

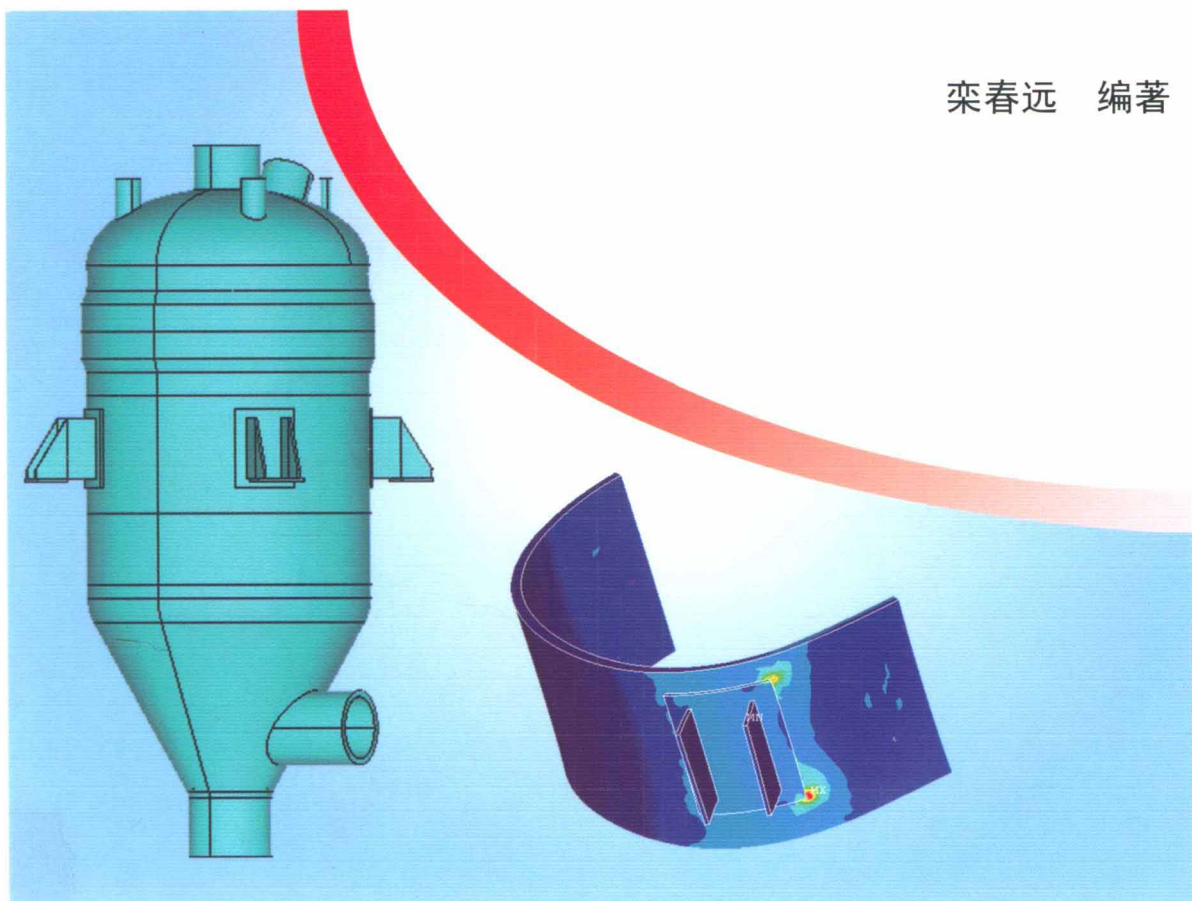
万水
ANSYS 技术丛书

压力容器全模型

ANSYS

分析与强度计算新规范

栾春远 编著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

内 容 提 要

本书是《压力容器 ANSYS 分析与强度计算》一书的姊妹篇。

本书第 1 至 12 章是强度计算部分,编入俄罗斯联邦国家标准 ГOCT P 52857.1-12-2007 中对应的 12 个单项标准,除标准正文外,均配有概述、计算例题和小结,便于读者对标准的理解和使用。该标准是 2007 年 10 月 27 日颁发,2008 年 4 月 1 日开始实施的,针对容器及设备强度计算的规范和方法的第一个综合性的国家标准,除塔设备^[16]外,几乎涵盖了压力容器设计领域的所有问题,该标准中有 11 个独具优势的计算方法均超出了 GB150、GB151 和 JB4732 附录 J 的规定范围,内容新颖,计算方法先进,可在设计中参照使用。

第 13 章识别提取 ANSYS 线性化给出的应力分类用于应力强度评定。综合美国 SIS 公司和日本 JSW 公司实际的 ANSYS 工程的识别提取范例,以及 ГOCT P 52857.9 对接管与圆筒球形封头相贯区最大应力的评定准则,给出完整的识别和提取方法,详见本书表 13-1。

第 14 章给出 HDPE 产品出料罐全模型的 ANSYS 分析,该设备是典型的压力载荷循环次为 2.21×10^6 (20 年)的高周疲劳容器,本章的疲劳分析方法可作为解决这一类工程难题的开创性的先例,并为此创新推出“最高应力强度节点子模型”,在该模型上设置路径,以闪电速度给出线性化结果。

本书可供压力容器设计、制造、使用和检验等环节的工程技术人员参考,也可供大专院校压力容器及相近专业的师生参考,对压力容器设计规范的理论研究也有重要的参考价值。

图书在版编目 (C I P) 数据

压力容器全模型 ANSYS 分析与强度计算新规范 / 栾春
远编著. — 北京:中国水利水电出版社,2012.6
(万水 ANSYS 技术丛书)
ISBN 978-7-5084-9754-9

I. ①压… II. ①栾… III. ①压力容器—有限元分析—应用程序②压力容器—强度—计算—规范 IV.
①TH49

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 095061 号

策划编辑: 杨元泓 责任编辑: 宋俊娥 封面设计: 李 佳

书 名	万水 ANSYS 技术丛书
作 者	压力容器全模型 ANSYS 分析与强度计算新规范 栾春远 编著
出版发行	中国水利水电出版社 (北京市海淀区玉渊潭南路 1 号 D 座 100038) 网址: www.waterpub.com.cn E-mail: mchannel@263.net (万水) sales@waterpub.com.cn
经 售	电话: (010) 68367658 (发行部)、82562819 (万水) 北京科水图书销售中心 (零售) 电话: (010) 88383994、63202643、68545874 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 25 印张 618 千字
版 次	2012 年 6 月第 1 版 2012 年 6 月第 1 次印刷
印 数	0001—3000 册
定 价	62.00 元

凡购买我社图书,如有缺页、倒页、脱页的,本社发行部负责调换
版权所有·侵权必究

前 言

本书是《压力容器 ANSYS 分析与强度计算》一书的姊妹篇。

在 ANSYS 分析方面，前书给出了热壁加氢反应器的压力应力分析、稳态热分析、热应力分析和耦合分析，其分析结果表明，位号为 R1305 在用的，由 JSW 设计制造的该产品的最小壁厚（249mm），通过了 ANSYS 上述分析和应力叠加法或耦合法的应力强度评定。高压空气储罐的压力循环次数 $\min 20000$ ，按 JB4732 表 C-1 输入 S-N 数据，用 ANSYS 进行疲劳计算，给出使用系数。本书给出 HDPE 产品出料罐全模型的 ANSYS 压力应力分析，并按设计的压力载荷循环次为 2.21×10^6 （20 年）进行高周疲劳强度计算。两本书给出 3 台容器的上述分析几乎涉及到压力容器专业用 ANSYS 分析常用的所有功能。

本书第 14 章产品出料罐全模型 ANSYS 分析有如下特点：

1 全模型 ANSYS 压力应力分析结果，给出唯一的最高应力强度节点所在位置，只要该节点的应力强度评定能通过，就不必对其他元件或节点再进行分析，整台容器就是安全的；

2 载荷循环次数超过 1×10^6 ，JB4732 的设计疲劳曲线已不能使用，ANSYS 疲劳分析如何进行，这是我国压力容器工程上的一个难题。实际上，却有在高周循环载荷下运行的压力容器，HDPE 产品出料罐就是其中的一台典型的关键设备。本书第 13 章指出了解决该问题的新途径，第 14 章给出具体实施步骤，分析结果满足设计的循环次数的要求，且有同规格与本题分析不同壁厚的，在相同操作条件下，运行时间已接近计算的使用寿命的，有良好的运行结果的相同的在用容器，提供了对比分析设计经验。因此，本题的疲劳分析方法可作为解决这一类工程难题的开创性的先例。

3 对压力应力分析给出的最高应力强度节点（在外壁上）的总应力进行线性化处理，在全模型内壁上选取路径另一端点将是又一个处理难题。经过多次失败后得出结论：由于路径的长短得到不是唯一的线性化结果，出现不准确的情况。只有逼近壁厚的路径长度才能给出准确的线性化结果，并为此创新推出“最高应力强度节点子模型”，在此模型上，既能方便选择并确定路径的端点，又可进行线性化处理，因为此模型的单元数量很少，能以闪电速度给出列表的或图示的线性化结果，详见第 14 章图 14-61，与全模型条件下给出的结果相同。

4 要想保证求解顺畅进行，必须准确无误地检查好全模型的所有承载面。第 14 章给出各个元件的承载面的装配图，再按承受压力或面力等不同载荷定义它们相应的组件和部件。

5 建立全模型的几何模型比轴对称模型复杂，建立该有限元模型将有 60 多万个单元，求解速度慢，显示应力强度云图也要等待较长时间，这是全模型 ANSYS 分析的缺点。

第 13 章识别提取 ANSYS 线性化给出的应力分类用于应力强度评定。综合美国 SIS 公司和日本 JSW 公司实际的 ANSYS 工程的识别提取范例，以及 GOCT P 52857.9 对接管与圆筒或球形封头相贯区最大应力的评定准则，给出完整的识别和提取方法，见表 13-1。

离开 ANSYS，谈论总应力的线性化是没有实际意义的。只要设置了合理的路径，ANSYS 向该路径映射数据后，就能给出该路径的线性化处理结果，列表给出：MEMBRANE，BENDING，MEMBRANE+ BENDING，PEAK，TOTAL 共 5 部分线性化应力。然后对照 ASME-

VIII-2 表 4-210.1 或 JB4732 表 4-1 进行识别提取, 并按 ASME-VIII-2 进行应力强度评定。

实际上, 由日本 JSW 公司设计制造的高温、高压和临氢热壁加氢反应器我国在用的有百余台, 经受了使用考验, 能对它进行正确的识别提取, 就是获得了可靠的工程识别提取方法^[6], 同 JSW 一样, 美国 SIS 公司提出的识别提取 ANSYS 线性化给出的应力分类准则, 符合 ASME-VIII-2 的规定, 是非常简便且可操作的有效方法, 值得我们好好学习和应用。

在强度计算方面, 前书中载有的 ГОСТ 14249-89, ГОСТ24755-89, ГОСТ25859-83 等 3 项既是俄罗斯国家标准, 又是独联体标准, 另外还有 3 项 ПД26-01-162-87, ПД24.200.17-90, ПД26-16-88 标准文件, 这 6 项标准文件继续有效^[7]。本书第 2 章 ГОСТ P 52857.2 的参照标准是 ГОСТ 14249, 第 3 章 ГОСТ P 52857.3 的参照标准是 ГОСТ24755, 第 6 章 ГОСТ P 52857.6 的参照标准是 ГОСТ25859、ПД26-01-162 和 ПД24.200.17。要了解俄罗斯联邦压力容器标准的理论基础部分, 如极限载荷法, 稳定计算的现代方法(圆筒锥壳外压公式的由来), 设计疲劳曲线理论公式的由来等, 以及塔设备强度计算的新标准(ГОСТ P 51273, ГОСТ P 51274) 和 ПД26-16-88 接管与筒体和封头相贯处的应力计算方法, 须到前书中查阅。

ASME, ГОСТ P, EN13445 和我国标准均提出采用有限元法的应力分析的数值方法解决压力容器复杂的应力计算。因此, 前书和本书均采用 ANSYS 分析与强度计算相结合, 可互相对比、验证和数据共享, 达到快捷、方便的使用目的。

我国某些学者积极倡导, 对于国外规范, 压力容器的设计人员要有世界视野, 对比择优。

本书中载有的 ГОСТ P 52857.1-12-2007 是俄罗斯联邦最新颁发的, 针对容器及设备强度计算的规范和方法的第一个综合性国家标准, 除塔设备外, 几乎涵盖了压力容器设计领域的所有问题, 内容新颖, 计算方法先进, 可在设计中参照使用。

该标准 ГОСТ P 52857.1-12-2007 中有 12 个单项标准, 分别编入本书第 1 章到第 12 章, 除标准正文外, 均配有概述、计算例题和小结, 便于读者对标准的理解和使用。第 5 章 ГОСТ P 52857.5 支承载荷作用下壳体和封头的计算, 其中鞍式支座支承的卧式容器计算, 完全不同于 JB4731-2005, 以及多个国家采用的 L.P.Zick 方法, 第 12 章列出 ГОСТ P 52857.12 对计算机完成强度计算报告样式的要求。

该标准中共有 11 个独具优势的计算方法:

1 允许冲压成形的椭圆形封头工艺加工减薄量的存在

在 20 世纪 80 年代, 全俄化工机械制造科学研究设计院(НИИХИММАШ)完成的理论和实验研究成果已经确定, **冲压成形的椭圆形封头在折边区域的减薄量不超过中央区域厚度的 15%, 对整个封头的极限压力值没有影响**, 并将这一成果载入 ГОСТ14249-89(2005) 1.7.2 条^[6]和 ГОСТ P 52857.1 的 12.4 条中。内压椭圆形封头计算时, 确定许用内压力的计算公式是基本公式, 椭圆形封头的强度就是根据该式中封头中央区域的名义厚度减总附加量确定的。因此, ГОСТ14249 规定, 如果封头转角区域的减薄量不超过中央区域计算厚度的 15%, 则取 $c_3=0$, 这是偏保守的规定。后来几经修改, 在 ГОСТ P 52857.1 的 12.4 条中将计算壁厚改为名义壁厚, 即如果封头转角区域减薄量不超过中央区域名义厚度的 15%, 则不考虑 c_3 。另外钢板或管子的负偏差同样取决于名义厚度, 而不是计算厚度, 采用名义厚度简便, 保守程度也偏小。按我国封头标准关于厚度减薄量的规定, 均不超过名义厚度的 15%。因此, 可以认定, 我国所有冲压成形的椭圆形封头均可不考虑 c_3 。

2 ГОСТ P 52857.2, 外压圆筒和外压锥壳, 俄罗斯联邦不采用外压图算法, 因为有能力

推导出解析式解决非弹性失稳这一相当复杂的问题。给出外压圆筒的计算壁厚 s_p 和许用外压力的公式,更方便计算机求解。而 ASME 和 GB150 采用外压图算法。

3 GOCT P 52857.2, 锥壳计算,能计算 $\alpha_1 \leq 70^\circ$ 光滑锥壳和无折边或带折边过渡段的壳体连接, $\alpha_1 > 70^\circ$ 的锥形封头,均超出了 GB150 的规定。

4 GOCT P 52857.3, 开孔补强,能计算该标准附录中所有型式的接管与壳体相贯结构开孔补强,给出的开孔计算直径比 GB150 全得多,其特点是:

(1) 开孔率最大,圆筒、锥壳 $d/D \leq 1.0$; 凸形封头 $d/D \leq 0.6$ 。

(2) 在计算壁厚(注: $s - c = s_p$ 为计算壁厚)的条件下,存在不要补强的开孔计算直径 d_{op} 。

(3) 在容器的名义壁厚(注: $s - c > s_p$)条件下,给出不要求额外补强的单个开孔计算直径 d_0 ,若开孔计算直径 $d_p \leq d_0$,则后续的补强计算不必进行。

(4) 当接管与圆筒或球形封头正交,且接管上作用有轴向力和弯矩时,能给出静载条件下许用轴向力和许用弯矩的计算公式,能给出单独载荷下或联合载荷下的强度校核条件,对比 GB150,开孔率小且不能解决接管上有外载荷作用下的开孔补强。

5 GOCT P 52857.4, 法兰的强度和密封计算,主要特点如下:

(1) 考虑的载荷有螺栓(螺柱)预紧力,内压力或外压力,外部的轴向力,外部的弯矩,法兰联接元件的温度变形限制引起的载荷,比 GB150 法兰一章规定的载荷要多。

(2) 法兰联接元件低循环疲劳强度计算与校核,将极大地提高法兰的计算功能,并为 ANSYS 求解,或因设置接触单元,或因不收敛,或因尚须验证而困惑的分析人员提供强有力的手算工具。HDPE 产品出料罐的设备法兰就是在计算的循环次数为 2.21×10^6 的条件下按本标准手算通过的。这是 GB150 法兰一章的空白项。

(3) 法兰转角的校核,也是 GB150 法兰一章的空白项。

(4) 从螺栓(螺柱)计算载荷→螺栓的计算应力→作用到法兰上的计算弯矩→法兰的计算应力→法兰的静强度条件→低循环疲劳强度计算与校核,均以预紧和工作条件下两条主线并列地进行计算和校核,这一过程互不取代,且都要保证法兰联接所有元件的强度和密封。

(5) 力学分析给出预紧条件下和工作条件下,法兰的计算应力详尽、作用位置准确。

(6) 法兰静强度校核时,对不同的法兰型式、应力作用的部位,预紧或工作条件分别用 $1.0[\sigma]$, $1.3[\sigma]$, $1.5[\sigma]$, $1.3 \cdot 1.5[\sigma]$, $3[\sigma]$, $1.3 \cdot 3[\sigma]$ 予以控制,比 GB150 法兰一章更合理。

(7) 法兰计算时,至少要计算螺栓(柱)变形度 y_6 ,法兰的角变形度,法兰联接的刚度 γ ,法兰联接的刚度系数 α 等。

(8) 螺栓的静强度条件、预紧条件下或工作条件下,螺栓(螺柱)的许用应力按附录 I 计算,其值已经增大了。

6 GOCT P 52857.6, 低循环疲劳强度计算,主要特点如下:

(1) 可对载荷循环次数 $\leq 1 \times 10^6$ 或 $\geq 1 \times 10^6$ 低周疲劳有限循环,或无限循环进行疲劳强度计算。【例 6.3-1】表明,按简化计算得到设置接管的锥壳处应力强度比图 14-92 高 18.67%。

(2) 给出许用应力幅和许用循环次数的两个解析式,根据设计的载荷循环次数能计算许用应力幅,根据有关标准计算得到的应力幅能计算许用循环次数。而 ASME-VIII-2 不能计算。

(3) 给出包括碳素钢、低合金钢、奥氏体钢、 $R_m \geq 700\text{MPa}$ 紧固件用钢、铝合金、铜合金、钛合金共 8 张计算疲劳曲线图。

7 GOCT P 52857.7, 固定式管板计算,主要特点如下:

(1) 本标准没有 GB151 图 19~图 31 那样复杂的曲线族图,基本上都是解析式。

(2) 对于延长兼作法兰的固定式管板,不计算螺栓载荷,不计算法兰力矩,也不计算和校核壳体法兰应力,减少了计算链的长度。

(3) 对于废热锅炉型薄管板,带法兰或不带法兰的固定式管板,均采用 b_1 , R_1 两个尺寸“整容”后进入统一的计算流程,只是带法兰的管板厚度不得小于法兰环的厚度。

(4) 没有 GB151 设定的危险组合的设计工况。计算当量压力时,同时考虑了温差、管壳程计算压力。在管壳程计算压力部分,均包含了压力对管板的影响系数,压力对管子纵向变形的影响系数,管板不布管边缘的相对特性,管子刚度与壳体刚度的当量比,管—壳系统的刚度变化系数等,管板与壳程圆筒连接处均给出相应的应力集中系数值。

(5) 对管板,考虑了疲劳问题,若换热器即使在静载荷下操作,也必须按载荷循环 2000 次的规定进行低循环疲劳强度计算。这是 GB151 的空白项。

(6) 本标准附录 D 给出在蠕变条件下操作的换热器的元件用的计算疲劳曲线图。

(7) 力学分析给出固定式管板的计算应力,除管板中的应力外,还有与管板连接处壳体中的经向薄膜应力、经向弯曲应力、周向薄膜应力和周向弯曲应力,换热管中的轴向薄膜应力、轴向总应力和周向薄膜应力等,比 GB151 给出的计算应力多而全。

(8) 规定固定式管板静强度校核条件有:

- 1) 与壳体连接处管板和布管区管板的剪切应力, $\max\{\tau_{p1};\tau_{p2}\}\leq 0.8[\sigma]_p$;
- 2) 与管板连接处壳体的经向薄膜应力, $\sigma_{Mx}\leq 1.3[\sigma]_k$;
- 3) 管子的轴向薄膜应力和周向薄膜应力, $\max\{\sigma_{1T};\sigma_{2T}\}\leq [\sigma]_T$ 。

(9) 参与低循环疲劳强度校核的应力有:

- 1) 与壳体连接处管板的弯曲应力和布管区管板的弯曲应力;
- 2) 与管板连接处壳体的经向薄膜应力、经向弯曲应力、周向薄膜应力、周向弯曲应力;
- 3) 换热管的轴向总应力。

参与低循环疲劳强度校核的应力恰是 GB151 静强度校核的应力,如管板的弯曲应力直接作为应力范围,再求应力幅,疲劳强度校核时比 GB151 以计算温度下 $3[\sigma]$ 控制好通过。

(10) U 形管式和浮头式固定管板,按标准给出公式直接计算厚度,不进行应力计算和校核。

(11) 【例 7.3-2】表明,对不带法兰的管板,本标准计算管板厚度为 24mm (还有富裕),而《指南》按 GB151 计算管板厚度为 30mm。壳体均加同一膨胀节。

8 GOCT P 52857.8, 夹套容器有下列主要特点:

(1) 能计算静载下 U 形、蜂窝形和半圆管形夹套容器夹套中许用压力并校核,还能进行循环载荷下应力范围的校核,按标准中给出的应力范围计算式,及该式中的膨胀变形差和查表得到应力集中系数,然后与许用应力范围进行疲劳强度评定;

(2) 对 U 形、圆筒形夹套容器,能计算自重载荷产生的轴向力校核,或与压力载荷联合作用下的承载能力校核。

9 GOCT P 52857.9, 接管与圆筒或球形封头相贯处最大应力的计算,是为 GOCT P 52857.3 静载荷下的开孔补强在交变载荷工况下操作,或由于塑性变形的积累可能破坏,或金属疲劳,或在设备中腐蚀性介质作用下降低了材料的塑性性能等情况下,导致不能应用极限载荷法计算时,给出的补充计算。对于接管与圆筒正交时,除内压外,还有接管上的轴向力,或有两个方向的弯矩作用下,均能给出有补强圈或无补强圈时相应载荷下的计算最大应力的解析式,能进

行联合载荷下的静强度条件评定,也能进行疲劳强度计算。对于球形封头上的正交接管,在内压、接管上的轴向力和弯矩作用下,给出相应的最大应力的计算式。JB4732 附录 J,只能计算接管与圆筒正交时没有补强圈,受内压的情况,开孔率可为 0.8,但两个规定开孔率之间的开孔率,如 $d/D=0.25$ 或 $d/D=0.75$ 不能计算其最大应力; λ 超过了所有表的横坐标的最大值,不能计算,给不出圆筒与接管正交相贯区不另计入应力集中系数的计算最大应力的解析式。因此,ГОСТ P 52857.9 的计算功能高于 JB4732 附录 J。【例 9.3-2】表明,椭圆形封头上中心接管相贯区中最大应力 σ_p 比图 14-59 显示的 SMX 保守 32.3%。

10 ГОСТ P 52857.10,接触强腐蚀性的硫化氢介质的压力容器,除采用抗硫化氢腐蚀的专用钢 20ЮЧ (20AlCe)、20KA (高级优质 20g) 和 09ГЧНБЦ (09MnSiNiNbZn,) 外,处理对策是,限制与强腐蚀性的硫化氢介质接触的拉伸应力(总体或局部的薄膜应力和弯曲应力)。我国则专一使用 Q345R(HIC)钢。

11 ГОСТ P 52857.11,考虑焊接接头错边、棱角及不圆度的壳体和凸形封头强度计算,对圆筒、锥壳纵、环焊缝对口错边,环焊缝棱角,由圆筒纵向凹陷或纵焊缝的棱角,圆筒上的圆形凹坑,凸形封头上圆形凹坑引起的局部不圆度,以及圆筒的总体不圆度等制造产生的缺陷情况下,给出强度计算和疲劳强度计算的方法,在 ASME 或其他国家的规范中是找不到的,确有实用价值的珍贵标准,对我国《在用压力容器定期检验规则》中有关错边量和棱角度的定级提供了定量计算的依据。

在编著本书的过程中,得到了 ГОСТ P 52857.1—12-2007 标准编制组 НИИХИММАШ 的 И.В.Сухарникова 等 3 个单位签发的勘误表,并和全俄石油机械制造科学研究设计院股份公司强度专家 Б.С. Вольфсон 进行了交流,得到他们的大力帮助,在此表示感谢。

本书可供压力容器设计、制造、使用和检验等环节的工程技术人员参考,也可供大专院校压力容器及相近专业的师生参考,对压力容器设计规范的理论研究也有重要的参考价值。

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

2012 年 2 月

目 录

前言

第 1 章 压力容器强度计算的一般要求	1	7 圆形平盖的计算	39
第 1 节 概述	1	8 锥壳计算	46
第 2 节 标准正文	1	第 3 节 计算例题	60
1 应用范围	2	第 4 节 小结	66
2 引用标准	2	第 3 章 在内压或外压作用下壳体和封头的	
3 符号	3	开孔补强 接管上外部静载荷作用下	
4 一般规定	3	圆筒球形封头的强度计算	70
5 计算温度	4	第 1 节 概述	70
6 工作压力、计算压力和试验压力	4	第 2 节 标准正文	70
7 计算力和计算力矩	5	1 应用范围	70
8 许用应力、安全系数	5	2 引用标准	71
9 稳定安全系数	7	3 符号	71
10 纵向弹性模量和线膨胀系数	7	4 一般规定	73
11 焊缝强度系数	8	5 内压或外压下的开孔补强计算	74
12 结构元件计算壁厚附加量	8	6 接管上的外部静载荷作用下圆筒和球形	
附录 A 工作条件下的许用应力		封头的强度计算(见图 A.15, 附录 A)	79
(必须遵守的)	9	附录 A (必须遵守的)	85
附录 B 材料机械性能的计算值		第 3 节 计算例题	92
(参考性的)(略)	14	第 4 节 小结	98
附录 B 纵向弹性模量的计算值		第 4 章 法兰联接的强度和密封计算	101
(参考性的)	14	第 1 节 概述	101
附录 Γ 线膨胀系数(参考性的)	15	第 2 节 标准正文	101
附录 D 焊缝和钎焊缝的强度系数		1 应用范围	101
(必须遵守的)	15	2 引用标准	102
第 3 节 小结	17	3 符号	102
第 2 章 圆筒、凸形封头、平盖和锥壳的计算	19	4 一般规定	107
第 1 节 概述	19	5 保证法兰联接密封所需的垫片压紧力	111
第 2 节 标准正文	19	6 预紧和工作条件下法兰联接的	
1 应用范围	19	螺栓(螺柱)力	111
2 引用标准	20	7 螺栓和垫片的强度校核	112
3 符号	20	8 法兰的静强度计算	113
4 一般规定	23	9 校核法兰的转角	116
5 圆筒计算	23	10 法兰联接各元件低循环疲劳	
6 凸形封头的计算	32	强度计算	116

附录 A 关于法兰和垫片应用范围的建议 (参考性的)	120	第 2 节 标准正文	170
附录 B 关于选用标准法兰联接承受 压力、轴向力和弯矩的建议 (参考性的)	120	1 应用范围	170
附录 B 关于确定法兰联接各元件温度 的建议(参考性的)	120	2 引用标准	171
附录 G 螺栓(螺柱)材料的许用应力 (必须遵守的)	120	3 符号	171
附录 D 螺栓(螺柱)的横截面面积 (参考性的)	123	4 一般规定	172
附录 E 作用力的力臂和刚度系数 (必须遵守的)	123	5 低循环疲劳强度的校核条件	174
附录 J 紧固材料的物理和力学性能 (参考性的)	125	6 低循环疲劳强度的简化计算	174
附录 H 基本型式的垫片性能 (必须遵守的)	127	7 低循环疲劳强度的精确计算	179
附录 K 垫片、螺栓(螺柱)和法兰 变形度的确定(必须遵守的)	128	8 许用应力幅和许用循环次数 的计算	180
附录 J 预紧螺栓(螺柱)的扭矩 (参考性的)	132	第 3 节 计算例题	184
第 3 节 计算例题	133	第 4 节 小结	188
第 4 节 小结	142	第 7 章 换热设备的管板计算	191
第 5 章 支承载荷作用下壳体和封头的计算	145	第 1 节 概述	191
第 1 节 概述	145	第 2 节 标准正文	191
第 2 节 标准正文	145	1 应用范围	192
1 应用范围	145	2 引用标准	192
2 引用标准	146	3 符号	192
3 符号	146	4 一般规定	199
4 一般规定	148	5 管壳式换热设备元件的计算	199
5 吊耳	149	6 空冷器元件的计算	211
6 耳式支座	153	附录 A 壳体带补偿器, 壳体带膨胀节, 膨胀节上带补偿器的换热器刚度 变化系数 K_q^* , K_p^* 的确定 (必须遵守的)	217
7 鞍式支座	155	附录 B 管孔对管板参数的影响系数 (必须遵守的)	225
8 支承式管子支座	161	附录 B 弯曲时壳体—管板系统系数、 管箱的壳体—法兰系统系数和 法兰联接刚度系数的确定 (必须遵守的)	226
9 支承式筋板支座	163	附录 G 确定管壳式换热器元件中剪力和 弯矩的公式所采用的系数 T_1 , T_2 , T_3 , A , B (必须遵守的)	226
第 3 节 计算例题	166	附录 D 蠕变条件下材料工作时许用的 名义弹性应力幅的确定 (必须遵守的)	229
第 4 节 小结	168	附录 E 管子与管板胀接的许用载荷 (参考性的)	230
第 6 章 低循环疲劳强度计算	170		
第 1 节 概述	170		

附录 J 空冷器计算时辅助参数的确定 (必须遵守的)	230	第 2 节 标准正文	311
附录 H 空冷器元件变形度系数 (必须遵守的)	231	1 应用范围	311
附录 K 确定图表中各参数的计算关系式 (参考性的)	233	2 引用标准	311
第 3 节 计算例题	235	3 符号	312
第 4 节 小结	262	4 一般规定	312
第 8 章 夹套容器的计算	264	5 许用应力和安全系数	312
第 1 节 概述	264	第 3 节 小结	313
第 2 节 标准正文	264	第 11 章 考虑焊接接头错边、棱角及不圆度的 壳体和凸形封头强度计算的方法	316
1 应用范围	264	第 1 节 概述	316
2 引用标准	264	第 2 节 标准正文	316
3 符号	265	1 应用范围	316
4 计算公式的适用条件	268	2 引用标准	316
5 U 形夹套容器	269	3 符号	317
6 圆筒形夹套容器 (见附录 A, 图 A.7)	275	4 一般规定	318
7 短管支撑式或折边锥体式蜂窝形夹套 部分覆盖的容器 (附录 A, 图 A.8)	279	5 焊缝错边和棱角 (图 A.1, A.2)	318
8 通道为蛇形或排管形的夹套容器	282	6 圆筒总体不圆度 (椭圆度) (图 A.3)	320
附录 A 本标准的附图和计算尺寸 (参考性的)	285	7 局部不圆度 (纵向凹陷, 焊接接头的 纵向棱角) (图 A.4)	321
第 3 节 计算例题	290	附录 A 标准正文附图 (参考性的)	324
第 4 节 小结	298	第 3 节 计算例题	325
第 9 章 在内压和接管上外部静载荷作用下 接管与圆筒球形封头相贯处的最大 应力计算	300	第 4 节 小结	330
第 1 节 概述	300	第 12 章 对计算机完成强度计算报告样式 的要求	332
第 2 节 标准正文	300	第 1 节 标准正文	332
1 应用范围	300	1 应用范围	332
2 引用标准	300	2 引用标准	332
3 符号	300	3 一般规定	333
4 一般规定	301	4 计算机完成强度计算报告的样式	333
5 圆筒中的应力计算 (见图 1)	301	第 13 章 识别提取 ANSYS 线性化给出的应力 分类用于应力强度评定	335
6 球形封头中的应力计算	304	第 14 章 HDPE 产品出料罐全模型 ANSYS 分析	344
第 3 节 计算例题	307	第 1 节 设计条件	344
第 4 节 小结	309	第 2 节 压力应力分析	344
第 10 章 接触湿硫化氢介质的容器及设备	311	第 3 节 ANSYS 疲劳分析	374
第 1 节 概述	311	第 4 节 第二次疲劳分析	377
		第 5 节 小结	385
		参考文献	389

第 1 章 压力容器强度计算的一般要求

第 1 节 概述

本章的内容是 ГОСТ P 52857.1—2007, 它支持 ГОСТ P 52857.2 至 ГОСТ P 52857.11—2007 的计算。它的地位相当于 GB150 的总论。按极限载荷法进行强度计算时, 本标准给出碳素钢、低合金钢、奥氏体类钢、奥氏体-铁素体类钢, 铝及铝合金, 铜及铜合金, 钛及钛合金的许用应力 (见附录 A), 以及由它们制作容器及设备的焊缝强度系数 (附录 B)。按名义弹性应力计算时, 给出采用许用应力法的评定准则。

在本标准中将遇到下列 4 个主要问题:

- 1 极限载荷法及所用的许用应力;
- 2 许用应力法及所用的许用应力;
- 3 关于标准规定允许冲压成形的椭圆形封头折边区减薄量的存在;
- 4 关于 T 形焊缝系数。

第 2 节 标准正文

俄罗斯联邦标准化的目的和法则已由 2002 年 10 月 27 日第 184-ФЗ 号《关于技术调整》的联邦法律做出规定, 而俄罗斯联邦国家标准的应用准则已由 ГОСТ P 1.0—2004《俄罗斯联邦标准化 基本规定》予以确定。

关于标准的信息:

1 编制: 化工机械制造科学研究设计院股份公司 (ОАО НИИХИММАШ); 岩石化工工程技术股份公司 (ЗАО Петрохим Инжиниринг); 全俄石油机械制造科学研究设计院股份公司 (ОАО ВНИИНЕФТЕМАШ) 和联邦环保原子能技术监督局 (Ростехнадзор)。

2 提出: ТК260《化工与石油天然气加工装备》标准化技术委员会。

3 批准: 联邦技术调整与计量总局 2007 年 10 月 27 日标准第 503 号命令批准并生效。

4 本标准考虑了下列国际和欧盟标准的基本规定: 欧洲议会和欧洲理事会的欧盟委员会 1997 年 5 月 29 日关于成员国压力容器立法衔接 97/23 指示; EN13445-3:2002 压力容器-3 设计。

(作者注: 以下的 11 个标准的同样内容均省略)。

ГОСТ P 52857.1—2007

俄 罗 斯 联 邦 国 家 标 准

容器及设备
强度计算的规范和方法
一般要求

实施日期: 2008-04-01

1 应用范围

本标准规定了在化工、石油化工、石油加工和相邻工业部门使用的，由内压、真空或外压，轴向力、横向力、弯矩和惯性载荷产生的一次或多次载荷作用下操作的，碳素钢、合金钢和有色金属（铝、铜、钛及其合金）制造的容器及设备强度计算的规范和方法，同时也规定了安全系数、许用应力、纵向弹性模量和焊缝强度系数。如果材料的性能，以及对结构、制造和检测的要求均符合ГОСТ P 52630 及其他标准文件的规定，则本强度计算的规范和方法适用。若几何形状偏差、制造质量或不精确度偏离标准文件的要求，则强度计算时应采用相应的修正计算公式对这些偏差进行核算。

2 引用标准

本标准引用下列标准：

ГОСТ P 51273—99	容器及设备强度计算的规范和方法 塔式设备风载荷及地震载荷的计算 ^[16]
ГОСТ P 52630—2006	钢制焊接容器及设备通用技术条件
ГОСТ P 52857.2—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 圆筒、锥壳、凸形封头和平盖的计算
ГОСТ P 52857.3—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 在内压或外压作用下壳体和封头的开孔补强 在接管上外部静载荷作用下圆筒球形封头的强度计算
ГОСТ P 52857.4—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 法兰联接的强度和密封计算
ГОСТ P 52857.5—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 支承载荷作用下壳体和封头的计算
ГОСТ P 52857.6—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 低循环疲劳强度计算
ГОСТ P 52857.7—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 换热设备
ГОСТ P 52857.8—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 夹套容器
ГОСТ P 52857.9—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 在内压和接管上的外部静载荷作用下接管与圆筒球形封头相贯处应力的计算
ГОСТ P 52857.10—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 接触湿硫化氢介质的容器及设备
ГОСТ P 52857.11—2007	容器及设备强度计算的规范和方法 考虑焊接接头错边、棱角及不圆度的壳体和凸形封头强度计算的方法
ГОСТ 19281—91	高强钢轧材 通用技术条件
ГОСТ 5949—75	耐蚀钢、耐热钢和热强钢标准型钢 技术要求
ГОСТ 25054—81	耐蚀钢及耐蚀合金钢锻件 通用技术条件

3 符号

本标准采用下列符号:

c —计算厚度的总附加量, mm;

c_1 —腐蚀裕量, mm;

c_2 —负偏差, mm;

c_3 —工艺加工减薄量, mm;

E —计算温度下纵向弹性模量, MPa;

n_B —瞬时强度(强度极限)的安全系数;

n_T —屈服极限的安全系数;

n_n —持久强度极限的安全系数;

n_n —蠕变极限的安全系数;

n_y —稳定安全系数;

n_{Bn} —铝、铜及其合金强度极限的安全系数;

n_{BT} —钛及其合金强度极限的安全系数;

p —计算压力, MPa;

$R_{e/t}$ —计算温度下屈服极限的最小值, MPa;

$R_{e/20}$ —20°C下屈服极限的最小值, MPa;

$R_{p0.2/t}$ —计算温度下条件屈服极限的最小值(即产生 0.2%残余伸长), MPa;

$R_{p0.2/20}$ —20°C下条件屈服极限的最小值(即产生 0.2%残余伸长), MPa;

$R_{p1.0/t}$ —计算温度下屈服极限的最小值(即产生 1.0%残余伸长), MPa;

$R_{p1.0/20}$ —20°C下屈服极限的最小值(即产生 1.0%残余伸长), MPa;

$R_{m/t}$ —计算温度下瞬时强度的最小值, MPa;

$R_{m/20}$ —20°C下瞬时强度的最小值, MPa;

$R_{m/10^n/t}$ —计算温度下 10^n 小时内持久强度极限的平均值, MPa;

$R_{p1.0/10^n/t}$ —计算温度下 10^n 小时内蠕变极限的平均值(即产生 1.0%总蠕变变形量), MPa;

s —容器元件的名义壁厚, mm;

s_p —容器元件的计算壁厚, mm;

t —容器元件壳壁的计算温度, °C;

α —线膨胀系数, $10^{-6}/\text{°C}$;

$[\sigma]$ —计算温度下的许用应力, MPa;

$[\sigma]_{20}$ —20°C时的许用应力, MPa;

ϕ —焊缝强度系数。

4 一般规定

4.1 必须对所有预测运行、试验、运输和安装时发生的容器状态, 进行强度计算。这时, 应考虑影响强度的全部载荷及外在因素(温度、腐蚀性介质等), 并考虑它们同时作用的可能性。

其中, 必须考虑下列因素:

- 1) 内压或外压;
- 2) 周围介质的温度和工作温度;

- 3) 工作条件和试验条件下的静压力, 容器的重力和设备内构件的重力;
- 4) 运动、静止和振动条件下的惯性载荷、地震载荷及风载荷;
- 5) 由支座、支架和管道等所传递的反力;
- 6) 温度变形的限制引起的载荷;
- 7) 交变载荷下的疲劳、腐蚀和冲蚀等。

完成相应强度计算的机构(单位或个人)对应用强度计算的规范和方法的正确性负责。

4.2 容器及设备强度计算的方法载入ГОСТ P 52857.2—ГОСТ P 52857.11 中。

4.3 采用极限载荷法作为大多数容器元件强度计算的基础。为了计算方便, 计算许用应力时均考虑对极限载荷取安全系数。对于某些元件(例如, 法兰联接)或在交变载荷下的负载条件, 按许用应力法进行计算。

在这种情况下, 确定许用应力考虑了容器运行的特点、经验数据和材料性能。

稳定计算时, 许用载荷按下临界应力确定。

5 计算温度

5.1 为确定材料的物理—力学性能和许用应力, 须采用计算温度, 以及在强度计算时也要考虑温度载荷的作用。

5.2 计算温度根据热工计算, 或测试结果, 或类似容器的运行经验确定。

当壁温高于 20℃ 时, 应取最高的壁温作为容器或设备壳壁的计算温度。

当壁温低于 20℃ 时, 应取 20℃ 作为确定许用应力时的计算温度。

5.3 如果不能进行传热计算或实测, 且在运行时, 若壁温升高到与壁相接触的介质温度, 则取介质的最高温度作为计算温度, 但不低于 20℃。

在用外喷火焰、废气或电加热器加热时, 如果没有较精确的数据, 则取:

- 1) 间接加热时, 计算温度等于介质温度加 20℃;
- 2) 直接加热时, 计算温度等于介质温度加 50℃。

5.4 如果容器或设备在几个不同的负载状态下运行, 或设备不同的元件在不同的条件下操作, 对每一状态, 均可确定其计算温度。

6 工作压力、计算压力和试验压力

6.1 工作压力, 系指容器及设备在正常工作过程中产生的最大内压力或最大外压力, 不考虑介质液柱静压力, 不考虑安全阀或其他安全装置动作时容许的瞬时压力增高。

6.2 计算压力, 系指对容器及设备元件进行强度计算的压力。

容器及设备元件的计算压力, 通常可取等于或高于工作压力。

计算压力应考虑:

- 1) 内压力或外压力;
- 2) 容器中介质的液柱静压力;
- 3) 被加工的介质和工艺过程的不稳定性;
- 4) 在运动或地震作用下的惯性载荷。

如果在容器上或在连通容器的管道上安装了限制压力的装置, 以使工作压力不能超过最大容许的工作压力, 则在确定计算压力时, 不考虑短时间超过工作压力 10% 以内的增高值。

对于能分成具有不同压力空间的元件(例如, 带加热夹套的设备), 或单独取每一侧的压力作为计算压力, 或取要求元件壁厚较大的一侧压力作为计算压力。如果能保证两侧压力同时

作用,则容许按压力差进行计算。对于能将具有内压力的空间与绝压低于大气压的空间分隔开的这些元件,同样取压力差作为计算压力,如果没有绝压与大气压之差的精确数据,可取绝压等于零。

6.3 试验压力,系指容器或设备进行耐压试验的压力。

6.4 试验条件下的计算压力,系指容器或设备元件在试验时所承受的压力,包括液柱静压力。

7 计算力和计算力矩

对于相应的负载状态(例如,在运行、试验或安装条件下),取自身重力,惯性载荷,连接管道的作用,风载荷、雪载荷和其他载荷作用结果产生的实际的作用力和力矩作为计算力和计算力矩。

作用到塔设备上的风载荷及地震载荷产生的计算力和计算力矩,按ГОСТ P 51273 确定。

8 许用应力、安全系数

8.1 承受一次静载荷作用的容器,按极限载荷计算时,其许用应力 $[\sigma]$ 按下式确定:

对于碳素钢、低合金钢、铁素体钢、奥氏体-铁素体马氏体钢和铁镍基合金

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left\{ \frac{R_{e/t}}{n_T} \text{ 或 } \frac{R_{p\ 0.2/t}}{n_T}; \frac{R_{m/t}}{n_B}; \frac{R_{m/10^6/t}}{n_d}; \frac{R_{p\ 1.0/10^6/t}}{n_n} \right\} \quad (1)$$

对于铬镍奥氏体钢、铝、铜及其合金

$$[\sigma] = \eta \cdot \min \left\{ \frac{R_{p\ 1.0/t}}{n_T}; \frac{R_{m/t}}{n_B}; \frac{R_{m/10^6/t}}{n_d}; \frac{R_{p\ 1.0/10^6/t}}{n_n} \right\} \quad (2)$$

在缺少持久强度极限的数据,或者按操作条件要求必须控制变形量(位移)的那种情况下,可用蠕变极限确定许用应力。

当缺少产生1%残余伸长的条件屈服极限时,可用产生0.2%残余伸长的条件屈服极限值。

当缺少铝、铜及其合金的屈服极限和持久强度极限的数据时,其许用应力按下式计算:

$$[\sigma] = \frac{R_{m/t}}{n_{Bn}} \quad (3)$$

钛合金的许用应力按下式计算:

$$[\sigma] = \frac{R_{m/t}}{n_{BT}} \quad (4)$$

对于碳素钢、低合金钢、铁素体钢、奥氏体-铁素体马氏体钢和铁镍基合金制容器,其试验条件下的许用应力按下式计算:

$$[\sigma]_{20} = \eta \cdot \left\{ \frac{R_{e/20}}{n_T} \text{ 或 } \frac{R_{p\ 0.2/20}}{n_T} \right\} \quad (5)$$

对于奥氏体钢、铝、铜及其合金制容器,其试验条件下的许用应力按下式计算:

$$[\sigma]_{20} = \eta \cdot \left\{ \frac{R_{p\ 0.2/20}}{n_T} \text{ 或 } \frac{R_{p\ 1.0/20}}{n_T} \right\} \quad (6)$$

对于铝、铜及其合金制容器,如果工作条件下的许用应力按式(3)确定,则试验条件下的许用应力按下式计算:

$$[\sigma]_{20} = \frac{R_{m/20}}{n_{Bn}} \quad (7)$$

对于钛合金制容器，试验条件下的许用应力按下式计算：

$$[\sigma]_{20} = \frac{R_{m/20}}{n_{BT}} \quad (8)$$

8.2 安全系数应符合表 1 所列之值。

表 1

负载条件	安全系数							
	钢、铝、铜及其合金 [公式 (1), (2), (5), (6)]				铝、铜及其合金 [公式 (3), (7)]	铸铝合金 [公式 (3), (7)]	轧制钛板和钛管 [公式 (4), (8)]	钛制棒材和锻件 [公式 (4), (8)]
	n_T	n_B^*	n_n	n_{II}	n_{Bn}	n_{Bn}	n_{BT}	n_{BT}
工作条件	1.5	2.4	1.5	1.0	3.5	7.0	2.6	3.0
试验条件：								
液压试验	1.1	—	—	—	1.8	3.5	1.8	1.8
气压试验	1.2	—	—	—	2.0	3.5	2.0	2.0
安装条件	1.1	—	—	—	1.8	3.5	1.8	1.8

* 对于铬镍奥氏体钢、铝、铜及其合金 (公式 2), $n_B=3.0$ 。

如果按条件屈服极限计算奥氏体钢的许用应力，对工作条件下，按条件屈服极限 $R_p 0.2$ 所取的安全系数，允许 $n_T=1.3$ 。

8.3 除铸钢件外，许用应力的修正系数 η 应等于 1。对于铸钢件，修正系数 η 具有下列值：

0.8—逐个经受无损检验的铸件；

0.7—对于所有其他的铸件。

8.4 如果试验条件下的计算压力小于工作条件下的计算压力乘以 $1.35 \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}$ ，则圆筒、锥形元件、凸形封头和平盖在试验条件下的强度计算可不要求进行。

8.5 对于化工、石油化工和石油加工工业广泛使用的各种材料，当 $\eta=1$ 时，工作条件下的许用应力列入附录 A 中。

8.6 未列入附录 A 中的其他材料的许用应力，按 8.1 确定。为确定许用应力所需的力学性能的计算值，在正常温度下按相应标准和技术条件确定，而在高出正常温度条件下，须确保材料强度性能值的，且有代表性的试样数量进行试验之后，确定所需的力学性能的计算值。

8.7 对于在蠕变条件下操作的钢制容器及设备元件，在整个运行期限内处在不同的计算温度下，允许取下式计算的当量许用应力 $[\sigma]_{3KB}$ 作为其许用应力：

$$[\sigma]_{3KB} = \frac{[\sigma]_I}{\left[\sum_1^n \frac{T_i}{T_0} \left(\frac{[\sigma]_I}{[\sigma]_i} \right)^m \right]^{1/m}} \quad (9)$$

式中 $[\sigma]_i = [\sigma]_1; [\sigma]_2; \dots; [\sigma]_n$ — 计算的运行期限内, 在温度 $t_i (i=1, 2, \dots)$ 下的许用应力;
 T_i — 与壁温 $t_i (i=1, 2, \dots)$ 相对应的元件各运行阶段的持续时间, h;

$$T_0 = \sum_1^n T_i \text{ — 计算的总运行期限, h;}$$

m — 钢材持久强度方程式中幂指数 (对于合金热强钢, 推荐取 $m=8$)。

推荐按温度间隔为 5°C 和 10°C , 选取不同壁温下的运行阶段的持续时间。

按上述的简化方法确定当量许用应力, 推荐所取的温度间隔不大于 30°C 。需要对温度间隔大于 30°C 确定当量许用应力时, 应采用依据试验研究的数据为不大于寿命的 0.1 倍, 且不小于 10^4 小时所计算的幂指数的平均值。

8.8 复合钢板制容器的许用应力, 按下式计算:

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_1(s_1 - c) + [\sigma]_2(s_2 - c)}{(s_1 - c) + (s_2 - c)} \quad (10)$$

式中 $[\sigma]_1, [\sigma]_2$ — 分别为基层和耐蚀层的许用应力, 按附录 A 确定。

按式 (10) 确定许用应力时, 考虑耐蚀层的厚度负偏差, 如果 $[\sigma]_1 < [\sigma]_2$, 耐蚀层的厚度取最小值, 如果 $[\sigma]_1 > [\sigma]_2$, 耐蚀层的厚度取最大值。

准许按基层确定许用应力, 这时腐蚀裕量取等于耐蚀层的厚度。

8.9 对于在多次载荷下操作的容器, 其许用应力幅按 ГOCT P 52857.6 确定。

8.10 对于不按极限载荷计算, 而按许用应力计算的容器元件, 应依名义弹性应力进行计算。

σ_m — 总体薄膜应力;

σ_{mL} — 局部薄膜应力;

σ_u — 总体弯曲应力;

σ_{uL} — 局部弯曲应力;

σ_t — 总体温度应力;

σ_{tL} — 局部温度应力。

应满足下列静强度条件:

$$\begin{aligned} \sigma_m &\leq [\sigma] \\ (\sigma_m \text{ 或 } \sigma_{mL}) + \sigma_u &\leq [\sigma]_M \\ (\sigma_m \text{ 或 } \sigma_{mL}) + \sigma_u + \sigma_{uL} + \sigma_t + \sigma_{tL} &\leq [\sigma]_R \end{aligned} \quad (11)$$

式中 $[\sigma]_M = 1.5[\sigma]$; $[\sigma]_R = 3[\sigma]$ 。

8.11 材料机械性能的计算值列入附录 B 中。

9 稳定安全系数

容器及设备稳定计算时, 应按弹性范围内下临界应力选取稳定安全系数 n_y :

2.4 — 对于工作条件;

1.8 — 对于试验条件和安装条件。

10 纵向弹性模量和线膨胀系数

10.1 纵向弹性模量的计算值列入附录 B 中。

10.2 线膨胀系数的计算值列入附录 Г 中。