

压力容器及其 部件的应力分析

S. S. 吉 尔

原 子 能 出 版 社

20.524

205

压力容器及其部件的 应力分析

S. S. 吉 尔 主 编

藉 荻 历学轼 译

原 子 能 出 版 社

1959 7·5

内 容 简 介

本书对金属压力容器及其部件设计中所出现的结构分析的主要问题进行了比较系统的概括,并以相当篇幅对极限分析、安定分析和外压容器的稳定问题作了介绍。书中较为广泛地收集了英、美等国多年来的研究成果,对各种试验和理论结果的分析对比给予了应有的重视,并提出作者本人的见解。

本书可供石油、化工、电力、原子能等工业中从事压力容器设计、研究工作的人员以及高等院校有关专业师生参考。

S. S. Gill

The Stress Analysis of Pressure
Vessels and Pressure Vessel Components

Pergamon Press, 1970

压力容器及其部件的应力分析

S. S. 吉尔主编

藉荻 历学弼译

原子能出版社出版

北京印刷一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

☆

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ · 印张 $15\frac{3}{8}$ · 字数 410 千字

1975 年 8 月北京第一版·1975 年 8 月北京第一次印刷

印数 0,001—7,200 · 定价: 2.00 元

统一书号: 15175 · 032

译者说明

本书是根据国际机械工程丛书第三卷“The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components”一书翻译而成的。原书由 S. S. 吉尔主编，1970 年初版。

本书对金属压力容器及其部件设计中所出现的结构分析的主要问题进行了比较系统的概括，并以相当篇幅对极限分析、安定分析和外压容器的稳定问题作了介绍。书中较为广泛地收集了英、美等国（主要是英国）多年来的研究成果，对各种试验和理论结果的分析、比较给予了应有的重视，并提出了作者本人的见解。因此，本着毛主席关于“洋为中用”的教导，我们认为本书对从事压力容器设计和研究的有关人员具有一定参考价值。

本书的缺点在于，对近几年来世界各国关于压力容器设计和研究方面的新成果反映还不够充分。此外，对有些问题的叙述似乎不够严格、精练。

原书内容间或有不妥及误植之处，一经发现，均已更正。某些地方，我们加了译注。由于时间及水平所限，译文中不免有许多错误，希望读者批评指正。

在本书翻译过程中，我们曾得到有关设计单位和高等学校的帮助和指导，译者谨向他们表示感谢。

藉 荻 历学轼

一九七三年三月于四川

前 言

压力容器及其组合装置应用于石油、化学、原子能、动力和其它许多工业部门之中。它们也被用于灭火器及医用消毒器中。每年在使用压力容器的工厂和设备方面的投资总额是非常之高的。

最近二十五年间，全世界针对这个课题在研究方面作了巨大努力。许多结果虽然已在各种杂志和专业学会报告集上发表，但有关的教科书（甚至包括关于壳体理论的书籍在内）的数目是比较少的。

本书试图介绍这个课题主要研究成果的梗概，并且希望从对工程设计人员和研究人员都能有所裨益的角度出发，对这些成果加以评述并使之相互联系起来。

设计人员往往按实践中所用的标准或规范的要求进行工作。这些标准和规范通常提出一些作了简化的、规格化的计算方法，这些方法一方面体现出他们安全实践的长期经验，但有时也妨碍他们对本书所提出的课题作更为详尽的分析研究。然而，主张规范不仅应该确定结构的主要尺寸，并应同时使设计人员能对详细的设计进行独立的研究和评价，这样的看法正在日益广泛地为人们所接受。为了不断提高设计质量，这种观点必须予以发展，以适应新的形势，并使负责全面分析的设计人员不致局限于一些法规之中（虽然这些法规是正确制定出来的，它们使规格化的设计得以自动体现过去的良好实践经验）。希望本书能有助于这一观点的发展。

除了书中援引的参考文献之外，为了便于进一步研究，很多章都加了一个补充资料目录。尽管全体作者尽了最大的努力，某些读者仍然可能发现我们遗漏了某些应该列出参考的已经发表的

著作。对所有的参考文献都作援引是不可能的，但如果一些重要的参考文献有所遗漏，我们表示歉意。

在提出一本试图对一个广阔领域内的现有知识进行评述的书籍时，我们知道，事实上它将必然要被新的著作所取代，而且正在本书撰写的时候，新的成果也在不断发表。然而，基本原理和概念是持久不变的，希望工程人员和研究人员，都能在每一章内关于当前情况的评述中找到可供应用和发展的内容。

在原子能工业中，特别在英国，目前正在采用混凝土压力壳。它们的分析提出了一些特殊的问题，在许多情况下与适用于金属容器的分析有所不同，这些问题本书未予讨论。

编者对全体作者以不懈的努力作出他们的贡献，并对他们的密切协作，表示由衷的感谢。

S. S. 吉 尔

目 录

前言

第一章 绪论.....S. S. 吉尔 (1)

第二章 基本原理S. S. 吉尔 (5)

2.1. 旋转壳(6)

2.2. 扁球壳(21)

2.3. 圆柱壳(25)

2.4. 不同几何形状壳体的连接(34)

2.5. 壳体的极限分析(40)

2.6. 安定分析(55)

第三章 压力容器支管.....S. S. 吉尔, F. A. 莱基, R. K. 彭尼 (60)

3.1. 引言(61)

3.2. 球壳的弹性分析(62)

3.3. 球壳径向接管的弹性分析(73)

3.4. 球壳非径向接管的弹性分析(89)

3.5. 圆柱壳径向接管的弹性分析(94)

3.6. 径向圆筒与球壳相贯的安定压力(97)

3.7. 球壳径向接管的极限分析(105)

3.8. 圆柱壳径向接管的极限分析(120)

3.9. 压力容器接管设计(129)

第四章 压力容器封头.....R. L. 克劳德 (139)

4.1. 引言(139)

4.2. 弹性分析(140)

4.3. 塑性分析(154)

4.4. 其它专题——内压和外压下的稳定性, 近似方法,
爆破压力(173)

4.5. 结语(179)

第五章 局部载荷及局部附件.....R. 基钦 (183)

5.1. 引言	(184)
5.2. 圆柱壳上的线载荷	(187)
5.3. 圆柱壳上的矩形载荷区	(194)
5.4. 球壳上的局部载荷	(206)
5.5. 局部附件上因压力引起的应力	(214)
5.6. 对于局部载荷的极限分析	(216)
第六章 法兰..... R. T. 罗斯	(221)
6.1. 螺栓法兰联接的特性	(221)
6.2. 接点的载荷-变形特征	(223)
6.3. 设计方法	(227)
6.4. 锥颈法兰的应力分析	(240)
6.5. 当前的发展	(260)
第七章 光滑弯管和斜接弯管.....R. 基钦	(264)
7.1. 引言	(265)
7.2. 内压作用下的光滑弯管	(267)
7.3. 平面内弯曲情况下的光滑弯管	(268)
7.4. 出平面弯曲情况下的光滑弯管	(278)
7.5. 弯曲和内压联合作用下的光滑弯管	(279)
7.6. 多斜接面弯管——几何形状	(282)
7.7. 多斜接面弯管的平面内弯曲	(285)
7.8. 其它载荷类型下的多斜接面弯管	(295)
7.9. 内压作用下的单斜接面弯管	(295)
7.10. 弯曲载荷作用下的单斜接面弯管	(300)
第八章 压力容器的计算机分析H. 克劳斯	(304)
8.1. 引言	(304)
8.2. 弹塑性分析	(306)
8.3. 其它问题的分析	(322)
附录: 数值方法总结	(328)
第九章 外压容器S. 肯德里克	(337)
9.1. 引言	(338)
9.2. 应力分析	(338)
9.3. 弹性稳定性	(342)

9.4 各种形状缺陷的影响	(392)
9.5. 残余应力	(402)
9.6. 超过弹性极限后的性态	(405)
9.7. 破坏压力的计算	(407)
9.8. 设计原则	(420)
第十章 结构中蠕变影响的确定..... R.K. 彭尼, F.A. 莱基	(431)
10.1. 引言	(431)
10.2. 蠕变规律和弹性应力点的概念	(433)
10.3. 一个分析方法	(440)
第十一章 压力容器中孔带的应力分析.....	
..... F. A. 莱基, R. K. 彭尼	(462)
11.1. 引言	(462)
11.2. 配点法	(463)
11.3. 均匀作用的剪切、叠加法和当量弹性常数	(470)
11.4. 未加强孔的结果	(473)
11.5. 多排加强孔	(478)
11.6. 曲率影响	(481)

第一章 绪 论

吉尔 (S. S. Gill)

本书讨论压力容器及压力容器部件的应力分析。顾名思义，它并不是设计手册一类的书。设计和应力分析是不同的工作范畴。设计过程要用到应力分析，但是它还包括许多别的诸如经济性、安全性、制造问题等等因工业部门而异的问题需要考虑。

本书试图概括在金属压力容器及其部件设计中所出现的结构分析的主要问题。但是，并没有打算一般地确定许用应力、安全系数或载荷系数。处理这类问题理所当然地属于规范拟订当局的专职，有时这些数据是根据对某个特殊设计及其技术效能所作的工程判断而定出的。在应力作用下的材料性能，仅仅在与应力分析有关时才加以规定和讨论。

然而，把各种方法用于设计时，在可能发生的破坏型式和最适宜的分析方法之间，存在着某些明显而重要的联系。弹性分析通常是在不发生屈服的条件下，给出由载荷或压力所引起的应力变化或挠度变化。因此，弹性分析只能给出附加于结构在零载荷下的某种初应力状态之上的应力变化。当疲劳是一种可能的破坏型式以及在计算结构的挠度和刚度时，弹性分析是很重要的。

极限分析涉及由于屈服而使结构发生流动时的载荷或压力的计算。作为一个防止过度变形的准则，极限分析是重要的，同时它也适用于超压试验以及在稳压条件下长期运行的容器。

安定分析¹⁾适用于以高应变疲劳、交替塑性或增量破坏作为设计准则的场合。蠕变和稳定性设计也有它们特有的分析方法，

1) 安定分析 (shakedown analysis)，有的文献称作“适应性分析”，参见 W. Prager《塑性理论——近代成就的概述》，力学译丛，第二辑(1963)。——译者注

将在适当章节加以讨论。

在象本书这样一类的书籍中，要有一个前后完全一致的符号和正负号约定，事实上是不可能的。作者们已经尽可能地试图沿用第二章的符号，但在许多情况下，采用所援引的著作中的符号，显然更为方便。这对读者参阅原著将会有所帮助，但是在对本书各章作对照时应加注意。

因为本书具有评述有关课题所已发表的文献的性质，并且侧重于突出其最重要的方面，略去许多细节在所难免。即使在叙述基本原理的第二章中，平衡方程的详细推导和极限分析定理的正式证明也并未给出。此外，对于在推导方程时用到的各种近似处理，由于在解决实际问题时就能掌握，也感到没有必要以纯粹数学上的严格性加以讨论。许多著名的教科书中都有这些内容，读者可以参考。

第二章比较详尽地叙述了边缘解和壳体连接处协调问题的基本情况，可供数学知识较为欠缺的读者作为了解以后各章中许多较困难问题的基础，

第三章讨论压力容器接管分析。这个课题已经集中地研究了二十多年，而且在本书撰写的时候新的文章还在发表。本章从非旋转对称载荷作用下球壳的详细的弹性分析开始，给出了球形容器中径向接管在压力、推力、剪力和力矩载荷作用下的应力集中系数。对球形容器的非径向接管和圆筒形容器的径向接管也作了考虑。

对于压力、推力、力矩、剪力及联合载荷的情况，叙述了球壳径向接管的安定分析。然后，对有关球形及圆筒形压力容器径向接管的极限分析方面的工作作了概述。最后一节简要讨论各种分析方法在设计上的应用。

压力容器的封头问题在第四章中讨论。首先给出了具有平板封头的圆柱壳的弹性分析，随后讨论碟形封头的弹性分析。然后是平板封头圆筒形容器的塑性分析和碟形封头的塑性分析。所讨论的其它课题是：内压及外压作用下封头的稳定性问题，压力容器

封头分析的近似方法, 以及具有不同形状封头的薄壁圆柱壳的爆破压力的计算。

作用于压力容器接管处以及诸如支承点等等局部附件上的局部载荷在第五章中讨论。在讨论了由作用于圆柱壳表面的径向线载荷所引起的应力问题之后, 对于圆柱壳表面矩形区域承载问题应用对线载荷分析结果进行积分的方法加以考虑, 同时也采用了 Bijlaard 的方法。给出了可供设计应用的数据。

虽然球壳接管局部载荷问题在第三章已经探讨, 这个问题在第五章中针对局部几何形状和局部补强情况作了进一步讨论。用解析方法讨论了球壳上板状和管状支撑及起吊附件问题。

最后一节涉及一个往往被忽视的问题, 即由作用于局部附件上的压力所引起的应力(它通常比局部载荷引起的应力更大), 同时简单地提到了把极限分析应用于局部载荷问题的不安全性。

大多数压力容器和管道都要用法兰联接, 法兰设计包括应力和变形两方面的分析。第六章首先评述法兰联接的特点, 同时着重指出密封垫圈和法兰组件载荷-变形特性的重要性。叙述了三种法兰设计方法, 并相互作了比较。随后一节给出了圆筒形容器和凸形封头的锥颈法兰的应力分析。

光滑弯管和斜接弯管不但本身就是压力容器, 而且在确定由于管道热膨胀所引起的作用于压力壳的反力时, 弯管的柔度是一个重要因素。第七章给出了光滑弯管在内压作用下的分析方法, 然后给出了光滑弯管在平面内弯曲、出平面弯曲以及在压力和弯曲联合作用下的能量分析方法。

斜接弯管问题涉及某些很复杂的几何关系, 本章对此作了详细叙述。随后分析了多斜接面弯管的平面内弯曲问题。第七章以内压和弯曲载荷作用下的单斜接面弯管的研究作为结束。

无疑, 计算机分析方法在当前是极其重要的。本书所述的许多分析方法最终都归结为必须由计算机完成的数值计算工作, 以适应广泛的参数分析的需要。不过, 第八章仅仅通过将壳体方程本身写成适合于用数值方法求解的方式来叙述压力容器的计算机

分析。

壳体的弹塑性分析首先用切线模量-刚度法和热应变法叙述。随后一节讨论数值极限分析，并对有关蠕变问题（在第十章中作更完整的叙述）以及扁平的薄壁压力容器封头内压屈曲问题的计算机分析工作作了概述。最后一节概括了有关旋转体轴对称应力分析方面的工作。所用到的基本的数值方法，即有限差分法和逐段积分法，在附录中叙述。

外压容器的设计和分析涉及许多与内压力容器很不相同的概念。第九章在具有加劲环的圆筒应力分析一节之后，用能量法对弹性稳定问题作了广泛的论述。随后，对形状缺陷和残余应力影响作了讨论。

本章在研究了材料屈服的影响后，接着讨论了计算破坏压力的方法，最后一节提出了某些设计上需要考虑的问题。

第十章讨论确定结构中蠕变影响的问题，开始先叙述各种蠕变规律、应力重分布问题、弹性应力点的概念以及变载荷的处理。对两个例题，即带小孔的板的拉伸和旋转壳的弯曲问题，作了解析处理并给出了求解步骤和若干结果。

最后，第十一章给出了压力容器中孔带的应力分析。仅仅对平面应力问题用配点法作了研究，配点法对这个问题给出了非常满意的结果。这一章包括多排加强孔问题的讨论，并建议了一种处理曲率影响的方法。

第二章 基本原理

吉尔 (S. S. Gill)

目 录

2.1. 旋转壳	6
2.1.1. 旋转壳的几何形状	6
2.1.2. 旋转壳的平衡方程	6
2.1.3. 旋转壳的应变和位移	9
2.1.4. 旋转壳的弹性分析	11
2.1.5. 旋转壳的薄膜解	13
2.1.6. 旋转壳的弯曲以及边缘弯曲解	15
2.2. 扁球壳	21
2.3. 圆柱壳	25
2.3.1. 圆柱壳的平衡方程	25
2.3.2. 圆柱壳的应变和位移	26
2.3.3. 圆柱壳的弹性分析	27
2.3.4. 圆柱壳的边缘解	29
2.4. 不同几何形状壳体的连接	34
2.5. 壳体的极限分析	40
2.5.1. 极限分析定理	42
2.5.2. 屈服准则及结构方程	42
2.5.3. 旋转对称载荷作用下圆柱壳的屈服面 (Tresca材料)	44
2.5.4. 旋转壳的屈服面 (Tresca 材料)	51
2.5.5. 其它屈服面	53
2.6. 安定分析	55
参考文献	57
资料目录	59

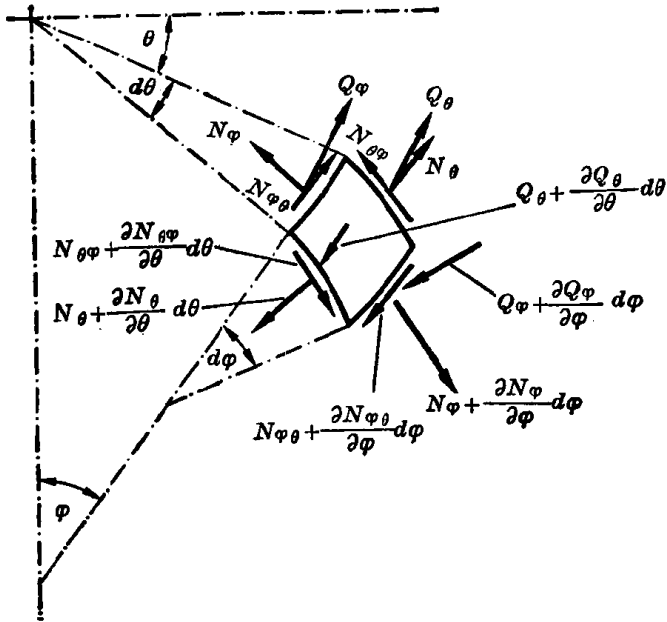


图 2.2

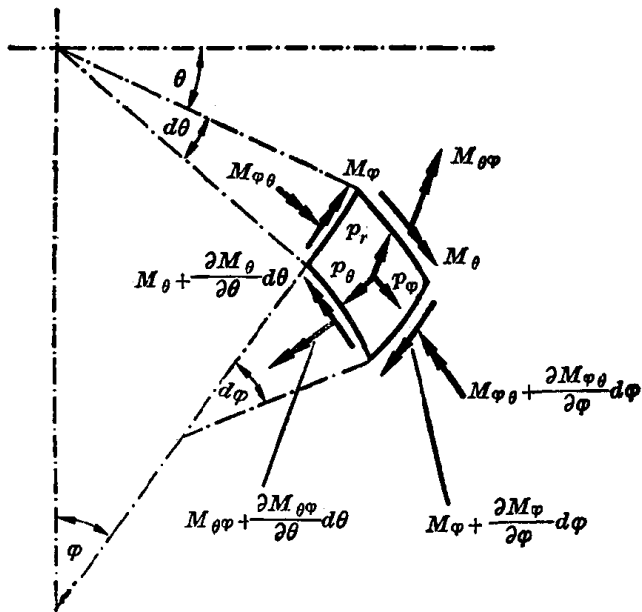


图 2.3

与通常薄壳分析一样, 我们略去了所有可以忽略的垂直于壳面的应力, 因为它们是少量; 同时, 在平衡方程中我们不考虑由于载荷引起的壳体形状的变化。平衡方程的详细推导, 在许多教科书中已有讨论^[2.1-2.4]。

对微元上的内力分解并取矩, 得到六个方程为:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}(r_0 N_\varphi) + r_1 \frac{\partial N_{\theta\varphi}}{\partial \theta} - r_1 N_\theta \cos \varphi - r_0 Q_\varphi + r_0 r_1 p_\varphi = 0, \quad (2.3a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi}(r_0 N_{\varphi\theta}) + r_1 \frac{\partial N_\theta}{\partial \theta} + r_1 N_{\theta\varphi} \cos \varphi - \\ - r_1 Q_\theta \sin \varphi + r_0 r_1 p_\theta = 0, \end{aligned} \quad (2.3b)$$

$$r_1 N_\theta \sin \varphi + r_0 N_\varphi + r_1 \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial}{\partial \varphi}(r_0 Q_\varphi) - r_0 r_1 p_r = 0, \quad (2.3c)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}(r_0 M_\varphi) + r_1 \frac{\partial M_{\theta\varphi}}{\partial \theta} - r_1 M_\theta \cos \varphi - r_0 r_1 Q_\varphi = 0, \quad (2.3d)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}(r_0 M_{\varphi\theta}) + r_1 \frac{\partial M_\theta}{\partial \theta} + r_1 M_{\theta\varphi} \cos \varphi - r_0 r_1 Q_\theta = 0, \quad (2.3e)$$

$$r_0 r_1 N_{\theta\varphi} - r_0 r_1 N_{\varphi\theta} - r_1 M_{\theta\varphi} \sin \varphi + r_0 M_{\varphi\theta} = 0. \quad (2.3f)$$

如果载荷是旋转对称的, 即如果 $p_\theta = 0$, 则显然 $Q_\theta = N_{\theta\varphi} = N_{\varphi\theta} = M_{\theta\varphi} = M_{\varphi\theta} = 0$, 并且 N_θ 和 M_θ 与 θ 无关。平衡方程于是取如下形式:

$$\frac{d}{d\varphi}(r_0 N_\varphi) - r_1 N_\theta \cos \varphi - r_0 Q_\varphi + r_0 r_1 p_\varphi = 0, \quad (2.4a)$$

$$\frac{d}{d\varphi}(r_0 Q_\varphi) + r_1 N_\theta \sin \varphi + r_0 N_\varphi - r_0 r_1 p_r = 0, \quad (2.4b)$$

$$\frac{d}{d\varphi}(r_0 M_\varphi) - r_1 M_\theta \cos \varphi - r_0 r_1 Q_\varphi = 0. \quad (2.4c)$$

由 (2.4a) 和 (2.4b) 消去 N_θ , 我们得到

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\varphi}(r_0 N_\varphi) \sin \varphi - r_0 Q_\varphi \sin \varphi + r_0 r_1 p_\varphi \sin \varphi + \\ + r_0 N_\varphi \cos \varphi + \frac{d}{d\varphi}(r_0 Q_\varphi) \cos \varphi - r_0 r_1 p_r \cos \varphi = 0, \end{aligned}$$