0 绪论（几乎不考，空间不够删掉）

·过程:从原材料到产品，要经过一系列物理的、化学的或者生物的加工处理步聚，这一系列加工处理步聚称为过程。过程设计:是以生产某种新产品或改进现有产品的生产方法为目标，研究各种生产方法的技术可行性和经济合理性，通过过程模拟、合成和优化，提出最佳的生产方法。过程设备:完成物料的粉碎、储运、混合、分离、传热、反应等操作的设备。过程设备设计:根据设备在全寿命周期内的功能和市场竞争（质量、成本等）要求，综合考虑环境和资源利用率，运用化工、机械、力学、材料，以及美学、经济学等知识，经过设计师的创造性劳动，制订可用于制造的技术文件。·过程设备的特点 1 功能原理多种多样 2 化机电一体化 3 外壳一般为压力容器

·过程设备的基本要求 1)安全可靠 2)满足过程要求 3)综合经济好 4)易于操作操作维护和控制 5)优良的环境性能

·1.强度是指载荷作用下材料抵抗永久变形和断裂的能力。屈服强度和抗拉强度是钢材常用的强度判据——抗破坏能力 2.刚度是过程设备在载荷作用下保持原有形状的能力。刚度不足是过程设备过度变形主要原因之一——抗变形能力 3.韧性是指材料断裂前吸收变形能量的能力。材料韧性一般随着强度的提高而降低——抗冲击能力·基本设计步骤：需求分析>目标界定>总体结构设计>零部件结构设计>参数设计>设计实施

1.压力容器导言

·压力容器通常是由板、壳组合而成的焊接结构。组成：筒体、封头、支座、开孔接管、密封装置、安全附件。

·过程设备=外壳+内件·功能：提供能承受一定温度和压力的密闭空间

·介质危害性指介质的毒性、易燃性、腐蚀性、氧化性等，其中影响压力容器分类的主要是毒性和易燃性。

·TSG 21：介质危害性指压力容器在生产过程中因事故致使介质与人体大量接触，发生爆炸或者因经常泄漏引起职业性慢性危害的严重程度，用介质毒性危害程度和爆炸危险程度表示。

·设计压力容器时，中国将化学介质分为：

极度危害(I 级) 最高容许质量浓度<0.1mg/m^3

高度危害(II 级) 最高容许质量浓度 0.1~<1mg/m^3

中毒危害(III 级) 最高容许质量浓度 1~<10mg/m^3

轻度危害(IV 级) 最高容许质量浓度≥10mg/m^3

·可燃气体或蒸气与空气组成混合物，当混合物中可燃气体含量满足完全燃烧条件时，则其燃烧反应最为剧烈。·爆炸下限小于 10%，或爆炸上限和下限之差值大于等于 20%的介质，一般称为易燃介质。

·压力容器的分类：

1.按承压方式：内压容器、外压容器

2.按压力等级：（设计压力：p，指人为设定的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条件，其值不低于工作压力）

低压(L)容器 0.1MPa≤p<1.6MPa

中压(M)容器 1.6MPa≤p<10.0MPa

高压(H)容器 10.0MPa≤p<100MPa

超高压(U)容器 p≥100MPa

外压容器，容器内压小于 1 个大压，又称为真空容器

3.按容器在生产中的作用分类：

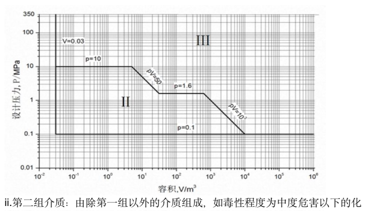
反应压力容器(R)换热压力容器(E)分离压力容器(S)储存压力容器(C,其中球罐代号 B)在一种压力容器中，如同时具备两个以上的工艺作用原理时，应按工艺过程中的主要作用来划分品种。

4.按安装的方式：固定式/移动式

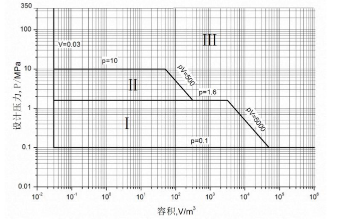
5.按安全技术管理分类

介质分组：

i.第一组介质:毒性程度为极度危害、高度危害的化学介质,易爆介质,液化气体



ii.第二组介质：除第一组以外的介质组，如毒性程度为中度危害以下的化



学介质，包括水蒸汽、氮气等.

·位于分类线上时，按较高的类别分类，属于适用范围特殊情况的容器统一划分为第 I 类·多腔压力容器，按类别最高的管理，但按每个容器各自的类别分别提出设计、制造技术要求。

·TSG 21《固定式压力容器安全技术监察规程》（简称“固容规”）适用于同时具备下列条件的固定式压力容器：①工作压力大于或者等于 0.1MPa；②容积大于等于0.03 m^3 且内直径(非圆形截面指截面内边界最大几何尺寸)大于等于 150mm；③盛装介质为气体、液化气体以及介质最高工作温度高于或者等于其标准沸点的液体。

·GB/T 150-2011《压力容器》是一系列标准的组合，规定了压力容器建造的基本要求、典型受压元件的设计计算方法和制造、检验与验收的要求。标准按压力容器建造的逻辑顺序分为四个部分：GB/T 150.1《压力容器》第 1 部分：通用要求；GB/T 150.2《压力容器》第 2 部分:材料；GB/T 150.3《压力容器》第 3 部分：设计；GB/T 150.4 《压力容器》第 4 部分：制造、检验和验收。

·通过标准引用方式，将有色金属制压力容器和特殊结构压力容器纳入标准范围；扩大了标准的设计温度适用范围：–269 ° C ~ 900 ° C 设计压力不大于 35MPa

·GB/T150《压力容器》不适用于以下 8 种压力容器：直接火焰加热的压力容器；核能装置中存在中子辐射损伤风险的压力容器；旋转或往复运动的机械设备中自成整体或作为部件的受压器室;《移动式压力容器安全技术监察规程》管辖的容器；设计压力低于 0.1MPa 或者真空度低于 0.02MPa 的容器；内直径小于 150mm 的压力容器；搪玻璃容器；制冷空调行业中另有国家标准或者行业标准的容器。

·45GB/T150《压力容器》界定的范围除壳体本体外，还包括容器与外部管道焊接连接的第一道环向接头的坡口端面、螺纹连接的第一个螺纹接头端面、法兰连接的第一个法兰密封面，以及与专用连接件或管件连接的第一个密封面。其它如接管、人孔、手孔等的承压盖及其紧固件，以及非受压元件与受压元件的焊接接头，直接连在容器上的超压泄放装置均应符合 GB/T 150《压力容器》的有关规定。

·JB/T 4732 是我国第 1 部压力容器分析设计的行业标准，其基本思路与 ASME VIII-2 相同。该标准与 GB/T 150 同时实施，在满足各自要求的前提下，设计者可选择其中之一使用，但不得混用。与 GB/T 150 相比，JB 4732 允许采用较高的设计应力强度，在相同设计条件下，容器的厚度可以减薄，重量可以减轻。一般推荐用于重量大、结构复杂、操作参数较高的压力容器设计。

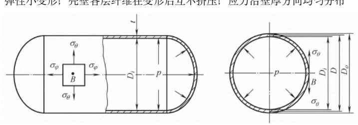
管理层次：法律-行政法规-部门规章-安全技术规范-引用标准

·载荷：能够在压力容器上产生应力、应变的外力及其他因素

压力载荷（包括内压、外压和液体静压力）非压力载荷（重力载荷 风载荷 地震载荷 运输载荷 波浪载荷【整体载荷】管系载荷 支座反力 吊装力【局部载荷】）

·薄壳：壳体厚度 t 与其中面曲率半径 R 的比值（t/R）max≤1/10。薄壁圆柱壳或薄壁圆筒：外直径与内直径的比值（Do/Di）max≤1.1~1.2。厚壁圆筒：外直径与内直径的比值 Do/Di ≥1.2 。

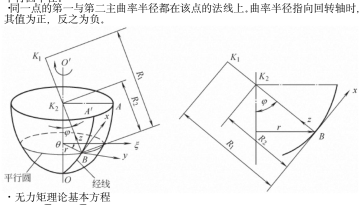
·在薄壳应力分析中，假设壳体材料连续、均匀、各向同性；受载后的变形是弹性小变形；壳壁各层纤维在变形后互不挤压；应力沿壁厚方向均匀分布



·$\sigma_\varphi = pD/4t$，$\sigma_\theta = pD/2t$

·第一主曲率半径 R1：过考察点的经线在该点的曲率半径。第二主曲率半径 R2：过考察点的经线的法线与回转轴交点与该点之间的距离。平行圆半径 r：平行圆半径。

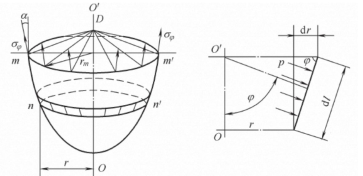
·同一点的第一与第二主曲率半径都在该点的法线上。曲率半径指向回转轴时，其值为正，反之为负。



·无力矩理论基本方程

$$\frac{\sigma_\varphi}{R_1}+\frac{\sigma_\theta}{R_2}=\frac{p}{t}$$（拉普拉斯方程。微元平衡方程）

·区域平衡方程：压力在 0-0′ 轴方向产生的合力与作用在截面 m-m′ 上内力的轴向分量平衡



·$V = 2\pi\int_0^{r_m} prdr = V' = 2\pi r_m\sigma_\varphi t\cos\alpha$

·承受气体内压的回转薄壳：

$$\sigma_\varphi = pR_2/2t\ ;\sigma_\theta = \sigma_\varphi(2-R_2/R_1)$$

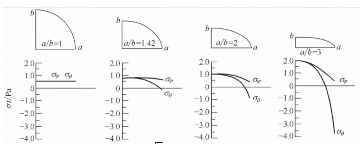
·球壳$\sigma_\varphi = \sigma_\theta = pR/2t$薄壁圆筒$\sigma_\theta = pR/t$ $\sigma_\varphi = pR/2t$

·锥壳$R_1 = \infty$ $R_2 = x\tan\alpha$

·椭圆：胡金伯格方程：

$$\sigma_\varphi = \frac{p}{2t}\frac{[a^4-x^2(a^2-b^2)]^{1/2}}{b}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p}{2t}\frac{[a^4-x^2(a^2-b^2)]^{1/2}}{b}\left[2-\frac{a^4}{a^4-x^2(a^2-b^2)}\right]$$



·椭圆标准封头；a/b=2，a/b>$\sqrt{2}$后，赤道周向应力变号

·支座附近的球壳发生局部弯曲，以保持球壳应力与位移的连续性。因此，支座处应力的计算，必须用有力矩理论进行分析，而上述用无力矩理论计算得到的壳体薄膜应力，只有远离支座处才与实际相符。

·无力矩理论应用条件：

①壳体的厚度、中面曲率和载荷连续，没有突变，且构成壳体的材料的物理性能相同。——连续性（结构、材料、载荷）②壳体的边界处不受横向剪力、弯矩和扭矩作用。③壳体的边界处的约束可沿经线的切线方向，不得限制边界处的转角与挠度。对很多实际问题：无力矩理论求解+有力矩理论修正

·不连续效应：结构不连续，组合壳在连接处局部区域出现衰减很快的应力增大现象，称为“不连续效应”或“边缘效应”。

由此引起的局部应力称为“不连续应力”或“边缘应力”析组合壳不连续应力的方法，在工程上称为“不连续分析”

·不连续应力的特性：局部性+自限性

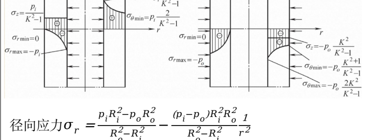
随着离边缘距离 x 的增加，各内力呈指数函数迅速衰减以至消失，这种性质称为不连续应力的局部性。(x=2.5 根号 Rt)

不连续应力是由弹性变形受到约束所致，因此对于用塑性材料制造的壳体，当连接边缘的局部区产生塑性变形，这种弹性约束就开始缓解，变形不会连续发展，不连续应力也自动限制，这种性质称不连续应力的自限性。

·厚壁圆筒应力；Lamè公式：

轴向（经向）应力$\sigma_z = \frac{p_iR_i^2-p_oR_o^2}{R_o^2-R_i^2}$

周向应力$\sigma_\theta = \frac{p_iR_i^2-p_oR_o^2}{R_o^2-R_i^2}+\frac{(p_i-p_o)R_i^2R_o^2}{R_o^2-R_i^2}\frac{1}{r^2}$



径向应力$\sigma_r = \frac{p_iR_i^2-p_oR_o^2}{R_o^2-R_i^2}-\frac{(p_i-p_o)R_i^2R_o^2}{R_o^2-R_i^2}\frac{1}{r^2}$

径比 K=Ro/Ri 仅内压 仅外压

·仅在内压作用下，筒壁中的应力分布规律：①在性质上有如下规律：周向应力σθ及轴向应力σz 均为拉应力（正值），径向应力σr 为压应力（负值）。②在数值上有如下规律：内壁周向应力有最大值，其值为：pi(K^2+1)/(K^2-1)外壁处减至最小，其值为：2pi/(K^2-1)内外壁之差为 pi；径向应力内壁处为-pi，随着 r 增加，径向应力绝对值逐渐减小，在外壁处σr=0；轴向应力为一常量，沿壁厚均匀分布，且为周向应力与径向应力和的一半，即σz=0.5(σθ+σr)③除σz 外，其它应力沿壁厚的不均匀程度与径比 K 值有关。以σθ为例，外壁与内壁处的周向应力之比为：2/(K^2+1)。K 值愈大不均匀程度愈严重，当内壁材料开始出现屈服时，外壁材料则没有达到屈服，因此筒体材料强度不能得到充分的利用。

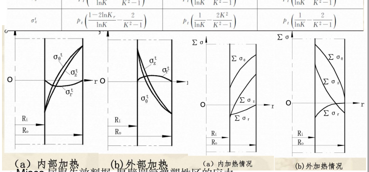
·因温度变化引起的自由膨胀或收缩受到约束，在弹性体内所引起的应力，称为热应力。Kr=Ro/r，pt=EαΔt/2(1–μ)

·热应力的特点 a. 热应力随约束程度的增大而增大 b. 热应力与零外载相平衡，是自平衡应力 c. 热应力具有自限性，屈服流动或高温蠕变可使热应力降低 d. 热应力在构件内是变化的

·内加热内壁应力叠加后得到改善，外壁应力有所恶化。外加热则相反，内壁应力恶化，外壁应力得到很大改善。

总应力	筒体内壁处 $r=R_i$	筒体外壁处 $r=R_o$
$\sum\sigma_r$	$-p$	0
$\sum\sigma_\theta$	$(p-p_t)\frac{K^2+1}{K^2-1}+p_t\frac{1-\ln K}{\ln K}$	$(p-p_t)\frac{2}{K^2-1}+p_t\frac{1}{\ln K}$
$\sum\sigma_z$	$(p-2p_t)\frac{1}{K^2-1}+p_t\frac{1-2\ln K}{\ln K}$	$(p-2p_t)\frac{1}{K^2-1}+p_t\frac{1}{\ln K}$

热应力	任意半径 r 处	圆筒内壁 $K_r=K$ 处	圆筒外壁 $K_r=1$ 处
σ_r^t	$p_t\left(-\frac{\ln K_r}{\ln K}+\frac{K_r^2-1}{K^2-1}\right)$	0	0
σ_θ^t	$p_t\left(\frac{1-\ln K_r}{\ln K}-\frac{K_r^2+1}{K^2-1}\right)$	$p_t\left(\frac{1}{\ln K}-\frac{2K^2}{K^2-1}\right)$	$p_t\left(\frac{1}{\ln K}-\frac{2}{K^2-1}\right)$
σ_z^t	$p_t\left(\frac{1-2\ln K_r}{\ln K}-\frac{2}{K^2-1}\right)$	$p_t\left(\frac{1}{\ln K}-\frac{2K^2}{K^2-1}\right)$	$p_t\left(\frac{1}{\ln K}-\frac{2}{K^2-1}\right)$



（a）内部加热 （b）外部加热 （a）内加热情况 （b）外加热情况

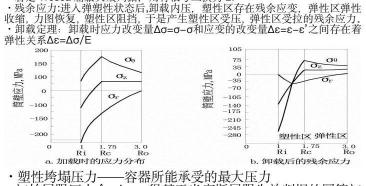
·Mises 屈服失效判据 厚壁圆筒弹塑性区的应力：

应力	塑性区 Ri≤r≤Rc	弹性区 Rc≤r≤Ro
径向应力σ_r	$\frac{2}{\sqrt3}R_{eL}\ln\frac{r}{R_i}-p_i$	$\frac{R_{eL}}{\sqrt3}\frac{R_c^2}{R_o^2}(1-\frac{R_o^2}{r^2})$
周向应力σ_θ	$\frac{2}{\sqrt3}R_{eL}\ln(1+\frac{r}{R_i})-p_i$	$\frac{R_{eL}}{\sqrt3}\frac{R_c^2}{R_o^2}(1+\frac{R_o^2}{r^2})$
轴向应力σ_z	$\frac{R_{eL}}{\sqrt3}(1+2\ln\frac{r}{R_i})-p_i$	$\frac{R_{eL}}{\sqrt3}\frac{R_c^2}{R_o^2}$
p_i与R_c的关系	$p_i=\frac{R_{eL}}{\sqrt3}(1-\frac{R_c^2}{R_o^2}+\ln\frac{R_c}{R_i})$	

·若是 Tresca 屈服失效判据，则将根号三换为 2.

·残余应力:进入弹塑性状态后,卸载内压，塑性区存在残余应变，弹性区弹性收缩，力图恢复，塑性区阻挡，于是产生塑性区受压，弹性区受拉的残余应力。

·卸载定理：卸载时应力改变量Δσ=σ–σ和应变的改变量Δε=ε–ε'之间存在着弹性关系Δε=Δσ/E



a. 加载时的应力分布 b. 卸载后的残余应力

·塑性垮塌压力——容器所能承受的最大压力

·初始屈服压力令 pi=ps 得基于米塞斯屈服失效判据的圆筒初始屈服压力

$$p_s = \frac{\sigma_s}{\sqrt3}\frac{K^2-1}{K^2}$$

·全屈服压力当筒壁达到整体屈服状态时所承受的压力，称为圆筒全屈服压力或极限压力用 pso 表示。sop 令 Rc=Ro，得

·$p_{so} = 2/\sqrt3*\sigma_s\ln K$

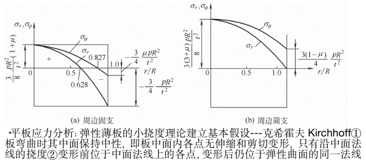
·不要把全屈服压力和塑性垮塌压力等同起来。前者假设材料为理想弹塑性，后者利用材料的实际应力应变关系。

·福贝尔将爆破压力 Pb 归纳为

$$p_b = 2/\sqrt3*\sigma_s(2-\sigma_s/\sigma_b)\ln K$$

·提高屈服承载能力的措施:当径比大到一定程度后,用增加厚度的方法降低壁中应力的效果不明显。为此，对于压力很高的容器，工程中通常对圆筒施加外压或自增强处理，使内层材料受到压缩预应力作用，而外层材料处于拉伸状态。对圆筒施加外压的方法有多种，最常用的是采用多层圆筒结构。通过超工作压力处理，由筒壁自身外层材料的弹性收缩引起残余应力的方法，称为自增强。

固支	$\sigma_r = \mp\frac{6M_r}{t^2} = \mp\frac{3p}{8t^2}[R^2(1+\mu)-r^2(3+\mu)]$
	$\sigma_\theta = \mp\frac{6M_\theta}{t^2} = \mp\frac{3p}{8t^2}[R^2(1+\mu)-r^2(1+3\mu)]$
简支	$\sigma_r = \mp\frac{3}{8}\frac{p}{t^2}(3+\mu)(R^2-r^2)$
	$\sigma_\theta = \mp\frac{3}{8}\frac{p}{t^2}[R^2(3+\mu)-r^2(1+3\mu)]$



(a) 周边固支 (b) 周边简支

·平板应力分析：弹性薄板的小挠度理论建立基本假设---克希霍夫 Kirchhoff①板弯曲时其中面保持中性，即板中面内各点无伸缩和剪切变形，只有沿中面法线的挠度②变形前位于中面法线上的各点，变形后仍位于弹性曲面的同一法线上，且法线上各点间的距离不变。③平行于中面的各层材料互不挤压，即板内垂直于板面的正应力较小，可忽略不计。

·周边固支圆平板中的最大正应力为支承处的径向应力其值为$(\sigma_r)^f_{max} = 0.75pR^2/t^2$周边简支圆平板中的最大正应力为板中心处的径向应力，其值为$(\sigma_r)^s_{max} = 3(3+\mu)/8*pR^2/t^2$

·这表明周边简支板的最大正应力大于周边固支板的应力。挠度反映板的刚度，应力则反映强度;周边固支圆平板在刚度和强度两方面均优于周边简支圆平板。

·周边固支时最大挠度在板中心$w^f_{max} = pR^4/(64D')$，周边简支时在板中心$w^s_{max} = (5+\mu)/(1+\mu)\cdot pR^4/(64D')$

·这表明，周边简支板的最大挠度远大于周边固支板的挠度。

·降低平板应力 挠度的措施：若构成板的材料和载荷已确定，则减小半径或增加厚度都可减小挠度和降低最 大正应力;工程中较多的是采用改变其周 边支承结构，使它更趋近 于固支条件；用正交栅格 、圆环肋与加固平板等方法来提高平板的强度刚度

·屈曲的定义：承受外压载荷的壳体，当外压载荷增大到某一值时，壳体会突然失去原来的形状，出现被压扁或出现波折等现象，此时壳体发生了屈曲，它是外压壳体破坏的常见形式之一。注：除外压壳体外，在较大区域内存在压缩薄膜应力的壳体、扭转壳体等也可能产生屈曲

·外压容器举例（1）真空操作容器、减压精馏塔的外壳（2）用于加热或冷却的夹套容器的内层壳体

·屈曲的形式多种多样，与构建本身的材料力学性能、结构尺寸、载荷条件、边界条件等因素有关。

·极值屈曲：在载荷与位移曲线最高点(极值点)处发生的垮塌。分叉屈曲：结构从一种平衡状态向另一种平衡状态转变，结构的位形将突然发生很大的改变。

·屈曲时所对应的载荷为临界载荷。对于壳体，若给定的载荷为压力载荷时，通常用“临界压力”来代替临界载荷，以 Pcr 表示，对应的应力为临界应力，以σcr 表示。

·理论求解壳体临界载荷的方法：静力法：静力法通过建立在极微小的弯曲变形状态下的稳定平衡状态，然后写出它的平衡微分方程组，求解线性微分方程的特征值,从而获得需要的临界载荷。这一方法只适用于分叉屈曲。能量法：用势能Π来表征保守力系统的能量，即Π=U-W，U 为应变能，W 为外力功。系统处于平衡状态时，δΠ=δ(U-W)=0。当至少有一个可能的变分使$\delta^2\Pi\le0$时，所得的最小的载荷就是连续结构系统的临界载荷。

·轴对称分叉屈曲时轴压圆筒的临界应力：$\sigma_{cr}=\frac{1}{\sqrt{3(1-\mu^2)}}\frac{Et}{R}$ → $\mu=0.3$ → $\sigma_{cr}=0.605\frac{Et}{R}$

·弹性小挠度理论基于如下假设：

①圆柱壳厚度 t 与半径 R 相比是小量，轴向位移 w 与厚度 t 相比是小量。②屈曲时圆柱壳体的应力仍处于弹性范围

·该理论的局限性：（1）轴压圆筒屈曲除了对称分叉屈曲，还可能为非对称屈曲（2）实际圆筒为非理想圆柱形，存在各种初始形状缺陷（3）实际问题可能涉及几何非线性、材料非线性等·弹性小挠度理论不适用于实际轴压圆筒屈曲问题·工程中，通常先由式（上图）计算得到理论的临界应力，再引入经验修正系数进行修正，来求得设计的临界应力。

·周向受外压圆筒的临界压力：一、周向受均布外压的无限长圆筒，周向受均布外压的无限长圆筒屈曲时出现两个波，其临界压力为（Bresse 公式）：$p_{cr}=\frac{2E}{1-\mu^2}\left(\frac{t}{D}\right)^3$

对于屈曲后形成 n 个波纹的单位轴向长度圆环，其临界压力为：（I—圆环经向截面惯性矩，I=t³/12, mm³）$p_{cr}=\frac{(n^2-1)EI}{R^3}$

二、两端简支的周向受均布外压圆筒

$$p_{cr}=\frac{Et}{R(n^2-1)\left[1+\left(\frac{nL}{\pi R}\right)^2\right]^2}+\frac{E}{12(1-\mu^2)}\left(\frac{t}{R}\right)^3\left[(n^2-1)+\frac{2n^2-1-\mu}{1+\left(\frac{nL}{\pi R}\right)^2}\right],\quad p_{cr}=\frac{Et}{R\left[n^2-1+\frac12\left(\frac{\pi R}{L}\right)^2\right]}\left\{\frac{\left(\frac{\pi R}{L}\right)^2}{\left[n^2+\left(\frac{\pi R}{L}\right)^2\right]^2}+\frac{t^2}{12R^2(1-\mu^2)}\left(n^2-1+\left(\frac{\pi R}{L}\right)^2\right)^2\right\}$$

仅周向受均布外压圆筒（Mises 公式）同时受周向和轴向外压的圆筒

·短圆筒最小临界压力近似计算式（拉姆（B.M. Pamm）公式）(仅适用于弹性屈曲) $p_{cr}=\frac{2.59Et^2}{LD\sqrt{D/t}}$

工程计算中,考虑到外压壳体壁厚比较薄,故直接用外径 Do 代替以上公式中的中径 D 进行计算。

·由于 Bresse 公式仅适用于长圆筒，而拉姆公式等只适用于短圆筒，故提出临界长度 Lcr 概念加以区分 $L_{cr}=1.17D_o\sqrt{\frac{D_o}{t}}$

·L> Lcr，长圆筒（n=2）L<Lcr，短圆筒（n>2）L=Lcr,Bresse 公式和拉姆公式计算压力相等

*半球壳 *碟壳 *锥壳

$p_{cr}=1.21E\left(\frac{t}{R}\right)^2$ 同左 $p_{cr}=\frac{2.59E}{(L_e/D_L)}\left(\frac{t_e}{D_L}\right)^{2.5}$

·临界压力理论计算公式的局限性(1) 没有考虑实际壳体的形状缺陷。整体不圆：内压下，有消除不圆度的趋势，外压下，不圆度加大，且产生附加应力-临界压力降低；局部区域中的折皱、鼓胀、凹陷·工程设计标准中，往往在对临界应力按形状缺陷修正系数进行修正，同时对其形状缺陷进行严格的限制。(2)仅适用于线弹性范围上述公式均基于线弹性假设得出，当应力水平超过材料比例极限后，必须计及材料的非线性行为。≻在工程计算中，通常采用材料的切线模量来代替上述公式的弹性模量，来计算相关的临界载荷。≻在有些标准中，则直接选取相关的弹塑性修正系数来修正上述公式计算的临界载荷。

·许用临界载荷的计算流程：几何形状尺寸、材料性能数据、载荷条件及边界条件≻求弹性屈曲临界载荷的理论值和塑性极限载荷的理论值≻引入修正系数，考虑设计裕度系数≻确定壳体许用临界载荷

·局部应力的产生——局部载荷：通过管道传递的载荷、支座反力、局部温度变化引起的载荷。不连续效应：结构、材料和载荷不连续处，在局部区域产生的附加应力，如截面尺寸、几何形状突变的区域，两种不同材料的连接处等

·局部应力的危害性:与材料韧性，载荷（大小、加载方式）有关.过大的局部应力使结构处于不安定状态；在交变载荷下，易产生裂纹，可能导致疲劳失效。

·由于几何形状及尺寸的突变，受内压壳体与接管连接处附近的局部范围内会产生较高的不连续应力

·理论分析方法：薄膜解、弯曲解。工程常用方法：应力集中系数法、经验公式、数值解法、实验测试法 $K_t=\frac{\sigma_{max}}{\sigma_\theta}$

·应力集中系数法:σmax—受内压壳体与接管连接处的最大弹性应力σθ—该壳体不开孔时的环向薄膜应力,通过应力集中系数曲线图查 Kt，就可得到最大应力。

·图中，ρ=r/根号 RT 是开孔系数 r 是接管平均半径，R 是壳体平均半径，T 是壳体壁厚，根号 RT 为边缘效应的衰减长度。故开孔系数表示开孔大小和壳体局部应力衰减长度的比值。

·降低应力集中系数措施：减小接管半径；增大接管、壳体的壁厚；合理布置接管.①应力集中系数曲线有一定使用范围②椭圆形封头上接管连接处的局部应力，只要将椭圆曲率半径折算成球的半径，就可采用球壳上接管连接处局部应力的计算方法

·应力指数法：与应力集中系数曲线不同的是：考虑了连接处的三个应力分量——经向应力、径向应力和法向应力。应力指数是所考虑的各应力分量与壳体在无开孔接管时的环向应力之比。已列入中国、美国、日本等国的压力容器分析设计标准。

·降低局部应力的措施：

1.合理的结构设计（1）减少两连接件的刚度差【两连接件变形不协调会引起边缘应力。壳体的刚度与材料的弹性模量、曲率半径、壁厚等因素有关。设法减少两连件的刚度差，是降低边缘应力的有效措施之一。】（2）尽量采用圆弧过渡【几何形状或尺寸的突然改变是产生应力集中的主要原因之一。在结构不连续处应尽可能采用圆弧或经形状优化的曲线过渡。】（3）选择合适的开孔方位【根据载荷的情况，选择适当的开孔位置、方向和形状。如孔尽量开在原来应力水平比较低的部位，椭圆孔的长轴应与开孔处的最大应力方向平行，以降低局部应力。】（4）局部区域补强【在有局部载荷作用的壳体处，适当给以补强。例如，壳体与吊耳的连接处、卧式容器与鞍式支座连接处，在壳体与附件之间加一块垫板，可以有效地降低局部应力。】

2.减少附件传递的局部载荷。对与壳体相连的附件采取一定的措施，减少附件所传递的局部载荷对壳体的影响，从而降低局部应力。例如：对管道、阀门等设备附件设置支撑或支架，可降低这些附件的重量对壳体的影响；对接管等附件加设热补偿元件可降低因热胀冷缩所产生的热载荷。

3.尽量减少结构中的缺陷。在压力容器制造过程中，由于制造工艺和具体操作等原因，可能在容器中留下气孔、夹渣、未焊透等缺陷，这些缺陷会造成较高的局部应力，应尽量避免。

3 压力容器材料及环境和时间对其性能的影响

·一、**钢材形状**：板、管、棒、丝、锻件、铸件等。压力容器本体主要采用板材、管材和锻件，其紧固件采用棒材。

（1）钢板。主要用途：筒体、封头、板状构件等。加工工艺：下料、卷板或冲压、焊接、热处理。性能要求：较高的强度、良好的塑性、韧性、冷弯性能和焊接性能。GB/T 713 锅炉和压力容器用钢板；GB/T 24511 承压设备用不锈钢和耐热钢钢板和钢带；GB/T 3531 低温压力容器用低合金钢钢板。

（2）钢管。主要用途：接管、换热管等，或用作筒体（当筒体直径较小时）。主要类型：无缝钢管、直缝钢管和螺旋焊缝钢管。加工要求:下料、焊接、热处理。性能要求：较高的强度、良好的塑性、韧性、焊接性能。

（3）锻件。主要用途：高压容器的平盖、端部法兰与长颈对焊法兰等。分级：I、II、III、IV 四个级别。级别越高,要求检验项目越多，越严格，价格越高。

锻件级别	检查项目	检验数量
I	硬度（HB）	逐件检查
II	拉伸和冲击(σ_b、σ_s、δ_5、A_{KY})	同冶炼炉号、同炉热处理的锻件组成一批，每批抽检一件
III	拉伸和冲击(σ_b、σ_s、δ_5、A_{KY})	逐件检查
	超声检测	逐件检查
IV	拉伸和冲击(σ_b、σ_s、δ_5、A_{KY})	逐件检查
	超声检测	逐件检查

二、**钢材类型**按化学成分分类：碳素钢、低合金钢、高合金钢

1、**碳素钢**含碳量 0.02～2.11%(一般低于 1.35%)的铁碳合金。

压力容器用碳素钢：碳素结构钢 Q235-B、Q235-C 钢板。优质碳素结构钢 10、20 钢钢管；20、35 钢锻件。压力容器专用钢板 Q245R（R 表示压力容器专用钢板）

·Q245R 的特点和应用场合:强度低，塑性和可焊性较好，价格低廉；常用于常压或中、低压容器；也用作垫板、支座等零部件材料。

·碳素钢的牌号及命名：（1）碳素结构钢 Q+屈服强度；A、B、C、D 表示钢材质量等级不同，其中 A 级钢中硫、磷含量最高；“F” “Z” “TZ” 等，分别表示沸腾钢、镇静钢、特殊镇静钢。特殊镇静钢在冶炼时的脱氧程度最高，镇静钢脱氧程度中等，沸腾钢脱氧程度最低。

（2）优质碳素结构钢 钢号用平均碳质量分数的万分数的数字表示，若钢中锰的质量分数较高，则在钢号后面加“Mn”，高级优质钢、特级优质钢分别以 A、E 表示，优质钢不用字母表示。保证淬透性用钢用 H 表示。

（3）碳素工具钢 碳质量分数在 0.65%~1.35%之间，钢号用 T+平均碳质量分数的千分数的数字表示，.碳素工具钢均为优质钢，若含硫、磷更低，为高级优质钢，则在钢号后标注 A。

2、**低合金钢** 是在碳素钢基础上加入少量合金元素的合金钢。合金元素的加入使其在热轧或热处理状态下除具有高的强度外，还具有优良的韧性、成形性能、焊接性能和耐腐蚀性能。·采用低合金钢，不仅可以减薄容器的壁厚，减轻重量，节约钢材，而且能解决大型压力容器在制造、检验、运输、安装中因壁厚太大所带来的各种困难。

·压力容器常用低合金钢：钢板 Q345R、15CrMoR、16MnDR、15MnNiDR、09MnNiDR、07MnCrMoNbR、07MnCrMoNbDR 钢管 16Mn、09MnD 锻件 16Mn、20MnMo、16MnD、09MnNiD、12Cr2Mo1

1）Q345R 屈服点为 345MPa 级的压力容器专用钢板，是我国压力容器行业使用量最大的钢板，具有良好的综合力学性能、加工工艺性能，主要用于制造中低压压力容器和多层高压容器

2）16MnDR,15MnNiDR,09MnNiDR,低温压力容器用钢,工作在-20°C 及更低温度的压力容器专用钢板.16MnDR 可用于-40 ° C 的钢种.15MnNiDR 提高了低温韧性-40 ° C 级低温球形容器.09MnNiDR-70 ° C 级低温压力容器用钢

3）15CrMoR◆低合金珠光体热强钢◆中温抗氢钢板◆用于制造壁温不超过 550 °C 的压力容器

4）20MnMo -19～470 °C 的重要大中型锻件，良好的热加工和焊接工艺性能；09MnNiD 良好的低温韧性，-70～45 °C 的低温容器；2.25Cr-1Mo-0.25V 较高的热强性、抗氧化性和良好的焊接性能，常制造高温（350～480 °C）、高压（≈25MPa）、临氢；SA508 III 较高的高温强度、良好的低温性能、中子辐照引起的脆化倾向小、较高的抗疲劳强度。

3、**高合金钢** 压力容器中采用的低碳或超低碳高合金钢大多是耐腐蚀、耐高温钢。

（1）铁素体类不锈钢：铬钢 0Cr13（S11306） 有较高的强度、塑性、韧性和良好的切削加工性能，在室温的稀硝酸以及弱有机酸中有一定的耐腐蚀性，但不耐硫酸、盐酸、热磷酸等

（2）奥氏体类不锈钢 0Cr18Ni9 在固溶态，具有良好的塑性、韧性、冷加工性，在氧化性酸和大气、水、蒸汽等介质中耐腐蚀性亦佳。但长期在水及蒸汽中工作时，0Cr18Ni9 有晶间腐蚀倾向，并且在氯化物溶液中易发生应力腐蚀开裂。00Cr19Ni10 为超低碳不锈钢，具有更好的耐蚀性。0Cr18Ni10Ti 具有较高的抗晶间腐蚀能力，可在-196 ° C～600 ° C 温度范围内长期使用。

（3）双相不锈钢：00Cr18Ni5Mo3Si2（S21953)耐应力腐蚀、小孔腐蚀的性能良好，适用于制造介质中含氯离子的设备。

·复合板 基层：与介质不接触，主要起承载作用，通常为碳素钢和低合金钢。覆层：与介质直接接触，要求与介质有良好的相容性，通常为不锈钢、钛等耐腐蚀材料，其厚度一般为基层厚度的 1/10-1/3。

·复合板应用特点：①用复合板制造耐腐蚀压力容器，可大量节省昂贵的耐腐蚀材料，从而降低压力容器的制造成本。②复合板的焊接比一般钢板复杂，焊接接头往往是耐腐蚀的薄弱环节，因此壁厚较薄、直径小的压力容器最好不用复合板。

·焊接材料：压力容器零部件间焊接还需要焊条、焊丝、焊剂、电极和衬垫等焊接材料。一般应根据待连接件的化学成分、力学性能、焊接性能，结合压力容器的结构特点和使用条件综合考虑选用焊接材料，必要时还应通过试验确定。压力容器用钢的焊接材料可参阅有关标准。

·**有色金属**使用状态：在退火状态下的强度比较稳定，所以一般都在退火状态下使用。[illegible] 1.**铜及合金** [illegible] 2、**铝及其合金** [illegible] 3、**镍及镍合金** [illegible] 4、**钛及钛合金** [illegible]

二、**非金属材料** [illegible]

·**压力容器用非金属材料要求**：[illegible] 1、**涂料** [illegible] 2、**工程塑料** 3、**不透性石墨** [illegible] 4、**陶瓷** [illegible] 5、**搪瓷** [illegible]

·**复合材料**：[illegible]

·**压力容器制造**：[illegible]

·**材料在载荷下的变形**：弹性变形（卸载后能够恢复）塑性变形或永久变形（卸载后不能恢复）

·一、**应变强化** [illegible]

·二、**热加工和冷加工** [illegible]

·三、**各向异性** [illegible]

·四、**本构模型** [illegible] Ramberg-Osgood 模型。

·**应变时效** [illegible]

·R-O 模型中 $R_{p0.2}$ 是塑性延伸率为 0.2%的应力，不是总延伸率

·焊接是压力容器制造过程的重要环节和质量必须得到保证的环节。

·**焊接方法** [illegible]

·一、**焊接接头组成**：[illegible]

·二、**焊接应力与变形** [illegible]

三、**减少焊接应力和变形的措施**（结构设计，焊接工艺）[illegible]

四、**焊接接头常见缺陷**

a、裂纹 [illegible]

b、夹渣 [illegible]

c、未焊透 [illegible]

d、未熔合 [illegible]

e、焊瘤 [illegible]

f、气孔 [illegible]

g、咬边 [illegible]

·**压力容器热处理** [illegible]

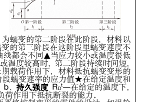
·一、**焊后热处理** 1、**焊后热处理** [illegible] 2、**消氢处理** [illegible]

·二、**恢复或改善性能热处理** 1、**冷成形及中温成形后恢复性能热处理** [illegible] 2、**热加工后恢复性能热处理** [illegible] 3、**固溶处理** [illegible] 4、**稳定化处理** [illegible] 5、**调质处理** [illegible] 6、**中间退火** [illegible]

·正火(加回火)、淬火(加回火)、固溶处理(加稳定化处理)的**共同特点**是在高温适当保温后快速冷却，[illegible]

·一、**短期静载下温度对钢材力学性能的影响** 1、**高温** [illegible] 2、**低温** [illegible]

二、**高温、长期静载下钢材性能 蠕变现象**：[illegible]



1.蠕变曲线 [illegible]

2、**蠕变极限与持久强度** [illegible]

·**应力松弛** [illegible]

三、**高温下材料性能的劣化** a、**珠光体球化** [illegible] b、**石墨化** [illegible] c、**回火脆化** [illegible] d、**氢脆** [illegible]

·**何如预防高温氢蚀** [illegible]

[illegible] Nelson 曲线选用钢材 [illegible]

·**金属腐蚀分类**：1、按腐蚀的机理来分 电化学腐蚀 化学腐蚀 应力腐蚀 2、按金属腐蚀的形势来分 全面腐蚀 局部腐蚀（晶间腐蚀 小孔腐蚀 缝隙腐蚀）

二、**应力腐蚀开裂** [illegible]

三、**流动腐蚀** [illegible]

·**加载速率的表示**——应力速率（Pa/s）或应变速率（1/s）[illegible]

·**压力容器用钢基本要求**：较高的强度，良好的塑性、韧性、制造性能和与介质相容性；改善钢材性能的途径：化学成分的设计，组织结构的改变，零件表面改性

·**钢材化学成分对其性能和热处理有较大的影响**。1.**碳** [illegible] 2.**钒、铌、钛** [illegible] 3.**S、P** [illegible]

·二、**力学性能** [illegible]

·三、**制造工艺性能** 1.**冷加工** [illegible] 2.**焊接** [illegible]

$$C_{eq}=C+\frac{Mn}{6}+\frac{Si}{24}+\frac{Ni}{40}+\frac{Cr}{5}+\frac{Mo}{4}+\frac{V}{14}$$

·**压力容器用钢选择需考虑的因素** 1.使用条件 温度、压力、介质特性、操作特点（载荷波动情况、流速等）2.相容性 3.零件的功能和制造工艺 4.材料使用经验（历史）5.综合经济性 6.规范标准 7.重量

4 压力容器设计

·**什么是压力容器设计**：根据压力容器在全寿命周期内的功能和市场竞争（质量、成本等）要求，综合考虑环境要求和资源利用率，运用化工、机械、力学、材料、美学、经济学等知识，经过设计师的创造性劳动，制订可用于制造的技术文件的过程。

·**设计环节**：设计条件—结构设计—参数设计—设计文件

·**结构设计**：[illegible]

·**参数设计**：[illegible]

·**设计要求**：[illegible]

·**设计文件**：[illegible]

·**设计计算书**：[illegible]

·**设计图样**：总图、零部件图

·**总图应注明**：[illegible]

·**风险评估报告**要求包括：[illegible]

·**如何进行**压力容器的**风险管控**：[illegible]

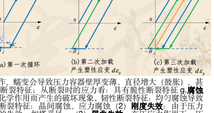
·**风险评估报告**至少应包括以下内容：[illegible]

·**设计条件至少包括以下内容**：[illegible]

·什么是**失效**：压力容器在规定的服役环境和寿命内，因形状、尺寸或材料性能变化而危及安全或者丧失规定功能的现象，称为压力容器失效。

·**极限状态**：[illegible]

·（1）**强度失效** [illegible] a.**塑性垮塌** [illegible] b.**局部过度应变** [illegible] c.**脆性断裂** [illegible] d.**疲劳** [illegible]



e.**棘轮** [illegible] f.**蠕变** [illegible] g.**腐蚀** [illegible]（2）**刚度失效** [illegible]（3）**屈曲失效** [illegible]（4）**泄漏失效** [illegible]

·**失效判据**：[illegible]

·**设计准则**：[illegible]

#**强度失效设计准则** 两种主要形式：屈服、断裂，常用的强度失效设计准则：

一、**弹性失效设计准则** [illegible]

二、**塑性失效设计准则** [illegible]

三、**爆破失效设计准则** [illegible]

四、**弹塑性失效设计准则**——又称为**安定性准则** [illegible] a) **弹性安定** [illegible] b) **塑性安定** [illegible]

积变化量的关系曲线如图所示。

在弹性变形阶段（OA 线段），内压与容积变化量成正比，到 A 点时容器内表面开始屈服，与 A 点对应的压力为初始屈服压力 Ps；在弹塑性变形阶段（AC 线段），随着内压的继续提高，材料从内壁向外壁屈服，此时，一方面因塑性变形而使材料强化导致承压能力提高，另一方面因厚度减小作用，到 C 点时二种作用已接近，C 点对应的压力是容器所能承受的最大压力，称为塑性垮塌压力；在爆破阶段（CD 线段），容积突然急剧增大，使容器继续膨胀所需的压力也相应减少，压力降落到 D 点，容器爆炸，D 点所对应的压力为爆破压力 Pb。

对于内压容器，爆破过程中内压和容积变化量的关系与材料塑性、试验介质、容器容积和厚度等因素有关。对于脆性材料，不会出现弹塑性变形阶段。虽然塑性垮塌压力大于爆破压力，但工程上往往把塑性垮塌压力视为爆破压力。

为了表征容器在爆破试验过程中各阶段的变化规律，可测定压力 – 加水量的关系曲线。根据曲线的形状，可以分析构件材料的力学性能，以便确定该容器的屈服压力和爆破压力。

・薄壁容器在外压作用下，器壁内的应力还未达到材料的屈服限时，容器会突然产生压扁或褶皱现象而失去容器原来形状，这种现象称为失稳。使容器失去稳定性的外压力称为该容器的临界失稳压力 Pa，薄壁容器失稳后的形状呈多波形，其波形 n 可能是 2、3、4、……。

薄壁容器的稳定性破坏的规律要比内压作用时造成的强度破坏问题更为复杂，失稳现象的产生并不是由于壳体的不圆度或材料不均匀等所致，即使壳体的几何形状很正确，材料很均匀，当外压力达到一定数值时，也会产生失稳现象。当然，壳体不圆，材料不均匀会使 Pa 值有所降低。外压容器失稳的临界压力 Pa 的大小取决于容器长度与直径之比值（L/D0）和容器壁厚与直径之比（S/D0）。按照外压容器失效的情况，可将外压圆筒分为长圆筒和短圆筒二类。用临界长度作为划分长圆筒和短圆筒的界限。当其长度超过临界长度时，属于长圆筒，反之属于短圆筒。

6 例题

4.1 某内压圆柱形筒体，其设计压力 p=0.4MPa，设计温度 1=70°C，圆筒内径 Di=1000mm，总高 3000mm，盛装液体介质，介质密度 ρ=1000kg/m³，圆筒材料为 Q345R，腐蚀裕量 C_2 取 2mm，焊接接头系数 φ=0.85。已知设计温度下 Q345R 的许用应力，在厚度为 6~16mm 时，$[\sigma]^t$=189MPa；厚度为 16~-36mm 时，$[\sigma]^t$=185MPa。试求该筒体厚度。

解 （1）根据设计压力和液柱静压力确定计算压力

液柱静压力为 0.03MPa，已大于设计压力的 5%，故应计入计算压力中，则 p_c=p+0.03=0.43MPa。

（2）设计厚度

假设材料的许用应力$[\sigma]^t$=189MPa（厚度为 6～16mm 时）。筒体计算厚度：

$\delta=p_cD_i/(2[\sigma]^t\phi-p_c)$=1.34mm

设计厚度$\delta_d=\delta+C$=1.34+2=3.34（mm）

对 Q345R，钢板负偏差 C=0.3mm，因而可取名义厚度δ_n=4mm。但对低合金钢制的容器，规定不包括腐蚀裕量的最小厚度应不小于 3mm，若加上 2mm 的腐蚀裕量，名义厚度至少应取 5mm。由钢材标准规格，名义厚度取为 6mm。

（3）检查

δ_n=6mm，$[\sigma]^t$ 没有变化，故取名义厚度 6mm 合适。

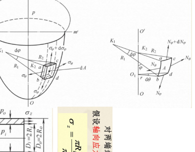
7 推导/补充

1.拉普拉斯方程

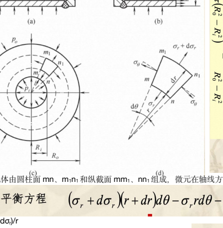
一、壳体微元及其内力分量；微元体：a b c d；截线 bd 长：$dl_2=rd\theta$；经线 ab 弧长：$dl_2=R_1d\varphi$；压力载荷：p=p(φ)；微元体 abdc 的面积：$dA=R_1rd\theta d\varphi$；微元截面上内力：$N_\varphi=\sigma_\varphi tdl_2$ $N_\theta=\sigma_\theta tdl_1$

二、微元平衡方程 微体法线方向的力平衡

$$\sigma_\phi tR_2\sin\phi d\phi d\theta+\sigma_\theta tR_1 d\phi d\theta\sin\phi = pR_1R_2\sin\phi d\phi d\theta$$



2.厚壁圆筒



对两端封闭的圆筒，横截面在变形后仍保持平面。所以，假设轴向应力沿壁厚方向均匀分布，得：

$$\sigma_z=\frac{\pi R_i^2p_i-\pi R_0^2p_0}{\pi(R_0^2-R_i^2)}=\frac{p_iR_i^2-p_0R_0^2}{R_0^2-R_i^2}=A \quad (2\text{–}25)$$

a. 微元体由圆柱面 mn、m_1n_1 和纵截面 mm_1、nn_1 组成，微元在轴线方向的长度为 1 单位。

b. 平衡方程 $$(\sigma_r+d\sigma_r)(r+dr)d\theta-\sigma_r rd\theta-2\sigma_\theta dr\sin\frac{\theta}{2}=0$$

$\sigma_\theta-\sigma_r=(rd\sigma_r)/r$

c. 几何方程(应力－应变)

径向应变 $$\varepsilon_r=\frac{(w+dw)-w}{dr}=\frac{dw}{dr}$$

周向应变 $$\varepsilon_\theta=\frac{(r+w)d\theta-rd\theta}{rd\theta}=\frac{w}{r}$$

变形协调方程 $$\frac{d\varepsilon_\theta}{dr}=\frac{1}{r}(\varepsilon_r-\varepsilon_\theta)$$

d. 物理方程

$$\varepsilon_r=\frac{1}{E}[\sigma_r-\mu(\sigma_\theta+\sigma_z)]$$
$$\varepsilon_\theta=\frac{1}{E}[\sigma_\theta-\mu(\sigma_r+\sigma_z)] \quad (2\text{–}29)$$

e. 平衡、几何和物理方程综合—求解应力的微分方程

将式（2–28）中的应变换成应力并整理得到： $$r\frac{d^2\sigma_r}{dr^2}+3\frac{d\sigma_r}{dr}=0$$

解该微分方程，可得 σ_r 的通解。将 σ_r 再代入式（2–26）得 σ_θ。

$$\sigma_r=A-\frac{B}{r^2};\qquad \sigma_\theta=A+\frac{B}{r^2} \quad (2\text{–}33)$$

3.平板

$$D'=\frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$$ —圆平板“抗弯刚度”与其几何尺寸及材料性能有关

微元体

用半径为 r 和 r+dr 的圆柱面和夹角为 dθ的两个径向截面截取板上一微元体。；微元体内力 ：径向：M_r、M_r+（dM_r/dr）dr 周向：Mθ、 Mθ横向剪力：Q_r、Q_r+（dQ_r/dr）dr 微元体外力：上表面 P=prdθdr

一、平衡方程 微体内力与外力对圆柱面切线 T 的力矩代数和为零，即∑MT=0

$$\left(M_r+\frac{dM_r}{dr}dr\right)(r+dr)d\theta-M_r rd\theta-2M_\theta dr\sin\frac{d\theta}{2}+Q_r rd\theta dr+p_z rd\theta dr\frac{dr}{2}=0$$

$$M_r+\frac{dM_r}{dr}r-M_\theta+Q_r r=0$$

二、几何方程ε ～ω

板变形后：

微段的径向应变为：$$\varepsilon_r=\frac{z(\varphi+d\varphi)-z\varphi}{dr}=z\frac{d\varphi}{dr}$$

过A点的周向应变为：$$\varepsilon_\theta=\frac{2\pi(r+z\varphi)-2\pi r}{2\pi r}=z\frac{\varphi}{r}$$

作为小挠度 $\varphi=-\frac{dw}{dr}$，带入以上两式，

$$\varepsilon_r=-z\frac{d^2w}{dr^2}\qquad \varepsilon_\theta=-\frac{z}{r}\frac{dw}{dr}$$

应变与挠度关系的几何方程

三、物理方程σ ～ ε

根据第 3 个假设，圆平板弯曲后，其上任意一点均处于两向应力状态。由广义虎克定律可得圆板物理方程为

$$\sigma_r=\frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_r+\mu\varepsilon_\theta)$$
$$\sigma_\theta=\frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_\theta+\mu\varepsilon_r)$$

四、圆平板轴对称弯曲的小挠度微分方程

$$\sigma_r=-\frac{Ez}{1-\mu^2}\left(\frac{d^2w}{dr^2}+\frac{\mu}{r}\frac{dw}{dr}\right)$$
$$\sigma_\theta=-\frac{Ez}{1-\mu^2}\left(\frac{1}{r}\frac{dw}{dr}+\mu\frac{d^2w}{dr^2}\right)$$

热塑性塑料：加热软化，冷却硬化，过程可逆，可反复进行。聚乙烯（PE）、聚氯乙烯（PVC）、聚四氟乙烯(PTFE)、改性聚苯乙烯（ABS）等可用作制造低压容器的壳体、管道，也可用作密封元件、衬里等的材料。热固性塑料：在第一次加热时可软化流动，为不可逆过程。如环氧树脂、酚醛树脂等。

工程上，计算外压短圆筒临界压力时，还可采用具有较高精度的美国海军水槽公式：

$$p_{cr}=2.59E\frac{\left(\frac{t}{D_o}\right)^{2.5}}{\frac{L}{D_o}-0.45\left(\frac{t}{D_o}\right)^{0.5}}$$

当厚壁圆筒处于对称于中心轴且沿轴向不变的温度场时，稳态传热状态下，三向热应力的表达式为：

周向热应力： $$\sigma_\theta^t=\frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)}\left(\frac{1-\ln K_r}{\ln K}-\frac{K_r^2+1}{K^2-1}\right)$$

径向热应力： $$\sigma_r^t=\frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)}\left(-\frac{\ln K_r}{\ln K}+\frac{K_r^2-1}{K^2-1}\right)$$

轴向热应力： $$\sigma_z^t=\frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)}\left(\frac{1-2\ln K_r}{\ln K}-\frac{2}{K^2-1}\right)$$