

CNIC-01209
SNERDI-0034

压水堆核电站主冷却剂泵泵壳 的实验应力分析

戴欣荪

(上海核工程研究设计院)

摘 要

叙述了在压水堆核电站主冷却剂泵的研制中,对安全一级部件的主泵泵壳进行“光弹”和“电测”实验应力分析,旨在保证泵壳的结构设计合理,并确保压力边界的完整和安全。实验分别用几何相似的模型泵壳,在内压、自重、地震以及接管系统载荷作用下进行。文中给出了详细的实验结果;同时根据“ASME”规范,对实验结果进行了分析和评价。

Experimental Stress Analysis for Reactor Coolant Pump Case of PWR NPP

(In Chinese)

DAI Xinsun

(Shanghai Nuclear Engineering Research and Design Institute)

ABSTRACT

The contents of experimental stress analysis in development for reactor coolant pump (RCP) case of PWR NPP are described . The RCP case is classified nuclear safety class 1. The electrometry and photoelastic tests provided a complete basis for the structural design and functional integrity of reactor coolant pressure foundry. The test was carried out in internal pressure, deadweight and earthquake loading and connected ripe system loading with a geometrical similarity model pump case. The detailed experimental results are provided to analyse and evaluate according to ASME code.

概 述

主冷却剂泵是压水堆核电站核岛的关键设备,其中泵壳是非更换性部件。泵壳在设计时,除了需考虑满足水泵性能的要求外,还必须根据美国机械工程协会的“ASME”规范第Ⅱ篇的规定,按照安全一级部件的要求进行应力分析,并符合规定的强度准则,确保泵壳在高温高压的正常运行工况以及受到地震载荷作用时,能够安全可靠地工作。主泵泵壳一般采用如图1所示的结构,上部呈锥形,下部为球体,并开有三个大孔的非轴对称体。

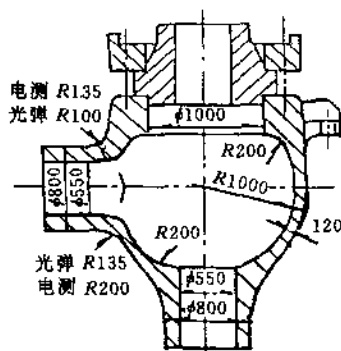


图1 光弹、电测所用结构图

泵壳在设计时,除了要用计算机进行有限元应力分析外,还要通过应力实验的方法,即“光弹”和“电测”的方法来分析。

文章叙述了用几何相似的模型泵壳,在内压、自重、地震以及系统接管载荷作用下所进行的“光弹”和“电测”的实验应力分析,并给出了实验结果;根据“ASME”规范强度准则的规定,对实验结果进行了评定,结果表明主泵泵壳的设计是安全可靠的,同时结构设计也是合理的。

1 分析的内容和载荷

分析的内容主要是泵壳的应力状态,分析采用光弹和电测的实验方法。分析的载荷有,内压、主泵上部机组的静重和由于主系统管道的约束热膨胀作用在泵壳进出口接管上的系统载荷,以及地震载荷。分析所用的结构如图1所示。

光弹应力实验,主要分析在内压载荷作用下泵壳的应力状态;同时分析出水接管一个最大的系统载荷值,以便同电测实验结果相比较。

电测实验,主要分析泵壳在内压载荷及12个接管载荷(包括系统、自重和地震三种载荷)作用下的应力值。

根据规定,设计压力为工作压力的1.25倍。按规范规定,泵壳内表面堆焊的复合层,不承担结构的强度。

对泵壳支耳部位的应力情况,由于试验体的支撑无法模拟系统的实际情况,故未作分析。

各种载荷及其数值详见表1~4。

表1 进水口管段所承受的力

	P_x/N	P_y/N	P_z/N	$M_x/N \cdot m$	$M_y/N \cdot m$	$M_z/N \cdot m$
系统载荷	59134	-168086	6737	-316970	-114110	-21555
系统+自重载荷(正常运行工况)	62664	-187013	13700	-359727	-122936	-22732
系统+自重+地震载荷(事故工况)	67077	-254286	47955	-528578	-137489	-40796

表 2 出水口管段所承受的力

	P_x/N	P_y/N	P_z/N	$M_x/N \cdot m$	$M_y/N \cdot m$	$M_z/N \cdot m$
系统载荷	-200026	70108	-11327	-96056	-22065	764380
系统+自重载荷 (正常运行工况)	-42531	81385	-12749	-102970	-23536	729762
系统+自重+地震载荷 (事故工况)	29616	253502	-34323	-82621	-8826	520243

注: 1. 进出口接管载荷的坐标方向为给定, 见右图

2. 扭弯矩符号方向, 用右手定律确定。

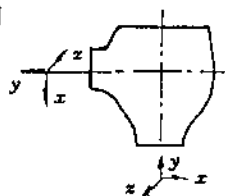


表 3 其他载荷值

压 力	工作	14.71 MPa
	设计	18.44 MPa
温 度		284 °C
材料许用应力		166.71 MPa

2 三维光弹实验应力分析

用光测弹性力学的方法对几何相似的三维非轴对称体泵壳模型进行实验应力分析, 模型是用与实物的比例为 1:15 的 618 环氧树脂制成的 (见图 2)。内压试验重复做了两次, 以便校核实验结果。实验采用通常的方法进行, 在模型的制造过程中严格控制了制造精度。

2.1 内压实验结果

内压实验采用气压加载, 把冻结有应力的模型进行切片测定, 切片所取的部位和数量是根据分析的内容确定的 (见图 3), 每个模型切取 9 个主切片和若干个次切片。根据实验所取得的

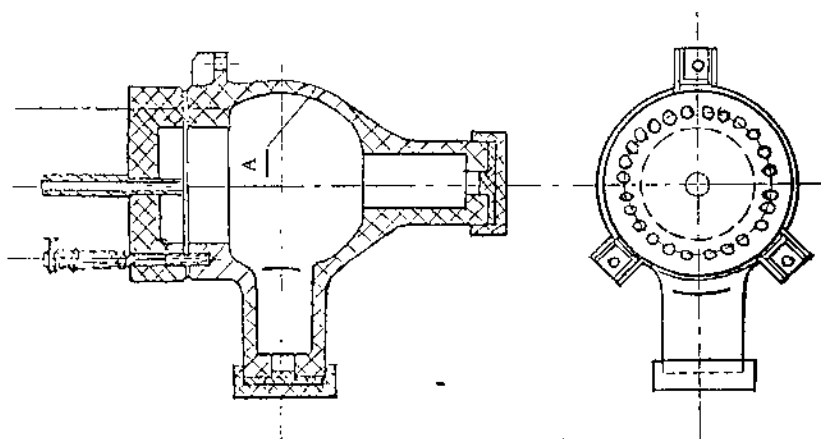


图 2 光弹内压模型图

数据, 换算得出实物的设计压力为 18.44 MPa 时的应力值, 并给出应力图, 其结果详见图 4 和图 5。

表 4 各种载荷作用下实物泵壳对应点的应力值 单位: MPa

测点	载荷 剪应力方向	内压				出水口				进水口				正常工况的应力值		事故工况的应力值	
		$\frac{P}{N}$		$\frac{P_x}{N}$		$\frac{M_x}{N \cdot m}$		$\frac{M_y}{N \cdot m}$		$\frac{P_y}{N}$		$\frac{P_z}{N}$		$\frac{M_x}{N \cdot m}$		$\frac{M_y}{N \cdot m}$	
		正常	事故	正常	事故	正常	事故	正常	事故	正常	事故	正常	事故	正常	事故	正常	事故
1	切向 σ_t	71.78	0.1	-0.1	0	0	0.2	0.2	0	0	0	0	0	-0.2	-0.78	-3.43	-5.1
	环向 σ_θ	74.73	0	0	-0.1	0	0.1	0	0	0	0	0	0	0	-0.88	-1.32	-0.1
3	σ_t	63.06	-0.2	0.2	0	0	0.2	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	σ_θ	71.88	-0.1	0	0	0	0.2	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	σ_t	-2.94	-0.1	0.1	0	0	0.1	0.2	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0
	σ_θ	121.5	0.39	-0.2	0	0	0.2	0.1	0.69	0.29	-1.27	0.88	0.39	0.78	-0.69	-0.59	0
7	σ_t	-4.02	-0.1	0.1	0	0	0.1	0.2	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0
	σ_θ	120.03	-0.2	0.1	0	0	0.2	0.1	0.69	0.29	-1.27	0.88	0.39	0.78	-0.69	-0.59	0
10	σ_t	-14.12	0.1	0.1	0	0	0.2	0.1	0.69	0.29	-1.27	0.88	0.39	0.78	-0.69	-0.59	0
	σ_θ	128.95	0	0	-0.2	-0.59	-0.49	-0.2	0.29	0.1	-0.29	-0.2	0.78	1.57	-0.78	-0.49	-1.67
12	σ_t	-10.4	0.2	-0.1	-0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	σ_θ	143.37	-0.1	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17	σ_t	81.59	0.59	-0.39	0	0	-0.39	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
	σ_θ	69.13	0.49	-0.39	0	0	-0.39	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
18	σ_t	56.78	0.88	-0.78	0.1	0.2	-0.59	-0.49	-0.2	-0.1	-0.48	-1.43	-3.43	-0.29	-0.59	0.49	0.49
	σ_θ	59.72	0.88	-0.59	0.1	0.2	-0.29	0.1	-0.2	0	0.69	0.49	1.08	1.96	0.2	0.2	0.2
22	σ_t	19.71	0.1	0.2	-0.59	-0.49	-0.29	-0.1	-4.51	-3.43	0.59	1.18	0	0	0.98	3.63	12.75
	σ_θ	41.97	0	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1	-1.68	-1.18	-0.1	-0.29	0	0	0.69	2.45	8.53
23	σ_t	17.46	0.59	-0.39	0.1	0.2	-0.39	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
	σ_θ	42.76	0.78	-0.49	0.1	0.29	-0.78	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
25	σ_t	27.36	3.14	-2.18	-0.1	-0.2	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
	σ_θ	51.88	1.18	-0.88	-0.1	-0.2	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
26	σ_t	61.19	1.37	-0.98	0.39	0.98	1.96	2.06	-10.4	-7.45	-5.69	-4.02	-5.88	4.22	3.53	2.55	32.95
	σ_θ	59.33	0.78	-0.59	0.1	0.2	0.78	0.59	-10.4	-7.45	-5.69	-4.02	-5.88	4.22	3.53	2.55	32.95
27	σ_t	92.28	-0.1	0	0.49	0.39	3.24	2.65	-10.4	-7.45	-5.69	-4.02	-5.88	4.22	3.53	2.55	32.95
	σ_θ	116.7	0.1	-0.1	0.39	0.69	1.77	1.47	-10.4	-7.45	-5.69	-4.02	-5.88	4.22	3.53	2.55	32.95
31	σ_t	80.12	2.18	-1.47	-0.1	-0.2	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
	σ_θ	92.18	0.2	-0.1	-0.1	-0.2	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59	-0.49	-0.59
正常工况载荷值		-42531	-12749	-102970	-23556	729762	进-187013 出-187013	62664	15661	-330307	-122936	-22732					
事故工况载荷值		29616	-34323	-82621	-8826	520243	进-254286 出-254286	67077	47954	-528578	-137489	-40796					

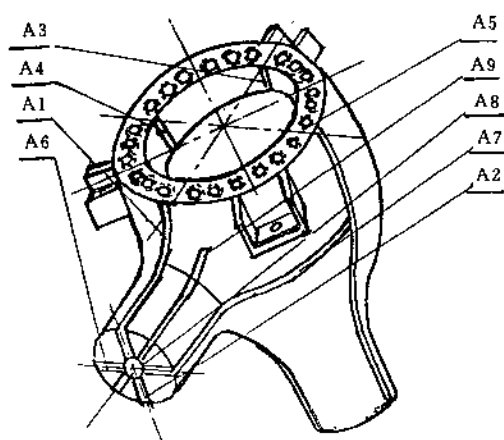


图 3 主切片部位示意图

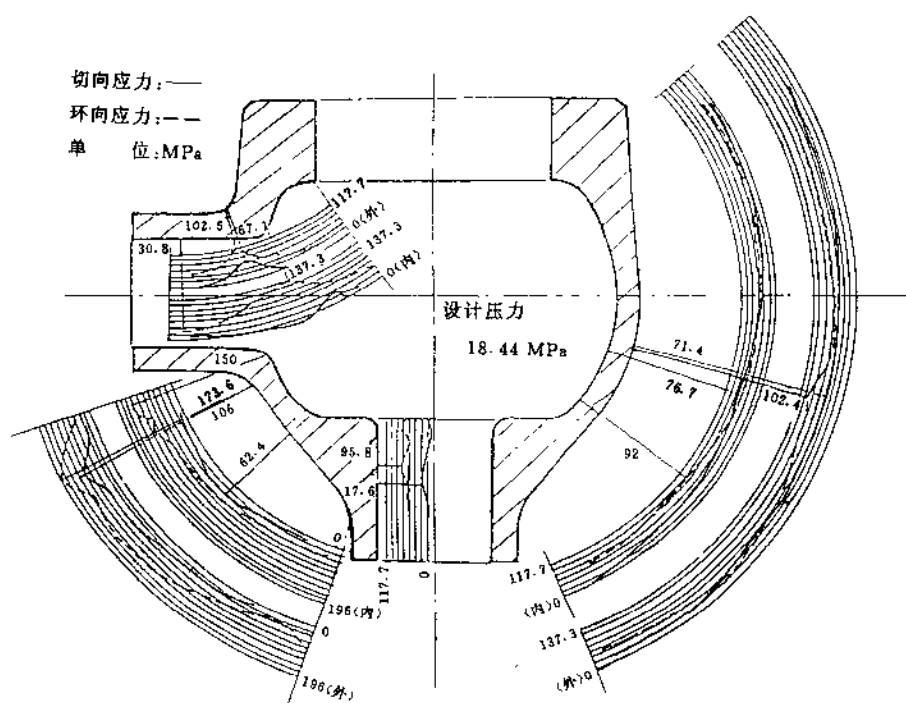


图 4 内压作用下垂直面的应力曲线图

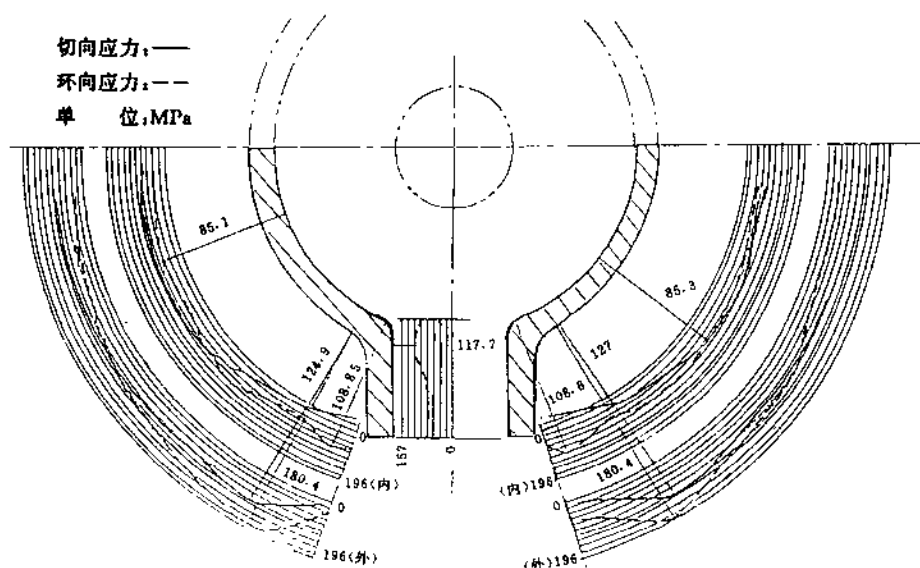


图 5 内压作用下水平面的应力曲线图

2. 2 光弹弯矩载荷实验

弯矩载荷实验的部位为泵壳的出水接管, 载荷为系统载荷的 M_2 值, 实验所得的主要应力值如图 6 所示。由于环氧树脂材料实际上是弹塑性材料, 图中的虚线部位, 表示模型在加载后所测得的塑性变形情况, 按“ASME”规范规定, 在光弹实验时, 载荷高到引起模型变形的情况是不许可的, 因此本实验的结果只能用来与电测实验结果进行近似比较。

3 电测实验应力分析

电测模型是与实物的尺寸之比为 1 : 7.35 的钢制模拟体 (锻件)。但根据光弹实验的结果, 加大了壳体同出水接管间的外过渡圆角, 以便降低峰值应力, 使结构更趋合理。模拟体的出水接管部分同壳体部分经拼焊而成, 由于受制造能力的影响, 焊缝的内表面有未焊透的缺陷存在。粘贴应变片的部位是根据实验内容和光弹实验结果而确定的, 实验共布置了 34 个测点, 如图 7 所示。使用的应变片为日本的 KFC-2-D16 型箔式双轴直角应变花, 它能同时测量每个测点的切向应变量和环向应变, 测试仪器采用 YJ-5 型静态应变仪。

实验测定了泵壳在内压以及自重、系统和地震载荷作用下所产生的应变。

(1) 泵壳的内压实验, 用 20 号机油作介质, 分档逐渐加压, 测取读数, 所得的应力值如表 4 所示。

(2) 接管载荷实验, 采用了分档、加大载荷增加应变输出及多次加载的方法, 测取模型的增变量, 然后换算成实物在实际载荷作用下产生的应力值, 结果见表 4。

接管载荷包括泵壳在正常运行工况和事故工况时所受到的各种载荷, 正常运行是指泵壳在内压、自重和系统载荷作用时的工况, 事故工况是指泵壳在正常运行工况同时还受到

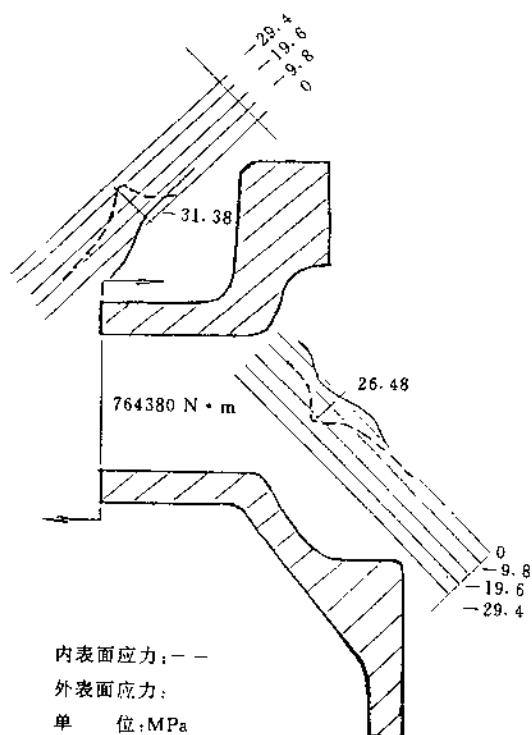


图 6 实验所得主要应力图

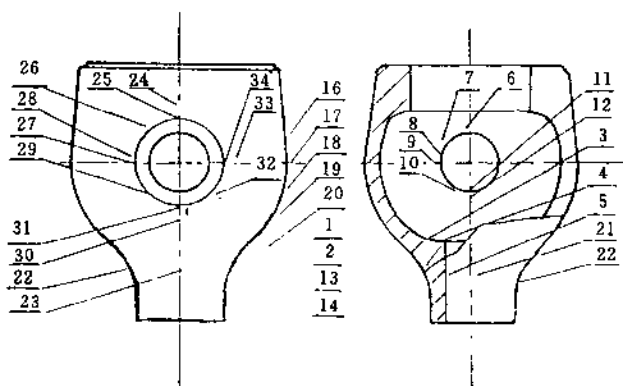


图 7 测点布置图

地震载荷作用的工况。

(3) 在出水管段系统载荷 M_z 作用时, 有关测点的实验结果, 以及光弹相应部位的应力值如表 5 表示, 载荷值为: $M_z = 764380 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

表 5

单位: MPa

测 点		24	25	31	12	6
电 测	环向应力 σ_θ	-7.85	-11.57	17.36	-3.92	-0.1
	切向应力 σ_t	-21.87	-32.75	34.42	-2.16	-1.27
光弹相应部位 σ_t		-20.59	-31.38	26.48	3.92	-4.9

4 评价和结论

4.1 强度评价

(1) 泵壳的材料为 S 271, 其许用应力取 $S_m = \sigma_c^T / 3.2$, 数值为 166.71 MPa。

(2) 总的一次薄膜应力强度, 是沿截面厚度由设计压力和设计机械载荷引起的总的一次应力的平均值, 按规范规定该值应 $< S_m$ 。

光弹实验 (内压载荷作用) 所得的该应力强度值 (参见图 5) 为:

$$\sigma = [73.55 - (-18.44) + 102.38] / 2 = 97.18 \text{ MPa}$$

电测实验 (内压、自重、系统和地震载荷作用) 所得的该应力强度值 (参见表 4) 为:

$$\sigma = [70.7 - (-18.44) + 66.19] / 2 = 77.67 \text{ MPa}$$

此数值均小于材料许用应力 S_m 。

(3) 一次薄膜 (总的和局部的) 加一次弯曲应力强度, 是沿截面厚度上由设计压力和设计机械载荷引起的总的或局部的一次薄膜应力加一次弯曲应力的最大值, 按规范规定该值 $< 1.5 S_m$ 。

光弹实验 (内压载荷作用) 所得的该应力强度值 (参见图 5) 为:

$$\sigma = 102.38 \text{ MPa}$$

电测实验 (内压、自重、系统和地震载荷作用) 所得的该应力强度 (参见表 4) 为:

$$\sigma = 72.37 - (-18.44) = 90.8 \text{ MPa}$$

此数值均低于规范规定的 $1.5 S_m$ 。

(4) 一次加二次应力强度, 是结构任意一点在工作压力和规定载荷作用下的一次加二次应力的最大值, 按规范规定该值 $< 3 S_m$ 。

光弹实验 (内压载荷作用) 所得的该应力强度值 (参见图 6) 为:

$$\sigma = 180.44 / 1.25 = 144.35 \text{ MPa}$$

电测实验 (内压、自重、系统和地震载荷作用) 所得的该应力强度值 (参见表 4) 为:

$$\sigma = 143.08 / 1.25 + 14.71 = 129.17 \text{ MPa}$$

此数值都远远小于规范所规定的 $3 S_m$ 。

实验结果表明, 泵壳的强度设计是安全的, 无论是采用光弹还是电测实验使用的结构, 都能满足 "ASME" 规范强度准则所规定的要求。

4.2 实验的可靠性

泵壳的形状是非规则的, 但其中有一部分是球体, 该部位实验所得的应力值, 虽然会受到结构不连续因素的影响, 无法与球体的理论计算值进行精确比较, 但还是可通过近似的比较来反映出实验的可靠性。

在内压的作用下, 薄壁球形容器膜应力的理论计算值为:

$$\sigma = 0.75 p (Y^3 + 1) / (Y^3 - 1) = 72.96 \text{ MPa}$$

式中: p ——压力, MPa;

Y ——外半径与内半径之比。

实验所相应的部位, 光弹取图 3 A 点, 电测取第 2 和第 19 点, 其应力值见表 6。

表 6

单位: MPa

	光 弹		电 测	
	内表面	外表面	内表面	外表面
σ_1	73.55	64.72	67.08	57.17
σ_Q	61.78	90.22	71.59	58.55

光弹二次内压实验数值的分散度在 10% 左右, 因此可以认为实验的结果是可信的。

同时, 以下一些因素也会使实验结果产生误差。即对于光弹: (1) 环氧树脂不是理想的弹性材料, 而是弹塑性材料; (2) 模型的缩比比较大, 模型在制作过程中有积累误差; (3) 测量误差。对于电测: (1) 测量误差; (2) 实验所测取的实际上是应变片尺寸区域范围内的平均应力, 而不是点的最大应力。

从实验结果可以看到, 对泵壳应力起主导作用的载荷是内压; 内压所产生的应力值, 同其他载荷产生的应力值相比较, 相差一个数量级。

实验结果表明, 壳体与出水接管的过渡区域是泵壳的主要应力集中区域。按照制造工艺, 出水接管与壳体将采用拼焊结构, 焊缝正好在此区域, 这从强度的角度来说是不利的, 虽然焊缝要经过 100% 的无损检验, 但焊缝存在的各种缺陷仍会产生影响。因此如果制造工艺可能的话, 应该尽量考虑移开或取消此焊缝 (KSB 公司采用整锻泵壳结构)。

在内压作用下, 泵壳最大应力发生的部位, 对于光弹是在出水接管水平方向外表面同壳体球形和锥形交界的部位上, 并不位于壳体同接管过渡圆角的中间, 而是在过渡圆角同壳体的交界处, 这是总体结构和局部结构不连续的交点 (实际上该点在中心线以上 60 mm 处, 模型是简化在中心线上的), 最大应力为 180.44 MPa。电测是在泵壳出水接管垂直方向下侧内表面同壳体的过渡圆角处 (测点 12), 最大应力为 143.37 MPa。发生部位不同, 是由于电测结构增大了外过渡圆角的尺寸, 使外壁应力明显下降而低于内壁的最大应力所致, 数值列于表 7。

表 7

单位: MPa

		外表面 33 点	内表面 8 点	外表面 24 点	内表面 6 点	外表面 31 点	内表面 12 点
电 测	σ_1	85.5	-12.6	26.9	-2.9	80.1	-10.4
	σ_Q	110.8	95.5	53.2	121.5	92.2	143.4
光 弹	σ_1	122.6	-18.4	66.1	-18.4	105.9	-18.4
	σ_Q	180.4	105.9	102.5	137.3	173.5	150

最大应力集中系数, 按如下公式计算。

$$a_k = \frac{\sigma_{\max}}{pR/2T}$$

式中: $\sigma_{\max}$ ——最大纤维应力;

p ——压力;

R ——容器中半径;

T ——容器壁厚。

得出光弹的应力集中系数： $a_K=2.5$

得出电测的应力集中系数： $a_K=2$

因此可以认为泵壳的泵体同出水接管间过渡圆角的设计基本上是合理的。

从实验结果的应力图表可以看出，在内压作用下，泵壳所产生的应力值是比较小的，无陡增和剧降的现象发生，应力曲线总的来说也比较平坦，这表明，泵壳的结构设计是合理的。

参 考 文 献

- 1 ASME 锅炉及压力容器规范，1989年版
- 2 瑞士 Sulzer 公司强度试验室，反应堆循环泵的应力分析
- 3 S·S·吉尔，压力容器及其部件的应力分析，北京：原子能出版社，1975年