

一、压力容器定义

过程设备。完成物料的粉碎、储运、混合、分离、传热、反应的设备
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

过程设备的基本要求
①安全可靠(强度抗破坏、刚度抗变形、韧性抗冲击)
②满足功能要求和寿命要求
③易于操作、维护、控制
有优良环境性能

压力容器为什么会发生爆炸：本质(直接原因)是内部压力超过承载极限
根本原因：结构设计不合理（如开孔位置未做补强，导致局部应力超标）
焊接质量问题（如未透焊、气孔导致裂纹)
材料缺陷等

压力容器的六大组成部分：筒体、封头、支座、开孔接管、密封装置、安全附件(压力容器是板、壳组合而成的焊接结构)

接头形式：对接头、角接头、搭接接头

介质危害性：毒性(主)、易燃性(主)、腐蚀性、氧化性

压力容器盛装的易燃介质主要是指易燃气体和液化气体
易燃介质压力容器的所有焊缝均应采用全焊透结构

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

压力容器可按设计压力（p）大小分为**四个压力等级**

低压(代号 L)容器 0.1 MPa≤p < 1.6 MPa；

中压(代号 M)容器 1.6 MPa≤p < 10.0 MPa；

高压(代号 H)容器 10 MPa≤p < 100 MPa；

超高压(代号 U)容器 p≥100MPa。

设计压力 p 指人为设定的容器顶部的最高压力

国外规范标准 ASME：1911 年世界上第一部有关压力容器规范

ASME 四个层次：规范、规范案例、条款释义、规范附录

欧盟将压力容器、压力容器安全附件、承压附件等以流体压力为基本载有的设备统称为承压设备。

欧盟压力容器规范标准

76/767/EEC《压力容器一般指令》87/404/EEC《简单压力容器指令》

97/23/EC《承压设备指令》-(PED)EN13445:《非火焰接触压力容器》

EEC/EC 指令侧重于安全管理方面的要求

PED 是法规，具有强制性、原则性和稳定性；而 EN13445 是标准，具有推荐性、工程性和时效性。

按 EN13445 设计、制造的压力容器，自然满足 PED 要求

特种设备是对人身和财产安全有较大危险性的设备总称，包括锅炉、压力容器、压力容器、电梯等

特种设备=承压类特种设备+机电类特种设备

《中华人民共和国特种设备安全法》是中国历史上第一部对特种设备安全管理

管理统一、全面规范的法律

特种设备实施分类监管、全过程的安全监督管理

检验检测目录监管制度、定期检验、型式检验和设计文件鉴定四类

TSG 21《固定式压力容器安全技术监察规程》（简称“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 0.03m³且内径(非圆形截面积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、液化气体以及以介质最高工作温度高于或者等于其标准沸点的液体

GB/T 150-2024《压力容器》是一系列标准组成的，分为通用要求、材料、设计、制造检验和验收四大部分，扩大了标准的设计温度适用范围：

-269℃~900℃，设计压力不大于 35MPa

二、压力容器应力分析

载荷：能够在压力容器上产生应力、应变的外力及其他因素

动载荷：大小和/或方向随时间变化的载荷

正常工作工况：容长期稳定运行时的工况

特殊载荷工况：包括压力试验、开停工及检修等工况

通常，在制造厂车间内进行压力试验时，容器一般处于水平位置；对于立式容器，用卧式试验替代立式试验，当考虑液体静压力时，试验压力要大于立式试验时所承受的压力，此时有可能导致原设计壁厚不足，试验前应对其做强度校核。

意外载荷：发生在容器设计曲线不予考虑、一般由工艺系统工程师考虑

壳体：以两个曲面为界，且曲面之间距离远比其他方向尺寸得多

薄壳：壳体厚度 t 与其中面半径 R 的比值 (t/R) max≤1~1/10。

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

对薄壁圆筒的基本假设: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不挤压；应力沿壁厚方向均匀分布。

内压，轴向应力σ₀，周向应力σ_θ，径向应力σ_r(壁厚方向)

回转薄壳：中面是由一条平面曲线或直线绕同一平面内的轴线回转

360°而成。

母线：经轴线（回转轴）回转形成中面平面曲线或直线。

极点：中面与回转轴的交点。
经线：经线平面与中面的交线。

经线平面：通过回转轴的平面。
经线：经线平面与中面的交线。

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平面与该点之间的距离

平行圆半径 r；平行圆、垂直于回转轴平面与中面的交线称为平行圆

中面经线：过中面上的点且垂直于中面的直线，法线必与回转轴相交。

对**回转薄壳**来说，沿壁厚方向中面的应力与其它应力相比很小，其它应力不随厚度而变，因此中面上的应力和变形可以代表薄壳的应力和变形。

椭圆壳上各点的应力是不等的，它与各点的坐标有关

椭圆壳应力与内压 p、壁厚 t 有关，与长轴与短轴之比 a / b 有关

椭圆壳壳承受均匀内压时，在任何 a / b 值下，σ_θ恒为正值，即拉伸应力，且由顶点处最大向赤道逐渐减小至最小值。

当 a/b> √2 时，应力σ_θ将变号。从拉应力变为压应力。

随周向应力增大，大直径薄壁椭圆形封头出现局部屈曲。

插板：壳体局部增加厚度，局部采用加强圈

工程上常用标准椭圆形封头，其 a/b=2

壳体承受应力的计算，必须用有力矩理论进行分析，而上述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性性能相同。——连续性（结构、材料、载荷）

②壳体的边界处不受横向剪力、弯矩和矩作用。

③壳体的边界处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

圆柱和球可以采用材料力学中的截面法求应力，而一般壳体却不能
实际壳体是由球壳、圆柱壳、平板等基本壳体组合而成，在基本壳体连接处不满足无力矩理论的适用条件

由于结构不连续，组合壳在连接处附近的局部区域出现减很快的应力增大现象，称为“不连续效应”或“边缘效应”

与厚平板连接的圆柱壳边缘处的最大应力为壳体内表面的轴向应力，远大于远离结构不连续处圆柱壳中的应力
一般钢材：μ=0.3

厚壁圆筒应力分析

径向应力不能忽略，处于三向应力状态；应力仅是半径的函数，与轴向和周向位置无关，周向位移为零，只有径向位移和轴向位移

压力容器无约束的弹性应力(拉应力σ)

仅在内压作用下，筒壁中的应力分布规律：周向应力σ_θ及轴向应力σ₀均随拉应力（正值），径向应力σ_r为压应力（负值）

内壁周向应力σ_θ有最大值，外壁处减至最小，**径向应力σ_r**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 σ_r=0
轴向应力为一常量，壁厚均匀分布，且为周向应力与径向应力和的一半

σ₀ 沿壁厚不均匀分布且与径比 K 有关，K 愈大不均匀程度愈严重

温度变化引起的弹性热应力，热应力大小与内外壁温差成正比，热应力沿壁厚方向是变化的，内压与温差同时作用引起的弹性应力

热应力特点：随温度程度的增大而增大；与零外载相等相反；是自平衡应力；具有自限性；屈服流动或高温蠕变可使热应力降低；在构件内是变化的；

不要把全屈服应力和塑性垮塌应力等同起来。前者假设材料为理想弹性性，后者利用材料的实际应力-应变关系

当径比大到一定程度后，用增加厚度的方法降低壁厚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额外压或自增强处理。

对内层材料受到压缩预应力的作用，而外层材料处于拉伸状态。

对圆筒施加额外的压力有多种，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。

平板的几何特征：中面是一平面，厚度小于其它方向的尺寸

平板的分类：厚板与薄板，大挠度板和小挠度板

弹性薄板的小挠度理论建立于位移假设--克希霍夫

①中面中性假设：面内无变形，仅有法向挠度ω

②直法线假设：同一法线上各点挠度相等

③不挤压假设：法向应力可忽略，仅有平面两应力

周边面支圆平板：在支承处不允许有挠度和转角，最大应力是板边缘上、下表面的支圆应力

周边支圆平板：最大弯矩和相应的最大应力均在板中心 r=0 处，

周边固支时，最大挠度在板中心，周边固支时，即最大挠度在板中心周边

筒壳的最大挠度远大于周边固支板的挠度

周边固支圆平板中的最大正应力为边缘处的径向应力，其值为

周边支圆平板中的最大正应力为板中心处的径向应力，其值为

即：周边固支板的最大正应力大于周边固支板的应力

刚度反映板的刚度，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

对于薄板 R>>t，板内的正应力远比切应力大

降低平板应力与挠度的措施

若构成板的基本材料和载荷已确定，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周边支承结构，使它更接近于固支条件

用正交槽板、圆环肋加固等方法来提高平板的刚度与刚度

薄圆筒应力特点

正应力σ_θ、σ₀沿板厚度呈线性分布，在板的上下表面有最大值，是纯弯曲应力，正应力σ₀、σ_θ沿半径的分布与周边支承方式有关，工程实际中的圆筒周边支承介于简支与固支之间。

薄板结构的最大弯曲应力与(R/t)²成正比，而薄壳的最大拉（压）应力与 R/t成正比，故在相同条件下，薄板所需厚度比薄壳大

屈曲：承受外压载荷的壳体，当外压载荷增大到某一值时，壳体突然失去原来的形状，出现被压缩或出现波状折等现象。

屈曲：分类：壳体破坏的常见形式之一，屈曲时对应的载荷为临界载荷

屈曲的曲线：壳体的屈曲，在载荷与位移曲线最高点对应的为垮塌

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。

临界力法求临界载荷只适用于分叉屈曲

轴对称分叉屈曲时轴圆筒的临界应力：

弹性小挠度理论不适用于实际轴圆筒缺陷问题

临界压力理论不适用于考虑实际壳体的形状缺陷(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，也没有考虑局部区域中的折皱、鼓胀、凹陷，故引入形状缺陷修正系数

另外，临界压力理论仅适用于连续弹性范围

局部应力的产生：局部载荷、非线性效应

局部应力危害：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

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，合理布置接管应力集中系数曲线有一定适用范围

椭圆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：应力分量与壳体在无开孔接管时的环向应力之比

应力数值计算：有限单元法的基本思路：

将连续体离散为有限个单元的组合物体，以单元节点的应力为基本未知量，单元内的相应参数用单元节点上的数值插值，将一个连续体的无限自由度问题变成有限自由度的问题，再利用整体分析求出未知量，显然，随着单元数量的增加，解的近似程度将不断改进，如单元满足收敛要求，近似解也最终收敛于精确解

应力测试：①电测法：点测量，表面应力测量

②光弹性法：场测量，表面及内部应力测量

降低局部应力的措施:

①合理的结构设计：减少两连接件的刚度差，尽量采用圆弧过渡、选择合适的开孔位置(如孔尽量开在原来应力水平较低的部位，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)、局部区域补强(如在壳体与附件之间加一块垫板)

②减少附件传递的局部载荷：对管道、阀门等设备附件设置支撑或支架、对接管等附件加设热补偿元件

③尽量减少结构中的缺陷：尽可能避免气孔、夹渣、未焊透等缺陷

三、压力容器材料及环境和时间对其性能的影响

压力容器本体主要采用钢板、管材和锻件，其紧固件采用棒材

钢板主要用途：筒体、封头、板状结构

钢管主要用途：接管、换热管等，或作筒体（当筒体直径较小时)

锻件主要用途：高压容器的平盖、端部法兰+长颈对焊法兰等

压力容器用钢按化学成分包括：低碳钢、低合金钢、高合金钢

压力容器：含碳量 0.02~2.11%（一般低于 1.35%的铁碳合金）

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；也可用作垫板、支座等零部件材料

碳素结构钢命名：Q 代表屈服强度值，数字表示屈服强度的数值。例如，Q235 表示屈服强度为 235MPa 的碳素结构钢。

字母 1 为 A、B、C、D，表示钢材质量等级，A 级钢中硫、磷含量最高，D 级钢中硫、磷含量最低

字母 2 为 F、Z、TZ，表示脱氧程度，分别代表沸腾钢、镇静钢、特殊镇静钢。

特殊镇静钢冶炼时的脱氧程度最高，沸腾钢脱氧程度最低

例如：Q235AF 表示屈服强度为 235MPa 的 A 级沸腾钢。

低合金钢是在碳素钢基础上加入少量合金元素的合金钢。

其中 Q345R 钢板是我国压力容器使用量最大的钢板

高合金钢：压力容器采用的低碳或超低碳高合金钢大多是耐腐蚀、耐高温材料。除铬钢外，高合金钢也具有良好低温性能。

铬钢有较高的强度、塑性、韧性和良好的切削加工性能，是常用的铁素体不锈钢，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、热磷酸等介质的腐蚀

复合板：基层与介质不接触，主要承载作用，通常为碳素钢和低合金钢。一般要求复合板的未结合率不超过 5%，界面剪切强度

达到 100~210MPa。

焊接接头往往是耐腐蚀的薄弱环节，因此壁厚较厚、直径小的压力容器最好用复合板。

有色金属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

铜更有价值的性能是在低温下保持较高的塑性和冲击韧性，是制造深冷容器的良好材料，纯铜的导热率是压力容器各种金属材料中最高的，纯铜和黄铜的设计温度不高于 200℃

铝很轻（密度约为钢的三分之二）在低温下具有良好的塑性和韧性；耐硫酸、醋酸、碳酸、氢氟、尿素等，不耐碱，可用来制作压力较低的贮罐、塔、热交换器，防止污染产品的设备及深冷设备，设计压力应不大于 16MPa

镍及镍合金：设计温度范围为-268~900℃，由于价格一般只用于制造特殊要求的压力容器

钛及钛合金具有密度小（~4510kg/m³）、强度高（相当于 Q245R）、低温性能好、耐应力小等优点。设计温度不高于 315℃。在介质腐蚀性性强、寿命长的设备中应用

非金属材料，大多数材料耐热性不高，对温度波动敏感，与金属相比强度较低(除玻璃)常用涂料、工程塑料、不透性石墨、搪瓷、陶瓷

耐热性塑料：加热软化、冷却硬化、过程可逆，可反复进行

热塑性塑料仅第一次加热时可软化流动，为不可逆过程

材料在载荷下的变形：弹性变形（卸载后能够恢复）

塑性变形（卸载后不能恢复）

塑性变形对材料性能的影响

①应变硬化：金属在常温或低温下发生塑性变形后，随塑性变形量增加，其强度、硬度提高，塑性、韧性下降的现象(加工硬化、冷作硬化)

采用应变硬化，可显著提高奥氏体不锈钢的许用应力，降低容器重量。

②按金属材料塑性加工时是否完全消除加工硬化，可分为冷加工和热加工。

冷、热加工的分界是金属的再结晶温度

热加工（热变形）高于再结晶温度，热变形时加工硬化和再结晶现象同时出现，但加工硬化被再结晶消除，变形后具有再结晶组织，而无加工硬化现象。

冷加工（冷变形）——低于再结晶温度，冷变形中无再结晶出现，因而有加工硬化现象。由于冷变形时有加工硬化现象，塑性降低，每次的冷变形程度不宜过大，否则，变形金属将产生断裂倾向。

③力学性能产生各向异性：平行纤维产生方向的强度、塑性和韧性提高，垂直方向的塑性韧性降低，变形越大，不同方向性能差异越明显

由于纤维组织弹性较高，加工各向异性一般不能通过热处理消除

本构模型(双线性弹性模型、幂指数模型、Ramberg-Osgood 模型)

焊接冶金：熔焊（压力容器制造中应用最多）、压焊、钎焊

焊接电弧焊：激光焊、压焊如摩擦焊、电阻焊、钎焊如烙铁钎焊

焊接接头组成：焊缝区（由填充金属和部分母材金属组成）

熔合区（加热温度在金属的固相和液相之间，组织不均匀，最薄弱）

热影响区（热影响区金属相当于经历了一次特殊的热处理。）

如低碳钢的正火区。焊接接头中组织和性能最好的区域。

焊接时由于高温且存在温度梯度，存在焊接应力和变形

焊接残余应力：由于接头各处存在温度梯度且冷却速度不一致，焊后残留在焊件内的焊接应力。

焊接残余应力会导致局部区域应力过高，使结构承载能力下降，引起裂纹，甚至导致结构失效。
高温区受压、**低温区受压**

如果在焊接过程中，焊件能够自由伸缩，则焊后的变形较大而焊接残余应力小，反之，焊后变形小，焊接残余应力大

减小焊接应力和变形的措施：尽量减小焊接接头重量、焊缝不要布置在高低应力区、相邻焊缝间应保持足够的间距，尽可能避免出现十字焊缝、焊前预热、当焊接造成的残余应力会影响结构安全运行时，还需设计焊后热处理消除焊接残余应力。

裂纹是焊接接头中最危险的缺陷，压力容器的破坏事故多数是裂纹引起的

热处理按目的可分为后热处理、恢复性能热处理、改善性能热处理。按热处理对象可分为原材料热处理、零部件热处理、产品热处理等三种。

焊后热处理利用金属在高温下屈服强度的降低，使内应力大的地方产生塑性流动，从而达到消除或降低焊接残余应力目的一种热处理，属于应力退火

作用：消除或降低焊接残余应力，提高抗力均匀腐蚀性能力；

消除或降低冷作硬化，改善接头的塑性和韧性；提高接头抗脆断能力；

稳定焊接构件形状，避免或者减少在焊后机械加工和使用过程中的变形；

促使焊缝中的氢向外扩散

消氢处理：焊后立即将焊件加热到 200~350℃，并保温 0.5h 以上，使焊缝金属中过饱和的氢原子扩散逸出，以降低容器产生延迟裂纹可能性。

通常有延迟裂纹倾向的强度级别高的低合金钢需要进行消氢热处理，如铬钢。

一般需要进行消氢处理的压力容器需要进行焊后热处理，而需要焊后热处理的设备不一定都需要消氢处理，消氢处理属于焊后热处理。

恢复性能热处理：冷成形及中温成形后恢复性能热处理，相当于去应力退火或再结晶退火。

热加工后恢复性能热处理（根据设计要求的钢材使用状态进行热处理）热轧状态使用的钢材，热加工后一般可不再重新进行热处理。

经电渣焊的焊缝组织，应进行正火处理，以恢复力学性能和消除应力

改善性能热处理：固溶处理、稳定化处理、调质处理(淬火+高温回火)

奥氏体不锈钢的正常交货状态就是固溶状态

稳定化处理只适用于在晶间腐蚀性环境下选用含稳定化元素（Ti 或 Nb）奥氏体不锈钢的场合

调质处理可以使低合金钢具有较好的综合力学性能</

限内的安全
GB/T 4732 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
设计文件包括设计计算书（必要时应提供应力分析报告）、设计图样、制造技术条件、风险评估报告（适用于第Ⅲ类压力容器或设计委托方要求时）、安装及使用维修保养说明书（必要时应包括）
设计条件至少标明：1、容器设计所依据的主要标准和规范 2、操作参数（包括工作压力、工作温度范围、液位高度、接管载荷等）；
3、压力容器使用地及其自然条件（包括环境温度、抗震设防烈度、风雪载荷等）；
4、介质组分和特性（介质学名或分子式、密度和危害性等）；
5、预期使用年限（设计委托方提出预期使用年限，设计者应当与委托方进行协商，根据压力容器使用工况、选材、安全性和经济性合理确定压力容器设计使用寿命）；
6、几何参数和管口方位（常用容器结构图表示，示意性地画出容器本体与几何尺寸、主要入口形状、接管方位、支座形式等）；
7、容器服役过程中的超压可能性及原因；
8、设计需要的其他必要条件（包括选材要求、防腐性要求、表面、特殊试验、安装运输要求等）。
失效：压力容器在规定的服役环境和寿命内，因尺寸、形状或者材料性能变化而危及安全或者丧失规定功能的现象
失效模式：压力容器丧失其规定功能或危及安全的事件及其本质原因
分类为突发性失效（如塑性断裂、脆性断裂和退化型失效（如腐蚀、棘轮）压力容器超过极限状态（失效边界）就失效

GB/T 150-2024 涵盖的基本失效模式：
短期失效模式：脆性断裂、韧性断裂（如塑性垮塌、局部过度变形）、过量变形、屈曲、长期失效模式：蠕变断裂、蠕变过量变形、蠕变失稳、腐蚀和腐蚀、环境应力开裂
循环失效模式：棘轮或称滞塑性变形、交替塑性、疲劳、腐蚀疲劳
塑性垮塌——是指在未加载高应力下压力容器因过量总体塑性变形而不能继续承载导致的破坏 原因：壁厚过薄、超压
局部过度应变——是指压力容器结构不连续处因材料延性耗尽而产生的裂纹或角撕裂。
脆性断裂——指压力容器未经明显的塑性变形而发生的断裂
疲劳——交变载荷作用下，容器在应力集中部位产生的永久性损伤，并在一定载荷循环次数后形成裂纹或进一步扩展至完全断裂
疲劳破坏——包括裂纹萌生、扩展和最后断裂三个阶段
疲劳断口——疲劳源区、裂纹扩展区和最终断裂区组成。
焊接接头容易产生应力集中、焊接缺陷、残余应力和微裂纹。这些因素的综合作用，使得疲劳成为焊接接头的主要失效形式之一。
疲劳断裂时容器的整体应力水平较低，断裂往往在容器正常工作条件下发生，没有明显的征兆，是突发性破坏，危险性很大
棘轮——是指压力容器由于同时承受恒定载荷和交变载荷作用而产生且按逐个循环新增的累积塑性变形
每次载荷均循环均产生塑性应变——新增塑性应变
蠕变——在保持应力不变的条件下，应变随时间延长不断增加。长期在高温下工作，蠕变会导致压力容器壁厚变薄、直径增大，甚至断裂
腐蚀——金属与其周围介质发生化学或者电学作用而产生的破坏现象
刚度失效：由于压力容器刚度不足，发生过大的弹性变形而导致的失效
屈曲失效：在压应力作用下，压力容器突然失去其原有的规则几何形状而引起的失效。
泄漏失效：压力容器本体或连接件失去密封功能。压力容器内部介质非预期流出或外部介质侵入的现象
原因：密封系统失效（占比大）、局部腐蚀穿孔、贯穿性裂纹
强度失效的两种主要形式：屈服、断裂

常用的强度失效设计准则
弹性失效设计准则——将容器总体部位的初始屈服视为失效。
韧性材料——按弹性失效设计准则——以屈服强度为基准。
脆性材料——同时用抗拉强度作为计算许用应力基准
脆性失效设计准则：危险点的应力强度达到许用应力。韧性材料各处应力分布均匀，如薄壁容器。 塑性失效设计准则：整个危险面屈服。韧性材料各处应力分布均匀，如薄壁容器
爆破（塑性垮塌）失效设计准则——容器爆破作为失效判据，压力容器一般具有应变硬化现象，爆破压力大于全屈服压力
弹塑性失效设计准则——又称为安定性准则，认为载荷变化范围达到安定载荷，容器就失效
蠕变失效设计准则：将应力限制在由蠕变极限和持久强度确定的许用应力以内

持久强度是指材料在一定温度下和规定时间内，不发生蠕变断裂的最大应力。蠕变极限是表征材料对高温蠕变变形的抗力。在给定温度下，使试样在蠕变第二阶段产生规定稳态蠕变速率的最大应力。
设计压力——设定的容器顶部的最高压力，其值不得低于工作压力（容器在正常工作过程中顶部可能产生的最高压力）
计算压力——是指在相应设计温度下，用以确定元件厚度的压力，其中包括液柱静压力。通常：计算压力=设计压力+液柱静压力
焊接接头系数：焊缝金属与母材强度的比值
薄壁圆筒（Do/δe≥20）厚壁圆筒（Do/δe<20）失稳
设计参数：设计压力、稳定性安全系数、外压计算长度等
真空容器设计压力：按承受外压考虑。a 当装有安全控制装置时（如真空泄放阀），设计压力取 1.25 倍最大内外压力差或 0.1MPa 两者中的较小值；b 当无安全控制装置时，取 0.1MPa
加强圈的设计：将长圆筒转化为短圆筒，可以有效地减小筒体厚度、提高筒体稳定性。考虑加强圈的间距、截面尺寸、结构设计
设置加强圈，必须使其属于短圆筒才有实际作用。加强圈数量增多，Lmax 值减小，筒体厚度减薄
带加强圈外压圆筒有三种失效形式：（1）加强圈与圆筒同时失稳
（2）加强圈两侧的圆筒失稳（3）加强圈本身失稳
封头种类：凸形封头、锥壳、受压段、平盖、紧缩口
凸形封头又分为半球形封头、椭圆形封头、碟形封头、球形封头
半球形封头应用于高压容器。优点：薄膜应力为相同直径圆筒体的一半，是最理想的结构形式。缺点：深度大，直径小，整体冲压困难，大直径采用分瓣冲压其拼焊工作量也较大。
椭圆形封头应用于中、低压容器，直边段作用：避免封头和筒体的连接焊缝处出现经向曲率半径突变，以改善焊缝的受力状况。

蝶形封头结构：带折边球面封头。由半径为 Ri 的球面体、半径为 r 的过渡环壳和短圆筒等三部分组成。优点：过渡环壳降低了封头深度，方便成型，且压制蝶形封头的钢板加工简单，应用广泛。
缺点：不连续表面，存在较大边缘弯曲应力。边缘弯曲应力与薄膜应力叠加，使该部位的应力远远高于其它部位，故受力状况不佳
球形封头：球形封头当 r=0 时，球面与筒体直接连接
优点：结构简单、制造方便，常用于容器中、两应力分布室中间封头，端盖。
缺点：无转角过渡，存在大的不连续应力，应力的分布不甚合理
锥壳特点：结构不连续，应力分布不理想
可拆密封装置：螺纹连接、法兰连接、螺栓法兰连接
失效形式：主要为泄漏。泄露形式：界面泄漏（漏）、渗透泄露
密封分类：中低压密封：螺栓法兰结构，强制式密封。
高压密封：多为自紧式密封、半自紧式密封

影响密封性能的主要因素：密封预紧力、垫片性能、压紧面的质量、法兰刚度、操作条件
法兰压紧条件要根据工艺条件、密封口径以及垫片等进行选择。以突面、凹凸面、榫槽面最为常用。管道法兰不用焊接，而用螺栓连接
高压密封结构基本分为：承力构件：大螺栓、螺栓套筒、内螺栓、抗剪销等
密封元件：平垫、双锥环、八角垫、椭圆垫等
提高高压密封性能的措施：改善密封接触表面，改进垫片结构，采用焊接密封元件

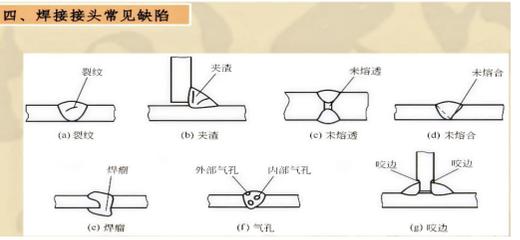
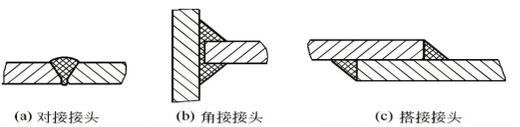
开孔带来的问题：削弱器壁的强度、产生高的局部应力
补强结构：局部补强和整体补强。局部补强包括：
补强圈补强：补强圈固定在壳体与接管连接处，中低压容器应用最多
厚壁接管补强：补强处于最大应力区域，能更有效地降低应力集中系数。整体补强特点：抗疲劳性能好
开孔补强设计准则：弹性失效设计准则——等面积补强法，塑性失效准则——极限载荷补强法，压力面积补强法
强度等级：接管和壳体实际厚度大于强度需要的厚度，接管根部有填角焊缝，焊接接头系数不小于 1 但开孔位置不在焊缝上等。
强度等级是用来支撑容器及设备重量，并使它们固定在某一位置的压力容器附件。分为立式支座（耳式支座、支撑式支座、腿式支座、裙式支座）和卧式支座（板式支座、圈式支座、支腿支座）
检查孔目的：检查容器在使用过程中是否有裂纹、变形、腐蚀等缺陷产生。包括：人孔、手孔等，其位置应便于观察或清理容器内部
符合下列 5 个条件之一，不必开设检查孔：① 筒体内径小于等于 300mm 的压力容器；② 盖子上设有可拆卸的封头、盖板或其它能够开闭的盖子。其封头、盖板或盖子的尺寸不小于所规定检查孔的尺寸；③ 无腐蚀或轻微腐蚀，无需做内部检查和清理的压力容器；④ 制冷装置用压力容器；⑤ 换热器。

超压泄放装置：保证压力容器安全运行，超压时能自动卸压，防止发生超压爆炸的附属机构。包括安全阀、爆破片，以及两者的组合装置
原理：1. 正常工作压力下运行时，保持严密不漏；超过限定值时，能自动、迅速地泄出容器内介质，使容器内的压力始终保持在许用压力范围以内。
2. 自动报警作用
超压泄放装置的额定泄放量应不小于容器的超压泄放量
安全阀主要由阀座、阀瓣和加载机构组成，通过阀的自动开启排出气体来降低容器内过高的压力。当安全阀不能起到有效保护作用时，必须用爆破片或爆破片与安全阀的组合装置
利用爆破片在标定爆破压力后即发生断裂来达到泄压目的，泄压后爆破片不能继续有效使用，容器也被迫停止运行。
特点：密封性好，能做到完全密封；破裂速度快，泄压反应迅速
压力容器焊接结构设计的基本原则：尽量采用对接接头、尽量采用全熔透的结构，不允许产生未熔透缺陷。尽量减小焊缝处的应力集中
选择合适的焊缝金属，方便焊丝伸入焊口根部，以保证全熔透。
尽量减小填充金属量，保证强度；避免产生焊接缺陷；减少焊接变形
耐压试验：内压容器试验目的：在超设计压力下，考核缺陷是否会发生快速扩展造成破坏或开裂造成渗漏。检验密封结构的密封性能。
压力容器试验目的：检查是否存在穿透性缺陷
应力分类：一次应力 P、二次应力 Q 和峰值应力 F
一次应力指平衡外加机械载荷必需的应力。必须满足外载荷与内力及内力矩的静力平衡关系。基本特征：非自限性；对容器失效影响最大
一次总体薄膜应力 Pm 特征：存在于容器整体部位，沿壁厚均匀分布，达到屈服强度后应力不会重新分布，直接导致容器破坏
二次应力由相邻部件的约束或结构的自身约束所引起的正应力或切应力。

基本特征：自限性
峰值应力是由局部结构不连续和局部热应力的影响而叠加到一次二次应力之上的应力增量，具有高度的局部性和自限性，因而不会引起任何明显的变形，比二次应力 Q 的危险性还低，其危害性仅是可能引起疲劳破坏或脆性断裂
课后题&作业题
1 标准椭圆形封头长短轴之比 a/b=2 原因：从应力分布、制造考虑，a/b=2 时，椭圆封头应力过渡相对合理，与筒体连接适配性好，便于标准制造
2 单层厚壁圆筒承受内压时，其应力分布特征：径向应力线性分布，环向、轴向应力非线性。当承受内压很高时，不能仅增加壁厚提高承载能力，因为厚壁筒应力沿壁厚分布不均，内层应力大，加厚对缓解内层应力效果有限，且不经济。
3 两个径比 K 和材料均相同的厚壁圆筒，一个单层一个多层，其爆破压力不同。多层圆筒因层间压紧等，应力分布更均匀，爆破压力更高，单层应力集中在内层，爆破压力相对较低
4 承压力在提高厚壁圆筒屈服承载能力的基本原理：通过预加应力，使厚壁筒在内压时，内层预压应力抵消部分内压产生的拉应力，外层预加应力不超过允许值，从而提高屈服承载能力
5 承受均匀内压的回转壳破坏的形式：外压回转壳破坏形式有失稳（弹性、弹塑性）与内压相比，内压壳主要是强度破坏，外压壳是失稳破坏，失效机理和形式不同
6 设计厚度=计算厚度+腐蚀裕量。名义厚度=设计厚度+钢板负偏差
7 常规设计法如 GB150，适用中低等常规工业。设计流程为公式化计算+经验系数。精度一般。中低设计法如 JB4732，ASME，适用疲劳、蠕变等复杂工况，设计流程为有限元分析、数值模拟等，精度较高

8 高压容器筒身的对接深环焊缝不是：焊接难度大，残余应力集中，有腐蚀风险。避免方法：采用整体锻造，绕板结构；层间涂上防腐涂层
9 半球形封头受力最好，椭圆形封头其次，平盖封头最差
椭圆形封头和蝶形封头均设置短圆筒原因：避免边缘应力影响
10 强制式密封原理：依靠螺栓的预紧力，将垫片压紧在密封面上，使垫片产生塑性变形，填满密封面的微观不平整，阻止介质泄漏。在整个工作过程中，密封力主要靠螺栓预紧力维持，与介质压力无关。
径向自紧式密封原理：利用介质压力作用在密封元件上，使密封元件产生径向变形，从而增加对密封面的压紧力，达到密封目的。随着介质压力升高，密封元件对密封面的压紧力增大，密封性能增强。
轴向自紧式密封原理：介质压力作用在密封元件上，使其产生轴向位移或变形，进而增加对密封面的压紧力实现密封。同样，压力越高，密封力越大，密封性能越好。

双锥环密封保证正常工作条件：
合适的预紧力：安装时需施加足够的螺栓预紧力，使双锥环与密封面之间产生初始密封比压，填满密封面微观间隙，阻止初始泄漏。
良好的密封面质量：密封面应具有足够的光洁度和平整度，保证双锥环与密封面紧密贴合，防止介质泄漏。
合理的结构尺寸：双锥环的尺寸（如锥角、厚度等）要设计合理，以保证在介质压力作用下能有效产生自紧作用，同时自身不会因应力过大而损坏
11 压力试验目的：检查压力容器在规定工作压力下的强度、确保容器在正常工作压力下及可能出现的超压情况下，不会因强度不足而发生破裂或塑性变形。
检查密封性：检查容器各连接部位（如焊接接头、法兰密封面等）的密封性能，防止介质泄漏，保证容器安全运行。
尽可能采用液压试验原因：安全性高，液体的压缩性很小，在试验过程中，即使容器发生破裂，液体的能量释放相对缓慢，不会像气体那样产生剧烈的爆炸和冲击，对周围人员和设备的危害较小。
检查效果好：液体能很好地充满容器内部，与容器壁充分接触，可有效检出容器壁上的微小缺陷和泄漏点。而且液压试验时，压力分布均匀，能更真实地反映容器在工作状态下的受力情况
2 分析设计标准划分的五组应力峰值：一次总体薄膜应力 一次局部薄膜应力 一次弯曲应力 二次应力 峰值应力



不难发现，**最大弯矩和相应的最大应力均在板中心 r=0 处。**

$$\left\{ \begin{aligned} (M_r)_{\max} &= (M_\theta)_{\max} = \frac{PR^2}{16} (3 + \mu) \\ (\sigma_r)_{\max} &= (\sigma_\theta)_{\max} = \frac{3(3 + \mu) PR^2}{8} \end{aligned} \right.$$

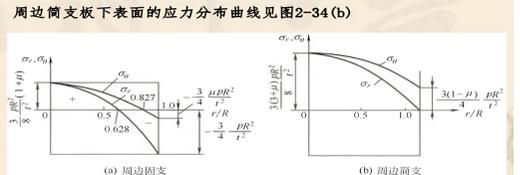


图2-34 圆板的弯曲应力分布（板下表面）

2.3.3 屈服压力和爆破压力

一、爆破过程

OA：弹性变形阶段

AC：弹性变形阶段（壁厚减薄+材料强化）

CD：爆破阶段

A：初始屈服压力（Initial Yield Pressure）

C：塑性垮塌压力（Plastic Collapse Pressure）——容器所能承受的最大压力

D：爆破压力（Bursting Pressure）



图2-26 厚壁圆筒中压力与变形关系

内压厚壁圆筒，中径公式也可按第三强度理论导出

• **应力分量**（拉美公式）：
径向应力 $\sigma_r = -\frac{pR_0^2}{R_0^2 - R_i^2} (1 - \frac{R_0^2}{r^2})$ （负号表示压应力），
环向应力 $\sigma_\theta = \frac{pR_0^2}{R_0^2 - R_i^2} (1 + \frac{R_0^2}{r^2})$ （拉应力），
轴向应力 $\sigma_z = \frac{pR_0^2}{R_0^2 - R_i^2}$ （拉应力）。
• **第三强度理论**：相当应力 $\sigma_{eQ3} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$ （ σ_1 厚壁圆筒中，内壁处（ $r = R_i$ ）应力最危险：
 $\sigma_1 = \sigma_\theta|_{r=R_i} = \frac{p(R_0^2 + R_i^2)}{R_0^2 - R_i^2}$ （环向拉应力最大），
 $\sigma_3 = \sigma_r|_{r=R_i} = -p$ （径向压应力最大）。

代入第三强度理论：
 $\sigma_{eQ3} = \frac{p(R_0^2 + R_i^2)}{R_0^2 - R_i^2} - (-p) = \frac{2pR_0^2}{R_0^2 - R_i^2} \leq [\sigma]$
• **中径公式简化**：
中径 $D_m = R_o + R_i$ ，壁厚 $\delta = R_o - R_i$ ，近似 $R_o^2 - R_i^2 \approx D_m \delta$ （因 $\delta \ll D_m$ ），则 $\frac{2pR_0^2}{D_m \delta} \leq [\sigma]$,

某内压圆柱形筒体，其设计压力 $p = 0.4MPa$ ，设计温度 $t = 70^\circ C$ ，圆筒内径 $D_i = 1000mm$ ，总高 3000mm，盛装液体介质，介质密度 $\rho = 1000kg/m^3$ ，筒体材料为 Q345R，腐蚀裕量 C_2 取 2mm，焊接接头系数 $\phi = 0.85$ 。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）**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** 假材料许用应力 $[\sigma]^t = 189MPa$ （厚度为 6~16mm 时）。**计算厚度** $\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} = \frac{0.43 \times 1000}{2 \times 189 \times 0.85 - 0.43} = 1.34(mm)$ **设计厚度** $\delta_d = \delta + C_2 = 1.34 + 2 = 3.34(mm)$ 。对 Q345R，钢板负偏差 $C_1 = 0.3mm$ ，因而可取名厚度 $\delta_n = 4mm$ 。但对低合金钢制的容器，规定不少于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 6mm。由钢材标准规格，名义厚度取为 6mm。（3）**检查** $\delta_n = 6mm$ ， $[\sigma]^t$ 没有变化，故取名厚度 6mm 合适。

④ 厚壁圆筒：外径 $\frac{D_o}{D_i} \geq 1.2$ ⑤ 轴向平衡： $\frac{\pi}{4} D^2 p = \pi D t \sigma_\varphi \Rightarrow \sigma_\varphi = \frac{pR}{2t}$ ⑥ 周平衡： $2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p R \sin \alpha d\alpha = 2t \sigma_\theta \Rightarrow \sigma_\theta = \frac{pR}{t}$ ⑦ R（行内圆半径）= R_2 （第二主曲率半径） $\sin \varphi$ ⑧ 微元平衡方程： $\frac{R_1}{R_1} + \frac{R_2}{R_2} = \frac{t}{r}$ 。由 $\sigma_r t R_2 \sin \varphi d\varphi d\theta + \sigma_\theta t R_1 d\varphi d\theta \sin \varphi = p R_1 R_2 \sin \varphi d\varphi d\theta$ 区域平衡方程： $V = 2\pi r m t \sigma_\varphi \cos \alpha$ ⑨ 回转薄壳无力矩理论： $\sigma_\theta = \sigma_\varphi (2 - \frac{R_1}{R_2})$ ⑩ 球形壳体 $\sigma_\varphi = \sigma_\theta = \sigma = \frac{pR}{2t}$ （ $R_1 = R_2 = R$ ）**椭圆**： $\sigma_\theta = \sigma_\varphi = \frac{pR}{2bt}$ （ $R_1 = R_2 = \frac{a^2}{b}$ ，顶点 (0, b)）**抗弯刚度** $D' = \frac{E t^3}{12(1 - \mu^2)}$ ， $\beta = \sqrt{\frac{3(1 - \mu^2)}{R t^2}}$ ⑪ 厚壁圆筒弹性压力：轴向 $\sigma_z = \frac{p(R_0^2 - p_0 R_0^2)}{R_0^2 - R_i^2}$ 周向： $\sigma_\theta = \frac{p(R_0^2 - p_0 R_0^2)}{R_0^2 - R_i^2} + (p_i - p_0) \frac{R_0^2 R_i^2}{R_0^2 - R_i^2} \frac{1}{r^2}$ 径向： $\sigma_r = \frac{p(R_0^2 - p_0 R_0^2)}{R_0^2 - R_i^2} - (p_i - p_0) \frac{R_0^2 R_i^2}{R_0^2 - R_i^2} \frac{1}{r^2}$

⑫ 仅在内压作用下： $\sigma_\theta \max = p_i \frac{R_0^2 - 1}{R_0^2 - 1}$ （内壁周向应力最大） $\sigma_\theta \min = \frac{p_i}{R_0^2 - 1}$ （外壁最小）**⑬** 轴向： $\sigma_z = \frac{1}{2}(\sigma_\theta + \sigma_r)$ ⑭ 初始屈服压力： $p_s = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_0^2 - 1}{R_0^2 - 1}$ 全屈服压力： $p_0 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \ln k$ 爆破压力： $p_b \max = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_b \ln k$ $p_b \min = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \ln k p_0 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s (\sqrt{2 - \frac{\sigma_b}{\sigma_s}}) \ln k$ （福贝尔公式）**⑮** 周边固支圆平板： $\sigma \max = \frac{3}{2} \frac{p R^2}{4 t^2}$ （板边缘上，下表面径向应力取最大）周边固支圆平板： $\mu \max = \frac{P R^2}{16} (3 + \mu) \sigma \max = \frac{3(3 + \mu)}{16} \frac{P R^2}{t^2}$ （筒壳二者均在板中心 $r = 0$ 处， R 取最大）**⑯** 固支短梁 $w_{\max}^f = \frac{P R^2}{64 D}$ 筒壳支度 $w_{\max}^f = \frac{5 + \mu}{1 + \mu} \cdot \frac{P R^2}{64 D}$ $\mu = 0.3$ 时， $\frac{w_{\max}^f}{w_{\max}^f} = 1.3 = 4.08 (\frac{\sigma_r \max}{\sigma_\theta \max}) = \frac{3.3}{2} = 1.65$ ， $t_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{R^2}{L}$ （圆平板边缘中心处）**⑰** 均布轴压圆筒临界压力： $\sigma_{cr} = \frac{1}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} \cdot \frac{E t}{R} \mu^{0.3} \Rightarrow \sigma_{cr} \approx 0.605 \frac{E t}{R}$ ⑱ 无限长圆筒： $p_{cr} = \frac{2E t}{1 + \mu^2} (\frac{t}{R})^3$ ⑳ 二个波 $p_{cr} = \frac{(\mu^2 + 1) E t}{R^2}$ （ $I = \frac{\pi t^3}{12}$ ）——n 个波纹，短圆筒 $p_{cr} = \frac{2.59 E t^2}{L D \sqrt{D/t}}$ ，临界长度 $L_{cr} =$

$1.17 D_0 \sqrt{\frac{D_0}{t}}$ 球壳： $p_{cr} = \frac{2E t}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} (\frac{t}{R})^2 \mu^{0.3} \Rightarrow p_{cr} \approx 1.21 E (\frac{t}{R})^2$ ⑳ 碳当量 $C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Si}{24} + \frac{Ni}{40} + \frac{Cr}{5} + \frac{Mo}{4} + \frac{V}{14}$ ㉑ $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \leq 4S_t^m$ ㉒ 内压薄壁圆筒：径向 $\sigma_r = \frac{pD}{4\delta}$ ，周向 $\sigma_\theta = \frac{pD}{2\delta}$ 中径公式： $\delta = \frac{p D_i}{2[\sigma] \phi}$

$\sigma_1 = \sigma_\theta = p_i \frac{R_0^2 + 1}{R_0^2 - 1}$ ， $\sigma_2 = \sigma_z = p_i \frac{1}{R_0^2 - 1}$ ， $\sigma_3 = \sigma_r = -p_i$ ㉓ 外压圆筒：

长： $p_{cr} = 2.2 E (\frac{\delta}{D_0})^3$ 短： $p_{cr} = 2.6 E (\frac{\delta}{D_0} - 0.45 (\frac{\delta}{D_0})^5)$ 失稳时周向应变

$\epsilon_r = \frac{p_r D_0}{2E \delta}$ ，半球封头： $\delta = \frac{p_r D_0}{4[\sigma] \phi - p_c}$