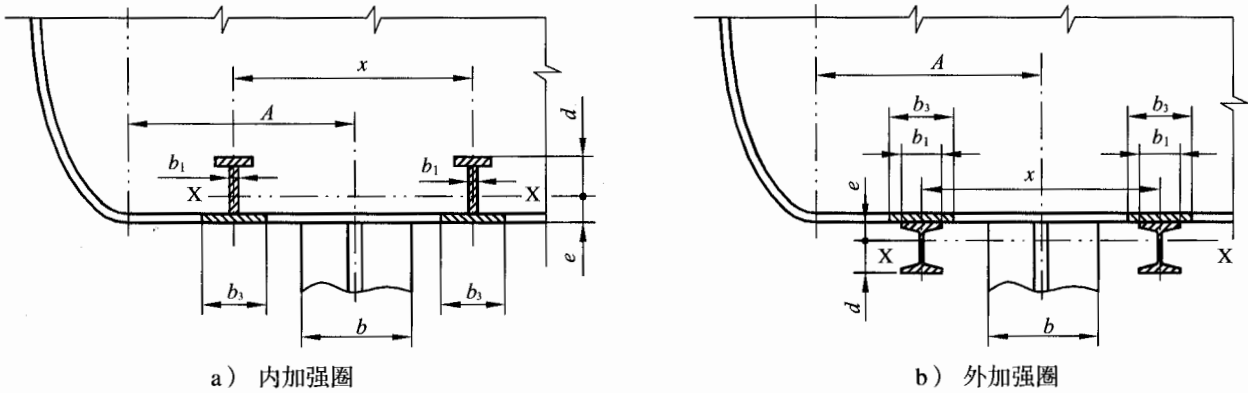
在横截面最低点的周向应力 σ_5 :

- a) 对无垫板或垫板不起加强作用的, 按式 (7-15) 计算;
- b) 对垫板起加强作用的, 按式 (7-18) 计算。

在横截面上靠近水平中心线处的圆筒周向应力 σ_7 , 按式 (7-23) 计算。

在横截面上靠近水平中心线处, 加强圈内缘或外缘表面的周向应力 σ_8 , 按式 (7-24) 计算。

同时, 还应按式 (7-16)、(7-17)、(7-19)、(7-20) 校核在支座边角处的周向应力 σ_6 值, 其中 K_6 值按表 7-3 中 $A/R_a \leq 0.5$ 查取。



注: $b_3, b_2 < x \leq R_{a0}$

图 7-9 靠近鞍座平面的加强圈

7.3.4.3 周向应力校核

周向应力应满足下列条件:

$$\begin{aligned} |\sigma_5| &\leq [\sigma]^t \\ |\sigma_6| &\leq 1.25[\sigma]^t \\ |\sigma'_6| &\leq 1.25[\sigma]^t \\ |\sigma_7| &\leq 1.25[\sigma]^t \\ |\sigma_8| &\leq 1.25[\sigma]^t \end{aligned}$$

7.4 鞍座设计

鞍座包角一般为 120°~150°。钢制鞍座宽度 b 一般大于或等于 $8\sqrt{R_a}$ 。当采用 JB/T 4712 的鞍座时, b 值应取筋板大端宽度与腹板厚度之和 (见图 7-6)。

7.4.1 腹板水平分力及强度校核

支座腹板的水平分力 F_s 按式 (7-25) 计算:

$$F_s=K_9F \dots\dots\dots (7-25)$$

式中 K_9 系数值按表 7-5 查取。

表 7-5 系数 K_9

鞍座包角 θ , (°)	120	135	150
K_9	0.204	0.231	0.259

鞍座腹板有效截面内的水平方向平均拉应力 σ_9 , 按式 (7-26) 或式 (7-27) 计算。

当无垫板或垫板不起加强作用时:

$$\sigma_9=\frac{F_s}{H_sb_0} \dots\dots\dots (7-26)$$

当垫板起加强作用时:

$$\sigma_9=\frac{F_s}{H_sb_0+b_r\delta_{re}} \dots\dots\dots (7-27)$$

式中:

H_s ——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, mm;

b_0 ——鞍座腹板厚度, mm;

b_r ——鞍座垫板有效宽度, 取 $b_r=b_2$, mm。

应力应按式 (7-28) 进行校核:

$$\sigma_9\leqslant\frac{2}{3}[\sigma]_{sa} \dots\dots\dots (7-28)$$

许用应力 $[\sigma]_{sa}$ 按 5.4 选取。

7.4.2 鞍座压缩应力及强度校核

7.4.2.1 当地震载荷引起的水平地震力小于或等于鞍座底板与基础间静摩擦力 ($F_{Ev}\leqslant mgf$) 时, 在轴向弯矩及垂直载荷作用下, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力按式 (7-29) 计算:

$$\sigma_{sa}=-\frac{F}{A_{sa}}-\frac{F_{Ev}H}{2Z_r}-\frac{F_{Ev}H_v}{A_{sa}(L-2A)} \dots\dots\dots (7-29)$$

7.4.2.2 当地震载荷引起的水平地震力大于底板与基础的静摩擦力 ($F_{Ev}>mgf$) 时, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力按式 (7-30) 计算:

$$\sigma_{sa}=-\frac{F}{A_{sa}}-\frac{(F_{Ev}-Ff_s)H}{Z_r}-\frac{F_{Ev}H_v}{A_{sa}(L-2A)} \dots\dots\dots (7-30)$$

式中:

F_{Ev} ——考虑地震影响时, 卧式容器产生的水平地震力, $F_{Ev}=\alpha_1mg$, N;

α_1 ——水平地震影响系数, 按表 7-6 选取;

表 7-6 水平地震影响系数 α_1

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

H_v ——圆筒中心至基础表面的距离（见图 7-10），mm；
 H ——圆筒最低表面至基础表面的距离，即鞍座高度，mm；
 A_{sa} ——腹板与筋板（小端）组合截面积，mm²；
 Z_r ——腹板与筋板（小端）组合截面的抗弯截面系数，mm³；
 f ——鞍座底板与基础间静摩擦系数。
 钢底板对钢基础垫板 $f=0.3$ ；
 钢底板对水泥基础 $f=0.4$ ；
 f_s ——鞍座底板对钢基础垫板的动摩擦系数， $f_s=0.15$ 。

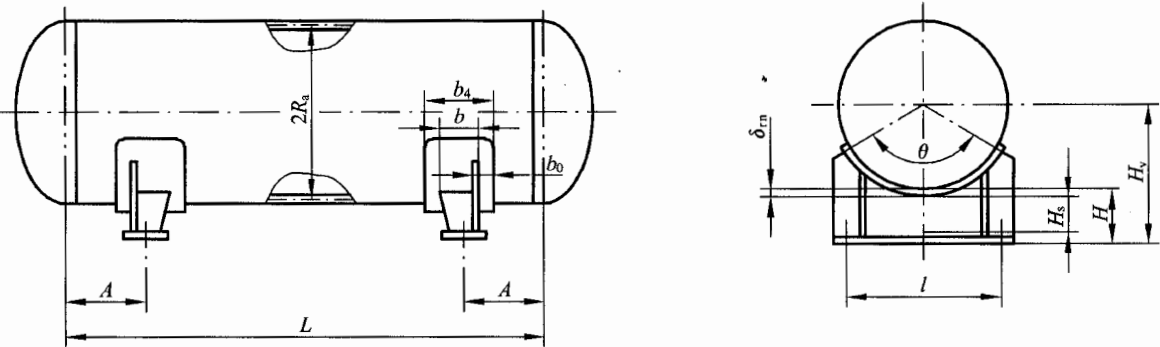


图 7-10 圆筒

7.4.2.3 由温度变化引起圆筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面的压应力，按式（7-31）计算：

$$\sigma_{sa}^t = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{FfH}{Z_r}$$

..... (7-31)

式中符号同 7.4.2.2。

7.4.2.4 应按式（7-32）进行应力校核：

$$|\sigma_{sa}| \leq K_0[\sigma]_{sa}$$

..... (7-32)

$$|\sigma_{sa}^t| \leq [\sigma]_{sa}$$

7.4.3 地震引起的地脚螺栓应力

7.4.3.1 倾覆力矩按式（7-33）进行计算：

$$M_{Ev}^{0-0} = F_{Ev} H_v$$

..... (7-33)

7.4.3.2 由倾覆力矩引起的地脚螺栓拉应力

地脚螺栓拉应力按式（7-34）进行计算：

$$\sigma_{bt} = \frac{M_{Ev}^{0-0}}{nlA_{bt}} \dots\dots\dots (7-34)$$

式中：
A_{bt}——每个地脚螺栓的横截面面积，mm²；
l——筒体轴线两侧的螺栓间距，mm；
n——承受倾覆力矩的地脚螺栓个数，个。

应力的校核应满足：

$$\sigma_{bt} \leq K_0[\sigma_{bt}]$$

7.4.3.3 由地震力引起的地脚螺栓剪应力
地脚螺栓剪应力按式（7-35）进行计算：

$$\tau_{bt} = \frac{F_{Ev}}{n'A_{bt}} \dots\dots\dots (7-35)$$

式中：
n'——承受剪应力的地脚螺栓个数，个。

应力的校核应满足：

$$\tau_{bt} \leq 0.8[\sigma_{bt}]$$

7.5 卧式容器强度计算表（见表 7-7）

表 7-7 卧式容器强度计算表

参 数 名 称	数值	单位	参 数 名 称	数值	单位
设计压力 <i>p</i>		MPa	圆筒内直径 <i>D</i> _i		mm
计算压力 <i>p</i> _c		MPa	圆筒平均半径 <i>R</i> _a		mm
圆筒材料			圆筒名义厚度 <i>δ</i> _n		mm
封头材料			圆筒有效厚度 <i>δ</i> _e		mm
鞍座材料			封头名义厚度 <i>δ</i> _{ln}		mm
圆筒材料常温许用应力[σ]		MPa	封头有效厚度 <i>δ</i> _{he}		mm
封头材料常温许用应力[σ] _h		MPa	鞍座垫板名义厚度 <i>δ</i> _{rn}		mm
圆筒材料设计温度下许用应力[σ] _t		MPa	鞍座垫板有效厚度 <i>δ</i> _{re}		mm

表 7-7（续）

参 数 名 称		数值	单位	参 数 名 称		数值	单位
封头材料设计温度下许用应力 $[\sigma]_n^t$			MPa	鞍座腹板名义厚度 b_0			mm
鞍座材料许用应力 $[\sigma]_{sn}$			MPa	两封头切线间距离 L			mm
圆筒材料常温屈服强度 R_{cL}			MPa	圆筒长度 L_c			mm
圆筒材料常温弹性模量 E			MPa	封头曲面深度 h_i			mm
圆筒材料设计温度下弹性模量 E^t			MPa	鞍座轴向宽度 b			mm
圆筒材料密度 γ_s			kg/mm ³	鞍座包角 θ			($^{\circ}$)
封头材料密度 γ_h			kg/mm ³	鞍座底板中心至封头切线距离 A			mm
操作时物料密度 γ_0			kg/mm ³	焊接接头系数 ϕ			
物料充装系数 ϕ_0				设计温度 t			$^{\circ}\text{C}$
液压试验介质密度 γ_T			kg/mm ³	试验压力 p_T			MPa
支座反力计算							
筒体质量 m_1	$m_1=\pi(D_1+\delta_n)\cdot L_c\cdot\delta_n\cdot\gamma_s=$						kg
封头质量 m_2	$m_2=$						kg
附件质量 m_3	$m_3=$						kg
封头容积 V_H	$V_H=$		mm ³	容器容积 V	$V=\frac{\pi}{4}D_1^2L_c+2V_H=$		mm ³
容器内充液质量 m_4	操作时 $m_4=V\gamma_0\phi_0=$						kg
	液压（或气压）试验时 $m_4'=V\gamma_T=$						kg
隔热层质量 m_5	$m_5=$						kg
总质量 m	操作时	$m=m_1+m_2+m_3+m_4+m_5=$					kg
	压力试验	$m'=m_1+m_2+m_3+m_4'+m_5=$					kg
支座反力 F	操作时	$F'=\frac{1}{2}mg=$					N
	压力试验	$F''=\frac{1}{2}m'g$					N
	$F=\max(F',F'')=$						N

表 7-7 (续)

圆筒轴向弯矩计算		
圆筒中间处横截面上的弯矩 M_1, M_{T1}	操作时	$M_1 = \frac{F'L}{4} \left[\frac{1 + 2(R_a^2 - h_i^2)/L^2}{1 + \frac{4}{3} \cdot \frac{h_i}{L}} - \frac{4A}{L} \right] =$ N·mm
	压力试验	$M_{T1} = \frac{F'L}{4} \left[\frac{1 + 2(R_a^2 - h_i^2)/L^2}{1 + \frac{4}{3} \cdot \frac{h_i}{L}} - \frac{4A}{L} \right] =$ N·mm
支座处横截面上弯矩 M_2, M_{T2}	操作时	$M_2 = -F'A \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_i^2}{2AL}}{1 + \frac{4}{3} \cdot \frac{h_i}{L}} \right] =$ N·mm
	压力试验	$M_{T2} = -F'A \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_i^2}{2AL}}{1 + \frac{4}{3} \cdot \frac{h_i}{L}} \right] =$ N·mm
圆筒轴向应力计算		
系数 K_1, K_2	由 $R_a/2=$, $A=$, $\theta=$, 查表 7-1 得 $K_1=$, $K_2=$	
操作状态	$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} =$	MPa
	$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} =$	MPa
	$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_2}{K_1 \pi R_a^2 \delta_e} =$	MPa
	$\sigma_4 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_2}{K_2 \pi R_a^2 \delta_e} =$	MPa
水压试验状态	充满水未加压状态	$\sigma_{T1} = -\frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} =$ MPa
		$\sigma_{T3} = -\frac{M_{T2}}{\pi K_1 R_a^2 \delta_e} =$ MPa
	加压状态	$\sigma_{T2} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} =$ MPa
		$\sigma_{T4} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{T2}}{\pi K_2 R_a^2 \delta_e} =$ MPa

表 7-7（续）

应力校核	许用压缩应力 [σ] _{ac}	A=0.188 δ _c / D _i 根据圆筒材料，按 GB 150 规定求取 B 值	
		操作时	B= MPa, [σ] _{ac} ^t = min{ [σ] ^t , B } = MPa
		充满水未加压状态	B ⁰ = MPa, [σ] _{ac} ⁰ = min{ 0.9R _{eL} (R _{p0.2}), B ⁰ } = MPa
	操作状态	max(σ ₁ , σ ₂ , σ ₃ , σ ₄) ≤ ϕ[σ] ^t min(σ ₁ , σ ₂ , σ ₃ , σ ₄) ≤ [σ] _{ac} ^t	
	充满水未加压状态	min(σ _{T1} , σ _{T3}) ≤ [σ] _{ac}	
	加压状态	max(σ _{T2} , σ _{T4}) ≤ 0.9 ϕR _{eL} (R _{p0.2})	
切向剪应力计算			
系数 K ₃ , K ₄	由 R _a /2= , A= , θ= , 查表 7-2 得 K ₃ = , K ₄ =		
A > $\frac{R_a}{2}$	$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_c} \left(\frac{L - 2A}{L + 4h_i / 3} \right) =$ MPa		
A ≤ $\frac{R_a}{2}$ 时	筒体中: $\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_c} =$ MPa		
	封头中: $\tau_h = \frac{K_4 F}{R_a \delta_{hc}} =$ MPa		
应力校核	筒体	$\tau \leq 0.8[\sigma]^t$	
	封头	内压引起的应力	
		椭圆形	查 GB 150 得形状系数 K= (标准椭圆封头 K=1) $\sigma_h = \frac{K p_c D_i}{2 \delta_{hc}} =$ MPa
		碟形	球面部分半径 R _h = mm 查 GB 150 得形状系数 M= $\sigma_h = \frac{M p_c R_h}{2 \delta_{hc}} =$ MPa
		半球形	$\sigma_h = \frac{p_c D_i}{4 \delta_{hc}} =$ MPa
	$\tau_h \leq 1.25[\sigma]^t - \sigma_h$		

表 7-7 (续)

鞍座处圆筒周向应力计算					
无加强圈圆筒	系数 K_5, K_6		由 $\theta =$, $A/R_a =$; 查表 7-3 得 $K_5 =$; 查表 7-3 得 $K_6 =$		
	圆筒的有效宽度		$b_2 = b + 1.56 \sqrt{R_a \delta_n} =$ mm		
	无垫板或垫板不起加强作用	在横截面最低点处	$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{\delta_e b_2} =$ MPa (k 为系数, 当容器不焊在支座上时, 取 $k=1$; 当容器焊在支座上时, 取 $k=0.1$)		
		在鞍座边角处	当 $L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} =$ MPa		
			当 $L/R_a < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e^2} =$ MPa		
	垫板起加强作用时	鞍座垫板厚度 $\delta_{re} =$ mm, 鞍座垫板包角 $\geq \theta + 12^\circ =$ (°)			
		横截面最低点处的周向应力	$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{(\delta_e + \delta_{re})b_2} =$ MPa		
		鞍座边角处的周向应力	当 $L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{3K_6 F}{2(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} =$ MPa		
			当 $L/R_a < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} =$ MPa		
		鞍座垫板边缘处圆筒中的周向应力	由鞍座包角 ($\theta + 12^\circ$) = , 查表 7-3 得系数 $K_6 =$		
			当 $L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} =$ MPa		
			当 $L/R_a < 8$ 时, $\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e^2} =$ MPa		
	应力校核	$ \sigma_5 \leq [\sigma]^t$			
		$ \sigma_6 、 \sigma'_6 \leq 1.25[\sigma]^t$			
有加强圈圆筒	加强圈参数	材料			加强圈结构参照图 7-8、图 7-9 选用
		$e =$ mm, $d =$ mm			
		加强圈数量 $n =$	个		
		组合截面总面积 $A_0 =$	mm ²		
		组合截面总惯性矩 $I_0 =$	mm ⁴		
		设计温度下许用应力 $[\sigma]^t$	MPa		
	由 $\theta =$ 及加强圈位置查表 7-4 得: $C_4 =$; $C_5 =$; $K_7 =$; $K_8 =$				
	加强圈位于鞍座平面上	在鞍座边角处圆筒内表面或外表面的周向应力: $\sigma_7 = \frac{C_4 K_7 F R_a e}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$			MPa
		在鞍座边角处加强圈内缘或外缘表面的周向应力: $\sigma_8 = \frac{C_5 K_7 F R_a d}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$			MPa

加强圈结构参照图
7-8、图 7-9 选用

表 7-7（续）

有加强圈圆筒	加强圈靠近鞍座	由 $\theta =$ 及加强圈位置查表 7-4 得： $C_4 =$; $C_5 =$; $K_7 =$; $K_8 =$	
		横截面最低点的周向应力	
		无垫板时（或垫板不起加强作用）： $\sigma_5 = -\frac{kK_5F}{\delta_e b_2} =$ MPa	采用垫板时（垫板起加强作用）： $\sigma_5 = -\frac{kK_5F}{(\delta_e + \delta_{re})b_2} =$ MPa
		在横截面上靠近水平中心线的圆筒的周向应力： $\sigma_7 = \frac{C_4 K_7 F R_a e}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$ MPa	
		在横截面上靠近水平中心线处，不与筒壁相接的加强圈内缘或外缘的周向应力： $\sigma_8 = \frac{C_5 K_7 F R_a d}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$ MPa	
		鞍座边角处的周向应力	无垫板或垫板不起加强作用
	当 $\frac{L}{R_a} \geq 8$ 时， $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2}$ = MPa		当 $\frac{L}{R_a} \geq 8$ 时， $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{3K_6 F}{2(\delta_e + \delta_{re}^2)}$ = MPa
	当 $\frac{L}{R_a} < 8$ 时， $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e}$ = MPa		当 $\frac{L}{R_a} < 8$ 时， $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L(\delta_e + \delta_{re}^2)}$ = MPa
	注： K_6 值按表 7-3 中 $A/R_a \leq 0.5$ 情况查取， $K_6 =$		
	应力校核	$ \sigma_5 \leq [\sigma]^t$	
$ \sigma_6 , \sigma_7 \leq 1.25[\sigma]^t$		$ \sigma_8 \leq 1.25[\sigma]^t$	
鞍座应力计算			
水平分力	由包角 $\theta =$, 查表 7-5 得： $K_9 =$		
	$F_s = K_9 F =$ N		

表 7-7（续）

腹板水平拉应力	计算高度 H_s	$\frac{1}{3}R_a=$ mm	$H_s=\min\left(H,\frac{1}{3}R_a\right)=$ mm	
	鞍座腹板厚度 $b_0=$ mm; 鞍座垫板实际宽度 $b_4=$ mm			
	圆筒有效宽度 $b_2=b+1.56\sqrt{R_a\delta_n}=$ mm			
	鞍座垫板有效宽度 $b_r=b_2$ mm			
	无垫板或垫板不起加强作用		垫板起加强作用	
	$\sigma_9=\frac{F_s}{H_sb_0}=$ MPa		$\sigma_9=\frac{F_s}{H_sb_0+b_r\delta_{re}}=$ MPa	
应力校核	$\sigma_9\leq\frac{2}{3}[\sigma]_{sa}$			
腹板与筋板组合截面轴向弯曲应力	由地震引起的支座轴向弯曲强度计算			
	基本参数	圆筒中心至基础表面距离 $H_v=$ mm, 鞍座高度 $H=$ mm 腹板与筋板（小端）组合截面积 $A_{sa}=$ mm ² 腹板与筋板（小端）组合截面系数 $Z_r=$ mm ³ 地震烈度及设计基本地震加速度 ; $\alpha_1=$		
	轴向地震力 F_{Ev}	水平地震力 $F_{Ev}=\alpha_1mg=$ N		
	当 $F_{Ev}\leq mgf$ 时: $\sigma_{sa}=-\frac{F'}{A_{sa}}-\frac{F_{Ev}H}{2Z_r}-\frac{F_{Ev}H_v}{A_{sa}(L-2A)}=$ MPa			
	当 $F_{Ev}> mgf$ 时: $\sigma_{sa}=-\frac{F'}{A_{sa}}-\frac{(F_{Ev}-Ff_s)H}{Z_r}-\frac{F_{Ev}H_v}{A_{sa}(L-2A)}=$ MPa			
	应力判断: $\sigma_{sa}\leq K_0[\sigma]_{sa}$, $K_0=1.2$			
	筒体温差引起的支座腹板与筋板组合截面内的压应力			
	$\sigma_{sa}^t=-\frac{F'}{A_{sa}}-\frac{F'fH}{Z_r}=$ MPa			
应力判断: $\sigma_{sa}^t\leq[\sigma]_{sa}$				
地震引起的地脚螺栓应力				
倾覆力矩	$M_{Ev}^{0-0}=F_{Ev}H_v=$ MPa			
拉应力	$\sigma_{bt}=\frac{M_{Ev}^{0-0}}{nl_1A_{bt}}=$ MPa 其中 $n=$, $l_1=$ mm, $A_{bt}=\frac{\pi d^2}{4}$ mm ²			
剪应力	$\tau_{bt}=\frac{F_{Ev}}{n'A_{bt}}=$ MPa 其中 $n'=$			
应力校核	拉应力	$\sigma_{bt}\leq K_0[\sigma_{bt}]$ 取 $[\sigma_{bt}]=$ MPa		
	剪应力	$\tau_{bt}\leq 0.8[\sigma_{bt}]$		

8 制造、检验与验收

8.1 本章规定了卧式容器的外形尺寸极限偏差、形状和位置公差。卧式压力容器的其他制造、检验与验收要求应符合 GB 150 的规定；卧式常压容器的其他制造、检验与验收要求应符合 JB/T 4735 的规定。

8.2 除图样另有规定外，卧式容器及其相连接的非受压元件的尺寸极限偏差、形状和位置公差应符合表 8-1 及图 8-1 的要求。

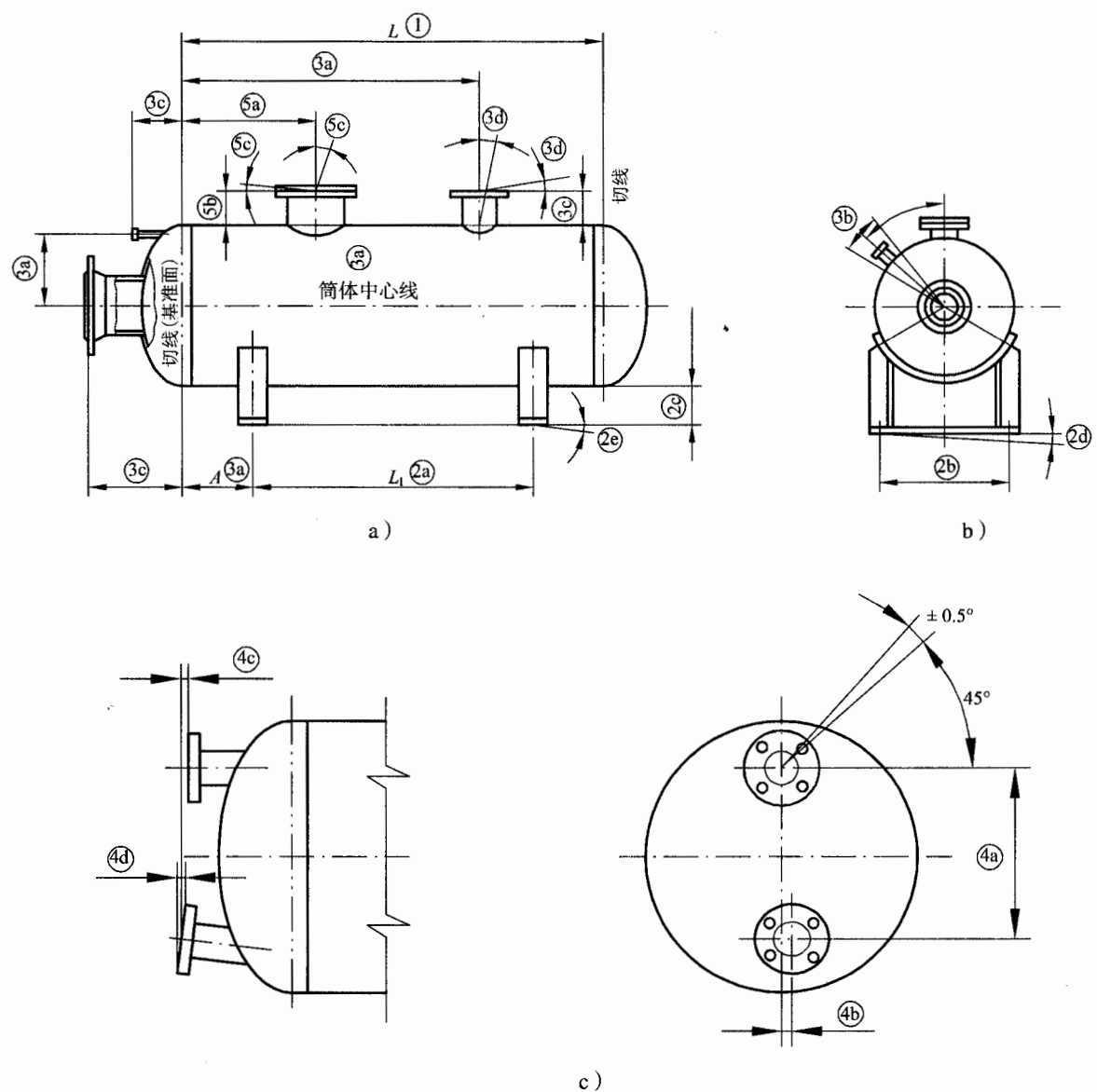


图 8-1 卧式容器尺寸极限偏差及形状位置公差检验项目

表 8-1 卧式容器尺寸极限偏差及形状位置公差

mm

序号	检 验 项 目	极限偏差或公差					
1	封头切线之间的距离 L	长度 L m	≤ 5	> 5 ~ 10	> 10 ~ 20	> 20 ~ 40	> 40
		极限 偏差	± 8	± 10	± 20	± 30	± 40
2	a) 两鞍式支座中心线距离 L_1	C 级					
		$> 4000 \sim 8000$		± 8			
		$> 8000 \sim 12000$		± 10			
		$> 12000 \sim 20000$		± 12			
		> 30000		± 14			
		> 40000		± 16			
3	b) 同一鞍座上两螺孔中心距	± 2					
	c) 鞍座底板与圆筒最低表面距离	0 -6					
	d) 鞍座底板沿长度方向水平度	$\leq 0.8/100$ 底板长					
	e) 鞍座底板沿宽度方向水平度	$\leq 0.8/100$ 底板宽					
	4	a) 接管中心线到切线、圆筒中心线的距离，接管间距 [液面计见 4a)、人孔见 5]	同 2a)				
b) 接管及其他附件的方位		$\pm 0.5^\circ$					
c) 接管法兰面与筒体外表面或与切线之间距离		同 2a)					
d) 法兰面水平度或垂直度公差		按 GB 150 第 10 章规定					
5	a) 液面计接管间距	± 1.5					
	b) 对应两液面计接管中心垂线水平间距	± 1.0					
	c) 通过液面计两接管法兰中心面垂直线间的距离	± 1.0					
	d) 液面计法兰面的垂直度	$\leq 0.5/100$ 法兰外径					
6	a) 人孔、手孔中心线到切线距离	± 13					
	b) 人孔、手孔的法兰面与筒体外表面距离	± 10					
	c) 人孔、手孔的法兰面水平度或垂直度	$\leq 1/100$ 法兰外径					

附录 A

(资料性附录)

有附加载荷作用时卧式容器强度及稳定性校核计算

A.1 本附录给出了考虑附加载荷作用时卧式容器强度及稳定性校核计算方法。适用于附属设备高度不大于 10m 的卧式容器。

注：附属设备系指精馏塔、除氧头、液下泵和搅拌器等。

A.2 计算时将卧式容器简化为承受均布载荷的双支承外伸梁，附加载荷是指由附属设备的重力及地震影响所产生的作用在梁上的集中载荷。

A.3 符号

F_{Ea} ——水平地震作用产生的垂直于附属设备轴线的力，N；

F_I 、 F_{II} ——不考虑地震影响时，由均布载荷和附属设备重力在支承处引起的支座反力，分别取操作或水压试验状态的值，N；

F_{EI} 、 F_{EII} ——考虑地震影响时，由均布载荷、附属设备重力和地震影响在支承处引起的支座反力，取操作状态的值，N；

H ——鞍座的高度，即鞍座底板下表面至圆筒体外表面的距离，mm；

H_v ——鞍座底板下表面至卧式容器中心的高度，mm；

K_0 ——载荷组合系数， $K_0=1.2$ ；

K_{10} 、 K_{11} ——计算筒体截面 A-A 处轴向应力的系数，查图 A-4b)；

M_q^{A-A} ——由均布载荷作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大轴向弯矩，N·mm；

M_w^{A-A} ——由附属设备重力作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大轴向弯矩，N·mm；

M_{Ea}^{0-0} ——附属设备由地震作用，相对于 0-0 截面引起的倾覆力矩，N·mm；

M_{Ev}^{0-0} ——卧式容器由地震作用，相对于 0-0 截面引起的倾覆力矩，N·mm；

M_{Ea}^{1-1} ——附属设备由地震作用，相对于 1-1 截面引起的筒体轴向弯矩，N·mm；

M_{max}^{A-A} ——由均布载荷和附属设备重力作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大组合轴向弯矩，N·mm；

M_{Emax}^{A-A} ——考虑地震影响时，由均布载荷、附属设备重力和地震作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大组合轴向弯矩，N·mm；

a ——集中载荷作用截面与支承 I 之间的距离，mm；

b ——集中载荷作用截面与支承 II 之间的距离，mm；

h ——附属设备地震力作用中心到圆筒体外表面的距离，见图 A.1；

l ——两鞍座轴线之间的距离，mm；

β ——附属设备开孔与截面 A-A 筒体中心的夹角，见图 A.4；

σ_1^{1-1} ——在筒体截面 A-A 处最高点的轴向应力，MPa；

σ_2^{1-1} ——在筒体截面 A-A 处最低点的轴向应力，MPa。

注： σ_1^{1-1} ， σ_2^{1-1} 加脚标 T 表示水压试验工况。

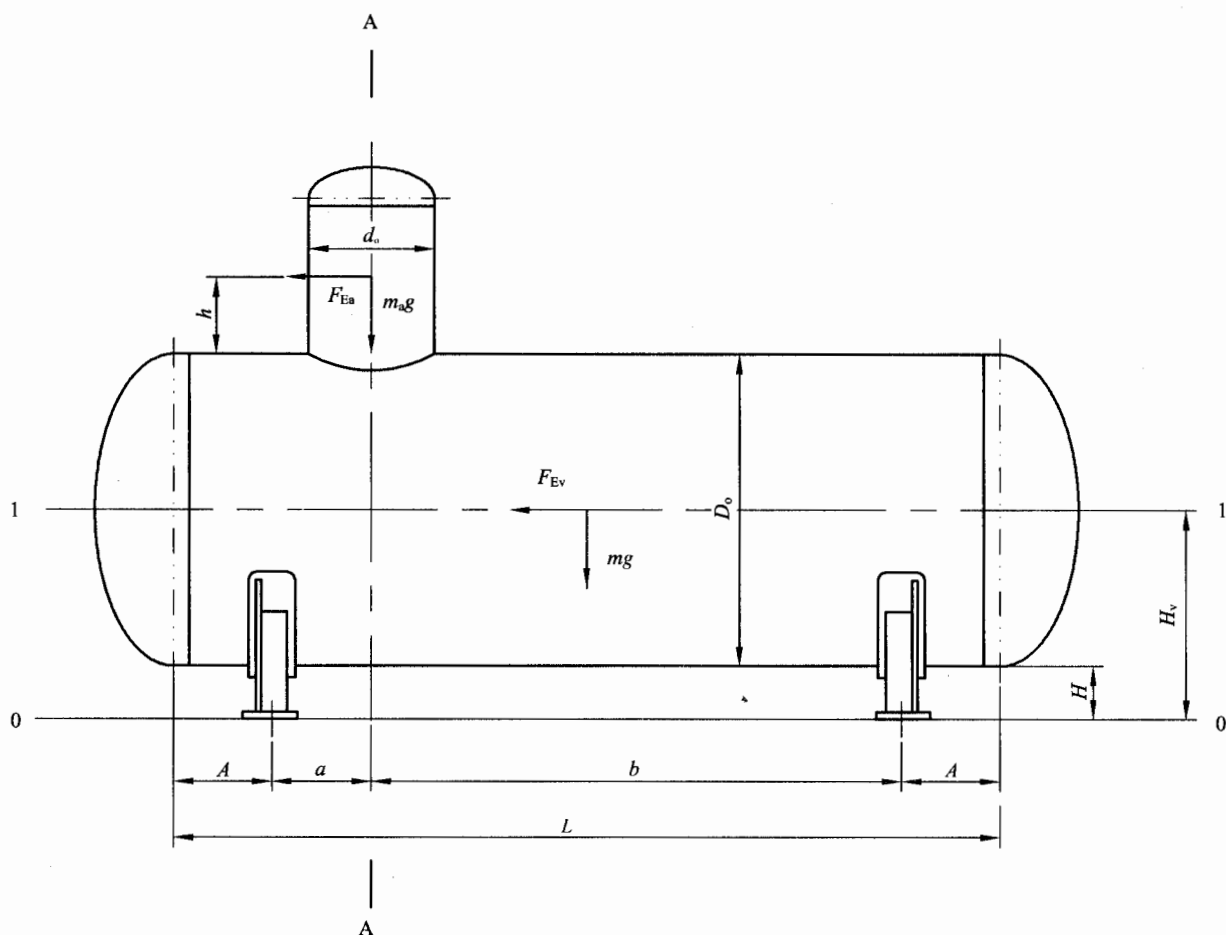


图 A.1 设备所承受的载荷分析

A.4 不考虑附属设备地震影响时, 卧式容器强度及稳定性校核

不考虑附属设备地震影响时, 卧式容器所承受的载荷、剪应力和弯矩见图 A.2。

A.4.1 均布载荷和附属设备重力引起的支座反力

支座反力按式 (A.1)、式 (A.2) 计算:

I 支座处:

$$F_I = F + F_{wI} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

II 支座处:

$$F_{II} = F + F_{wII} \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:

F ——由均布载荷在支承处引起的支座反力, $F = \frac{mg}{2}$, N;

F_{wI} 、 F_{wII} ——由附属设备重力在支承处引起的支座反力, $F_{wI} = \frac{b}{l} m_a g$, $F_{wII} = \frac{a}{l} m_a g$, N。

A.4.2 圆筒轴向应力

A.4.2.1 圆筒轴向弯矩计算

圆筒最大轴向弯矩位于中间段极值处 A-A 截面或鞍座平面上 (见图 A.2)。

圆筒中间段极值处的轴向弯矩, 按式 (A.3) 或式 (A.4) 计算:

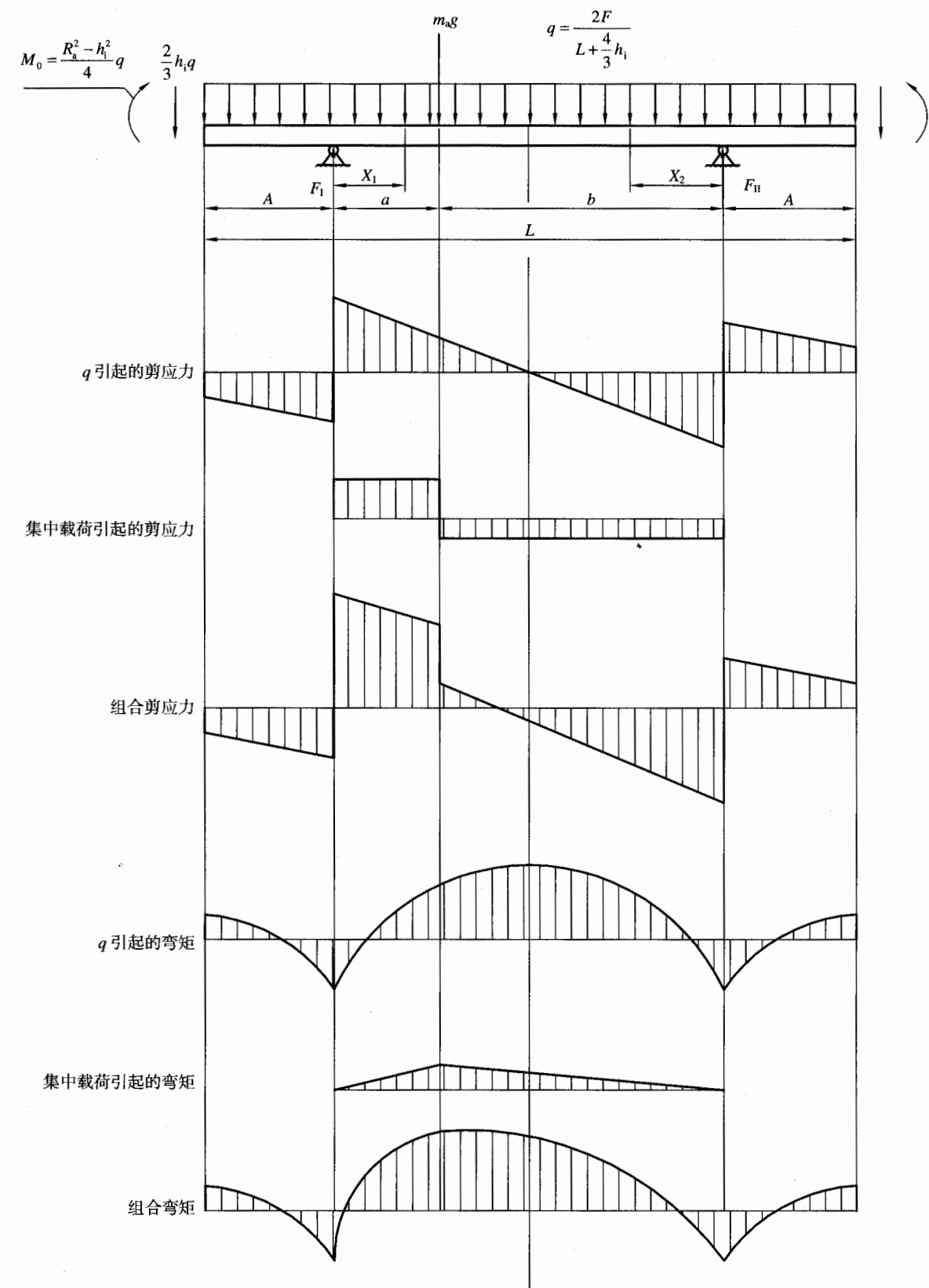


图 A.2 不考虑地震影响时，卧式容器所承受的载荷、剪应力和弯矩图

当附属设备位于中间截面的左侧，其极值处为：

$$X_1 = \frac{F_I}{q} - \frac{2}{3}h_1 - A$$

若满足 $0 < X_1 < a$ ，则极值处的轴向弯矩为：

$$M_{\max} = q \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3}h_1(A + X_1) - \frac{(A + X_1)^2}{2} \right] + F_I X_1 \quad \cdots \cdots \cdots (A.3)$$

当附属设备位于中间截面的右侧，其极值处为：

$$X_2 = \frac{F_{II}}{q} - \frac{2}{3}h_1 - A$$

若满足 $0 < X_2 < b$ ，则极值处的轴向弯矩为：

$$M_{\max} = q \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3}h_1(A + X_2) - \frac{(A + X_2)^2}{2} \right] + F_{II} X_2 \quad \cdots \cdots \cdots (A.4)$$

若极值处的 X_1 、 X_2 不满足上述条件，则最大轴向弯矩位于 A-A 截面或鞍座平面上。

圆筒 A-A 截面上的轴向弯矩，按式 (A.5) 计算：

$$M_{\max}^{A-A} = M_q^{A-A} + M_w^{A-A} \quad \cdots \cdots \cdots (A.5)$$

式中：

$$M_q^{A-A} = \frac{2F}{L + \frac{4}{3}h_1} \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2h_1}{3}A - \frac{A^2}{2} + \frac{al}{2} \left(1 - \frac{a}{l} \right) \right];$$

$$M_w^{A-A} = \frac{ab}{l} m_a g。$$

鞍座平面上的轴向弯矩，按式 (7-3) 计算。

A.4.2.2 圆筒轴向应力计算

A.4.2.2.1 圆筒 A-A 截面上，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (A.6)、式 (A.7) 计算：

圆筒最高点处：

$$\sigma_1^{I-I} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{\max}^{A-A}}{3.14 K_{10} R_a^2 \delta_e} \quad \cdots \cdots \cdots (A.6)$$

圆筒最低点处：

$$\sigma_2^{I-I} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{\max}^{A-A}}{3.14 K_{11} R_a^2 \delta_e} \quad \cdots \cdots \cdots (A.7)$$

注：该轴向应力仅为简化为简支梁计算时所得到的该截面的薄膜应力，局部应力的计算需要采用其他方法（如有限元数值分析）进行。

A.4.2.2.2 若极值处的 X_1 、 X_2 满足上述条件，则在极值处，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (7-4)、式 (7-5) 计算，式中的 M_1 由 $M_{\max}$ 代替。

A.4.2.2.3 若极值处的 X_1 、 X_2 不满足上述条件，则最大轴向弯矩位于圆筒鞍座截面或 A-A 截面上，在鞍座截面由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (7-6)、式 (7-7) 计算。

A.4.2.3 圆筒轴向应力校核

对于操作状态应满足下列条件:

a) 计算所得的轴向拉应力不应超过设计温度下材料的许用应力 $[\sigma]^t$, 即:

$$\max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_1^{I-1}, \sigma_2^{I-1}, \sigma_3, \sigma_4\} \leq [\sigma]^t$$

b) 计算所得的轴向压应力不应超过设计温度下材料的轴向许用压缩应力 $[\sigma]_{ac}^t$, 即:

$$|\min\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_1^{I-1}, \sigma_2^{I-1}, \sigma_3, \sigma_4\}| \leq [\sigma]_{ac}^t$$

对于水压试验状态应满足下列条件:

a) 充满水未加压时, 计算所得的轴向压应力不应超过 $[\sigma]_{ac}$, 即:

$$|\min\{\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T1}^{I-1}, \sigma_{T2}^{I-1}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}\}| \leq [\sigma]_{ac}$$

b) 充满水加压的状态下, 计算所得的轴向拉应力不应超过材料的 $0.9\phi R_{eL}(R_{p0.2})$, 即:

$$\max\{\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T1}^{I-1}, \sigma_{T2}^{I-1}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}\} \leq 0.9\phi R_{eL}(R_{p0.2})$$

A.4.3 切向剪应力

A.4.3.1 圆筒及封头切向剪应力计算

圆筒及封头切向剪应力 τ 、 τ_h 按式(7-8)~式(7-10)进行计算, 式中的 F 由 F_I 、 F_{II} 中较大值代替。

A.4.3.2 圆筒及封头切向剪应力校核

圆筒及封头切向剪应力的校核按7.3.3.3的规定进行。

A.4.4 圆筒周向应力

A.4.4.1 圆筒周向应力计算

圆筒周向应力 $\sigma_5 \sim \sigma_8$ 按式(7-15)~式(7-24)进行计算, 式中的 F 由 F_I 、 F_{II} 中较大值代替。

A.4.4.2 圆筒周向应力校核

圆筒周向应力的校核按7.3.4.3的规定进行。

A.4.5 鞍座应力

A.4.5.1 腹板水平分力及强度校核

腹板水平分力 F_s 按式(7-25)进行计算, 式中的 F 由 F_I 、 F_{II} 中较大值代替。

腹板水平方向的拉应力 σ_9 按式(7-26)、式(7-27)进行计算。应力的校核按式(7-28)进行。

A.4.5.2 鞍座轴向压应力及强度校核

A.4.5.2.1 由轴向弯矩及重力载荷作用下, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力 σ_{sa} 按式(7-29)、式(7-30)进行计算, 式中的 F 由 F_I 、 F_{II} 中较大值代替。应力的校核按式(7-32)进行。

A.4.5.2.2 由温度变化引起筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力 σ_{sa}^t 按式(7-31)进行计算, 式中的 F 由 F_I 、 F_{II} 中较大值代替。应力的校核按式(7-32)进行。

A.5 考虑附属设备地震影响时, 卧式容器强度及稳定性校核

当地震设防烈度大于7度需考虑附属设备地震影响时, 卧式容器所承受的载荷、剪应力和弯矩见图A.3。

A. 5. 1 由均布载荷引起、附属设备重力和地震影响引起的支座反力

支座反力按式 (A.8)、式 (A.9) 计算:

I 支座处:

$$F_{EI} = F_I + F_{ERI} \dots\dots\dots (A.8)$$

II 支座处:

$$F_{EII} = F_{II} + F_{ERII} \dots\dots\dots (A.9)$$

式中:

F_{ERI} 、 F_{ERII} ——附属设备由地震作用在支承处引起的支座反力, $F_{ERI} = \frac{M_{Ea}^{1-1}}{l}$, $F_{ERII} = -\frac{M_{Ea}^{1-1}}{l}$, N;

其中:

$$M_{Ea}^{1-1} = F_{Ea} (h + D_o/2), \text{ N} \cdot \text{ mm};$$

$$F_{Ea} = \alpha_1 m_a g \text{ }。$$

A. 5. 2 圆筒轴向应力

A. 5. 2. 1 圆筒轴向弯矩计算

圆筒最大轴向弯矩位于中间段极值处或 A-A 截面、鞍座平面上 (见图 A.3)。

圆筒中间段极值处的轴向弯矩, 按式 (A.10) 或式 (A.11) 计算:

当附属设备位于中间截面的右侧, 即 $a \leq \frac{l}{2}$ 时, 其极值处为:

$$X_1 = \frac{F_{EI}}{q} - \frac{2}{3} h_1 - A$$

若满足 $0 < X_1 < a$, 则极值处的最大轴向弯矩为:

$$M_{E\max} = q \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3} h_1 (A + X_1) - \frac{(A + X_1)^2}{2} \right] + F_{EI} X_1 \dots\dots\dots (A.10)$$

当附属设备位于中间截面的左侧, 即 $a > \frac{l}{2}$ 时, 其极值处为:

$$X_2 = \frac{F_{EII}}{q} - \frac{2}{3} h_1 - A$$

若满足 $0 < X_2 < b$, 则极值处的最大轴向弯矩为:

$$M_{E\max} = q \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3} h_1 (A + X_2) - \frac{(A + X_2)^2}{2} \right] + F_{EII} X_2 \dots\dots\dots (A.11)$$

若极值处的 X_1 、 X_2 不满足上述条件, 则最大轴向弯矩位于 A-A 截面或鞍座平面上。

圆筒 A-A 截面上的轴向弯矩, 按式 (A.12) 计算:

$$M_{E\max}^{A-A} = M_{\max}^{A-A} + \frac{a}{l} M_{Ea}^{1-1} \dots\dots\dots (A.12)$$

鞍座平面上的轴向弯矩, 按式 (7-3) 计算。

A. 5. 2. 2 圆筒轴向应力计算

A. 5. 2. 2. 1 圆筒 A-A 截面上, 由压力及轴向弯矩引起的轴向应力, 按式 (A.13)、式 (A.14) 计算:

圆筒最高点处:

$$\sigma_{EI}^{I-I} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{E\max}^{A-A}}{3.14 K_{10} R_a^2 \delta_e} \dots\dots\dots (A.13)$$

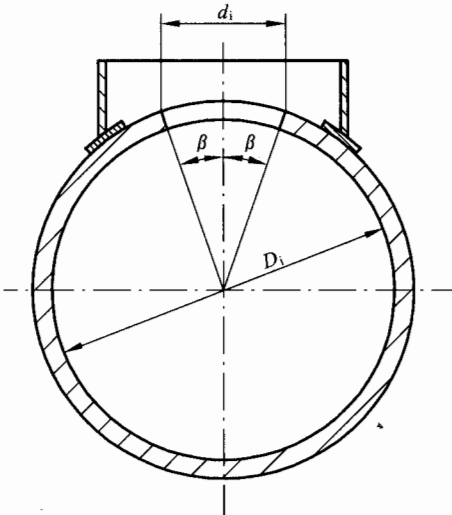
圆筒最低点处:

$$\sigma_{E2}^{I-I} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{E\max}^{A-A}}{3.14 K_{11} R_a^2 \delta_e}$$

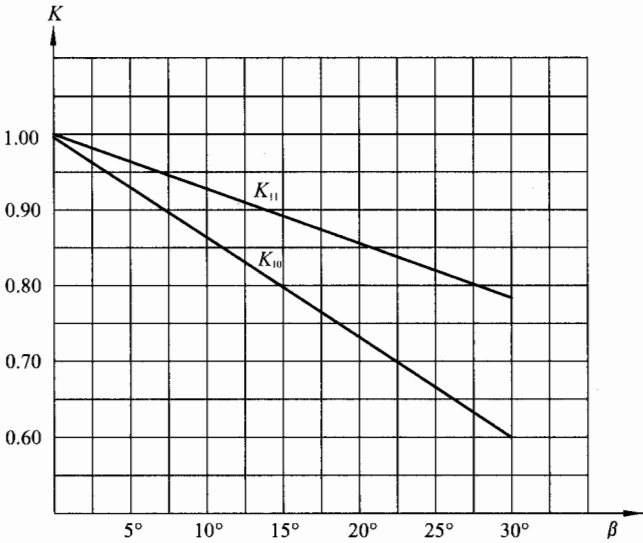
..... (A.14)

系数 K_{10} 、 K_{11} 查图 A.4b)。

注：该轴向应力仅为简化为简支梁计算时所得到的该截面的薄膜应力，局部应力的计算需要采用其他方法（如有有限元数值分析）进行。



a) 附属设备的开孔结构图



b) 系数 K_{10} 、 K_{11} 与夹角 β 的关系曲线图

图 A.4 系数 K_{10} 、 K_{11}

- A. 5. 2. 2. 2 若极值处的 X_1 、 X_2 满足上述条件，则最大轴向弯矩位于圆筒中间段极值处，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (7-4)、式 (7-5) 计算，式中的 M_1 由 $M_{E\max}$ 代替。
- A. 5. 2. 2. 3 若极值处的 x_1 、 x_2 不满足上述条件，则最大轴向弯矩位于圆筒鞍座截面或 A-A 截面上，在鞍座截面由压力及轴向弯矩引起的轴向应力 σ_3 、 σ_4 ，按式 (7-6)、式 (7-7) 计算。
- A. 5. 2. 3 圆筒轴向应力校核

考虑地震影响时应满足下列条件:

a) 计算所得的轴向拉应力不应超过设计温度下材料的许用应力 $K_0[\sigma]^t$, 即:

$$\max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_{E1}^{I-I}, \sigma_2^{I-I}, \sigma_3, \sigma_4\} \leq K_0[\sigma]^t$$

b) 计算所得的轴向压应力不应超过设计温度下材料的轴向许用压缩应力 $[\sigma]_{ac}^t$, 即:

$$|\min\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_1^{I-I}, \sigma_2^{I-I}, \sigma_3, \sigma_4\}| \leq [\sigma]_{ac}^t$$

A.5.3 切向剪应力

A.5.3.1 圆筒及封头切向剪应力计算

圆筒及封头切向剪应力 τ, τ_h 按式 (7-8) ~ 式 (7-10) 进行计算, 式中的 F 由 F_{E1} 、 F_{EII} 中较大值代替。

A.5.3.2 圆筒及封头切向剪应力校核

圆筒及封头切向剪应力的校核按 7.3.3.3 的规定进行, 其中 $[\sigma]^t$ 由 $K_0[\sigma]^t$ 代替。

A.5.4 圆筒周向应力

A.5.4.1 圆筒周向应力计算

圆筒周向应力 $\sigma_5 \sim \sigma_8$ 按式 (7-15) ~ 式 (7-24) 进行计算, 式中的 F 由 F_{E1} 、 F_{EII} 中较大值代替。

A.5.4.2 圆筒周向应力校核

圆筒周向应力的校核按 7.3.4.3 的规定进行, 其中 $[\sigma]^t$ 由 $K_0[\sigma]^t$ 代替。

A.5.5 鞍座应力

A.5.5.1 腹板水平分力及强度校核

腹板水平分力 F_s 按式 (7-25) 进行计算, 式中的 F 由 F_{E1} 、 F_{EII} 中较大值代替。

腹板水平方向的拉应力 σ_9 按式 (7-26)、式 (7-27) 进行计算。应力的校核按式 (7-28) 进行, 其中 $[\sigma]_{sa}$ 由 $K_0[\sigma]_{sa}$ 代替。

A.5.5.2 鞍座腹板与筋板组合截面轴向压应力及强度校核

A.5.5.2.1 由轴向弯矩及重力载荷作用下, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力 σ_{sa} 按式 (A.15)、式 (A.16) 计算:

当地震载荷引起的水平地震力小于或等于鞍座底板与基础静摩擦力 ($F_E \leq mgf$) 时:

$$\sigma_{sa} = -\frac{F'}{A_{sa}} - \frac{F_{Ev}H}{2Z_r} - \frac{M_{Ev}^{0-0} + M_{Ea}^{0-0}}{A_{sa}l} \quad \dots\dots\dots (A.15)$$

当地震载荷引起的水平地震力大于鞍座底板与基础静摩擦力 ($F_E > mgf$) 时:

$$\sigma_{sa} = -\frac{F'}{A_{sa}} - \frac{(F_{Ev} - Ff_s)H}{Z_r} - \frac{M_{Ev}^{0-0} + M_{Ea}^{0-0}}{A_{sa}l} \quad \dots\dots\dots (A.16)$$

式中:

$$F_E = F_{Ea} + F_{Ev};$$

$$F' = \max\{F_I, F_{II}\};$$

$$M_{Ea}^{0-0} = F_{Ea}(h + D_o + H);$$

$$M_{Ev}^{0-0} = F_{Ev}H_v。$$

应力的校核应满足:

$$|\sigma_{sa}| \leq K_0[\sigma]_{sa}$$

A.5.5.2.2 由温度变化引起筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力 σ_{sa}^t 按式 (7-31) 进行计算, 式中的 F 由 F_{E1} 、 F_{EII} 中较大值代替。应力的校核按式 (7-32) 进行。

A.5.5.3 地震引起的地脚螺栓应力

A. 5. 5. 3. 1 横向倾覆力矩按式 (A.17) 进行计算:

$$M_E^{0-0} = M_{Ev}^{0-0} + M_{Ea}^{0-0} \quad \dots\dots\dots (A.17)$$

A. 5. 5. 3. 2 由倾覆力矩引起的地脚螺栓拉应力

地脚螺栓拉应力按式 (A.18) 进行计算:

$$\sigma_{bt} = \frac{M_E^{0-0}}{n l_1 A_{bt}} \quad \dots\dots\dots (A.18)$$

式中:

A_{bt} —— 每个地脚螺栓的横截面面积, mm^2 ;

l_1 —— 鞍座轴线两侧的螺栓间距, mm ;

n —— 设备中心线一侧的两鞍座地脚螺栓个数, 个。

应力的校核应满足:

$$\sigma_{bt} \leq K_0 [\sigma_{bt}]$$

A. 5. 5. 3. 3 由水平地震力引起的地脚螺栓剪应力

地脚螺栓剪应力按式 (A.19) 进行计算:

$$\tau_{bt} = \frac{F_E}{n' A_{bt}} \quad \dots\dots\dots (A.19)$$

式中:

n' ——两鞍座地脚螺栓个数, 个。

应力的校核应满足:

$$\tau_{bt} \leq 0.8 [\sigma_{bt}]$$

JB/T 4731—2005

《钢制卧式容器》

标准释义

一、概述

本标准是根据 2000 年国家发展和改革委员会《制定和修订行业标准项目计划》安排制定的。内容包括卧式容器的适用范围、设计、制造和检验要求等。

本标准由八章和一个资料性附录组成。

由于本标准适用于钢制卧式压力容器和钢制卧式常压容器，因此，在设计、制造和检验等条款的规定上，分别与 GB 150—1998《钢制压力容器》和 JB/T 4735—1997《钢制焊接常压容器》相一致。

设计计算方面本标准除了包括 GB 150—89 的第 8 章“卧式容器”的基本内容之外，增加了鞍座校核时的水平地震力的计算和地震时地脚螺栓的应力校核；在附录 A 中还给出了有附加载荷作用的卧式容器强度及稳定性校核计算方法。

在制造、检验方面对卧式容器的特定的结构、制造和检验要求单独列出了条款，其余应符合相应的容器标准的规定。

为便于设计人员使用，本标准列出了计算表格，并给出了可用于工程设计的结构及连接方式简图。

二、编写宗旨及主要依据

本标准根据实际工程需要，在吸收先进技术和工程经验的基础上，对卧式容器的相关要求予以规范化，对其技术术语予以定义，对计算方法予以统一，力求使其与最新的相关标准协调一致，确保本标准的先进性和安全性。

为了使与卧式容器设计、制造相关的人员能较全面地理解卧式容器的特点，本标准给出了弯矩、应力的分布图及计算表格，使工程计算人员更正确、方便地使用本标准。

编写本标准的主要依据有：

1. GB 150—1998《钢制压力容器》；
2. JB/T 4735—1997《钢制焊接常压容器》；
3. GB 50011—2000《建筑抗震设计规范》；

- 4. DIN 28080《卧式容器鞍式支座尺寸》;
- 5. JIS B 8278—1993《鞍式支座支承的卧式压力容器》;
- 6. PD 5500—2003《非直接火焰压力容器》。

三、内容说明

本标准对 GB 150—89 的第 8 章的内容作了较大的增补及改动，现将具体内容说明如下：

1 与 GB 150—1998 及 JB/T 4735—1997 的衔接

考虑到 JB/T 4735—1997 中不包括卧式容器，故本标准提出“……适用于设计压力不大于 35MPa……”。这既包括 GB 150—1989 压力容器中的卧式容器，也包括常压的卧式容器，但考虑到这两种容器在设计、制造及检验方面的资格与职责有所差别，所以本标准对压力容器使其与 GB 150—1998 相符合，而对常压容器则按 JB/T 4735—1997 规定，且在上述两个标准中都列出了相互呼应的条款。

2 关于地震载荷及风载荷

由于 GB 50011—2001《建筑抗震设计规范》对地震载荷的修改推迟了本标准报批。根据新的设计反应谱理论及为了与 JB/T 4710—2005《钢制塔式容器》的相一致性，对鞍座设计中地震力的计算作了如下修改：

水平地震力：

$$F_E = \alpha_1 mg$$
$$\alpha_1 = \eta_2 \alpha_{\max}$$
$$\eta_2 = 1 + (0.05 - \zeta) / (0.06 + 1.7 \zeta)$$

表 1 地震影响系数最大值 $\alpha_{\max}$

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
$\alpha_{\max}$	0.08	0.12	0.16	0.24	0.32

由于卧式容器高度较低，看作为刚体结构较为安全。因此，在反应谱曲线中取 α_1 曲线的平台部分。

关于阻尼比 ζ ：其取值参照日本《高压气体设备等抗震设计指南》中卧式容器的阻尼比 ζ 取 0.07。

当 $\zeta = 0.07$ ， $\eta_2 = 0.888$ ，为方便和更安全起见取 $\eta_2 = 1$ ，则：

$$\alpha_1 = \alpha_{\max}$$

关于风载荷的考虑：考虑卧式容器高度较低，风载荷与地震载荷相比较小。另外，

卧式容器支座在轴线方向的承载能力远小于垂直轴线方向的承载能力，故仅校核鞍座在筒体轴线方向的外载荷。而卧式容器支座在筒体轴线方向的风载荷一般是小于垂直轴线方向的风载荷，故本标准对风载荷予以忽略。但对于平坦、开阔且风速较大的地区，对垂直卧式容器筒体方向的风载荷引起的地脚螺栓载荷应考虑予以校核。

3 压力试验时的应力校核

考虑卧式容器的特点，本标准增加了水压试验时充水不加压， $p_T = 0$ 的情况，即对容器在充水后不加压（ $p_T = 0$ ）时圆筒体中间截面最高点的轴向压应力为式（1）：

$$\sigma_{T1} = -\frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} \quad \dots\dots\dots (1)$$

支座处截面最低点的轴向压应力为式（2）：

$$\sigma_{T4} = -\frac{M_{T2}}{\pi K_2 R_a^2 \delta_e} \quad \dots\dots\dots (2)$$

均可能达到最大值，应进行刚度校核。

而在压力试验的充压情况下， σ_{T2} 及 σ_{T3} 在试验压力下拉应力可能达到最大值，特别是当介质密度小于水密度时，应进行强度校核。这是基于下述应力组合的分析：

工作时：

$$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} = A - B \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} = A + B \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{(-M_2)}{\pi K_1 R_a^2 \delta_e} = A + C \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\sigma_4 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{(-M_2)}{\pi K_1 R_a^2 \delta_e} = A - D \quad \dots\dots\dots (6)$$

水压试验时：

$$\sigma_{T1} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} = A' - B' \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\sigma_{T2} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} = A' + B' \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\sigma_{T3} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} - \frac{(-M_{T2})}{\pi K_1 R_a^2 \delta_e} = A' + C' \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\sigma_{T4} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} + \frac{(-M_{T2})}{\pi K_2 R_a^2 \delta_e} = A' - D' \quad \dots\dots\dots (10)$$

真空、内压卧式容器在不同状态下的应力组合见表 2：

表 2 内、外压卧式容器应力组合

容器类型	内 压 容 器			外 压 容 器		
操作状态	正常操作	水压试验	充水后不加压 ($p_T=0$)	正常操作	水压试验 ($p_T>0$)	充水后不加压 ($p_T=0$)
σ_1	$A-B$	$A'-B'$	$-B'$	$-A-B$	$A'-B'$	$-B'$
σ_2	$A+B$	$A'+B'$	$+B'$	$-A+B$	$A'+B'$	$+B'$
σ_3	$A+C$	$A'+C'$	$+C'$	$-A+C$	$A'+C'$	$+C'$
σ_4	$A-D$	$A'-D'$	$-D'$	$-A-D$	$A'-D'$	$-D'$

由表中可见：对 σ_1 、 σ_4 是在 $p_T=0$ 时，压应力 $-B'$ 、 $-D'$ 可能达到最大；而对 σ_2 、 σ_3 是在以正压进行水压试验时 ($p_T>0$)，拉压力 $A'+B'$ 、 $A'+C'$ 可能达到最大值，因此在计算中需予以校核。

4 关于取消圈座结构

GB 150—89 中 8.4 规定了圈座支承的卧式容器计算方法，其来源于 BS 5500。由于没有给出具体结构型式，也没有相配套的零件标准，故在工程上很少应用。经讨论本标准中取消此部分内容。

5 b 、 b_2 值的确定

为使设计者对 b 、 b_2 值有统一认识，对采用 JB/T 4712—1992《鞍式支座》时，规定 b 值取筋板大端数据。 $b_2=b+1.56\sqrt{R_s\delta_n}$ 主要用在求 σ_5 、 σ_6 和 σ'_6 。当筒体直径大于 1000mm 时，筋板数在四个以上，且上端尺寸大于下端。支座边角处的筋板宽 b ，对 σ_6 影响很大。而筒体最低点处的 σ_5 一般远小于 σ_6 ， σ_6 往往是控制筒体壁厚的决定因素，因此应充分利用 b 的宽度 (JB/T 4712—1992 中筋板大端宽度标为 b_3)。

6 外加强圈的鞍座平面内的计算

鞍座平面内有外加强圈时的强度计算在 GB 150—89 中没有给出，只给出有内加强圈的情况。鞍座平面内的内、外加强圈两种情况的计算是相似的，只有 C_4 、 C_5 不同。本标准对原 C_4 、 C_5 、 K_7 、 K_8 数据表进行补充，加入有外加强圈的情况。

7 关于鞍式支座

原化工部三院在编制 JB/T 4712—1992 过程中提出：鞍座腹板水平分力引起的 σ_9 ，[GB 150—89 中式 (8-26)] 成为限制支座提高载荷能力的主要因素。我们在编制本标准时也曾对日本的 JIS B 8278—1993《卧式容器鞍式支座》及德国 DIN 28080《卧式容器鞍式支座尺寸》中腹板进行校核，按式 (11)：

$$\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b} = \frac{FK_9}{H_s b} \dots\dots\dots (11)$$

取上述两标准中允许的载重，则对直径 $DN>500\text{mm}$ 的，腹板厚度 b 均不能满足

要求,而当考虑鞍座垫板与腹板共同承受水平分力时,则可以满足要求。因此,我们提出当考虑垫板起加强作用时用式(12)计算:

$$\sigma_9 = \frac{FK_9}{H_s b_0 + b_r \delta_{re}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

式中:

δ_{re} ——垫板厚;

b_r ——因为垫板起加强作用的条件之一是其宽度不小于 b_2 , 故就取 b_2 。

8 鞍式支座中腹板—筋板的强度计算

在以往的卧式容器支座中对支座腹板、筋板的强度,设计者一般是不验算的。本标准中规定强度校核是从以下几方面考虑的:

- (1) 当鞍式支座所承受的载荷超过 JB/T 4712—1992 中所允许的重量载荷、地震烈度、支座高度、支座材料,以及与滑动端支座相配基础垫板之间摩擦系数小于 0.3 时。
- (2) 当卧式容器筒体或其上的附属设备承受轴向力或力矩时。
- (3) 特殊的、新型鞍式支座设计,鞍式支座用于有轴向拉力的换热器等。

考虑到鞍式支座在筒体轴向抗弯断面系数远小于沿筒体横向的抗弯断面系数,故本标准只规定进行轴线方向的强度验算。

当轴向外载荷 F_E 小于或等于鞍座底板与基础的静摩擦力时,两支座同时承受弯矩,鞍座腹板与筋板组合截面内产生的压应力见式(13):

$$\sigma_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{F_E H}{2Z_r} - \frac{F_E H_v}{A_{sa}(L-2A)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中, $\frac{F}{A_{sa}}$ 项为容器质量产生的压应力, $\frac{F_E H}{2Z_r}$ 项为外载荷通过筒体对支座底部横

截面处所产生的弯曲应力。第三项 $\frac{F_E H_v}{A_{sa}(L-2A)}$ 则是考虑 F_E 产生的倾覆力矩在支座处产生的反力,对一个支座为压应力,而对另一个支座为拉应力。

当轴向外载荷大于鞍座底板与基础的静摩擦力时,滑动端支座发生滑动,这时固定端将承受 $(F_E - Ff_s)$ 力所产生的弯矩。 f_s 为动摩擦系数, $f_s=0.15$ (钢对钢)。这时支座组合截面内的压应力见式(14):

$$\sigma_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{(F_E - Ff_s)H}{Z_r} - \frac{F_E H_v}{L-2A} \quad \dots\dots\dots (14)$$

由温差使筒体伸缩而产生的支座弯曲应力见式(15):

$$\sigma_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{FfH}{Z_r} \quad \dots\dots\dots (15)$$

式中,第一项与式(14)同。第二项是由于热伸长或收缩而产生的摩擦力 Ff 对支座引起的弯曲应力。

一般卧式容器位置较低，同时风力引起的载荷小于地震力引起的载荷，所以本标准主要计算地震力。对特殊的无地震设防且风力较大地区，式（14）中的 F_E 也可以风力代替。

9 地脚螺栓应力的校核

本标准增加了卧式容器在地震作用时，倾覆力矩引起的地脚螺栓拉应力和水平地震力引起的剪应力的计算。

该处所指的倾覆力矩是指垂直于容器轴线方向的倾覆力矩，公式中的螺栓个数应是筒体轴线一侧的螺栓个数。

10 关于卧式容器的尺寸极限偏差及形状位置公差

“征求意见稿”中这部分内容原摘自 HGJ 18—1989《钢制化工容器制造技术要求》，根据返回的意见及参考德国 DIN 28005，伍德公司的 2000.02 等标准作了如下修改：

（1）“基准面”改为“封头切线”。封头切线之间长度的尺寸公差仍沿用 HGJ 18—1989 中的数据，考虑卧式容器筒体在长度方向一般无特别重要的装配尺寸精度要求，没必要控制太严。另外，GB/T 1804—2000《一般公差 未注公差的线性和角度尺寸的公差》中尺寸是小于或等于 4000mm，本标准最长为 40000mm。对 5000mm ~ 40000mm 间分为 4 档。

（2）对 2a、2b 二项也采用尺寸分档： $\leq 4000\text{mm}$ 的按 GB 1804—2000 中 c 级， $> 4000\text{mm}$ 分 5 档，每档尺寸极限偏差增加 $\pm 2\text{mm}$ 。

（3）2e、2f 改为 $\geq 0.8/100$ 底板长（宽）。

（4）2b 改为与 JB/T 4712—1992 一样的 $\pm 2\text{mm}$ 。

（5）3a、3c 改为与 2a 相同的分档及极限偏差。

（6）3b 改为 $\pm 0.5^\circ$ ，5c 为法兰外径的 1.5%。

11 关于附录 A

本附录所指的附属设备主要是指：精馏柱、除氧头、液下泵和搅拌器等。计算时，将卧式容器简化为受均布载荷的双支承外伸梁，同时将附属设备的重力作为作用在梁上的集中载荷，并考虑附属设备的地震载荷对卧式容器的影响。

其主要的内容包括：

（1）集中载荷和均布载荷组合时，筒体危险截面的弯矩及应力的校核计算。

（2）考虑地震影响，地震载荷、集中载荷和均布载荷组合时，筒体危险截面的弯矩及应力的校核计算。

（3）考虑地震载筒时，鞍式支座及地脚螺栓的应力校核。

11.1 计算依据

本附录公式是按照简支梁的材料力学公式推导的。

有均布载荷引起的 A-A 截面的轴向弯矩,是按载荷及支反力对 A-A 截面取矩得出的。

$$M_q^{A-A} = -\frac{2}{3}h_1q\left(\frac{3}{8}h_1 + A + a\right) - \frac{1}{2}q(A+a)^2 + \frac{R_a^2}{4}q + Fa$$

经整理得:

$$M_q^{A-A} = \frac{2F}{L + \frac{4}{3}h_1} \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2h_1}{3}A - \frac{A^2}{2} + \frac{al}{2} \left(1 - \frac{a}{l} \right) \right]$$

支座跨中处圆筒轴向弯矩的极值 $M_{\max}$ (式 A.3、式 A.4) 的来源及推导见参考文献 [8]。

11.2 关于系数 K_{10} , K_{11}

当筒体上集中载荷处有开孔,如附属设备为除氧头、蒸馏柱等通过筒体开孔使两者连通,在计算开孔处强度时需计及开孔对强度的削弱。 K_{10} , K_{11} 两系数取自 Brownell “化工容器设计” 中卧式容器圆筒体“扁塌”或开孔后抗弯截面模数的计算。 K_{10} 为圆筒顶部, K_{11} 为圆筒底部的抗弯截面模数的削弱系数。

$$K_{10} = \frac{\alpha + \sin \alpha \cos \alpha - 2 \frac{\sin^2 \alpha}{\alpha}}{\pi \left(\frac{\sin \alpha}{\alpha} - \cos \alpha \right)}$$

$$K_{11} = \frac{\alpha + \sin \alpha \cos \alpha - 2 \frac{\sin^2 \alpha}{\alpha}}{\pi \left(1 - \frac{\sin \alpha}{\alpha} \right)}$$

$$\alpha = 180^\circ - \beta^\circ = \frac{180 - \beta}{360} \times 2\pi \text{ (弧度)}$$

四、算例

1 [例 1] 回收丁二烯贮槽

设计条件:

设计压力: 0.6MPa; 设计温度: 60℃; 操作压力: 0.32MPa; 操作温度: 40℃;

水压试验压力: 0.75MPa; 气密试验压力: 0.6MPa; 焊接接头系数: 1;

腐蚀裕量: 2mm; 设备空重: 25255kg; 充水后最大重量: 175255kg; 充装系数: 0.85;

介质: 丁二烯; 筒体直径: $\Phi 3800\text{mm}$; 筒体壁厚: $\delta = 16\text{mm}$;

筒体长度: $L = 11800\text{mm}$; 筒体材料: 16MnR 板材;

标准椭圆封头厚度: $\delta = 20\text{mm}$; 封头材料: 16MnR; 封头直边高度: 50mm;

鞍座材料: Q235-A; 鞍座尺寸: 见图 1; 每个鞍座上有 M36 的地脚螺栓两个。

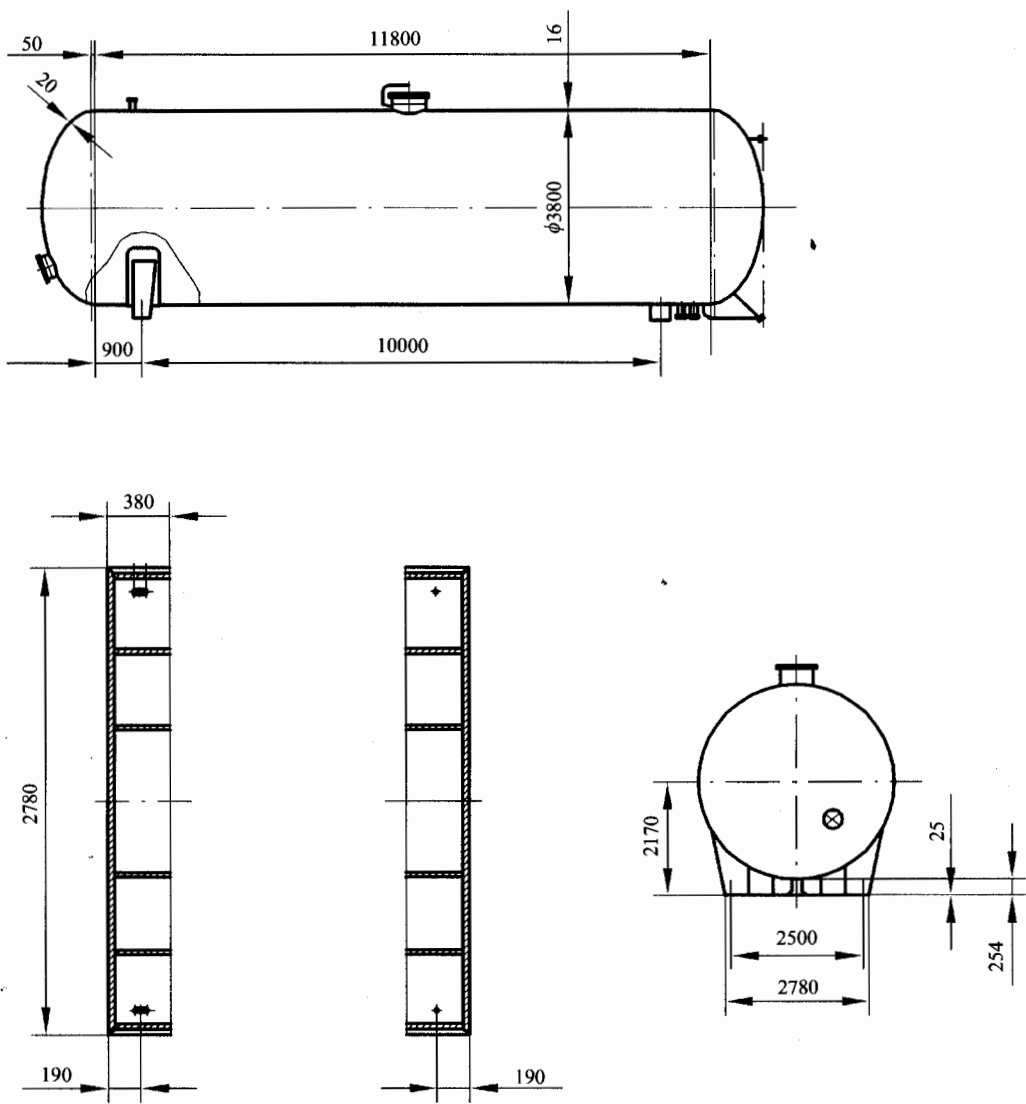


图 1

表 3 卧式容器强度计算表

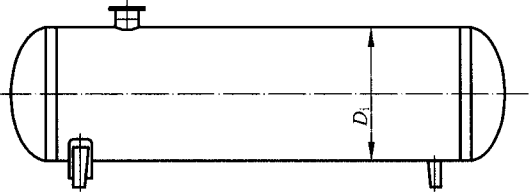
容 器 名 称	卧式容器（双鞍座）	计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会
简 图			
			
计 算 条 件			
计算压力 p_c	0.6	MPa	
设计温度 t	60	℃	
圆筒材料	16MnR(热轧)		
鞍座材料	Q235-A · F		
圆筒材料常温许用应力 $[\sigma]$	170	MPa	
圆筒材料设计温度下许用应力 $[\sigma]^t$	170	MPa	
圆筒材料常温屈服强度 R_{eL}	345	MPa	
鞍座材料许用应力 $[\sigma]_{sa}$	140	MPa	
工作时物料密度 γ_o	621	kg/m ³	
液压试验介质密度 γ_T	1000	kg/m ³	
圆筒内直径 D_i	3800	mm	
圆筒名义厚度 δ_n	16	mm	
圆筒厚度附加量 C	2	mm	
圆筒焊接接头系数 ϕ	1.0		
封头名义厚度 δ_{hm}	20	mm	
封头厚度附加量 C_h	2	mm	
两封头切线间距离 L	11900	mm	
鞍座垫板名义厚度 δ_m	0	mm	
鞍座垫板有效厚度 δ_{re}	0	mm	
鞍座轴向宽度 b	450	mm	
鞍座高度 H	254	mm	
鞍座包角 θ	120	(°)	
鞍座地脚螺栓个数 n	2		
鞍座地脚螺栓公称直径	36	mm	

表 3（续）

容 器 名 称	卧式容器（双鞍座）	计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会
鞍座轴线两侧的螺栓间距 l		2500	mm
鞍座底板中心至封头切线距离 A		950	mm
封头曲面高度 h_1		950	mm
试验压力 p_T		0.75	MPa
地震烈度		8(0.3g)	度
腹板与筋板(小端)组合截面积 A_{sa}		105180	mm ²
腹板与筋板(小端)组合截面断面系数 Z_r		3.890e+06	mm ³
圆筒平均半径 R_a		1908	mm
物料充装系数 ϕ_0		0.85	
支 座 反 力 计 算			
圆筒质量(两切线间)	$m_1 = \pi(D_1 + \delta_n)L \delta_n \gamma_s = 17918.2$		kg
封头质量(曲面部分)	$m_2 = 2483.45$		kg
附件质量	$m_3 = 2496$		kg
封头容积(曲面部分)	$V_h = 7.18273e+09$		mm ³
容器容积(两切线间)	$V = 1.49325e+11$		mm ³
容器内充液质量	工作时, $m_4 = V\gamma_0\phi_0 = 78821.3$ 压力试验时, $m'_4 = V\gamma_T = 149325$		kg
耐热层质量	$m_5 = 0$		kg
总质量	工作时, $m = m_1 + 2 \times m_2 + m_3 + m_4 + m_5 = 104202$ 压力试验时, $m' = m_1 + 2 \times m_2 + m_3 + m_4 + m_5 = 174706$		kg
单位长度载荷	$q = \frac{mg}{L + \frac{4}{3}h_1} = 77.6532$ $q' = \frac{m'g}{L + \frac{4}{3}h_1} = 130.194$		N/mm
支座反力	$F' = \frac{1}{2}mg = 511217$ $F'' = \frac{1}{2}m'g = 857109$ $F = \max(F', F'') = 857109$		N

表 3（续）

容 器 名 称	卧式容器（双鞍座）	计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
筒 体 弯 矩 计 算				
圆筒中间处截面上的 弯矩	工作时 $M_1 = \frac{F'L}{4} \left[\frac{1+2(R_a^2-h_1^2)/L^2}{1+\frac{4h_1}{3L}} - \frac{4A}{L} \right] = 9.421\text{e}+08$		N · mm	
	压力试验 $M_{T1} = \frac{F'L}{4} \left[\frac{1+2(R_a^2-h_1^2)/L^2}{1+\frac{4h_1}{3L}} - \frac{4A}{L} \right] = 1.579\text{e}+09$			
支座处横截面弯矩	工作时 $M_2 = -F'A \left[1 - \frac{1-\frac{A}{L}+\frac{R_a^2-h_1^2}{2AL}}{1+\frac{4h_1}{3L}} \right] = -2.861\text{e}+07$		N · mm	
	压力试验 $M_{T2} = 1 - F'A \left[1 - \frac{1-\frac{A}{L}+\frac{R_a^2-h_1^2}{2AL}}{1+\frac{4h_1}{3L}} \right] = -4.797\text{e}+07$			
系 数 计 算				
$K_1=1$		$K_2=1$	$K_3=0.879904$	
$K_4=0.401056$		$K_5=0.760258$	$K_6=0.0132129$	
$K_6=$		$K_7=$	$K_8=$	
$K_9=0.203522$		$C_4=$	$C_5=$	
筒体轴向应力计算				
轴 向 应 力 计 算	操作状态	$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} = 46.77$	MPa	
		$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_2}{K_1 \pi R_a^2 \delta_e} = 41.06$		
	水压试验状态	$\sigma_1 = -\frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} = -5.887$	MPa	
		$\sigma_4 = \frac{M_2}{K_2 \pi R_a^2 \delta_e} = -0.1788$		
			$\sigma_{T1} = -\frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} = -9.864$	MPa
			$\sigma_{T4} = \frac{M_{T2}}{K_2 \pi R_a^2 \delta_e} = -0.2997$	
	$\sigma_{T2} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} = 60.98$	MPa		
	$\sigma_{T3} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{T2}}{K_1 \pi R_a^2 \delta_e} = 51.41$			

表 3 (续)

容 器 名 称		卧式容器（双鞍座）		计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
应力校核	许用压缩应力	$A = \frac{0.094\delta_e}{R_i} = 0.000692632$				
		根据圆筒材料查 GB 150 图 6-3 ~ 图 6-10 $B = 90.68$				MPa
		$[\sigma]_{ac}^t = \min([\sigma]^t, B) = 90.68$ $[\sigma]_{ac} = \min(0.8R_{eL}, B) = 90.68$				MPa
	$\sigma_2, \sigma_3 < \phi[\sigma]^t = 170$ 合格					
	$ \sigma_1 , \sigma_4 < [\sigma]_{ac}^t = 90.68$ 合格					
$ \sigma_{T1} , \sigma_{T4} < [\sigma]_{ac} = 90.68$ 合格						
$\sigma_{T2}, \sigma_{T3} < 0.9R_{eL} = 310.5$ 合格						
$A > \frac{R_a}{2}$ 时 ($A > \frac{L}{4}$ 时, 不适用)		$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \left(\frac{L - 2A}{L + 4h_1/3} \right) =$				MPa
$A \leq \frac{R_a}{2}$ 时		圆筒中: $\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} = 28.23$ 封头中: $\tau_h = \frac{K_4 F}{R_a \delta_{hc}} = 10.009$				MPa
应力校核	封头	椭圆形封头, $\sigma_h = \frac{K P_c D_i}{2\delta_{hc}} = 63.33$				MPa
	圆筒 封头	$[\tau] = 0.8[\sigma]^t = 136$ $[\tau] = 1.25[\sigma]^t - \sigma_h = 149.2$				MPa
	圆筒 封头	$\tau < [\tau] = 136$ 合格 $\tau_h < [\tau_h] = 149.2$ 合格				MPa
鞍座处圆筒周向应力计算						
圆筒的有效宽度		$b_2 = b + 1.56\sqrt{R_a \delta_n} = 722.6$				mm
无垫板 无加强圈	在横截面最低点处	$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{\delta_e b_2} = -6.441$				MPa
	在鞍座边角处	$L/R_a < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e^2} = -132.3$				MPa
	应力校核	$ \sigma_5 < [\sigma]^t = 170$ 合格 $ \sigma_6 < 1.25[\sigma]^t = 212.5$ 合格				MPa

2 [例 2] $\phi 2600 \times 18000$ 双鞍座支承的真空卧式容器设计

设计条件：

设计压力： -0.1MPa ； 设计温度： $t = 100^{\circ}\text{C}$ ；

容器内径： $D_i = 2600\text{mm}$ ； 筒体长度（焊缝间距离）： $L = 18000\text{mm}$ ；

设备材料： 16MnR ；

焊接接头系数： $\phi = 0.85$ ； 腐蚀裕度： $C_2 = 3\text{mm}$ ；

筒体上安装加强圈，加强圈间距为 1500mm ，型钢类型为扁钢，规格 100×8 ，加强圈材料为 Q235-A ；

物料密度： $\rho = 950\text{kg}$ ；

鞍座：非标鞍座，材料 Q235-A ；

 包角： 150° ； 鞍座宽度： 220mm ；

 鞍座高度： 220mm ； 鞍座腹板厚度： 18mm ；

 鞍座截面积： 60672mm^2 ； 鞍座与地面平行截面抗弯模量： $1.89921\text{e}+06\text{mm}^3$

设备所在地区地震烈度：小于 7 度。

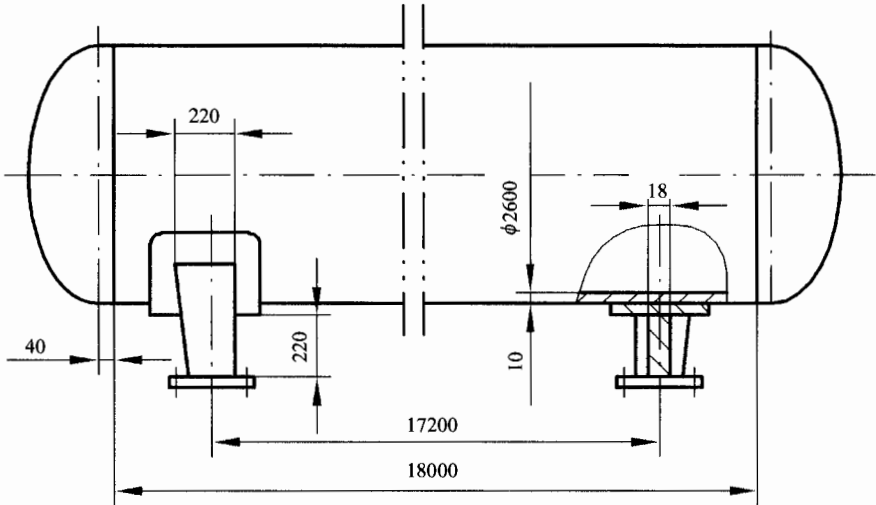


图 2

解：

计算结果见计算表 4。

表4 真空卧式容器强度计算表

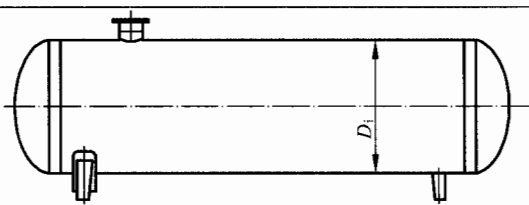
容器名称	卧式容器（双鞍座）	计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
简 图				
				
计 算 条 件				
计算压力 p_c	-0.1	MPa		
设计温度 t	100	℃		
圆筒材料	16MnR			
鞍座材料	Q235-A · F			
圆筒材料常温许用应力 $[\sigma]$	170	MPa		
圆筒材料设计温度下许用应力 $[\sigma]^t$	170	MPa		
圆筒材料常温屈服强度 R_{eL}	245	MPa		
鞍座材料许用应力 $[\sigma]_{sa}$	140	MPa		
工作时物料密度 γ_0	950	kg/m ³		
液压试验介质密度 γ_T	1000	kg/m ³		
圆筒内直径 D_i	2600	mm		
圆筒名义厚度 δ_n	10	mm		
圆筒厚度附加量 C	3	mm		
圆筒焊接接头系数 ϕ	0.85			
封头名义厚度 δ_{hn}	10	mm		
封头厚度附加量 C_h	3	mm		
两封头切线间距离 L	18080	mm		
鞍座垫板名义厚度 δ_m	10	mm		
鞍座垫板有效厚度 δ_{re}	10	mm		
鞍座轴向宽度 b	220	mm		
鞍座包角 θ	150	(°)		
鞍座底板中心至封头切线距离 A	440	mm		
封头曲面高度 h_i	650	mm		
试验压力 p_T	0.125	MPa		
鞍座高度 H	220	mm		
腹板与筋板(小端)组合截面积 A_{sa}	60672	mm ²		
腹板与筋板(小端)组合截面断面系数 Z_r	1.89921e+06	mm ³		
地震烈度	小于 7 度			
圆筒平均半径 R_a	1305	mm		
物料充装系数 ϕ_0	1			

表 4 (续)

容器名称	卧式容器（双鞍座）	计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会
支 座 反 力 计 算			
圆筒质量（两切线间）	$m_1 = \pi(D_1 + \delta_n)L\delta_n\gamma_s = 11637.5$		kg
封头质量（曲面部分）	$m_2 = 579.7$		kg
附件质量	$m_3 = 250$		kg
封头容积（曲面部分）	$V_h = 2.30\text{e}+09$		mm ³
容器容积（两切线间）	$V = 1.00593\text{e}+11$		mm ³
容器内充液质量	工作时， $m_4 = V\gamma_o\phi_o = 95563.7$ 压力试验时， $m_4^n = V\gamma_T = 100593$		kg
耐热层质量	$m_5 = 6550$		kg
总质量	工作时， $m = m_1 + 2\times m_2 + m_3 + m_4 + m_5 = 108611$ 压力试验时， $m' = m_1 + 2\times m_2 + m_3 + m_4 + m_5 = 113640$		kg
单位长度载荷	$q = \frac{mg}{L + \frac{4}{3}h_1} = 56.25$ $q' = \frac{m'g}{L + \frac{4}{3}h_1} = 58.85$		N/mm
支座反力	$F' = \frac{1}{2}mg = 532843$ $F'' = \frac{1}{2}m'g = 557519$ $F = \max(F', F'') = 557519$		N
筒 体 弯 矩 计 算			
圆筒中间处截面上的 弯矩	工作时， $M_1 = \frac{F'L}{4} \left[\frac{1 + 2(R_a^2 - h_1^2)/L^2}{1 + \frac{4h_1}{3L}} - \frac{4A}{L} \right] = 2.082\text{e}+09$ 压力试验， $M_{T1} = \frac{F''L}{4} \left[\frac{1 + 2(R_a^2 - h_1^2)/L^2}{1 + \frac{4h_1}{3L}} - \frac{4A}{L} \right] = 2.178\text{e}+09$		N · mm
支座处横截面弯矩	工作时， $M_2 = -F'A \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_1^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_1}{3L}} \right] = 1.837\text{e}+06$ 压力试验， $M_{T2} = -F''A \left[1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_1^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_1}{3L}} \right] = 1.922\text{e}+06$		N · mm

表 4 (续)

容器名称		卧式容器（双鞍座）	计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
系 数 计 算					
K ₁ =1		K ₂ =1		K ₃ =0.485135	
K ₄ =0.295241		K ₅ =0.673288		K ₆ =0.00791865	
K ₆ '=0.00630928		K ₇ =		K ₈ =	
K ₉ =0.259372		C ₄ =		C ₅ =	
筒 体 轴 向 应 力 计 算					
轴向 应力 计算	操作状态	$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} = 46.29$			MPa
		$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_2}{K_1 \pi R_a^2 \delta_e} = -0.049$			
		$\sigma_1 = -\frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_e} = -64.94$			MPa
		$\sigma_4 = \frac{M_2}{K_2 \pi R_a^2 \delta_e} = -9.272$			
	水压试验状态	$\sigma_{T1} = -\frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} = -58.16$			MPa
		$\sigma_{T4} = \frac{M_{T2}}{K_2 \pi R_a^2 \delta_e} = 0.051$			
	$\sigma_{T2} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_e} = 69.84$			MPa	
	$\sigma_{T3} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{T2}}{K_1 \pi R_a^2 \delta_e} = 11.60$				
应力 校核	许用压缩应力	$A = \frac{0.094\delta_e}{R_i} = 0.000506154$			
		根据圆筒材料查 GB 150 图 6-3 ~ 图 6-10			MPa
		$B = 65.22$			
		$[\sigma]_{ac}^t = \min([\sigma]^t, B) = 65.22$			MPa
		$[\sigma]_{ac} = \min(0.8R_{eL}, B) = 65.22$			
	$\sigma_2, \sigma_3 < \phi[\sigma]^t = 0.85 \times 170 = 144.5$			合格	MPa
	$ \sigma_1 , \sigma_4 < [\sigma]_{ac}^t = 65.22$			合格	
	$ \sigma_{T1} , \sigma_{T4} < [\sigma]_{ac} = 65.22$			合格	
	$\sigma_{T2}, \sigma_{T3} < 0.9\phi R_{eL} = 0.9 \times 310.5 = 279.45$			合格	

表 4 (续)

容器名称		卧式容器（双鞍座）		计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
$A > \frac{R_a}{2}$ 时($A > \frac{L}{4}$ 时, 不适用)				$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \left(\frac{L - 2A}{L + 4h_1/3} \right) =$		MPa
$A \leq \frac{R_a}{2}$ 时				圆筒中: $\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} = 29.61$ 封头中: $\tau_h = \frac{K_4 F}{R_a \delta_{he}} = 18.02$		MPa
应力校核				封头	椭圆形封头, $\sigma_h = \frac{K P_c D_i}{2 \delta_{he}} =$ 碟形封头, $\sigma_h = \frac{M P_c R_h}{2 \delta_{he}} =$ 半球形封头, $\sigma_h = \frac{P_c D_i}{4 \delta_{he}} =$	MPa
				圆筒	$[\tau] = 0.8 [\sigma]^t = 106.4$	MPa
				封头	$[\tau] = 1.25 [\sigma]^t - \sigma_h = 212.5$	
				圆筒, $\tau < [\tau] = 106.4$		
封头, $\tau_h < [\tau_h] = 212.5$					合格	
鞍座处圆筒周向应力						
无加强圈圆筒	圆筒的有效宽度			$b_2 = b + 1.56 \sqrt{R_a \delta_n} = 398.209$		mm
	无垫板或垫板不起加强作用时	在横截面最低点处		$\sigma_5 = -\frac{k K_5 F}{\delta_e b_2} =$		MPa
		在鞍座边角处		$L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4 \delta_e b_2} - \frac{3 K_6 F}{2 \delta_e^2} =$		MPa
				$L/R_a < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4 \delta_e b_2} - \frac{12 K_6 F R_a}{L \delta_e^2} =$		MPa

表 4 (续)

容器名称		卧式容器（双鞍座）		计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
无加强圈筒体	垫板起加强作用时	鞍座垫板宽度 $W \geq b + 1.56\sqrt{R_a \delta_n}$ ； 鞍座垫板包角 $\geq \theta + 12^\circ$				
		横截面最低点处的周向应力	$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{(\delta_e + \delta_{re})b_2} = -5.54$			MPa
		鞍座边角处的周向应力	$L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{3K_6 F}{2(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} = -65.03$			MPa
			$L/R_a < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{12K_6 FR_a}{L(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} =$			MPa
		鞍座垫板边缘处圆筒中的周向应力	$L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K'_6 F}{2\delta_e^2} = -157.7$			MPa
			$L/R_a < 8$ 时, $\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K'_6 FR_a}{L\delta_e^2} =$			MPa
	应力校核		$ \sigma_5 < [\sigma]^t = 170$ $ \sigma_6 < 1.25[\sigma]^t = 212.5$ $ \sigma'_6 < 1.25[\sigma]^t = 212.5$		合格 合格 合格	MPa
	鞍 座 应 力 计 算					
水平分力		$F_s = K_9 F = 144605$			N	
腹板水平应力	计算高度	$H_s = \min\left(\frac{1}{3}R_a, H\right) = 220$			mm	
	鞍座腹板厚度	$b_0 = 18$			mm	
	鞍座垫板实际宽度	$b_4 = 400$			mm	
	鞍座垫板有效宽度	$b_r = \min(b_4, b_2) = 398.2$			mm	
	腹板水平应力	无垫板或垫板不起加强作用, $\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_0} =$ 垫板起加强作用, $\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_0 + b_r \delta_{re}} = 18.2$			MPa	
应力判断		$\sigma_9 < \frac{2}{3}[\sigma]_{sa} = 93.3$			合格	MPa

表 4 (续)

容器名称	卧式容器 (双鞍座)	计算单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会
由圆筒温差引起的轴向力 $F_f = F'_f = 213137$			N
$\sigma_{sa} = -\frac{F'}{A_{sa}} - \frac{F_f H}{Z_r} = -33.47$			MPa
应力判断	$\sigma_{sa} < [\sigma]_{sa} = 140$		MPa

3 [例 3] $\Phi 1000 \times 9000$ 带附属设备的双鞍座受压卧式容器设计

设计条件:

- 设计压力: 0.6 MPa;
- 设计温度: $t = 125^{\circ}\text{C}$;
- 容器内径: $D_i = 1000\text{ mm}$;
- 筒体长度 (焊缝间距离): $L = 9000\text{ mm}$;
- 设备材料: Q235-B;
- 筒体名义厚度: $\delta_n = 10\text{ mm}$;
- 焊接接头系数: $\phi = 0.85$;
- 腐蚀裕度: $C_2 = 3\text{ mm}$;
- 物料密度: $\rho = 850\text{ kg}$;
- 鞍座: JB/T 4712—1992 BI, 包角为 120° , 材料 Q235-A;
- 附属设备内径: $d_i = 400\text{ mm}$;
- 附属设备高度: $h = 5650\text{ mm}$;
- 附属设备腐蚀裕度: $c_2 = 3\text{ mm}$;
- 附属设备附加重量: 700 kg;
- 附属设备所受水平配管力: 850 N;
- 设备所在地区地震烈度: 8 度。

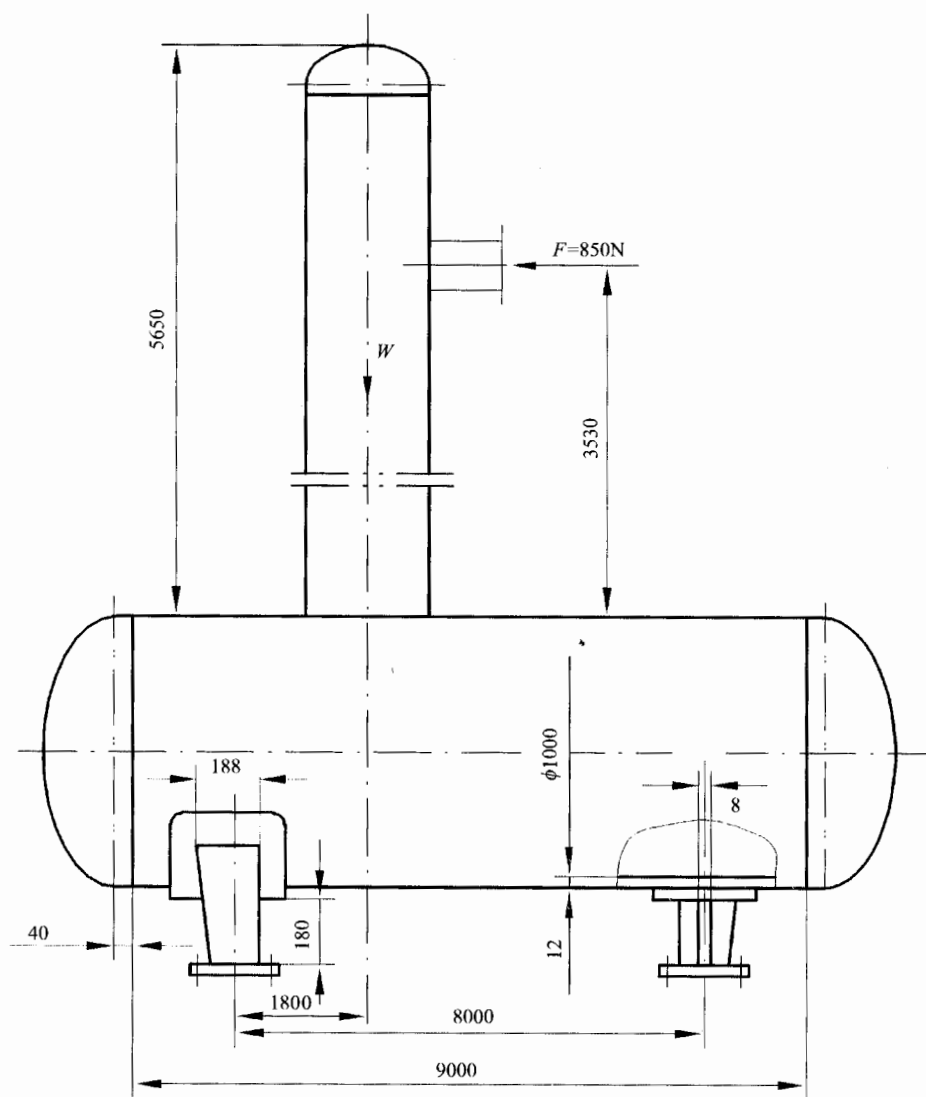


图 3

解：

计算结果见计算表 5。

表 5 有附属设备的双鞍座卧式容器强度计算表

容器名称	带集中载荷卧式容器（双鞍座）	设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
简 图				
设 计 条 件				
计算压力 p_c		0.6	MPa	
设计温度 t		125	℃	
圆筒材料		Q235-B		
封头材料		Q235-B		
鞍座材料		Q235-A · F		
圆筒材料常温下许用应力 $[\sigma]$		113	MPa	
圆筒材料设计温度下许用应力 $[\sigma]^t$		113	MPa	
封头材料常温许用应力 $[\sigma]_h$		113	MPa	
封头材料设计温度下许用应力 $[\sigma]_h^t$		113	MPa	
鞍座材料设计温度下的许用应力 $[\sigma]_{sa}$		140	MPa	
圆筒常温屈服强度 R_{eL}		235	MPa	
操作时物料密度 γ_0		850	kg/m ³	
试验介质密度 γ_T		1000	kg/m ³	
圆筒内直径 D_i		1000	mm	
圆筒名义厚度 δ_n		10	mm	
圆筒厚度附加量 C		3.8	mm	
圆筒焊缝系数 ϕ		0.85		
封头名义厚度 δ_{hn}		10	mm	
封头厚度附加量 C_h		3.8	mm	
鞍座垫板名义厚度 δ_m		0	mm	
两封头切线间距离 L		9080	mm	
封头曲面高度 h_i		250	mm	
鞍座宽度 b		188	mm	
鞍座包角 θ		120	(°)	
鞍座形心至封头切线距离 A		540	mm	
试验压力 p_T		0.75	MPa	

表 5（续）

容器名称		带集中载荷卧式容器（双鞍座）		设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会			
鞍座垫板有效厚度 δ_{re}					0	mm		
鞍座高度 H					180	mm		
鞍座地脚螺栓个数 n					2			
鞍座地脚螺栓公称直径					20	mm		
鞍座轴线两侧的螺栓间距 l					600	mm		
附属设备中心与Ⅰ鞍座距离 a					1800	mm		
附属设备中心与Ⅱ鞍座距离 b					6200	mm		
地震烈度					8（0.3g）	度		
地震力作用点尺寸 h					2825	mm		
圆筒平均半径 R_a					505	mm		
物料充装系数 ϕ_0					1			
支座反力计算（均布载荷引起）								
圆筒质量 m_1		$m_1 = \pi(D_i + \delta_n)L\delta_n\gamma_s = 2261.66$						
封头质量 m_2		$m_2=86.80$						
附件质量（不含附属设备）			$m_3= 500$					
封头容积 V_N		$V_N=1.309e+08\text{ mm}^3$			容器容积 $V= \pi D_i^2 L/4+2V_H= 7.39e+09\text{ mm}^3$			
容器内充液质量		操作			$m_4=V\ \gamma_0\ \phi_0= 6284.23$ kg			
		液压（或气压）试验			$m_4'=V\ \gamma_T= 7393.21$ kg			
隔热层质量 m_5		$m_5= 0$ kg						
总质量		操作时 m		$m=m_1+m_2+m_3+m_4+m_5= 9219.5$ kg				
		压力试验 m'		$m'=m_1+m_2+m_3+m_4'+m_5= 10328.5$ kg				
均布载荷		操作时 q		$q=mg/(L+4h_i/3)= 9.60996$ N/mm				
		压力试验 q'		$q'=m'g/(L+4h_i/3)= 10.76$ N/mm				
均布载荷引起支座反力		操作时 F'		$F'=mg/2= 45230.9$ N				
		压力试验 F''		$F''=m'g/2= 50671.5$ N				
附属设备引起径向载荷及外力矩计算								
结构尺寸	L_1	8000	l_1	5650	H	180	a	1800
	b	6200	R_i	500	δ_n	10	d_1	400
	S_1	6	h	3530				
径 向 载 荷								
附属设备：圆筒及封头质量		$m_{1a}'+m_{2a}'= 345.6$ kg						
附属设备：内件、附件、保温		$m_{3a}'+m_{5a}'= 700$ kg						

表 5（续）

容器名称		带集中载荷卧式容器（双鞍座）		设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
充液质量	操作时	$m_{4a}' = 621.3$				kg
	压力试验	$m_{4a}'' = 730.9$				kg
附属设备质量	操作时	$m_a' = m_{1a}' + m_{2a}' + m_{3a}' + m_{4a}' + m_{5a}' = 1666.92$				kg
	压力试验	$m_a'' = m_{1a}'' + m_{2a}'' + m_{3a}'' + m_{4a}'' + m_{5a}'' = 1776.56$				kg
径向力	操作时	$W' = m_a' g = 16355.8$	N	$W = \max(W, W') = 17431.6$		N
	压力试验	$W'' = m_a'' g = 17431.6$	N			
1. 无地震载荷作用工况下的应力计算和校核						
集中载荷引起的支座反力						
径向力 W 引起	操作	$F_I = \frac{b}{l} W' = 12675.7$	N	$F_{II} = \frac{a}{l} W' = 3680.05$	N	
	水压试验	$F_I'' = \frac{b}{l} W = 13509.5$	N	$F_{II}'' = \frac{a}{l} W = 3922.11$	N	
剪力、支座反力合成						
支座反力组合	操作	$F_I^0 = F' + F_I = 57906.6$	N	$F_{II}^0 = F' + F_{II} = 48910.9$	N	
	水压试验	$F_I^{0'} = F'' + F_I'' = 64181$	N	$F_{II}^{0'} = F'' + F_{II}'' = 54593.6$	N	
$F = \max(F_I^0, F_{II}^0), F_T = \max(F_I^{0'}, F_{II}^{0'})$						
支座处最大剪力	$V_I = F_I^0 - \frac{2F}{L + \frac{4}{3}h_1} \left(\frac{2}{3}h_1 + A \right) = 50298.7$			$V_{II} = F_{II}^0 - \frac{2F}{L + \frac{4}{3}h_1} \left(\frac{2}{3}h_1 + A \right) = 41303$		
均布、集中载荷引起力矩的组合						
均布载荷引起弯矩						
集中载荷作用点 K 处	操作	$M_{kq} = q \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3}h_1A - \frac{A^2}{2} + \frac{al}{2} \left(1 - \frac{a}{l} \right) \right] = 5.182e+07$				
	压力试验	$M'_{kq} = q' \left[\frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3}h_1A - \frac{A^2}{2} + \frac{al}{2} \left(1 - \frac{a}{l} \right) \right] = 5.805e+07$				
支座处	操作	$M_2 = -FA \left[1 - \frac{\frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_1^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_1}{3L}} \right] = -1.803e+06$				N · mm
	压力试验	$M_{T2} = -F_TA \left[1 - \frac{\frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_1^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_1}{3L}} \right] = -2.020e+06$				N · mm

表 5 (续)

容器名称	带集中载荷卧式容器（双鞍座）		设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会
集中载荷引起的轴向弯矩				
径向力在 K 点引起的轴向弯矩	操作	$M'_K = \frac{a \cdot b}{l} W' = 2.281\text{e}+07$		N · mm
	压力试验	$M''_K = \frac{a \cdot b}{l} W'' = 2.432\text{e}+07$		N · mm
弯 矩 组 合				
在集中载荷作用点 K 处	操作	$M_K = M_{Kq} + M'_K + \max(M'_{KI}, M'_{KII}) = 7.464\text{e}+07$		N · mm
	压力试验	$M_{KT} = M'_{Kq} + M''_K + \max(M'_{KI}, M'_{KII}) = 8.237\text{e}+07$		N · mm
筒体轴向应力计算				
集中载荷作用点 K 处	筒体开孔内径 $d_i = 400$ mm，筒体内径 $D_i = 1000$ mm $\sin\beta = d_i / D_i = 0.4$, $\beta = 23.5782$, 查图 A.3 得: $K_{10} = 0.677062$; $K_{11} = 0.836375$			
	筒体最高点	操作工况	$\sigma_{1K} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_K}{K_{10} \pi R_a^2 \delta_e} = -22.19$ MPa	
		压力试验工况	$P_T = 0$ 时, $\sigma_{1KT} = -\frac{M_{KT}}{K_{10} \pi R_a^2 \delta_e} = -24.49$ MPa	
	筒体最低点	操作工况	$\sigma_{2K} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_K}{K_{11} \pi R_a^2 \delta_e} = 42.40$ MPa	
		压力试验工况	$\sigma_{2KT} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{KT}}{K_{11} \pi R_a^2 \delta_e} = 50.37$ MPa	
	筒体轴向弯矩的极值点处	$x_1 = \frac{F_I^0}{q} - \frac{2}{3} h_i - A = 5319.02$ ，如满足: $0 < x_1 < a$ ，则		
$M_{\max} = q \left[\frac{R_i^2 - h_i^2}{4} - \frac{2}{3} h_i (A + x_1) - \frac{(A + x_1)^2}{2} \right] + F_I^0 \cdot x_1 =$			N · mm	
否则，计算				
$x_2 = \frac{F_{II}^0}{q} - \frac{2}{3} h_i - A = 4382.94$ ，如满足: $0 < x_2 < b$ ，则				
$M_{\max} = q \left[\frac{R_i^2 - h_i^2}{4} - \frac{2}{3} h_i (A + x_2) - \frac{(A + x_2)^2}{2} \right] + F_{II}^0 \cdot x_2 = 9.05 + 07$			N · mm	
否则， $M_{\max} = 0$ 。				
以 q' 、 $F_I^{0'}$ 、 $F_{II}^{0'}$ 代入以上各式计算				
$x_{1t} = 5254.84$		$M_{\max T} =$		N · mm
$x_{2t} = 4364.31$		$M_{\max T} = 1.005\text{e}+08$		N · mm

表 5 (续)

容器名称	带集中载荷卧式容器（双鞍座）		设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
筒体轴向 弯矩的 极值点处	当 $M_{\max}=0$ 时, 不必计算 σ_1, σ_2 ; 当 $M_{\max T}=0$ 时, 不必计算 σ_{T1}, σ_{T2}				
	最高点	操作工况	$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{\max}}{\pi R_a^2 \delta_e} = -18.22$	MPa	
		压力试验 工况	$p_T=0$ 时, $\sigma_{T1} = -\frac{M_{\max T}}{\pi R_a^2 \delta_e} = -20.23$	MPa	
	最低点	操作工况	$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{\max}}{\pi R_a^2 \delta_e} = 42.66$	MPa	
		压力试验 工况	$\sigma_{T2} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{\max T}}{\pi R_a^2 \delta_e} = 50.79$	MPa	
在支座中心 截面最高点	$A=540, R_a/2=252.5$, 包角 $\theta=120^\circ$ 由表 7-1 得: $K_1=0.106611, K_2=0.192348$				
	操作工况	$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_2}{\pi K_1 R_a^2 \delta_e} = 27.84$		MPa	
	压力试验 工况	$p_T=0, \quad \sigma_{T3} = -\frac{M_{T2}}{\pi K_1 R_a^2 \delta_e} = 3.815$		MPa	
		$p_T \neq 0, \quad \sigma_{T3} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{T2}}{\pi K_1 R_a^2 \delta_e} = 34.36$		MPa	
在支座中心 截面最低点	操作工况	$\sigma_4 = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_2}{\pi K_2 R_a^2 \delta_e} = 28.43$		MPa	
	压力试验 工况	$p_T=0, \quad \sigma_{T4} = \frac{M_{T2}}{\pi K_2 R_a^2 \delta_e} = -1.888$		MPa	
		$p_T \neq 0, \quad \sigma_{T4} = \frac{p_T R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{T2}}{\pi K_2 R_a^2 \delta_e} = 28.77$		MPa	
应力校核	许用应力	$A = \frac{0.094\delta_e}{R_i} = 0.0011656$, 按圆筒材料, 查 GB150 相应图表。			
		设计温度下 $B=118.6\text{MPa}$		水压试验时 $B=118.6$	MPa
		$[\sigma]_{ac}^t = \min([\sigma]^t, B) = 113$			MPa
		$[\sigma]_{ac}^t = \min(0.9\phi R_{eL}, B) = 118.6$			MPa
	操作工况	最大轴向拉应力 $< \phi[\sigma]^t = 0.85 \times 113 = 96.05$			合格
		最大轴向压应力 $< [\sigma]_{ac} = 113$			合格
	压力试验 工况	最大轴向拉应力 $< 0.9\phi R_{eL} = 211.5 \times 0.9 = 190.35$			合格
	最大轴向压应力 $< [\sigma]_{ac} = 118.6$			合格	

表 5（续）

容器名称	带集中载荷卧式容器（双鞍座）	设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会
切向剪应力计算			
由 $R_a/2, A, \theta$ ，查表 7-2 得： $K_3=1.17069$ ， $K_4=$			
$F=\max(F_1^0, F_{II}^0, F_1^{\sigma}, F_{II}^{\sigma})=64181$ （以下同）			
$A>\frac{R_m}{2}$ ，筒体未被封头加强		$\tau=\frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \left(\frac{L-2A}{L+\frac{4}{3} h_1} \right)=20.39$ MPa	
应力校核	筒体： $\tau<[\tau]=90.4$		合格
鞍座处圆筒周向应力（无加强圈、无垫板）			
系数 K_5, K_6	由 $\theta, A/R_a$ 查表 7-3, $K_5=0.760258$ $K_6=0.0528518$		
圆筒有效宽度	$b_2=b+1.56(R_a \delta_n)^{1/2}=298.9$ mm		
在横截面最低点处	$\sigma_5=-\frac{k K_5 F}{\delta_e b_2}=-2.633$ MPa	容器焊在鞍座上， $k=0.1$	
在鞍座边角处	$L/R_m \geq 8, \sigma_6=-\frac{F}{4 \delta_e b_2}-\frac{3 K_6 F}{2 \delta_e^2}=-141.0$ MPa		
应力校核	$ \sigma_5 <[\sigma]^t=113$ 合格， $ \sigma_6 <1.25[\sigma]^t=141.25$ 合格		
鞍座应力计算			
水平分力	$\theta=120^\circ$ ；查表 7-5, $K_9=0.203522$		
	$F_s=K_9 \cdot F=13062.2$ N		
腹板水平平均应力	计算高度 $H_s=\min(R_a/3, \text{鞍座实际高度 } H)=168.3$ mm		
	腹板厚度 $b_0=6$ mm		
	筋板顶端宽 $b=188$ mm, 圆筒的有效宽度 $b_2=b+1.56 \sqrt{R_a \delta_n}=298.9$ mm		
	计算高度 $H_s=\min(R_a/3, \text{鞍座实际高度 } H)=168.3$ mm		
	$\sigma_9=\frac{F_s}{H_s b_0}=12.9$ MPa		
	应力校核： $\sigma_9<\frac{2}{3}[\sigma]_{sa}=93$ 合格		
2. 地震载荷作用工况下的应力计算和校核			
轴向外力，力矩			
地震烈度	8(0.3g)度 $\alpha_1=0.24$		
地震力	$F_{Ea}=\alpha_1 W'=3925.39$ N		
地震力矩	$M_{Ea}=F_{Ea} \cdot \left(h+\delta_n+\frac{D_i}{2} \right)=1.58e+07$ N·mm		
轴向力矩引起	$F_1'=\frac{M_{Ea}}{l}=1975$ N	$F_{II}'=-F_1'=-1975$ N	
剪力、支座反力合成			
支座反力组合，N	$F_1^0=F'+F_1+F_1'=59881.6$		$F_{II}^0=F'+F_{II}+F_{II}'=50885.9$
$F=\max(F_1^0, F_{II}^0)=59881.6$			
支座处最大剪力	$V_I=F_1^0-\frac{2 F}{L+\frac{4}{3} h_1} \left(\frac{2}{3} h_1+A \right)=52273.6$ N		$V_{II}=F_{II}^0-\frac{2 F}{L+\frac{4}{3} h_1} \left(\frac{2}{3} h_1+A \right)=43278$ N

表 5（续）

容器名称		带集中载荷卧式容器（双鞍座）		设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
集中载荷引起的轴向弯矩						
径向力在 K 点引起的轴向弯矩	操作工况	$M'_K = \frac{a \cdot b}{l} W' = 2.282\text{e}+07$			N · mm	
	压力试验	$M''_K = \frac{a \cdot b}{l} W'' = 2.432\text{e}+07$			N · mm	
轴向力矩在 K 点引起的		K 点 I 支座侧	$M'_{KI} = \frac{a}{l} M_{\text{Ea}}^{0-0} = 3.555\text{e}+06$		N · mm	
		K 点 II 支座侧	$M'_{KII} = \frac{b}{l} M_{\text{Ea}}^{0-0} = -1.224\text{e}+07$		N · mm	
弯 矩 组 合						
在集中载荷作用点 K 处	操作工况	$M_K + M_{Kq} + M'_K + \max(M'_{KI}, M'_{KII}) = 7.819\text{e}+07$			N · mm	
筒体轴向应力计算						
集中载荷作用点 K 处	筒体开孔内径 $d_1 = 400$ mm，筒体内径 $D_1 = 1000$ mm $\sin\beta = d_1 / D_1 = 0.4$ ， $\beta = 23.5782$ ，查图 A-3 得： $K_{10} = 0.677062$ ； $K_{11} = 0.836375$					
	筒体最高点	操作	$\sigma_{1K} = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_K}{K_{10} \pi R_a^2 \delta_c} = -23.25$		MPa	
	筒体最低点	操作工况	$\sigma_{2K} = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} + \frac{M_K}{K_{11} \pi R_a^2 \delta_c} = 43.26$		MPa	
筒体轴向弯矩的极值点处	$x_1 = \frac{F_{\text{I}}^0}{q} - \frac{2}{3} h_1 - A = 5524.53$ ，满足： $x_1 > a$ ， $x_2 = \frac{F_{\text{II}}^0}{q} - \frac{2}{3} h_1 - A = 4588.45$ ，满足： $0 < x_2 < b$ ， $M_{\text{Emax}} = q \left[\frac{R_i^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3} h_1 (A + x_2) - \frac{(A + x_2)^2}{2} \right] + F_{\text{II}}^0 \cdot x_2 = 9.9348\text{e} + 07$					N · mm
筒体轴向弯矩的极值点处	筒体最高点	操作 工况	$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_{\text{Emax}}}{\pi R_a^2 \delta_c} = -20.01$		MPa	
	筒体最低点		$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} + \frac{M_{\text{Emax}}}{\pi R_a^2 \delta_c} = 44.45$		MPa	
支座处弯矩	$M_2 = -FA \left[1 - \frac{\frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_1^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_1}{3L}} \right] = -1.864\text{e} + 06$				N · mm	
在支座中心截面最高点	$A = 540$ ， $R_a/2 = 252.5$ ，包角 $\theta = 120^\circ$ ，由表 7-1 得： $K_1 = 0.106611$ ， $K_2 = 0.192348$					
	操作工况	$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_2}{\pi k_1 R_a^2 \delta_c} = 28.13$			MPa	
在支座中心截面最低点	操作工况	$\sigma_4 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} + \frac{M_2}{\pi k_2 R_a^2 \delta_c} = -1.914$			MPa	

表 5（续）

容器名称		带集中载荷卧式容器（双鞍座）		设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
应力校核	许用应力	$A = \frac{0.094\delta_e}{R_i} = 0.0011656$ ，按圆筒材料，查 GB 150 相应图表				
		设计温度下 $B = 118.6$ MPa				
		$[\sigma]_{ac}^t = \min([\sigma]^t, B) = 113$ MPa				
	操作工况	最大轴向拉应力 $< [\sigma]^t K_0 = 135.6$			合格	
		最大轴向压应力 $< [\sigma]_{ac} = 113$			合格	
切向剪应力计算						
由 $R_a/2, A, \theta$ ，查表 7-2 得； $K_3 = 1.17069$ ， $K_4 =$ ， $K_0 = 1.2$						
$F = \max(F_I^0, F_{II}^0) = 59881$ （以下同）						
$A > \frac{R_a}{2}$ ，筒体未被封头加强		$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3} h_i} \right) = 18.84$ ，			MPa	
应力校核	筒体： $\tau < [\tau] = 90.4$				合格	
鞍座处圆筒周向应力						
无加强圈无垫板	系数 K_5, K_6	由 θ ， A/R_a ，查表 7-3， $K_5 = 0.760258$ ， $K_6 = 0.0528518$				
	圆筒有效宽度	$b_2 = b + 1.56(R_a \delta_n)^{1/2} = 298.9$			mm	
	在横截面最低点处	$\sigma_5 = -\frac{k K_5 F}{\delta_e b_2} = -2.456$ MPa	k 系数，容器焊在鞍座上面时， $k = 0.1$			
	在鞍座边角处	$L/R_a \geq 8$ ， $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} = 131.6$			MPa	
	应力校核	$ \sigma_5 < [\sigma]^t K_0 = 135.6$ $ \sigma_6 < 1.25[\sigma]^t K_0 = 169.5$			合格 合格	
鞍座应力计算						
水平分力	$\theta = 120^\circ$ ；查表 7-5， $K_9 = 0.203522$					
	$F_s = K_9 \cdot F = 12187$				N	
腹板水平平均应力	计算高度 $H_s = \min(R_a/3, \text{鞍座实际高度 } H) = 168.3$				mm	
	腹板厚度 $b_0 = 6$				mm	
	$\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_0} = 12.9329$				MPa	
	应力校核： $\sigma_9 < \frac{4}{5}[\sigma]_{sa} = 112$				合格	

表 5（续）

容器名称	带集中载荷卧式容器（双鞍座）		设计单位	全国锅炉压力容器标准化技术委员会	
腹板筋板 组合截面 应力	圆筒中心至基础表面距离 $H_v=690$			mm	
	鞍座高度 $H=180$			mm	
	地震力 $F_{Ev}=\alpha_1mg=21710.8$			N	
	轴向力 $F_{Ev}+F_{Ea}=25636.2$			N	
	$M_{Ea}^{0-0}=F_{Ea}\cdot(h+2\delta_n+D_i+H)=1.857\times10^7$			N·mm	
	$M_{Ev}^{0-0}=F_{Ev}\cdot H_v=1.50\times10^7\text{ N}\cdot\text{mm}$, $M_E^{0-0}=M_{Ev}^{0-0}+M_{Ea}^{0-0}=3.36\times10^7$			N·mm	
	组合截面积 $A_{sa}=7800\text{mm}^2$ ，组合截面的截面系数 $Z_r=140682$			mm ³	
	支座反力、轴向 弯矩引起的	$F_L\leq Ff$,			
$\sigma_{sa}=-\frac{F}{A_{sa}}-\frac{F_{Ev}H}{2Z_r}-\frac{M_E^{0-0}}{A_{sa}(L-2A)}=-22.10$			MPa		
$ \sigma_{sa} <[\sigma]_{sa}K_0=168\text{ MPa}$			合格		
温差引起的	$\sigma_{sa}=-\frac{F}{A_{sa}}-\frac{FfH}{Z_r}=-38.32$			MPa	
	$ \sigma_{sa} <[\sigma]_{sa}K_0=140\text{ MPa}$			合格	
地脚螺栓 校核	地脚螺栓截面积 A_{bt}	$A_{bt}=\frac{\pi}{4}d_b^2=\frac{\pi}{4}\times17.294^2=234.8$		mm ²	
	地脚螺栓拉应力	$\sigma_{bt}=\frac{M_E^{0-0}}{nl_1A_{bt}}=119$		MPa	
	应力校核	$\sigma_{bt}<K_o[\sigma_{bt}]=176$		MPa	合格
	地脚螺栓剪应力	$\tau_{bt}=\frac{F_{Ev}+F_{Ea}}{n'A_{bt}}=27.3$		MPa	
	应力校核	$\tau_{bt}<0.8[\sigma_{bt}]=118$		MPa	合格

参 考 文 献

- [1] GB 150—1998《钢制压力容器》
- [2] JB/T 4735—1997《钢制焊接常压容器》
- [3] GB 50011—2000《建筑抗震设计规范》
- [4] HGJ 18—1989《钢制化工容器制造技术要求》
- [5] DIN 28080《卧式容器鞍式支座尺寸》
- [6] JIS B 8278—1993《鞍式支座支承的卧式压力容器》
- [7] PD 5500—2003《非直接火焰压力容器》
- [8] 秦叔经. 结构和载荷相对跨中截面非对称双鞍座卧式容器中的应力计算. 化工设备与管道, 2000 年第 1 期

关于归口标准有关事宜的补充声明

各标准用户：

感谢您采用全国锅炉压力容器标准化技术委员会归口的标准，有关标准内容、制定和修订、解释和信息反馈事宜，补充说明如下：

1. 内容

标准内容一般包含强制性要求、特殊禁用规定和推荐性指南，其中推荐性指南不是必须执行的部分。应当指出，标准不必要也不可能对其范围内的所有方面作出规定，因此不应该禁止使用那些没有作出规定的方面。标准不同于手册，不能替代培训、经验和技术鉴定的作用，但经验和技术鉴定也不能用来否定强制性要求和特殊禁用规定。

2. 制定和修订

关于锅炉压力容器国家标准和行业标准的制定、修订项目建议，应直接提交全国锅炉压力容器标准化技术委员会秘书处，由委员会决定是否上报政府有关主管部门。除遵循政府有关主管部门规定的程序外，本委员会归口标准的制定和修订采用提案审查制度，标准案例是本委员会对技术进步做出快速反应的一种形式。

3. 解释

只有全国锅炉压力容器标准化技术委员会有权对归口的标准做出正式解释，标准解释的申请应以书面形式提交秘书处，询问者有义务提供尽可能详细和全面的资料。与标准条款没有直接关系或不能被理解的询问均被视为属于技术咨询的范畴，委员会有权拒绝回答或协议提供有偿服务。

4. 信息反馈

除提供必要的纸制文件外，本委员会的专业网站（<http://www.cscbpv.org.cn>）将为标准用户提供全面的信息服务，各标准用户也可按以下地址与委员会秘书处联系。

通信地址：北京市朝阳区安外小关街 24 号

邮政编码：100029

电 话：010-64415747 64415749

传 真：010-64415759

电子信箱：bpv@cscbpv.org.cn

全国锅炉压力容器标准化技术委员会