

锅炉设计

作者: 中山秀男(日)

译者: 吴文浩

劳 动 人 事 部

《锅炉压力容器安全》杂志社

前 言

锅炉受压元件的应力分析是锅炉设计中的一个重要环节。它和锅炉的安全、经济直接有关，因此锅炉设计、制造、管理人员都对此予以高度重视。各国对锅炉受压元件的结构及其强度计算方法都颁布一些带有强制性的标准或规定。但是，由于各国采用的强度理论、实验手段有差别，钢材标准、检验方式、工艺条件的不同，以致各国的这些标准对受压元件的要求及计算公式形式的规定也各不相同，当然计算结果也有所出入。因此需要有一本介绍锅炉受压元件应力分析的基本理论和强度计算的基本方法，对各国标准中锅炉受压元件计算公式的来源、形式和结果进行全面比较分析的资料。已故的日本锅炉协会委员长山中秀男博士著的《锅炉设计》（ボイラ設計）就是这样的一本名著。该书在日本较为畅销，自三十年代以来已出版十版以上，为一本锅炉强度方面重要的参考资料。在目前国内有关锅炉的强度计算，尤其是在锅壳式锅炉的强度设计方面资料缺少的情况下翻译此书无疑是有相当作用的。该书共分四章，八十余万字，由于第三、第四章分别是陆上和海上锅炉的设计，涉及的炉型和我国目前的炉型相差较大而未译，本译本为原书的第一、二两章。在翻译时有关锅炉专业的名称基本按我国劳动人事部和机械工业部的现行规程、标准采用，一些通用的专业技术名词参考了“机械工程手册”。但由于资料不甚一致的原因和译者的专业及外语水平所限难免有错误和不妥之处，望读者不吝斧正。

在本书的翻译过程中得到许多同志的帮助。劳动人事部锅炉局的李毅高级工程师给予了有益的指教，劳动人事部锅炉局的佟振芳工程师和许运堂翻译对本书的译文进行了校对，译者谨向他们表示感谢。

吴文浩

83年8月

目 录

第一章 总论

1.1 锅炉设计和规范的应用.....	(1)
1.2 锅炉的允许工作压力及水压试验.....	(2)
1.3 无法计算部分的允许工作压力的确定.....	(5)
1.4 与材料强度有关内容.....	(8)
1.5 锅炉上承受载荷的性质.....	(23)
1.6 孔的配置形式和应力状态.....	(26)
1.7 胀管产生的应力.....	(38)
1.8 有孔圆板的应力状态.....	(39)
1.9 支撑在筒体端部的有孔平板的应力.....	(44)
1.10 由二个同心圆筒支撑的平板的应力.....	(45)
1.11 由二个偏心圆筒支撑的平板的应力.....	(57)
1.12 用铆钉固定的平板其固定部分的屈服情况.....	(59)
1.13 相邻两个炉胆和筒体之间的平封头部分的应力.....	(60)
1.14 平板上无拉撑区域的宽度和最大应力.....	(69)
1.15 平板扳边弯曲部分的应力分布.....	(70)
1.16 薄膜应力.....	(72)
1.17 筒体和封头的局部弯曲应力.....	(75)
1.18 扁球形与椭球形封头的形状和强度.....	(91)
1.19 凸面受压的扁球形封头的强度.....	(102)
1.20 筒体上初始变形的影响.....	(108)
1.21 卧式圆罐在盛满水时的应力.....	(109)
1.22 椭圆筒体的强度.....	(113)
1.23 加强板的形状和强度.....	(121)
1.24 孔加强的有效范围.....	(125)
1.25 对流换热.....	(133)
1.26 锅炉的传热面积.....	(140)
1.27 锅炉钢材.....	(145)
1.28 锅炉钢板的最小厚度.....	(158)
1.29 钢板的尺寸.....	(160)

第二章 锅炉各部分的设计

2.1 铆接的设计.....	(163)
2.2 焊接接头的设计.....	(202)
2.3 孔桥强度.....	(222)
2.4 锅炉锅筒和存汽室的设计.....	(245)

2.5	无拉撑封头的强度.....	(307)
2.6	装有拉撑的扁球形封头.....	(347)
2.7	圆筒形锅炉平封头和管板的设计.....	(348)
2.8	由拉撑支撑的平板的强度.....	(365)
2.9	由拉撑支撑的曲面板的强度.....	(400)
2.10	拉撑的设计.....	(406)
2.11	火箱和炉胆的设计.....	(456)
2.12	管的强度及管的壁厚的最小值.....	(437)
2.13	人孔及清扫孔.....	(854)
2.14	锅炉强度余量的取法.....	(015)

第一章 总 论

1.1 锅炉设计和规范的应用

锅炉是产生具有高温和压力的蒸汽，并内含蒸汽和热水的密闭容器，因此，从某种意义上讲是个危险的设备。由于结构上的缺陷或使用不当而造成锅炉破裂时，其灾害是可怕的，特别是在船上那样狭窄的场所发生爆炸，甚至有时会威胁到整条船的安全。因此，为确保锅炉的安全，所有的国家都制定了锅炉法规和规格。

所以，为了达到安全的目的在锅炉设计时只作计算是不够的。锅炉必须符合与锅炉有关的规定，即一切锅炉的设计必须符合相应的规程要求。

一般陆用锅炉标准，可按 JIS B 8201《陆用钢制锅炉结构》的规定，而实际上制造安装锅炉时还必须同时遵循劳动省的《锅炉及压力容器安全规则》规定的锅炉结构规格。但是，在陆用锅炉中也有不按这个安全规则，单独根据各种特别法令制定适用的锅炉管理法。例如，发电厂的锅炉要符合通产省的《发电用锅炉技术标准》，矿山的锅炉要符合《矿山安全保护法》。因此适用于这些特别法令的锅炉，无疑必须分别符合相应的规程。

在船用锅炉方面，凡是装在日本船上的锅炉，原则上必须符合交通省的船舶安全法附属的船舶动力规范，而国际航线上的船所用的锅炉还必须符合船舶出入国的规定，但是在与我国订有相互承认条约的主要各国之间，凡符合本国规则的锅炉即也被认为符合缔约的他国的规则。还有，为加入海上保险的方便，也必须符合于表 1.1 所列的各船级协会的规定。

船用锅炉上这种情况较多，即原则上必须适用船舶动力规范，同时还要求适用一个或几个船级协会的规则。此时锅炉所有部分要按适用的几种规则中最安全的去设计，例如板厚要采用同一压力尺寸最厚的一个。当然无论哪个规则在细节上多少都有些差别，但总的来讲都是以确保锅炉安全为出发点，不应该有太大的差别。

对于在国外注册的船上装备的锅炉，一般欧洲船适用劳埃德规则，美国船适用 AB 规则。本书中的陆用锅炉主要适用劳动省的锅炉结构规格，船用锅炉主要适用船舶动力规范及 NK 规范，按照需要还要阐明 JIS 标准、发电锅炉标准、ASME、劳埃德、ISO、AB、BS 等规则的关系。

〔附〕 各船级协会的缩写及其简历

世界各船级协会的名称及缩写列于表 1.1。LR（即劳埃德）是船级协会的创始者，创立于 1760 年，劳埃德不单在英国，而且作为世界的劳埃德已完全居于造船界的最高权威地位，其发表的造船规则已被当作世界造船界的标准。NK 创始于 1899 年，于 1919 年加入 AB、LR 联盟，1921 年被公认为邮政省的船级协会，1925 年伦敦保险协会承认 NK 船级协会与劳埃德协会最高船级属于同一等级。

船级协会的主要职责是：制定表明船级资格标准的造船规则（其中包括有关锅炉结构的规则），船级检查，材料试验，满载吃水线的确定，进行定期检查和临时检查等。

各协会的造船规则具有各自的特征，但它们都在逐渐趋于统一，今天对锅炉的设计方法可以认为几乎是一样的了，何况 AB、RI 及 NK 互相加入了同盟组织。

表 1.1 船级协会的缩写及其全名

缩 写	全 名	所 在 国
LR	Lloyds Register of Shipping	英 国
AB	American Bureau of Shipping	美 国
NK	日本海事协会	日 本
BV	Bureau Veritas	法 国
RI	Registro Italiano	意大利
GL	German Lloyd	德 国
NV	Det Norske Veritas	挪 威

1.2 锅炉的允许工作压力及水压试验

1.2.1 允许工作压力的意义

锅炉压力一般采用高于大气压的压力，即采用表压力(kgf/cm²)。锅炉的允许工作压力(*1)以锅筒的蒸汽压力来表示，并且必须按适用规格的计算公式算得的锅筒各部分最高工作压力（允许压力），取其中最小值。

锅炉各主要部件的强度要按其适用规格的计算公式计算，而且任何部件都必须设计得相对于允许工作压力有充分的裕度。

所考虑的各部件强度若能设计得同时达到破坏点，被认为是最理想的，但由于使用的材料是各有标准规格等关系，通常各部分的允许工作压力并非是一值。如现有一台兰开夏锅炉，要求的基本压力为10kgf/cm²，根据计算，其各部分算得的允许的工作压力为：锅筒11.4kgf/cm²，封头13.2kgf/cm²，炉胆12.6kgf/cm²，拉撑10.9kgf/cm²，总的多少有些高低的差别。这时，对整台锅炉最高允许工作时压力当然必须取锅炉各部分允许工作压力中的最低值，所以取拉撑的10.9kgf/cm²为锅炉本身允许工作压力。除安全阀放汽时外，是不允许锅炉的工作压力超过此压力的。此时，可以定10.9kgf/cm²为锅炉的允许工作压力，但一般都取原设计时所定的10kgf/cm²为锅炉的允许工作压力。

实际上在安装使用锅炉时，并不一定将锅炉结构上所允许工作压力定为常用压力，而经常在允许工作压力下使用。

总之，锅炉允许工作压力和常用压力应该严格区分。但在适用劳动省安全规则的陆用锅炉中，即使只申请批准使用比允许工作压力低的压力，并且通常将此批准的作为锅炉的允许工作压力。当然无疑，某一压力一经批准后，在此压力之下使用是允许的。

〔注〕ISO 锅炉规格中，把锅炉饱和蒸汽出口处的允许工作压力称为设计压力（design pressure），在设计压力上再加上由于水头产生的静压力所得的压力叫计算压力（calculation pressure），在规定的公式中都采用这个计算压力，对于水管锅炉下锅筒等计算，必须以原设计压力加上水头压力为计算压力。

*1 在船舶动力规范中为控制气压，NK 规则中为控制压力，JIS 及劳动省规格中为最高工作压力，它们都是同义词。

1.2.2 现代锅炉的使用压力

普通使用的园筒形锅炉的工作压力范围大体如表 1.2 所示。水背船舶式锅炉即斯科切锅炉的工作压力以 17.5kgf/cm^2 为限,几乎没有做过压力超过此值的锅炉。1936年建造的英国船玛丽皇后号(Queen Mary)的辅助锅炉采用的工作压力为 17.5kgf/cm^2 , 直径为 5334mm 长度为 6706mm 的八炉胆两面形的斯科切锅炉, 在压力和直径的组合上, 至今 仍然是最高的记录。

表 1.2 圆筒形锅炉的最高工作压力

锅 炉 的 种 类	允 许 工 作 压 力 kgf/cm^2
立式锅炉	5—10
康尼许, 兰开夏锅炉	7—14
横烟管锅炉	5—14
机车锅炉	14—25
机车形固定式锅炉	5—12
船用园筒形锅炉	8—17.5

干背船舶式锅炉即豪登·约翰逊锅炉的工作压力大致以 17.5kgf/cm^2 为上限压力标准。也有如鲁贝城号(City of Roubaix)船上装置的锅炉压力为 20kgf/cm^2 。

在水管锅炉方面, 为了提高汽轮机的热效率, 减少蒸汽消耗, 节约燃料, 提高经济效益, 愈来愈要求获得高温高压的蒸汽。锅炉的压力和温度逐年提高, 火力发电厂的压力为 $130—150\text{kgf/cm}^2$ 、温度为 $540—570^\circ\text{C}$ 的蒸汽参数已不为罕见。美、德等国设计出压力为 165kgf/cm^2 , 温度为 595°C 的水管锅炉。船上锅炉与这些数字相比, 虽有相当的距离, 但在有锅筒的自然循环的锅炉中, 美国有八艘“维诺尔”(venore)级船上装有双锅筒 D 型水管锅炉, 其压力为 102kgf/cm^2 。同样美国三艘“大西洋水手”(Atlantic seaman)级船上装有集箱式水管锅炉, 蒸汽温度为 549°C , 但是一般的参数远远低于此值。锅炉参数大致可分为以下三类

低参数 $25—32\text{kgf/cm}^2$ $370—420^\circ\text{C}$

中参数 $35—45\text{kgf/cm}^2$ $400—460^\circ\text{C}$

高参数 $50—70\text{kgf/cm}^2$ $450—500^\circ\text{C}$

这些使用压力因船的大小、马力或船种而异。一般船型越大, 马力越大, 参数值越高。

1.2.3 允许工作压力的标准

陆用锅炉允许工作压力的标准在 JIS B8220 中规定如表 1-3。采用锅炉压力的系列标准, 不但有助于锅炉的标准化, 还给阀、旋塞等锅炉附件的互换性带来方便。

确定锅炉允许工作压力时应按表 1.3 取值, 特殊需要时也可以不按表取值。

1.2.4 水压试验压力

锅炉制成后必须作水压试验(Hydrostatic test)。陆用锅炉若未得到都道府县的劳动基准局长批准不准制造, 劳动基准局长批准的条件是要进行锅炉结构的检查, 而水压试验是这个结构检查中最重要的内容。

水压试验的目的是, 根据有无渗漏而判断锅炉质量的好坏。特别是连接处(包括焊接部

分) 严密不严密, 即主要了解铆接接头和管板管区的铆接及胀接是否达到应有的强度, 通过水压试验也能发现板材上存在的隐患及其他缺陷, 还能了解锅炉本体各部分受到水压后产生的弹性变形程度, 特别是平板的鼓度。为此需使用测微仪, 千分表, 划针 (图 1.2) 等工具, 以不受变形影响的固定面或固定点为基准测量各部份的变形量。

表 1.3 锅炉允许工作压力的标准 (kgf/cm²)

0.7	1	3.5	5	7
8.5	10	14	16	18
20	25	30	35	45

一般水压试验既不是为了决定允许工作压力, 也不是为了试验出锅炉的强度。锅炉的强度必须由设计计算出, 并根据计算书和图纸来确定。水压试验不过是在锅炉本体检查中, 判断质量好坏的辅助手段, 因此必须避免不恰当地提高水压。

只要应用的公式是正确的, 设计良好的锅炉, 即使采用两倍允许工作压力的水压进行试验也不会产生材料屈服。然而水压超过此值时, 扳边的弯曲处及其他部位会发现局部屈服, 产生永久变形。

表 1.4 园筒形及水管锅炉锅筒的水压试验压力

规范名称	使用压力 P (kgf/cm ²)	水压试验压力 (kgf/cm ²)
JIS B8201 劳动省规格	① P ≤ 4.3 时 ② P > 4.3 时 ③ 热水锅炉 ④ 水管锅炉的锅筒	2P 1.3P + 3 P + 1 1.5P
船舶动力规范, NK 规范, 劳埃德规范	① P ≤ 7 ② P > 7	2P 1.5P + 3.5
发电锅炉标准, AB 规范	不管使用压力的高低	1.5P 以上
ASME 规范	① 铆接锅炉 ② 焊接锅炉	1.5P 1.5P 以上
ISO 规范	① 制造厂 (园筒形锅炉水管锅炉锅筒) ② 现场安装的	1.5P 1.25P + 7 1.5P } 取小值

允许工作压力是按规定的计算公式算出的, 但由于各规范所规定的计算公式总有所不同, 因而即使同一对象的允许工作压力值, 也将随选用的规范不同, 而有高低之差。当按照许用应力值取得较大的计算公式计算时, 其结果比许用应力值取较小的计算公式算出的允许工作压力大。因而将各规范中的两个极端值相比较的话, 会发现不少情况下差距达 30% 以上。所以在某一规范下即使加允许工作压力两倍以上的水压也不产生屈服, 而按其他规范时,

用 1.6 倍的水压就可能引起屈服。因此不能一概将屈服时的压力取为允许工作压力的多少倍来表示。

由于上述理由，必须绝对避免加超过允许工作压力两倍的水压。对于各种规范，锅炉的水压标准见表 1.4 所定，各个规范都将水压定在工作压力的 2 倍之内。在工作压力的 1.5—2 倍的水压下不漏水的话，在实际运行时也不会漏汽漏水的。

表 1.4 中确定水压的基准压力 P 不一定是锅炉原来的允许工作压力，一般也可以将申请所使用的压力作为 P 。还有必须将水压试验压力和允许工作压力一起记录在图上。

1.3 无法计算部分的允许工作压力的确定

1.3.1 水压验证试验

一般锅炉的重要部分其强度计算公式是由各种结构规范所确定的，而设计特殊结构的锅炉，或即使是一般锅炉，但由于设计上的需要而产生的特殊形状部分，因为没有合适的规定的计算公式和其他适用的设计式，在锅炉的整体强度或者部分强度的计算上就会遇到困难。有时即使是算出来了，但对这个计算结果没有把握；再有即使是普通的锅炉，由于某个特殊的部位结构复杂，而与规范不完全相符，对套用的规定计算公式的计算方法产生疑问。在这样一些情况下，可制出和实物相同的模型，或者对实物进行水压试验检查，求得最薄弱处到达屈服点 (yield point) 时的水压试验压力，按公式 (1.1) 就能求得该锅炉的允许工作压力。此验证用的水压试验被称为水压验证试验 (hydrostatic deformation test) 它和一般水压试验的目的不同。

1.3.2 求允许工作压力的方法

此试验法的原理是在于查明锅炉的最薄弱处，在多大水压下达到屈服点，由于应力和水压力成正比，可以用达到屈服点时的水压力和屈服点的应力之比，去求得与许用应力相对应的工作压力。现在，设 P 为要求的允许工作压力 (kgf/cm^2)； σ_1 为材料的许用拉应力 (kgf/cm^2)； P_0 为最薄弱处到达屈服点时的水压力 (kgf/cm^2)； σ_0 为材料的抗拉屈服应力 (kgf/cm^2)。有下列的比例关系：

$$\frac{P}{\sigma_1} = \frac{P_0}{\sigma_0} \qquad P = \frac{P_0 \sigma_1}{\sigma_0}$$

为了弥补其测定的不准确，再乘以系数 0.8。即有下列式：

$$P = \frac{0.8 P_0 \sigma_1}{\sigma_0} \dots\dots\dots (1.1)^*$$

式中：

P ——允许工作压力 (kgf/cm^2)；

P_0 ——到达屈服点时的水压力 (kgf/cm^2)；

σ_1 ——材料的许用应力 (kgf/cm^2)，取抗拉强度的 1/4；

σ_0 ——材料的下屈服极限，这值不清楚时取最小抗拉强度的 60%。

σ_0 是取和实物同一材料的试验片通过试验来确定的。无法取得时，取材料规定的最小抗拉强度的 60%。

*(1.1)式 日本劳动省规格

应该注意的是在拉伸的屈服极限和弯曲的屈服极限的值不同时,在(1.1)式中的 σ_1 和 σ_0 必须同时是拉伸的许用应力和拉伸的屈服极限,或者同时是弯曲的许用应力和弯曲的屈服极限。对于板材,弯曲屈服应力约是拉伸屈服应力的1.5倍,因为在 σ_1 及 σ_0 的两个数上均乘以这1.5的系数,所以在产生弯曲应力的部分也可以原封不动地使用(1.1)公式。

在实际试验的锅炉上,用电阻丝应变仪(Wire strain gauge)等测定应变,根据应变算得 σ_0 的方法是最为精确的。这时不必将水压加至屈服极限,只要根据与任意水压力相对应的应力值(被认为最薄弱部位产生的应力)求得 P_0/σ_0 的比值,即能定出 P 。在这种情况下,如平板部位一样对于产生弯曲应力的部位可用 $1.5\sigma_1$ 代替 σ_1 。

1.3.3 屈服点的决定法

严格地说对于低碳钢存在比例极限,弹性极限及屈服点,但由于比例极限及弹性极限难以测定,因而通常在水压变形试验中以屈服点为目标来进行测量。严格说来,应力和应变只是在比例极限以前是成正比例地增长的,但在实用中可以认为在屈服点以前仍然符合比例关系,即认为锅炉加水压时,各部分的变形(凸起量,凹陷量,伸长量)在屈服点前大致和压力成正比。但是锅炉的某处产生屈服时,因为它附近的变形急剧增加,可以根据画出的压力和变形量的曲线求得屈服点及与此相对应的水压 P 。图1.1是由两个同心圆筒所连接的平封头的上面加水压使其屈服的一次实际测量例子。用铆钉固定的外周边在 7.5kgf/cm^2 屈服时,①②③三处的变形量也一齐急剧增加。

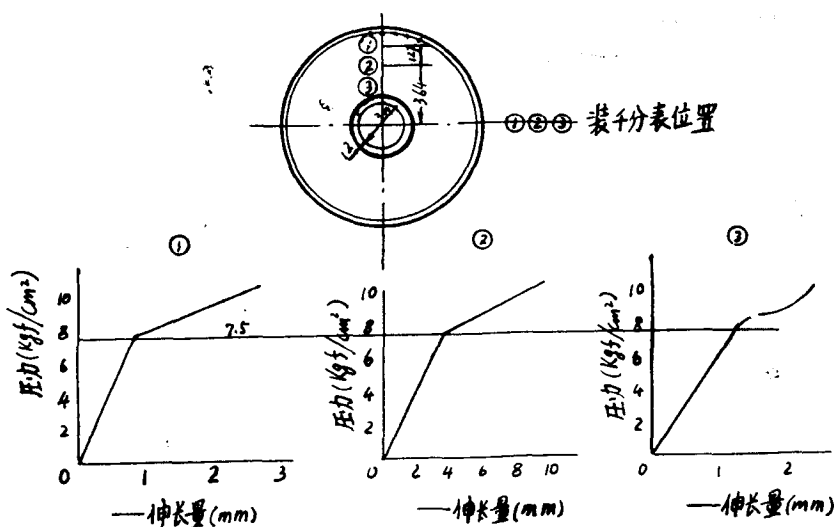


图 1-1 平封头的压力—变形量的曲线

要想知道测定处的哪一部分是首先屈服的,可以在外面涂上石灰乳液,观察石灰薄膜层剥落即可。当石灰乳液薄膜成点状剥落时,表示那个部分开始屈服,此时的水压即为与屈服点相对应的水压,但是因为难免有些误差,因而屈服点时的水压还是以上述的压力—变形曲线求得为好,根据以上的想法,应进行如下的试验。

(1) 试验的准备

按每 100ml 的水中加入约为 0.4kg 的石灰这个比例制成石灰乳液。在测量部分的外部尽可能大的范围内涂刷（用刷子涂一遍），干燥四小时以上。干燥后成为白色的皮膜，当皮膜剥落时这一部分就露出黑色的金属面，很容易看清。涂刷前不能用砂轮或喷砂处理磨去黑皮。板上有油时可以用肥皂水洗去油污。

变形量的测定点要以最薄弱部位为中心，至少应该选三点以上。变形量可以用百分表、千分尺、划针等来测量。但不管用什么，都必须在试验锅炉的外面设立一个独立的固定面，以此作为基准进行测量。图 1.2 是表示用划针测量变形量的要领，取一个弯成 L 型直角的针，其长边约为 200mm，短边约 30mm，将针的两端磨尖，然后将长边那一端插在锅炉上一次打出的冲孔上，用短边的一端将测定的位移量记入记录卡上（记录卡以宽 30mm，长 120mm 为宜）。当将测定的水压降于 0 时，短边的针尖回到 0 度线，这个变形称为弹性变形。用这个方法虽不能十分精确，但能在任何地方简单地进行，很方便。

水压源以选用手压泵为好，压力表要选用刻度为预想允许工作压力的 2.5—3 倍。这里应该注意，在进行水压变形试验以前，不许加以预想的允许工作压力 1.3 倍以上的水压。这是因为最弱部位在没进行变形试验之前万一发生屈服，其后即使再进行变形试验，也不能求出与真正屈服点对应的水压力。

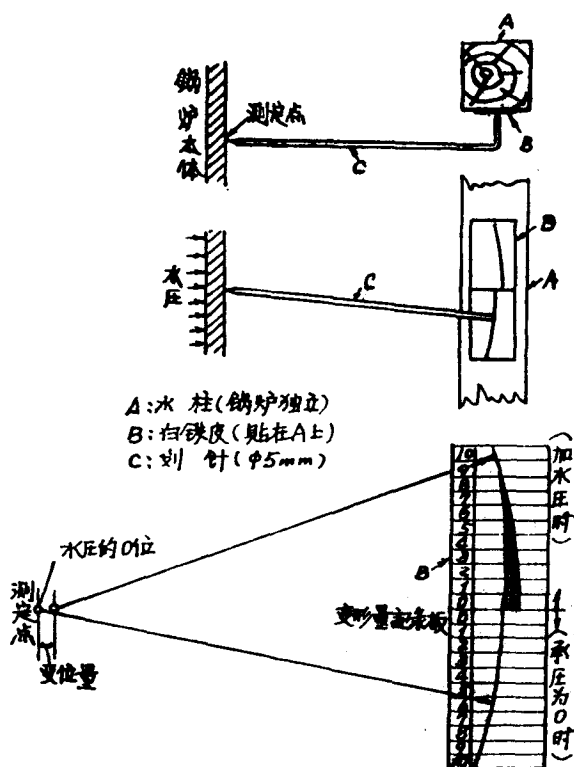


图 1-2 用划针测定变形量的要领

(2) 试验的方法

水压以一定的间隔分段增加，按每阶段测取变形量的读数，再逐次降压，同时也记下水压为 0 时的读数。进行十次左右可结束测量。此时，第一阶段的水压虽不必比预想的允许工

作压力低,但为了绘制压力——变形量曲线方便,从0到预想的允许工作压力之间,最好在加压过程中间进行一至二次测量。例如,预想允许工作压力为 7kgf/cm^2 时,加压的阶段最好按下面这样确定为宜:

0→4→7→0→8→0→9→0→10→0→11→0→12→0→13→0→14→0→15→0→16→17→0
 kgf/cm^2

这个阶段必须根据允许工作压力的高低而适当的确定,在压力高的时候以 3kgf/cm^2 为一级或者以 5kgf/cm^2 为一级都可以。读数不是加压后马上测取,而是在加压后至少经过三分钟再测取为好,降压时也如此。从超过试验以前进行水压试验的压力之时起,每增加一点水压,就要仔细观察石灰乳膜是否剥落。

为了作出测定各点的压力——变形量曲线,对于每一个测点要画出其测量的值。这可以用座标纸表示,横轴为变形量,纵轴是水压的值。将变形量和水压不成比例的点也就是连接画出的各点直线上出现的折点即认为是屈服点,与这点对应的水压为 P_0 。

以上所讲的是一般的试验方法,用电阻应变仪测定应变时,是在予想的允许使用压力的1—1.5倍的水压下,以一定的间隔分五~六个阶段增压,通过各阶段的读数来求得应力,绘出压力——应力线图,并以此可求得对应于任意水压的应力值。

(3)以实际锅炉进行试验时的注意事项

在试验后,以实际锅炉进行水压变形试验时,如试验的部位以外的其它部位石灰乳膜剥落,可认为这一处已经屈服。这时,由于这一部分事实上已是最薄弱的部分,所以就不必再加压了,而应取此时的水压 P_0 ,去求得 P 。

1.4 与材料强度有关的内容

1.4.1 许用应力和安全系数

所谓材料的许用应力(allowable stress),是指在机械和部件的设计中,实际使用的最大安全应力。即使机械和压力容器在长期使用中不发生任何事故地达到其使用寿命,必须将作用的应力按照各种条件,限制在某个应力值以下,这个极限应力,即是许用应力。

安全系数是材料的基准强度和许用应力之比,这个基准强度多半取材料的抗拉强度,也有取屈服极限,蠕变极限,疲劳极限的。承受静载荷时,以屈服极限为基准更合理些,近些年,这种倾向更为显著了。

安全系数因材料的可靠性与载荷种类、工作情况的好坏、计算的准确性、机械和部件的使用状态等不同,而取的值各异。静载荷时,钢的安全系数在以抗拉强度为基础时,通常取2.5—5。锅炉上的规定公式中,安全系数多数也是在此范围内取的。对于象平板那样受弯曲应力作用的部份,根据1.4.2所述理由,有的公式将基准强度定在屈服点,将安全系数取 $4/3$ 的。

本来安全系数只不过是确定设计中的许用应力所用的一个简便而极其粗略的系数,它和真正强度的关系很不明确,因此这个数值大并不意味着产品的可靠性一定高。一般在理论及计算缺乏确切性,材料及加工的可靠性不足,产品的使用条件不明确等情况时,安全系数必须取得大些。因而,安全系数取得大,即意味着不确实不可靠的成份要大些。由于安全系数这个术语,容易给设计人员和使用人员造成错误的安全感,因此有些学者主张将其名称改为不可靠系数(factor of uncertainty),不可信系数(factor of unreliability)

和不安全系数,也有一些学者告诫设计人员随心所欲地使用较大的安全系数是设计者的耻辱。

只要材料质量好成分均匀,温度等环境条件明确,载荷确定及应力计算无误,加工、组装及产品的使用是合理的,制成后经过允许工作压力的 1.5 倍的水压试验的压力容器的筒体的安全系数(以屈服点为基准),取 1.5 来进行设计,大体上是不会有什么不妥的。但实际上总有些担心,因而安全系数总取得比此值大。

随着研究的深入,经验的积累,以前不明确的事项逐渐被认识了,在确保设计的安全性前提下,安全系数取小一些为好。

1.4.2 弯曲屈服

在低碳钢的矩形截面梁上加弯曲载荷时,其弹性弯曲应力的分布情况,如图 1.3(a)所示,塑性弯曲应力的分布,如图 1.3(b)所示。现假定 σ_s 为梁屈服时的最大应力,根据中西不二夫博士的学说 $\sigma_s = \frac{3}{2} \sigma_e$ 。…… $(1.2) \sigma_e$ 相当于拉伸屈服极限值。就是说在梁上加拉伸载荷时,应力达到 σ_e 发生屈服,在加弯曲力矩时,表面应力即使达到 σ_e ,梁的表面也不产生屈服,只有达到 $1.5 \sigma_e$ 时才开始发生屈服。此 $3/2$ 值对于平板大体也是适用的。这是因为在应力分布不一样时,最大应力处即使要屈服,但小的应力部位却抑制了那个屈服。当最终抑制不了时,才开始屈服(弯曲造成破坏时,其能承受的应力、应变值当然也比拉伸试验时的破坏应力、破坏应变值要大得多)。

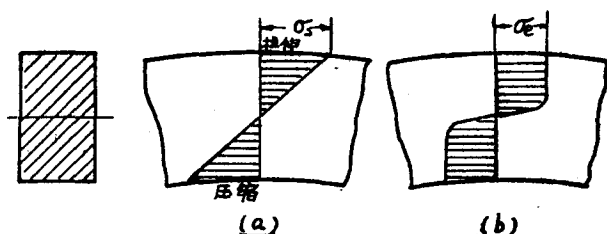


图 1-3 弹性弯曲应力和塑性弯曲应力的分布

这一事实对于锅炉设计来说是极其重要的,即将强度相同的材料用作受拉力的筒体时和用作承受弯曲应力的平板时,其许用应力值当然可以不同。假如原封不动地应用上式,后者可取前者的 $3/2$ 倍值。换句话说,其他条件相同的话,以抗拉强度为基准时,亦可将产生弯曲部份的安全系数取为拉伸部分的安全系数的 $2/3$ 。

但是,由于以前有关锅炉的许多规定公式不考虑到这一点,因而不少平板部份都设计得比圆筒等处安全得多。由于这个原因,在使用规定公式所得的计算结果附加余量时,必须考虑这一事实。

1.4.3 局部屈服

对于锅炉特殊形状部份,当不能使用可信的计算公式进行计算时,用水压验证试验,求得最薄弱处达到屈服点时的水压值,以决定允许工作压力的方法,如前已述。此试验结束后,一旦产生局部屈服,是否还可使用该锅炉呢?只要将工作压力限定在低于试验的水压下使用还是可以的。在进行一般的水压试验而发生局部屈服时,也作同样处理。

一般来说,在某压力下一旦产生局部屈服,消除压力后,多半会在该处残留较多和载荷反向的内应力。为此,再加比初压力小的压力时,由该压力产生的应力中,减去残余应力,为发生局部屈服部分实际产生的应力。因而,通常该处产生的应力比未预先使之屈服时的应力低。

此时，没有引起屈服的周围部份，由于残留和载荷同方向的应力，所以要产生比未发生局部屈服时高的应力，高的值为相当于残余应力的大小，应力的分布趋于平均。当然，压力在达到引起局部屈服时的压力以前的变形均是弹性变形。

从上述事实可见，局部产生屈服对静载荷与其说有害，毋宁说是有利。局部产生屈服后，对于交变载荷对疲劳强度带来什么影响，对此迄今的研究尚不明确，但至少可以说屈服而产生的残余应力，若是压应力则是无害的。然而反复加比开始产生屈服的压力更大的压力，即反复加上超过屈服应力的高应力时，即使在不多的交变次数下也会发生破坏。

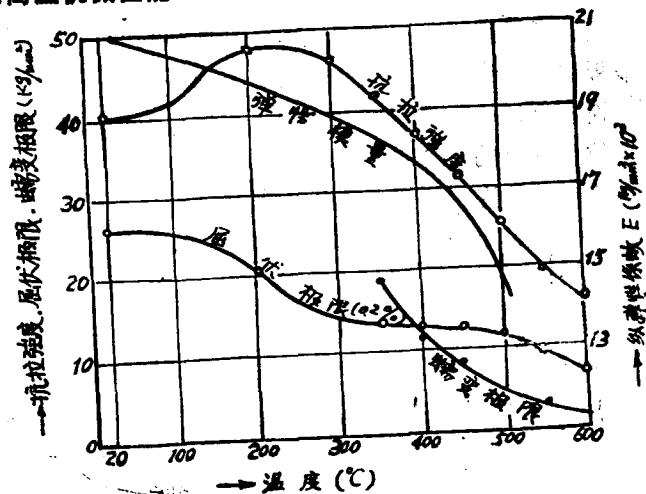
这里需引起注意的是，即使产生的应力比最初达到屈服极限时下降了，但也并不意味着对于容器整体的安全性提高了。一般来说，只是单单受拉伸或压缩引起塑性变形的低碳钢，屈服极限有明显的上升，而抗拉强度几乎不增加。同时还要注意到由于屈服而产生残余应力部分的抗腐蚀性能减弱，残余应力还可能导致产生热裂纹(fire crack)，另外在产生热应力部分若存在与热应力相同方向的残余应力的话，不仅该部分会过早发生屈服，而且屈服后的变形量变大。

综上所述，预加高的水压使局部在高应力下的部位首先屈服决不是危险的。但是，对于锅炉不要随便这样做。当然这是考虑到在一般的水压试验中加高水压使之屈服，确有增加强度的作用，但同时也有使强度下降的危险，必须尽量避免这样做。

1.4.4 脆性破坏

这是指受到静载荷时，所引起的几乎不伴随着外观变形的破坏。通常认为冲击韧性低的钢材，若钢材上有尖锐的缺口时，静载荷会引起脆性破坏。尤其是在温度处于零度以下时会产生，缺口周围有很高的残余应力，在外力作用的同时缺口附近的平均应力升高到接近屈服应力时就引起了破坏。根据试片的实验结果，一般在室温以上即使有裂纹和缺口，只要不是相当长的，在发生屈服之前不会发生脆性破坏。然而，其他条件相同的话，板材愈厚，温度愈低，愈易发生脆性破坏。

1.4.5 碳素钢的高温机械性能



成分%: C 0.08, Mn 0.47, Si 0.09

蠕变极限是从加载后5小时到10小时中每小时应变速度为0.003%时所产生的应力

图 1-4 低碳钢的高温机械性能

碳素钢的机械性能如 1.4 图, 1.5 图及 1.7 图等所示, 在高温下有显著变化。变化的状况虽然因成份而异。而抗拉强度大致在 150°C — 300°C 的范围内显示出特殊的变化, 此时强度反而比常温下还要高。温度超过 300°C 后强度突然下降, 当温度上升到接近 600°C 时, 抗拉强度减到常温下强度的 $1/2$ 以下。延伸率在 150°C — 300°C 的范围内也显示出同样的特殊现象, 但却显示出同抗拉强度几乎完全相反的变化。屈服极限不象抗拉强度和延伸率那样, 在某个温度范围内表示出显著的特殊变化, 大体上是随温度上升而逐渐下降。图 1.4 是以含碳 0.08 % 的低碳钢为例, 250°C 时屈服极限降低为常温时的 $2/3$, 400°C 时约减半。

弹性模量 E , 即杨氏模量。如图 1.4 所示, 随温度的上升以相当大的比例下降, 超过 400°C 后急剧下降, 此值和含碳量几乎无关, 常温时通常为 20.5×10^3 — $21 \times 10^3 \text{ kgf/mm}^2$, 薄壁圆筒和球形及扁球形封头受到外压引起压溃时, 几乎也只受这个弹性模量支配。因而, 在这些设计中弹性模量数是最重要的。

当温度升高到 250°C 以上时, 会出现所谓蠕变现象, 应力若在某限度以上, 变形会随时间继续增加, 最终导致破裂, 但对于碳素钢大致在 300°C — 350°C 左右时蠕变影响较小, 所以使用温度在 350°C 以下时无须考虑蠕变, 但是超过 250°C 时, 必须以该使用温度对应的屈服极限为基

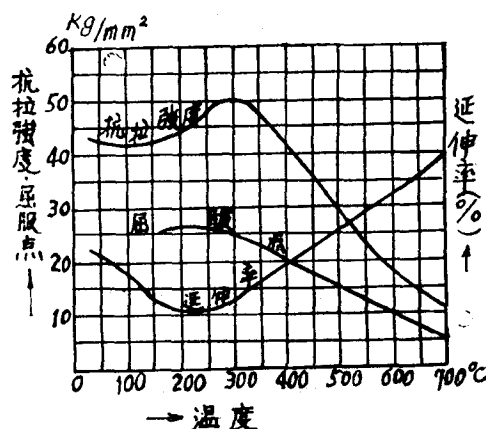
准, 确定许用应力。因而在设计普通低压圆筒形锅炉时, 无须考虑温度的影响, 但是对于受到高温辐射热的炉胆和火箱板, 其内侧有较厚的水垢, 或者横火管锅炉筒体下部沉积泥状沉淀物时, 板的温度会超过预想的温度, 有可能达到 400°C 以上, 由于屈服极限及弹性系数降低有可能出现鼓泡或凹陷 (collapse)。然而, 这是应通过清扫、检查予以防止的问题, 并非锅炉本身的问题。

1.4.6 蠕变极限

在高温下, 对金属材料上长时间地加一定的应力后, 应变随时间逐渐加大, 可能在比抗拉强度低得多的应力下产生破坏, 将此现象称为蠕变 (creep)。碳钢通常在 250°C 以上开始出现, 大约 350°C 左右开始明显起来。

一定载荷下的蠕变曲线 (应变对时间曲线) 一般具有图 1.6(a) 所示的那种特征。OA 部分是刚给负荷之后产生瞬间应变, 其后是蠕变应变率*渐减的部分; AB 部分是蠕变应变率几乎为定值的部分; BC 部分是蠕变应变率的增大部分; 而后发生破坏。

将 AB 部份的蠕变率称为定蠕变应变率或者最小蠕变应变率。应力小到某一程度后, 蠕变率也变得非常小, 如图 1.6(b) 所示能长时间地保持定蠕变率, 当应力再低到某一值以下, 则在一定时间后蠕变会停止。象这样的在某个温度下, 某个时间后使蠕变停止的应力中的最



成分 %: C 0.17, Mn 0.33, Si 0.005,
Cu 0.12, P 0.019, S 0.024

图 1-5 锅炉钢管在高温下的机械性能

* 单位时间内单位长度的伸长量, 如 $3 \times 10^{-5} \text{ cm/cm/h}$

大值是叫做那个温度下材料的蠕变极限。现在,从实用及试验方法的方便出发,把长时间放在一定载荷下也不发生破坏的最大应力作为目标,以“某一温度下在一定时间内产生一定的蠕变应变的应力”作为蠕变极限或者蠕变强度。然而,

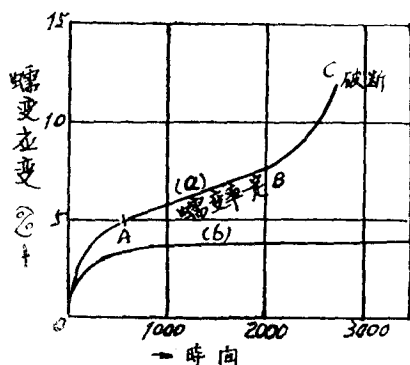


图 1-6 蠕变曲线

对此根据各研究人员提出的定义所得的蠕变极限值各不相同。例如按美国方法,将一万小时产生1%的蠕变应变及10万小时(11.4年)产生1%蠕变应变的应力都分别定为蠕变极限。此外,在D.V.M法中,将从受载荷起25—35小时之间的平均蠕变率为 $\times 10^{-5}$ cm/小时,并且45小时后的全部残余应变不超过0.2%的应力定为蠕变极限。

蠕变极限的值不仅因温度而有显著的变化,并且对材料的组织成分也极为敏感,并和热处理、加工程度等都有很大关系。另外,和疲劳极限同样,有否缺口也有影响。碳素钢的抗拉强度大致上和含碳量成正比,然而蠕变性能和含碳量没有一定的关系。

图 1.7 显示了碳钢在高温时的抗拉强度,蠕变极限及疲劳极限的关系的两个例子。

从这些图上可看出温度在300℃以上时,蠕变极限比同一温度的抗拉强度值还低得多。所以当使用温度至少在350℃以上时,才有必要考虑蠕变的影响。受到变应力时低于 σ_T 和 σ_u 两曲线的交点的温度下会出现因疲劳而引起破坏的问题。

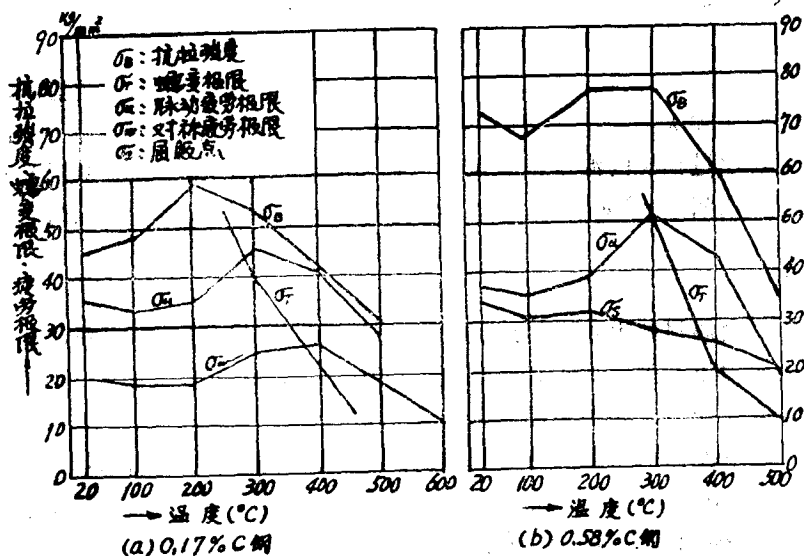


图 1-7 碳钢的抗拉强度,蠕变强度,疲劳强度和温度的关系

最近随着高温高压锅炉的发展,材料的蠕变极限被引起了重视。在长时间的高温下,受到静应力的材料的破坏是由蠕变而引起。因此这时为确定许用应力,应该取蠕变极限作为基准强度。在确定安全系数时,除了考虑涉及影响蠕变极限的诸因素外,还必须注意把在规定的

的温度下使用寿命中可能发生应变的总量控制在允许值之内。

表 1.5 将蠕变极限作为基准应力时的安全系数

研 究 者	基 准 应 力 (蠕变极限)	安全系数	摘 要
H. J. Tapsell	从承载起约40天后最小蠕变率达 10^{-5} cm/cm/日时的应力	3	
W. H. Hatfield	从承载起 24 小时后应变在 0.5% 以下, 而后 48 小时内平均应变速度为 10^{-6} cm/cm/h 以下时的应力	1.5	
D. S. Jacobus	美国法 (1 万小时产生 1 % 的蠕变应变的应力)	1.5	
B. Holzhauer	D. V. M 法的蠕变极限	2.2—2.8	过热蒸汽管
		2.6—3.3	过热器管

表 1.6 中碳钢的许用应力

温 度 C°	H. J. Tapsell		W. H. Hatfield		D. S. Jacobus	
	许用应力 kgf/mm ²	许用温度变化 °C	许用应力 kgf/mm ²	许用温度变化 °C	许用应力 kgf/mm ²	许用温度变化 °C
350	10.71	120	11.03	120	7.72	145
400	7.64	95	8.51	85	6.93	100
450	4.80	80	6.30	55	4.88	75
500	2.36	>50	4.41	35	3.07	>50
550	1.26	—	2.41	—	—	—

1.4.7 疲劳强度

在静载荷时不容易引起破坏的应力, 当材料反复交变作用数百万次时, 就会引起材料的破坏。就是说材料受到变载荷时 这个载荷纵使比静载荷要小得多也会发生破坏, 这就是疲劳破坏, 这种现象被称作材料的疲劳 (fatigue)。

(1) 疲劳极限

如图 1.8 所示加上变应力时, σ_1 和 σ_2 分别是交变应力中的最大的应力和最小的应力。它们分别叫做上限应力和下限应力。 $\sigma_m = 1/2(\sigma_1 + \sigma_2)$ 为平均应力, $\sigma_a = 1/2(\sigma_1 - \sigma_2)$ 为应力幅, $\sigma_m = 0$ 时, 正负相等的应力交变, 称此应力为对称循环变应力。而 $\sigma_m = \sigma_a$ 时, $\sigma_1 = 2\sigma_a$, $\sigma_2 = 0$, 叫脉动循环变应力。图中所示的载荷的振幅与时间成正弦变化, 是交变载荷中最简单的形式, 然而又是最基本和具有代表性的。

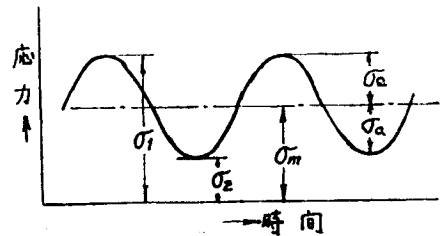


图 1-8 变应力

在平均应力 σ_m 一定时, 取应力幅 σ_a 为坐标纵轴, 在此应力幅下, 到材料破坏前的应力循环次数为坐标横轴 (一般用对数刻度) 表示出应力——循环次数曲线, 称之为 S—N 曲线 (疲