

化 纤 机 械 设 计

北京化纤工学院

PDG

前 言

本书是“化学纤维机械设计专业”教学的主要教材，是化学纤维机械与工艺的生产技术人员及科研工作者的参考书，也是纺织院校的化学纤维工艺专业参考书。

在编写内容上，针对合成纤维工业生产中的主要设备，主要工作部件阐明工作原理和设计计算方法。以使读者初步具有分析、改进和设计化学纤维设备的能力，并为化学纤维机械设计的工程技术人员提供设计理论和资料。

本书基于上述使用对象与目的，在编写过程中体现下列特点：

1. 点与面结合，以点为主。即通过合成纤维工业生产中主要设备，典型结构，详细剖析。并适当注意照顾非主要设备，非典型结构的叙述，以利读者抓住重点举一反三切实掌握化学纤维设备设计的一般原理和方法，以利读者提高分析问题的能力。

2. 原理与方法结合，原理为方法服务，既注重理论分析，又重视结合生产实际。从培养机械设计能力出发，既抓住典型部件的设计原理及方法的论述，又能结合典型机台进行实例分析，以利读者提高解决实际问题的能力。

3. 基本理论与新技术结合。全书内容分聚合设备、纺丝设备和后加工设备三大部分。作为教材，力求在一个相当时期内相对稳定，侧重叙述设计基本理论，并力求适当反映国内外在合成纤维设备方面的新技术，新成就，以利读者扩大视野。

本书内容概要：全书分聚合、纺丝、后加工设备三大篇，共十四章。

第一篇 化学纤维聚合设备

主要叙述薄壁容器设计的基础理论知识及搅拌反应釜和连续聚合器的设计计算方法。也介绍转鼓式真空干燥机，迴转圆筒干燥机，充填式干燥机及沸腾床干燥器的结构特点。

第二篇 化学纤维纺丝设备

主要叙述螺杆挤压机，齿轮计量泵，纺丝头及卷绕机等工作原理、设计计算方法及总体设计。也介绍螺杆及机筒、导丝及圈条装置、齿轮计量泵等结构设计的特点。

第三篇 化学纤维后加工设备

主要叙述长丝与短纤维后加工的牵伸加捻，牵伸变形，拉伸，干燥热定型，卷曲及切断等装置的工作机理、设计计算方法及总体设计。也介绍平面、空间凸轮成形、液压模板成形、高速锭子、干燥与热定型、转子式及摩擦式假捻器、喷气变形器、卷曲与切断等装置结构特点。

本书在编写过程中基本上采用《中华人民共和国法定计量单位》，但由于书中的某些数据取自其它参考资料，其中所采用的单位与我国法定计量单位又不尽相同，为了读者能方便地使用本书与原参考资料对照，我们在本书的某些章节中还是采用原参考资料中所采用的单位。

本书系北京化工学院化纤机械教研室部分教师编写，执笔分工如下：第一、二、三、四章—李继生，第五、八章—郭英，第六、七、十二章—赵式英，第九、十章—王悌义，第十一、十三、十四章—叶润德。由王叔文对全书进行总审阅。由于编者水平所限，书中缺点和错误在所难免，望读者指正。

编 者

一九八三年十月

目 录

第一篇	化学纤维聚合设备	F
第一章	薄壁容器的设计	1
第一节	旋转薄壳的无力矩理论基础	1
一、	微体平衡方程	2
二、	区域平衡方程	3
三、	无力矩理论的应用	5
第二节	内压薄壁容器的设计计算	8
一、	内压圆筒的强度计算	8
二、	内压容器封头的强度计算	10
三、	容器的压力试验时的强度校核	17
第三节	外压薄壁容器的设计计算	17
一、	外压圆筒的稳定计算	18
二、	加强圈的设计计算	28
三、	外压容器封头的稳定计算	30
第四节	容器附件的设计	30
一、	法兰的选择设计	31
二、	支座的选择设计	35
三、	容器开孔及其补强设计	38
第二章	搅拌聚合釜的设计	42
第一节	搅拌釜的釜体设计	42
一、	釜体主要尺寸的确定	43
二、	釜体的结构设计	44
第二节	搅拌釜的传热装置设计	46
一、	夹套传热装置	46
二、	蛇形管传热装置	48
第三节	搅拌釜的搅拌装置设计	51
一、	搅拌器类型及搅拌功率计算	51
二、	搅拌器及轴的强度计算	60
三、	搅拌轴的支承	62
第四节	搅拌釜的轴封装置设计	64
一、	填料箱密封	64
二、	机械密封	67
第五节	搅拌釜的传动装置设计	76
一、	减速机、电动机的选用	76
二、	机座和底座的选用	80
第三章	连续聚合器	80
第一节	管式聚合器	81

一、	管式聚合器结构类型	81
二、	管式聚合器主要构件	81
第二节	塔式和卧式聚合器	89
一、	预缩聚塔	89
二、	卧式缩聚器	91
第四章	干燥设备	96
第一节	真空转鼓干燥机	97
第二节	回转圆筒干燥机	100
第三节	沸腾式干燥设备	101
第四节	填充式干燥设备	102
第二篇	化学纤维纺丝设备	105
第五章	螺杆挤压机	105
第一节	熔融纺丝高聚物的挤压加工性质	108
一、	熔融纺丝高聚物的类型	108
二、	熔融纺丝高聚物的物理状态及其转变	109
三、	熔融纺丝高聚物的流变性质	110
第二节	纺丝螺杆挤压机工作原理	115
一、	固体输送理论	116
二、	熔融理论	124
三、	熔体输送理论	134
第三节	螺杆挤压机的总体设计	145
一、	螺杆挤压机的设计要求	145
二、	总体布局方案和总体尺寸的确定	146
三、	主要设计参数的确定	151
第四节	螺杆和机筒设计	160
一、	纺丝螺杆的类型	160
二、	螺杆尺寸和结构设计	162
三、	机筒设计	182
第五节	螺杆挤压机的驱动系统	191
一、	螺杆挤压机的驱动电机和调速方式	191
二、	螺杆挤压机的传动系统	193
三、	推力轴承系统	194
第六节	螺杆挤压机加料装置	197
一、	料斗设计原理	197
二、	加料装置	200
第七节	螺杆挤压机的加热和冷却装置	202
一、	加热装置	202
二、	冷却装置	207
第六章	齿轮计量泵	208

101	第一节	齿轮计量泵工作原理	209
102	一、	齿轮计量泵的工作原理	209
103	二、	齿轮计量泵的流量特性	210
104	三、	齿轮计量泵的输送熔体封闭现象	213
105	第二节	齿轮计量泵主要参数的确定	219
106	一、	齿轮计量泵流量的确定	219
107	二、	齿轮计量泵驱动功率的确定	220
108	三、	讨论	228
109	第三节	齿轮计量泵的设计	230
110	一、	齿轮设计	230
111	二、	泵轴受力分析和强度计算	231
112	三、	封闭槽的设计	233
113	四、	齿轮计量泵其它尺寸的选定	233
114	五、	齿轮计量泵的精度	233
115	第四节	齿轮计量泵的材料与热处理	235
116	一、	齿轮计量泵的材料	235
117	二、	齿轮计量泵零件的热处理	236
118	第五节	齿轮计量泵的检验和使用	237
119	一、	齿轮计量泵的检验	237
120	二、	齿轮计量泵的使用和清理	238
121	第六节	迭泵与高压泵	239
122	一、	迭泵(双泵)	239
123	二、	三齿轮单泵与迭泵	239
124	三、	高压泵	239
125	第七章	纺丝装置	241
126	第一节	熔融纺丝头组件	241
127	一、	纺丝头的结构型式	241
128	二、	纺丝头工作原理	243
129	三、	纺丝头设计	246
130	第二节	喷丝元件	263
131	一、	熔融纺丝喷丝板	263
132	二、	喷丝板的设计	263
133	三、	喷丝板的使用及清理	283
134	四、	湿法纺丝喷丝头	283
135	第三节	熔融纺丝用纺丝箱	291
136	一、	纺丝箱总体设计	291
137	二、	纺丝箱体设计	296
138	三、	管路设计	297
139	四、	加热系统设计	302
140	五、	保温系统设计	305

第八章	熔融纺丝卷绕机	307
第一节	长丝卷绕原理	309
一、	卷绕运动学分析	309
二、	卷绕静力学分析	321
第二节	卷绕机的总体设计	326
一、	长丝卷绕机的设计要求	326
二、	总体布局方案和总体尺寸的确定	326
三、	卷绕机主要参数的确定	335
第三节	导丝装置	344
一、	导丝盘设计	345
二、	往复成形装置的设计	350
第四节	卷取装置	368
一、	锭子驱动式卷取装置	368
二、	摩擦驱动式卷取装置	370
三、	筒管夹头设计	377
四、	落筒和生头装置	383
五、	短纤维圈条装置	389
第三篇	化学纤维后加工设备	397
第九章	拉伸加捻机	397
第一节	拉伸加捻机的设计要求	397
一、	拉伸加捻机的工艺作用	397
二、	拉伸加捻机的类型	397
三、	拉伸加捻机的组成	398
四、	拉伸加捻机的设计要求	398
第二节	喂给装置	399
一、	筒子架	399
二、	横动装置	401
三、	压辊及喂给罗拉	405
第三节	拉伸装置	408
一、	拉伸盘	408
二、	加热器	409
三、	加热器的功率分析	411
第四节	加捻卷绕机构	413
一、	加捻与卷绕	413
二、	钢领和钢丝钩	414
三、	丝线张力与钢丝钩受力分析	416
四、	高速锭子	420
第五节	卷绕成形机构	425
一、	卷绕往复动程型式	425

二、	凸轮成形—钢领板升降	426
三、	液压模板成形—钢领板升降	430
第六节	拉伸加捻机功率分析	437
一、	拉伸加捻机总功率的估算	437
二、	传动功率的分配	438
第十章	拉伸变形机	438
第一节	假捻变形机总体设计	439
一、	假捻变形机类型及主要组成部分	439
二、	整机的布局	440
三、	传动系统的拟定	441
第二节	喂给装置	447
一、	筒子架	447
二、	喂丝装置	449
第三节	转子式假捻器	450
一、	转子式锭组的结构与类型	450
二、	转子式锭组加捻机理	451
三、	小转子握持装置	453
四、	增速轮	454
五、	高速转子的振动及较佳工作转速	454
第四节	摩擦式假捻器	456
一、	摩擦式假捻器类型	456
二、	摩擦式假捻器加捻机理	457
三、	摩擦式假捻器的主要参数分析	458
四、	实例分析	461
第五节	加热器及热定型	462
一、	热定型时间与张应力比	462
二、	从丝条张应力推求丝的温度	463
三、	丝条的升温曲线	464
四、	丝条的纤度与丝的传导系数	464
五、	丝条升温的理论分析	465
六、	加热器的设计—实例分析	466
第六节	卷绕成形机构	467
一、	滑梭导丝装置	468
二、	槽筒主要参数分析	468
三、	防凸装置	474
四、	防叠装置	478
第七节	空气变形丝给湿、喷射装置	482
一、	空气变形丝的概述	482
二、	给湿装置	484
三、	空气喷射装置	485

四、	“杜邦”喷咀 (Du pont Jet)	488
五、	“赫马”喷咀 (Hema Jet)	491
第十一章	短纤维牵伸机	493
第一节	短纤维牵伸机的设计要求与拉伸机理	493
一、	概述	493
二、	组成及设计要求	495
三、	拉伸机理	496
四、	拉伸点控制	501
第二节	牵伸辊轴设计	504
一、	牵伸辊轴结构及传动	504
二、	牵伸辊轴强刚度分析	504
第三节	水浴牵伸槽设计	508
一、	水浴牵伸槽结构	508
二、	水浴牵伸槽设计	509
第四节	长边轴传动设计	511
一、	LVD802型与LHV901型长边轴传动	511
二、	长边轴传动系统拟定的基本要求	511
三、	长边轴传动功率估算	511
四、	长边轴临界转速	514
第十二章	干燥热定型设备	515
第一节	热定型方式	515
一、	概述	515
二、	热定型方式	516
第二节	链板式松弛热定型机	516
一、	链板式松弛热定型机的组成和总体设计	516
二、	热风干燥的基本概念和干燥计算	519
三、	加热器的设计选用与制造	525
四、	铺丝机构	528
第三节	圆网式干燥机	531
一、	圆网式干燥机的工作原理	531
二、	圆网式干燥机的结构分析	533
第四节	紧张热定型机	536
一、	紧张热定型机的结构	537
二、	干燥计算	539
第十三章	卷曲机	541
第一节	卷曲机的设计要求与卷曲机理	541
一、	概述	541
二、	组成及设计要求	542
三、	卷曲机理	543
第二节	卷曲机结构与参数	547

一、	卷曲轮	547
二、	卷曲箱	550
三、	卷曲加压	550
四、	预热箱及蒸汽消耗量计算	552
第三节	卷曲机传动及功率估算	556
一、	卷曲机传动	556
二、	卷曲机功率估算	557
第十四章	切断机	560
第一节	切断机的设计要求与切断机理	560
一、	切断机的类型	560
二、	切断机的设计要求	561
三、	切断机理	563
第二节	沟轮式切断机结构与参数	565
一、	沟轮	565
二、	切断刀	568
三、	刀盘	568
四、	气动槽盘加压	570
五、	沟轮式切断机传动设计	570
第三节	转轮式切断机结构与参数	573
一、	刀盘	573
二、	压辊	575
三、	传动装置	575

第一篇 化学纤维聚合设备

聚合过程是高聚物生产过程的中心环节，因而也是化学纤维生产中成纤高聚物制备的重要过程。而聚合设备则是实现聚合过程的重要手段，所以聚合设备在高聚物生产过程中的作用是显而易见的。

广泛使用的聚合设备是搅拌釜，所以本篇重点介绍搅拌釜的强度(或刚度)以及结构问题，对于化纤生产中的其它一些类型聚合设备只作一般的概略介绍。

另外，本篇还另辟一章，对化学纤维生产中所应用的干燥设备作了极其简单的介绍。

第一章 薄壁容器的设计

反应器的外壳和其它化工设备的外壳一样，统称为容器。在合成纤维生产过程中所应用的各种反应器，一般都承受较低的压力，所以它们的外壳壁均较薄，属于薄壁容器范畴。这样，就可以用薄壁容器的设计原理和方法来设计反应器的外壳。

第一节 旋转薄壳的无力矩理论基础

反应器的外壳大都是由旋转壳体组合而成。所谓旋转壳体，即壳体的中间面是旋转曲面。壳体中间面是与壳体内、外表面等距离的曲面，它是平分壳体厚度的曲面。旋转曲面则是任何一条平面曲线绕其共同平面内某一已知直线旋转一周而形成的曲面，如图 1—1 所示，该平面曲线 OA 称为母线，已知直线 OZ 称为轴线。

通过轴线 OZ 的平面与旋转曲面相交的曲线称为经线。对于旋转曲面来说，显然经线与母线相同，但母线只有一条，而经线则有无数条，因为通过轴线 OZ 的平面可有无数个。

垂直于轴线 OZ 的平面与旋转曲面相交所形成的圆线称为纬线或平行圆，其半径称为纬线半径或平行圆半径，如图 1—1 中 r 所示。

在经线 OA 上任取一点 a，该点的经线曲率半径 R_1 称为旋转曲面在该点的第一曲率半径，其值为 ak_1 ，点 k_1 称为第一曲率中心。通过点 a 且垂直于经线的平面与旋转曲面相交所形成的曲线称法截线，(见图 1—1)，共在该点的曲率半径 R_2 称为旋转曲面在该点的第二曲率半径，其值为 ak_2 ，点 k_2 称为第二曲率中心。可以证明，第二曲率中心 k_2 必然在轴线上，而第一曲率中心 k_1 则不然。如果把经线置于平面直角坐标系 x、y 中，假定经线的方程为 $y = f(x)$ ，则第一曲率半径 R_1 值按下式计算：

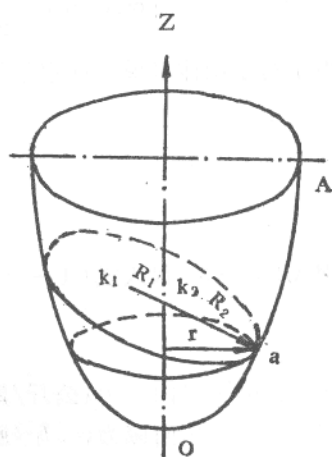


图 1—1 旋转曲面

$$R_1 = \left| \frac{(1 + (y')^2)^{3/2}}{y''} \right| \quad (1-1)$$

而第二曲率半径值应按几何关系计算。

当薄壁壳体承受压力作用时，在壳壁截面上将产生拉或压应力，同时由于壳体经线曲率发生变化（这是由于受到弯矩作用的结果），在壳壁截面上也将产生弯应力。但此弯应力与拉或压应力相比，数值小得很多（因为壳体经线的曲率变化总是很微小的），故在工程上为简化计算，忽略弯应力，即忽略弯矩的作用，而只考虑拉或压应力。这种理论称为薄壳的无力矩理论或薄膜理论，而薄壳壁截面上所产生的拉或压应力称为薄膜应力。

另外，由于薄壁壳体承受较低的压力作用，在壳壁截面上所产生的径向压应力数值一般也很小，故也忽略掉。这样，在壳壁截面上只存在两向应力：经向应力 σ_1 和环向应力 σ_2 。还

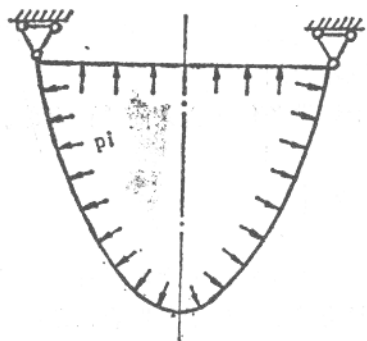


图 1—2 承受均匀内压力作用的壳体

由于壳体较薄，便认定这两向应力都沿壁厚均匀分布。实际上经向应力沿壁厚是均匀分布的，环向应力沿壁厚分布不均匀，只是因壳体较薄，该应力在内外壁表面上的数值相差甚微，为简化计算，故予以忽略掉。

一、微体平衡方程

为建立薄壁壳体壁上的应力计算式，我们讨论如图 1—2 所示的承受均匀内压力 p_i 作用的上端铰支的薄壁壳体。

以两个经线截面 ab 与 cd 及两个垂直于经线的截面 bc 与 ad 切割出一微体 $abcd$ ，则微体内表面承受内压力 p_i 的作用，截面 bc 与 ad 承受经向应力 σ_1 的作用，截面 ab 与 cd 承受环向应力 σ_2 的作用，见图 1—3。这样，微体所承受的总压力为 $p_i d l_1 d l_2$ ，总经向力为 $\sigma_1 s d l_2$ ，总环向力为 $\sigma_2 s d l_1$ 。

由于微体 $abcd$ 处于平衡状态，故上述诸力沿微体法线方向投影的代数和应为零，即：

$$2 \sigma_1 s d l_2 \sin \frac{d\theta_1}{2} + 2 \sigma_2 s d l_1 \sin \frac{d\theta_2}{2} - p_i d l_1 d l_2 = 0 \quad (1-2)$$

由于对于微体来说，曲率半径夹角 $d\theta_1$ 和 $d\theta_2$ 很小，故可取：

$$\left. \begin{aligned} \sin \frac{d\theta_1}{2} &\approx \frac{d\theta_1}{2} = \frac{d l_1}{2 R_1} \\ \sin \frac{d\theta_2}{2} &\approx \frac{d\theta_2}{2} = \frac{d l_2}{2 R_2} \end{aligned} \right\} \quad (1-3)$$

把式(1—3)代入式(1—2)中并整理得：

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p_i}{S} \quad (1-4)$$

式中： σ_1 —经向应力(公斤/厘米²)；

σ_2 —环向应力(公斤/厘米²)；

R_1 —壳体中间面第一曲率半径(厘米)；

R_2 —壳体中间面第二曲率半径(厘米)；

S —壳体壁厚(厘米)；

p_i —壳体内压力(公斤/厘米²)。

式(1—4)即为微体平衡方程，也称为拉普拉斯方程(Laplace's equation)，它表明受内压的壳体上任一点的应力 σ_1 、 σ_2 和该点曲率半径 R_1 、 R_2 、壁厚 S 以及内压力 p_i 的关系。

由于微体平衡方程中有两个未知量 σ_1 和 σ_2 待求，用一个方程不能求解，故必须再建立一

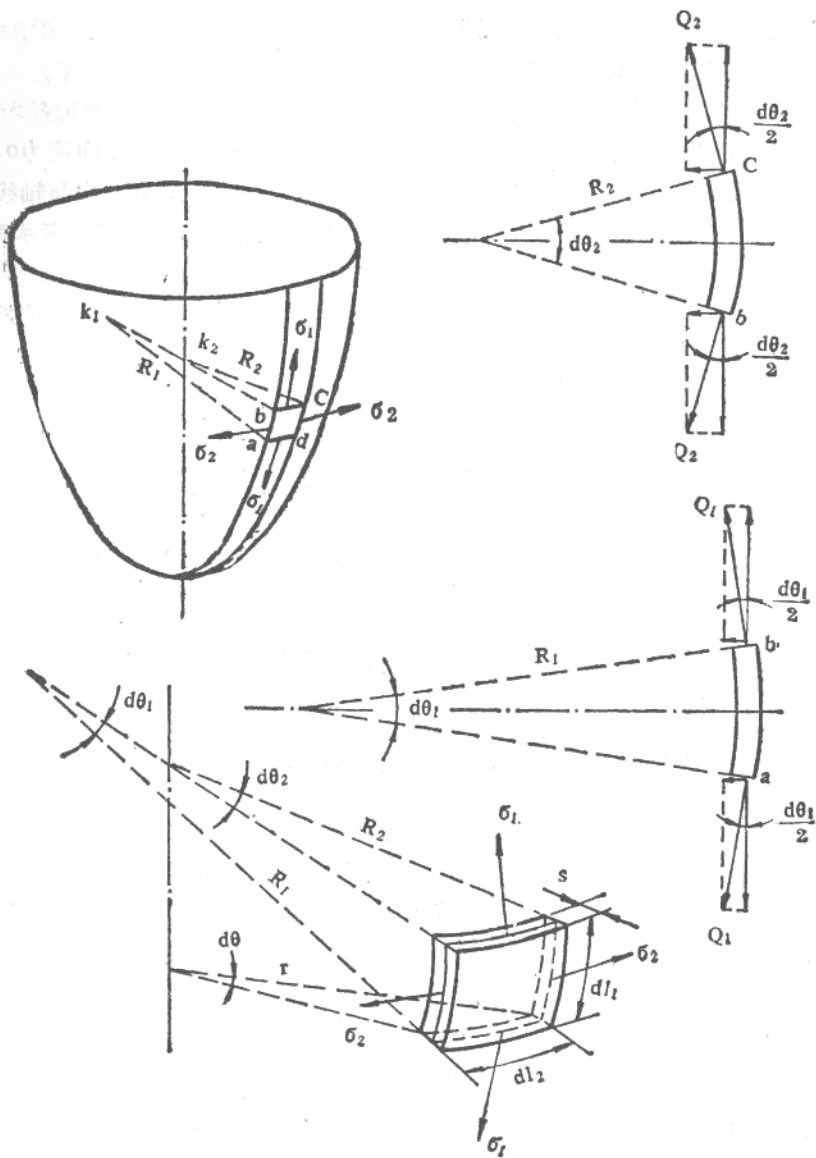


图 1-3 壳体的受力分析

个补充方程——区域平衡方程。

二、区域平衡方程

如图 1-4 所示,用垂直于经线的直圆锥面切割壳体,并取截面以下部分壳体为分离体。此时壳壁截面与前述的微体bc截面一样,其上承受经向应力 σ_1 的作用,截面上的总经向力为 $\sigma_1 \cdot 2\pi r \cdot S$ 。同时,分离体承受内压力 P_i 的作用,假定分离体上的总压力沿轴向分力为 Q ,故此二力沿轴向投影的代数和为零,即:

$$\sigma_1 \cdot 2\pi r_1 s \cos\varphi - Q = 0 \quad (1-5)$$

由此得出

$$\sigma_1 = \frac{Q}{2\pi r_1 s \cos\varphi} \quad (1-6)$$

式中: r_1 —壳体中间面平行圆半径(厘米);

φ —经向应力 σ_1 与轴线的夹角;

Q —分离体上的总压力沿轴向分力(公斤)。

式(1-6)即为区域平衡方程,它表明受内压壳体上任一点的经向应力 σ_1 和该点平行圆半径 r_1 、壁厚 S 、应力方向与轴线方向偏离程度(以角 φ 表示)以及分离体所承受的轴向外力(由内压 p_i 引起的)的关系。

显然,一般情况下,先按式(1-6)计算出经向应力 σ_1 ,然后再按式(1-4)计算环向应力 σ_2 。

应用区域平衡方程时,关键问题是计算作用在分离体上的总压力沿轴向分力 Q 。在分离体上截取宽度为 dl 的环带 kk ,则此环带上由于内压 p_i 作用而形成的总压力沿轴向分力为:

$$dQ = p_i \cdot 2\pi r_1 dl \cos\alpha \quad (1-7)$$

由几何关系(见图1-4)知: $\cos\alpha = \frac{dr}{dl}$ 将此关系代入式(1-7)中得:

$$dQ = 2\pi r_1 p_i dr \quad (1-8)$$

所以,整个分离体上的总压力沿轴向分力 Q 应为:

$$Q = 2\pi \int_0^{r_k} p_i r_1 dr \quad (1-9)$$

如果将已知函数关系 $p_i = f(r)$ 代入式(1-9)中积分,便可求得 Q 。

如图1-5所示,当壳体同时承受气体压力 p 和液体静压作用时,在A点处截取分离体,分离体内任一点B处所受到内压 $p_i = p + \gamma(H-h)$,将此值代入式(1-9)中:

$$\begin{aligned} Q &= 2\pi \int_0^{r_k} [p + \gamma(H-h)] r_1 dr \\ &= \pi r_1^2 p + \pi r_1^2 H \gamma - 2\pi \gamma \int_0^r h r dr \end{aligned} \quad (1-10)$$

可以证明,式(1-10)中第三项即图1-5中画阴影部分液体重力,而式(1-10)中第二项与第三项之差实为分离体内液体重力和分离体垂直上方的液体重力,因此式(1-10)可写成:

$$Q = \pi r_1^2 p + v\gamma + \pi r_1^2 (H-h_1)\gamma \quad (1-11)$$

式中: p —壳体内气体压力(公斤/厘米²);

γ —壳体内液体重度(公斤/厘米²);

H —壳体内液面高度(米);

h_1 —分离体高度(米);

v —分离体内所盛液体体积(米³)。

由式(1-11)可见,当壳体同时承受气体压力和液体静压作用时,作用在该壳体分离体上的总压力沿轴向分力 Q 由三部分组成:作用在平行圆面积上的气体总压力 $\pi r_1^2 p$,分离体内所盛液体重力 $v\gamma$,分离体垂直上方的液体重力 $\pi r_1^2 (H-h_1)\gamma$ 。

当壳体仅受气压作用时,显然

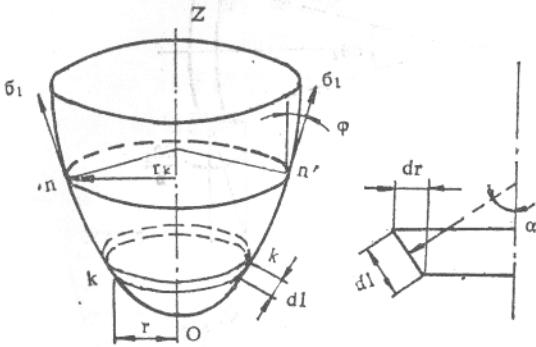


图1-4 分离体受力分析

$$Q = \pi r_1^2 p$$

$$(1-12)$$

而壳体仅受液体静压作用时

$$Q = v\gamma + \pi r_1^2 (H - h_k)\gamma$$

$$(1-13)$$

三、无力矩理论的应用

应用旋转壳体的无力矩理论两个基本方程——微体平衡方程和区域平衡方程，计算工程上常用的几种典型壳体壁上的经向应力 σ_1 和环向应力 σ_2 ，为内压薄壁容器的强度计算提供理论根据。

(一) 仅受气压作用的圆筒形壳体

如图1-6所示，对于上端铰支仅受气压 p 作用的圆筒形壳体，计算壳壁上任一点A的应力。

对于圆筒形壳体， $r_1 = \frac{D}{2}$ ， $\cos\varphi = \cos 0^\circ = 1$ ，再根据式(1-12)和(1-6)，求得经向应力为：

$$\sigma_1 = \frac{pD}{4S} \quad (1-14)$$

式中： D —圆筒的中间面直径(厘米)。

对于圆筒形壳体，经线是直线，所以第一曲率半径 $R_1 = \infty$ ，第二曲率半径 $R_2 = \frac{D}{2}$ ，根据式(1-4)得：

$$\sigma_2 = \frac{pD}{2S} \quad (1-15)$$

由式(1-14)和(1-15)可见，应力 σ_1 与 σ_2 同点的位置无关，即筒壁上各点经向应力皆相同，各点环向应力皆相同，而且环向应力是经向应力的二倍，即 $\sigma_2 = 2\sigma_1$ 。

(二) 仅受气压作用的圆球壳体

如图1-7所示，对于在赤道处铰支仅受气压 p 作用的圆球形壳体，计算筒壁上任一点A的应力。

由图1-7可见， $r_k = R\cos\varphi$ ，再根据式(1-12)和(1-6)得

$$\sigma_1 = \frac{pR}{2S} \quad (1-16)$$

式中： R —圆球形壳体中间面半径(厘米)。

圆球形壳体的经线是圆线，在直角坐标系 X 、 Y 中其方程为：

$$x^2 + y^2 = R^2 \quad (1-17)$$

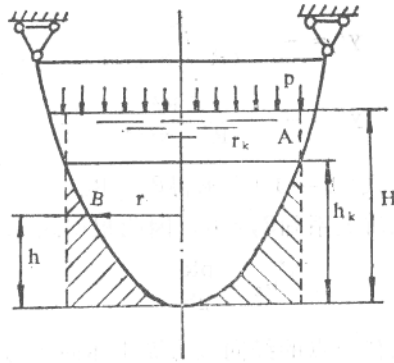


图1-5 同时承受气压与液体静压作用的壳体

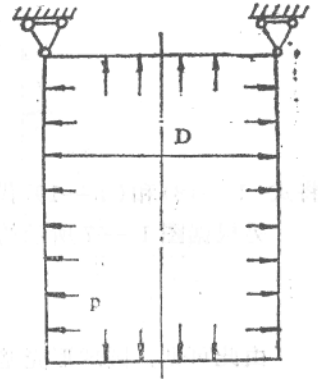


图1-6 仅受气压作用的圆筒形壳体

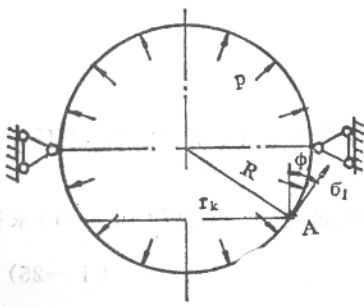


图1-7 仅受气压作用的圆球形壳体

据此求得

$$y' = -\frac{x}{(R^2 - x^2)^{1/2}} \quad (1-18)$$

$$y'' = -\frac{R^2}{(R^2 - x^2)^{3/2}} \quad (1-19)$$

将式(1-18)和(1-19)代入式(1-1)中求得 $R_1 = R$ 。

另根据图1-7所示的几何关系知 $R_2 = R$ ，因此根据式(1-16)和(1-4)求得：

$$\sigma_2 = \frac{pR}{2S} \quad (1-20)$$

由此可见，圆球形壳壁上任一点的经向应力等于环向应力，即 $\sigma_1 = \sigma_2$ ，且各点应力皆相同。

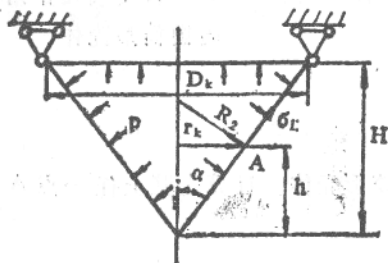


图1-8 仅受气压作用的圆锥形壳体

(三) 仅受气压作用的圆锥形壳体

如图1-8所示，对于上端铰支仅受气压 p 作用的圆锥形壳体，计算壳壁上任一点A的应力。

对于半锥角为 α 的圆锥形壳体， $r_k = htg\alpha$ ， $\cos\varphi = \cos\alpha$ ，再根据式(1-12)和(1-6)求得：

$$\sigma_1 = \frac{phtg\alpha}{2scos\alpha} \quad (1-21)$$

由于经线是直线，所以 $R_1 = \infty$ ，由图1-9中的几何关系可见， $R_2 = \frac{htg\alpha}{\cos\alpha}$ ，因此根据式(1-4)求得：

$$\sigma_2 = \frac{phtg\alpha}{scos\alpha} \quad (1-22)$$

由式(1-21)和(1-22)可见，圆锥形壳壁上各点应力均不相同，而且任一点的环向应力是经向应力的2倍，即 $\sigma_2 = 2\sigma_1$ 。在壳体尖端处， $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$ ，而在壳体大端处应力有最大值：

$$\sigma_{1max} = \frac{pHtg\alpha}{2scos\alpha} = \frac{pD_k}{4scos\alpha} \quad (1-23)$$

$$\sigma_{2max} = 2\sigma_{1max} = \frac{pD_k}{2scos\alpha} \quad (1-24)$$

式中： D_k —锥壳大端中间面直径(厘米)；

H —锥壳高度(厘米)。

(四) 仅受气压作用的半椭圆形壳体

如图1-9所示，对于上端铰支仅受气压 p 作用的半椭圆形壳体，计算壳壁上任一点A的应力。

对于半椭圆形壳体， $r_k = R_2 \cos\varphi$ (见图1-9)，于是根据式(1-12)和(1-6)求得：

$$\sigma_1 = \frac{pR_2}{2S} \quad (1-25)$$

将式(1-25)代入式(1-4)中得：

$$\sigma_2 = \frac{pR_2}{2S} \left[2 - \frac{R_2}{R_1} \right] \quad (1-26)$$

由此看来，计算应力的关键是计算第一和第二曲率半径 R_1 和 R_2 。

半椭球形壳体的经线是椭圆线。对于长半轴为 a 、短半轴为 b 的椭圆线，将其置于直角坐标系 X 、 Y 中，其方程为：

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (1-27)$$

据此求得

$$y' = -\frac{b^2}{a^2} \cdot \frac{x}{y} \quad (1-28)$$

$$y'' = -\frac{b^4}{a^2 y^3} \quad (1-29)$$

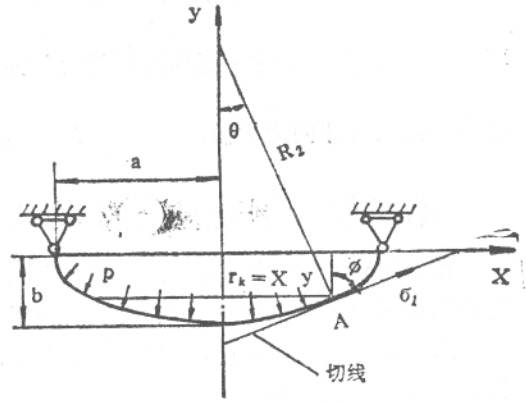


图 1-9 仅受气压作用的半椭球形壳体

将式(1-28)和(1-29)代入式(1-1)中得：

$$R_1 = \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{3/2}}{a^4 b^4} \quad (1-30)$$

第二曲率半径 R_2 可根据如图 1-9 所示的几何关系确定：

$$R_2 = \left| \frac{x}{\sin \theta} \right| \quad (1-31)$$

通过A点的椭圆线切线斜率 $\tan \theta = y'$ ，据三角学公式

$$\sin \theta = \frac{\tan \theta}{(1 + \tan^2 \theta)^{1/2}} \quad (1-32)$$

再将式(1-28)代入，便可由式(1-31)求得：

$$R_2 = \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{1/2}}{b^2} \quad (1-33)$$

将式(1-30)和(1-33)代入式(1-25)和(1-26)中可得出半椭球形壳体壁上任一点A的应力：

$$\sigma_1 = \frac{p}{2s} \cdot \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{1/2}}{b^2} \quad (1-34)$$

$$\sigma_2 = \frac{p}{2s} \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{1/2}}{b^2} \left(2 - \frac{a^4 b^2}{a^4 y^2 + b^4 x^2} \right) \quad (1-35)$$

在壳体顶部中心($x = 0$, $y = -b$):

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pa}{2s} \cdot \frac{a}{b} \quad (1-36)$$

在壳体边缘($x = a$, $y = 0$):

$$\sigma_1 = \frac{pa}{2s} \quad (1-37)$$

$$\sigma_2 = \frac{pa}{2s} \left[2 - \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \quad (1-38)$$

由上述诸式可以看出：半椭球形壳体壁上任一点的经向应力 σ_1 总是拉应力，而且在顶部中心的应力最大。顶部中心的环向应力 σ_2 总是拉应力，当 $\frac{a}{b} < \sqrt{2}$ 时，壳壁上任一点的环

向应力总是拉应力而且顶部中心的应力最大。当 $\frac{a}{b} > \sqrt{2}$ 时，在壳体边缘的环向应力总是压应力，当 $\frac{a}{b} = 2$ 时，壳体边缘处的环向应力和顶部中心的环向应力等值。当 $\frac{a}{b} > 2$ 时，壳体边缘处的环向应力值最大， $\frac{a}{b}$ 比值愈大，该应力值愈大。

第二节 内压薄壁容器的设计计算

前节讨论了受内压的旋转薄壳的应力状态及应力计算公式，利用这些结论，可以应用一定的强度理论，对生产中实用的内压薄壁容器进行强度计算。

大多数实用的内压薄壁容器都由圆筒和端部的各种封头构成，对容器作强度计算时，对圆筒和封头分别进行。

一、内压圆筒的强度计算

由前述知，仅受气压作用的圆筒壁上的应力按式(1-14)和(1-15)计算，据此，按第三强度理论建立的强度条件为：

$$\frac{pD}{2s} \leq [\sigma]'\phi \quad (1-39)$$

如果用圆筒和内径 D_i 替换中间面直径 D ， $D = D_i + s$ ，再考虑适当的壁厚附加量，式(1-39)便可写成计算圆筒壁厚的公式：

$$s = \frac{pD_i}{2[\sigma]'\phi - p} + C \quad (1-40)$$

或写成验算圆筒上应力的公式：

$$\sigma' = \frac{p(D_i + (s - c))}{2(s - c)} \leq [\sigma]'\phi \quad (1-41)$$

式中： p —设计压力(公斤/厘米²)；

D_i —圆筒内径(厘米)；

s —圆筒壁厚(厘米)；

$[\sigma]'$ —设计温度下圆筒材料的许用应力(公斤/厘米²)；

ϕ —焊缝系数；

C —壁厚附加量(厘米)。

关于式(1-40)和(1-41)中各设计参数的确定，在《钢制石油化工压力容器设计规定》(1982)中有详细说明和规定，并提供了实用的有效数据，现摘其主要点分述如下。

关于设计压力 p ：

设计压力 p 取略高于或等于最高工作压力。

容器上装有安全泄放装置时，取安全泄放装置的初始起跳压力作为设计压力。

当工艺系统中装有安全泄放装置(单个容器不再装设)时，可根据容器在系统中的工作情况，最高工作压力增加适当裕度作为设计压力。

计算容器各个部分的壁厚及其元件的尺寸时，应取设计压力加上容器该截面处所受的液柱静压力。

关于壁厚附加量 C ：

壁厚附加量 C 按式(1-42)确定：