

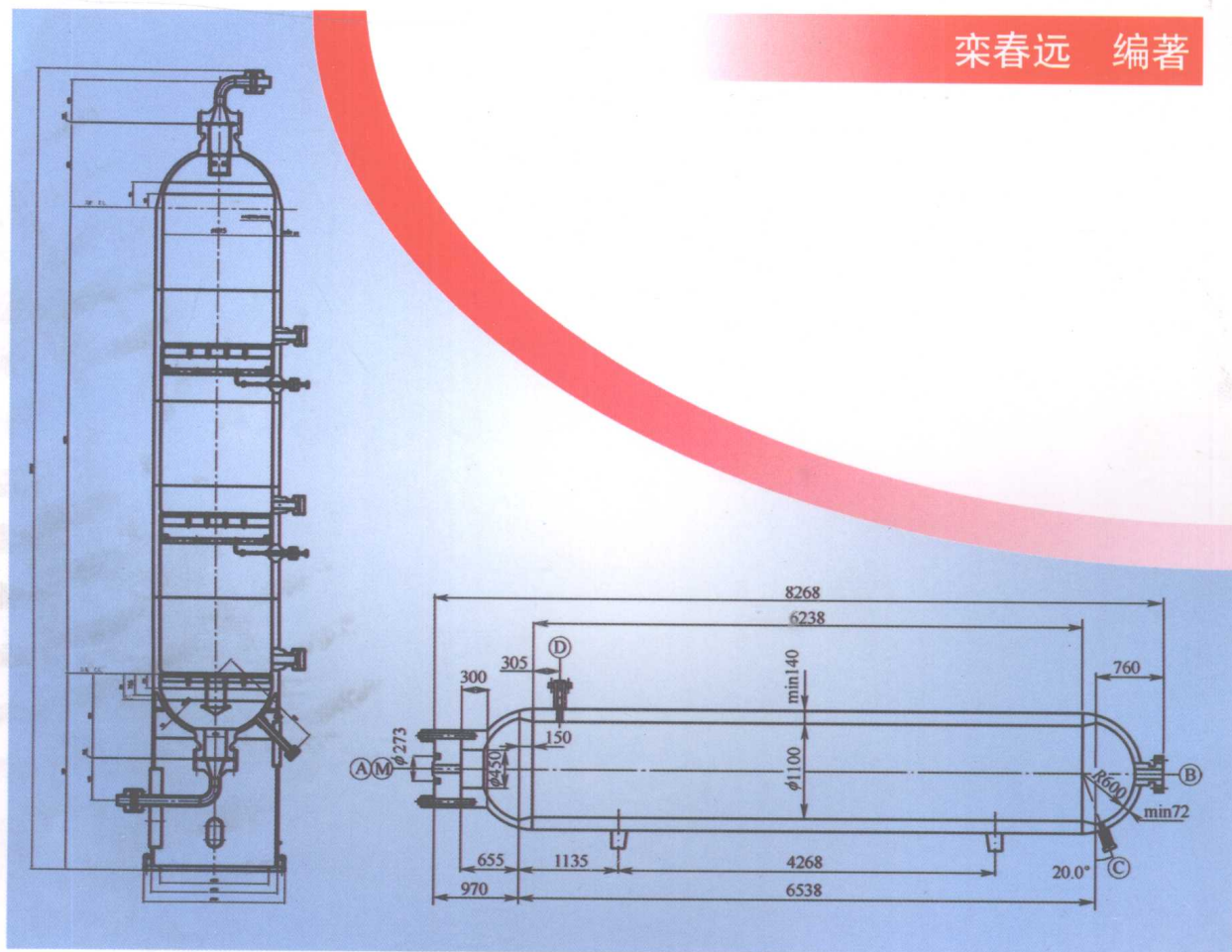
万水
ANSYS 技术丛书

压力容器

ANSYS

分析与强度计算

栾春远 编著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

万水 ANSYS 技术丛书

压力容器 ANSYS 分析 与强度计算

栾春远 编著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

内 容 提 要

本书 ANSYS 分析部分, 以在用的热壁加氢反应器和高压空气储罐为例完整地介绍压力应力分析、热分析、热应力分析、耦合分析和疲劳分析全过程, 其中包括压力容器分析设计人员关注的问题: 按 ASME-VIII-2 的应力分类识别和提取 ANSYS 生成的结果进行应力叠加法和耦合法的应力强度评定。作者给出 ANSYS 分析的点滴技巧和经验, 详见第 6、7、8 章。

本书强度计算部分, 详见第 1、2、3、4、5、9 章。强度计算部分给出的计算规范超出 ASME-VIII-1 和 GB150 的应用范围: 如第 1 章稳定计算的现代方法, 不考虑椭圆形封头加工减薄量的规定, $\alpha_1 > 70^\circ$ 锥形封头壁厚的计算等; 第 3 章圆筒或锥壳的开孔率可达 1.0 的大开孔补强计算; 第 4 章低循环疲劳强度计算规范比 ASME-VIII-2 的功能强大; 第 5 章有色金属容器的计算疲劳曲线和相应规定更是难得的所需设计规范; 第 9 章的规范可填补我国便于手算求解接管与壳体相贯处应力计算规范的空白; 第 2 章塔式设备的强度计算是俄罗斯的新标准。书中作者还给出多个例题说明标准的使用。采用上述规范的有关公式, 使用 GB150 的钢号和许用应力, 计算结果偏于保守, 且解决了 GB150 目前不能提供的相应规范和方法问题。

本书可供压力容器设计、检验和使用环节的工程技术人员参考, 也可供大专院校过程装备专业、锅炉专业和压力容器相关专业的师生参考, 对压力容器标准规范的理论研究也有参考价值。

图书在版编目 (CIP) 数据

压力容器 ANSYS 分析与强度计算 / 栾春远编著. —北京:
中国水利水电出版社, 2008

(万水 ANSYS 技术丛书)

ISBN 978-7-5084-5918-9

I. 压… II. 栾… III. ①压力容器—有限元分析—应用程序, ANSYS②压力容器—强度—计算 IV. TH49

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 148426 号

书 名	万水 ANSYS 技术丛书 压力容器 ANSYS 分析与强度计算
作 者	栾春远 编 著
出版 发行	中国水利水电出版社 (北京市三里河路 6 号 100044) 网址: www.waterpub.com.cn E-mail: mchannel@263.net (万水) sales@waterpub.com.cn
经 售	电话: (010) 63202266 (总机)、68367658 (营销中心)、82562819 (万水) 全国各地新华书店和相关出版物销售网点
排 版	北京万水电子信息有限公司
印 刷	北京蓝空印刷厂
规 格	184mm×260mm 16 开本 22 印张 546 千字
版 次	2008 年 10 月第 1 版 2008 年 10 月第 1 次印刷
印 数	0001—4000 册
定 价	55.00 元

凡购买我社图书, 如有缺页、倒页、脱页的, 本社营销中心负责调换
版权所有·侵权必究

前 言

本书包括压力容器 ANSYS 分析与强度计算两部分内容。

本书的特点是，采用美（ASME-VIII-1、ASME-VIII-2）俄（ГОСТ14249、ГОСТ 24755、ГОСТ 25859 等），或中（GB150，JB4732）俄压力容器标准规范的优势互补，采用压力容器 ANSYS 分析，采用某些规范比 ANSYS 分析过程还要简便的手算方式，来进行压力容器的设计计算。

在 ANSYS 分析方面，本书完整地给出有代表性的热壁加氢反应器的压力应力分析、热分析、热应力分析和耦合分析，高压空气储罐的疲劳分析，包括设计条件，建立几何模型，有限元模型，施加边界约束、载荷及求解，查看分析结果（变形和节点应力强度），设置路径，线性化处理，最后给出分析设计人员最关注的问题：按 ASME-VIII-2 的应力分类识别和提取 ANSYS 分析结果进行应力叠加法和耦合法的应力强度评定。书中还给出 ANSYS 分析的点滴技巧和经验，及高压空气储罐自由网格与映射网格求解结果的比较。作者用 ANSYS 分析数据说明增大加氢反应器的热箱高度能降低热箱右圆角区的总热应力强度，这是最经济的有效方法。本书介绍了美国休斯顿应力工程顾问公司关于螺栓孔或内螺纹孔的存在导致法兰刚度降低，并给出法兰刚度减弱系数的确定方法。

高压空气储罐接管的疲劳分析中，半球形封头上的接管，采用 ASME-VIII-2 的应力指数法；圆筒上的接管，因超过应力指数法的尺寸限制，改用 ГОСТ 25859 钢制容器及设备低循环疲劳强度计算的规范和方法，它没有尺寸结构限制。这两种规范的手算方式均比接管与壳体相贯处 ANSYS 三维分析过程简便。ANSYS 分析的内容详见本书第 6、7、8 章。

在强度计算方面，将介绍比 ASME-VIII-1、GB150 有某些优势的俄罗斯压力容器最重要的基础标准和指导性文件，其规范有如下特点。

1. 在中、美、俄三国压力容器标准规范中，唯有 ГОСТ14249 容器及设备强度计算的规范和方法（见第 1 章）所确定的屈服极限的安全系数和强度极限的安全系数最低，暂从 ГОСТ14249-80 算起，屈服极限的安全系数 $n_r = 1.5$ ，强度极限的安全系数 $n_B = 2.4$ ，执行至今已有 20 多年。2000 年，ASME-VIII-1 将强度极限的安全系数由 4.0 降到 3.5^[1]，这是过去 50 年中强度极限的安全系数第一次降低。ASME-VIII-2-2007，将强度极限的安全系数由 3.0 降低到 2.4，这时该标准的强度极限安全系数才与 ГОСТ14249 相同。与我国规范确定的安全系数比较见下表，其 n_B 比我国的分析设计标准还要低。安全系数体现了技术进步，它综合了安全性与经济性的考虑。因此，在国际压力容器竞争中它是有竞争力的指标之一。

安全系数	ГОСТ 14249	GB150	JB4732
n_r	1.5	1.6/1.5（高合金钢）	1.5
n_B	2.4	3.0	2.6

2. 容器及设备元件强度计算的公式均基于极限载荷法，也就是说，除法兰连接的强度计算之外，所有受压元件强度计算公式都是采用极限载荷法推导出来的（见第 1 章第 2 节圆筒、封头和平盖计算公式的推导），由塑性极限分析得到的结果与 GB150 采用弹性失效准则，第一

强度理论，薄壁中径公式推导结果，如圆筒、封头的计算公式，完全相同。这是一种可靠的简便方法。将极限载荷控制在允许的范围内，则压力容器结构和元件能安全可靠地使用，所定的安全系数将更能反映结构和元件具有的实际安全程度，也更能充分利用材料的塑性性能潜力。

这部分内容国内少见，对理论研究和标准研究均有重要的参考价值。

3. 稳定计算的现代方法是，将弹性范围内的临界应力与超过弹性极限的临界应力综合在一个解析式中（见第1章第3节公式的由来），GB150与ASME-VIII-1一样，没有解决这一问题，而是采用两次查图分别取值（A、B），最后计算许用外压力的方法。因此，可用ГОСТ14249圆筒的许用外压力1个公式解决GB150要4个公式才能解决的弹性失稳长圆筒、弹性失稳短圆筒、非弹性失稳短圆筒和刚性圆筒等4种圆筒的外压计算（见第1章第5节【例2】）。压力容器工程技术人员使用ГОСТ14249对圆筒和锥壳分别给出的许用外压力、许用轴向压缩力、许用弯矩和许用横向力计算公式，以及它们联合载荷作用下的稳定校核公式，对于凸形封头，给出的许用外压力的计算公式，不用查图取值，完全能解决壳体稳定工程计算的各种问题。

ГОСТ14249的其他规定：如计算冲压成形的椭圆形封头，如果封头折边区的减薄量不超过计算厚度的15%，不考虑 c_3 ，就是说，标准允许椭圆形封头在折边区有小于计算厚度15%的减薄量存在，见第1章【例3】；以椭圆形和半球形封头直边高度的判别式，决定与圆筒连接的封头厚度的规定，椭圆形封头厚度可以小于与其连接的圆筒厚度； $\alpha_1 \leq 70^\circ$ 锥壳过渡段计算； $\alpha_1 > 70^\circ$ 锥形封头的计算等，这些都是GB150没有或超出其范围（对于锥壳 $\alpha \leq 60^\circ$ ）的规定，体现了先进的技术水平。作者给出 $\alpha_1 = 75^\circ$ 锥形封头的壁厚计算，见第1章【例4】。

4. ГОСТ 24755 容器及设备开孔补强计算的规范和方法（见第3章），它的先进的技术水平在于：第一，开孔率最大，就是说，设置在圆筒或锥壳上的接管内径可等于被开孔的圆筒内径或开孔处锥壳内径，即开孔率为1.0，这是世界主要国家的压力容器标准中开孔率指标最大的开孔标准规范，开孔率比较见下表。第二，ГОСТ 24755也是采用面积法补强，因为该标准规定了“壳体在有多余壁厚条件下不要补强的开孔计算直径”，所以所需补强面积要减去不要补强的开孔计算直径所占据的面积。因此，所需补强面积要比GB150规定值小。GB150规定的所需补强面积中仍然埋藏且没有挖掘出来不要补强的开孔计算直径所占据的补强面积。从节约钢材来看，这是有很大经济效益的技术措施。在本书第3章第3节的【例2】中，作者以圆筒 $D_1=2400\text{mm}$ ，设置开孔接管内径 $d=2200\text{mm}$ ，开孔率为0.916，超过GB150规定的大开孔补强计算为例，来说明标准的使用。

开孔率		ГОСТ 24755	GB150	ASME-VIII-2 JB4732
圆筒、锥壳	d/D_1	≤ 1.0	$D_1 \leq 1500, d/D_1 \leq 0.5, \text{且 } d \leq 520$ $D_1 > 1500, d/D_1 \leq 0.33, \text{且 } d \leq 1000$	≤ 0.5
凸形封头		≤ 0.6	≤ 0.5	

该标准附录给出斜接管、切向接管等多种单个开孔补强和联合补强的图例及补强计算规定，允许在椭圆形封头和半球形封头的边缘区域开孔，且没有限制条件。

5. 低循环的概念是，载荷循环次数为 $10^3 \sim 5 \times 10^5$ 。对于低循环疲劳强度计算，俄罗斯压力容器专家不遵循ASME-VIII-2的设计疲劳曲线的理论公式（见第4章理论公式的由来），认为该公式中的断面收缩率 ψ 数据分散，而是在此基础上开发出本国的计算疲劳曲线的实用理论

公式，载入 ГОСТ 25859（见第 4 章）。该标准有四大功能：一是已知许用应力 $[\sigma]$ 、许用压力 $[p]$ 和操作压力波动范围 Δp ，按表 4.3-1 查得考虑焊接形式的系数 ξ ，按表 4.3-2 查得考虑局部应力的系数 η 后，按图 4.3-1 至图 4.3-3 查得许用压力循环次数，没有结构尺寸限制，比应力指数法简便，见第 4 章第 4 节【例 2】和第 8 章第 6 节；二是低循环疲劳强度的简化计算，直接给出应力幅的计算公式，查计算疲劳曲线图，或计算许用循环次数；三是低循环疲劳强度的精确计算，按板、壳、环、梁理论计算所考虑点的主应力，按给定公式计算应力幅，应力幅就是最大应力范围乘以“有效应力集中系数”的一半，最后可按疲劳曲线图或直接计算许用循环次数；四是能解决设计的循环次数超过 10^6 的疲劳分析问题，如 HDPE 产品出料罐和吹出罐，按设计的循环次数 6.7×10^6 计算许用应力幅 $[\sigma_A] = 65.3 \text{ MPa}$ ，再将每个考虑点的应力幅 $\leq [\sigma_A]$ ，满足设计要求，不用外推 ASME-VIII-2 的设计疲劳曲线就能解决工程设计问题（见第 4 章小结）。显然，ГОСТ 25859 的功能比 ASME-VIII-2 疲劳分析部分的功能强大，后者只能查图确定许用循环次数，且没有前者给出的一、二、四等三项功能。另外，JB4732 规定，用理论的、实验的或有限元应力分析方法确定应力集中系数来评价局部结构不连续效应，而该标准却给出有效应力集中系数的计算公式，可直接采用。本书第 5 章还编入了指导性文件中载有的铝合金、铜、黄铜、钛、钛合金的计算疲劳曲线及其有关规定，这是非常珍贵且难得的所需设计规范，足够工程使用。该规范指出铝制容器及设备在低循环载荷作用下不须进行疲劳分析。

6. 俄罗斯压力容器标准，一是沿用 ГОСТ 标准，二是制修订新标准。俄罗斯国家标准是在 ГОСТ 之后加 Россия 的第一个字母 P，再加标准号和年号组成。如 ГОСТ P 51273-99 塔式设备风载荷及地震载荷的计算，ГОСТ P 51274-99 塔式设备强度计算的规范和方法，均是对 ГОСТ 24756-81 和 ГОСТ 24757-81 的修订，详见本书第 2 章。塔式设备的稳定计算采用 ГОСТ14249 给出的稳定计算的现代方法。为了便于比较，作者按 JB/T4710 标准释义中的例 1 和例 2 的数据，采用 ГОСТ P 51273 给出的等截面塔和变截面塔自振周期计算公式，按标准规定简化近似计算与例题计算，虽然计算旅途不同，但结果相同，强度计算和稳定计算的结果详见第 2 章的例题。这两项新标准为我国压力容器设计人员提供一种塔式容器规范选择的可能，且不考虑按 JB/T4710 要求确定的，诸如“设计基本地震加速度，场地土类型，地震分组，地面粗糙度”等，对我国塔式容器标准研究也有重要的参考价值。

7. 第 9 章 PД 26-16 容器及设备接管与壳体相贯处的应力计算方法，是世界各主要国家的压力容器规范中均没有创立的规范。它可填补我国便于手算求解接管与圆筒、锥壳、椭圆形封头和半球形封头相贯处（或带嵌入式焊接环，或带补强圈）应力计算规范的空白，是展现给压力容器分析设计人员解决接管疲劳分析的非常有用的工具。作者给出例题，指出接管疲劳分析的手算步骤。

В.И.拉奇科夫（В.И. Рачков）博士是莫斯科化工机械制造科学生产联合体、全俄化工机械制造科学研究设计院（НИИХИММАШ）的，全俄著名的压力容器强度专家，是多项标准的主编人。作者与他和该院的 В.А.Заваров 院长有多次书信交流，在此感谢他们的真诚帮助，并在标准中加注 В.И. Рачков 的提示。

压力容器设计人员采用本书第 1、2、3、4、5、9 章强度计算的有关公式，使用 GB150 的钢号和许用应力，计算结果偏于保守，且解决了 GB150 目前不能提供的相应规范和方法的问题。

GB150/3.4.4 条有关液柱静压力的规定，它的出处就是 ГОСТ14249/1.2.2 条。只要考虑

两条：一是允许椭圆形封头在折边区有小于计算厚度 15% 的减薄量存在；二是从所需补强面积中减去不要补强的开孔计算直径所占据的补强面积。我国每年将为压力容器制造节约大量钢材。

作者认为：从 ANSYS 分析与强度计算的关系来看，采用第 1 章 ГOCT14249 给出的稳定计算的现代方法，不必进行 ANSYS 稳定性分析；采用第 3 章 ГOCT 24755 进行超标大开孔补强计算，不必对开孔区域进行 ANSYS 应力分析；对于容器及设备的应力分析，首选的是采用规范给出的某些元件，或组合元件的边缘载荷+压力联合作用的应力分析（不含峰值应力），对于疲劳分析，首选的是采用规范给出的某些结构最大的名义弹性应力的计算（如第 4 章 ГOCT 25859 附录），或者按规范给出的基本元件、组合元件的应力分析解，再计入 ГOCT 25859 给出的有效应力集中系数，求得应力幅，或采用 ГOCT 25859 的功能解决低循环疲劳强度计算，也不必进行 ANSYS 疲劳分析；由于压力容器结构材质复杂，均为非标设备，规范给出的应力分析解只是有限的典型结构，在 JB4732 或 ASME-VIII-2 中找不到适用于自己设计的组合壳体结构应力分析解，则采用不可替代的 ANSYS 分析，它能给出总应力强度最大值的节点所在位置；对于接管的疲劳分析，一般要进行三维 ANSYS 分析，并不简便，所以选择次序是，ASME-VIII-2 给出的应力指数法（简单且偏保守，有尺寸结构限制），PД 26-16 方法（精确，有尺寸结构限制），ГOCT 25859 和接管与壳体相贯处 ANSYS 分析。见第 8 章，接管疲劳分析的手算方法与壳体 ANSYS 疲劳分析配合使用，这是解决工程问题的一种好方法，是美国休斯顿应力工程顾问公司常用的方法。

压力容器设计人员选用国内外先进的压力容器标准规范，没有限制。

本书可供压力容器设计、检验和使用环节的工程技术人员参考，也可供大专院校过程装备专业、锅炉专业和压力容器相关专业的师生参考，亦可作为 ANSYS 分析样例和设计计算手册使用。

由于作者水平有限，对书中的错误，敬请专家和读者给予指正。

作者
2008 年 8 月

目 录

前言

第 1 章 容器及设备的强度计算	1
第 1 节 概述	1
第 2 节 采用极限载荷法推导圆筒、封头和平盖的强度计算公式 ^[5]	1
第 3 节 容器及设备元件稳定计算的现代方法 ^[5]	6
第 4 节 GOCT 14249 容器及设备强度计算的规范和方法	13
第 5 节 计算例题	58
第 6 节 小结	68
第 2 章 塔式设备的强度计算	70
第 1 节 概述	70
第 2 节 GOCT P 51273 塔式设备风载荷及地震载荷的计算	70
第 3 节 GOCT P 51274 塔式设备强度计算的规范和方法	79
第 4 节 计算例题	89
第 5 节 小结	97
第 3 章 大开孔补强计算	99
第 1 节 概述	99
第 2 节 GOCT 24755 容器及设备开孔补强计算的规范和方法	99
第 3 节 计算例题	116
第 4 节 小结	122
第 4 章 钢制容器及设备低循环疲劳强度计算	123
第 1 节 概述	123
第 2 节 低循环疲劳强度计算的理论基础 ^[5]	123
第 3 节 GOCT 25859 钢制容器及设备低循环疲劳强度计算的规范和方法	126
第 4 节 计算例题	146
第 5 节 小结	148
第 5 章 有色金属容器及设备低循环疲劳强度计算	150
第 1 节 概述	150
第 2 节 PД 26-01-162 有色金属容器及设备低循环疲劳强度计算的规范和方法	150
第 3 节 铜、黄铜、铝合金的许用应力和弹性模量 ^[16]	156
第 4 节 PД 24.200.17-90 钛制容器强度计算的规范和方法	157
第 5 节 小结	171
第 6 章 ANSYS 分析基础	173
第 1 节 概述	173
第 2 节 ANSYS 分析基础	173

第3节	Primary Stress 和 Secondary Stress 的原意	186
第4节	总应力线性化处理	186
第5节	应力强度	186
第6节	对 ANSYS 分析结果给出的应力分类进行识别和提取	187
第7节	压力容器分析常用单元类型	189
第8节	法兰刚度的减弱系数	190
第9节	单位	190
第10节	小结	191
第7章	热壁加氢反应器 ANSYS 分析	192
第1节	设计条件	192
第2节	压力应力分析	193
第3节	热分析	225
第4节	热应力分析	235
第5节	第二次热分析	240
第6节	第二次热应力分析	245
第7节	间接耦合法求解压力应力+热应力的组合应力	249
第8节	应力强度评定	257
第9节	降低热应力的有效措施	261
第10节	小结	262
第8章	高压空气储罐 ANSYS 疲劳分析	264
第1节	设计条件	264
第2节	压力应力分析	265
第3节	按映射网格求解并与自由网格的结果比较	282
第4节	考虑法兰力矩	292
第5节	壳体疲劳分析	302
第6节	接管疲劳分析	307
第7节	小结	309
第9章	容器及设备接管与筒体和封头相贯处的应力计算方法	311
第1节	概述	311
第2节	PJ 26-16 容器及设备接管与壳体相贯处的应力计算方法	314
第3节	计算例题	339
第4节	小结	342
参考文献	344

第 1 章 容器及设备的强度计算

第 1 节 概述

本章收入ГОСТ 14249—89 容器及设备强度计算的规范和方法，这是前苏联的国家标准，经互会标准，现在是俄罗斯生效的国家标准。因为该标准是俄罗斯压力容器的基础标准，所有元件的计算公式都是采用极限载荷法推导出来的（见第 2 节的推导），且配以稳定计算的现代方法（见第 3 节公式的由来），在中美俄三国的压力容器规范中安全系数规定最低，所以该标准有参考价值。该标准提供圆筒、凸形封头、平盖和锥壳的强度计算的公式，其中圆筒和锥壳在外压、轴向压缩力、弯矩和横向力作用下，以及它们联合作用下的稳定计算是有独特技术的工程稳定现代计算方法。还有一些规定，如：计算冲压成形的凸形封头，加工减薄量 $c_3 \leq$ 计算壁厚的 15%， $c_3=0$ ；设置内压加强圈的判别式；以椭圆形和半球形封头直边高度的判别式，决定与圆筒连接的封头厚度的规定； $\alpha_1 > 70^\circ$ 的锥形封头的计算等都是 GB150 目前没有涵盖的规定，作者给出多个例题与ГОСТ 14249 独特技术规定相呼应，并有中俄规范关于外压计算结果的对比。

第 2 节 采用极限载荷法推导圆筒、封头和平盖的强度计算公式^[5]

俄罗斯压力容器标准规范中所列容器及设备元件强度计算的方法均基于极限载荷法，该方法假定材料服从弹—塑性模型（диаграмм упруго-пластического тела），或刚塑性模型（диаграмм жестко-пластического тела），如图 1.2-1 a 和 b 所示。

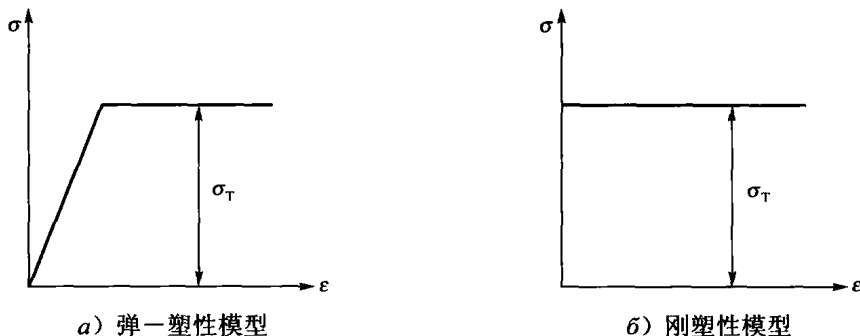


图 1.2-1 变形模型

弹—塑性模型，在弹性理想塑性材料中，在屈服极限之前，应力应变呈线性关系，应力达到屈服极限之后，保持常数，而应变不断增加，不考虑发生的材料强化。

刚塑性模型，若材料的强化和弹性变形都可以忽略不计，则认为材料是刚性理想塑性的，在未达到屈服极限时，不出现塑性变形，一旦达到屈服极限，应变将无限制地增加。

下面对容器及设备的基本元件采用极限载荷法推导计算公式。

1. 圆筒

承受内压的，无限长的厚壁圆筒，如图 1.2-2 所示。微元体平衡方程具有下面形式：

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0 \quad (1.2-1)$$

式中 σ_r , σ_t 分别为径向应力和切向应力；

r — 坐标半径。

在轴向方向，由内压产生的应力恒定且等于：

$$\sigma_z = \frac{p\beta^2}{1 - \beta^2} \quad (1.2-2)$$

式中 系数 $\beta = \frac{r_2}{r_1}$ 。

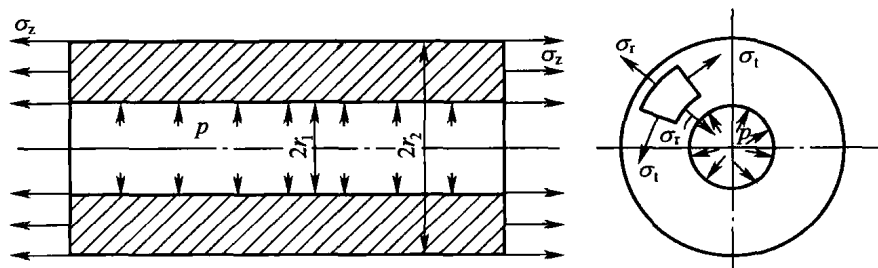


图 1.2-2 内压厚壁圆筒

变形协调方程 (Уравнение совместности деформаций) 具有下面形式：

$$r \frac{d\varepsilon_t}{dr} + \varepsilon_t - \varepsilon_r = 0 \quad (1.2-3)$$

式中 ε_t , ε_r 一切向和径向应变。

求解式 (1.2-1) 和式 (1.2-3)，并考虑三向应力状态的虎克定律，能够得到弹性范围内应力的计算公式，它们为

$$\sigma_t = \frac{p \cdot \left[1 + \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right]}{\beta^2 - 1} \quad (1.2-4)$$

$$\sigma_r = \frac{p \left[1 - \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right]}{\beta^2 - 1} \quad (1.2-5)$$

为确定厚壁圆筒的极限状态，采用 Сен-Венан 的塑性条件，对于本题，为

$$\sigma_t - \sigma_r = \sigma_T \quad (1.2-6)$$

式中 σ_T — 屈服极限。

於是，式 (1.2-1) 可写成下式：

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} = \sigma_T \quad (1.2-7)$$

积分后得

$$\sigma_r = \sigma_T \cdot \ln r + c \quad (1.2-8)$$

边界条件为

$$\begin{aligned} r = r_1; & \quad \sigma_r = -p \\ r = r_2; & \quad \sigma_r = 0 \end{aligned}$$

由式 (1.2-8) 和边界条件, 可求得无限长的厚壁圆筒的极限压力 p_{np} :

$$p_{np} = \sigma_T \cdot \ln \beta \quad (1.2-9)$$

为此, 将 $\ln \beta$ 展开成无穷级数:

$$\ln \beta = 2 \left[\frac{\beta-1}{\beta+1} + \frac{1}{3} \left(\frac{\beta-1}{\beta+1} \right)^3 + \dots \right]$$

只取级数的第一项, 式 (1.2-9) 变为下面形式:

$$p_{np} = 2\sigma_T \left(\frac{\beta-1}{\beta+1} \right) \quad (1.2-10)$$

如用 $2r_1 = D$, 用 s 表示壁厚, 则

$$p_{np} = \frac{2\sigma_T \cdot s}{D + s} \quad (1.2-11)$$

当 $\beta = 1.1$ 时, 与式 (1.2-9) 比较, 式 (1.2-11) 给出的误差在 5% 以内。

引入安全系数, 得到列入 ГОСТ 14249 中计算内压圆筒的基本公式:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(s-c)}{D+(s-c)} \quad (1.2-12)$$

$$s = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p} + c \quad (1.2-13)$$

式中 c —考虑腐蚀、负偏差和加工工艺的总附加量;
 φ —焊缝强度系数。

2. 椭圆形封头

根据无力矩理论 (безмоментная теория) 确定的, 内压椭圆形封头上经向应力和切向应力分别等于:

$$\sigma_1 = \frac{p}{2s_1} \cdot R_2 \quad (1.2-14)$$

$$\sigma_2 = \frac{pR_2}{s_1R_1} \cdot \left(R_1 - \frac{1}{2}R_2 \right) \quad (1.2-15)$$

式中 R_1, R_2 —椭球壳的主曲率半径;
 s_1 —封头壁厚。

主曲率半径分别为:

$$R_1 = \frac{\left[1 + \left(\frac{\theta}{a} \right)^4 \left(\frac{x}{z} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}} \cdot z}{\left(\frac{\theta}{a} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{\theta}{a} \right)^2 \left(\frac{x}{z} \right)^2 \right]} \quad (1.2-16)$$

$$R_2 = \sqrt{\left(\frac{a}{\theta} \right)^4 \cdot z^2 + x^4} \quad (1.2-17)$$

式 (1.2-16) 和式 (1.2-17) 中的符号见图 1.2-3。

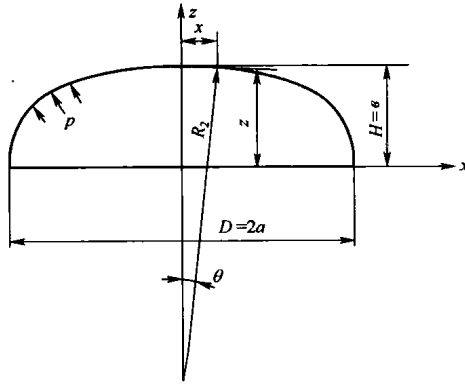


图 1.2-3 椭圆形封头

采用 Мизес 的塑性条件:

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 = \sigma_T^2 \quad (1.2-18)$$

并将式 (1.2-14) 的 σ_1 和式 (1.2-15) 的 σ_2 代入上式, 得:

$$3 \cdot \left(\frac{pR_2}{2s_1} \right)^2 \left[1 - \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{3} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right] = \sigma_T^2 \quad (1.2-19)$$

用封头的相对厚度表示, 式 (1.2-19) 变为下面形式:

$$\frac{s_1}{D} = \frac{p\sqrt{3} \cdot R_2}{\sigma_T 2D} \cdot \sqrt{1 - \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{3} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2} \quad (1.2-20)$$

引入参数 $\xi = \frac{R_2}{R_1}$ ($1 \leq \xi \leq \frac{a^2}{\theta^2}$)。经某些变换之后, 上式写成下面形式:

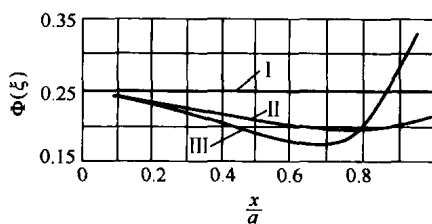
$$\frac{s_1}{D} = \frac{p}{\sigma_T} \cdot F(\xi) \quad (1.2-21)$$

式中

$$F(\xi) = \frac{\sqrt{3} a}{4 \theta} \sqrt{\frac{1}{\xi} + \frac{1}{3} - 1}$$

引入函数 $\Phi(\xi) = \frac{\theta}{a} F(\xi)$, 并在不同的值 $\frac{\theta}{a}$ 下建立函数 $\Phi(\xi)$ 与 $\frac{x}{a}$ 的关系曲线, 如图 1.2-4

所示。



$$\text{I} - \frac{\sigma}{a} = 1; \quad \text{II} - \frac{\sigma}{a} = 0.7; \quad \text{III} - \frac{\sigma}{a} = 0.4$$

图 1.2-4 函数 $\Phi(\xi)$ 与 $\frac{x}{a}$ 的关系曲线

从图 1.2-4 可以看出, 当 $\frac{x}{a} = 0$ 时, 函数 $\Phi(\xi)$ 有最大值。当 $\frac{x}{a} \geq 0.8$ 时, 函数 $\Phi(\xi)$ 急剧变化, 因为按无力矩理论求得的解不适用, 所以不考虑。除此之外, 得:

$$\Phi(\xi) = 0.25$$

於是,

$$\frac{s_1}{D} = \frac{1}{4} \cdot \frac{p_{np}}{\sigma_T} \cdot \frac{a}{\sigma} \quad (1.2-22)$$

考虑到封头顶点的曲率半径 $R = \frac{a^2}{\sigma}$, 得:

$$p_{np} = \frac{2\sigma_T \cdot s_1}{R} \quad (1.2-23)$$

最后引入安全系数, 求得许用压力公式为:

$$[p] = \frac{2[\sigma] \cdot \varphi \cdot (s_1 - c)}{R + 0.5(s_1 - c)} \quad (1.2-24)$$

或确定封头计算壁厚的公式为:

$$s_1 = \frac{pR}{2\varphi \cdot [\sigma] - 0.5p} \quad (1.2-25)$$

作者注: 对于 $H=0.25D$ 的椭圆形封头, $R=D$ 。

3. 圆形平盖

分析与圆筒焊接的, 受内压的圆形平盖, 如图 1.2-5 所示。

从平盖上切除一个中心角为 $d\varphi$ 的扇形微元体, 在其上作用内力和外载荷, 如图 1.2-6 所示。 Δp 是压力产生的合力, 其值等于

$$\Delta p = p \cdot \frac{1}{2} a^2 \cdot d\varphi$$

式中 M_t, M_r 分别为切向和径向弯矩。

列出对平盖直径切线的所有力矩的总和, 得到微元体的平衡条件:

$$\Delta p \cdot \frac{a}{3} - M_t a \cdot d\varphi - M_r a \cdot d\varphi = 0 \quad (1.2-26)$$

由此, 可写成:

$$p = \frac{6(M_t + M_r)}{a^2} \quad (1.2-27)$$

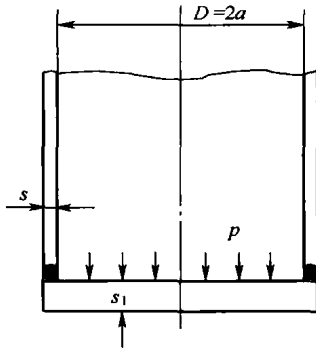


图 1.2-5 与圆筒焊接的，受内压的圆形平盖

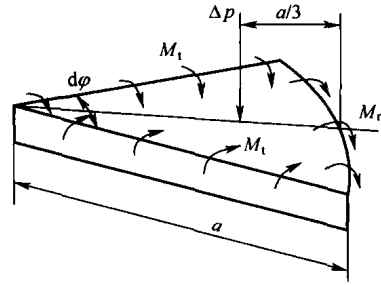


图 1.2-6 扇形微元体的受力模型

圆形平盖处在极限状态，沿其半径形成塑性铰，切向弯矩达到极限值：

$$M_t = M_T = \frac{\sigma_T \cdot s_1^2}{4} \quad (1.2-28)$$

径向极限弯矩早已在筒壁中形成，因为 $s < s_1$ ，其值为：

$$M_r = M'_T = \frac{\sigma_T \cdot s^2}{4} \cdot \eta \quad (1.2-29)$$

系数 η 考虑筒壁中纵向力的影响，一般 $\eta = 0.75 \sim 0.90$ 。

将极限弯矩值代入式 (1.2-27) 中，得极限压力为：

$$p_{np} = \frac{1.5\sigma_T \cdot s_1^2}{a^2} \left[1 + \left(\frac{s}{s_1} \right)^2 \eta \right] \quad (1.2-30)$$

引入安全系数，并作一些变换，求得列入 ГOCT 14249 中计算平盖许用压力或壁厚的基本公式：

$$s_1 = K \cdot D \sqrt{\frac{p}{\varphi \cdot [\sigma]}} \quad (1.2-31)$$

$$[p] = \left(\frac{s_1 - c}{K \cdot D} \right)^2 \varphi \cdot [\sigma] \quad (1.2-32)$$

K 值已经按试验数据修正，按 ГOCT 14249 表 3 查取。

第 3 节 容器及设备元件稳定计算的现代方法^[5]

1. 稳定安全系数

在受外载荷作用的元件中产生压应力的情况下，才需对结构元件进行稳定校核。压应力作用结果，结构将丧失原先的平衡形状，承载能力耗尽，这时的压应力达到临界值。

容器及设备元件的稳定计算，工程上规定的下临界应力系数指基于实验数据统计处理确定的临界应力。

在弹性范围内失稳时，对于工作条件，按下临界应力所取的稳定安全系数等于 2.4。超过弹性极限失稳时，稳定系数可取 2.4~1.5，依圆筒的壁厚而定。

2. 弹性范围内光滑外压圆筒的稳定

对外压长圆筒，可按М. Леви对圆环求得的公式进行稳定计算：

$$P_{\text{кр}} = \frac{3EJ}{R^3} \quad (1.3-1)$$

式中 E —弹性模量；

J —圆环横截面的惯性矩；

R —圆环半径。

如果从长圆筒中切出一个单位宽度的圆环，考虑圆环处在平面应力状态，其惯性矩为

$$J = \frac{s^3}{12(1-\mu^2)}$$

长圆筒的临界压力可按式(1.3-1)的修正式计算，其值等于

$$P_{\text{кр}} = \frac{E}{4(1-\mu^2)} \cdot \left(\frac{s}{R}\right)^3 \quad (1.3-2)$$

如果取 $\mu = 0.3$ ，用圆筒直径 $D/2=R$ 表示 R ，并考虑计算壁厚附加量 c ，则式(1.3-2)改写成下式：

$$P_{\text{кр}} = 2.2E \left(\frac{s-c}{D}\right)^3 \quad (1.3-3)$$

作者注：式(1.3-3)就是勃莱斯公式，文献[5]直接给出式(1.3-4)，等式右边的系数经试验修正，恰好 $2.2/2.6 = 0.85$ 。

$$P_{\text{кр}} = 0.85E \left(\frac{s-c}{D}\right)^3 \quad (1.3-4)$$

许用压力等于

$$[p] = \frac{P_{\text{кр}}}{n_y} \text{ 或 } [p] = \frac{0.85E}{n_y} \cdot \left(\frac{s-c}{D}\right)^3 \quad (1.3-5)$$

式(1.3-4)适用于应力不超过材料的弹性极限，考虑在钢材标准中不将弹性极限规定为标准值，而将屈服极限 σ_T 规定为标准值，所以临界应力 $\sigma_{\text{кр}}$ 为

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}} D}{2(s-c)} \leq \sigma_T \quad (1.3-6)$$

将式(1.3-4)代入式(1.3-6)，经过适当变换，求得式(1.3-4)的应用范围。式(1.3-4)适用于满足下式条件：

$$\frac{s-c}{D} \geq 0.95 \sqrt{\frac{\sigma_T}{E}} \quad (1.3-7)$$

实验研究表明，式(1.3-4)已被多次试验确认是正确的，即上、下临界应力值在此处重合。

有限长的圆筒在弹性范围内稳定计算的最通用的公式是基于Р. Мизес的线性理论求得，其上临界压力 $P_{\text{кр}}^B$ 按下式确定：

$$p_{\text{kp}}^{\text{B}} = \frac{Es}{R(n^2 - 1) \left[1 + \left(\frac{nl}{\pi R} \right)^2 \right]^2} + \frac{Es^3}{12R^3(1 - \mu^2)} \left[(n^2 - 1) + \frac{2n^2 - 1 - \mu}{1 + \left(\frac{nl}{\pi R} \right)^2} \right] \quad (1.3-8)$$

式中 p_{kp}^{B} — 上临界压力;

n — 失稳后周向形成的波数;

l — 圆筒的计算长度。

按式 (1.3-8) 确定上临界压力时, 需要给定波数, 以便计算上临界压力最小值。这就给计算带来不便, 因此, 不少俄国学者提出式 (1.3-8) 的简化公式, $\Pi. \Phi.$ 帕普科维奇提出的下式在俄罗斯获得最广泛的应用:

$$p_{\text{kp}}^{\text{B}} = \frac{2\pi}{3\sqrt{6}} \cdot \frac{E}{(1 - \mu^2)^{0.75}} \cdot \frac{R}{l} \cdot \left(\frac{s}{R} \right)^{\frac{5}{2}} \quad (1.3-9)$$

若取 $\mu=0.3$, 则式 (1.3-9) 具有下面的形式:

$$p_{\text{kp}}^{\text{B}} = 0.92E \frac{R}{l} \left(\frac{s}{R} \right)^{\frac{5}{2}} \quad (1.3-10)$$

下临界压力可由上临界压力确定:

$$p_{\text{kp}} = K \cdot p_{\text{kp}}^{\text{B}} \quad (1.3-11)$$

系数 K 是个变值, 对于无限长的圆筒, $K=1$ 。对于中等长度的圆筒, 该值位于 $0.65 \leq K \leq 0.85$ 的范围内。

如取 $K=0.69$, 用直径代替半径, 则下临界压力为

$$p_{\text{kp}} = 1.8E \cdot \frac{D}{l} \cdot \left(\frac{s-c}{D} \right)^{\frac{5}{2}} \quad (1.3-12)$$

许用压力等于

$$[p] = \frac{1.8E}{n_y} \cdot \frac{D}{l} \cdot \left(\frac{s-c}{D} \right)^{\frac{5}{2}} \quad (1.3-13)$$

对于中等长度的圆筒, 式 (1.3-12) 适用的条件为

$$\frac{l}{D} \leq 8.15 \sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}$$

根据圆筒的弹性稳定条件, 式 (1.3-12) 适用于下列条件:

$$\frac{l}{D} > 0.9 \frac{E}{\sigma_T} \sqrt{\left[\frac{s-c}{D} \right]^3}$$

或

$$\frac{D}{s-c} > 0.9 \frac{E}{\sigma_T} \cdot \frac{D}{l} \sqrt{\frac{s-c}{D}}$$