

EN 13445、ASME 规范和 GB150

丁伯民

(华东理工大学, 上海 200237)

摘要: 对 EN 13445、ASME 规范、GB 150 等的有关内容,如适用范围、材料的防脆断措施、外压壳体设计、凸形封头设计、开孔及其补强设计、法兰设计、换热器设计、按公式设计和按应力分析设计、强度试验压力及其限制条件等的联系和对比作出分析,并提出看法供讨论。

关键词: EN 13445; ASME Code; GB 150

中图分类号: TQ053

文献标识码: A

文章编号: 1009-3281(2006)04-0007-10

EN 13445, ASME Code and GB150

Ding Boming

(East China University of Science and Technology, Shanghai, 200237)

Abstract In this paper, the correlation and the comparison of the contents in EN 13445, ASME Code and GB150, such as application scope, brittle fracture protection for material, external pressure shell design, formed heads design, opening and reinforcement design, flange design, heat exchanger design, design by formula and design by analysis, strength test pressure and its limit, are carried out. The author's opinions, at the same times, were presented for reference and discussion.

Keywords EN 13445, ASME Code, GB150

自上世纪欧共体成立以来,在经济、技术上也逐步构成一体化。于1997年5月29日正式批准了 PED(97/23/EC)——压力设备指令,并于2002年5月30日正式执行。至此凡是进入欧盟市场的压力设备都必须受这一指令的管辖,符合其中所规定的基本安全要求,都必须盖上 CE 标志。包括欧共体内各国原有的国家标准也相应取消,故 BS 5500 改为 PD 5500,但 CODAP 和 AD 规范则由于并非国家标准,所以仍予保留^[1]。

与此相适应,公布了一批与 PED 配套的有关协调标准,如 EN 13445-2002《非直接火压力容器》,EN 13480-2002《工业管道》等,在标准的有关各篇中都以附录 ZA 的形式列出了各有关章节和 PED 章节协调内容,说明 EN 13445 是完全符合 PED 的。EN 13445 并不是强制性标准,它只提供了符合 PED 基本安全要求的充分条件。

从此,全世界的压力容器行业,形成了以 ASME VIII-1、2、3 为代表的北美、亚太市场(包括 JIS 标准和

我国标准,基本上都采用 ASME 体系)以及以 EN 13445 为代表的欧共体市场(包括 PD 5500, CODAP, AD 等)。为打开欧共体市场,从 PED 公布之日起,ASME 就着手考虑在 ASME 规范中补充符合 PED 要求的附录 ZA,但至今(2005 版补遗)尚未公布^[2-5]。

我国的压力容器标准 GB 150、JB 4732 以及 GB 151 等主要参照 ASME 规范。如欲进入欧共体市场,为符合 PED 并加盖 CE 标志,也必须作出相应协调,但这主要是有关管理部门的事。作为压力容器行业有关的工程技术人员,主要关心的是 EN 13445、ASME VIII 以及我国相应标准如 GB 150、GB 151、JB 4732 等之间在技术内容上的区别和联系,以便了解这些国外规范,加深对我国标准的理解,并在

收稿日期:2006-03-28

作者简介:丁伯民(1935—),男,退休教授。长期从事化工设备和压力容器设计的教学和研究工作。

必要时可予借鉴、参考。

1 各有关标准的区别和联系

1.1 总体结构

我国标准总体上是开放型的,即每项标准,如 GB 150、151 和 JB 4732 只是针对特定的技术问题,为处理整个压力容器建造,还需要相应的一系列配套标准,例如有关材料、制造和检验等的标准相配合。

ASME 规范总的来说是封闭型的,迄今为止它已包括了压力容器建造规则、材料、焊接评定、无损检测等在内的十二卷内容,基本上涉及了压力容器建造的各有关方面。

EN 13445 似更趋向于 ASME 规范,也涉及材料及制造、检验,但只列出有关材料标准而未列出材料的力学性能。

自 ASME 公布至今的近百年来,逐步发展为 ASME VIII-1—压力容器建造规则、ASME VIII-2—压力容器建造另一规则、ASME VIII-3—高压容器建造规则等三册。在 2001 版以前,ASME VIII-1 属于习惯上采用所谓按公式设计的方法,ASME VIII-2 则习惯于采用所谓按分析设计的方法,而 ASME VIII-3 则既采用了某些 ASME VIII-2 的设计理念,又根据高压容器壁厚大、材料强度级别高等特点而自成系统,并在某些问题上补充了采用断裂力学的设计方法^[6]。

我国标准 GB 150、JB 4732 总体上参照 ASME VIII-1、VIII-2,但明确地规定 JB 4732 是“分析设计标准”,这和 ASME VIII-2 仅是采用某些分析设计的理念、作为“压力容器建造另一规程”是有所区别的。

由于 ASME VIII-2 首先提出的应力分析设计思想所考虑的失效准则、各类应力对失效模式所起作用、各类应力的主要特征及其划分原则、以及规范所列公式主要地建立在以板壳理论进行应力分析基础上,所以当遇到规范公式未包括的元件而需要借助如有限元、特别是三维有限元等数值处理方法时,因涉及到应力计算方法不相匹配的原因而难以按规范所规定的术语将总应力进行分解并正确分类是困扰着压力容器行业的难题。所以 EN 13445 在前 BS 5500、CODAP、AD 规范的基础上,首先,对 ASME VIII-2 所规定的术语(定义)做出修改,相应地提出了按总应力沿总体或局部结构不连续的衰减关系,而不

单是按总应力沿壁厚的分布关系进行分解并分类,解决了 ASME VIII-2 按总应力沿壁厚的分布关系进行分解及分类的难题;其次,并未把按规则设计和按分析设计截然分开,而是在标准所列的某些设计公式中引入了分析设计的主要思想而直接给出计算公式和应力限制条件,不需由设计人员进行分类、针对不同的失效模式给出不同的限制条件。这一方法无疑是工程设计中最为可取的方法,既主要采纳了先进的应力分析设计理念,又不需设计人员进行繁复地运算、划类和限制。ASME VIII-1 虽然属于按规则设计的规范,但从 2004 版起,也逐步引入了相当部分的按应力分析设计内容^[7,8]。正在修订中的 ASME VIII-2 也考虑增加新的按规则设计的方法,并引入焊接接头系数^[3]。

1.2 对某些技术问题的分析和比较^[9~13]

1.2.1 安全系数、适用范围及其它有关规定

确定许用应力的安全系数见表 1(以碳钢、低合金钢为代表)。压力的适用范围见表 2。

表 1 许用应力安全系数比较

名称	许用应力安全系数
GB 150	$\sigma_b/3.0, \sigma_s/1.6, \sigma_s^t/1.6$
JB 4732	$\sigma_b/2.6, \sigma_s/1.5, \sigma_s^t/1.5$
ASME VIII-1	$R_m/3.5, R_{p0.2}/1.5$
ASME VIII-2	$R_m/3.0, R_{p0.2}/1.5$
ASME VIII-3	采用极限载荷设计,不出现许用应力
EN 13445	设计条件下: $R_m/2.4, R_{p0.2}^t/1.5$ 试验条件下: $R_{p0.2}^t/1.05$

注:有上标 t 者为设计温度下的性能;无上标 t 者为常温下的性能;
有下标 t 试验者为试验温度下的性能。

表 2 压力适用范围比较

名称	压力适用范围
GB 150	(0.1~35) MPa
JB 4732	(0.1~100) MPa
ASME VIII-1	~20 MPa, 当超过时,需变更或增补规则
ASME VIII-2	不限,但并不包括所有的结构型式,对极高的压力,需变更或增补规则
ASME VIII-3	一般用于 ≥ 70 MPa 时,但既不在规定 VIII-1 和 VIII-2 的上限,也不在规定的本册的下限
EN 13445	0.05 MPa ~ ,但也包括更低压力或真空

GB 150、JB 4732 并未对焊制容器钢材的最高含碳量作出规定,但在《压力容器安全技术监察规程》中规定其含碳量不应大于 0.25%;在特殊条件

下,如选用含碳量大于 0.25% 的钢材,应限定碳当量不大于 0.45%。

ASME VIII-1、2、3 对碳钢和低合金钢,规定熔炼分析含碳量超过 0.35% 时,不得用于焊接结构或采用氧气切割下料。

EN 13445 规定用于焊接成形的碳钢和低合金钢,其最高含碳量为 0.23%,产品分析的最高含碳量为 0.25%。

GB 150、JB 4732 适用于单层、多层包扎和套合容器;ASME VIII-1、2、3 适用于单层以及包括套合容器在内的多层容器,此外,ASME VIII-3 还适用于绕丝式容器以及预应力和自增强容器;EN 13445 则不适用于多层、预应力和自增强容器。

GB 150、JB 4732 不允许容器元件在冷热加工成形后减薄至名义厚度减去钢板负偏差值以下;ASME VIII-1、2 允许局部范围内的壳体厚度减薄至一定值以内,ASME VIII-3 则不允许存在局部减薄区。EN 13445 和 ASME VIII-1、2 相似,也允许存在局部减薄区,但规定的局部范围远较 ASME 为大(可能系印刷有误所致)。

1.2.2 关于材料在低温操作时的防脆断措施^[13]

GB 150、JB 4732 对材料的防脆断措施主要沿用了国际上在上世纪 70 年代以前以使用经验为基础的转变温度法,认为最低设计温度低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时属于低温容器,需对其母材和焊缝区材料在最低设计温度下进行冲击试验,但对某些高强度钢板和厚度超过一定值的中、低强度钢板,则要求在使用温度低于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时就进行冲击试验;并对不同强度级别的材料规定以不同的冲击功合格值。JB 4732 基本上采用和 GB 150 相同的转变温度法,略为不同的是,不再按使用温度是否低于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 而界定低温容器,而是规定最低设计温度低于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的碳钢和低合金钢,都要求在最低设计温度下进行冲击试验,也根据材料的强度级别规定不同的冲击功合格值,但其要求略高于 GB 150。

ASME VIII-1、VIII-2 在上世纪 60 年代以前也采用以使用经验为基础的转变温度法。但鉴于在二次大战中发生的一系列运输船舶的脆性断裂事故而深知以使用经验为基础的转变温度法的不科学性,所以从 50 年代开始进行了以线弹性断裂力学为基础的

防脆断措施,根据材料种类、材料厚度(规范根据统计,认定材料总存在尺寸为厚度某一比值的缺陷)、所受应力大小、使用温度等,取存在缺陷材料的应力场强度因子达到材料的临界应力场强度因子(断裂韧度)为脆性开裂的界限,如有可能发生脆性断裂,则应采用规定的冲击试验并采取规定的合格指标,否则,可免除冲击试验。根据断裂韧度 K_{Ic} 和夏比 V 冲击功在数值上的关系而在形式以夏比冲击功为判据。

EN 13445 的防脆断措施规定了三种方法^[9],只要满足其中之一即可:

(1) 基于经验所提出的技术要求,适用于所有金属材料,但限于已有充分使用经验的某些厚度。标准按材料类别、厚度列出了冲击试验的温度(对铁素体钢以及某些低镍合金钢,取冲击试验温度为设计参考温度)以及夏比 V 冲击功的验收要求,意指这些材料都要求进行冲击试验,只是取不同的冲击试验温度及合格值,且对某些材料还提出了 100% 无损检测的要求。

(2) 根据断裂力学原理和实际操作经验所提出的技术要求。适用于规定最小屈服强度不超过 460 N/mm^2 的碳钢(碳锰钢和细晶粒钢)以及某些低镍合金钢。和 ASME 规范所采用的方法相似,根据材料种类、设计参考温度和厚度确定是否需要冲击试验,以及如果需要时确定其冲击试验温度(随所用厚度而异,一般并不等于设计参考温度),根据材料的屈服强度级别规定了夏比 V 冲击功的合格值。

(3) 根据断裂力学分析来决定特殊容器的适用性,这一方法使用于上述二方法所未覆盖的材料或按上述二法评定而不能满足要求的情况,由无损检测查出超标缺陷的情况,以及所用材料其厚度大于按低温要求所确定允许值的情况。

EN 13445 既采用了较基于使用温度法为科学的断裂力学分析原理,又为使用方便而规定了其中略为保守的第一种方法,以及遇到特殊情况的第三种方法。这一思路值得借鉴。

1.2.3 外压壳体设计

GB 150、ASME 规范和 EN 13445 在外压圆筒、球壳和锥壳的设计原理都源自基于弹性失稳的勃莱斯(Bresse)公式(对长圆筒)和米赛斯(R V Mises)

公式(对短圆筒),即由几何尺寸 L/D 、 D/δ 根据图表或计算公式确定在周向失稳时的应变值 A 。但二者不同的是,GB 150、ASME 规范在确定 A 后,为取得材料在非线性弹性状态时的弹性模量而根据不同的材料和温度分别列出 A - B 关系图,其中 B 表示周向应变对非线性弹性状态下弹性模量的乘积,即失稳时周向应力的某一关系,所以可由 B 值算得失稳压力,再引入安全系数3.0而得到许用外压。EN 13445 则并未针对各种材料在非线性弹性状态下弹性模量 E' 的区别,分别由材料拉伸曲线作出材料的 A - B 关系图,而取各材料在各温度时线性弹性状态下的弹性模量 E 对失稳时周向应变值 ε_0 的乘积表示失稳时的压力 P_m ,并将此压力和由材料比例极限 σ_p 所算得的周向应力达材料比例极限时的压力 P_y 相比,即据 P_m/P_y 值判别失稳时处于线弹性、非线性弹性、屈服的程度,再根据材料的由线性弹性直至屈服阶段、即在线性弹性范围内当量弹性模量的变化关系,作出 P_m/P_y 关系图以确定失稳压力的下限值 P_r ,见图1,以此 P_r 值并引入安全系数1.5后作为许用外压^[9]。

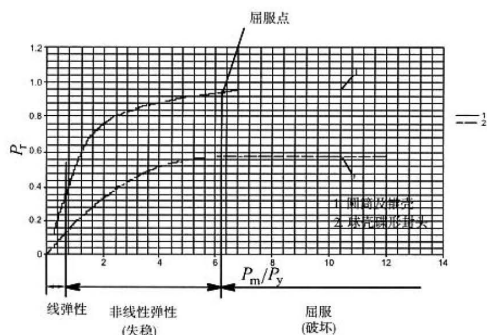


图1 由 P_m/P_y 值确定 P_r 的关系图

所以 EN 13445 在材料的非线性弹性阶段,并非通过 A - B 关系图表示当量弹性模量 E' ,而是通过图1表示,且不必再区分不同材料和温度时当量弹性模量的区别,都认为可按图1的关系表示。所以 EN 13445 并未如 GB 150、ASME 规范那样列出各种材料的 A - B 关系图。

此外,对于锥壳上的加强圈设计,GB 150 的规定有误;ASME 规范未列;而 EN 13445 则根据锥壳不同于圆筒的受载条件而列出了计算方法。

在加强圈设计中,GB 150、ASME 仅规定了为防止加强圈周向失稳所需要的惯性矩,GB 150 并未提及因加强圈截面的(高/宽)比值过大而产生侧向翻转失稳的可能性;ASME 规范则仅提醒用户要注意这点而未提供具体的防止方法;EN 13445 则对各种型式的加强圈规定了具体的防止侧向翻转失稳的设计方法。

1.2.4 凸形封头和锥壳设计的有关问题

GB 150 主要参照 ASME VIII-1 (2001) 及以前版本的设计方法,即仅将过渡转角区的最大主应力限于材料的许用应力以下而得出壁厚计算公式,GB 150 并不认为某些特定尺寸(过渡转角区半径、球冠区半径)的碟形封头可以当量代替2:1的标准椭圆形封头;JB 4732 则主要参照 ASME VIII-2,将椭圆形和碟形封头合并,根据封头相对厚度(壁厚/球冠区半径)大小,计及球冠区的一次薄膜应力所引起的强度失效,过渡转角区的弹塑性垮塌和内压引起的疲劳破坏、失稳破坏等而分别给出图表和计算公式;ASME VIII-1 从2003年补遗开始,对原有仅将过渡转角区的最大主应力限于材料许用应力以下的方法,对薄壁封头又增加了计及过渡转角区的弹性失稳、产生屈服等失效方式而补充了设计公式。ASME VIII-1 和 VIII-2 都认为 $r=0.17D$ 、 $R=0.9D$ 的碟形封头和2:1的标准椭圆形封头相当。

EN 13445 和 ASME VIII-1.2 基本相同,也计及球冠区一次薄膜应力所引起的强度失效,过渡转角区的屈服,弹性失稳等失效模式,分别列出不同公式并要求同时满足。鉴于球冠区的所需厚度都小于过渡转角区所需厚度,所以 EN 13445 允许将球冠区和过渡转角区制成不同的厚度。EN 13445 也规定一定尺寸(相当于 $r=0.17D$ 、 $R=0.9D$)的碟形封头等效力于2:1的标准椭圆形封头。

GB 150、JB 4732 未提及斜锥壳(偏心锥壳)的设计。

ASME VIII-1 对内压、外压作用下的斜锥壳都规定按相应的正锥壳设计,但其半锥角应取斜锥壳中两不同半锥角中的大值。

EN 13445 列出了和 ASME VIII-1 相同的内压斜锥壳设计,但未提及外压斜锥壳的设计。

1.2.5 开孔补强设计

GB 150、JB 4732、ASME VIII-1、2 都采用等面积补强法,即取壳体上承受最大主应力方向由于开孔而引起削弱的截面积应由附加的同等截面积所补偿,此同等截面积可由在一定范围内的壳体、接管除承受压力载荷所需以外的多余截面积以及附加的补强件(包括焊缝)截面积等构成;而 EN 13445 则采用压力面积法,即取壳体、接管在一定范围内的承压(投影)截面积对设计压力的乘积,应由在该范围内壳体、接管、补强件等所构成截面积对其许用应力的乘积所平衡。

从形式上看,此二种补强方法似全不相同,但从其原理上分析,可以推导得压力面积法的承压(投影)截面积对设计压力的乘积应小于等于各承载件截面积对其许用应力乘积的判据,可以由等面积补强法的同样原理、即因开孔而引起削弱的截面积应由附加的同等截面积所补偿的原理导得。所区别者仅对壳体、接管有效补强范围的具体规定略有区别。以 ASME VIII-1 (GB 150 与之基本相同)为例,接管两侧壳体的补强范围,即从接管外壁至有效补强范围界线的距离为开孔直径的一半;外伸接管的补强范围,即从壳体外表面至有效补强范围界线的距离为 2.5 倍容器壁厚 (GB 150 为 $\sqrt{d\delta_m}$),而 EN 13445 则规定壳体的补强范围为 $\sqrt{(D_i + \delta)\delta}$,外伸接管的补强范围为 $\sqrt{(d_0 - \delta_i)\delta_i}$ 。一般而言,如以不另设补强圈为例,补强材料主要地由壳体提供,故以壳体的补强范围进行分析,ASME 取 $d/2$,即主要地取壳体因开孔而引起孔边应力集中的局部应力衰减范围;EN 13445 取 $\sqrt{(D_i + \delta)\delta}$,即主要地取壳体带有接管后在壳体开孔区引起附加边缘应力衰减范围。从因开孔接管而引起在局部范围内的附加应力原理分析,似应综合这二个因素为宜。由此二者数值的对照分析,在开孔直径对壳体直径比 d/D 值较大时,ASME VIII-1 所规定的壳体有效补强范围远大于 EN 13445 所规定的壳体有效补强范围,因此在主要通过加厚壳体进行补强的情况下,ASME VIII-1 可较 EN 13445 为节省;在 d/D 较小时,则二者的差距减小,直至相差不多。

由上分析可知,压力面积法补强原理和等面积法补强原理基本相同,所区别者仅在对补强范围的

具体规定上有所不同,所以二者经济性的区别,并不是由补强原理不同引起,而是由补强范围的具体规定不同所引起。

此外,关于受外压(真空)时壳体的补强要求,GB 150、ASME 规范都根据内压壳体由强度设计(即壳体截面积设计)、而外压壳体为刚度设计(即壳体惯性矩设计)的原理而导得外压壳体所需的补强截面积仅为内压壳体所需补强截面积的一半而作出规定。但实际上因为即使是承受外压或真空,一般都可能承受内压作用(如压力试验),所以一般都按内压壳体的补强要求进行设计。EN 13445 在采用压力面积法时,明确所有的算图对内压和外压都适用,意指虽然其设计原理系据内压壳体强度条件导出,但用于外压壳体时显然可予满足,且偏于安全^[15]。

1.2.6 法兰设计

GB 150、ASME 规范、EN 13445 正文中所列的法兰设计仍是上世纪四十年代开始采用的华脱斯法(Waters E D),通过控制法兰环和与之相连壳体应力的方法来防止法兰环的变形以达到密封要求。虽然早在三十多年前对这一方法的合理性已提出了疑问,并一直致力于以控制介质泄漏量来进行法兰设计的努力,但终因华脱斯法简单、方便,且经数十年使用实践证明它相当可靠,而有关的新方法都较复杂,故一直未列入 ASME 规范;EN 13445 则在规范性附录 G 中列出了以 pr EN 1591 为基础的保证整个法兰组件结构的整体性和密封性的设计方法。

此外,EN 13445 在采用华脱斯法的同时,对大尺寸带颈法兰壳体轴向应力 σ_H 规定了较为严格的校核条件,当法兰直径大于 1 000 mm 时,按 ASME 规范和 GB 150 校核条件的 $1/(1.0 \sim 1.33)$ 进行限制。

1.2.7 换热器设计

GB 151、ASME VIII-1、EN 13445 对 U 形管式换热器,管板都看成是均匀开孔的圆形平板,并根据管板和壳体或管箱的连接方式,当用法兰垫片连接时则不考虑壳体或管箱的约束作用,而可简单地按开孔圆平板原理立即确定管板厚度,且壳体或管箱可简单地按一般容器元件设计;当管板和壳体或管箱整体连接时,则要计及管板和壳体或管箱的相互约束作用,因此要由二连接件的相对刚度确定相互间

的附加约束载荷,为此,不能简单地由开孔平板原理直接求解,而必须在既定壳体或管箱厚度的条件下,初取管板厚度,然后用迭代方法确定合格的管板厚度。

GB 151、ASME VIII-1、EN 13445 对固定管板式、浮头式换热器的管板,都采用弹性基础上的圆平板原理,但在处理具体问题上各有不同,可予借鉴。

GB 151 的方法始于上世纪七十年代,至今未作原则上的修改。根据浮头式换热器管板和管束相互约束、构成静不定结构的计算模型,更由于其固定端管板也可以和壳体或管箱整体相连而构成相互约束,和固定管板式换热器管板相似,也应该先初取管板厚度后用迭代法进行计算。但 GB 151 却规定了可以直接求得管板厚度,由计算原理分析,这是可予商榷的。对于固定管板式换热器,由于管板、壳体、管束三者相互约束,所以在管程压力 P_1 、壳程压力 P_2 、管束与壳体温度差 Δt 的作用下,其可能的设计条件危险组合应是 7 个工况,但 GB 151 却只要求按 4 个工况设计,这样在某些结构和载荷条件的匹配下,有可能对某一元件遗漏真正的危险工况。

ASME VIII-1 对换热器设计的规定是从上世纪八十年代以来逐步建立、发展的,至 2004 版,已发展为包括 U 形管式、固定管板式、浮头式换热器的管板、壳体、管箱、管子对管板的连接、膨胀节设计等在内的完整的 UHX 篇^[16]。和 GB 151 不同的是,对于浮头式换热器管板,应先初取管板厚度,然后进行迭代计算,直至管板、管束等有关应力满足校核条件为止,而不能直接求得管板厚度;对于固定管板式换热器的设计,和 TEMA、CODAP 等标准相同,其可能的危险工况是 7 个而不是 4 个,而且由于固定管板式换热器管板、壳体、管束三者间的静不定结构模型,一者厚度的变化会变动其余二者的应力,所以规定对各有关元件应按已腐蚀和未腐蚀二种情况分别校核;此外,还引入了应力分析设计的某些思想,如对不同类别的应力作出不同的限制,当和管板整体相连处的壳体或管箱轴向总应力不能通过校核时,根据边缘应力具有衰减性的特点,或可在连接处一定范围内加厚壳体或管箱,而不必在全长范围内加厚,节省了材料;或提供了弹塑性分析方法,即允许壳体或管箱的轴向总应力在一定范围内超标而出现局部

屈服;当管板应力通不过校核条件时,也可以加厚局部范围内和管板整体相连的壳体或管箱,以强化管板的周边支承条件而降低管板的弯曲应力,这远比整体加厚管板使之满足校核条件更经济、合理^[16]。

EN 13445 对 U 形管式换热器,已将 prEN 13445 的方法修改成和 ASME VIII-1 基本相同;对固定管板式和浮头式换热器,其设计方法总体上和 ASME VIII-1 相同,当和管板整体相连的壳体或管箱轴向总应力超标时,提供了允许在连接处边缘应力的衰减范围内局部加厚壳体或管箱,另在附录 J 中列有允许局部小范围屈服的极限载荷分析方法;此外,对固定管板式换热器的壳体或管板都要求在已腐蚀状态计算。在附录 J 中,还计及了立式换热器管束重量所引起的附加载荷,以及对不带膨胀节固定管板式换热器的疲劳评定,其中所列管板对壳体各个连接详图抗疲劳性能影响的大小,对设计人员颇有参考价值。

1.2.8 关于按公式设计和按应力分析设计^[7]

在 1.1 中提及,GB 150、JB 4732、ASME VIII-1、2、3 和 EN 13445 按规则(公式)设计还是按应力分析设计的划分上都不相同,各有千秋。所以,GB 150、ASME VIII-1 都未列入疲劳分析方面的内容,GB 150 则明确地规定不适用于要求作疲劳分析的容器。EN 13445 则不仅不像该二标准那样分册处理,在按公式设计的部分也或多或少地引入了应力分析设计的某些重要理念,例如已计及的失效模式中包括了总体的塑性变形,塑性失稳(破裂),弹性或塑性失稳(屈曲失稳),渐增性变形以及疲劳等;而且在设计部分的正文中包括了疲劳设计的具体规定;将按应力分析设计的直接法和应力分类法作为附录列出。但在制造篇中明确提及并未对以塑性分析、极限分析原理为基础的直接法作出制造要求的规定,因而使直接法的应用实际上还存在障碍。

JB 4732 总体上参照 ASME VIII-2,但对其某些定义作出了修改,对按 ASME VIII-2 引入的等面积补强设计说明为不属于应力分析设计,且未随 92 版以后的 VIII-2 及时修改等。

EN 13445 鉴于用有限元进行计算后所遇到对总应力分解和分类的困难,故对 ASME VIII-2 的某些术语、定义作出重要修改,并将由有限元求得的总应

力按离总体或局部结构不连续点距离衰减的关系、而不是按总应力沿壁厚分布的关系进行分解并分类,提出了一些新的术语,其中主要有(见图 2):

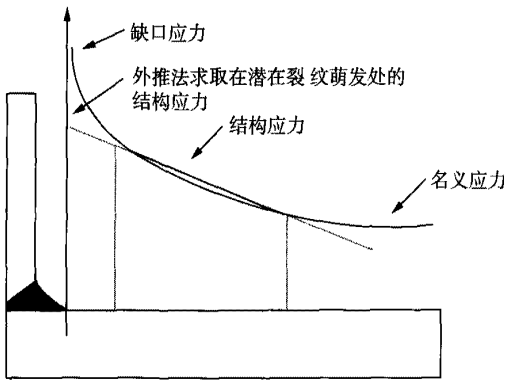


图 2 在结构不连续处名义、结构和缺口应力分布

名义应力:指在并无结构不连续(包括总体及局部)处的应力,是由元件的基本理论(例如板壳理论)所计算得的基准应力,为薄膜及弯曲应力。

结构应力:是沿壁厚按线性分布(包括均布及线性分布)的应力,它包括如接管连接件、封头和筒体等连接的总体不连续的影响,但不包括局部结构不连续(例如焊趾的缺口影响等)所引起的沿壁厚非线性分布部分的应力。

结构应力即一次应力及二次应力之和。

缺口应力:是指在缺口根部处的总应力,总应力沿壁厚的分布可以是非线性的。

缺口应力通常用数值解(例如有限元)求得。在仅有总体结构不连续处,可以用名义应力乘以表示总体结构不连续的应力集中系数求得(此时缺口应力和结构应力相同);在有总体及局部结构不连续处,则可用结构应力乘以表示局部结构不连续的应力集中系数求得。

缺口应力也就是包括总体及局部结构不连续影响在内的总应力,是结构应力加峰值应力之和,也称基本应力。在此基础上,当对一包括总体及局部结构不连续影响在内的元件进行疲劳设计时,可以按由有限元求得的缺口应力幅即总应力幅进行;当不需要进行疲劳分析、仅需要对不包括峰值应力在内的一次、二次应力进行评定时,可以按图 2 的示意、并按由规范规定的局部和总体结构不连续的衰减距

离规定(见图 3)进行线性外推,把沿壁厚各种分布类型的峰值应力全部排除,求得在局部及总体结构不连续处(即图 2 中 4 所示者)的结构应力,根据结构应力即一次应力及二次应力之和的定义,并按规范所规定的典型情况的应力分类表,根据应力的起因(机械或温差载荷)、应力沿壁厚的分布(均匀分布或线性分布,但不包括非线性分布,非线性分布部分包括在缺口应力中,在用线性外推法求取结构应力时已予舍去)划分出一次应力(薄膜或弯曲)以及二次应力(薄膜或弯曲)。为将结构应力划分为沿壁厚均匀分布及线性分布的成分,规范又提供了当量线性化处理的计算方法和示意图 4,由图 4 可见,EN 13445 只是把沿壁厚均匀分布的部分划归为薄膜应力,线性分布的部分划归为弯曲应力,对非线性分布部分,则在分类中可予舍去,并未像 JB 4732 那样划归为峰值应力。和 ASME VIII-2 不同,在典型情况的应力分类表中,只有一次和二次应力,再无峰值应力。

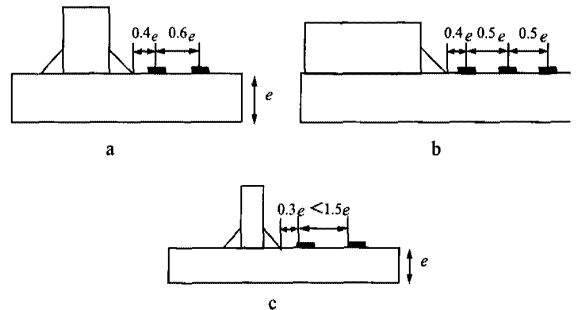


图 3 由有限元或应变片测量结果线性外推求取结构应力

1. 低弯曲应力元件,应变片或单元网格长度 $\leq 0.2e$ 时,线性外推;
2. 高弯曲应力元件,刚性弹性基础,应变片或单元网格长度 $\leq 0.2e$ 时,二次曲线外推;
3. 应变片或单元网格长度 $> 0.2e$ 时,线性外推

此外,GB 150 对无损探伤分为 100% 探伤和局部探伤 (>20%) 两种;对于按应力分析设计(包括疲劳分析)即 JB 4732 设计的容器,一律要求 100% 探伤;ASME VIII-1 分为 100% 探伤、抽样探伤和不探伤三种,对于按 ASME VIII-2 设计的容器,一律要求 100% 探伤;EN 13445 则划分成 4 组无损检测要求,第 1 组为 100% 检测,第 2 组为 10% ~ 100% 检测,第 3 组为 10% ~ 25% 检测,第 4 组为不检测。并规定凡需要进行疲劳分析的容器,不

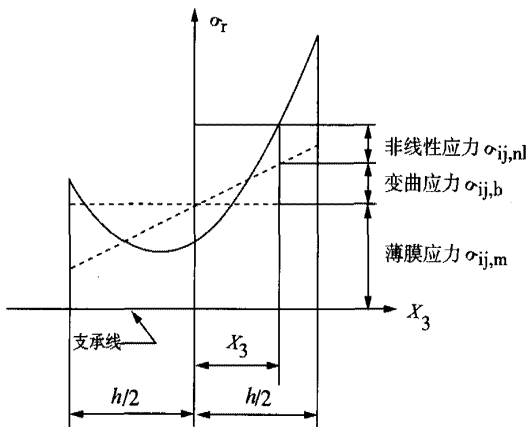


图4 基本应力的分解

能采用第4组的检测,但意指可以进行第2、第3组的局部检测。

在文[7]中已详细地介绍了对EN 13445基于应力分类法分析设计的理解,此处不再详述。

1.2.9 关于强度试验压力及其限制条件

压力试验压力值一般都和确定许用应力的安全系数互有联系,安全系数都涉及到各国(或欧共体)的技术政策,难以仅从技术上进行比较。

GB 150、151、JB 4732总体上参照ASME VIII-1、2,但有二点区别:

(1) ASME VIII-1、2在规范 $P_T = (1.3 \sim 1.25)P$ [σ]/ $[\sigma]'$ 的同时,提及比值 $[\sigma]'/[\sigma]$ 是“建造容器材料的最小比值”,而GB 150、151、JB 4732则规定是“容器各元件(筒体、封头、接管、法兰及紧固件等)所用材料不同时,应取各元件材料 $[\sigma]'/[\sigma]$ 比值中最小者”。

ASME规范限止这一比值主要是当整个容器材料不同时,为防止试验压力过高、出现屈服、甚至明显的残留变形而为之;由于在确定螺栓材料的许用应力时,一般都取材料的屈服强度除以安全系数,且以屈服强度为基础的安全系数远大于构成容器筒体、封头、接管等板材、管材的相应安全系数,如试验超压,其发生屈服的可能性远落后于筒体、封头等,在ASME VIII-1的非强制性附录S中已提及“螺栓设计应力值是一个考虑了防止屈服因素的保守值”,所以ASME规范虽未明确规定不包括螺栓,但设计人员应理解到这一点。GB 150、151、JB 4732的这一规定,联系与之相配合所规定的材料许用应力,就有

可能发生试验压力确由螺栓材料的 $[\sigma]'/[\sigma]$ 比值确定而达到最小值,届时对螺栓而言,试验温度时的应力水平到达设计温度时螺栓许用应力的1.25倍,起到了“考验”之目的,但对筒体、封头等,则仅达到设计温度时筒体、封头许用应力的 $<100\%$,即连满强度都未达到,更不要说“超压考验”了^[17,18]。最近公布的JB/T 4731《钢制卧式容器》修改了这一规定,改为按ASME规范的提法。

(2) ASME VIII-1并未限制试验压力的上限,明确提及:本册并不规定液压试验的压力上限,当试验压力超过规范规定值,其程度使容器出现明显的残留变形时,检验师有权拒收。ASME VIII-2采用了应力分析设计的规定,故规定当试验压力超过规定值6%以上,应按分析设计应力限制有关条件的规定进行校核,同时也提及如试验压力超过规范规定值,其程度使容器出现明显的残留变形时,检验师有权拒收。

GB 150则规定试验前要校核圆筒的周向应力不超过试验温度下屈服强度的0.9倍。其实,按照GB 150所规定的确定许用应力的安全系数($n_s = 1.6$)、液压试验压力的倍数(1.25),在一般容器中(大型低压立式容器立式充水试压时除外)总是能通过这一校核的;何况既然为避免试验时出现屈服而对圆筒进行这一校核,对封头等受压件,又为什么未规定要进行校核。

EN 13445对确定许用应力的安全系数已列在第(1)点的附表中,其规定的液压试验压力为以下的较大值:

$$P_T = 1.25P[\sigma]'/[\sigma] \quad (1)$$

$$P_T = 1.43P \quad (2)$$

其中 $[\sigma]'/[\sigma]$ 为压力所包围各元件中相应材料比值的最大值,且在试验压力下,要求每一元件的最大应力不超过 $R_{P_{0.2}/\text{试验}}/1.05$ 。其中心思想是:在保证试验时每一元件的最大主应力不超过 $R_{P_{0.2}/\text{试验}}/1.05$ 即 $0.953R_{P_{0.2}/\text{试验}}$ 条件的前提下,尽可能提高试验压力值,以达到“考验”之目的。

对一般碳钢和低合金钢,其屈服比一般为0.5~0.7,规范规定的 $n_s/n_b = 1.5/2.4 \approx 0.63$,故材料许用应力由屈服强度或强度极限控制的几率相差不大。如遇由屈服强度控制,并取容器设计温度为常温,即许用应力 $[\sigma] = R_{P_{0.2}}'/1.5 = R_{P_{0.2}}/1.5$,则由式

(1)、(2)所规定的试验压力值,应按式(2)进行试验,试验时元件的应力水平 $\sigma_T = 1.43[\sigma] = 1.43R_{P0.2}/1.5 = 0.953 R_{P0.2}$,刚好满足规范所规定试验时元件最大主应力的限制条件。如遇由强度极限控制,即许用应力 $[\sigma] = R_m/2.4$,则由于许用应力比 $R_{P0.2}/1.5$ 小,导致计算壁厚的加大,按式(2)进行试验时,元件的应力水平更低,总能满足试验时元件最大主应力的限制条件。

如取设计温度为高于常温,则由于 $[\sigma]/[\sigma]'$ 值大于 1,如按式(1)算得的 P_T 值小于按式(2)算得的 P_T 值,则仍应按式(2)进行试验;如按式(1)算得的 P_T 值超过式(2)算得的 P_T 值,且许用应力由屈服强度控制,则因 $R_{P0.2}' \leq R_{P0.2}/\text{试验}$,即使由式(1)算得的 P_T 值超过由式(2)算得的 P_T 值,按式(1)进行试验时元件的最大主应力仍可满足规范规定的限制条件 $R_{P0.2}/\text{试验}/1.05$ 。如许用应力由强度极限控制,则由于许用应力比 $R_{P0.2}'/1.5$ 低,导致计算壁厚的加大,元件的应力水平更低,试验时总能满足 $R_{P0.2}/\text{试验}/1.05$ 的限制条件。由于对式(1)的 $[\sigma]/[\sigma]'$ 值已规定应取压力所包围各元件中的最大值,所以不仅对该最大 $[\sigma]/[\sigma]'$ 比值的元件能够满足规范规定的在试验时的限制条件,对其它各元件必能满足,且起到了在满足校核条件下尽可能提高试验压力以对各元件起“考验”作用之目的。

这就是 EN 13445 和 GB 150、ASME 规范在压力试验规定上的主要区别之处。

由于 EN 13445 明确提及, $[\sigma]/[\sigma]'$ 比值是压力所包围各元件材料中的最大值,当然应理解为不必包括螺栓在内了。

2 展望和个人看法

自从 PED 和 EN 13445 公布以来,国内掀起了一阵学习、讨论、理解的热潮,纷纷介绍 PED 和 EN 13445 的主要内容,但多数属于对此二文件的总体介绍及管理要求方面的讨论,对具体技术方面的分析不多。即便如此,也已发现有些不尽相同的认识。例如,文[5]、[9]都根据同一文献,对 EN 13445 的经济性进行分析,认为 EN 13445“无论在技术上或经济上都有竞争力,在所举 9 种容器的例子中有 6 种或 7 种容器当采用 EN 13445 设计方法时(和

ASME 规范相比)最经济”,EN 13445“具有技术上的领先性和经济上的优越性”。而文[1]则认为“统一标准虽然反映了压力容器最新进展,但在检验方面却变得更加严格。加上复杂的设计计算,这就使得按新的欧盟统一标准,设备的造价会更高”。并根据该文作者身在欧共体压力容器行业工作的特殊条件,提及“有关单位曾做过统计,在英国 90% 的容器设计和制造是按照 PD 5500 标准,8% 为 ASME 规范,2% 为其它标准或欧盟新订的统一标准。由于制造商看到用旧的国家标准也能符合 PED 要求,它们就更不积极采用新的欧盟统一标准”。

由于笔者只从事具体的技术工作,接触面狭,对监管方面更知之甚少,笔者初步阅读了 pr EN 13445 (99)、EN 13445 (2002),觉得在某些方面,EN 13445 确实提出了一些很好的理念,例如并未把按公式设计和按应力分析设计截然分开,对 ASME VIII-2 的某些重要术语和方法作出修改,使应力分析设计可以方便地操作等等。随着逐步深入的学习,可能还会发现更多的新意之处。但是,笔者在文[7]中也提及,由几个国家众多专家汇集的、涉及面这么广的一部新订规范,要做到在各个环节上丝丝入扣、连贯一致、前呼后应总是要有一个过程的。笔者在学习过程中已发现了许多脱节、重复、前后不一致以及一些印刷上的问题,这对一部新订规范是不足为奇的,需要经过用户和编者间的逐步磨合完善。此外,对国内有关 EN 13445 介绍的某些文章中竭力推介的应力分析设计的直接法,由于 EN 13445 本身就提及“文件并未给出采用按分析设计——直接法容器的制造要求规定”,实际上也使这一方法不能用于生产实际。至于对各个规范的经济性比较,笔者更认为要从材料、设计、制造、检验、试验、使用、安全性等即涉及建造、管理、使用等各个方面的全面比较,确实很难,并不是从书面上列一些数字就能说明问题的,必须建立在长期、大量的实践基础之上。

对此,笔者认为,为学习国外的先进技术,建立自己的规范体系,有关管理部门应组织各方力量对国外各有关规范,例如 EN 13445、ASME 规范等逐项、逐条仔细分析、对比、理解,找出差距以及其内在的精髓所在,步步踏实地吸收、改进、提高。

参考文献

- 1 朱磊. 近年来欧盟压力容器界的一些动向和对中国压力容器界的一些建议[J]. 压力容器, 2005(9), 33~38
- 2 陈登丰. 欧盟和 ASME 非受火压力容器标准问答[J]. ASME 在中国, 2003(4). 22~39; 2004(1), 23~43
- 3 陈登丰. 第 5 届 ASME 锅炉压力容器规范和欧盟压力设备指令美国研讨会简介[J]. ASME 在中国, 2004(2). 42~43
- 4 陈登丰. ASME 和锅炉压力容器标准的全球化[J]. ASME 在中国, 2005(2), 24~40
- 5 陈登丰. 压力容器设计方法的发展及其经济性分析[J]. ASME 在中国, 2005(4), 12~16
- 6 丁伯民. ASME VIII-3—高压容器建造另一规则介绍[J]. 压力容器, 2005(9), 1~4
- 7 丁伯民. 对欧盟标准 EN 13445 基于应力分类法分析设计的理解[J]. 压力容器, 2006, (待发表).
- 8 丁伯民. 2004 版 ASME 锅炉压力容器规范第 VIII 卷的主要变动[J]. ASME 在中国, 2005(2). 6~14
- 9 EN 13445, 2002
- 10 ASME VIII-1, 2, 3, 2004
- 11 GB 150, 1998
- 12 JB 4732, 1995
- 13 GB 151, 1998
- 14 丁伯民. 各有关规范防脆断措施的比较和合理性分析[J]. 化工设备设计, 1997(3), 8~17
- 15 丁伯民. 压力面积法补强原理和外压容器的大开孔设计[J]. 化工设备设计, 1996(4), 4~7
- 16 丁伯民. 对 ASME VIII-1 管壳式换热器设计的介绍[J]. 化工设备与管道, 2004(6), 5~10
- 17 丁伯民. 对 GB 150-89《钢制压力容器》的分析与评述之四一问题汇总及某些建议[J]. 化工设备设计, 1993(1), 1~11
- 18 曹宝璋. 陈永忠. 高温容器液压试验的分析[J]. 化工设备与管道, 2000(6), 10~11
- 19 姚毕堂. 王振东. 欧盟压力容器标准 ENB445 经济性特点的分析[J]. ASME 在中国, 2005(3), 12~6

(上接第 6 页)

(包括相互连接的影响)列出了设计公式,并不是一提起分析设计就是要按规范所列的繁重理论公式或有限元进行计算,只有规范未列出设计公式的元件,才需要作详细的应力分析、包括有限元计算。

参考文献

- 1 Lu M W Chen Y, and Li J G. Two-step approach of stress classification and primary structure method[J]. J Pressure Vessel Technology, 2000, 122(1): 2~8
- 2 Wichman KR, Hopper AG, and Mershon JL. Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings. WRC 107, 1965, 8
- 3 IIW 与 ASME 的缺陷评定方法[M]. 中国机械学会压力容器学会(筹)印发
- 4 ASME VIII-2, 压力容器建造另一规则[S]. 2004
- 5 T L Hechmer, G L Hollinger. The ASME Code and 3D Stress Evaluation[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1991, 113
- 6 WRC Bulletin 429, Phase 1 Report [J]. 1998
- 7 丁伯民. 对美国“锅炉及压力容器规范 VIII-2”的分析与理解之三——有限元的使用和所引起的问题[J]. 化工设备设计, 1995, 32(5)
- 8 陈登丰. 欧盟和 ASME 非受火压力容器标准问答[J]. ASME 在中国, 2003(4)
- 9 丁伯民. 对欧盟标准 EN 13445 基于应力分类法分析设计的理解——兼谈和 ASME VIII-2 的区别和联系(送审稿)
- 10 JB 4732 钢制压力容器——分析设计标准(包括标准释义)[S]. 1995
- 11 丁伯民. 峰值应力基本特性分析和[J]. 化工设备与管道, 2005, 42(4)
- 12 Kroenke W C. Classification of Finite Element Stresses According to ASME Section III Stress Categories[A]. Pressure Vessels and Piping, Analysis and Computers, New York, 1974
- 13 陆明万. 关于应力分类问题的一些认识, 化工设备与管道[J]. 2005, 42(4)