

“钢制石油化工压力容器设计规定”

总 论 介 绍

化工部化工设计公司

卡 清 源

机械、石油、化工三部《钢制石油化工压力容器设计规定》是我国第一部正式颁发的部一级容器设计规范。其中总论部分叙述本规定的适用范围，以及设计压力和设计温度的定义，同时对设计中所涉及的最小壁厚、壁厚附加量、安全系数、焊缝系数和压力试验等内容作了相应的规定。这主要是根据我国多年来对压力容器的设计实践和我国现阶段材料生产、容器制造和检验的水平，并参照国外有关规范的内容而制定的。它主要是与设计有关的技术规定，从压力容器的设计角度出发，列出了应考虑和满足的基本要求和应遵守的规定性条文，因此在执行这一设计规定时，还必须同时遵守有关材料、制造、检验标准和技术条件，这也是本规定与国外有关压力容器规范的不同之点。

一、适用范围：

1、规定适用于设计压力不大于 350 Kg f/cm^2 的石油、化工、用钢制压力容器，它是与国内现行压力容器制造技术条件 JB741-80“钢制焊接压力容器技术条件”相呼应的。

JB741-80 是将规定中原来中低压与高压两篇合并的主要依据。

(1)在我国石油化工装置中，绝大多数工作压力等级均在 320 Kg f/cm^2 以内，目前国内合成氨压力也多为 320 Kg f/cm^2 。原规范第二篇的设计压力适用范围为 $100 \sim 10000 \text{ Kg f/cm}^2$ 而所采用公式同第一篇一样均为中径公式。实际上中径公式不可能适用于这么大的压力范围。将设计压力从 10000 Kg f/cm^2 降到 350 Kg f/cm^2 也符合我国多年石油化工容器的设计、制造、检验和使用的实际。这样的压力范围与 ASME 规范的 3000 磅/英

寸(约 210 Kg f/cm^2) J I S 规范的 300 Kg f/cm^2 基本上是相当的, 同时今后一段时间内石油化工装置的压力范围也大部分在此范围之内。

(2) 原第一、第二篇的设计准则、容器壁厚计算公式和材料选择上均是一致的, 只是在安全系数 n_b 的选取上略有差异, 原第二篇 $n_b^t = 2.6$, 但在实际设计工作中, 绝大部分设计中的安全系数均选用 $n_b \leq 3$ $n_s^t \leq 1.6$ 在 80 年的“规定”修改中已取消第二篇中 $n_b^t \leq 2.6$, 而统一采用 $n_b \leq 3$, 主要涉及的是常温许用应力数据, 一般说来没有什么矛盾, 因此在容器壳壁上设计应力值是近似和相当的, 因应力强度而引起容器破坏的危险性, 对不同压力的容器是相等的。

(3) 从压力容器的制造难易程度来看, 主要决定于材料强度高低, 工艺性能好坏, 板厚大小和结构的复杂程度等因素, 就拿板厚大小来说, 并非完全依赖于压力大小, 还取决于温度高低, 直径大小和材料强度高低等因素, 同时将高中低压合并后, 更有利于保证和提高中低压容器的制造质量。

2. 本规定不适用的各类容器为:

直接火焰加热的容器;

经常搬运的容器;

受辐射作用的容器;

设计压力低于 100 Kg f/cm^2 的容器;

$$(D_g + 10)^2$$

真空度低于 $(\frac{310}{D_g} + 8.2) \text{ cm}^2$ 水柱的容器；

以疲劳分析为基础设计的压力容器。

(1) 对于直接火焰加热的容器、经常搬运的容器和受辐射作用的容器，由于它们分别在设计时所考虑的载荷变化、容器承受的热冲击、动载冲击及安全防护等方面与一般的石油化工容器有很大的差别，因此在材料选择上、应力分析及控制上和制造检验上均有不同的考虑，我国和国外对这几类容器均有特殊的控制规范。

(2) 设计压力和真空度的有关界限。

对于石油化学工业来说，直径大而压力低的容器较多。对该类容器的设计、制造、检验要求均和中高压容器一样，因为直径越大壳体应力水平相同，但因破坏而造成的损失和危害也越大。因而直径越大，在安全余量相当的情况下，要求制造检验水平也应比小直径的才合理，对于真空度也是同样的道理。

我国50~60年代，基本上参照苏联的有关规定将 0.7 kgf/cm^2 作为压力容器的压力范围下限，它从能量观点来讲是不太合理的。

本规定所采用的两公式：压力低于 $\frac{100}{(D_g + 10)^2} \text{ kgf/cm}^2$ ，真空

度低于 $(\frac{310}{D_g} + 8.2) \text{ cm}^2$ 水柱来源于英国 BS 1515，引入直径

参数，从理论上讲是比较合理的，按照此两公式，根据直径的变化，属于压力容器的范围的压力和真空度见下表。

表 / 见下页

各店直径下的压力和真空度 (表1)

Dg mm	压力 Kgf/cm ²	真空度 C _m H ₂ O	Dg mm	压力 Kgf/cm ²	真空度 C _m H ₂ O
300	0.9426		(1500)	0.7561	214.9
(350)	0.9335	893.9	1600	0.7432	201.9
400	0.9246	783.2	(1700)	0.7305	190.6
(450)	0.9157	697.1	1800	0.7182	180.4
500	0.9070	623.2	(1900)	0.7062	171.4
(550)	0.8986	571.8	2000	0.6944	163.2
600	0.8900	524.9	(2100)	0.6830	155.8
(650)	0.8817	485.1	2200	0.6719	149.1
700	0.8734	451.1	(2300)	0.6610	143.0
800	0.8653	395.7	2400	0.6504	137.4
900	0.8417	352.6	(2600)	0.6299	127.4
1000	0.8264	318.2	2800	0.6104	118.9
(1100)	0.8116	290.0	3000	0.5917	111.5
1200	0.7972	266.5	3200	0.5739	105.1
(1300)	0.7831	246.7	3400	0.5569	99.4
1400	0.7695	229.6	3600	0.5407	94.3
3801	0.5251	89.8	4600	0.4691	75.6
4000	0.5102	85.7	5000	0.4444	70.2
4200	0.4959	82.0			

由表中可以看出，直径与压力和真空度的数量关系，当容器直径大

(~4~)

小2000mm时，其压力已略低于 $0.7\text{Kg}/\text{cm}^2$

从各国的规范来看，其范围是不一致的。

ASME-III-I规定，容器内，外压 <15 磅/英寸，直径 <6 英寸，容积 <120 加仑的受压水和蒸汽的容器排除在外。

英国BS5500规定，近于大气压下储存液体的贮槽，液面上压力 <140 毫巴或真空度 >6 毫巴或储存压力 <1 巴的低压地面液体贮槽不包括。

日本JISB8243，承受压力 <1 大气压的容器不包括。

法国和瑞典的有关规范均规定压力 <1 大气压的容器排除在外。

从上面列举的国外规范来看，较多的国家以 $1\text{Kg}/\text{cm}^2$ 作为下限，本规范主要考虑到我国压力容器现有设计习惯和从安全角度出发而采用上面两公式。

我国劳动总局的安全监察规程是以下列条件为下限：

$P \geq 1\text{Kg}/\text{cm}^2$ ， $V \geq 25\text{l}$ 且 $P \times V \geq 200\text{l} \cdot \text{Kg}/\text{cm}^2$
介质为气体、液化气体和最高工作温度高于标准沸点的液体容器，劳动部门是从安全监察的角度来考虑的，为了便于管理而制定了容器压力下限和压力分级，和设计规定并无矛盾。

(3) 以疲劳分析为基础设计的压力容器。

在本规定中，由于对载荷的考虑主要是静载，包括内外压力和液重等，而对动载荷只考虑了风载及地震载荷，本规定只以平面力系来推导有关公式，弹性失效准则来判定容器的强度和稳定性对于由载荷所引起的拉伸、弯曲、剪切的安全系数均相同，只以公式中选用不同系数来处理，如对法兰、管板、平盖等的弯曲应力和

剪切应力均简化为系数的形式加以考虑。

从容器的破坏来看，除了载荷的影响外，很重要的一点是载荷所产生的应力与时间的变化关系。实际上，石油化工容器在频繁的开停车，操作时的压力温度的周期变化，都将引起容器中的应力随时间呈周期性的变化。这种交变应力引起容器的破坏，一般称之为容器的“低周疲劳”破坏。疲劳次数大多在100~10000次之间。它是由于疲劳引起的在应力集中处产生裂纹或者裂纹扩展，因而造成压力容器破坏和失效。特别是由于屈服比较高的钢材广泛地在石油化工容器上应用，更应考虑到疲劳破坏。在本规定中，目前尚未以受压元件疲劳分析作为设计依据，仅要求在设计时考虑限制应力值和必要的结构限制来保证容器的安全运行。

在国外的ASME- II和BS 5500中均考虑了疲劳分析。我国在不久的将来也将考虑以疲劳分析为基础的设计准则。

二、定义

本规定对有关定义的叙述是为了明确各定义术语的含义

1. 最高工作压力

系指容器顶部在工作过程中可能产生的最高表压力。也就是容器的最大许用工作压力。

这一点各国规范均相似，均明确为容器顶部的最高表压力。它是容器各部位最高许用工作压力的最小值。超过此值，安全装置将启跳。

它的含义在日本JIS B 8243注译里表达的较明确

(1) 最高许用压力（即最高工作压力）应减去除压力外的其它荷重所要求的厚度和腐蚀 度进行计算。

(2) 它以装置排放压力为基础的压力，超过最高工作压力就可能达到排放压力，则安全装置开启。

(3) 最高工作压力如以设计压力为相的话，可取设计压力为最高工作压力。

2、设计压力：

系指在相应设计温度下用以确定容器壳壁计算壁厚及其元件尺寸尺寸的压力。它取等于和略高于最高工作压力。工作压力是由工艺要求确定的。各国规范和本规定均从下面几点来考虑。

(1) 对于系统和单个容器上装有安全泄放装置时，则分别按系统最高工作压力增加一定的裕量，和单个容器上泄放装置开启压力作为设计压力。过去多数设计者取 $1.05 \sim 1.1$ 倍最高工作压力作为设计压力。

(2) 对容器内系爆炸介质时，容器往往安装爆破膜，这时设计压力应根据介质特征，排放面积和爆破膜的破坏压力等因素来考虑。对爆破膜则要求实际爆破压力与额定爆破压力之差应控制在 $\pm 5\%$ 的总围之内。该项要求是与 A S M E 和 J I S 一致的。以往设计者多取 $1.15 \sim 1.30$ 倍的最高工作压力作为设计压力。

(3) 对装液化气的容器，应根据容器的充装系数和可能达到的最高温度来确定设计压力。即按最高温度下的饱和蒸汽压来确定设计压力。

(4) 对于真空设备按外压设备设计，而外压设备的设计压力不得小于最大内外压差。对有安全泄放装置者取 1.25 倍内外压差或 1 K g f / cm^2 两者小值，无安全泄放装置时取 1 K g f / cm^2 外压。有的设计单位统一规定为 $0 \sim 1.0 \text{ K g f / cm}^2$ (绝) 时就按

1 Kgf/cm²外压设计并按1.8 Kgf/cm²内压校核。

(5) 对设计压力严格来讲均应包括液柱静压力。但是各国规范在考虑时有所不同，ASME和JIS是指出必要时应计入，而苏联ГОСТ 14249规定静液柱超过工作压力的5%时应计入，瑞典压力容器规范指出当介质重量所造成的压力超过最大许用运行压力2%者应计入。我国水管锅炉受压元件强度计算标准JB 2194指出超过计算压力3%时应计入。本规定指出容器的设计压力应计入静液柱。设计者可针对不同设备来考虑如何计入。

当然，设计压力必须按使用压力和使用温度最苛刻（即最安全）的组合条件来选取，这一点国外规范均是以此来注释的。

本规定未引入计算压力、使用压力等定义，是为了避免引起不必要的混乱，这种定义方式在国外规范中也是有先例的。如ASME和JIS均未引入计算压力定义，有的规范明确指出设计压力就是公式中的计算压力。如BS 5500就只有计算压力而无设计压力定义。其它国家如AD、ГОСТ 14249和法国、瑞典均是如此。

3、设计温度：系指压力容器在工作过程中在相应设计压力下壳壁和元件金属可能达到的最高和最低温度，而问题是针对具体容器如何选取设计温度，下面谈谈选取的原则。

(1) 对无加热和冷却的容器壁温，在有保温时可取介质最高和最低温度，对蒸汽和其它液体加热或冷却的容器壁温应取加热介质的最高温度和冷冻介质的最低温度，对无保温者，应根据工艺操作情况考虑环境温度影响来确定设计壁温。环境温度影响比较复杂，

JIS规定日最低气温的月平均值高于-10°C时，不必考虑外部气温影响，这与日本低温界限-10°C有关。

(2) 对液化气体容器，有保温和无保温者均应以可能达到的最高温度和最低温度来测定壁温。

4、根据我国多年来的设计使用习惯，规定 -20°C 为低温容器起限温度。从目前各国规范来看，ASME 为 $\leq -30^{\circ}\text{C}$ ，BS 5500 为 $\leq 0^{\circ}\text{C}$ ，AD (W10) 为 $\leq -10^{\circ}\text{C}$ ，JIS B 8243 为 $\leq -10^{\circ}\text{C}$ （而 69 年改为 $\leq -30^{\circ}\text{C}$ ）。

铁素体钢制容器在低温下工作时的主要危险是可能发生低应力脆性破坏，为了防止容器在低温下破坏的危险，对石油化工容器主要应考虑静载荷下具有阻止裂纹发生的能力。从我国现有材料的低温性能和容器的制造检验来看，习惯上的 -20°C 还是较低的，为了能更好的进行低温容器的设计、制造、使用，一方面应制定低温压力容器用钢标准，以保证低温钢在韧性方面的要求，在当前的情况下，最理想的是提供从 0°C 开始的冲击韧性值，因为在 0°C 以下均有可能发生低应力脆性破坏的危险，另一方面在低温容器的设计中不允许采取较常温更高的许用应力值，ASME, TIS, BS 5500 和 AD 对低温容器许用应力值均有明确规定，有的资料建议低温下取 $n_s = 2$, $n_b = 3$ ，以保证较低的许用应力值。

三、壁厚附加量 C ：

$$C = C_1 + C_2 + C_3$$

C_1 为钢板和钢管负偏差，均按冶金部相应的标准选取。

C_2 根据介质腐蚀性和容器使用寿命而确定的腐蚀裕度，各规范差别不大。

C_3 为制造减薄量，原则上应根据不同的制造工艺来确定，本规

定明确应满足JB 741-80的6(2)条规定，而对筒体则明确由制造厂根据制造工艺条件自行附加。

四、最小壁厚

在低压下，由内压公式计算所得壁厚较小，往往不能满足制造、运输和操作要求，因此各国规范中均规定了容器筒体的最小壁厚。

我国多数设计单位在50~60年代均参照美国石油工程协会和美国机械工程师协会于1944年所推荐的公式 $S_{min} \leq 0.001 D_i + 2.54 \text{ mm}$ 也有的设计单位参照所著“石油机械与设备”中推荐的 $D_i \leq 1200 \text{ 英寸}$ $S_{min} \leq 0.001 D_i + 54 \text{ mm}$ $D_i > 1200 \text{ 英寸}$ $S_{min} \leq 0.001 D_i + 4 \text{ mm}$ 按上式计算时，是否包括腐蚀裕度是有不同意见的，从上面公式看来，对小直径偏厚，因此作了不少修正。

本规定从我国生产实际出发，当 $D_i < 3800 \text{ mm}$ 时，对碳钢和低合金钢制容器推荐 $S_{min} \geq \frac{2D_i}{1000} \text{ mm}$ ，且不小于3mm；而 $D_i > 3800 \text{ mm}$ ，由于运输限制，多由现场制造组装，因此不给出 S_{min} 厚度值，对不锈钢制容器，为了节约不锈钢材料，规定 $S_{min} \geq 2 \text{ mm}$ 。

从国外有关规范来看：

美国ASME：碳钢3/32英寸(2.38mm) 均未包括
合金钢1/32英寸(0.79mm) 腐蚀裕度

日本JIS B 8243

碳钢和低合金钢2.5mm

高合金钢 1.5mm

> 未包括腐蚀裕度

(~10~)

西德A D内压园筒球壳 2 m m

外压园筒 3 m m

参照各国规范和多年设计的经验，本规定的公式和限制值均是可行的，它一方面保证了制造使用要求，另一方面有利于节约钢材。

五、许用应力和安全系数

1. 安全系数含义

安全系数是材料强度特性和受压元件强度联系起来的系数。因为材料的强度特性 (σ_b σ_s^t σ_D^t 和 σ_{11}^t) 不能直接代表受压元件的强度，通过试验测定的材料强度特性和受压元件的实际状态有较大的区别，因此材料的许用应力即为材料的强度特性/安全系数。它是为了在压力容器使用期间，对可能损害压力容器的各种因素提供适当的安全裕度。

2. 影响安全系数的主要因素有：

(1) 制造压力容器材料的性能和偏差以及钢材性能的稳定性。它一方面包括试验时强度数据和钢材实际强度值的偏差；另一方面为容器制造材料和试验材料的偏差。

(2) 压力容器确定载荷（压力、液重、风、地震等）和壁温等误差和某些被忽略负荷的影响，如安全装置排放压力允许的差值，某些内件重量估算的误差。

(3) 设计计算的精确性

目前压力容器的计算公式，绝大多数均是依据各种强度理论进行推导，并根据其结构特点通过必要的修正而得出的。如AS ME-III

JIS B 8 2 4 3 等规范均是如此而来的，以本规定的园筒壁

厚公式 $S = \frac{PD_i}{2(\sigma)\phi - P}$ 来说，该公式对于不同的 $K = D_o/D_i$ 值精

确性是不同的，其一是该公式计算值与理论计算应力（由拉美公式计算的应力值）值之差，另一方面是该公式计算的薄壁平均应力值与容器内壁实际应力值之差。

(4) 由于容器的制造工艺和检验要求不同

在安全系数中，由于不同的制造工艺，检验要求均采用不同的安全系数，一般对成熟的制造工艺和较严格的检验要求则可相应的降低安全系数，对制造中的尺寸形状偏差小者，则相应的安全系数也可降低，如 A S E M III - I, II 分篇中，第 II 分篇从检验上要求比第 I 分篇高，也是其安全系数 n_b 降低的原因之一。

(5) 对容器的不同使用场合和经验也影响采取不同的安全系数，如有的国外规范，对盛装剧毒致死介质的容器其安全系数增大 20% 和外压容器采用较大的安全系数。

(6) 还有容器的安全上的留有余量或因人们对客观事物认识不足无法估计的因素。

从上面所列举的几点可以看出安全系数的影响因素很复杂，对安全系数要作定量的评定是困难的，下面仅对主要国家规范有关安全系数进行粗略的对比分析，从而说明确定本规定安全系数的依据。

常用的安全系数有 $n_b^t, n_s^t, n_D^t, n_n^t$ 。

它们分别是材料不同的强度特性所对应的安全系数

n_b^t (n_b^t) 为材料常温和设计温度下抗拉强度 (σ_b, σ_b^t) 的

的安全系数。

$n_s(n_s^t)$ 为材料常温和设计温度下屈服点 (σ_s, σ_s^t) 对应的安全系数。

而当工作温度在蠕变温度范围 (对不同的钢材有不同的蠕变温度限, 一般碳素钢和低合金钢超过 $380^\circ\text{C} \sim 420^\circ\text{C}$, 低合金铬钢超过 450°C , 奥氏体不锈钢超过 550°C), 其强度特性均应考虑设计温度下的持久强度和蠕变极限。

$n_D(n_D^t, n_D^t \min)$ 为材料在设计温度下经 10 万小时断裂的持久强度的平均应力值和最小值 ($\sigma_D^t, \sigma_D^t \min$) 的安全系数。

$n_n(n_n^t)$ 为材料在设计温度下经 10 万小时蠕变率为 1% 的蠕变极限 (σ_n^t) 的安全系数。

3. 对有关主要国家规范中安全系数的分析

A. 美国 A S M E - VIII

第 I 分篇, 采用最大主应力理论以计算容器壁厚。要求产生的最大薄膜应力小于规定的材料许用应力值。此理论与脆性材料比较吻合。其指导思想是使额定工作压力和爆破压力之间保持一定的距离, 在早期容器以碳素钢和碳锰钢为主要制造材料的情况下, σ_s / σ_b 比值在 0.5 左右时采用此法基本是正确的。美国从 30 年代起 A S M E 就采用拉美公式进行设计, 当容器内压力不高, 其壳壁的 $K = D_0 / D_i$ 不大时, 精确程度是在工程技术所允许范围之内。同时材料的 σ_b 最易于测得, 在形状上也是简单的, 因此直到现在 (80 年版) A S M E - VIII 的第 I 分篇还是采用这一设计准则。30 年代时,

$n_b = 5$ 。在第二次世界大战时，因钢材需要量大，为了节约钢材将 n_b 由 5 降至 4，战后并未因容器壁减薄而增加破坏事故，因而一直沿用到现在。

ASME 从 1968 年开始将第 VIII 篇分为两篇并列的 I、II 分篇。其第 II 分篇以最大剪应力理论作为计算容器壁厚的依据。它认为材料不论处于何种应力状态，只要最大剪应力达到简单拉伸时，材料出现屈服时的最大剪应力值，则材料就开始发生破坏。最大剪应力理论对于塑性材料是比较符合其破坏实际的。有的资料认为其计算结果与实际情况相比，误差在 0~15% 左右。第 III 分篇在受压元件的应力限制上要求根据不同的结构几何形状进行应力分析和疲劳分析，将应力作相应的分类，对各种不同的应力状态提出不同的应力限制。

第 VIII 的 I、II 分篇除了在设计准则上不同之处，对容器的材料选取、制造和检验上均有更明确的要求。

首先第 II 分篇在适用范围上限于安装在固定位置上作为某一特定用途的压力容器，取消“非直接火”的限制，明确了其用户、制造厂和检验人员的各项职责范围。

在材料的选取上强调了其韧性要求，对第 I 分篇的某些材料取消了，或对某些材料增加了相应限制，规定了试样的切取位置和相应的使用温度下的厚度限制和冲击韧性要求。

在材料和容器的无损探伤上，第 I 分篇对不同的容器和焊缝提出不同的射线检验要求，分别为 100%、局部和免检，而第 II 分篇则要求对接焊缝 10% 射线探伤检验，对不可能射线探伤部位才允许采用超声波探伤和其它方法进行检验。

(~1~)

另外在结构上和制造上要求更为严格，须避免结构上和制造上的缺陷和不连续性，以防止发生脆性破坏。

由于以上第 II 分篇与第 I 分篇的不同要求，因此安全系数作了相应的变化。第 I 分篇相应的安全系数分别为 $n_b (n_b^t) \geq 4$ ， $n_s (n_s^t) \geq 1.5$ ， $n_b^t \geq 1.5$ (最小值 1.25)， $n_n^t \geq 1$ 而第 II 分篇 $n_b (n_b^t) \geq 3$ ， $n_s (n_s^t) \geq 1.5$ 。

B·日本 J I S B 8 2 4 3

J I S B 8 2 4 3 为日本工业标准调查会所制订的压力容器规范其设计准则以最大主应力为基础，给出一般最大公称拉伸应力的设计公式，而对于二次应力和峰值应力的影响，未用公式中增加相应的结构系数，可以说其设计准则与 A S M E 规范 - I 相当，因此安全系数也基本上是统一的。

在未及材料蠕变限许应力值取下列小值：

$$(1) \quad [\sigma] = \sigma_b (\sigma_b^t) / 4, \quad \sigma_s (\sigma_s^t) / 1.6$$

(2) 与 J I S G 3 1 1 5 (压力容器用钢板) 及 J I S G 3 1 2 6 (低温压力容器用碳素钢板) 规定有同等性能的钢材，其许用应力值取下列各值的小值。

a、常温时 $0.5(1.6-r)\sigma_s$

b、设计温度时 $0.5(1.6-r)\sigma_s^t$

当 $r = \frac{\sigma_s}{\sigma_b} < 0.7$ 时取 0.7

当对不同 r 时，则安全系数分别为

r	0.7	0.8	0.9
n_s	2.2	2.5	2.9

这一指标的确定是由于用高屈服点的钢材制造压力容器时，须对钢材的安全系数相应地提高，以保证容器的安全运行，防止发生脆裂的危险。

在蠕变温度范围内，与许用抗拉应力值对应的安全系数 n_D^t n_n^t 向 A S M E 规范 - I。

另外，日本在 1979 年又颁发了 J I S 标准草案“压力容器结构的可靠设计的规则”，它相当于美国 A S M E 规范 - II，是以最大剪应力作为设计准则，以应力分析和疲劳设计为基础的设计方法，将应力分为一次应力、二次应力和峰值应力，并分别给出了各自的应力限制值，基本上同美国 A S M E 规范 - II 相似。

C、西德 A D 压力容器规范

西德 A D 规范是欧洲大陆压力容器规范的典型代表，它的特点是对一般塑性材料只给出以屈服点为基础的许用应力值，主要是防止受压元件出现大面积的塑性变形，在元件设计计算公式中，引进了计算系数 β ，反应了元件因结构形式不同而作的计算应力修正。

首先在安全系数的确定中，根据不同的材料、载荷形式，介质分别确定不同的 n_s 值。

轧制和锻造的钢材 $n_s \geq 1.5$ 。

(~ 10 ~)