

受压容器设计资料

(译文集)

第六輯

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

内 容 提 要

本资料系根据 1969 年“第一届国际压力容器会议论文集”有关文章
选译, 可供压力容器的设计、制造和科研人员参考。

受压容器设计资料(译文集)

(六)

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

(上海南京西路 1856 号)

国 营 海 峰 印 刷 厂 印 刷

一九七四年一月

工本费: 0.50 元

毛主席语录

学习有两种态度。一种是教条主义的态度，不管我国情况，适用的和不适用的，一起搬来。这种态度不好。另一种态度，学习的时候用脑筋想一下，学那些和我国情况相适合的东西，即吸取对我们有益的经验，我们需要的是这样一种态度。

……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。

说 明

本设计资料系根据 1969 年“第一届国际压力容器会议论文集”(First International Conference on Pressure Vessel Technology) 有关文章选译。原书共三册(英文), 包括了石油、化工受压容器的设计、制造、检查等有关文章。在一定程度上反映了最近的国外水平。遵照伟大领袖毛主席关于“洋为中用”的教导, 我们选择其中实用价值较大的文章, 组织有关科研、设计、学校及工厂等单位翻译, 本资料分九辑陆续出版。在每篇译文后附有该篇文章在原书中的序号, 便于读者查对。

对于一切外国的东西, 必须根据我国具体情况, 决不能生吞活剥地毫无批判地吸收, 本设计资料仅供设计参考。本资料在内容上和翻译上有不妥的地方, 请随时给我们提出, 以便今后进一步改进。

在翻译过程中得到有关单位的大力支持, 特此致谢。

上海工业设计院石油化工设备设计组

1973.10.

目 录

1. 卷板式容器高温性能的研究	1
2. 某些铜镍合金管弯头的疲劳试验以及对某些破坏计算方法的比较	11
3. 机械因素对于大剖面高压容器材料性能的影响	20
4. 有裂缝薄壁管的疲劳与断裂	30
5. 球形容器的连续混凝土基座	38

卷板式容器高温性能的研究

提 要

最近,低循环疲劳问题不仅在原子能反应堆中引起了重视,同时,在一般高温和高压容器中也受到了注意。

有鉴于此,对卷板式容器进行了高温性能试验,以及室温下的低循环疲劳试验。

将本文中的试验数据加以比较后,已经证实,本文对瞬时温度和热应力的理论分析,完全可以在设计加以采用。

符 号

T	温度
T_B	流体温度
λ	筒壁的导热系数
h	传热系数
ρ	密度
C	比热
α	线膨胀系数
t	时间
P_n	$\frac{hL}{\lambda} \cot P_n$
W	$\frac{\lambda}{PCL^2}$
σ_θ	切向应力
σ_r	径向应力
σ_z	轴向应力
ϵ_z	轴向应变
E	弹性系数
ν	波桑系数
a	内半径
b	外半径
r	半径
L	壁厚
ξ	径向位移

θ	转角
M	弯矩
P	剪力
P_B	爆破压力
σ_B	强度限
σ_y	屈服限

前 言

由于管理原子能反应堆的设计和制造的ASME锅炉与受压力容器规范,第Ⅲ节原子能容器已进行了修订,对受压容器的低循环疲劳强度作了特别详尽的研究;因此,使用在高温、高压下的非原子能容器对此也引起了重视。

卷板式容器在各种工厂中,是作为反应器,合成塔,换热器,分离器等等使用的,大型反应器的总重量达500吨。因为卷板式容器是多层式筒体,因此对单层高压容器的性能试验结果能否用于卷板式容器产生了疑问。

另一方面,在化工,炼油和其它工业中,卷板式容器在正常操作时,其温度和压力略有波动。但是,在这些使用过程中,除了工厂开工及停工时引起应力变化以外,并没有出现低循环疲劳的问题。

对一台卷板式模拟容器进行了高温性能试验。采用过热蒸汽加热及喷水冷却容器,以清晰显示卷板式容器的高温性能。

本文叙述了上述试验结果,以及试片的低频疲劳和模拟容器在脉动内压作用下,低循环疲劳试验结果。

结 构 与 制 造

图1为卷板式容器的横截面^[1]。它由三部分构成,即内筒,层板部分及外壳。首先,

SAC30/06

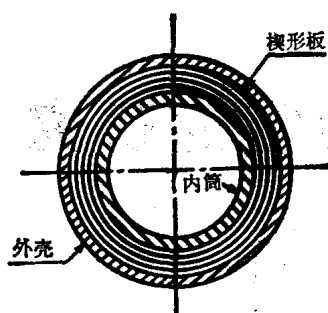


图1 卷板式容器的横截面

将厚为 25 毫米, 宽 2,000 毫米的钢板卷弯, 作为内筒加以焊接。由于内筒要承受内部流体的作用, 其纵焊缝要透视检查及进行焊后热处理, 以保证没有缺陷。然后, 将原为 3~5 毫米, 宽 2,000 毫米的钢板连续卷绕到内筒上, 直至所要求的壁厚为止。在钢板卷绕的始末端处, 产生了相应于其厚度的空隙。这种空隙可用楔形的薄钢板来消除。每个筒节或每组筒节以同心圆的多层式容器类似方法包上外筒^[2]。因此, 在层板部分并没有纵焊缝。

在长的卷板式容器中, 筒节用环焊缝连接至所需的长度, 每一端再和法兰或封头相焊。

当容器采用需要进行焊后热处理的材料为 2.25Cr-1Mo 钢制造时, 则容器进行整体的或局部的焊后热处理。根据需要, 在层板上也可以开孔。

此外, 为了防止内筒由于操作时腐蚀引起裂纹, 在内筒外面还钻有排气孔, 因而能很快发现从内部漏出的流体。

分 析

瞬时温度分布的分析

设温度为 T_E 的流体流进具有外保温层的容器中, 如图 2 所示, 我们来研究其壁温分布情形。此问题应作为中空圆筒瞬时热传导来处理, 但其方程式很复杂^[3], 并且是不实用的。因此将它看作一块平板。在实际容器内, 其壁厚和直径相比很小, 故在中

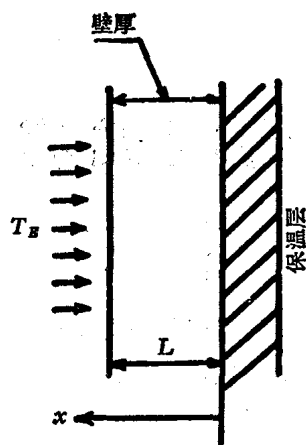


图2 热流条件

空圆筒和平面壁的分析之间, 可以认为没有大的差别。

热传导的微分方程式为

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho C} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

在上式中, 考虑到流体和内壁表面之间的放热系数以后, 引入下述边界条件^[4]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} &= 0 \\ \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=L} &= \frac{h}{\lambda} (T_E - T) \\ (T)_{t=0} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

其解则按下式得出:

$$\begin{aligned} \frac{T}{T_E} &= 1 - 2 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin P_n \exp(-P_n^2 W_t) \cos(P_n^* x/L)}{P_n + \sin P_n \cos P_n} \quad (3) \end{aligned}$$

瞬时热应力的分析

利用上节得到的瞬时温度分布, 可以解出容器各部分的瞬时热应力。由于温度分布的变化并不快, 因此瞬时热应力可以看成和温度分布在该瞬间是稳定的热应力相等。

在筒体中央部分的热应力

在筒体中央部分的热应力由下式得出^[5]:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 + a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr + \int_a^r T r dr - T r^2 \right) \quad (4)$$

$$\sigma_r = \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 - a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - \int_a^r T r dr \right) \quad (5)$$

$$\sigma_z = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left(\frac{2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - T \right) \quad (6)$$

$$\xi = \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\alpha}{r} \int_a^r T r dr + C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad C_1 = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{1-\nu} \frac{\alpha}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - \nu \epsilon_z$$

$$C_2 = \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{\alpha a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr \quad (7)$$

筒体和法兰或封头连接部分的热应力

筒体和法兰连接部分。因为模拟部分的法兰很长，故筒体和法兰的连接部分可认为

是壁厚不同的两个半无限长圆筒的连接。而作用在平盖一侧的螺栓载荷及垫片的反力对连接部分几乎没有影响。按照图 3，导出下列公式：

$$\xi_1 = \frac{1}{2k_1^3 B_1} (k_1 M - P) + \frac{1+\nu}{1-\nu} \left\{ \frac{1}{r_1} \int_{a_1}^{r_1} \alpha T_1 r dr + \left[(1-2\nu)r_1 - \frac{2\nu(1-\nu)}{1+\nu} r_1 + \frac{a_1^2}{r_1} \right] \frac{1}{b_1^2 - a_1^2} \int_{a_1}^{b_1} \alpha T_1 r dr \right\} \quad (8)$$

$$\theta_1 = \frac{1}{2k_1^2 B_1} (2k_1 M - P) \quad (9)$$

$$\xi_2 = \frac{1}{2k_2^3 B_2} (k_2 M + P) + \frac{1+\nu}{1-\nu} \left\{ \frac{1}{r_2} \int_{a_2}^{r_2} \alpha T_2 r dr + \left[(1-2\nu)r_2 - \frac{2\nu(1-\nu)}{1+\nu} r_2 + \frac{a_2^2}{r_2} \right] \frac{1}{b_2^2 - a_2^2} \int_{a_2}^{b_2} \alpha T_2 r dr \right\} \quad (10)$$

$$\theta_2 = \frac{1}{2k_2^2 B_2} (-2k_2 M - P) \quad (11)$$

在此

$$k = 4 \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{\left(\frac{a+b}{2}\right)^2 L^2}}$$

$$B = \frac{EL^3}{12(1-\nu^2)}$$

边界条件为

$$\xi_1 = \xi_2 \quad \theta_1 = \theta_2 \quad (12)$$

筒体和封头连接部分。筒体和封头连接部分的应力可以假定为圆筒和球形壳体的连接而近似解出。按照图 4，有

$$\xi_1 = \frac{1}{2k_1^3 B_1} (k_1 M - P) + \frac{1+\nu}{1-\nu} \left\{ \frac{1}{r_1} \int_{a_1}^{r_1} \alpha T_1 r dr + \left[(1-2\nu)r_1 - \frac{2\nu(1-\nu)}{1+\nu} r_1 + \frac{a_1^2}{r_1} \right] \frac{1}{b_1^2 - a_1^2} \int_{a_1}^{b_1} \alpha T_1 r dr \right\} \quad (13)$$

$$\theta_1 = \frac{1}{2k_1^2 B_1} (2k_1 M - P) \quad (14)$$

$$\xi_3 = \frac{1}{2k_3^3 B_3} (k_3 M - P) + \frac{1}{1-\nu} \left\{ \frac{1+\nu}{r_3^3} \int_{a_3}^{r_3} \alpha T_3 r^2 dr + \left[2r_3(1-2\nu) + (1-\nu) \frac{a_3^3}{r_3^3} \right] \frac{1}{b_3^3 - a_3^3} \int_{a_3}^{b_3} \alpha T_3 r^2 dr \right\} \quad (15)$$

$$\theta_3 = \frac{1}{2k_3^3 B_3} (-2k_3 M - P) \quad (16)$$

故边界条件为

$$\xi_1 = \xi_3 \quad \theta_1 = \theta_3 \quad (17)$$

应力。由上述公式解出了作用在边界处的弯矩和剪力，因而在筒体边缘附近的应力可由下式求得：

$$\sigma_\theta = \pm \nu \frac{6}{L^2} e^{-kz} \left[M (\cos kz + \sin kz) - \frac{P}{k} \sin kz \right] + \frac{E}{2k^3 B r_m} e^{-kz} \left[kM (\cos kz - \sin kz) - P \cos kz \right] + \frac{\alpha E}{1-\nu} \frac{1}{r^2} \left(\frac{r^2 + a^2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr + \int_a^r T r dr - T r^2 \right) \quad (18)$$

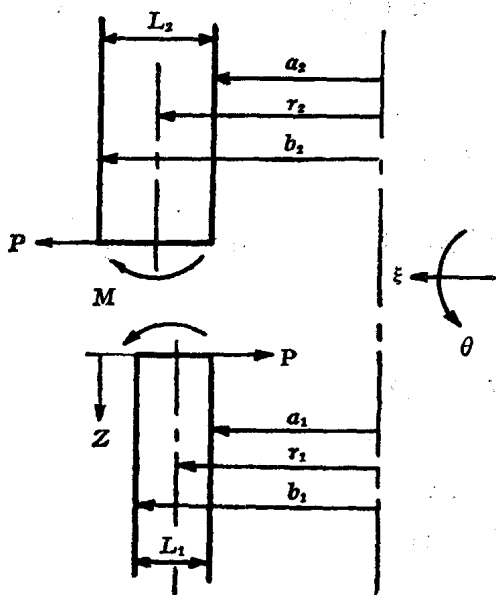


图3 筒体和法兰的连接

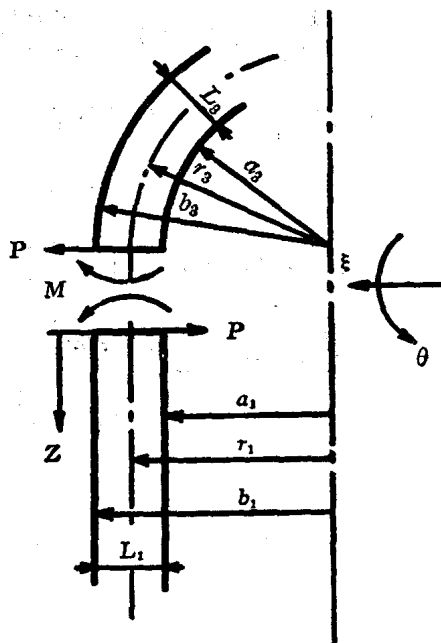


图4 筒体和封头的连接

$$\sigma_s = \pm \frac{6}{L^2} e^{-kz} \left[M (\cos kz + \sin kz) - \frac{P}{k} \sin kz \right] + \frac{\alpha E}{1-\nu} \left(\frac{2}{b^2 - a^2} \int_a^b T r dr - T \right) \quad (19)$$

在上述公式中，复合符号(±)的(+)号表示内壁，而(-)号为外壁。

由内压引起的应力

由内压引起的应力可假定其连接情况和计算热应力时相同而加以计算，但内压引起的封头径向位移则近似地看成为 2:1 椭圆壳体。

高温性能试验

性能试验方法

试验所用的模拟容器，其筒体及法兰部分均为一多层式结构，如图 5 所示。试验中，模拟容器的内表面用锅炉（130 吨/小时）供应的循环过热蒸汽（530℃，120 公斤/厘米²），迅速加热至 450℃。保持此温度片刻，再喷水

快速冷却，以再现温度和压力重复变化的条件（这是许多工厂的高温容器实际所承受的条件）。此时，记录各部分筒体的温度，径向位移，外壁的应力以及压力。改变温度和压力的这种性能试验重复了 100 次，然后进行水压爆破。我们认为，一般受压容器在其使用寿命期间，并不会承受如试验中那样多的压力和温度循环。

图 6 为试验条件。

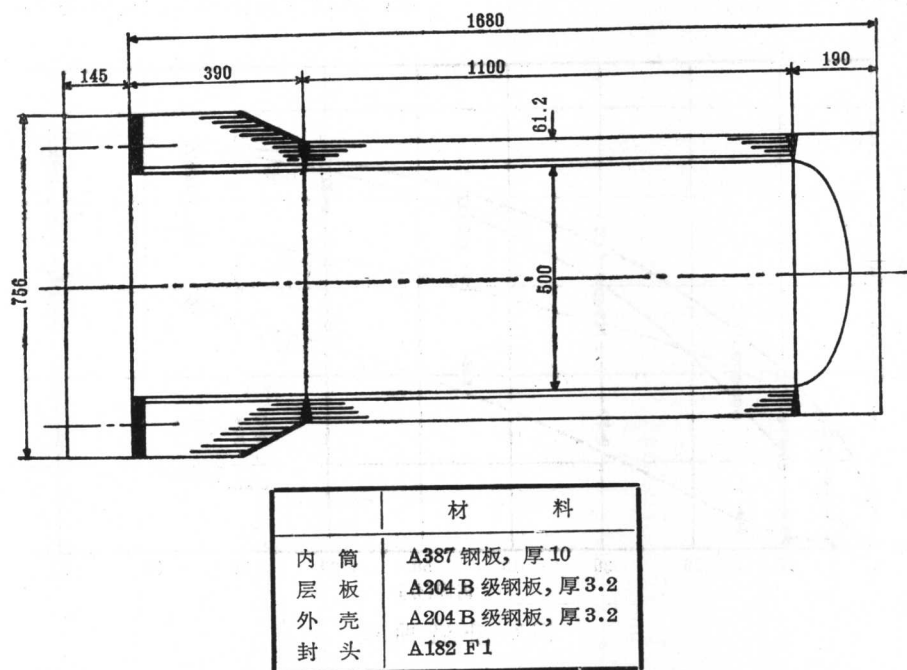


图 5 高温性能试验用的模拟容器

在制造完了以后，模拟容器并未作焊后热处理，而代以 300 公斤/厘米²的水压试验。在性能试验中，其外壁加以保温。表 1 为钢

材的机械性能。

表 1 钢材的机械性能

钢 号	试验温度 (℃)	屈服限	强度限	延 伸 率
		(公斤/毫米 ²)	(公斤/毫米 ²)	(标距 200 毫米) (%)
ASTM A387B (1Cr-0.5Mo)	室温	37.5	47.3	24.5
(内筒)	450	—	44.8	12.0
ASTM A204B (0.5Mo)	室温	32.0	47.5	25.0
(层板)	450	—	37.4	10.0

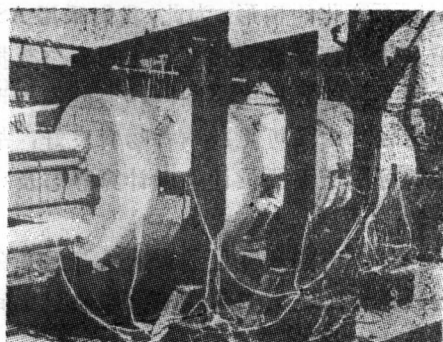


图 6 试验情形

试验结果

瞬时温度分布

在每个筒体和法兰的中央部分,以及筒体和法兰或封头连接部分筒体的一侧、在3~5个不同壁厚的点处测量了温度。图7为瞬时温度分布的理论值和实验值的比较。对卷板式容器的热传导,在计算时,采用得自另一独立试验的导热系数平均值“ $\alpha=14$ 仟卡/米·小时· $^{\circ}\text{C}$ ”。

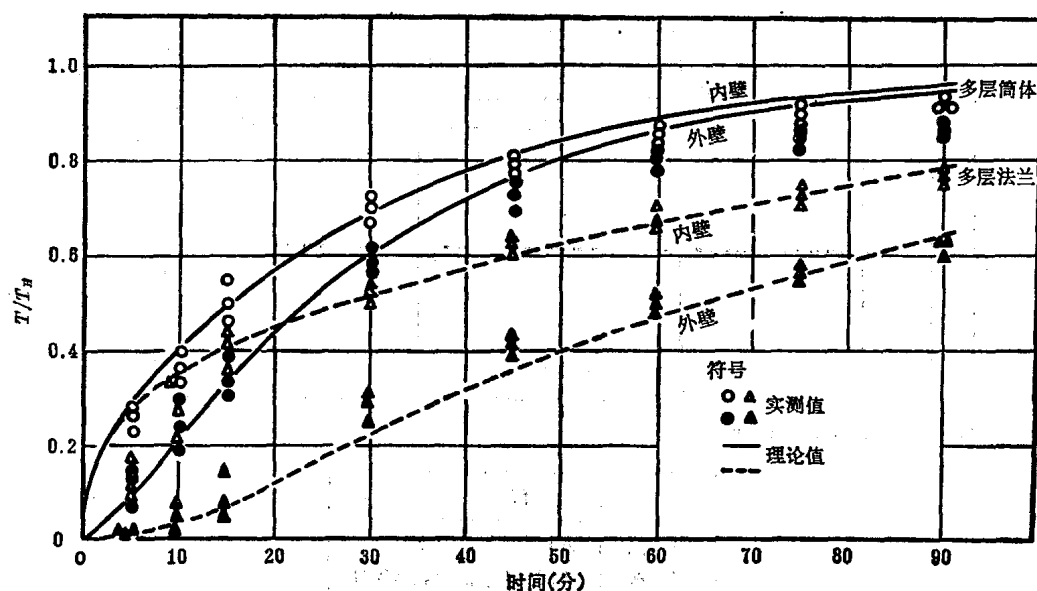


图7 升温曲线

的应力分布。

采用应变修正曲线将实测应变换算成应力。在换算及分析应力时,须得知弹性系数随温度而变化的情形。为此,我们采用 ASME 锅炉及受压容器规范 III 节上的表格数据。

图8为瞬时温度范围内,实验值与理论值的比较。由图可见,两者吻合良好,故理论分析可用于容器设计,以计算静态及疲劳强度。

此外,由图8可见,在试验开始8分钟以后,最大压应力出现在筒体和法兰之间连接部分的内壁处。

径向位移

由上述试验结果可见,实验值和理论值吻合较好,因此,在容器被流进其中的高温流体快速加热时,上述分析可以用来计算瞬时的温度分布。理论分析基于外壁完全保温的情况。实际上,在一段时间内,由于热量通过保温层向外散失,故使测量值往往比计算值偏低。

应力

筒体外壁的应力用高温应变片进行了测量,以确定筒体和法兰或封头之间连接部分

用千分表和自动记录仪,在筒体中部及筒体和法兰或封头之间的连接部分,测量了径向位移。图9为瞬时温度范围内,实验值和上节所述分析结果的比较,两者吻合良好。

爆破试验

模拟容器承受100次重复加热及冷却试验后,进行水压爆破试验。因锻制封头处存在缺陷,故爆破发生在该处。用钢板重新压制和焊接一个新的球形封头后,容器再次进行爆破试验。当压力为1,060 公斤/厘米²时,在外筒的中央部分发生开裂。表2为实验值与理论值的比较。

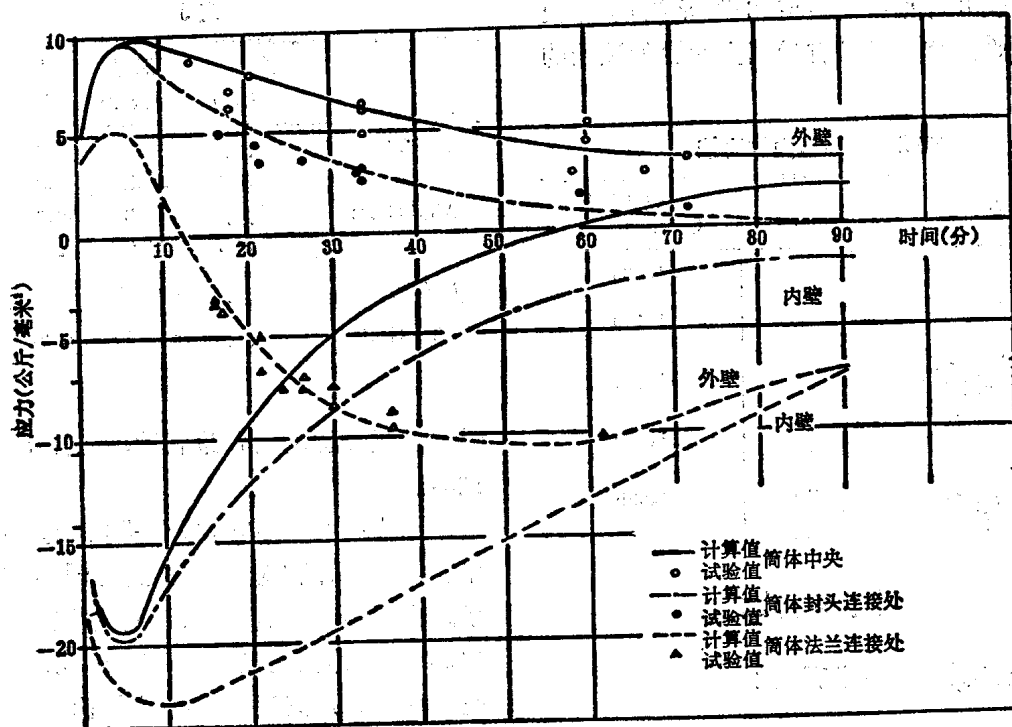


图 8 周向应力和时间的关系

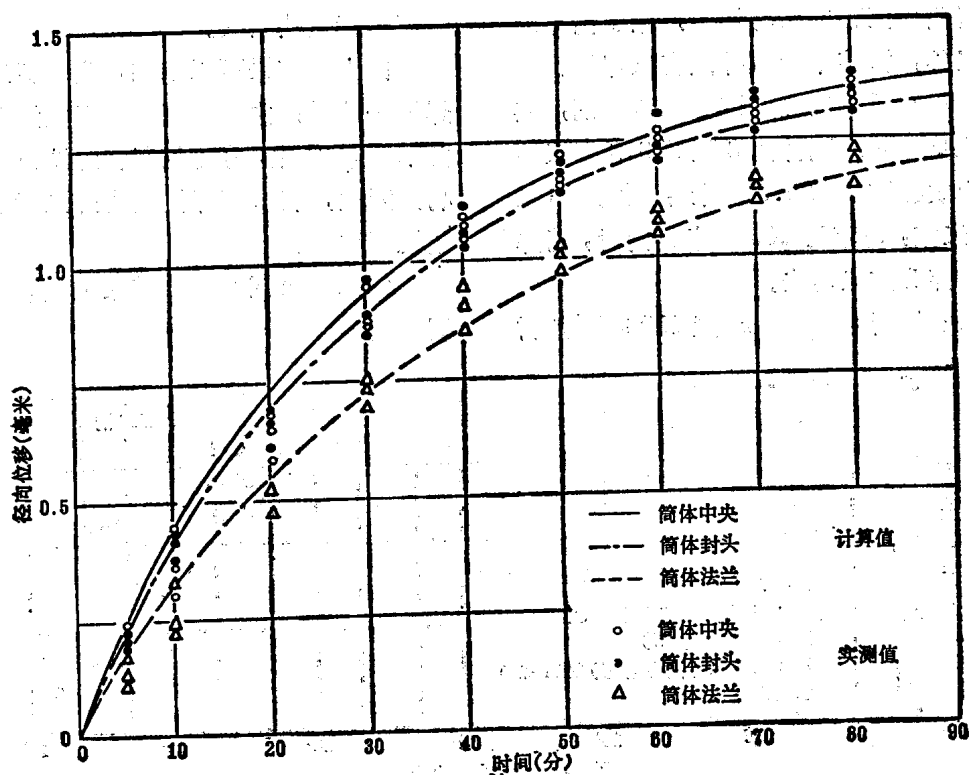


图 9 径向位移和时间的关系

由表 2 可见, 实验值和分析值吻合较好, 因此, 容器并没有受到上述性能试验的影响。

表 2 爆破压力的比较

公 式	爆 破 压 力 (公斤/厘米 ²)
实验值	1,060
$P_B = \frac{t}{r} \sigma_B$	1,160
$P_B = \frac{2(K-1)}{K+1} \sigma_B$	1,030
$P_B = \frac{K^2-1}{K^2+1} \sigma_B$	1,020
$P_B = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \left(2 - \frac{\sigma_y}{\sigma_B} \right) \ln K$	1,085

低循环疲劳试验

拉伸试件的低循环疲劳试验

将焊接线位于试件纵向中央的光滑试件作为焊接接头试件。由于卷板式容器的独特结构, 在其上只有筒节——筒节, 筒节——法兰或封头之间存在着环焊缝, 除了筒体的内外壁以外, 沿整个壁厚并没有纵焊缝。

试验材料采用高强度钢及低合金钢, 其机械性能见表 3。试件由 8 张厚 3.2 毫米的钢板所构成(总厚度 25.6 毫米), 然后加工到 40 毫米宽, 基距为 200 毫米。同时, 将焊缝的加强部分加工切去。

采用阿姆斯勒(Amsler)型 100 吨万能材

表 3

	试验温度 (°C)	屈服限 (公斤/毫米 ²)	强度限 (公斤/毫米 ²)	延伸率 (%)
MY-36	、	41.3	52.9	19.3
	350	33.3	50.3	26.5
A387 Gr.B	、	35.3	52.0	18.8
	450	31.7	44.7	10.5
MY-36	、	42~49	50~60	28.0
A387 Gr.B	、	50~60	60~70	22.0

*

料试验机和脉动器, 进行脉动拉伸下的疲劳试验。

图 10 为 MY-36 和 HT-50 钢的 10 毫米单层钢板试件和对接焊缝试件^[7]的试验结果。由图 10 可见, 多层焊接接头(多层试板的焊接接头)在室温及 350°C 下, 承受 10^4 次交变载荷时, 其疲劳强度很少下降。另一方面, 单层钢板的试验结果表明, 在焊接接头和母材之间, 其强度虽无差别, 但在载荷变化的交变数很大范围内, 强度的下降速率较多层焊接接头要大。

由上述结果可以推知, 当载荷的方向和焊缝一致时, 由于多层焊接接头的疲劳强度并不受其连接部分可能存在的缺口效应的影响, 因此, 将多层焊接接头的强度看成和单层钢板相同。

A387 B 级钢的试验结果表明它和 MY-36 钢趋向一致。

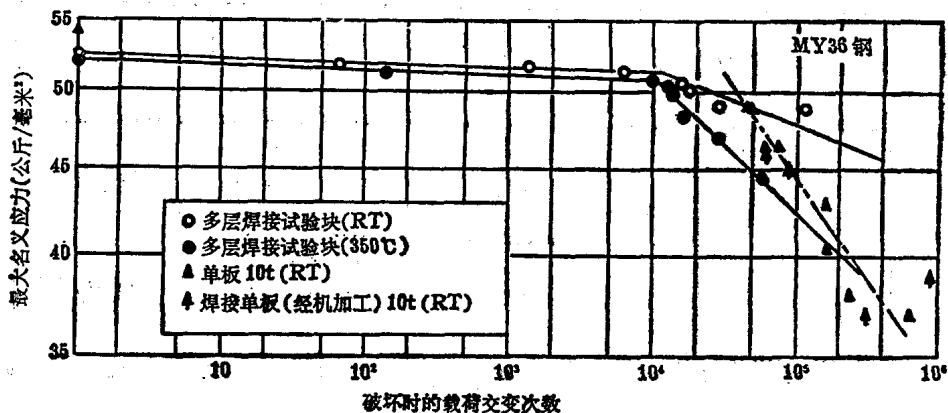


图 10 试板的低循环疲劳试验结果

模拟容器的低循环疲劳试验

模拟容器的形状及尺寸见图 11。在试验中，除了锻造法兰外，容器还有一个卷板式法兰，不仅研究多层筒体的疲劳强度，还要研究卷板法兰的疲劳强度。

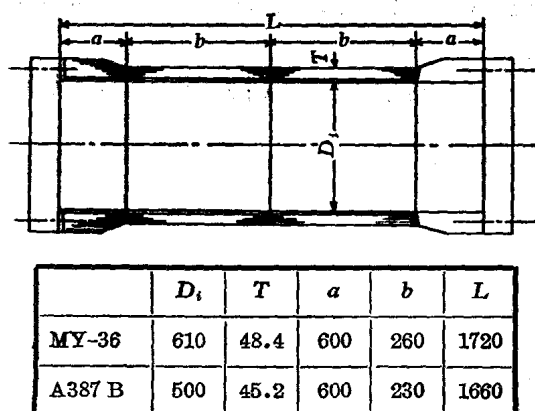


图 11 模拟容器

MY-36 钢的模拟容器按下述压力变化，重复进行试验：350 公斤/厘米² 10^3 次，490 公斤/厘米² 500 次，676 公斤/厘米² 500 次，700 公斤/厘米² (94.6% 爆破压力) 100 次。除了显示塑性变形外，容器是良好的。

A387 B 级钢的模拟容器按下述内压力进行重复加载：400 公斤/厘米² 10^3 次，615 公斤/厘米² 500 次，770 公斤/厘米² (91.2% 爆破压力) 100 次，其反映和 MY-36 钢的容器相同。

上述试验是在较一般化工厂所用的高压容器在其使用寿命期间承受的载荷及交变次

数更为严酷的条件下进行的，低循环疲劳试验后，再作静液压爆破试验。MY-36 钢容器的爆破压力为 740 公斤/厘米²，A387 B 级钢容器为 780 公斤/厘米²。

后者的裂口发生在平封头的焊接部分，但筒体的爆破强度未弄清楚。

图 12 为本试验的模拟容器及试板，克劳斯兰对整体厚壁容器进行的研究^[1]，以及日本机械学会 (JSME) 对开孔的整体容器^[2]等所作的试验结果。

由图 12 可见，开孔容器的疲劳寿命比不开孔容器下降得快。这是由于在开孔的转角处，应力集中很大，加上反复承受大幅度的塑性变形而造成的。

另一方面，MY-36 和 A387 B 钢卷板式模拟容器的试验虽然都没有进行到疲劳破坏，但可以认为，卷板式容器能承受约 100 次压力变化范围为 95% 左右的静态爆破压力。压力变化范围为 100 次时，引起疲劳破坏的压力高于 50% 静态爆破压力。由于模拟容器的试验压力并未达到疲劳破坏，因此我们不清楚真正引起疲劳破坏的压力是多少。

由图 10 的多层与单层钢板焊接接头疲劳试验结果的比较可见，在接近爆破强度开始下降的载荷交变次数范围内，多层钢板焊接接头的疲劳强度与单层钢板是相同的，但当载荷的交变次数超过上述范围时，多层钢板焊接接头的疲劳强度较单层为高。此外，由单层容器的疲劳试验结果来看，当压力变

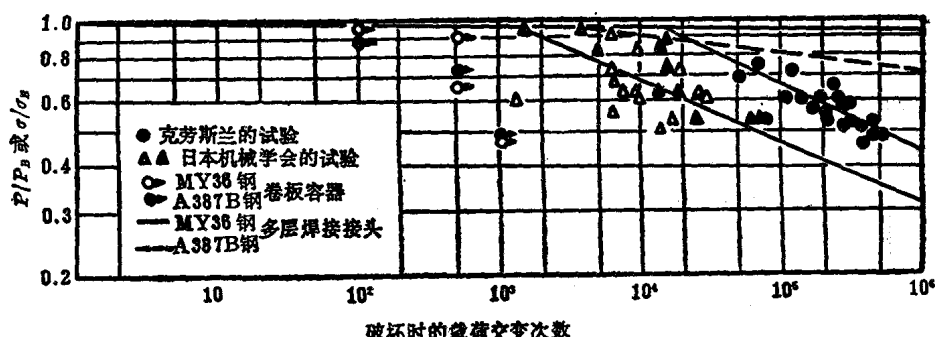


图 12 破坏时载荷的交变次数与 P/P_B 的关系

化范围高达 1,000 次时, 卷板式容器具有能够承受接近于静态爆破压力的疲劳强度。

结 语

上述结果清楚表明, 由钢板卷绕成筒体和法兰的卷板式容器, 在实用上可用作高温高压容器。性能试验是在较容器在实用中所承受的更为严酷的加热与冷却条件下进行的, 容器的所有部分表现良好。

在试验中, 对容器进行了温度分布、应力等测量以及理论分析。结果吻合良好, 由此证明该分析方法在将来可用于高温高压容器的静态及疲劳强度的分析。

此外, 通过焊接接头试板的低循环疲劳试验, 以及模拟容器反复承受内压变化, 已经证实, 卷板式容器具有单层容器相同的性能。

(原文 11-100, 华东石油学院 陈建存译)

某些铜镍合金管弯头的疲劳试验以及对某些破坏计算方法的比较

摘 要

对一些名义孔径为 4 吋或 7 吋, 直径与壁厚之比在 15 至 30 范围内的铜镍合金 90° 管弯头, 作了一系列的疲劳试验。在 10^4 至 10^5 循环范围内发生了疲劳破坏。本文对比了两种制造方法同时亦对比了应用弹性方法算出的疲劳寿命和应用弹塑性方法算出的疲劳寿命。

符 号 名 称

a	管弯头中心线的半径
b	管子平均半径
ϵ	弯头中最大应变
$\bar{\epsilon}_\psi$	沿 ψ 方向的管壁中层纤维的应变。
E	弹性模量
h	管壁厚之半
i	应变集中系数
I	管二次面积矩
k	弯头角度的变更与弯头角度之比 $\left(= \frac{\delta\psi}{\psi} \right)$
K	抗弯挠性系数 $\left(k = \frac{KM_a}{EI} \right)$
K_s	弯头中心线曲率的改变
L_1, L_2	试件两臂的有效长度
L_3	刚性部分的有效长度
M	作用于弯头上的纯力矩
P	液压千斤顶作用力
r	弯头管壁中层纤维上一点相对于回转轴的半径

u	弯头管壁中层纤维沿回转轴径向的位移
v	试件端部的位移
ϵ_y, k_y, M_y	ϵ, k 和 M 的首次屈服值
ψ	弯头角度(对于所有试件来说, 都是 90°)
θ	绕管子周向的角度
λ	管弯头参数 $\left(= \frac{2ha}{b^2} \right)$
$\bar{\epsilon}_p$	当量塑性应变

引 言

管道系统中, 必需用到短半径的管弯头 ($a/2b < 2$), 或因增加挠性的需要, 或因受到可利用的空间的限制, 此两者在船舶中都是事关紧要的。

最先, 这些管弯头是用 70/30 铜镍合金热锻成的半壳形, 焊接在一起, 以组成一 90° 角的短半径弯头。这些弯头的制造费用很高, 同时, 为了要把弯头接入管道系统, 还需要焊两条焊缝, 还需作所有的准备工作和 x 射线检验工作。应用冷弯技术, 在特殊的增压弯管机上, 把原成形管冷弯成 90° 的弯头, 这样, 虽然要支付机器和加工费用, 但是由于降低了制作时间使总费用显著地降低。随之而来的问题是管弯头截面的椭圆度以及在冷弯操作过程中出现的弯头外层壁厚的减薄。壁厚的减薄和椭圆度对弯头疲劳强度的影响尚不清楚, 因此, 需要对现有的锻制弯头和推荐使用的冷弯弯头作出对比性的疲劳试验。

注意力集中在处于 10^4 至 10^5 次循环范

围内的疲劳寿命上。为了缩减在此循环范围内得能发生破坏所需作出的探索性试验的次数,曾试图算出应当加于L形试件上的变形。Marcal, Turner, 和 Blomfield 的著作^[2~7]以弹塑性应变分析和小平板弯曲疲劳试件的数据为依据,已使这一计算成为可能。越益明显,这些试验的结果,虽然原来是针对本文这一特殊目的的,但还可以作为一个很有价值的例证来说明如何有益地把一个较为牵强的理论分析应用于设计管道系统,一旦制成了一组设计曲线之后。

管弯头的弹性应力分析好几年来已属可能。参考文献[8]和[9]对早期著作作了概括性的综览。Turner 和 Ford^[10]根据一种改进分析(其应用的方程式类同于薄壳理论方程)制成了一些弹性设计曲线图。Kafka 和 Dunn^[11]以及 Rodabaugh 和 George^[12]处理了过去被忽视的压力对管弯头挠性的影响问题。最近,根据 Prandtl-Reuss 小应变塑性增量方程^[4],对于轴对称载荷作用下的回转壳体,作出了弹塑性计算机计算程序。Marcal 应用了这一程序的一种修正形式,把管弯头的平面内弯曲作用包括了进去。

目前还公布了许多有关各种金属低循环疲劳特性的数据^[13]。最近, Gross^[14]和 Gibbons^[15]提出了有关铜镍试件弯曲试验的报告。

试验设备

所有的试验是在图1所示的设备上作出的。试件一端刚性固定,另一端承受由液力千斤顶产生的平面内往复弯曲作用。千斤顶的行程由内部机械停止器所限制。千斤顶两端各有一铰接装置,允许试件有微微的角位移。可以分别控制千斤顶沿两个方向的操作速度。试件皆受在0~500磅/吋²范围内循环的内压,循环速率可以有所变动。利用一只电动计时器,把变形操作速率和压力循环速率联系起来,以能得到如图2所示的状况。

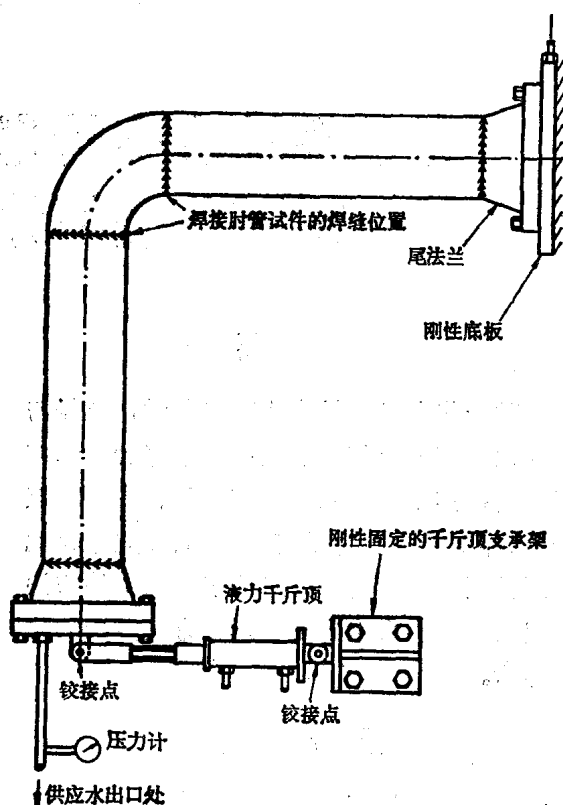


图1 疲劳试验机构

疲劳试件

所有试件皆呈一等臂“L”形(见图1和图7)。有两种类型,一些由焊接弯管组成,一些由90°冷弯管组成。

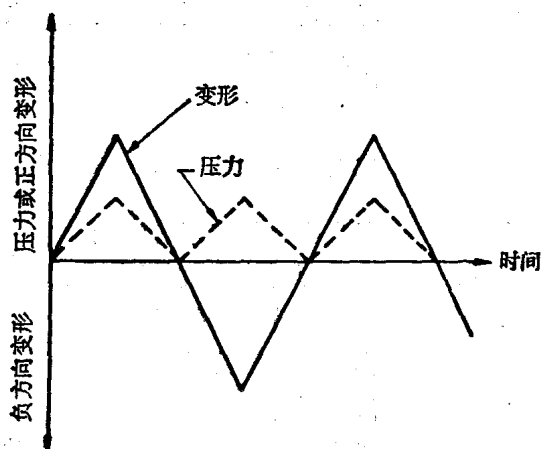


图2 变形和压力循环同步示意图