

797501

57
62961

轻工业工厂机械装备

四川省轻工业学校



四川科学技术出版社

51

57
62951

797501

57
62951

轻工业工厂机械装备

四川省轻工业学校

81
—

四川科学技术出版社

一九八六年·成都

责任编辑：赵 健

封面设计：陈世五

技术设计：李明德

轻 工 业 工 厂 机 械 装 备

四川省轻工业学校

四川科学技术出版社出版

(成都盐道街三号)

新华书店重庆发行所发行

重庆新华印刷厂印刷

统一书号：15298·80

1986年9月第一版 开本787×1092 1/16

1986年9月第一次印刷 字数420千

印数1—3 300册 印张18.25 插页1

定价： 3.30元

目 录

第一篇 轻工业设备

第一章 容器设计	1
第一节 概 述	1
第二节 容器设计的理论基础	4
第三节 薄壁内压圆筒和球形壳体的设计	15
第四节 封头设计	24
第五节 容器的压力试验	32
第六节 外压容器设计	34
第七节 容器附件的设计	47
第八节 容器设计计算举例	77
第二章 换热器及蒸发器	86
第一节 列管式换热器的结构	86
第二节 管板的强度计算	94
第三节 温差应力及波形膨胀节的计算	98
第四节 列管式换热器机械计算举例	103
第五节 其它新型换热器	107
第六节 蒸发器	111
第三章 塔设备	120
第一节 概 述	120
第二节 板式塔结构	121
第三节 填料塔结构	126
第四节 塔设备主要零、部件的设计计算	131

第二篇 轻工业机器

第四章 离心机	146
第一节 概 述	146
第二节 离心机的结构及选择	149
第三节 离心机功率计算	163
第四节 主要零部件的结构及计算	166
第五章 过滤机	178

第一节	概 述	173
第二节	板框式过滤机	178
第三节	真空过滤机	182
第六章	粉碎机械	189
第一节	概 述	189
第二节	颚式破碎机	197
第三节	锤式破碎机	209
第四节	球磨机	212
第五节	超细磨设备	219
第七章	回转圆筒设备	226
第一节	概 述	226
第二节	物料在转筒内的运动情况及停留时间	226
第三节	转筒工艺尺寸及主要参数的决定	228
第四节	筒体的结构及强度计算	229
第五节	转筒的支承装置	231
第六节	传动装置及功率计算	237
第七节	端头密封结构	240

第三篇 输 送 机 械

第八章	固体物料输送机械	242
第一节	带式输送机	242
第二节	斗式提升机	250
第三节	螺旋输送机	263
第九章	气力输送	264
第一节	概 述	264
第二节	气力输送装置的主要部件	267
第三节	气力输送机的设计计算	275
第四节	推动输送及空气输送槽	284

第一篇

轻工业设备

第一章 容器设计

第一节 概 述

在轻工业工厂中,可以看到许多设备。由于工厂的类型不同,其生产过程、原料处理方法也不同。轻工产品许多是通过化工过程完成生产的,如制糖、造纸、酒、食品等,生产过程中使用机械系以设备为主体。有的用来贮存物料,例如对于液体、气体或半流体状物料所用各种贮罐、计量罐;生产中用于传热、传质和化学反应的装置,例如换热器、蒸发器、塔设备及反应釜等。这些设备虽然尺寸、形状和结构各不相同,内部构件的型式更是多种多样,但是它们都有一个外部壳体,这个外壳就叫做容器。所以,容器是轻化工生产中所用各种设备外部壳体的总称。

在轻工业工厂中,容器占很重要的地位。轻工设备是保证生产工艺过程顺利完成的,而先进的轻工设备则可促使新的工艺过程的进行和发展,它对提高生产率、不断提高产品质量起着重要的作用。

本章阐述了轻化工容器的设计理论,旨在使学习者掌握中、低压薄壁容器的设计方法,为解决常用轻工设备如换热器、蒸发器、塔设备、反应釜等的设计打下良好的基础。

一、容器的结构

容器一般由筒体(又称壳体)、封头(又称端盖)、法兰、支座、接口管及人孔、手孔、视镜等组成(图1-1)。它们统称为化工设备通用零部件。常、低压化工设备通用零部件已有标准,设计时可直接选用。

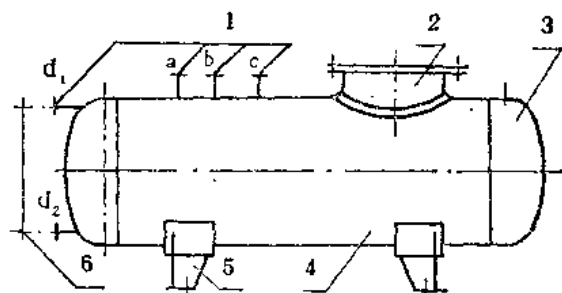


图 1-1

1. 接管; 2. 人孔; 3. 封头; 4. 筒体; 5. 支座;
6. 液面计

二、容器的分类

容器的种类很多,通常按受力情况、容器形状、容器壁厚以及结构材料等进行分类。

(一) 承压性质

按承压性质可将容器分为内压容器与外压容器两类。容器所承受的基本载荷是在一定温度下介质的最大工作压力。当容器内部的工作压力大于外界压力时,称为内压容器;如果容器内部工作压力小于外界压力,则称为外压容器。压力的国际单位制是帕斯卡(pa)。

内压容器按所能承受的工作压力(表压)的大小可分为:

- 1) 常压容器——工作压力 $p < 0.07 \text{ Mpa}$;
- 2) 低压容器——工作压力 $p = 0.07 \sim 1.6 \text{ Mpa}$;
- 3) 中压容器——工作压力 $p = 1.6 \sim 10 \text{ Mpa}$;
- 4) 高压容器——工作压力 $p > 10 \text{ Mpa}$ 。

(二) 容器形状

按几何形状,容器可分为方形或矩形、球形、椭圆形、圆锥形、具有成型顶盖的立式圆筒形或卧式圆筒形几类。方形或矩形容器制造简便,但承压能力差,常用于敞式贮槽。球形容器制造所用材料最省但加工困难,承压能力最好,常用作大型贮罐(在大容积低压力的贮存条件下,采用球形容器较为经济)。锥形容器特点是有利于卸料。圆筒形容器由圆柱形筒体和各种成型封头(端盖)组成。作为容器主体的圆柱形筒体制造容易,安装内件方便,而且承压能力较好,因此应用最广泛。

(三) 容器壁厚

按照外径和内径比值的不同,容器可分为:

- 1) 薄壁容器——容器外径 D_w 与内径 D_n 之比不大于 1.2, 即 $K = \frac{D_w}{D_n} \leq 1.2$;
- 2) 厚壁容器——容器外径 D_w 与内径 D_n 之比大于 1.2, 即 $K = \frac{D_w}{D_n} > 1.2$ 。

薄壁容器与厚壁容器在设计计算方法上是不相同的。厚壁容器大多数应用在高压、高温条件下。轻工业工厂广泛应用中、低压薄壁容器。

(四) 结构材料

按所用材料来分,容器有金属和非金属的两大类。

金属容器中,目前应用最多的是低碳钢和普通低合金钢。为了抗腐蚀,有不锈钢、不锈钢复合钢板、铜、铝等材料制造的容器。非金属材料可作容器的衬里或内部构件。常用的有硬聚氯乙烯、玻璃钢、不透性石墨、化工搪瓷、陶瓷以及耐酸砖、板、橡胶衬里等。

不同材料的轻化工容器有不同的设计规定,本章主要学习钢制化工容器的设计。

此外,按容器安装位置来分有卧式、立式。

三、容器机械设计的基本要求

轻化工设备所应满足的基本要求可分为技术经济指标和结构要求两类,而这些要求归根到底就是力求使产品总成本最低。

技术经济指标可用下面五项衡量:单位生产能力、消耗系数、设备价格、管理费用

和产品总成本。

容器设计, 首先为满足工艺要求。通过化工工艺计算及生产经验决定设备的工艺尺寸后, 即可进行零部件的结构设计。轻化工设备应满足下列各项结构上的要求。

1. 强度 轻化工设备所有部件(包括壳体)都应具有足够的强度, 否则就不能保证生产和工人的安全。但为了保证强度而盲目地增加结构尺寸也是不合理的, 这样会造成材料的很大浪费。

2. 刚度 刚度即构件在外力作用下保持原来形状的能力。容器应具有足够的刚度, 以防止在使用、运输或安装过程中发生不允许的变形。

3. 耐久性 轻化工设备的耐久性是根据所要求的使用年限来决定的。使用年限一般为10~15年。其耐久性主要决定于腐蚀情况, 另外还有设备的疲劳、蠕变及振动等。设计时应注意正确选用结构材料。

4. 密封性 轻化工设备的密封性是一个十分重要的问题。承压的或处理有毒介质的容器应具有可靠的密封性, 它是保证安全生产、创造良好劳动环境的重要措施之一。

5. 工艺性 设备零部件的结构应具有良好的工艺性, 以便于制造。

6. 节料性 轻化工设备应在结构上保证最少的材料消耗, 尤其是贵重金属材料的消耗。

7. 方便性 运输、安装、操作及维护检修均应方便。

四、容器零部件的标准化

为了加速我国四化建设, 以及为了便于设计、成批生产、提高质量, 便于互换, 从而降低成本、提高生产率, 我国有关部门已制定了一系列容器零部件(例如封头、法兰、支座、人孔以及视镜等)标准。

容器零部件标准化的最基本参数是公称直径与公称压力。

1. 公称直径 对筒体及封头来说, 公称直径是指它们的内径。对管子来说, 公称直径既不是它的内径, 也不是它的外径, 而是与管子的外径相近又小于外径的一个数值。只要管子的公称直径一定, 管子的外径也就确定了, 而管子的内径则依壁厚不同而有多种尺寸, 但它们大都接近管子的公称直径。

压力容器与无缝钢管及水煤气输送钢管的公称直径分别列于表1-1~表1-3。

设计时, 应将工艺计算初步确定的设备内径调整为符合表1-1所规定的公称直径。若设备筒体的直径较小, 直接采用无缝钢管制作时, 容器的公称直径应按表1-4选取。这时, 容器的公称直径是指钢管的外径。

表1-1 压力容器的公称直径 D_g (mm)

300	(350)	400	(450)	500	(550)	600	(650)	700
800	900	1000	(1100)	1200	1300	1400	(1500)	1600
(1700)	1800	(1900)	2000	(2100)	2200	(2300)	2400	2600
2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000		

注: 带括号的公称直径应尽量不采用

表1-2

无缝钢管的公称直径 D_g 与外径 D_w (mm)

D_g	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450	500
D_w	14	18	25	32	38	45	57	76	89	108	133	159	191	219	245	273	325	377	426	486	530

表1-3

水煤气输送钢管的公称直径 D_g 与外径 d_w

	6	8	17	21	25	25	32	40	50	60	80	100	125	150
D_g	1	1	2	2	2	1	1	1	2	2	3	4	5	6
d_w	10	13.5	17	21.5	26.5	33.5	42.5	48	60	77.5	88.5	114	140	165

表1-4 无缝钢管作筒体时的公称直径(mm)

159	219	273	325	377	426
-----	-----	-----	-----	-----	-----

对于法兰来说,它的公称直径是指与它相配的筒体或管子的公称直径。例如所谓公称直径是1000毫米的压力容器法兰,指的是联接公称直径为1000毫米容器筒体和封头用的法兰。

2. 公称压力 在制定零部件标准时,只有公称直径这样一个参数是不够的。即使是公称直径相同的筒体、封头或法兰,只要它们的工作压力不相等,那么它们的其它尺寸也就不一样。故还需将压力容器所承受的压力范围分为若个标准压力等级,以便使容器的壁厚和零部件标准化。这种规定的标准压力等级就是公称压力,以 P_g 表示,见表1-5。

表1-5 压力容器法兰与管法兰的公称压力 P_g (MPa)

压力容器法兰	—	0.25	—	0.6	1	1.6	2.5	4	6.4
管法兰	0.1	0.25	0.4	0.6	1	1.6	2.5	4	6.4

设计时,如果是选用标准零部件,则必须将操作温度下的最高工作压力(或设计压力)调整到所规定的某一公称压力等级,然后根据 D_g 与 P_g 选定该零件的尺寸。如果不选用标准零件而是自行设计,那么设计压力就不必调整到符合规定的公称压力。

第二节 容器设计的理论基础

轻化工设备的壳体多数是旋转壳体,都有一条对称轴,由旋转曲面组成,在垂直于对称轴的截面上投影是圆形。当壳体外径与内径之比 $K \leq 1.2$ 时,称薄壳。薄壳组成的容器统称为薄壁容器。这种薄壳在气体或液体压力作用下就象薄膜那样,主要是承受拉(压)应力,而承受的弯矩很小。工程上为简化计算,常略去弯曲应力,即忽略弯矩,而只考虑拉(压)应力,这种理论称为薄壳的无力矩理论或薄膜理论。它是薄壁容器设计的基础。

本节重点是分析薄壁容器的强度问题,确定容器在内压作用下将产生什么样的应力

及应力分布的规律，从而找出整个容器中最容易发生破坏的危险部位，最后选用合适的强度理论进行壁厚设计和强度校核。

此后，将以无力矩理论(薄膜应力理论)分析任一回转壳体的应力为基础，介绍薄膜应力理论在工程上几种典型壳体中的应用。

一、旋转壳体的应力分析——薄膜应力理论

(一) 旋转壳体的几何概念

以任何直线或平面曲线作为母线，绕其同平面内的轴线旋转，即形成旋转曲面。例如以半圆形曲线作为母线绕其直径旋转即形成球面，以直线作为母线绕其同平面内的平行线旋转即形成圆柱面等。以这些旋转曲面作为中间面的壳体统称旋转壳体。中间面是平分壳体壁厚的曲面，它反映了壳体的几何特性。

图1-2表示一般旋转壳体的中间面， OZ 为旋转轴。形成中间面的平面曲线 OA 称为母线，母线绕轴旋转时的任意一个位置(例如 OB)称为经线。显然，经线与母线的形状是完全相同的。通过旋转轴作一纵截面与壳体曲面相交，得到一条交线，称为“经线”。

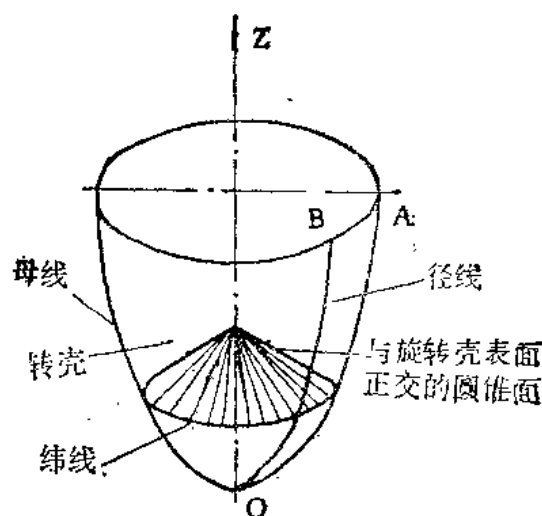


图1-2 旋转壳体

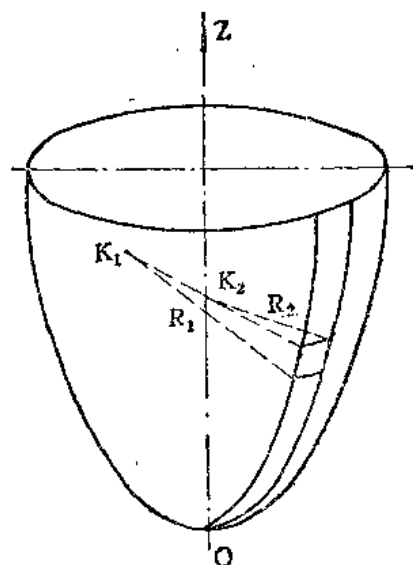


图1-3 旋转壳体的曲率半径

作一圆锥面与壳体曲面正交，得到的交线称之为“纬线”。

以该纬线为锥底的圆锥面，其顶点在壳体的对称轴上。圆锥面母线的长度叫做旋转壳体曲面在该纬线上的“第二曲率半径”，如图1-3中的 R_2 。

在经线上任取一点，该点的经线曲率半径称为中间面而在该点的“第一曲率半径”，亦即母线之平面曲率半径，如图1-3中之 R_1 。

R_1 与 R_2 都在中间面的法线上。而旋转中间面上任一点的位置可由通过该点的经线和平行圆确定。

(二) 微体平衡方程式

旋转壳体承受内压之后，其经线和纬线方向都要发生伸长变形，处于二向应力状态。

在经线方向产生经向应力，用 σ_1 表示；在纬线方向产生环向应力，用 σ_2 表示。为了求解旋转壳体中任一点的经向应力和环向应力，可先假想切割出一微体进行分析。当然，对于任意形状的旋转壳体，应注意微体(或称小单元体)的取法。

小单元体由下列三对面截取而得：一是两个相邻的，包括壳体经线和轴线的平面；二是两个相邻的与壳体正交的圆锥面；三是壳体的内外壁表面，如图1-4所示。

因为是薄壁，故可认为应力沿壁厚均匀分布，且壁厚与曲率半径比较起来很小，产生的弯矩也很小，可以忽略不计(工程计算上已足够精确)，故小单元体只受拉应力。微体上所作用的内力与外载荷如图1-5所示。

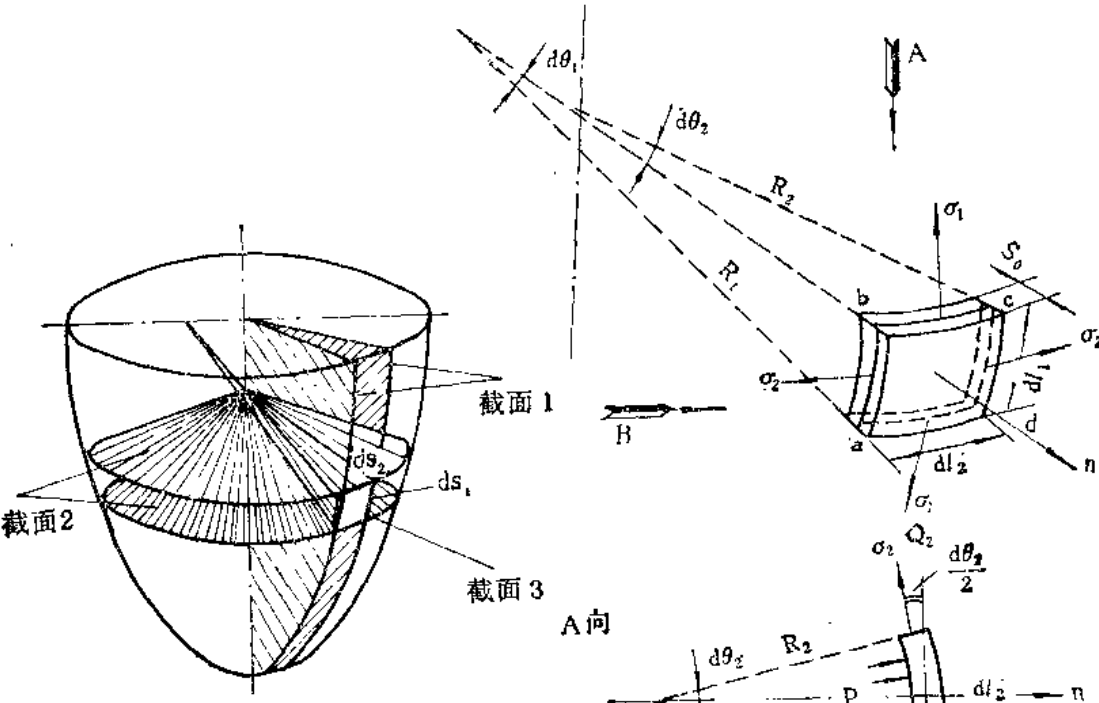


图1-4 旋转壳体小单元的取法

设： S_0 ——壳体的理论壁厚(或称计算壁厚)；
 dL_1 ——微体在经线上的长度；
 dL_2 ——微体在纬线上的长度；
 R_1 ——第一曲率半径；
 R_2 ——第二曲率半径；
 $d\theta_1$ ——微体上两个第一曲率半径的夹角；
 $d\theta_2$ ——微体上两个第二曲率半径的夹角；
 P ——壳体的内压力；
 σ_1 ——经向应力；

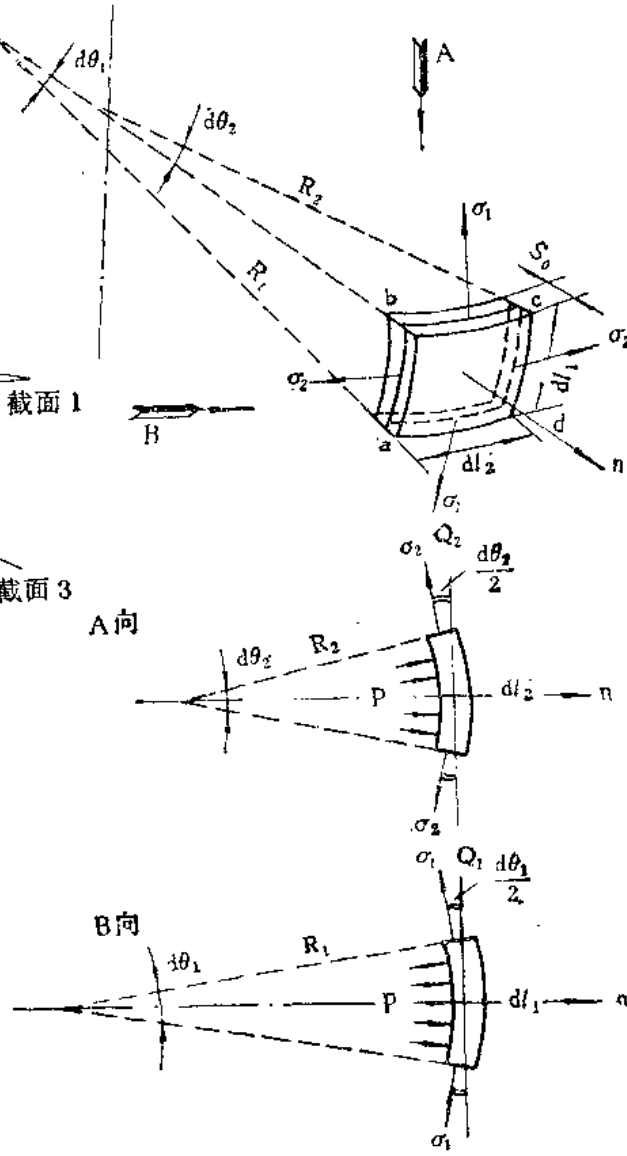


图1-5 旋转壳体受力分析

σ_2 ——环向应力。

在旋转壳体中可取任一点上无限小的微体作为分离体，列出此微体的平衡方程式。

由于内压力作用而在微体上所产生的力为：

$$P = p dL_1 dL_2$$

bc 与 ad 截面上的经向力为：

$$Q_1 = \sigma_1 S_0 dL_2$$

ab 与 cd 截面上的环向力为：

$$Q_2 = \sigma_2 S_0 dL_1$$

根据法线 n 方向上力的平衡条件，即所有作用在微体上的力沿微体法线方向投影的代数和应为零，得：

$$P dL_1 dL_2 - 2\sigma_1 S_0 dL_2 \sin \frac{d\theta_1}{2} - 2\sigma_2 S_0 dL_1 \sin \frac{d\theta_2}{2} = 0$$

由于微体的曲率半径夹角 $d\theta_1$ 及 $d\theta_2$ 很小，可取：

$$\sin \frac{d\theta_1}{2} \approx \frac{d\theta_1}{2} = \frac{dL_1}{2R_1}$$

$$\sin \frac{d\theta_2}{2} \approx \frac{d\theta_2}{2} = \frac{dL_2}{2R_2}$$

代入上式，整理并移项后得：

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p}{S_0} \quad (1-1)$$

此式即为微体平衡方程式，也称拉普拉斯方程式，系计算旋转壳体环向应力的一般公式。

(三) 区域平衡方程式

在微体平衡方程式中， σ_1 和 σ_2 均为未知量。为了求得确定的解，尚须找出一补充方程即区域平衡方程式，此式可由部分壳体沿轴线方向的静力平衡条件求得（仅研究 σ_1 和外载荷 P 的关系）。

图1-6所示，采用截面法将壳体沿经线的法线方向切开（与壳体表面正交的圆锥面），这样可得到真实壁厚，而且截面上仅有经向应力 σ_1 存在。取截面以下部分壳体为分离体，则可根据力的平衡列出区域平衡方程式，求出任意纬线上的经向应力。

在这部分分离体 non' 中，取宽度为 dL 的环带 KK' ，则环带上受流体内压力 P 的作用，总外载荷为 $P2\pi r dL$ 。其沿 OZ 轴方向的分力为：

$$dQ = p \cdot 2\pi r dL \cos \alpha$$

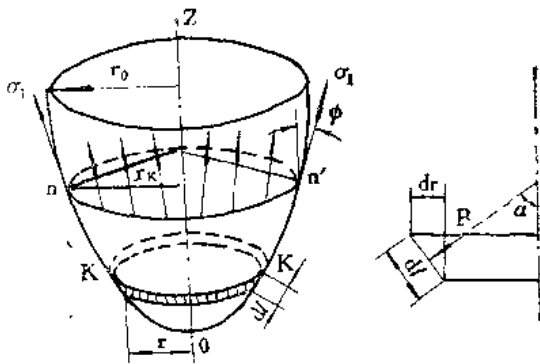


图1-6 分离体受力分析

由图1-6可知: $\cos\alpha = \frac{dr}{dL}$

故 $dQ = 2\pi r p dr$

所以整个分离体 non' 上所受的轴向力为:

$$Q = 2\pi \int_0^{r_k} p r dr \quad (1-2)$$

如果壳体只承受气压, 则 $p = \text{常数}$, 上式可写成: $Q = 2\pi p \int_0^{r_k} r dr = \pi r_k^2 p$

如果壳体承受液压, 则 p 值沿轴是个变量, 这就必须找出 p 和 r 的关系, 然后代入式(1-2)才能求得 Q 值。

在内压的作用下, non' 壳体的截面上必然会产生内力, 其值在 OZ 轴方向上的分力为:

$$Q' = 2\pi r_k s_0 \sigma_1 \cos\phi$$

根据分离体 non' 的平衡条件有:

$$Q = Q'$$

故仅受内压的旋转壳体在平行圆半径为 r_k 处的经向应力为:

$$\sigma_1 = \frac{2\pi \int_0^{r_k} p r dr}{2\pi r_k s_0 \cos\phi} = \frac{\int_0^{r_k} p r dr}{r_k s_0 \cos\phi} \quad (1-3)$$

如仅有气压作用, 则经向应力为:

$$\sigma_1 = \frac{p r_k}{2 s_0 \cos\phi} \quad (1-4)$$

这就是计算旋转壳体在任意纬线上经向应力的一般公式, 即区域平衡方程式。

微体平衡方程式与区域平衡方程式是无力矩理论中的基本方程式。

二、无力矩理论在几种典型壳体上的应用

应用无力矩理论的两个基本方程式, 可对工程上常用的几种典型壳体进行应力分析, 以求出壳体中各点的经向应力和环向应力。它是容器设计的理论基础。

下面介绍仅受气压的壳体的经向应力 σ_1 和环向应力 σ_2 的计算式, 为强度计算作准备。

1. 球形壳体 其特点是中心对称, 因此应力分布有两个特点: 一是各处的应力均相同; 二是经向应力与环向应力相等。

如图1-7, 若球壳之平均直径 D 、壁厚 S_0 、承受之内压 p 均已知, 便可求出球壳中的应力。

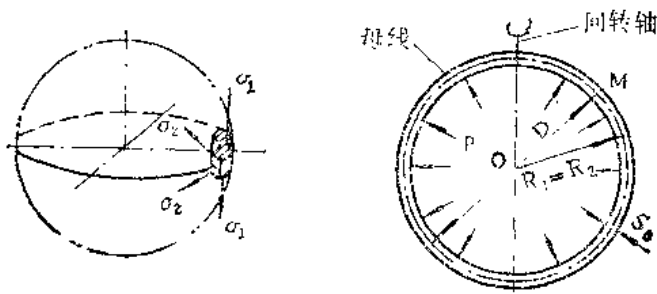


图1-7球形壳体

对于球形壳体, 由于各点曲率半径相等, 即 $R_1 = R_2 = \frac{D}{2}$, 所以 $\sigma = \sigma_2 = \sigma$ 。代入式(1-1)可得:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma = \frac{PR}{2S_0} = \frac{PD}{4S_0}$$

2. 圆筒形壳体 对于圆筒形壳体, 如图1-8所示, 若求任一点 A 处的环向应力, 可应用式(1-1)。其中曲率半径 R_2 , 可自 A 点作圆筒母线(直线)之垂线交轴线于 O 点求得 ($OA = R_2$)。从图可知: $R_2 = \frac{D}{2}$

而 R_1 系壳体经线(母线)在所求应力点 A 的曲率半径。因圆筒母线为直线, 所以 $R_1 = \infty$ 。代入1-1式得:

$$\frac{\sigma_1}{\infty} + \frac{\sigma_2}{D/2} = \frac{p}{S_0}$$

故环向应力 $\sigma_2 = \frac{PD}{2S_0}$

应用式(1-4), 其中, $r_K = R$, $\cos\phi = \cos 0^\circ = 1$

故经向应力: $\sigma_1 = \frac{PR}{2S_0} = \frac{PD}{4S_0}$

以上式可以看出, $\sigma_2 = 2\sigma_1$, 即环向应力是经向应力的2倍。因此在设计与制造圆筒形容器时, 应注意两点: 一是经向(圆筒轴线方向)焊缝的强度必须高于环向焊缝; 二是在筒体上开椭圆形人孔时, 其短轴应放在圆筒的轴线方向。另外, 与球形壳体比较, 球形壳体的应力仅是圆筒形壳体环向应力的一半, 这说明球形壳体的壁厚仅是圆筒形壳体壁厚的一半。球形容器承压性能好且节省金属材料, 但制造麻烦、费工时, 一般须要分瓣冲压后再焊接, 所以主要用于压力较高的气体和液体贮罐。

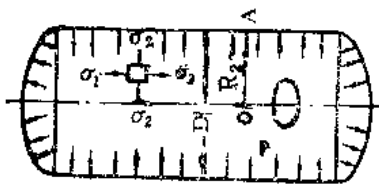


图1-1 圆筒形壳体

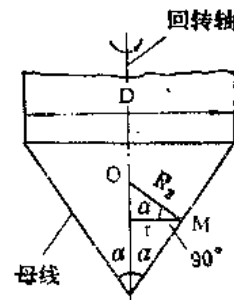


图1-3 锥形壳体

3. 锥形壳体 一般用作收缩器或扩大器, 以逐渐改变气体或液体的流速。较多的是作容器的底, 以便于固体或粘性物料的卸出。

如图1-9, 锥形壳体其母线为一与旋转轴相交的直线, 所以

$$R_1 = \infty$$

由图可见: $R_2 = \frac{r}{\cos\alpha}$

其中: r 为所求应力点到旋转轴的垂直距离(平行圆半径); α 为圆锥顶角的一半, 称

为半锥顶角。

将 R_1 、 R_2 代入 1-1 式可得：

$$\frac{\sigma_1}{\infty} + \frac{\sigma_2}{r/\cos\alpha} = \frac{P}{S_0}$$

故
$$\sigma_2 = \frac{Pr}{S_0 \cos\alpha}$$

将 $r_k = r$ 、 $\phi = \alpha$ 代入 1-4 式，可得：

$$\sigma_1 = \frac{Pr}{2S_0 \cos\alpha}$$

比较上两式亦可看出： $\sigma_2 = 2\sigma_1$

说明锥形壳体的环向应力是经向应力的两倍，与圆筒形壳体相同。对于锥形壳体，当 α 增大时，应力也随着增加；当 α 角很小时，其应力值接近于圆筒形壳体的应力值。故锥形壳体 α 值不易太大。另外 σ_1 和 σ_2 的大小还随着 r 而改变，当 $r = R$ 时，锥体大端处应力最大； $r = 0$ 时，锥顶端应力为零。故锥形壳体一般在顶部开孔。

4. 椭圆形壳体 亦称椭球形壳体，一般用作容器的封头(或称端盖)。

当承受内压时产生应力，同样可用 1-1 和 1-4 式计算其应力。主要问题是如何确定第一与第二曲率半径 R_1 和 R_2 。对于任意形状的旋转壳体，若知母线之曲线方程 $Y = y(x)$ ，则第一曲率半径 R_1 可由下式求得：

$$R_1 = \left| \frac{[1 + Y'^2]^{3/2}}{Y''} \right|$$

如图 1-10 所示：壳体的母线为椭圆形曲线。其曲线方程为：

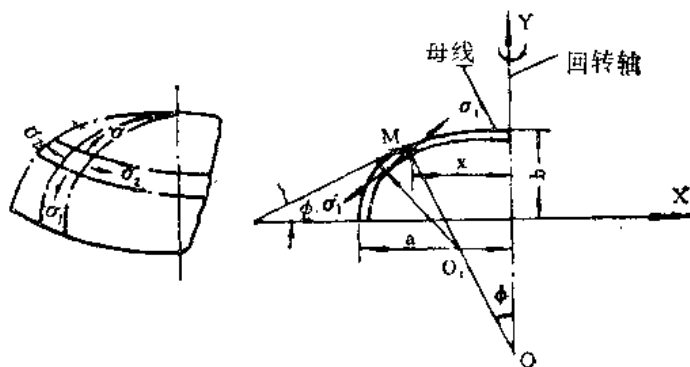


图 1-10 椭球壳

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (a > b)$$

由此求得：

$$Y' = -\frac{b^2}{a^2} \cdot \frac{x}{y}$$

$$Y'' = -\frac{b^4}{a^2} \cdot \frac{1}{y^3}$$

代入 R_1 之表达式，得：

$$R_1 = \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{3/2}}{a^4 b^4}$$

第二曲率半径 R_2 可采用作图法求得。如图1-10所示，自任意点 $M(x, y)$ 作母线的垂线，交旋转轴于 O 点， $\overline{OM}$ 即为 R_2 。写成数学表达式有：

$$R_2 = \frac{x}{\sin \phi}$$

因为

$$Y' = \tan \phi$$

所以

$$\sin \phi = \frac{Y'}{[1 + (Y')^2]^{1/2}}$$

于是得到

$$R_2 = \frac{[1 + (Y')^2]^{1/2}}{Y'} \cdot x$$

再将 $Y' = -\frac{b^2}{a^2} \cdot \frac{x}{y}$ 代入 R_2 式中，

得到：

$$R_2 = \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{1/2}}{b^2}$$

利用椭圆形壳体区域平衡方程式及式(1-1)，即可求得任一点经向应力 σ_1 和环向应力 σ_2 ：

由椭圆形部分壳体区域平衡方程式，可知

$$\sigma_1 = \frac{P R_2}{2 S_0}$$

则

$$\sigma_1 = \frac{P}{2 S_0} \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{1/2}}{b^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{P}{S_0} \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{1/2}}{b^2} \left[1 - \frac{a^4 b^2}{2(a^4 y^2 + b^4 x^2)} \right]$$

从上式可以看出：(1) 椭圆壳上各点应力是不等的，它与各点的座标 (x, y) 有关；(2) 应力大小还与椭圆壳长、短轴之比 a/b 有关。当长短轴相等(即 $a=b$)时，椭圆壳变成球壳，此时受力最有利；当短轴半径 b 趋于零时，椭圆壳变成平板，此时受力最不利。

我国目前大都采用 $(a/b=2)$ 的椭圆形封头，亦称标准椭圆形封头。此种封头既便于加工制造，受力又比较有利。

当 $a/b=2$ 时，椭圆形封头应力分布如图1-11所示，图中正号表示拉应力，负号表示压应力。

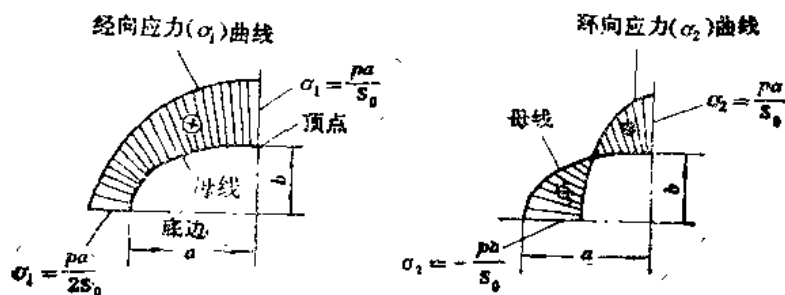


图1-11 $a/b=2$ 椭圆形封头应力分布图

从应力分布图上可看出：椭圆封头的顶点和底边各点应力都比较大，是危险点部位。进行强度计算时，就是以这些点的应力作为依据的。

顶点： $x = 0, y = b$ ，连同 $a/b = 2$ 代入 σ_1 和 σ_2 公式，得到

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pa}{S_0}$$

底边： $x = a, y = 0$ ，连同 $a/b = 2$ 代入 σ_1 和 σ_2 公式，得到

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{pa}{2S_0} \\ \sigma_2 = -\frac{pa}{S_0} \end{cases}$$

另外， $a/b = 2$ 椭圆形封头与圆筒体对接时，受力情况最好。

三、有力矩理论与边缘应力的概念

在薄壁容器计算中，无力矩理论仅考虑拉应力（或压应力）而忽略弯矩的影响，它是工程设计中一种简便的计算方法，能满足精度要求，系目前推导薄壁容器计算公式的主要理论根据，适用于弯曲应力比较小的场合。无力矩理论应用的主要条件是薄壁壳体的几何形状及载荷分布要具有连续性。不满足这些条件的壳体，如壳体曲率半径有突变、厚度有突变、载荷不均匀等，将不可避免地发生弯曲。无力矩理论在这些地方便不适用了，而必须用比较复杂的有力矩理论来解决。

（一）有力矩理论的基本概念

应用无力矩理论分析壳体中的应力时，主要考虑壳体中拉应力（或压应力）的影响，而忽略弯曲应力的作用。实际上，即便是壳体自由膨胀变形，在产生拉应力的同时，由于曲率半径的变化也必然产生弯曲应力。现以圆筒形壳体为例，来说明弯矩对壳体的影响。

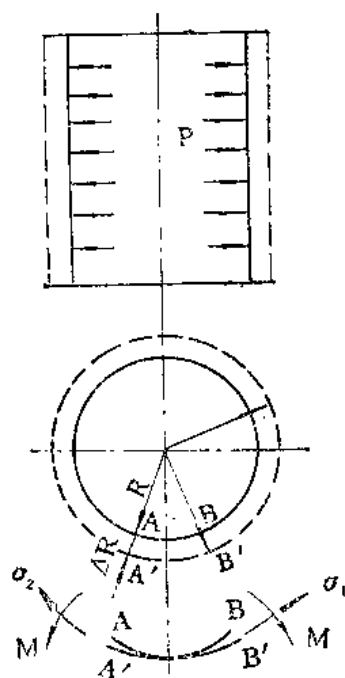


图1-12 受内压圆筒的变形

图1-12所示，取内压圆筒远离端盖的中间部分来进行研究，这主要是为了避开端盖边界处的牵制作用，以使筒体受内压作用时可以自由膨胀，而不受端盖的约束。从图可以看出，变形前的 $\widehat{AB}$ ，经变形后成为 $\widehat{A'B'}$ 。 $\widehat{AB}$ 与 $\widehat{A'B'}$ 不仅弧长不等，曲率也不一样。由此可以看出，由 $\widehat{AB}$ 变到 $\widehat{A'B'}$ 时，除在 $\widehat{AB}$ 两端须各加以环向应力外，还必须在 $\widehat{AB}$ 的两端各加一弯矩，才能使其曲率变小，即曲率半径增大。所以内压作用不但会在壳体中引起拉应力，而且会引起一定的弯曲应力与弯矩。

弯矩可根据曲率的变化来计算。从 $\widehat{AB}$ 变到 $\widehat{A'B'}$ ，其曲率改变为：

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R_1}$$