

法国非直接火受压设备设计规范

辽阳石油化学纤维总厂 译
轻工业部第二设计院 校
上海化学工业设计院

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

法国非直接火受压设备设计规范

辽阳石油化学纤维总厂 译
轻工业部第二设计院
上海化学工业设计院 校

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

一九七五·五

出 版 说 明

为配合国内引进化工装置的建设需要,辽阳石油化学纤维总厂组织翻译了“法国非直接火受压设备设计规范”。“法国非直接火受压设备设计规范”不但有推荐的设计要求而且有较详细的注释,说明规则的来由,这是它与其它各国类似规范的不同处。该规范对从事石油化工设备设计、制造、检验、维修的工作人员有一定参考价值。

在资本主义社会,由于私有制的必然规律,上层建筑包括这些规范、标准,不可能适应生产力发展的需要,相反地束缚了生产的发展,成为阶级压迫的工具。我们在参阅这些资料时必须时刻牢记伟大领袖毛主席关于:“……一切外国的东西,如同我们对于食物一样,必须经过自己的口腔咀嚼和胃肠运动,送进唾液胃液肠液,把它分解为精华和糟粕两部分,然后排泄其糟粕,吸收其精华,才能对我们的身体有益,决不能生吞活剥地毫无批判地吸收”的教导。

本书经轻工业部第二设计院及上海化学工业设计院校对,由于译校水平有限,在译文中如有错误或不妥之处请读者批评指正。

在本书的出版工作中得到了上海高桥化工厂,上海化工专科学校及宜兴化肥厂的大力协助,在此表示感谢。

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

一九七四·八

规范目的 (原 序)

本规范阐述的是由法国全国锅炉业、轧板业、工业管道业联合会(以下简称 S. N. C. T. T. I——译者注)所推荐的非直接火受压设备设计规则。这些规则考虑了从以往各版规范的实际应用中取得的经验,也考虑了对材料性能和应力分布所掌握的新知识,并考虑了应用技术的发展。这些规则遵照法令条文,因而它们能保证满意的质量水平,并可靠实用;它们在一定程度上使现行的《工艺规程》具体化了。

这个规范主要被看作是能提供压力锅炉设备正确制作原理的指南,而不是法令的汇编。推荐使用本规范,但不是非用不可的。设计人员如认为有必要,始终有权遵循不同的规则;当然应以符合国家规定为条件。

这个规定允许设计人员有选择材料、使用材料、组装和确定形状、尺寸和厚度的自由;但也相对的说明了设计人员应对设计负责。

S. N. C. T. T. I. 认为将这一规范提供给各企业应用是有益的,但它不能代替设计人员,也不分担这个纯属设计人员的任何责任。

重要说明:

与以前的版本相比,本规范无论在内容上还是在版面上都作了重要修订。

如同在早期各版本中一样,对正文各章的某些部分都进行了注释,其优点是能够比单本正文作出更灵活、更细致、更少束缚性的说明。这些注释部分使设计人员得以更好地了解所推荐的规则是以什么概念为基础的,以及其使用范围和条件是怎样的,从而帮助他们正确地应用这些规则,以同样的原则解决类似或接近的情况,有时甚至还可以有意识地违反这些规则,即在某一特殊情况有需要时可以严格一些,而完全有把握时,要求可以低一些。

这样编制的注释部分其目的性不都一样,有的通过阐明某公式或规则的基础部分去证明这个公式或规则;有的则属于补充部分,说明如何才能应用正文中某些只进行一般原理介绍的词句或段落;还有一部分实际上是规范的一个章节。或者是某一段落的细述部分,由于过长而没有编入正文。

至于这篇《计算规则》的内容也经过重要修改,其中考虑了法国和其它国家最近进行的大量设计和研究的成果。

前言 (原序)

1941年起草的《非直接火受压力容器⁽¹⁾设计规范》于1943年出版,这个规范由 Cormat 的技术委员会制订,该委员会于1945年改为全国联合会技术委员会。

这个规范于1954年修订后,又先后出版了两次。然而,材料的制造与使用,以及装置设计本身等各方面的技术都在迅速发展,这就是为什么需要定期进行修订的原因。此外,有些工业国以及负有技术标准化使命的国际组织也都在不断地更新它们的设计规范,以保证设备的安全运行和使用寿命;并在当前最佳条件下,对往往发生的质量与价格间的矛盾进行调和。

尽管如此,这种渴望的经常性修订往往遇到困难,因为实际上必须在一定时间内进行这项工作,这就需要时间来起草简明扼要的文稿以供尽可能多的设计人员的审阅。多年来,一直由技术委员会成员和他们的主席聚集一起,加上关心这项工作的1967年新成立的通用技术委员会中一百多位干练人员共同自愿化费宝贵的时间为目前已完成的工作进行了充实和扩展。

蒸汽、电气设备业主协会所属行业、集团以及焊接研究所的工程技术人员们始终以小组形式进行工作。

锅炉工业目前看到一个由于各大消费性经济部门的加速扩展所促成的跃进,因此,不仅要使本身适应这种扩展,而且在一定情况下,还要走在这前面。

这就是为什么本规范新版本具有完全革新的性质,并使法国在国际上处于先进地位。

本规范的研究,整理和编辑化费了较长的时间,所以,为了减少出版的延迟情况,将各篇文章以分册形式出版。

这一篇,也就是我们向你们介绍的最重要部分,《计算规则》篇。

《材料》和《应用》两篇正在整理中。补充部分将以活页形式定期加入“锅炉工业——轧板工业”中,这样就将保证全文的现实性。

⁽¹⁾ 旧称

第 II 篇 《计算》中所用的一般符号

P = 计算压力, 见 C15 节

θ = 计算温度, 见 C15 节

f = 公称计算应力, 见 C16 节

z = 焊缝或开孔(一个或多个)器壁某一部分的相对强度系数; z 为这一部分的抗压强度与无焊缝无开孔完整器壁的强度之比。

——对焊缝见 C17 节

——对单独开孔见 C53371 节

——对直线钻孔参照锅炉设计中所遵循的规则

C = 腐蚀余度, 见 C18 节

e = 一定部位的壁厚, 若有焊缝, 开孔或接头则估计在内, 并扣除可能的腐蚀余度。

根据 C192 节的说明, e 是直接算出的最小厚度或者是强度检验计算中的允许厚度。

e_0 = 器壁在假设无接头、开孔、腐蚀余度情况下所应有的最小理论厚度。

D, d = 直径

R = 半径

标记: e = 外部,

i = 内部,

m = 中间。

至于个别章节所固有的其它符号, 其含义则列于有关章节中。

单位: 除少数示明单位的以外, 本计算规则中推荐的公式在所有的相关单位制中都适用。

法国非直接火受压设备设计规范

总 目 录

C1	计算规则的基本概念.....	1
C2	受内压设备——圆柱体,球体,圆锥体.....	49
C3	受内压设备的封头计算.....	97
C4	受外压设备	113
C5	受内压器壁上的开孔	139
C6	螺栓法兰连接	171
C7	承受压力以外负载的设备	195

第II篇 计算规则

C1 目 录

计算规则的基本概念

C10	计算规则的目的	1
C11	受压设备所承受的外力	1
C12	受压设备的损坏形式	2
C13	本规范计算规则适用的设备——用本规范计算规则的先决条件	2
C13 1	规范以外的设备	2
C13 2	一般设备	2
C13 3	用本规范计算规则的先决条件	3
C14	静载荷下的过量变形——可能的适应性	3
C15	计算压力和计算温度	3
C15 1	工作条件	4
C15 2	试验条件	5
C16	公称计算应力	5
C16 1	应考虑的材料特性	5
C16 2	工作条件下公称计算应力	5
C16 3	水压试验的公称计算应力	7
C17	焊缝系数和焊接计算	7
C17 1	法规规定的系数	7
C17 2	法规中未规定系数的情况	7
C18	腐蚀余度	8
C19	最小厚度——公称控制厚度——极限使用厚度	9
C19 1	最小厚度	9
C19 2	厚度的确定	9
C19 3	极限使用厚度	10
C1 章	注释部分	11

C1 计算规则的基本概念

C10 计算规则的目的

本规则适用于不与火焰或高温燃烧气体接触的受压或真空设备；其目的是要确定另部件的厚度和主要装配件的尺寸，使设备对规定的工作条件具有足够的强度。

对受压设备的制造订出规定的正文中，除特殊情况外⁽¹⁾，不涉及计算公式，原则上（有一定程度的保留）让制造厂自己负责去酌量确定形状、尺寸和厚度⁽²⁾。

可见，本计算规则只是由全国锅炉业、轧板业和工业管道业联合会提出的一种建议，是否遵守并没有强制性。本会虽然公布了这些规则，但不能承担应由制造厂负责的任何责任⁽³⁾。

带有强制性的只是国家条例中专门提出的那些装配件设计公式及规则，本规范有关章节中也谈到了这些公式和规则。

后面各章中扼要地阐述了计算规则，注释部分则说明了这些规则所依据的概念，同时还提供了一些由于过分引伸而未编入正文的补充材料。注释部分的参阅是必要的，因为它能帮助合理地、准确地运用这些计算规则，可以通过相同的原则来解决接近或相似的问题，有时还可以在必要的具体情况下，有意识地越出本规范的规定范围。

本规范提出的公式简单易用。尽管应用于壳体的弹性及塑性计算的材料强度的概念现在有了发展，尽管对受压设备内的应力进行精确计算一般是很复杂的，大体说来，只要按照 C133 节的建议去做，这些公式还是足以保证这些受压设备的使用安全的。

C11 受压设备所受的外力

受压设备可以受到下列各种外力：^(4, 5)

1. 压力（内压和外压）；
2. 施加于设备上的重量和各种作用力；
3. 雪、风和地震；
4. 动载作用；
5. 振动；
6. 温差；
7. 所盛流体及周围介质的腐蚀和侵蚀作用；
8. 残余应力⁽⁶⁾。

⁽¹⁾ 见注释 NC10。

⁽²⁾ 1926 年 4 月 2 日法令第二条及 1943 年 1 月 18 日法令第二条。

⁽³⁾ 见封面第 2 页的《规范目的》部分。

⁽⁴⁾ 术语“外力”(Sollicitations)和“应力”(Contraintes)是 AFNOR FD-X 第 10-011 号文件中规定的。

⁽⁵⁾ 内容不限于这些，若认为还有其它外力可能参加作用的话，也必须予以考虑。

⁽⁶⁾ 见第 2 页脚注 (1)。

这些外力的效应可以由于实际形状与理论形状的差异, 以及金属表面刻痕或其它缺陷而扩大, 此外, 和设备的温度也有很大关系。

在原则上, 设备的设计和计算应考虑到可能施加于该设备的所有外力。

C12 受压设备的可能损坏形式

在上述外力作用下, 设备可以受到种种不同的损坏, 例如由于:

1. 在静载荷下破裂或过度变形;
2. 弯曲;
3. 厚度减少(由于表面侵蚀、腐蚀或磨损所致);
4. 在反复外力作用下的累积总变形;
5. 在反复外力作用下的疲劳;
6. 由于脆裂;
7. 与应力(晶间、缺口、破裂等腐蚀、腐蚀疲劳……)结合起来或不结合的深度腐蚀。

这七种破坏形式还相互结合起来同时发生作用, 例如: 被腐蚀破坏的器体可以在压力作用下破裂; 脆裂可以起因于疲劳裂纹等等。

C13 本规范计算规则适用的设备 ——用本规范计算规则的先决条件

C131 规范以外的设备

对于某些设备来说, 安全具有特殊的意义, 如核装置的主回路就是这样。在这种情况下, 设计一个受压设备的技术人员就应逐一地衡量各种可能发生的危险, 以确证自己所考虑的办法能在所要求的安全程度上使设备没有任何危险。

其它危险性较少的设备可以经受压力的频繁变化和频繁的温度急变。因此, 疲劳引起的破裂危险性要求进行特殊的检查, 包括对易受外力作用点上的应力加以详细分析。本规范中没有谈到这种情况下要采用的各种方法⁽¹⁾。

C132 一般设备

然而, 受压设备大多数都可以用简单的规则进行计算; 本规范只适用于那些可称之为“普通设备”的设备。凡是工作状态相当稳定, 不受频繁压力变化和频繁温度急变作用的设备都属于这一类。

本规范中适用于此类设备的规则, 只考虑到 C12 节中所列举的前四种破坏形式:

- a. 静载荷下的过度变形(C14 节)是作为本规范大部分规则的基础的。
- b. 弯曲只在下面两种情况下方予以考虑:
 - 设备受外压作用(C4 章);
 - 设备除受压力作用外, 还承受某些其它外力, 如重力、风荷……等(C7 章)。
- c. 由于表面腐蚀、侵蚀或磨损所致的厚度减少, 必要时可由在一定位置相应的加厚部分给予补偿(C18 节)。
- d. 在反复的外力作用下, 会在外壳的不连续区内或开孔附近产生总的逐步变形。就是这种破坏方式促成了例如为计算锥体-圆柱组合件而提出的计算规则; C2 章及以下各章中

⁽¹⁾ 这类计算方法参见《ASME 锅炉及压力容器规范》第 III 篇——《核动力装置部件》, 1968 年版。

所介绍的“计算”规则被看作是估计到了这种破坏形式，它可以成为对那些可能超出这些规则有效范围的部件进行计算的主导标准。

C133 用本规范计算规则的先决条件

对于本规范所涉及的一般设备来讲，采取下述预防措施便可以避免后三种形式的破坏（疲劳、脆裂、深度腐蚀）⁽¹⁾。

C133 1 材料在其使用条件下：

- 不易产生脆性破坏；
- 具有塑性变形能力；
- 具有足够的疲劳强度；
- 对缺口效应的敏感性不大；
- 不易发生深度腐蚀。

C133 2 供应的材料对规定的用途没有致损的缺陷。

C133 3 选择型式，正确设计组合件，防止应力高峰。

C133 4 施工要正确，以避免缺口效应和内部缺陷引起危险的应力集中。

在使用本规范的计算规则之前，应确信上述的条件已得到充分满足。

C14 静载荷下的过量变形——可能的适应性

注意到的损坏方式中的第一种，即涉及所有受压设备并支配本规范规则的静载荷下过度变形，将是唯一在 C16 和 C17 节被考虑的损坏方式。

受压设备的某些部位会受到应力集中作用，就是说，这些部位的应力比器壁的一般区域要大些。由于材料的所谓“适应性”，应力集中不致使处于纯静载荷作用下的设备遭受危险。

应该避免的是，器壁整个厚度出现大面积的过度塑性变形。为此，在壁厚的计算过程中，只注意到不能借适应性来缩小的应力⁽²⁾。这种应力（要考虑到多轴应力情况下最大剪应力的假设）不能超过根据材料在设计温度下的机械特性适当规定的极限值，此值被称为“公称计算应力 f ”（见 C16 节）。

实际上，往往碰到这样的情况，即与压力相比，其它各种外力的影响可以忽略不计，因此，可以只考虑压力来计算器壁厚度。

C15 计算压力和计算温度

对于任何设备，原则上都要一方面就其工作条件，另一方面就其试验条件进行计算⁽³⁾。这两种情况下使用的公式是相同的。

但是，在一种情况下，计算压力 P 和公称计算应力 f 就是符合工作条件的压力和应力；在另一种情况下，则符合试验条件⁽⁴⁾。

⁽¹⁾ 见注释 NC133 1、NC133 3、NC133 4。

⁽²⁾ 见注释 NC14。

⁽³⁾ 作为这个原则的例外，其制造受 1962 年 11 月 12 日部令约束的金属锻造气瓶只是为了试验压力而用上述法令所示的公式来计算的。本规范规则不适用于此种压缩气瓶。

⁽⁴⁾ 见注释 NC15。

C151 工作条件

C151 1 只有一种工作条件的设备情况

应作为计算压力及温度接受的压力和温度, 随材料是否易受工作温度下的蠕变而有不同。

C151 1-1 材料的工作条件无蠕变时的计算温度和压力。

计算压力:

一个部件的计算压力, 就是该部件要在最苛刻操作条件下顶得住的最大压力。正如 1967 年 10 月 16 日部颁法令中所指出的, 计算压力可以等于规定的最大工作压力。无论如何, 对于本节中所谈到的构件(组合件)来说, 它包括工作压力的绝对最大值⁽¹⁾。

对于一切容积小于 500 公升的活动的或半固定的设备(即固定在运输机械或其它活动机械上的设备)据认为可以达到的温度至少为 50°C。所以, 就液化气容器而言, 最大工作压力是 50°C 时的压力(有效蒸汽压)。就压缩气体而言, 假设在容器内部固定为 50°C 均匀温度, 这是在负载条件下所能达到的压力。(曾于 1967 年 10 月 16 日修订的 1943 年 7 月 23 日部颁法令, 以及在 1967 年 10 月 16 日部颁法令中)。

计算温度:

待探讨的计算温度就是金属材料的温度, 它将是器壁厚度中部在工作时在设计压力下所能达到的最高温度, 同时要估计到受到适当维护的设备所能遭遇的不利热交换条件。对于含有热流体的、并用绝缘体绝热或保护使之不受影响的设备, 计算温度将取等于内部流体的最高温度。

对于温度处于室温的容器来说, 计算温度一律取 20°C。

C151 1-2 材料的工作条件有蠕变现象时的计算温度和压力。

当温度升到足够高, 使它单独影响着材料的蠕变限时, 引入计算公式中的压力 P 等于正常工作下(不是最大工作压力)所估计到的压力。计算温度不是所能达到的最高温度, 而是正常工作下材料温度⁽²⁾。

这个压力 P 的定义和 1943 年 7 月 23 日法令的规定不相矛盾, 实际上合乎规定的计算压力概念, 只适用于证实不使金属蠕变特性起作用的标准。

C151 1-3 中间工作条件下的计算温度和压力

假如温度比上述情况的要低, 应考虑到蠕变特性, 而又不能忽略弹性特点, 这样有两种计算条件要掌握:

一方面, 上面 C151 1-1 中规定的计算压力要与从弹性特点中产生的公称计算应力 f_R 联系起来考虑(见 C162 1)。

另一方面, 上面 C151 1-2 中涉及的正常工作下的规定压力要与蠕变特性所给定的公称计算应力 f_R 联系起来考虑(见 C162 2)。

C151 2 具有多种工作条件的设备情况

有些设备具有不同压力和温度的多种工作状态。计算中应考虑的状态是最不利的状态。在此研究最不利条件的过程中, 压力要按前面 C151 1-1、1-2、1-3 节中所述的来确定,

⁽¹⁾ 当用安全机构保护设备防止超压时, 那末工作中最大压力就是构件在安全机构开始让流体流动时所承受的压力, 这就是该安全机构的经消除最不利工作条件下由于载荷减小而可能引起的超压和静压的校正压力。

⁽²⁾ 见注释 NC151 1-2

必要时应考虑到静载荷和载荷消失, 计算温度就是和规定的计算压力相对应的温度。

然而, 这些工作状态中, 如果有一种是涉及外压下的工作, 而其余都是内压下的工作, 那末外压下工作的情况就应成为弯曲检验的对象(按 C4 章)而与关于最不利的内压工作的计算无关。

C152 试验条件

将应进行试验的实际压力和温度作为试验条件下的计算压力和温度。

C16 公称计算应力

C161 应考虑的材料特性⁽¹⁾

下面规定的材料特性就是材料在设备使用时, 也就是在制造过程中经过各种处理以后所处状态下的变形特性。

R_m ——常温下最小拉伸强度。

R_t ——计算温度下最小拉伸强度。

σ_E ——计算温度下最小弹性极限。

S_R ——计算温度下十万小时内断裂应力平均值。

S_{Rm} ——计算温度下十万小时内断裂应力最小值; 此值可以取等于减去两个标准偏差的平均值 S_R 。

S_0 ——计算温度下十万小时内引起 1% 蠕变伸长的应力平均值。

C162 工作条件下的公称计算应力⁽²⁾

C14 节规定的公称应力值 f 当然要低于上面列举的材料特性, 它由这些各自都带有一安全系数的特性所确定^(3,4)。

本节中所述安全系数的前提是, 如 1941 年 10 月 2 日部令所要求的那样, 要有足够好的施工质量, 尤其是焊接要焊透, 没有夹层和裂纹。

规定有两种公称计算应力:

C162 1 弹性特性给定的公称计算应力:

a. 对于用符合 AFNOR 标准(有关“用于锅炉和受压设备”的优质产品)和相应的 G. A. P. A. V. E. 的非合金钢或低合金钢所制成的板材、管材、锻件, f_E 可取下列数值中的最小值:

$$\frac{\sigma_E}{x_1} \quad \frac{R_m^{(5)}}{x_2}$$

⁽¹⁾ 见注释 NC161。

⁽²⁾ 见注释 NC162。

⁽³⁾ S. N. C. T. T. I. 的通用技术委员会打算以后介绍公称设计应力的数值。

⁽⁴⁾ 这里提出的安全系数, 只涉及其破裂可能发生危险的气体蒸汽受压设备。对于危险性不大的设备来说, 例如冷水受压设备或非居住地带的气体管道, 当然可以取较低的安全系数。这些安全系数也不适用于冷冻工业或石油工业的设备, 这些设备是免除试验或复试的, 因而服从特定的制造要求(48 年 7 月 26 日部令和修正的 60 年 4 月 27 日部令及部通令)。

⁽⁵⁾ 对于受法规约束的气体受压设备, 经以 1967 年 10 月 16 日法令修正的 1943 年 7 月 23 日法令第 4 条第 3 款要求, 金属的计算应力低于下列两值中的最小值:

——常温下, 金属抗拉强度的 1/3,

——最高工作温度下, 金属 0.2% 弹性极限的 5/8。

根据材料在验收时是否按照上述标准和规格经过检验,安全系数 α_1 和 α_2 是不同的,具体数据列入表 C1621a。

表 C162 1a

设 备	材料经检验的安全系数		材料未经检验的安全系数	
	α_1	α_2	α_1	α_2
受法国法规控制的气体受压设备	1.6	3	1.9	3
不受法国法规控制的气体受压设备	1.5	2.4	1.9	3
受(或不受)法国法规控制的蒸发器	1.5	2.4	1.9	3

b. 对于奥氏体钢,在现有知识水平上。 f_E 可按照 1967 年 10 月 16 日部通令,应取为:

$$f_E = \frac{R_t}{3.5}^{(1)}$$

c. 对于结构钢,按照 1968 年 4 月 AFNOR 第 NFA 35~501 号标准⁽²⁾,常温下的公称计算应力等于 $R_m/4$ 。

d. 对于其它材料,制造厂应考虑到向他提供的各种保证,必要时应考虑到对这些保证的控制来选择在公称计算应力的确定中所要应用的材料之一种或几种特性和安全系数。

C162 2 由蠕变特性所给定的公称计算应力 f_F 。^(3,4)

f_F 应取下列三个数值中的最小值:

$$\frac{S_R}{1.6} \quad \frac{S_{Rm}}{1.28} \quad \frac{S_o}{1}$$

C162 3 铸造材料的特殊情况

铸造材料的公称计算应力等于从 C162 1 和 C162 2 节中所得应力的 80%。

C162 4 金属复合材料的特殊情况

对于复层和基础金属有良好贴合性的复合板来讲⁽⁵⁾,公称计算应力应取等于基础金属的公称计算应力,并按相当于璧的厚度进行计算:

$$e' = e(\text{基础金属}) + e(\text{复层})$$

如果复层金属的公称计算应力比基础金属的要小,则复层的厚度在算入厚度 e' 以前,要按

$$\frac{f(\text{复层})}{f(\text{基础})}$$

之比值进行缩减。

待考虑基础金属和复层金属的厚度由于压延容限和生产容限的关系,等于所可允许的最小厚度减去可能的腐蚀余度。

⁽¹⁾ 在温度 $\leq 50^\circ\text{C}$ 时,同一通令中建议

$$f_F = \frac{R_m}{3.5}$$

⁽²⁾ 以后在“材料”篇中将列出使用结构钢时不得超越的极限。

⁽³⁾ 必须注意,有些材料在室温下就会发生蠕变,即固定负载下的逐步变形。但对于非奥氏体钢来说,在 375°C 以下,却不必考虑蠕变。

⁽⁴⁾ 见注释 NC161 3 和 4。

⁽⁵⁾ 这种贴合性是通过受压复层的试验和剪力试验来检验,这些试验将在规范的“材料”篇中加以说明。

C163 水压试验的公称计算应力

非奥氏体钢材在试验压力下的公称计算应力,可取等于试验温度下金属最小弹性极限值的95%。

但是供铁路运输液化气用的贮槽,其公称计算应力根据国际公约决定,不能超过弹性极限的75%⁽¹⁾。

C17 焊缝系数和焊接计算⁽²⁾

C171 法规规定的系数⁽³⁾

适用于受法规约束的钢制设备的焊缝系数是1959年11月18日部令(系1941年10月2日法令的修正本)中规定的,其有关条文如下:

第3条第1节

待焊接零件和焊缝的形状和尺寸是将受拉力作用焊缝的强度作为无焊缝具有连续性的金属具有的强度的系数来确定的。这系数等于:

a) 5/10,假如无法检验的焊缝不是用对面会自动形成一连续凸缝的方法完成的。(即非单面焊双面成型——译注)

b) 7/10,假如焊接后的焊缝,在正反两个表面上均可检验,或都是用对面会自动形成一连续凸缝的方法焊接的。

但是假如完工的焊缝经过消除应力处理,或用X光照相、超声波或其它类似方法进行检查,那末可将这强度系数提高到8/10。

c. 8/10,假如系优质设备,并经矿区负责人预先同意,焊缝的设计还要事先经过研究,经有经验的材料鉴定人员,按照详细规程及在专门监督下作适当检验。

在设备质量要求特别高的情况下,如果装配完工后经过消除应力或采用X光照相、超声波或其它类似方法进行检查,那末在矿区负责人事先同意下,此强度系数就可以增加到9/10。

在此两种情况下都定期在车间或装配架上进行对照装配,并经过适当的试验。

详细规程和检查试验结果都提交矿务局处置。关于使用8/10和9/10系数以及进行处理和检验的情形均记载在每台设备的说明书上。

例外:

1950年9月25日部令规定了夹套设备装配焊缝的金属最大强度极限(见C401节)。

C172 法规中未规定系数的情况

当条例中不规定焊缝系数时,凡是焊缝具有相当的质量和良好的焊透度,就可以允许焊缝处和基础金属中有相同的强度极限⁽⁴⁾。

(1) 此公称计算应力是与一个等于1的焊接系数结合起来的。

(2) 见注释NC17。

(3) 水压试验条件下应用的焊接系数:

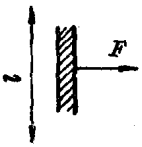
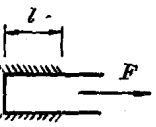
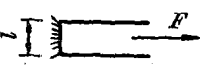
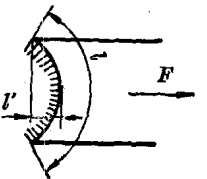
C171中提到的焊接系数适用于操作条件下设备强度的计算,进行水压试验时只要查明设备无永久变形即可。制造厂不必向矿务局鉴定人员提供有关设备在试验条件下的强度计算数据;因此,如果制造厂要事先验证其设备不会在试验中发生明显变形,则每当焊缝的机械性能至少与基础金属的相等时,他都可自己的计算中取等于1的焊接系数。

(4) 受压焊缝、管路和钢以外金属的情况见注释NC17 C和D节。

对于受拉力作用的焊缝,应采取充分的预防措施以保证焊接部位的机械特性,至少等于基础金属的特性(见注释 NC17 第 D 节)。

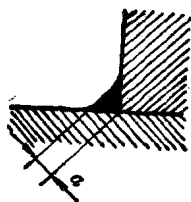
焊缝处的应力 σ 应经过计算,并规定允许极限,如表 C172 所示。

表 C172

接头型式			计算应力	许用应力**
对接	无剪应力		$\sigma = \frac{F}{l \cdot a}$	$\sigma \leq f$
角接	纵向应力		$t_l = \frac{F}{2l \cdot a}$	$t_l \leq 0.75 \alpha f$
	横向应力		$t_{\perp} = \frac{F}{l \cdot a}$	$t_{\perp} \leq 0.85 \alpha f$
	倾斜应力		$t_{\phi l} = \frac{F}{l \cdot a}$	$t_{\phi l} \leq (0.75 + 0.1 \sin \phi) \alpha f$
			$t_{\phi l} = \frac{F}{l \cdot a}$	$t_{\phi l} \leq 0.75 \alpha f \left(1 + \frac{1 - 2l'}{8l}\right)$

* 上面提出关于角接的规则基于 ISO/TC44(焊接计算)、钢结构计算规则(指 CM66 规则)以及法国公路和桥梁条例规定(1960 年 8 月 19 日部令)。

l —有效焊缝长度,取等于实际长度减去两端焊口的长度(每个焊口约定为 a)



** α 可取

$$\alpha = 1 \quad (a \leq 4 \text{ mm})$$

$$\alpha = 0.8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) \quad (a > 4 \text{ mm})$$

a 就是焊根高度,见上图。

C18 腐蚀余度

在设备工作过程中,假如在物料或周围介质的影响下由于表面腐蚀、浸蚀或磨损作用而可能使器壁单面或双面变薄,那末应规定新设备有一腐蚀余度 C ,这个余度要足以保证在设

备规定使用期限内所产生的这种变薄现象得到补偿。

在本规范的计算公式中,都未提及这一腐蚀余度,在可用公式直接算出时,应将它加在强度所必需的最小厚度中,而在要对强度进行检验性计算时,则应将它从所选定的厚度中减去。(见 C192 节)

腐蚀余度 C (在确实不必考虑的情况下,这个腐蚀余度可以等于零),根据与器壁相接触的介质性质、温度、流速等,始终应由制造厂和使用厂协商决定⁽¹⁾。

C19 最小厚度——公称控制厚度——极限使用厚度

C191 最小厚度

本规范由于应用极其普遍,不能对各种使用材料应采用的最小厚度规定数据。

因而,当算出的厚度似乎较小时,要采用的厚度应考虑到:

- 制造及焊接方法(改进焊接技术就能适当地连接越来越小的厚度);
- 铸件的成型必要条件;
- 运输时或使用过程中所必需的形状稳定性;
- 设备在运输时或在使用过程中可能受到的冲击或其它作用。至于特殊用途的薄壁设备,希望用户订货时能将凭自己经验认为是对冲击强度和形状稳定性所必需的最小厚度通知制造厂。

C192 厚度的确定⁽²⁾

C192 1 下面各章中介绍的大多数计算公式,直接提供了设备强度在计算适用的区域内所需的最小厚度 e 。于是,这个厚度 e 就是腐蚀余度消失后所能有的最小厚度。

如果以:

C_1 表示毛坯厚度下偏差,

C_2 制造时符合计算部位可能变薄的厚度,

e 由制造厂决定的厚度余量(例如,为了能够确定一整数尺寸,或者为了利用闲置的材料,或者因为这一余度是另一区域的与目前计算相同的器壁所必需的厚度,或者由于其它原因),那末,毛坯材料的公称控制厚度 e_n 将为:

$$e_n = e + C + C_1 + C_2 + e$$

(除非另有合同,否则一般来说,这就是工厂设计图上所示的厚度)

图 C192 1 中确定了在这种直接计算的情况下需要考虑的各种厚度。

C192 2 但是,有些规则(如有关法兰、外压设备、雪载、风载等)不能用来直接计算必要的最小厚度。这些规则只指出如何才能检验允许厚度对结构强度是足够的。

在此情况下,这种对强度的校核,由于有轧制公差及加工公差,应针对可允许的最小厚度来进行,并扣除腐蚀余量:

$$e = e_n - C - C_1 - C_2$$

⁽¹⁾ 见注释 NC133 3-4

⁽²⁾ C192 节的著述符合 1943 年 8 月 12 日部通令原文(第 4 条最后一项):“每当金属的实际厚度能够直接测定时,都应根据这些厚度来检验安全系数,而且当尺寸是依据图纸确定时,无论如何还必须在扣除制造公差之后进行验证;按照 1943 年 7 月 23 日部令第 1 条第 12 款规定,说明书或其所附参考总图上所应载明的就是这些最小实际厚度”。

此外,它还考虑到该通令中没有提到的腐蚀余量。