



杨文柱 主编

下 册

设备 安装工艺

中国建筑工业出版社

本书分上、下册,系统阐述了工业设备安装工艺的基本理论,安装精度的检测方法及技术措施;运转设备的工作原理、主要结构、安装工艺及其安装特点、故障分析与排除方法;静置设备的设计与计算、制造工艺、现场组装与安装特点。其内容包括:设备安装工程的基本内容及施工过程;设备基础设计与垫铁的计算;设备拆卸、清洗与装配;设备安装精度的控制、运转与调试;金属切削机床安装工艺;锻压设备安装工艺;压缩机安装工艺;电梯安装工艺;电站安装工艺;容器设计与计算;有限单元法的应用;塔类设备、球形贮罐与油罐的安装工艺;管道安装工艺等。并有设计与安装工艺的各种实例。

本书可供从事建筑安装与厂矿的工程技术人员、管理人员、科研人员和大专师生参考。

设备安装工艺

下册

杨文柱 主编

中国建筑工业出版社出版发行(北京西郊百万庄)

重庆建筑工程学院印刷厂印刷(重庆沙坪坝)

开本: 787×1092毫米 1/16 印张: 31 字数: 796.8千字

1989年8月第一版 1989年8月第一次印刷

印数: 1—6000册 定价: 11元

ISBN7-112-00905-7/TU·644

统一书号: 5975

前 言

设备安装工艺是在各种安装工程中起主导作用的施工程序。设备安装工艺的正确拟定直接关系到设备安装的质量,也直接关系到基本建设项目经济效益的发挥。本书比较系统地阐述了运转设备和静置设备的安装工艺和一般施工规律。介绍了运转设备和静置设备的安装精度的检测与控制、精平找正、调试运转,塔、罐、容器的设计计算、制造工艺、安装方法及有限单元法的应用等,并对核电站的安装特点等作了简要介绍。

在编写本书过程中,受到了建设部、全国安装协会、重庆建筑工程学院各级领导的关心和支持。并得到了建设部强十渤高级工程师、云南第一建筑安装公司徐秉正高级工程师、四川建筑总公司包其国高级工程师等专家的支持和指导,在此致以诚挚的谢意。本书由重庆建筑工程学院杨文柱副教授主编,并执笔编写第四篇(共六章),王岱雄讲师编写第二篇(共四章),潘锡融讲师编写第三篇(共三章),魏鹏程讲师编写第一篇(共二章)、第二篇第五章。全书分上、下册。

作为一门学科,设备安装工艺正处于发展阶段,本书所介绍的内容,尚待我们不断研究与探索。由于水平有限,编写过程中虽然已几易其稿,但不妥之处仍再所难免,恳请广大读者批评指正。

编者

1989年7月

目 录

下 册

第四篇 静置设备的设计 计算与安装工艺

第一章 静置设备的基本要求与种

类.....(1)

第一节 技术经济指标.....(1)

第二节 结构上的要求.....(2)

第三节 静置设备常用金属材料的基
本性能.....(3)

第四节 静置设备的种类和形状.....(4)

第二章 容器设计.....(5)

第一节 压力容器的基本知识.....(5)

第二节 压力容器设计的基础理论.....(8)

第三节 薄壁内压圆筒和球形壳体的
设计.....(21)

第四节 封头设计.....(26)

第五节 容器的压力试验.....(33)

第六节 外压容器设计.....(36)

第七节 容器附件的设计.....(49)

第八节 有限单元法的应用.....(84)

第三章 塔类设备.....(99)

第一节 概述.....(99)

第二节 板式塔结构.....(99)

第三节 填料塔结构.....(111)

第四节 塔设备在风力作用下的振
动.....(116)

第四章 球罐的安装工艺.....(125)

第一节 概述.....(125)

第二节 球罐的技术特性.....(126)

第三节 球罐的制作.....(128)

第四节 球罐的安装工艺.....(138)

第五节 球罐的水压试验与气密试
验.....(158)

第六节 球罐的焊接.....(162)

第七节 球罐的无损探伤.....(174)

第五章 贮罐的安装工艺.....(181)

第一节 正装法.....(181)

第二节 倒装法.....(181)

第三节 套装法.....(184)

第四节 几种安装方法的优缺点比
较.....(184)

第五节 焊接大型低压贮罐的制造
和检验.....(186)

第六章 管道安装工艺.....(192)

第一节 管道材料.....(192)

第二节 管道的连接、热补偿和保
温.....(197)

第三节 管道的水力计算.....(202)

第四节 管道的布置.....(203)

第四篇 静置设备的设计计算与安装工艺

第一章 静置设备的基本要求与种类

静置设备的类型及其主要尺寸的选择,决定于它们在整个安装生产中的地位、所担负的生产任务以及生产过程的条件(压力、温度、物态等)和安装方法;在近代设计中,还决定于整个安装生产过程的最优化条件。各部件的具体尺寸及结构不仅决定于生产的要求,而且也取决于所用的材料及其强度与刚度、制造与安装操作的方便、安全、可靠性等一系列因素。

静置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。

第一节 技术经济指标

主要技术经济指标有单位生产能力、消耗系数、设备价格、管理安装费用和产品总成本等五项。

一、单位生产能力

静置设备不但要求处理最大而且要求效率高,而这二者常会发生矛盾,如处理最大的静置设备有时效率较低,或者效率很高的设备有时处理量却很低。单位生产能力实际上就是处理量与设备效率两者都同时考虑到的综合指标,是指静置设备每单位体积、单位重量或单位面积在单位时间内所能完成的生产任务,例如硫酸吸收塔(填料塔)的单位生产能力以每小时每立方米容积所处理硫酸的千克数来表示,即 $\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{h}$ 。单位生产能力愈高愈好。

二、消耗系数

消耗系数是指生产每单位重量或单位体积产品所需消耗的原材料及能量,包括原料、燃料、蒸汽、水、电能等。消耗系数不仅与所采用的工艺路线有关,而且与设备的设计很有关系。一般消耗系数愈低愈好。

三、设备价格

设备的价格影响到工厂投资的大小,因此采用价廉的设备是很必要的。但有时设备虽然复杂些,价格高一些,但却有较高的单位生产能力,能确保产品有较高的质量,并且操作控制现代化,在进行全面经济合理性的核算后,也可能采用这种较昂贵的设备。

四、安装与管理费用

安装与管理费用包括劳动工资、安装维护和检修费用等。管理费用降低,产品成本也随之降低。但管理费用不是一个孤立的因素,例如有时采用高度自动化的设备,管理费用是降低了,但投资则会增加。

五、产品总成本

产品总成本是生产中一切经济效果的综合反映。一般要求产品总成本愈低愈好。但如果

一个设备是生产中间产品，则为了使整个生产的最终产品的总成本为最低，此中间产品的总成本就不一定选择最低的指标，而应以较个生产系统的经济效果来确定。

第二节 结构上的要求

除了上述的经济指标外，静置设备还要满足下列各项结构上的要求。

一、强度

静置设备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，这样会造成材料的浪费。一般在设计时常将各个部件按等强度进行设计，这样最省材料。但有时也使设备中的某一部件的强度特别低一些，当设备过载时这个部件首先损坏，使整个设备不受很大影响，这种部件称为保安部件。如反应器上的防爆膜就是一种实例。

二、刚度

刚度即构件在外力作用下保持原来形状的能力。有时设备构件的设计主要决定于刚度而不是决定于强度。例如塔设备的塔盘板，其厚度通常是由刚度而不是由强度来决定，因为塔盘板的允许挠度很小，一般在3毫米左右。如果挠度过大，则塔盘上液层的深度就有较大差别，使通过液层的气流不能均匀分布，会大大地影响塔盘的效率。

三、耐久性

静置设备的耐久性是根据所使用的年限来决定的。静置设备的使用年限一般为10~15年，但实际使用年限往往超过这个数字，其耐久性大多决定于腐蚀情况，在某些特殊情况下还决定于设备的疲劳、蠕变以及振动等。设备的使用年限设计得过长是不必要的，因为在科学技术发展的今天，新材料、新设备不断地出现，现有的设备会不断更新、改进，但高压静置设备是一个例外，一般设计使用年限为20~25年，因为高压设备的外壳成本很高，通常只将内部装置加以改进和更换，而仍保留和使用原来的外壳。根据使用年限和腐蚀等情况，正确的选用结构材料，是保证设备耐久性的最重要措施。

四、密封性

静置设备的密封性是一个十分重要的问题。因为静置设备所处理的物料中很多是易燃易爆或有毒的，设备内的物料如果泄漏出来，不但在生产上会造成损失，更危险的是会使操作人员中毒，甚至引起爆炸；相反，如空气漏入负压的设备，亦会影响过程的进行以及可能引起爆炸事故。值得提出的是：在高压设备中，对密封是很注意的，但在低压或常压设备中，对密封性一般就不很重视，这是不对的。所以设备密封的可靠性是保证安全生产的重要措施之一。

五、节省材料与制造方便

静置设备应在结构上保证最少的材料消耗，尤其是贵重材料的消耗。同时，在考虑结构时应使其便于制造，能保证质量。例如铸造的部件应考虑到造型的方便，且在铸造过程中不易产生缩孔、裂纹等现象。应尽量避免复杂的加工工序，并尽量减少加工量。在设计时应尽量采用标准设计和标准部件，因静置设备多数是单件生产的，故标准化是降低设备成本的一个重要方法。

六、安装与操作方便

静置设备的结构还应当考虑到操作与安装的方便。设备的自动化可以大大地简化操作，但要增加投资。此外，还要考虑维护、检修的方便。例如人孔尺寸太小时就会影响安装、维修工作的进行。

七、运输方便

在静置设备的尺寸和形状上尚应考虑运输的方便。制造设备的工厂可能与使用设备的工厂相距很远，当由水路运输时，一般尺寸限制问题还不大，但由陆路运输时，就必须考虑到设备的直径、重量与长度是否符合铁路或公路运输的规定。

第三节 静置设备常用金属材料的基本性能

静置设备常用的金属材料有普通碳素钢、合金钢、铸铁及各种有色金属。随着科学技术的迅速发展，我国各种工业生产的工艺条件愈来愈复杂，在不同情况下，对材料的要求是不同的。因此，我们必须掌握材料的各种基本性能，善于从设计、加工、使用、经济等各方面作全面考虑，然后才能作出正确的选择。

一、机械性能

材料的机械性能包括机械强度、弹性强度及硬度等。

机械强度是决定许用应力数值的依据，设计中常用的是拉伸、压缩与弯曲的强度极限 σ_b 及屈服极限 σ_s ，高温时还要考虑蠕变极限 σ_r 和持久极限 σ_D 。应该注意的是：强度极限与屈服极限之间的比例对各种材料是不同的，即使是同一种材料，也随其热处理情况及工作温度的不同而有所变化。

在稳定性计算或动载荷的情况下，弹性强度设计的主要依据。这方面主要的参数有：弹性模量、延伸率 δ 、断面收缩率 φ 、冲击韧性 α_K 及断裂塑性度等几种。

硬度是说明材料的耐磨性与切削加工的可能性。金属材料中常用的是布氏硬度HB和洛硬度HR，非金属材料则常以摩氏硬度来表示。

在具体选择材料时应结合静置设备的特点来作全面的考虑。如强度极限虽高，但延伸率很小的材料不能用来制造压力容器，因为这种材料容易发生爆炸事故。

二、物理性能

材料的主要物理性能指标是：重度 $\gamma(\text{kg/m}^3)$ ，导热系数 $\lambda(\text{W/m}\cdot\text{K})$ ，比热 $C(\text{J/kg}\cdot\text{K})$ ，熔点 $t_m(^{\circ}\text{C})$ ，线膨胀系数 $\alpha(1/^{\circ}\text{C})$ 等。材料在不同的使用场合中，对其物理性能有不同的要求，如传热设备要求材料有较高的导热系数等。

三、耐腐蚀性能

在静置设备中所处理的物料大多数是有腐蚀性的物质，故设计静置设备时，耐腐蚀材料的选择常起决定性作用。材料的腐蚀速度可用重量损失率 $(\text{kg/m}^2\text{h})$ 或腐蚀速度 $k_a(\text{mm/年})$ 来表示。

由于静置设备常和酸、碱、盐等强腐蚀性介质相接触而产生腐蚀。又因腐蚀的结果，不仅使金属及合金材料造成巨大损失，影响设备的使用寿命，而且使设备的检修周期缩短，增加辅助时间和修理费用。还由于腐蚀使设备及管道的跑、冒、滴、漏现象甚为严重，污染环境；特别是由于腐蚀引起设备爆炸、火灾等事故，使设备遭到破坏而停止生产带来的损失更为严重。因此，静置设备应正确地选择结构材料和采取有效的防腐蚀措施，使之不受腐蚀或

少腐蚀，以保证设备的正常运转，延长其使用寿命，节约金属材料，对于促进我国工业的迅速发展有着十分重要的意义。

四、组织与成分

材料的金相组织与化学成分对机械性能、耐腐蚀性能、热处理及制造方法均产生一定的影响，故选择材料时应考虑组织及成分与材料性能间的关系有足够的了解。

五、制造工艺性能

材料的制造工艺性能差，则设计出来的设备很难加工，甚至不能加工。对静置设备应该考虑的主要制造工艺性能是：可焊性、可铸性、可锻性、切削加工性、热处理性能以及冲压性能等。

第四节 静置设备的种类和形状

静置设备的种类繁多，如塔类设备、容器类设备、气柜和油罐等。它们共同的特点是外形尺寸和重量都较大，设计、制作和安装的技术难度也较高，特别是在设备安装工程中，静置设备占有很重要的地位。

静置设备的形状按其几何形状可分为方形或矩形、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种。方形或矩形的静置设备制造简便，但承压能力差，常用于敞式贮槽。球形静置设备制造所用材料最省，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，采用球形静置设备较为经济。锥形的静置设备的特点是有利于卸料。圆筒形静置设备由圆柱筒体和各种成型封头（端盖）组成。作为静置设备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。

第二章 容 器 设 计

前面已介绍了静置设备的主要种类是容器和塔类设备，而容器又是人们生产和生活中广泛使用的、有爆炸危险的承压设备，为了确保压力容器安全运行，保障人民生活和国家财产的安全，必须加强压力容器的设计、制造、安装、使用、检验、修理、改造和管理等环节。

第一节 压力容器的基本知识

一、压力与压力容器的含义

1. 压力

垂直作用于物体单位面积上的力叫压强，工程上往往将压强称为压力。压力的单位一般用帕斯卡、大气压、千克力/厘米²表示。压力单位换算见表4-2-1。

压 力 单 位 换 算 表

表 4-2-1

单 位	符 号	换 算 系 数				
千克力/厘米 ²	kgf/cm ²	1	1.0332	0.00136	0.1	0.0703
标准大气压	atm	0.9678	1	0.00131	0.0968	0.0681
毫米汞柱	mm-Hg	735.56	760.00	1	73.556	51.715
米 水 柱	mH ₂ O	10.00	10.332	0.0136	1	0.703
磅/英寸 ²	Lbf/in ²	14.223	14.696	0.0193	1.4223	1

2. 压力容器

凡是承受流体压力的密闭容器都称为压力容器。但是容器的容积有大有小，流体的压力也有高有低，我国石化部与机械委颁发的《钢制石油化工压力容器设计规定》中规定：设计压力低于 $\frac{100}{(D_g+10)^2}$ kg/cm² 或真空度低于 $\frac{310}{D_g} + 8.2$ cmH₂O的容器(D_g ——公称直径，米)，称为常压容器，设计压力或真空度分别等于或高于上述两个压力值的容器称为压力容器。

国家劳动总局制定的《压力容器安全监察规程》中指出，压力容器是指同时具备下列三个条件的容器：

- (1) 工作压力 $P_w \geq 0.1$ MPa;
- (2) 容积 $V \geq 25$ 升，且 $P_w \times V \geq 20$ 升·MPa;
- (3) 介质为气体和最高工作温度高于标准沸点的液体（不包括液体静压力）。

一个密闭容器，可以是内部承受流体压力，也可以外部承受流体压力，前者叫内压力容器，后者叫外压力容器。

从压力容器含义，我们知道压力容器既要盛装物料（流体），又要承受流体的压力，因此容器必须具有一定的强度，其壁厚根据强度计算确定。

3. 压力来源

通常压力容器的压力有以下四种来源：

- (1) 压缩机产生一定压力的压缩气体；
- (2) 蒸汽锅炉产生一定压力的水蒸汽；
- (3) 液化气体气化产生的蒸发压力；
- (4) 化学反应在某些反应过程中介质体积显著增加，就会在容器内产生压力或使原有的压力增加。

二、压力容器的结构

压力容器最基本的结构是一个密闭的壳体。主要由接口管、筒体、人孔法兰、封头、支座等组成（见图4-2-1）。

根据壳体受力的应力情况，它最适宜的形状是球形，因为当容器的容积一定时，球体的表面最小，在相同的压力下它的壁厚最薄，因而设计制造这种容器的材料也最省。但是，球形容器制造比较困难，成本比较高，如果作为反应容器，既不利于安装内件，也不利于内部相互作用的介质流动，所以还不能普遍取代其它类型的容器，而只用于能充分发挥其优越性的场合。例如利用其本身结构的重量轻而作大型气体贮罐，或利用其表面积与容积之比为最小，用来作液化气体贮罐等。

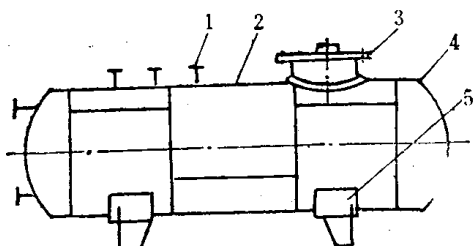


图 4-2-1 卧式压力容器的结构

- 1-接口管；2-筒体；3-人孔法兰；
4-封头；5-支座

三、压力内器的分类

压力容器的种类很多，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，最常见的分类方法有下列三种。

1. 按工作压力分类：

- (1) 低压容器： $0.1 \leq P < 1.6 \text{ MPa}$ ；
- (2) 中压容器： $1.6 \leq P < 10 \text{ MPa}$ ；
- (3) 高压容器： $10 \leq P < 100 \text{ MPa}$ ；
- (4) 超高压容器： $P \geq 100 \text{ MPa}$ 。

2. 为了便于安全技术管理和监督检查，根据容器的压力高低，介质的危害程度，以及在生产过程中的重要程度，将压力容器划分为三类。

(1) 属于下列情况之一者为一类容器：

非易燃或无毒介质的低压容器；
易燃或有毒介质的低压分离容器和换热容器。

(2) 属于下列情况之一者为二类容器：

中压容器；
剧毒介质的低压容器；
易燃或有毒介质的低压反应器和贮运容器；
内径小于 1 米的低压废热锅炉。

(3) 属于下列情况之一者为三类容器：

高压、超高压容器；
剧毒介质且 $P_w \cdot V \geq 200 \text{ 升} \cdot \text{MPa}$ 的低压容器或剧毒介质的中压容器；
易燃或有毒介质且 $P_w \cdot V \geq 500 \text{ 升} \cdot \text{MPa}$ 的中压反应容器，或 $P_w \cdot V \geq 5000 \text{ 升} \cdot \text{MPa}$ 的中压贮运容器；
中压废热干燥炉或内径大于 1 米的低压废热锅炉。

3. 按生产工艺过程, 压力容器基本上归纳为四种:

(1) 反应容器: 主要是用来完成介质的物理、化学反应的容器。如反应器、发生器、反应釜、分解锅、分解塔、聚合釜、高压釜、超高压釜、合成塔、变换炉、蒸煮锅等;

(2) 分离容器: 主要是用来完成介质的流体压力平衡和气体净化分离等的容器。如分离器、过滤器、集油器、缓冲器、贮能器、洗涤器、吸收塔、铜洗塔、干燥塔等;

(3) 换热容器: 主要是用来完成介质的热量交换的容器。如废热锅炉、热交换器、冷却器、冷凝器、蒸发器、加热器、蒸煮器等;

(4) 贮运容器: 主要是用来盛装生产和生活用的原料气体、液体、液化气体等。如各种型式的贮槽、槽车(铁路槽车、公路槽车)。

四、压力容器的壁厚

按照外径和内径比值的不同, 容器可分为:

1. 薄壁容器

容器的外径 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

容器的外径 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。薄壁容器常用于中低压的条件下。

五、结构材料

按所用材料来分, 容器有金属和非金属的两大类。

金属压力容器, 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、铝等材料制造的压力容器。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。

六、容器零部件的标准化

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。

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低压流体输送钢管的公称直径分别列于表4-2-2~表4-2-4。

设计时, 应将工艺计算初步确定的设备内径调整为符合表4-2-2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4-2-5选取。这时,

容器的公称直径是指钢管的外径。

压力容器的公称直径 D_g (mm) 表 4-2-2

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。

无缝钢管的公称直径 D_g 与外径 D_w (mm) 表 4-2-3

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	194	219	245	273	325	347	426	480	530

低压流体输送钢管的公称直径 D_g 与外径 D_w 表 4-2-4

D_g	mm	6	8	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150
	in	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	4	5	6
D_w	mm	10	13.5	17	21.25	26.75	33.5	42.25	48	60	75.5	88.5	114	140	165

无缝钢管作筒体时的公称直径 (mm) 表 4-2-5

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干个标准压力等级，以便使容器的壁厚和零件标准化。这种规定的标准压力等级就是公称压力，以 P_g 表示，见表4-2-6。

设计时，如果选用标准零部件，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。

压力容器法兰与管法兰的公称压力 P_g (MPa) 表 4-2-6

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

第二节 压力容器设计的基础理论

压力容器的壳体多数是旋转壳体，都有一条对称轴，由旋转曲面组成，在垂直对称轴的截面上投影是圆形。前面阐述过，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。这种薄壳在流体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，从而得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。

一、对设计工作的要求

1. 压力容器的设计单位必须严格执行审核、批准、备案等手续。对图纸应有三级审核人（设计、校对、审核）的签字。

2. 容器的设计应保证安全、可靠、经济、合理，并应便于制造、安装、操作、检验与修理。

3. 容器筒体公称直径应按JB1153—73《压力容器公称直径》标准选用。封头的型式及尺寸应按JB1154-73、JB1155-73、JB1156-73标准选用。

4. 筒体与封头连接的结构，应按《钢制石油化工压力容器规定》的第一篇附录F“焊接结构设计”的有关规定设计。

5. 容器及封头上开孔不得超过以下数值：

(1) 筒体内径 $D_n \leq 1500\text{mm}$ ，开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{2}D_n$ ，且 $d \leq 500\text{mm}$ ；

(2) 筒体内径 $D_n > 1500\text{mm}$ ，开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{3}D_n$ ，且 $\leq 1000\text{mm}$ ；

(3) 凸形封头或球形壳的开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{2}D_n$ ；

(4) 锥形封头的开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{3}D_n$ (D_n 为开孔中心处内直径)；

(5) 内径 ≤ 1000 毫米的反应容器、贮运容器，如不能利用工艺接管检查内部时，应开设检查孔；内径 > 1000 毫米的容器，如不能利用其它可拆装置进行内部检查时，应开设人孔、检查孔、人孔的尺寸应符合有关规定。

(6) 制造压力容器的材料，应符合YB536-69《压力容器用碳素钢及普通低合金钢热轧厚钢板技术条件》的规定。

二、旋转薄壳的薄膜理论

若旋转薄壳中内力矩不大，忽略以后可使壳体中的应力分析大为简化。忽略内力矩的壳体理论称为无力矩理论，亦称薄膜理论。因为极薄的壳体壁犹如薄膜，不能承受外力矩，只能承受分布外力，在轴对称的条件下壳壁截面只产生内力，而内力矩为零。

壳体问题按无力矩理论所得的解答称为薄膜解。薄膜解在工程上极为重要，是设计压力容器的基础。

1. 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4-2-2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”；作一圆锥面与壳体曲面正交，得到的交线称之为“纬线”。

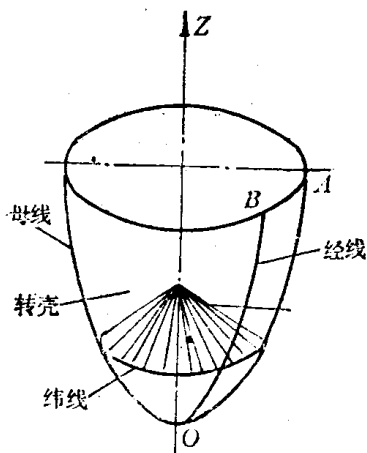


图 4-2-2 旋转壳体

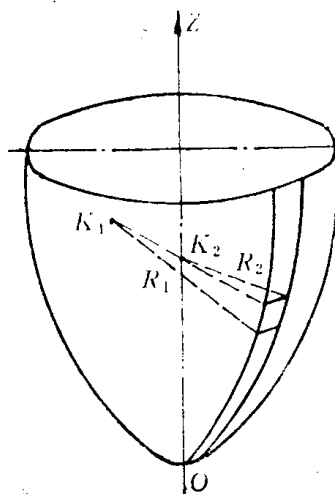


图 4-2-3 旋转壳体的曲率半径

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4-2-3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在该点的“第一曲率半径”，亦即为母线之平面曲率半径，如图4-2-3中的 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。

2. 基本假设

本章讨论的内容都是假定壳体是完全弹性的。作为弹性壳体应该符合弹性理论的一些基本假设，即材料的连续性、均匀性和各向同性。此外，对于薄壳通常采用以下一些假设使问题简化。

(1) 小位移假设

当壳体受力后，各点的位移都远小于壁厚，即所谓小变形假设。根据这个假设，在考虑变形后的平衡状态时可以用变形前的尺寸来代替变形后的尺寸，而变形中的高阶微量可以略去不计，使微分方程式成为线性。

(2) 直法线假设

壳体在变形前垂直于中间面的直线段，在变形后仍保持为直线，并垂直于变形后的中间面。联系到小位移的假设，变形前后的法向线段长度不变。根据这个假设，沿厚度各点的法向位移均相同，变形前后的壳壁厚度不变。

壳壁各层纤维在变形前后均互不挤压。根据这个假设，壳壁法向的应力与壳壁截面的其他应力分量相比较是可以忽略的微小量，其结果就变为平面应力问题。显然，这一假设只适

用于薄壳。

上述这些假设，实质上只是把材料力学中对于梁的假设推广用于壳体罢了。对于薄壁壳体，采用这些假设进行计算所得的结果是足够精确的。

3. 外力与内力

(1) 外力

壳体理论主要是研究在外力作用下壳体中的应力与变形。对于压力容器的薄壳，外力(载荷)主要是分布表面力。所谓分布表面力是指外力沿壳体表面是连续分布的，例如气压、液压等。

(2) 内力

由外力引起的壳壁截面的抗力统称为内力素，包括内力与内力矩。为便于分析，内力素用壳壁截面的总壁厚及单位长度上所产生的内力与内力矩表示，单位取 kg/cm 与 kg-cm/cm 。应力沿壁厚积分与内力素是等效的，应力的单位为 kg/cm^2 。

4. 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4-2-4所示。

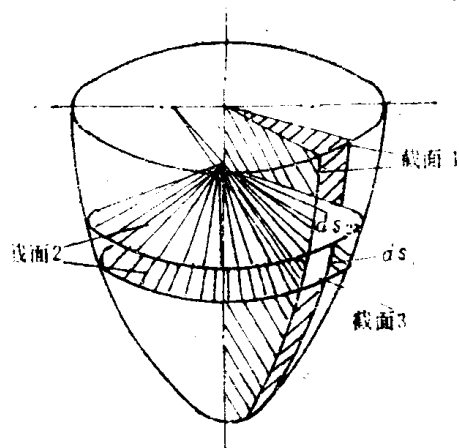


图4-2-4 旋转壳体小单元的取法

因为是薄壁，故可以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，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4-2-5所示。

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；

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。由于内压力作用在微体上所产生的力为：

$$P = p dL_1 dL_2$$

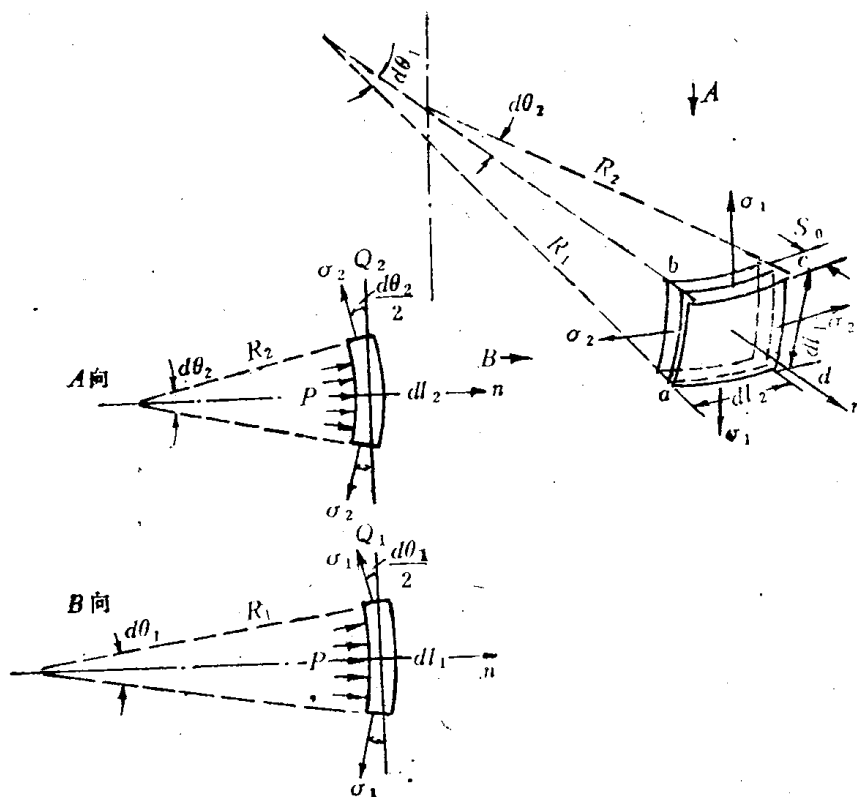


图 4-2-5 旋转壳体受力分析

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等于零, 得:

$$PdL_1 dL_2 - 2\sigma_1 S_0 dL_2 \sin \frac{d\theta_1}{2} - 2\sigma_2 S_0 dL_1 \sin \frac{d\theta_2}{2} = 0$$

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:

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{P}{S_0} \quad (4-2-1)$$

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。

5. 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4-2-6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:

$$dQ = P \cdot 2\pi r \cdot dl \cdot \cos\alpha$$

由图4-2-6可知:

$$\cos \frac{dr}{dl}$$

故

$$dQ = 2\pi r P dr$$

所以整个分离体 non' 上所受的轴向力为:

$$Q = 2\pi \int_0^{r_k} P r dr$$

$$Q = 2\pi P \int_0^{r_k} r dr = \pi r_k^2 P \quad (4-2-2)$$

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 (4-2-2) 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' 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:

$$\sigma_1 = \frac{2\pi \int_0^{r_k} P r dr}{2\pi r_k S_0 \cos\phi} = \frac{\int_0^{r_k} P r dr}{r_k S_0 \cos\phi} \quad (4-2-3)$$

如仅有气压作用, 则经向应力为:

$$\sigma_1 = \frac{P r_k}{2 S_0 \cos\phi} \quad (4-2-4)$$

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。

三、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, 可对安装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。

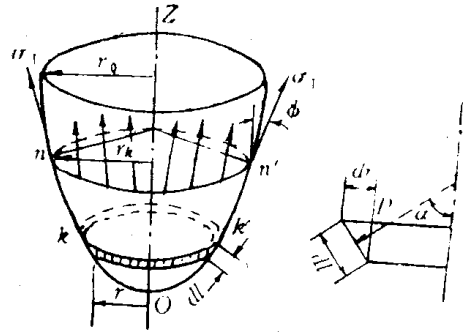


图 4-2-6 分离体受力分析