

压力容器声振时效处理中声载荷及时间控制研究^{*}

谢良谱 商景明

(国防科技大学航天技术系 长沙 410073)

摘 要 本文对压力容器声振时效中施加声载荷和声振时间问题进行了实验研究和探讨,得到了声振时效质量的宏观控制方法和准则,最后按准则对容器进行了声振时效处理,得到了满意的结果。

关键词 声振时效, 声载荷, 声振时间

分类号 TB533.1

Control of vibro-acoustical load and time of pressure-vessel by vibro-acoustics ageing

Xie Liangpu Shang Jinming

(Department of Aerospace Technology, NUDT, Changsha, 410073)

Abstract In the paper, vibro-acoustical load and time of pressure-vessel by vibro-acoustic ageing are investigated through the experiments on pressure-vessels and the control approach and criteria of the quality of vibro-acoustic ageing are obtained. The results of the application, the approach and criteria into the pressure-vessels are satisfying.

Key words vibro-acoustics ageing, Load, time

在实际工程中,一般结构件经机械加工和焊接后,均存在残余应力。大型压力容器主要是焊接残余应力,其存在往往要影响压力容器的疲劳强度,这是压力容器产生灾难性事故的祸根之一。目前对压力容器残余应力的消除方法仍采用耗能巨大的热时效处理法。文献 [1] 详细讨论了声振时效对消除压力容器中残余应力的可行性,本文将进一步就有关施加声载荷以及声振时效质量的宏观控制等问题进行详细的讨论。

1 对施加声载荷的讨论

振动时效和声振时效的不同点是由激振器集中接触加载改为非接触式的分布声加

* 1996 年 9 月 26 日收稿

载, 可用频率大大提高, 时效工件也由板框类改为密封的薄壁结构工件。薄壁结构处于强声场中的突出问题是既要达到声振时效的目的, 又不能产生疲劳损伤。根据振动时效的工艺要求, 当被时效工件的支承、加载位置和激振频率合理选定之后, 时效的质量将取决于振动力的大小和振动时间的长短。一般选择振动力适当、振动时间 30min 左右的规范, 这是振动时效中最常采用的工艺。其振动力的大小是根据工件上最大动应力点来确定的, 振动力应保证某些局部区域产生塑性变形, 即最大动应力 σ_D 与残余应力 σ_R 之和必须大于或等于工件材料的屈服极限 σ_S , 即

$$\sigma_D + \sigma_R \geq \sigma_S$$

根据经验可取

$$\sigma_D = \left[\frac{1}{2} \sim \frac{2}{3} \right] \sigma_S$$

大量振动时效的实践证明, 这种振动半小时的时效工艺, 既保证了工件的时效质量, 又不产生疲劳损伤。所以这是一种被广泛采用的工艺。

一般来说, 压力容器结构的前 n 阶固有频率都比梁板框类结构的高得多。根据激振频率的要求, 容器筒段振型周向全波数 $n = 6 \sim 8$, 轴向半波数 $m = 3$ 所对应的频率范围一般较前者高出一个数量级。下面就施加声载荷问题给予讨论。

压力容器的声振时效是靠声源非接触给容器结构施加动载荷。声源的声功率虽然事先可以测出, 但随着容器和声源安装位置的不同, 声功率在容器结构上的反应是不同的。为了现场测试和使用的方便, 不用声功率或声强做声载的标度而采用声压级间接表示声载荷。

在制定声振时效工艺时, 为找出声压级和容器壳体上相应的最大动应力点, 事先应做模态分析或用试验的方法找到激振频率和相应的固有振型, 以确定粘贴电阻应变片的位置。在固有频率上用较低的声压级对容器进行激振, 记录此时的声压级和相应的最大动应变 (经过标定计算得到动应力)。这一对应值将作为计算许用声压级的依据。

假定容器的结构响应是微振动, 其动应力与声激振的声压成正比。在一专用试验容器上, 其频率为 850Hz、声压级为 130dB 时激振得到的最大动应力 σ_M 为 6.6MPa, 根据声压级的定义可求得 130dB 相应的声压 p :

$$20 \lg \frac{p}{p_0} = 130 \text{dB}$$

式中 $p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ 为零分贝声压。

$$p = 63.24 \text{Pa}$$

该容器用材为 16MnR, 其拉伸强度 $\sigma_b = 510 \text{MPa}$, 根据断裂力学的研究成果^[2], σ_b 与旋转弯曲疲劳极限 $(\sigma_{-1})_w$ 之间有一定的关系。 $(\sigma_{-1})_w / \sigma_b$ 称为疲劳比, 对于该材料疲劳比可取 0.5。考虑到焊接对材料的影响再乘以 0.8 的安全系数, 得到

$$(\sigma_{-1})_w = 204 \text{MPa}$$

这样就可以根据假设求出该容器疲劳极限下动应力值对应的声压 p^* 为

$$\frac{p^*}{\sigma_b} = \frac{p}{\sigma_M} = \frac{63.24}{6.6} = 9.6$$

$p_{204}^* = 1955\text{Pa}$, $p_{50}^* = 480\text{Pa}$, $p_{70}^* = 672\text{Pa}$, $p_{100}^* = 960\text{Pa}$, 相应的声压级为 159.8dB, 147.6dB, 150.6dB, 153.6dB。

由以上讨论可知, 对该试验容器, 声振时效施加的声压级不能超过 160dB, 超过将意味着可能产生疲劳损伤; 当施加的声压级在 148 ~ 154dB 时, 可在数分钟内完成时效工作, 小于 148dB 时, 将要延长声振时效时间。

2 声振时效质量的宏观控制

声振时效质量的宏观控制是指最优选择声振参数和声振时间达到最佳声振时效处理效果。声振参数包括声振频率和动应力。容器的声振时效所用的激振频率, 从动应力在整个容器结构上希望均匀角度上讲应该用高阶频率激振; 从为节省声振时间产生较大的动应力的角度上讲而应采用低阶频率激振。当激振频率和声功率确定之后, 声振的时效质量将取决于声振时间。为确定声振时间, 下面分析动应变及加速度的时间历程。

图 1 是对专用压力容器进行的 4 次声振时效试验研究时记录的典型曲线。4 次实验中, 动应变及加速度的时间历程有同一的变化趋势。其中曲线 1、2、3、4 为动应变的时间历程, 曲线 5 为加速度响应的的时间历程。

下面分别对动应变及加速度响应的的时间历程曲线进行讨论。

1) 动应变幅值随声振时间的增加而降低的分析。

为了便于分析, 把动应变的时间历程典型化, 如图 2 所示。图中: ϵ_x 为声振时动应变测试系统显示或记录的动应变曲线; ϵ_r 为松弛残余应变, 声振开始时等于零。随着声振时间的增加它会逐渐变化; ϵ_0 是由于共振激励, 致使容器产生的弹性动应变, 它随声振时间的增加保持一个常量。

它们之间的关系式为: $\epsilon_x = \epsilon_0 + \epsilon_r$ 。

所以 ϵ_x 曲线正是代表 ϵ_r 的变化规律 (程度)。由于监测点的残余应变随声振时间的增加而被松弛, 所以动应变值随声振时间的增加而降低, 达到某一时刻后, 动应变 ϵ_x 趋于稳定。这意味着残余应变值已完全松弛或已稳定, 达到声振时效处理的效果, 这一时间即为声振时效处理所需的时间。

2) 从图 1 中可以看到声振时效过程中的加速度值随声振时间推移而降低。这是由于声振时效的机理是由微观塑性应变和滞弹性应变而引起的。共振时加速度响应正比于 $1/n_{mn}$, n_{mn} 是容器结构的耗散因子。由于声振使容器结构产生微观塑性应变和滞弹性应变, 加速了残余应力的松弛, 使残余应力逐渐达到稳定的最小值和均匀化。声振过程中的耗散因子是增加的; 又由于声与容器结构的相互作用, 结构振动的声辐射和声波在容器中的多次辐射形成扩散场的耗散因子增加, 引起加速度值随声振时间增加到达稳定不变, 说明结构的微观组织已基本稳定, 残余应力已基本消除或均匀化。

由以上分析可知, 压力容器声振时效质量的宏观控制问题, 在声振过程中可用监测动应变变化的方法, 也可用监测加速度值变化的方法来确定达到最佳声振时效效果所需的声振时间。但后者所用仪器简单, 使用较为方便。

3 结 论

通过对一个典型的压力容器试件用 3 个频率分别激振, 容器内声压级为 150dB, 共声

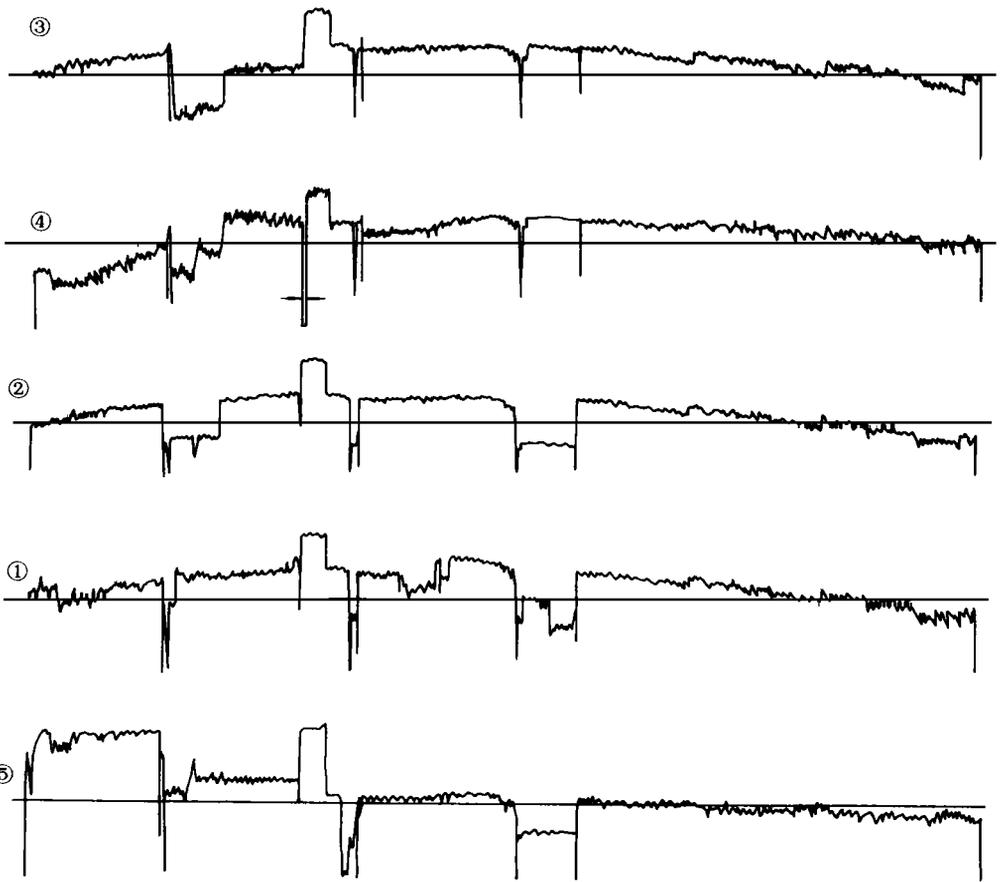


图1 动应变的时间历程曲线

振近 4h, 得出了令人满意的结果。残余应力消除了 40% ~ 80%, 而目前的振动时效可消除 20% ~ 70%, 热时效炉内进行时可消除 80%, 说明声振时效消除压力容器的残余应力与热时效相比, 已达到可以在工程中实际应用的水平。

参考文献

- 1 苏明照, 商景明. 压力容器的声振时效—对声激振的探讨. 国防科技大学学报, 1996 (1)
- 2 奥脱·布克斯鲍姆等. 结构抗疲劳设计. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 3 郑兆昌. 机械振动. 北京: 机械工业出版社, 1980

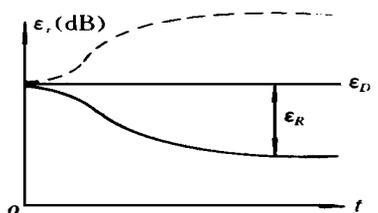


图2 动应变时间历程典型化曲线

(责任编辑 石少平)