

文章编号: 1005—0329(2007)12—0009—04

超高压缸自紧增强实验研究

杨志峰, 雷玉勇, 熊佳, 袁其源

(西华大学, 四川成都 610039)

摘要: 对超高压缸的内应力进行了理论分析, 采用液压机直压的方法对超高压缸进行了疲劳实验。实验结果表明, 在试验条件下, 采用外内径的比值为 2.25、材料为 40Cr、经过自紧处理的超高压缸在承受相同压力条件下缸体的壁厚最小, 疲劳寿命最长。本研究对减少水射流机床超高压缸体壁厚、延长超高压缸寿命具有重要意义。

关键词: 超高压缸; 疲劳实验; 自紧; 交变应力

中图分类号: Q343.4 **文献标识码:** A

Experimental Study on the Mechanical Autofrettage of Superhigh Pressure Cylinder

YANG Zhi-feng, LEI Yu-yong, XIONG Jia, YUAN Qi-yuan

(Xihua University, Chengdu 610039, China)

Abstract: The interior stress of super-high pressure cylinder was analyzed theoretically. The experiments on cylinder fatigue were carried out on hydraulic machine. It was shows that on the experimental condition, when the ratio of outside diameter to inside diameter is 2.25, cylinder material is 40Cr and the cylinder was mechanical autofrettaged, the cylinder thickness is thinnest and the fatigue life of the cylinder is the longest. The thickness of super-high pressure cylinder on water jet machine could be reduced and the fatigue life could be greatly extended as the results of this study.

Key words: superhigh pressure cylinder; fatigue experiment; mechanical autofrettage; fatigue alternating stress.

1 前言

超高压缸是水射流切割机床的心脏元件, 目前国内的水射流切割机床应用的高压缸寿命一般均为: 国产机 500h 左右, 进口机 1000h 左右, 而它的使用费用占用户使用成本相当大的一部分。因此, 如何提高其寿命, 一直困惑着用户和生产厂家^[1]。同时, 水射流切割机床的增压方式大多采用双向增压器, 增压器中的高压缸一般承受的压力均在 250MPa 以上, 且高压缸在 250MPa 以上的交变压力作用下, 不可避免的要发生变形^[2]。如何提高液压缸的安全性能, 避免安全事故隐患, 一直是用户和厂家致力解决的问题。为了测试超高压厚壁容器的安全性, 得出高压缸缸体疲劳寿命的参数数据, 探讨减小其壁厚、减轻重量, 延长其寿命的可能性, 对一系列试样进行了疲劳实验研

究, 进而获得相应的数据。

2 超高压缸内壁应力

厚壁容器在压力的作用下, 压力自内向外递减, 因此内壁所受的压力最大。当内压足够大时, 内壁首先进入塑性状态。

根据米泽斯塑性条件, 求出壁厚容器内壁进入塑性状态时的内压^[3]:

$$P_0 = \frac{\sigma_s}{(3)^{1/2}} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2}\right) \quad (1)$$

式中 P_0 ——容器内壁进入塑性状态时的内压, MPa

σ_s ——材料的屈服极限, MPa

r_1 ——容器外半径, mm

r_2 ——容器内半径, mm

收稿日期: 2007—04—20

基金项目: 四川省科技厅项目(05202073)和四川省教育厅项目(05202099)

以 $K=r_1/r_2$ 代入式(1), 则得:

$$P_0 = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{1}{K^2}\right) \quad (2)$$

式中 K ——外径与内径的比值

当内壁进入塑性状态时, 高压容器并不会马上破坏, 它在此时仍保持着稳定的平衡, 内压可继续上升, 塑性变形区继续扩大。最后, 整个厚壁容器都达到了塑性状态, 从而呈现了力学上的不稳定状态, 最终导致破裂。

如不考虑材料的加工硬化性, 根据塑性条件, 计算厚壁容器的全域屈服内压 P_f :

$$P_f = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}} \ln K \quad (3)$$

式中 P_f ——全域屈服内压, MPa

如考虑材料的加工硬化性, 一般多采用福贝尔式:

$$P_B = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}} \left(2 - \frac{\sigma_s}{\sigma_b}\right) \ln K \quad (4)$$

式中 P_B ——考虑到材料的加工硬化性后的极限内压, 也称为爆破内压, MPa

σ_b ——材料的抗拉强度极限, MPa

根据弹性力学, 在弹性变形区内, 内壁周向应力 σ_i^e 为:

$$\sigma_i^e = \frac{pr_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} + 1\right) \quad (5)$$

式中 p ——工作压力, MPa

如以 $K=r_1/r_2$ 代入式(5), 则得:

$$\sigma_i^e = \frac{p}{K^2 - 1} (K^2 + 1) \quad (6)$$

在塑性变形区内, 内壁周向应力 σ_i^p 为:

$$\sigma_i^p = -p + \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \quad (7)$$

3 自紧增强技术

为了提高压力容器的强度, 除了采用组合式壳体, 缠钢丝等结构外, 还可以采用自紧技术。

当内压使内壁进入塑性状态, 塑性变形区有一定的厚度, 而又没有使整个容器都达到屈服状态时, 把内压撤出后, 外圈弹性变形区力图恢复原状。这样一来, 便在内圈产生了残余周向压应力, 与采取组合式壳体等结构措施产生相同的强化效果。这就是自紧增强原理。

内壁的残余周向压应力 σ_i^p 为:

$$\sigma_i^p = \sigma_i^e - \sigma_i^e \quad (8)$$

为了产生自紧, 有许多自紧方法可以应用。基本上可分为液压自紧、心轴挤扩自紧和爆炸自紧3种形式。在对试样进行自紧处理的过程中, 实验采用了最简单的装置如图1所示。在压力机上施加自紧所需的静压, 去压后即可。

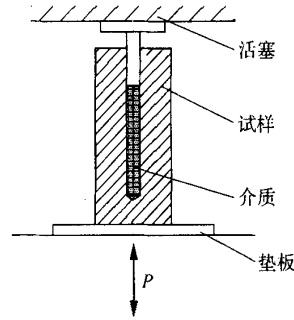


图1 实验装置示意

4 疲劳实验研究

4.1 实验方法

受实验条件的限制, 实验采用了最简单的液压机直压的方法, 实验装置如图1所示。

4.2 传压介质

实验是否能顺利进行, 关键是传压介质的密封问题。密封必须可靠, 但试样的密封结构又不能太复杂。

通过反复实验, 最后决定采用钠基脂作为传压介质。通过应变片电测结果证明, 它传递压力的效果与机油完全一样, 而密封问题则较后者稍容易解决些。

4.3 试样、活塞与密封件

试样、活塞与密封件如图2、3所示。

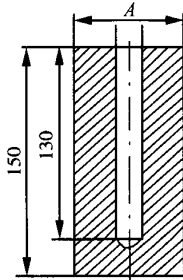
应力集中情况有两种: 中部沟槽和底部横孔。

试样内孔表面粗糙度为 Ra6.3, 活塞工作部分的表面粗糙度大致为 Ra0.8 ~ Ra0.4, 粗糙度值越低越好。

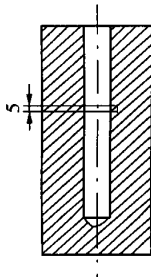
孔中心线与地面要有很好的垂直度要求。

试样材料为缸体常采用的两种材料 40Cr 和 45 号钢。热处理情况如表1所示, O型密封圈橡胶材料必须耐高温、高压和耐磨, 实验采用了氟橡胶 O型圈; 因为压力达 350MPa, 必须使用挡圈, 以便保护 O型密封圈。实验时选用两个厚度为

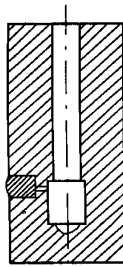
1.25mm 缺口交错的聚甲醛挡圈。



(a) 无沟槽 ($K=2.25, A=49.5$)



(b) 有沟槽 ($K=2.75, A=60.5$)



(c) 有横孔 ($K=3.25, A=71.5$)

图2 试样示意

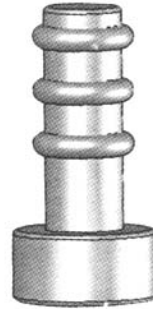


图3 活塞与O型圈组合示意

实验要求试样内孔的表面粗糙度必须达到Ra0.8以下。如果试样内孔不够光滑,孔的中心线与地底面不垂直,O型密封圈或挡圈有缺陷,传压介质有杂质或铁屑等,就容易泄漏或在实验过程中试样很快就产生高温,活塞和试样内孔产生烧蚀和擦伤现象,致使实验不能继续进行下去,甚至损坏机器。

5 实验结果分析及讨论

通过超过500多万个压力循环试验得到大量数据,部分结果如表1所示。从表1中30#和40#试样的比较发现,对于有沟槽情况在相同的K值和热处理条件下,经过自紧处理过的试件的比未经过自紧处理的试件循环次数多3倍,说明在厚壁容器自增强中,自紧的效果是非常显著的,能明显地提高容器的抗疲劳性能。

表1 疲劳实验的结果

实验编号	10#	20#	30#	40#	50#	60#
钢材	40Cr	45	40Cr	40Cr	45	45
热处理	860℃油淬, 350~600℃回火	820~840℃水淬, 550~570℃回火	860℃油淬, 350~600℃回火	860℃油淬, 350~600℃回火	820~840℃水淬, 550~570℃回火	820~840℃水淬, 550~570℃回火
K	3.25	2.25	2.25	2.25	2.25	2.25
应力集中	无沟槽	无沟槽	有沟槽	有沟槽	有沟槽	有沟槽
σ_s (MPa)	8000	8000	8000	8000	8000	8000
σ_b (MPa)	10000	9500	10000	10000	9500	9500
P_0 (MPa)	4182	3706	3706	3706	3706	3706
P_f (MPa)	10888	7491	7491	7491	7491	7491
P_B (MPa)	13066	8674	8989	8989	8674	8674
最大值 (MPa)	3550	3550	3550	3550	3550	3550
最小值 (MPa)	1800	1800	1800	1800	1800	1800
循环频率 (次/min)	500	500	500	500	500	500
自紧压力 (MPa)	未自紧	5000	未自紧	6577	6577	6577
失效循环数 (次)	1000000 (未失效)	520000	143000	586000	352000	284000
失效点		孔底部	中部沟槽	中部沟槽	孔底部	孔底部

当内径为 40mm, 外径为 130mm, $K = 3.25$, 采用 40Cr 材料并调质处理的超高压缸, 在 350MPa 压力下的强度是没有问题的。通过实验, 甚至可以采用 $K = 2.25$ 这样的壁厚, 把外径减小至 90mm, 从而使重量减小 50% 以上, 其它有关的零件也可随之减轻, 性能并没有太大的降低。

通过 20° 和 50° 试样的比较发现, 在破裂循环中, 无沟槽的试样比有沟槽的试件可多循环一倍以上, 说明在高压厚壁上, 沟槽的存在使应力集中严重。为了提高厚壁容器的强度、降低其壁厚减轻重量, 在筒体上尽量避免出现沟槽、横孔等应力集中的部位。

6 结语

对于超高压缸一类厚壁容器, 自紧处理可显著提高其抗疲劳性能, “自增强”可被广泛用于厚壁容器的设计制造中。

当然, 对不同的材料、热处理、自紧压力、轴向力、压力集中情况、传压介质、孔的表面粗糙度、循

环压力的最小压力、压力循环的频率等, 还需要进行大量的实验。

参考文献

- [1] 周哲波. 高疲劳强度的高压缸设计方法 [J]. 矿山机械, 2007, (1): 122-123.
- [2] 薛胜雄. 高压水射流技术与应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [3] Willam Prager, Philip G Hodge. Theory of perfectly plastic solid [M]. New York: John Wiley & Sons, 1981.
- [4] 谢志均. 厚壁圆筒自增强塑—弹性交界面半径及自增强处理压力的简算计算 [J]. 特种设备安全技术, 2005, (2): 6-9.
- [5] 东北工学院《机械零件设计手册》编写组. 机械零件设计手册 [M]. 天津: 冶金工业出版社, 1980.

作者简介: 杨志峰 (1977-), 男, 硕士研究生, 研究方向为机械设计及其理论, 通讯地址: 610039 四川成都市西华大学机械工程专业与自动化学院研 2005 级。

(上接第 4 页)

(4) 螺纹牙型角对泵扬程效率影响较大, 转子定子螺纹牙尖倾斜方向相反, 转子螺纹牙尖逆转动方向倾斜, 泵扬程效率升高;

(5) 迷宫泵扬程、功率与流量呈线性关系, 零流量时, 泵扬程、功率最大。

致谢: 感谢天津耐酸泵厂厂长刘绍义、工程师尚荣珍对本试验研究工作的全力支持!

参考文献

- [1] Golubiev A I. Studies on seal for rotating shafts of high-pressure pumps [J]. Wear, 1965, (8): 270-288.
- [2] Bilgen B, Akgungor A C. The turbulent double screw pump—theory and experiment [A]. Proceedings of the 6th International Conference on Fluid Sealing [C]. February 27th-March 2nd, 1973, Munich, German Federal

Republic. G4:45-60.

- [3] 罗进. 双螺旋密封的数值计算和实验 [D]. 北京: 北京化工学院硕士论文, 1987.
- [4] 韩国军. 迷宫螺旋泵及其组合密封的研究 [D]. 北京: 北京化工学院硕士论文, 1989.
- [5] 张建中, 李云鹏, 徐景生, 等. 迷宫螺旋密封机理的实验研究 [J]. 密封与防腐, 1987, (4): 41-49.
- [6] Golubiev A I. Determination of optimal parameters of labyrinth-screw seals and pumps [A]. 16th International Conference on Fluid Sealing [C]. Brugge, Belgium. Sept. 18-20, 2000. 473-481.
- [7] Голубев А И. Лабиринтно-винтовые насосы уплотнения для агрессивных сред. 2-е изд., перераб. и доп. М. Машиностроение, 1981.

作者简介: 马润梅 (1968-), 女, 在职博士, 研究方向为过程流体机械, 通讯地址: 100029 北京市北京化工大学机电工程学院。