

[美] Dennis R. Moss 著

Pressure Vessel Design Manual
(Third Edition)



压力容器

设计手册

(第三版)

○ 陈允中 译

中国石化出版社

[HTTP://WWW.SINOPEC-PRESS.COM](http://www.sinopec-press.com)

压力容器设计手册

(第三版)

【美】Dennis R. Moss 著

陈允中 译

中国石化出版社

内 容 提 要

本《手册》针对从事压力容器设计、维护、故障处理和制造的技术人员编著,汇总了压力容器及其相关附件设计和制造过程中常用的步骤、方法、技术、公式和数据,是从事压力容器建造、运输、安装和操作工程师的案头必备工具书。

使用方便,可操作性强是本《手册》的最大特点。《手册》按照 ASME(以及 ASCE、UBC、AISC 等)的要求,循序渐进,由浅入深,为读者提供了符合逻辑思维的设计方法;数百幅插图帮助设计人员和工程师解决压力容器方面每一个可能出现的实际问题。

著作权合同登记 图字:01-2005-5116号

Pressure Vessel Design Manual, 3/e

Dennis R. Moss

This edition of Pressure Vessel Design Manual, 3/e by Dennis R. Moss is Published by arrangement with Elsevier INC of 525B Street, Suite 1900, San Diego, CA92101 - 4495, USA

中文版权(2006)为中国石化出版社所有。版权所有,不得翻印。

图书在版编目(CIP)数据

压力容器设计手册/(美)莫斯(Moss, D. R.)编著;陈允中译.
—北京:中国石化出版社,2005
书名原文:Pressure Vessel Design Manual
ISBN 7-80164-897-8

I. 压… II. ①莫…②陈… III. 压力容器-设计-技术手册
IV. TB490.2-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 107588 号

中国石化出版社出版发行

地址:北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编:100011 电话:(010)84271850

读者服务部电话:(010)84289974

<http://www.sinopec-press.com>

E-mail:press@sinopec.com.cn

北京精美实华图文制作中心排版

北京大地印刷厂印刷

全国各地新华书店经销

*

787×1092 毫米 16 开本 27.75 印张 682 千字

2006 年 3 月第 1 版 2006 年 3 月第 1 次印刷

定价:98.00 元

前 言

压力容器及相关设备的设计者经常从散见于众多的书籍、期刊、杂志和旧笔记中收集设计资料。因而，当面对特殊的问题时，他们要花费很多时间去研究解决方法，但却发现解决起来可能相当简单。本手册可以提供在设计压力容器时，以步步逼近最经常遇到的问题的方式来免除过多的研究时间。

本书除排版格式之外，并未有什么独创性的内容。不过是把材料以最简明和最有用的方式组织起来。而且，只要有可能，笔者还尽量提供材料的原始来源。

尽管为了得到最精确的数据和答案业已做出充分的努力，但工程上却一贯要求做一些可靠而简单的假设。按这种观点考察所获得的结果，还需要在某些方面给予适当的考虑以资判断。

许多有经验的设计者已经运用了本书所罗列的一些计算方法，但是，你还会发现方法或手段稍有不同。我们制定并检验了所有的工艺步骤，以应对实际的设计问题。工艺步骤很容易重复以保证计算的一致性。它们也可被修改，以适应规范、标准、合同或局部要求的变化。每一个特殊问题的答案所要求的一切都已尽可能包含在工艺步骤之中。

若将本书作为指南，作为解决问题的逻辑途径，或作为对另一设计方法的校核，那么，就可以直接使用本书来解决问题。而如果需要更详尽的解决办法，则可在需要的场合充实这里所列出的方法。

应提醒本书的读者，任何的规范公式或参考依据都应不断地对照最后一版的规范进行检验，这些规范是 ASME 规范第 VIII 篇第 I 分篇，均匀建筑物规范，以及 ASCE 7-95。众所周知，这些规范总是不断地进行修正，以把最新可得到的数据包括进去。

感谢那些为本书成功而不吝提供资料和忠告的所有人士，并且希望读者就校正和增加的内容提出任何的建议。

Dennis R. Moss

目 录

第一章 压力容器的应力

• 设计原理	(1)
• 应力分析	(1)
• 应力/失效理论	(3)
• 压力容器的失效	(4)
• 荷载	(5)
• 应力	(7)
• 特殊问题	(10)
• 参考文献	(14)

第二章 常规设计

• 程序 2-1 一般容器公式	(15)
• 程序 2-2 外压设计	(19)
• 程序 2-3 计算最大允许压力(MAP), 最大允许工作压力(MAWP)及试验压力	(26)
• 程序 2-4 由内压引起的封头应力	(28)
• 程序 2-5 中间封头的设计	(30)
• 程序 2-6 环形锥体过渡段的设计	(31)
• 程序 2-7 法兰设计	(35)
• 程序 2-8 碟形头盖的设计	(56)
• 程序 2-9 有开孔的法兰盖的设计	(57)
• 程序 2-10 法兰密封所需要的螺栓扭矩	(58)
• 程序 2-11 平封头的设计	(61)
• 程序 2-12 螺柱连接出口的加强	(66)
• 程序 2-13 内部支承床层的设计	(67)
• 程序 2-14 短管接补强	(72)
• 程序 2-15 平封头上大型开孔的设计	(76)
• 程序 2-16 求出和修正容器的重心	(78)
• 程序 2-17 最低设计金属温度(MDMT)	(78)
• 程序 2-18 薄壁圆筒形壳体的失稳	(83)
• 程序 2-19 最佳容器比例	(87)
• 程序 2-20 估算容器和容器部件的重量	(92)

• 参考文献 (101)

第三章 容器支座设计

支座结构	(103)
程序 3-1 按 ASCE(美国土木工程师学会)的风载荷设计	(106)
程序 3-2 按 UBC-97 的风载荷设计	(112)
程序 3-3 容器的抗震设计	(114)
程序 3-4 抗震设计—在不加支撑支柱上的容器	(118)
程序 3-5 抗震设计—有加撑支柱上的容器	(124)
程序 3-6 抗震设计——环形支座上的容器	(131)
程序 3-7 抗震设计——1#耳式支座上的容器	(135)
程序 3-8 抗震设计——2#耳式支座上的容器	(141)
程序 3-9 抗震设计——裙座上的容器	(146)
程序 3-10 鞍座上卧式容器的设计	(155)
程序 3-11 大型容器鞍形支座的设计	(167)
程序 3-12 支腿底板的设计	(173)
程序 3-13 耳式支座的设计	(176)
程序 3-14 1#立式容器基础元件的设计	(179)
程序 3-15 2#立式容器基础元件的设计	(187)
参考文献	(189)

第四章 特殊设计

程序 4-1 大直径短管接开孔的设计	(190)
程序 4-2 锥形—圆筒形壳体相交的设计	(194)
程序 4-3 环形加强圈的应力	(201)
程序 4-4 塔的偏移	(204)
程序 4-5 环形托梁的设计	(206)
程序 4-6 挡板的设计	(210)
程序 4-7 有耐热衬里容器的设计	(218)
程序 4-8 高塔和烟囱的振动	(224)
参考文献	(233)

第五章 局部载荷

程序 5-1 圆形环上的应力	(235)
程序 5-2 局部加强环的设计	(244)
程序 5-3 附件参数	(246)

程序 5-4	由外部局部载荷引起的圆筒形壳体上的应力	(248)
程序 5-5	由外部局部载荷引起的球形壳体上的应力	(261)
参考文献		(268)

第六章 相关设备

程序 6-1	吊柱的设计	(269)
程序 6-2	圆形平台的设计	(274)
程序 6-3	方形和矩形平台的设计	(280)
程序 6-4	管支架设计	(284)
程序 6-5	螺栓连接的剪切载荷	(291)
程序 6-6	储仓和高架储罐的设计	(292)
程序 6-7	容器与储罐的搅拌器和混合器	(300)
程序 6-8	传热盘管的设计	(306)
程序 6-9	现场安装球罐	(323)
参考文献		(329)

第七章 压力容器的运输和安装

程序 7-1	压力容器的运输	(330)
程序 7-2	压力容器的安装	(348)
程序 7-3	起重附件和术语	(352)
程序 7-4	起吊负荷和作用力	(360)
程序 7-5	端梁、吊耳及底环元件的设计	(364)
程序 7-6	上部封头和锥形起重吊耳的设计	(372)
程序 7-7	法兰吊耳的设计	(375)
程序 7-8	耳轴的设计	(384)
程序 7-9	由安装作用力引起的、壳体上的局部载荷	(386)
程序 7-10	其他	(389)

附 录

附录 A	ASME 规范第 VIII 篇, 第 1 分篇指南	(395)
附录 B	容器设计数据表	(396)
附录 C	连接效率(ASME 规范)	(398)
附录 D	封头参数	(399)
附录 E	容器段容积和表面积	(401)
附录 F	容器术语	(407)
附录 G	对容器设计有用的公式	(411)

IV 压力容器设计手册

附录 H 材料选择指导	(415)
附录 I 100%X射线探伤和焊后热处理(PWHT)要求摘要	(416)
附录 J 材料性质	(416)
附录 K 公制转换	(424)
附录 L 圆柱的许用压应力 F_A	(425)
附录 M 平板的设计	(428)
附录 N 立式容器的外部隔热层	(430)
附录 O 溢流	(432)
附录 P 排空容器所需的时间	(433)
附录 Q 容器缓冲能力和持续时间	(435)
附录 R 局部缺陷评估程序	(436)
参考文献	(436)

第一章 压力容器的应力

设计原理

一般,根据 ASME 规范第 VIII 篇第 1 分篇设计的压力容器按标准设计,不需要对全部应力进行详细的计算。应该认识到,较高的局部和二次弯曲应力可以存在,但对部件要考虑使用较高的安全系数及设计标准。然而,却要求必须研究所有的荷载(向压力容器或其结构附件施加的所有力)。(见参考文献 1, UG-22 节)

尽管规范给出了壁厚公式和基础部件的应力,但为了确定由其他荷载引起的应力,应由设计者选择合适的工艺分析步骤。为了经济和安全的设计,设计者也必须选择同时发生荷载的最可几的复合。

规范通过在 UG-23(C) 节说明,确立了许用应力,即最大的总初始薄膜应力必须小于在材料章内列出的许用应力。另外,规范规定最大的初始薄膜应力加上初始弯曲应力不能大于 1.5 倍的材料章内的许用应力。在其他章,特别是在 1-5(e) 和 2-8 节,在做了适当分析的前提下,也允许用较高的许用应力。这些较高的许用应力清楚地表明,对于不同的应力类型,接受不同的应力水平。

通常的做法是,如果做了更详细的应力分析,其目的就是为了应用较高的许用应力。实际上,详细的应力计算使得有可能取代局部应力的经验,从而使用较高的许用应力,来代替按照规范使用的、较大的安全系数。这个较大的安全系数真实地反映了我们缺乏有关实际应力的经验。

应力计算值在与所在容器的部位和分布及引起应力的负荷类型联系起来之前,其实是不大的。不同形式的应力有不同程度的重要性。

为了准确地运用其分析结果,设计者务使自己精通不同类型的应力和负荷。同时,设计者还必须考虑某些均匀分布的应力或失效理论,以便进行应力复合和设置许用应力极限。为了抵抗这种失效模式,设计者必须比较和理解这些应力值,并且明确一个部件上的应力是如何作用和影响部件强度的。

以下一些章节将提供一些运用分析结果的基础知识。第一章所研究的问题形成了本书其余各章应用的基础。而特殊问题和思考一节则包含就现有更复杂的问题提醒设计者。

应力分析

应力分析是判定施加给容器的外力和对应应力之间的关系。本书的重点不是如何详细地做应力分析,相反,却是在达到经济和安全设计的过程中来如何分析容器及其元件——其区别是,我们分析应力是为确定材

料的厚度和构件的大小服务。正如提供一个逐步趋近设计 ASME 规定容器的方法一样,我们并不很关心建立数学模型。因此,也不需要知道每一个应力,但却要求了解起决定作用的应力,以及它们是如何与容器或其相

应的部件、附件及支座相关的。

应力分析开始的步骤是对已知的问题确定所有的设计条件,然后,确定全部的相关的外力。我们必须建立起这些外力与必须抵抗外力的容器元件的关系式,以便知道对应的应力。通过查出原因(负荷),可以更精确地确定结果(应力)。

设计者还必须敏地注意到负荷的型式以及就总体来看,它们是如何同容器关联的。作用期间是长还是短?它们是向容器的某个局部的部位施加呢?还是完全均匀地向整个容器施加?

怎样认识和复合这些应力,它们对容器的总体安全有什么重要意义,而且要根据以下三方面来确定所应用的许用应力:

1. 所应用的强度/失效理论;
2. 荷载的型式和类型;
3. 危险应力对容器的体现。

薄膜应力分析

通常,压力容器的形状有球形的、圆筒形的、圆锥形的、椭圆形的、环形的,以及这些形状的组合。当壁厚与其他尺寸相比很小时($R_m/t > 10$),容器则被称之为膜,而且,根据所施压力得出的相关的应力也被称之为薄膜应力。这种薄膜应力是平均拉应力或平均压应力。假设膜应力在器壁断面均匀分布,而且沿切向作用于表面。假设膜或器壁不承受抗弯。但当器壁发生抗弯时,弯曲应力则会引起附加的薄膜应力。

在一个承受内压的复杂形状的容器里,简单的薄膜应力概念还不足以给出一个满足真实应力要求的概念。封闭容器的封头形式、支座的作用、壁厚和截面的偏差、接管、外部附件,以及由重量、风、地震活动引起的综合的弯曲,所有这些都导致改变容器应力的分布。偏离了真实膜的形状会在容器壁

上产生弯曲,并且引起直接负荷在各点变化。直接负荷从容器较弹性的部分转向较刚性的部分,这个效应称之为“应力再分布”。

对于所有承受内压或外压的压力容器,应力都是产生在壳壁上。应力状态是三维的,并且三个基本应力是:

$$\sigma_x = \text{轴向/经线应力}$$

$$\sigma_\phi = \text{周向/纬线应力}$$

$$\sigma_r = \text{径向应力}$$

另外,可能还有弯曲应力和剪切应力。径向应力是直接应力,它是压力直接作用于器壁的结果,并产生等于压力的压应力。在薄壁容器里,这个应力同其他基本应力相比是很小的,以致通常被忽略不计。这样,我们可以为了分析的目的而假定应力状态是双轴向的。这同三维应力相比,极大地简化了复合应力的方法。对于厚壁容器($R_m/t < 10$)来说,不仅不能忽略径向应力,而且计算公式完全不同于薄壳容器计算“薄膜应力”时所用的公式。

因为 ASME 规范第 VIII 篇第 1 分篇基本是按规则设计,因而使用较高的安全系数,以考虑容器里“未知”的应力。这个较高的、考虑了未知应力的安全系数可能是强加给设计的某种损失,但却大大地减少了分析工作量。本文所列出的设计技术就是在求出所有的应力和利用最少的规范公式之间权衡。这个补充的有关应力的知识证明,在满足要求,即考虑全部负荷的同时,某些情况下使用较高许用应力是合理的。

总之,“薄膜应力分析”不是十分精确的,但却可以在保持相当精确度的同时,使假设做一定的简化。主要的假设是,应力是双轴向的,并且应力在壳壁断面是均布的。对于薄壁容器来说,这些假设本身已被证实是安全的。没有容器满足真实薄膜的判据,但是,我们可以在具有合理精度的情况下使用这个工具。

应力/失效理论

如前所述, 应力在同一些应力/失效理论对照之前都是毫无意义的。已知应力的的重要性必须同其在容器上的位置和其对该容器最终失效的影响联系起来。历史上, 相对于可能的失效模式已经推导出不同的“理论”来复合和度量应力。一些应力理论, 也称之为“屈服准则”, 可以用来描述复合应力的效应。对于这些应用于压力容器的失效理论, 本书的目的只在讨论两个相关理论, 它们分别是“最大应力理论”和“最大剪应力理论”。

最大应力理论

这个理论是最老的, 使用最广泛, 应用也最简单。ASME 规范第 VIII 篇第 1 分篇和第 I 篇都把最大应力理论作为基础理论而用于设计。这个理论简单地认定材料的破坏仅取决于最大主应力或法向应力。而其他方向的应力则可以忽略不计。不过, 为了应用这个准则, 则必须确定最大主应力。该理论被用于薄壁压力容器所假设的双轴向应力状态, 正如稍后所述, 这个理论在某些场合并不保守, 而且为了配合其使用, 还需要较大的安全系数。然而, 最大应力理论可以精确地预测脆性材料的失效, 而对塑料材料则不一定总是准确。在拉伸应力或压缩应力远未达到最大应力之前, 塑性材料就常常沿着与所施加剪切力成 45° 的线破坏。

可以用图 1-1 所示的四种双轴向应力状态图解说明该理论。

从中可以看出, 单轴向拉伸或压缩处在两个轴线上, 单元内(外边界)是材料的弹性区域, 塑性变形则根据沿外边线的应力复合来预测。

最大剪应力理论

该理论认定材料的破坏仅取决于单元内所达到的最大剪应力。假设屈服点发生在最

大剪应力面, 那么, 依据这个理论, 当在某点的最大剪应力达到单轴向屈服强度 F_y 的一半时, 则在该点要发生塑性变形。因此, 对于双轴向应力状态, 若 $\sigma_1 > \sigma_2$, 最大剪应力则为

$$(\sigma_1 - \sigma_2)/2$$

当 $(\sigma_1 - \sigma_2)/2 = F_y/2$ 时, 则要发生屈服变形。

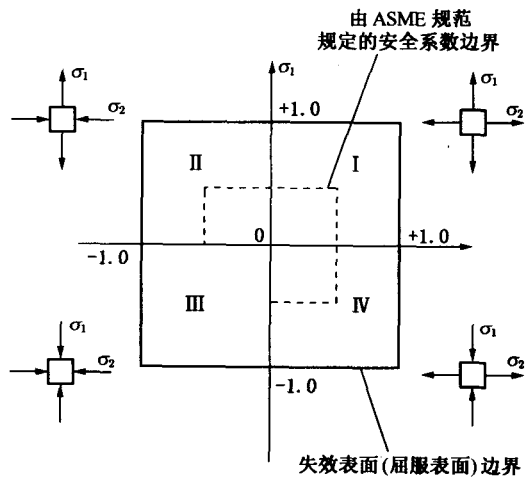


图 1-1 最大应力理论图解

象限 I: 双轴向拉伸; 象限 II: 拉伸;
象限 III: 双轴向压缩; 象限 IV: 压缩

ASME 规范第 VIII 篇第 2 分篇和 ASME 规范第 III 篇都利用了最大剪应力判据。该理论密切靠近实验结果, 且易于应用。该理论也适合三维应力状态。在三维应力状态下, 只要 $1/2$ 最大和最小应力的代数差等于 $1/2$ 的屈服应力, 该理论就能预测要发生屈服变形。若此处 $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, 则最大剪应力为 $(\sigma_1 - \sigma_3)/2$ 。

若 $(\sigma_1 - \sigma_3)/2 = F_y/2$ 时, 则要发生屈服变形。

如图 1-2 所示, 用四种双轴向应力状态图解说明该理论。

比较图 1-1 和图 1-2, 很快就会说明两个理论之间的主要不同。图 1-2 是在象

限 II 和 IV 的初期点就可预测屈服点。例如，研究图 1-2 的点 B，这一点显示 $\sigma_2 = (-)$ σ_1 ；因此，剪应力等于 $\sigma_2 - (-\sigma_1)/2$ ，它等于 $\sigma_2 + \sigma_1/2$ 或等于由最大应力理论预测引起屈服变形时应力的一半！

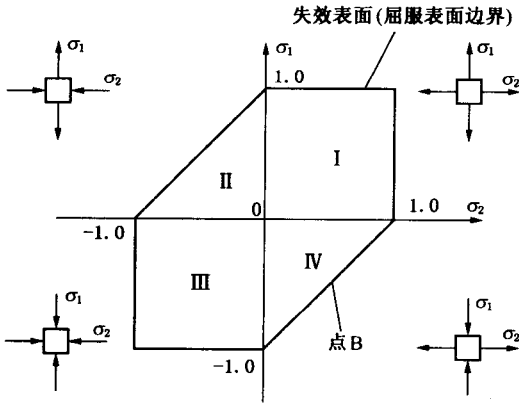


图 1-2 最大剪应力理论图解

两种理论的比较

对于单轴向应力或当一个主应力与其他应力比较大时，两种理论是一致的。而当两个主应力在数值上相等时，理论之间的差异也是巨大的。

对于简单的分析，ASME 规范第 I 或第 VIII 篇第 1 分篇以此分析为基础，不管是用最大应力理论还是用最大剪应力理论都只有很小的差别。例如，根据最大应力理论，决定筒体厚度的控制应力是周向应力 σ_ϕ ，因为它是三个主应力之中最大的。根据最大剪应力理论，控制应力应该是最大和最小应力代数差的一半：

- 最大应力是周向应力 σ_ϕ

$$\sigma_\phi = PR/t$$

- 最小应力是径向应力 σ_r

$$\sigma_r = -P$$

因此，最大剪应力是：

$$\frac{\sigma_\phi - \sigma_r}{2}$$

ASME 规范第 VIII 篇第 2 分篇和第 III 篇使用了术语“应力强度”，它定义为两倍于最大剪应力。因为剪应力仅是同 1/2 的屈服应力相比，所以“应力强度”是用来比较许用应力或极限应力。若换个方式定义，即是在“应力强度”超过材料的屈服强度时，就会开始塑性变形。

在上述的例子中，“应力强度”等于 $\sigma_\phi - \sigma_r$ ，并且

$$\sigma_\phi - \sigma_r = PR/t - (-P) = PR/t + P$$

对于一个筒体，这里 $P = 300\text{psi}$ ， $R = 30\text{in}$ ，而 $t = 0.5\text{in}$ ，则两个理论比较如下：

- 最大应力理论

$$\sigma = \sigma_\phi = PR/t = 300(30)/0.5 = 18000\text{psi}$$

- 最大剪应力理论

$$\sigma = PR/t + P = 300(30)/0.5 + 300 = 18300\text{psi}$$

从上述可以明显地看出两点：

1. 对于薄壁压力容器，两种理论得到近似一样的结果。

2. 对于薄壁压力容器，在同其他主应力的比较上，径向应力是很小的，以致它可能被忽略，而且假定存在双轴向应力状态。

对于厚壁压力容器 ($R_m/t < 10$)，径向应力在确定容器的极限破坏方面倒变成重要的了。最大应力理论对于设计这样的容器并不保守。根据这个理由，本版本限制了它对假定存在双轴向应力状态的薄壁压力容器的应用。

压力容器的失效

容器失效可以分为四种主要的类型，它描述了为什么容器发生失效。失效也可以分成不同的破坏形式，它描述了容器如何发生

失效。容器的每一个破坏历史都有一个为什么(why)和怎么样(how)。它可以因为选择了错误的材料而经过腐蚀疲劳而被破坏！设计

者必须熟悉应力及负荷的类型和形式，也必须同样熟悉失效的类别和形式。归根结底，它们毕竟都是互相关联的。

失效的类型

1. 材料—不适当地选择材料；材料有缺陷
2. 设计—设计数据错误；不准确或不正确的设计方法；工厂试验不充分
3. 制造—质量控制低劣；制造工艺不合适或不适当，包括焊接、热处理或成型方法
4. 使用—用户改变了使用条件；运行或管理人员缺乏经验；条件干扰。要求对材料选择、结构元件和制造方法需要特别注意的一些使用环境如下：
 - a. 致命的
 - b. 疲劳(循环)
 - c. 脆性的(低温)
 - d. 高温
 - e. 高冲击或高振动
 - f. 容器内物质
 - 氢气
 - 氨
 - 压缩空气
 - 腐蚀剂
 - 氯化物

失效的形式

1. 弹性变形—弹性不稳定性或弹性屈服，容器几何形状及刚性以及材料的特性抗弯曲保护。
2. 脆性断裂—可能在低、中温情况下发

生。在水压试验期间，在有较小裂纹存在的情况下，在 40~50°F 范围内低碳钢制造的容器发生脆性断裂。

3. 过度塑性变形—如在 ASME 规范第 VIII 篇第 2 分篇所列出的主应力和次应力极限，是用来避免过度塑性变形和增量失稳。

4. 应力断裂—蠕变变形是疲劳或循环负载的结果，即是累进式破坏。蠕变是一种时变现象，而疲劳则是一种与循环有关的现象。

5. 塑性失稳—增量失稳；增量失稳是循环应变累加或累加的循环变形。累加的损害导致容器因塑性变形而失稳。

6. 高应变—低循环疲劳是应变决定的，并且主要发生在低强度/高延性的材料上。

7. 应力腐蚀—众所周知，氯化物在不锈钢里引起应力腐蚀裂纹；同样，腐蚀性的应用也会在碳钢里产生应力腐蚀裂纹。在这种环境下，材料选择是关键。

8. 腐蚀疲劳—当腐蚀和疲劳效应同步发生时就会产生腐蚀疲劳。由于点蚀表面和扩展裂纹，腐蚀可能降低疲劳寿命。材料的选择和疲劳特性是考虑的重点。

在涉及这些不同的失效模式时，设计者必须在其决定处理方法时得到各种部件应力状态的实况。相对于这些失效模式，设计者应该对比和说明这些应力值。但是，仅设定许用应力是不够的！对于弹性失稳，设计者还必须考虑几何形状、刚性以及材料的特性。当联系到使用的环境时，材料的选择是主要考虑的问题。在为循环使用而设计容器时，结构元件及制造方法与“许用应力”一样重要。设计者和所有最终影响设计的人员必须对容器未来的运行条件有清楚的概念。

荷 载

荷载或力是压力容器应力的“起因”。必须把这些力和力矩隔离开来，确定它们对容器的施加位置和对容器的施加时间。荷载的

类型明确了这些力的施加位置。荷载既可以施加给容器的大部分(全部区域)，也可以施加给容器的局部区域。记住，均布的和局部

的负荷都可能产生薄膜和弯曲应力。把这些应力叠加并明确容器或元件上总的应力状态。由局部负荷引起的应力要加到均布荷载引起的应力上，并把这些复合应力同许用应力相比较。

考虑一个带压的、立式容器，由于风载，它有一个局部向中心施加的径向力而引起的弯曲。压力荷载的效应是产生纵向和周向的拉伸。而风荷载的效应则是在迎风侧产生纵向拉伸，在背风侧则产生纵向压缩。局部的向内径方向荷载的效应是产生某些局部的薄膜应力和局部弯曲应力。局部应力应该是周向和纵向的，容器的内表面受拉，而在外表面则受压。当然，任意给定点的钢材仅能承受一定的应力水平或复合效应，设计者的工作是根据不同的荷载复合应力，获得最不利的、很可能发生的应力复合。复合应力要运用某些失效理论，而且，要把结果同可容许的应力水平进行比较，以完成一个经济的和安全的设计。

这个假想的问题用于说明荷载的类型和形式是如何与它们所产生的应力联系起来。大体上持续和均布作用在容器整个断面上的应力是初始应力。

由压力和风而引起应力是初始薄膜应力。这类应力应该被限制在规范容许的范围内。如果应力达到一个不可接受的高水平，则要引起容器爆裂或塌陷。

另一方面，由向内径向荷载引起的应力可能是初始局部应力或次应力。若应力由非缓和荷载引起，则为初始局部应力；若应力为缓和荷载引起，则为次应力。任何一个应力都可能引起局部变形，但不会单独和本身引起容器失效。假如它是初始应力，那么应力会再分布；如果它是次应力，那么荷载一旦减弱，则会引起轻微的变形。

我们也应该了解，对于塑性材料来说，这很正确，而对于脆性材料来说，在初始应力和次应力之间则没有什么区别。如果材料没有弹性来缓冲荷载，那么，次应力的定义就不适用！幸而，现行的压力容器规范要求

使用塑性材料。

很明显，荷载的类型与形式将决定应力的类型与形式。这会在稍后加以详尽的阐述，但原则上每类应力(应力类型)复合会有不同的允许值，即：

- 初始应力： $P_m < SE$

- 初始薄膜局部应力(P_L):

$$P_L = P_m + P_L < 1.5SE$$

$$P_L = P_m + Q_m < 1.5SE$$

- 初始薄膜应力+次应力(Q):

$$P_m + Q < 3SE$$

然而，若是荷载具有相对较短的作用时间又将如何呢？这描述了荷载的“形式”。不论荷载是稳定、近乎持续，还是不稳定、常变，或暂时的都会对容许的应力水平有影响。如果在我们所假设的问题里，荷载是压力+地震+局部荷载，我们就会面临一个不同的局面。由于地震荷载有较短的作用时间，较高的“暂时”许用应力还是容许的。但容器不能总是在地震的情况下运行，另一方面，容器也不应在地震活动中遭到破坏！为此，对于地震荷载，在许用应力上允许结构设计增加 1/3。

对于稳定荷载，容器在其使用寿命期间必须近乎持续地承受这些荷载。因此，由这些荷载产生的应力必须保持在一个可接受的水平。

对于非稳定荷载，容器可以在不同的时间承受部分或全部荷载，但这不能是同时，也不能近乎持续。因此，暂时较高的应力是允许的。

对于均布荷载，近乎均匀地作用在容器的整个断面，由于必须由整个容器承受该荷载，因此，相应的应力值一定较低。

对于局部荷载，相应产生的应力被局限在容器的一个小区域，而且，通常在距施加荷载的远处迅速衰减。正如先前所讨论的，使容器受压要引起某些元件的弯曲，但它不能引起整个容器的弯曲。其效果肯定不如均布荷载产生的效果一样显著(循环使用除

外)。因此,稍高的许用应力值是适宜的。

荷载可列载如下:

A. 荷载类型

1. 均布荷载—近乎持续地作用在容器断面。

a. 压力荷载—内压或外压(设计、运行、水压试验和液体静压头)

b. 弯矩荷载—由风、地震、安装、运输引起

c. 压缩/拉伸荷载—由静荷载、安装设备、梯子、平台、管道和容器内贮物引起

d. 热负荷—裙座头部附件的热箱结构

2. 局部荷载—由于支柱、内部部件、相连管道、附属设备,即平台、混合器等的反作用力引起

a. 径向荷载—向内或向外

b. 剪切荷载—纵向或周向的

c. 扭转负荷

d. 切向负荷

e. 弯矩荷载—纵向或周向

f. 热负荷

B. 荷载形式

1. 稳定荷载—长期作用时间、持续

a. 内压/外压

b. 静荷载

c. 容器内物

d. 由附属管道和设备形成的荷载

e. 容器支座的荷载

f. 热负荷

g. 风荷载

2. 非稳定荷载—短期作用时间、可变化

a. 车间和现场水压试验

b. 地震

c. 安装

d. 运输

e. 翻倒, 意外事故

f. 热负荷

g. 开车, 停车

应 力

ASME 规范第 VIII 篇第 1 分篇 与第 2 分篇比较

ASME 规范第 VIII 篇第 1 分篇显然未考虑复合应力的效应,也没有给出详细的如何复合应力的方法。另一方面,ASME 规范第 VIII 篇第 2 分篇就应力、如何复合应力和不同复合应力类型的许用应力提供了具体的应力准则。第 2 分篇是按分析设计,而第 1 分篇则是按规则设计。尽管由第 2 分篇应用的应力分析已经超出了本文的范畴,但有关应力分类、应力说明及其许用应力的应用还是适用的。

第 2 分篇应力分析考虑了根据最大剪应力理论复合的所有三维状态的应力。第 1 分篇和本书所列的设计步骤考虑了根据最大应力理论复合的双轴向应力状态。正如按第 1

分篇规则设计核反应器一样,你也不能按着第 2 分篇的技术设计一台气罐。每一种方法都有其应该的地位和应用。以下对应力分类和许用应力的讨论要应用第 2 分篇的资料,一般来说,它对所有的容器都可以适用。

应力的形式、类别和类型

仅仅按规范公式对内压或外压计算的壳体厚度经常不能满足抵抗所有其他荷载引发的复合效应。详细的计算分别考虑了每个荷载的影响,然后加以复合以得出该部分总的应力状态。根据产生应力的荷载形式及其对容器体现的危险,将压力容器存在的应力进行分类。每类应力必须保持在一个可容许的级别,而且,复合后总的应力必须保持在另外可容许的应力级别。由同时作用的荷载组合所产生的复合应力视为应力的类型。请注

意, 这个术语与第 2 分篇给出的术语不同, 但这里所指的意义却是明确的。

应力类别、应力类型和许用应力是以产生应力的荷载形式和它们对结构存在的危险为基础的。非缓和荷载产生初始应力, 缓和荷载(自限性)产生次应力。均布荷载产生初始薄膜和弯曲应力。局部荷载产生局部薄膜和弯曲应力。必须使初始应力低于次应力。允许初始应力加上次应力得到较高应力, 等等。在考虑应力(类型)复合之前, 我们必须首先明确各种应力的形式与类别。

应力的形式

我们有许多名目来描述应力的形式, 实际上, 即便对一个有经验的设计师, 这些名目也足以令其混淆。就施加给压力容器的应力来说, 我们把所有形式的应力分成三大类, 并根据其对容器的作用又把各分类划分成小类。以下应力列表是在不考虑应力对容器或元件影响的情况下来描述应力的形式。它们规定了应力或与施加载荷有关的方向。

1. 拉伸应力
2. 压缩应力
3. 剪切应力
4. 弯曲应力
5. 支承应力
6. 轴向应力
7. 不连续性应力
8. 薄膜应力
9. 主应力
10. 热应力
11. 切向应力
12. 负载诱导应力
13. 应变诱导应力
14. 周向应力
15. 纵向应力
16. 径向应力
17. 法向应力

应力类别

上述列表提供了一些应力形式的例子。

然而, 对于用来复合应力或应用许用应力来讲, 只提供一个基础也太一般了。为此, 应该应用称之为应力类别的新的分类方法。应力类别由产生应力的荷载形式和它们对容器体现的危险来定义。

1. 初始应力

a. 均布应力:

- 初始均布薄膜应力, P_m
- 初始均布弯曲应力, P_b

b. 初始局部应力, P_L

2. 次应力

a. 次薄膜应力, Q_m

b. 次弯曲应力, Q_b

3. 峰值应力, F

这些应力的说明和示例如下。

初始均布应力 这类应力作用在容器的整个横截面上。它们由机械负载(负载诱导)产生, 而且是所有应力形式中最危险的。初始应力的基本特性是它本身不是自限性的。初始应力一般是由内压或外压引起, 或由持续的外力和弯矩形成。热应力绝不会被分作初始应力。

初始均布应力可分为薄膜应力和弯曲应力。划分初始均布应力为薄膜应力和弯曲应力的要求是可以允许初始弯曲应力的计算值比初始薄膜应力的值高一些。超过了材料屈服强度的初始应力可能引起失效或严重变形。典型的初始应力的计算是:

$$\frac{PR}{t}, \frac{F}{A}, \frac{MC}{I} \text{ 及 } \frac{TC}{J}$$

初始均布薄膜应力 P_m 这种应力发生在整个容器的横截面上, 它远离那些突变点, 如封头-筒体相交线、锥体-筒体相交线、接管和支座。举例如下:

- a. 由压力引起的周向应力和纵向应力。
- b. 由风载引起的压缩和拉伸轴向应力。
- c. 由安装在鞍座上的卧式容器的弯曲引起的纵向应力。
- d. 平封头中心区的薄膜应力。
- e. 由压力或外部荷载引起的加强区内接管壁上的薄膜应力。

f. 由重量引起的轴向压缩。

初始均布弯曲应力 P_b 。初始弯曲应力是由持续荷载引起，并且可以导致容器失去纵向稳定性。这里相对有几个引起初始弯曲应力的区域：

a. 平封头的中心或碟形封头的冠顶的弯曲应力。

b. 浅锥形封头上的弯曲应力。

c. 小间距开孔带的弯曲应力。

局部初始薄膜应力 P_L 局部初始薄膜应力在技术上不是应力的一个类别，而是一个应力类型，因为它是两个应力的复合。它所体现的复合是初始薄膜应力 P_m 加上由持续荷载产生的次薄膜应力 Q_m 。把这些应力放在一起归类，是为了把用于这种特殊复合的许用应力限制在一个低于其他初始应力和次应力应用的许用水平。人们认为，由持续（非缓和）荷载产生的局部应力，由于有“分类”为初始应力的复合而存在极大的危险。

局部初始应力或是仅由设计压力产生，或是由其他机械荷载引起。局部初始应力像次应力一样有一些自限性。因为它们是在局域性的，所以只要达到材料的屈服强度，荷载便重新分配以增强容器的那部分。然而，由于任何与屈服点相关的变形都是不能接受的，因此，规定的许用应力比次应力还要低。初始局部应力和次应力之间的基本的差别是初始局部应力是由非缓和性荷载引起的；应力合理重新分布。而对于次应力，屈服松弛了荷载，并且确实是自限性的。在达到屈服强度后，初始局部应力本身再重新分布的能力为容器局部地提供了一个安全阀作用。因此，较高的许用应力仅应用于局部的区域。

初始薄膜应力只是薄膜应力的复合，因此，只有局部荷载产生的“薄膜”应力同初始均布薄膜应力复合，而不是弯曲应力复合。与局部荷载相关的弯曲应力是次应力。因此，必须分别取出按 WRC-107 式分析的薄膜应力，并与初始均布应力复合。对于在封头-筒体接合处、锥形-圆筒体接合处以及

接管-壳体接合处的非连续性薄膜应力这一点也同样正确。弯曲应力理应是次应力。

因此， $P_L = P_m + Q_m$ ，式中 Q_m 是由一个持续的或非缓和的荷载产生的局部应力。初始局部薄膜应力的例子如下：

a. P_m + 在局部、非连续处的薄膜应力：

1. 封头-壳体接合处
2. 锥形-圆筒体接合处
3. 接管-壳体接合处
4. 壳体-法兰接合部
5. 封头-裙座接合部
6. 壳体-加强圈接合处

b. P_m + 由局部持续荷载产生的薄膜应力：

1. 支耳
2. 接管负载
3. 梁式支架
4. 主要附属构件

次应力 次应力的基本特性是自限性的。正如先前所议，这意味着局部的屈服和较轻的变形可以消除引起发生应力的条件。由于附着部件的容器本体带来的制约，次应力的施加不会引起结构破坏。次平均应力产生在压力容器的主要原件的结合部。次平均应力也是由持续性荷载，而不是由内压或外压产生的。接管上的径向荷载在接管接合处的壳体上产生次平均应力。次应力是应变诱导应力。

如果沿着壳体的长度范围是有限的，那么，不连续性应力就只作为次应力来考虑。第2分篇对此长度施加限制，即该长度为 $\sqrt{R_m t}$ ，在此长度范围内应力为次应力。超出此范围，就认为应力是初始平均应力。对一个圆筒形容器而言，长度 $\sqrt{R_m t}$ 表示在此范围内壳体表现为环形的长度。

对次应力的进一步限制是它们不能在小于 $2.5 \sqrt{R_m t}$ 距离的情况下，靠近其他集中的结构上的不连续点。这个限制是为了消除边缘力矩和力的附加效应。

次应力可以被分成另外的两类应力，薄