

郝兆星 赵连忠 编著

塑性分析在结构设计中的 应用

SUXINGFENXI
ZAIJIEGOUSHEJIZHONGDEYINGYONG

中航出版社

塑性分析在结构设计中的应用

郝兆星 赵连忠 编著

宇航出版社

内 容 简 介

本书简介了结构极限分析的基本原理、方法、及其主要科研成果，并以液体火箭发动机推力室这种复杂的结构为例说明了该方法的具体应用。

全书共十四章，前三章介绍基本原理，接着三章是介绍旋转对称壳和板方面的有关成果，最后汇集了六篇论文，从工程实际出发具体说明了这种方法在复杂结构上的应用。

本书可供结构强度专业人员，结构设计人员以及大专院校工程力学专业师生参考。

2R67/26

10

塑性分析在结构设计中的应用

郝兆星 赵连忠 编著

责任编辑 王敬春

☆

宇航出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经销

测绘出版社印刷厂印刷

☆

开本：787×1092 1/32 印张：13.75 字数：300千字

1987年11月 第1版第1次印刷 印数：1—3000册

统一书号：15244·0079 定价：2.80元

ISBN7-80034-037-6/TB·010

前 言

极限分析是塑性力学中卓有成效的课题之一。六十年代曾得以迅猛发展。我国的不少学者在这方面作出了许多值得赞赏的成就。特别是在工程实践领域里,用极限分析法完成了各种复杂结构的强度校核和设计,可以毫不夸张地说我国学者和工程技术人员在这方面作出了一定的历史性贡献。但很遗憾,这些工作整理成文的不多,著书立说予以发表的就更不多见了。从这个意义上讲,我们的工作是一次大胆的尝试。

这本书向读者扼要地介绍了极限分析的基本原理、历史和现状,并着重通过实例介绍作者解决复杂工程实际问题的方法。作者希望这本书对工程师是一本手册性读物,而对有关学科的研究人员则是交流经验,介绍体会以达到提高解决实际问题的能力。

本书力求理论上完整,多数结论通过试验加以验证。从观察试验入手,并在理论分析上予以概括,总结再经试验验证,这是本书的一个特点。

书中收集的几篇论文是作者以往的工作报告的汇集,综合和提高。诚然,近年来有关力学的方法和手段有了很大的发展,但是,我们认为,科技领域的长河源远流长,各种机理和方法的探求永无竭尽,已经作过和完成的工作只能为更高一级的探索奠基,但愿我们的工作能起一点这样的作用。

由于作者水平不高和工作的局限性,片面和错误很难避免、欢迎批评指正。

本书初稿承钱令希、杨南生、李康先等同志提出宝贵意见，特借此机会致谢。还感谢航天部的同志们，他们为此项工作作了大量的工作，给予了大力支持，提出了许多宝贵意见。在此一并致意。

作 者

一九八四年三月二十日

目 录

第一部分 壳体极限分析的一般原理

第一章 结 论	3
§ 1-1 引 言.....	3
§ 1-2 历史概况.....	4
§ 1-3 材料的条件应力—应变曲线.....	5
§ 1-4 材料的真实应力—应变曲线.....	9
§ 1-5 屈服条件和塑性流动规律.....	14
§ 1-6 极限分析方法的优点及局限性.....	18
参考文献.....	24
第二章 壳元素的屈服条件	26
§ 2-1 旋转壳的基本知识.....	26
§ 2-2 壳元素的屈服条件及流动规律.....	32
§ 2-3 “弱作用”屈服条件.....	37
§ 2-4 分段线性化的屈服条件.....	41
参考文献.....	46
第三章 极限分析的基本方法	48
§ 3-1 极限分析的上、下限定理.....	48
§ 3-2 利用上、下限定理求结构的承载能力.....	51
§ 3-3 极限分析的能量法.....	52
§ 3-4 极限分析中的一般变分原理.....	57
参考文献.....	60

第二部分 工程上常见板、壳的承载能力

第四章 轴对称板	63
§ 4-1 轴对称板的基本方程.....	64
§ 4-2 简支圆板.....	65
§ 4-3 固支圆板.....	68
§ 4-4 环板.....	70
§ 4-5 悬臂式圆板.....	74
§ 4-6 其他形式的圆板.....	77
§ 4-7 轴对称板的最小重量设计.....	79
参考文献.....	84
第五章 圆柱壳	86
§ 5-1 承受环向集中载荷的圆柱壳.....	87
§ 5-2 圆柱壳的一端承受不同形式载荷的情况.....	92
§ 5-3 承受均布压力、无轴向载荷的圆柱壳.....	96
§ 5-4 在均布压力和环向集中载荷作用下的圆柱壳.....	99
§ 5-5 承受均布压力与轴向载荷的圆柱壳.....	102
§ 5-6 圆柱形水池.....	110
§ 5-7 加肋圆柱壳.....	114
§ 5-8 圆柱壳最小重量设计.....	128
参考文献.....	144
第六章 压力容器封头	146
§ 6-1 球形封头.....	146
§ 6-2 中心开孔的球形封头.....	165
§ 6-3 三心形壳封头.....	168
§ 6-4 圆锥壳.....	185
§ 6-5 压力容器封头最小重量设计.....	204
§ 6-6 环壳承载极限分析.....	210
参考文献.....	212

第三部分 极限分析方法在液体火箭
发动机强度计算中的应用

第七章 发动机推力室的结构和受力分析	218
§ 7-1 推力室的结构特点和工作状态.....	218
§ 7-2 推力室主要受力部件的力学模型简化.....	222
参考文献.....	225
第八章 用小弹塑性理论与极限分析法计算发动机燃烧 室承载能力	226
§ 8-1 不计轴力的筒形燃烧室承载能力计算的小弹 塑性方法.....	227
§ 8-2 计入轴力的筒形燃烧室承载能力计算的小弹 塑性方法.....	232
§ 8-3 用极限分析方法确定燃烧室的承载能力.....	239
参考文献.....	244
第九章 燃烧室的总承载能力	245
§ 9-1 结构简化与力学模型.....	246
§ 9-2 总承载能力计算.....	248
§ 9-3 分析与讨论.....	263
参考文献.....	268
第十章 大开口球形顶盖	269
§ 10-1 均布压力作用下的固支边界大开口球形顶盖.....	269
§ 10-2 均布压力作用下的简支边界大开口球形顶盖.....	280
§ 10-3 集中载荷作用下的大开口球形顶盖.....	282
§ 10-4 集中载荷与均布压力联合作用下的大开口 球形顶盖.....	288
§ 10-5 不同载荷作用和不同边界下的大开口球形 顶盖的承载能力.....	289
§ 10-6 集中载荷作用下的大开口球形顶盖的破坏试验.....	297
参考文献.....	299

第十一章 均布压力作用下的大开口三心形顶盖	300
§ 11-1 均布内压作用下的大开口三心形顶盖	300
§ 11-2 数值计算	315
§ 11-3 三心形顶盖的破坏试验	323
参考文献	330
第十二章 轴向集中载荷作用下的截锥壳最小重量设计	331
§ 12-1 承受轴向集中载荷的等厚截锥壳的承载极限分析	331
§ 12-2 承受轴向集中载荷作用的截锥壳的最小重量设计	337
§ 12-3 承受轴向集中载荷作用的线性变厚截锥壳 最小重量设计	339
§ 12-4 承受轴向集中载荷的用经向肋加强的截锥 壳最小重量设计	343
§ 12-5 轴向集中载荷与均布压力联合作用时截 锥壳的承载能力	348
§ 12-6 破坏试验和分析	352
§ 12-7 数值计算举例	364
第十三章 喷注器盘的承载能力	368
§ 13-1 喷注器盘的力学模型	368
§ 13-2 简支双层圆板的承载能力	373
§ 13-3 简支喷注器盘的承载能力	375
§ 13-4 固支双层圆板的承载能力	379
§ 13-5 固支喷注器盘的承载能力	383
§ 13-6 具有环状加强肋的喷注器盘的承载能力	397
第十四章 管束式喷管的承载能力	403
§ 14-1 管束式柱壳的液压破坏试验	403
§ 14-2 管束结构的屈服条件	411
§ 14-3 管束喷管的极限分析	416
§ 14-4 屈服弯矩为常量的喷管承载能力	419
§ 14-5 屈服弯矩计入膜力影响的喷管承载能力	425
§ 14-6 周向具有加强肋的喷管承载能力	431

第一部分

壳体极限分析 的一般原理

第一章 绪 论

§ 1-1 引 言

强度分析和强度设计是结构设计的一个重要组成部分。对于大型结构，如船舶、飞机，要求结构灵巧，对于使用特种钢材的高压管路和容器要求合理地使用材料，特别是航天器结构，对重量更是提出了特别苛刻的要求。因而，上述工程的实际结构中，各部件的工作状态局部地工作在材料的塑性区域，或整体地临近塑性范围，应该被认为是合理的。这一观点已被大多数工程设计人员所公认，并且已逐渐地用于实际。他们在解决结构的灵巧与其重量矛盾的安全设计中，有时是通过合理的力学计算，而更经常的是凭借经验运用塑性力学知识（如参照各种设计规范）。强度设计的力学性能计算应主动地适应这些特点。

但是，一般塑性理论，由于其数学方程的非线性，特别是由于材料变形规律的复杂性，往往使得有些问题困难到不能得其解。由于解题很困难，更由于工程实际的需要，迫使人们去寻求另外的途径。对塑性变形规律可作一些必要的假设、简化，如略去材料变形的弹性部分和硬化阶段，使之“刚一塑性”理想化。材料变形规律作如此的简化，使得解题的方法具有了独到之处。极限分析和极限设计就是基于此理，它是近代塑性力学中具有实际意义的而又卓有成效的课题之一，是实用塑性力学的重要分支。

由极限分析方法可计算结构的承载能力，而且，还可由给定的外载荷和一些其它条件（如结构的几何形状和尺寸）设计出最优结构（如重量最小）。前者称之为极限分析，后者称之为极限设计。这些方法比弹性力学中计算应力分布和变形分布要容易得多。而所得结果却能反映结构的整体性质。极限分析还有一个重要结论，就是初始应力，残余应力、温度应力与极限承载能力无关。由于这些原因，极限分析深受设计人员的欢迎。

如上所述，材料力学性能理想化了，使得问题得以大大简化，但这类问题仍有其特殊性，需要探讨其一般的规律，运用特殊的技巧，为此专门建立了一套理论和方法，成为塑性力学的重要分支，这便是极限分析方法^[1.1]。

§ 1-2 历史概况

极限分析方法，首创于本世纪的二十年代，发展一直缓慢，而且多限于一维结构方面的研究。到了四十年代末期，极限分析的上限定理，下限定理得以证实，这时，板、壳结构的极限分析才得以充分开展。到了五十年代，板、壳的极限分析竟在国外形成研究的高潮^[1.2-1.4]。

首先是依留申(Илюшин)，阿纳特(Onat)，普拉格(Prager)，霍奇(Hodge)等人研究了旋转轴对称壳体元素广义屈服条件，进一步，为了简便，又有人提出了各种简化屈服条件。霍奇提出了“双矩弱作用屈服面”和“理想夹层屈服面”。这两种屈服面具有线性化和分段线性化的特点^[1.5]。他的工作在简化屈服面方面具有代表性。此后，大多数工程中常见的旋转对称壳的极限承载能力计算得到了近似

解。(上限解, 下限解和相应于近似屈服条件的完全解。)

我国在这方面工作起步较晚, 直到六十年代初期才开展起来, 但在短期之内却取得了许多可喜的成果。近似屈服面方面的研究, 以曲圣年的工作为代表, 他从壳体力素的广义屈服面出发, 研究了屈服条件的上限和下限, 简明地估算了近似屈服条件的误差, 从而成功地计算了一些壳体结构承载能力的上限解和下限解^[1.5-1.6]。另一方面的工作, 则是从能量法出发, 运用材料原始的精确屈服条件, 借助于经验和典型的模拟试验, 合理地选择结构的破坏形式, 寻求尽可能低的承载能力的上限解。这方面工作以钱令希等人的工作为代表, 相当成功地计算了十多种常见旋转对称壳的极限承载能力, 扩大了研究壳体极限分析的范围^[1.7-1.8]。相应于上述基本方法和机理研究, 工程实践中的一些具体问题也逐渐得以解决。如三心形顶盖、锥壳、加肋圆柱壳等结构的承载能力均获得近似解^[1.9-1.13]。

此后, 工程中常见壳体的极限承载能力计算问题按工程精度要求已经基本上解决了。近年来, 相信这方面又有一些新的成果, 若能把这些成果适当分类, 明确使用范围, 绘制成曲线和图表, 工程技术人员是十分欢迎的。虽然, 由于有限元素法, 断裂力学和计算技术的迅猛发展, 为结构的强度计算提供了有力的工具, 但是, 由于极限分析方法所具有的独特优越性, 仍不失为工程实践中有力的工具。

§ 1-3 材料的条件应力—应变曲线

研究材料的塑性规律必须研究材料的应力—应变曲线。

材料的应力—应变曲线是由该材料制成的标准拉伸试件经拉伸试验得出。通常，这种试验对不同材料可以得到不同形式的拉伸曲线。软钢，以20号钢为例，其拉伸曲线示于图1-1a；不锈钢作为另一形式的代表，其拉伸曲线示于图1-1b。

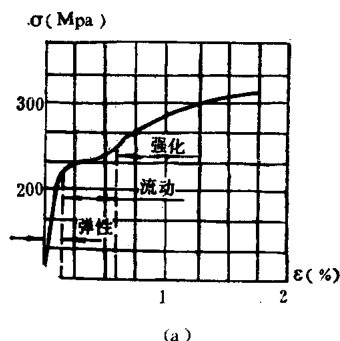


图 1-1a 20号钢 σ - ε 曲线

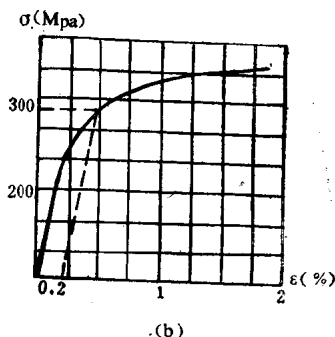


图 1-1b 不锈钢 σ - ε 曲线

$$\sigma = \frac{P}{F} \quad (1-1)$$

$$\varepsilon = \frac{L - L_0}{L_0} \quad (1-2)$$

σ 、 ε 分别称为条件应力和条件应变，习惯上，一般称应力和应变。式中 P 为施加于拉伸试件的轴向力， F 为试件的断面面积， L 为试件变形后长度， L_0 为试件变形前长度。

在应力—应变图上，应力与应变均从零点初始位置开始，起初有一直线阶段。随后有几个曲线阶段的变化。对于图1-1a这种材料，从图中可以看出，整个拉伸试件变形过程大致可分为五个阶段。

1. 正比阶段

这对应于应力—应变曲线的直线段。直线段的顶点所对应的应力称为材料的比例极限。

2. 弹性阶段

按加载顺序，在比例极限稍后则是弹性极限。在比例极限和弹性极限之间，应力—应变曲线比较正比阶段有些弯曲。在弹性极限以前，如果卸载，变形可以回到零点。

3. 屈服极限

在弹性极限稍后，应力增长到某一值时，如继续加载，应力几乎不变，而变形却急剧增加，这种现象称为屈服或流动。相应的应力称为屈服应力或屈服极限。

由于一般材料的比例极限，弹性极限，屈服极限紧紧相邻，相差不大（通常在结构塑性分析中对比例极限和弹性极限不作深入研究）文中以后统称之为屈服应力用 σ_s 表示。

4. 强化阶段

变形经过屈服阶段之后，材料又增强了抵抗变形的能力。为使材料继续变形就需要增加对试件的拉力，这种现象称为强化。强化阶段的最高点所对应的应力称为材料的强度极限。强度极限是材料所能承受的最大应力。

5. 局部收缩阶段

在强化阶段最高点之后，即强度极限之后，试件某一范围内横截面面积显著减小，产生所谓颈缩现象。在颈缩现象之后，继续拉伸试件，载荷则迅速减小，直至试件断裂。

对于图1-16这种类型的应力—应变曲线，没有明显的屈服极限，即没有明显的第三阶段的出现。这时则人为地将残余应变为0.2%所对应的应力定义为屈服极限。在超过弹性阶段，当卸载之后，应变不再回到零点，而是某一定值，称为残余变形，意为不可恢复的变形。在应力—应变曲线上，

试验表明，卸载路径平行于加载时的正比阶段。因而残余变形为0.2%是易于在图1-2b上找到的。

因为加载与卸载，应力—应变曲线有不同路径，使得塑性变形的应力，应变之间没有单值关系。这就是说，应力和应变之间的关系依赖于加载路径。这增加了一般塑性力学的复杂性。

在极限分析中，首要问题是将材料的应力—应变关系进行简化。在各种简化中，最简单，最常用的一种是所谓“理想刚—塑性”简化。它是略去了材料变形中的弹性变形部分和材料变形硬化阶段而理想化了的应力—应变关系。这种应力—应变关系如图1-2所示。图1-2a表示某种材料真实的应力—应变曲线。图1-2b表示理想的线性硬化刚—塑性简化的应力—应变关系。图1-2c则表示理想刚—塑性简化的应力—应变关系。

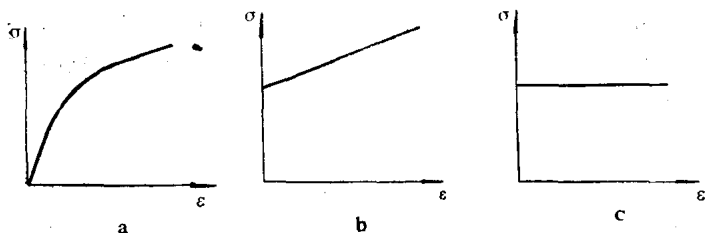


图 1-2

实践证明，材料应力—应变关系的这种简化不仅为分析带来了极大方便，而且对大多数结构钢而言，所得极限分析结果具有足够的工程近似精度。