

# 自增强三维高压油管的疲劳寿命预测

郑百林<sup>1</sup>, 付昆昆<sup>1,2</sup>, 石玉权<sup>2</sup>

(1. 同济大学 航空航天与力学学院, 上海 200092; 2. 哈尔滨第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

**摘要:** 基于弹塑性理论的自增强技术可以提高高压油管的使用寿命. 对三维高压油管进行了弹塑性有限元分析, 通过计算油管的残余应力, 探讨了自增强技术在提高油管寿命方面的研究与应用. 对不同自增强压力下的油管在工作压力作用下最大应力值进行比较, 确定了最佳自增强压力. 基于应力-寿命法, 应用 MSC. Fatigue 软件对自增强前后高压油管的疲劳寿命进行预测, 结果表明自增强后三维高压油管的疲劳寿命与未进行自增强处理油管的疲劳寿命分布有着明显的差异, 自增强前最小疲劳寿命区位于内壁, 而自增强后最小疲劳寿命区分布在壁间, 自增强技术使油管最小疲劳寿命提高了 5 倍以上.

**关键词:** 自增强; 高压油管; 疲劳; 弹塑性; 有限元分析  
**中图分类号:** TG 113.25 **文献标识码:** A

## Prediction of Life of Autofrettaged 3D Tube

ZHENG Bailin<sup>1</sup>, FU Kunkun<sup>1,2</sup>, SHI Yuquan<sup>2</sup>

(1. College of Aerospace Engineering and Applied Mechanics, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Harbin Institute of 703, Harbin 150036, China)

**Abstract:** Based on elastic-plastic theory, autofrettage technology can improve the life of tube with high-pressure. The residual stress of three-dimensional tube was obtained via an elastic-plastic finite element analysis, research and application on how to improve life of tube by autofrettage technology was discussed. Through comparing the maximum stress of the tube under different levels of autofrettaged pressure, the best level was determined. Based upon the prediction of stress-life methods, a prediction of life of tube was conducted using MSC. Fatigue package. Results show that after autofrettage of three-dimensional tube, the life has an obviously different distribution, the region of the lowest life lies in inner of tube before it is autofrettaged, but the region of the lowest life moves between inner and outer of tube after it is autofrettaged, autofrettage technology makes the lowest life of tube increase more than quintupling.

**Key words:** autofrettage; tube with high-pressure; fatigue; elastic-plastic; finite element method

高压油管道不仅是石油工业也是一些其他机械工业系统重要的组成部分, 它担负着输送高压油的任务. 若发生泄漏或破坏, 则可能会因为油液的易燃易爆性引发重大事故, 造成经济损失和环境污染. 高压油管破坏事件屡屡发生, 很多情况下是由于其承载力不足和疲劳断裂引起的, 目前高压油管常采用自增强处理来提高其承载力和疲劳寿命, 因此有必要对高压油管的自增强效果及疲劳寿命进行研究.

目前, 国内外学者对油管自增强及疲劳问题进行了深入的研究. 黄立贤等<sup>[1]</sup>通过有限元法对自增强压力后油管的工作应力进行分析, 得出自增强可以有效地提高油管的寿命. 西南石油大学的邓夕胜<sup>[2]</sup>通过有限元分析, 确定了超高压油弯管的最佳超应变度. Hamid Jahed 等<sup>[3]</sup>用实验测得的材料真实的应力-应变曲线来计算油管的残余应力, 并通过计算应力强度因子来预估油管的疲劳寿命.

但大部分文献的研究集中在直管或者轴线是平面曲线的弯管的情况, 这些问题可以简化为平面应变问题或对称问题, 而且采用断裂力学的方法求解油管的疲劳寿命需要事先设定油管的初始裂纹位置, 而通常初始裂纹位置是不知道的. 因此, 笔者在此基础上对轴线是三维曲线的油管进行弹塑性有限元分析, 用应力-寿命法来预估油管的疲劳寿命, 具有一定的工程意义.

## 1 自增强技术

由弹塑性理论可知, 厚壁容器沿径向应力分布不均匀, 内壁承受的周向拉应力较大, 而外壁承受的周向拉应力较小, 这就导致外部材料的潜力不能充分发挥. 为了提高容器的承载力, 单纯增加壁厚虽然

可以达到一定效果,但会带来使容器体积过大的问题,并且随着壁厚的增加,应力沿厚度方向的分析更加不均匀.

自增强就是对高压油管内壁施加更大的压力,使内壁屈服,而外壁没有达到屈服,这样在卸载后,内壁塑性区受到外壁弹性区的回弹压缩不能恢复而具有周向残余压应力,弹性区由于回弹受到塑性区阻碍而具有周向残余拉应力.而油管正常工作时是在弹性范围内的.那么在油管正常工作时,内壁的较高的周向拉应力和周向残余压应力有了一定的抵消,而外壁的较低的周向拉应力与周向残余拉应力叠加使壁内应力沿壁厚方向分布均匀,从而提高承载力<sup>[4]</sup>.因此自增强技术实际上就是控制有利的残余应力的大小及分布规律来使壁内应力分布均匀,从而在不增加壁厚的情况下提高一定的承载力.

## 2 高压油管的弹塑性分析

对三维高压油管进行有限元网格划分,如图 1.用非线性有限元分析软件 MSC. Marc 进行弹塑性分析,材料为 16Mn,由于要考虑硬化和包辛格效应,材料选取双线性随动强化模型,如图 2,图中, $\epsilon$  为应变, $\sigma$  为应力, $\sigma_s$  为屈服强度.材料的力学特性: $\mu = 0.3$ , $E = 210 \text{ GPa}$ , $\sigma_s = 275 \text{ MPa}$ , $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ , $E_t = 1.625 \text{ GPa}$ .在其内壁施加工作面载荷 120 MPa,在管的端部施加法向约束.分析得出油管的 von Mises 应力分布,并分析油管直管部分某截面的周向应力.将油管按其轴线方向取 1/2,并取其正方向如图 3 所示,von Mises 应力最大值发生在油管拐角半径较小的内壁,为 263.20 MPa,而 von Mises 应力的最小值发生在油管拐角较小的外壁,为 37.52 MPa.材料没有发生塑性变形.油管直管部分某截面周向应力为拉应力,内壁较大,外壁较小,如图 4 所示.

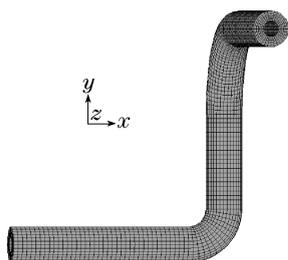


图 1 三维油管有限元  
网格模型  
Fig.1 Finite element model  
of three-dimensi-  
onal tube

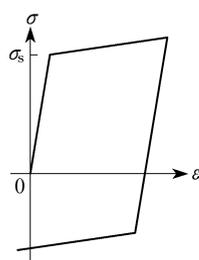


图 2 材料本构关系  
Fig.2 Constitutive relation  
of materials

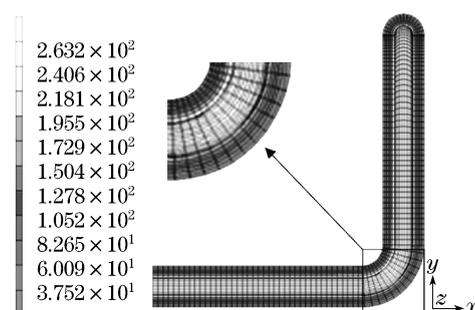


图 3 工作压力 120 MPa 油管应力分布(单位:MPa)  
Fig.3 Stress distribution of tube under 120 MPa of  
operating pressure (unit:MPa)

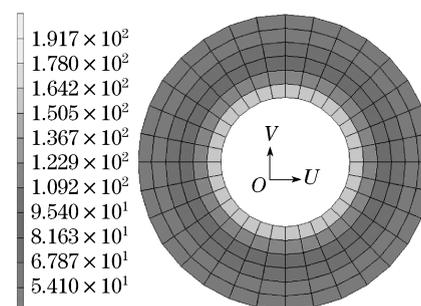


图 4 工作压力 120 MPa 油管周向应力分布(单位:MPa)  
Fig.4 Tangential stress distribution of tube under  
120 MPa of operating pressure (unit:MPa)

用从 180 MPa 到 210 MPa 的自增强压力作用于油管内壁,分析自增强工况、卸载工况和正常工作压力工况,可以看出油管内壁在自增强压力作用下进入塑性,如图 5~6.卸载后 von Mises 残余应力最大值发生在油管拐角半径较小的内壁,为 155.00 MPa,周向应力为压应力;而最小值发生在油管拐角半径较小的外壁,为 5.13 MPa,周向应力为拉应力,如图 7.在内壁产生了较大的周向残余压应力,在外壁产生了较小的周向残余拉应力.在直管处,油管的残余应力沿壁厚方向分布不均匀,内壁周向残余压应力大,外壁周向残余拉应力小,油管直管部分某截面周向应力如图 8 所示.在再次加载为工作载荷时周向残余压应力会平衡一部分内壁的周向拉应力,代价是增大较小的外壁的周向拉应力,即残余应力导致油管壁内的应力重新分布,油管 von Mises 应力如图 9,油管直管部分某截面周向应力如图 10 所示,自增强后工作应力均匀分布于壁厚方向.以 200 MPa 的自增强压力为例,可以看出,此时 von Mises 应力的范围是 42.18~186.40 MPa,而未进行自增强的油管的 von Mises 应力范围为 37.50~263.00 MPa.可以看出,自增强后,虽然最小应力值有了一定的上升,但最大应力值却下降得非常明显,下降了

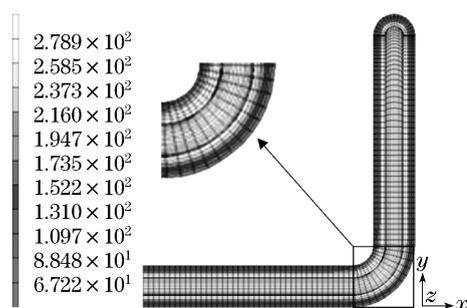


图5 自增强 200 MPa 油管 von Mises 应力分布(单位:MPa)

Fig.5 von Mises stress distribution of tube under 200 MPa of autofrettaged pressure (unit:MPa)

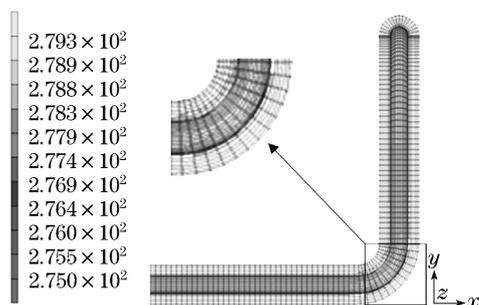


图6 自增强 200 MPa 油管塑性应力分布(单位:MPa)

Fig.6 Plastic stress distribution of tube under 200 MPa of autofrettaged pressure (unit:MPa)

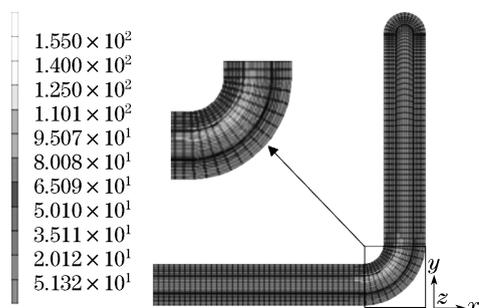


图7 自增强 200 MPa 油管残余应力分布(单位:MPa)

Fig.7 Residual stress distribution of tube under 200 MPa of autofrettaged pressure (unit:MPa)

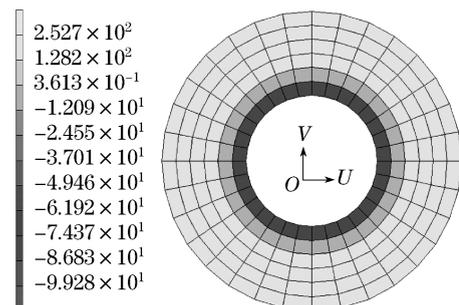


图8 自增强 200 MPa 油管周向残余应力分布(单位:MPa)

Fig.8 Tangential residual stress distribution of tube under 200 MPa of autofrettaged pressure (unit:MPa)

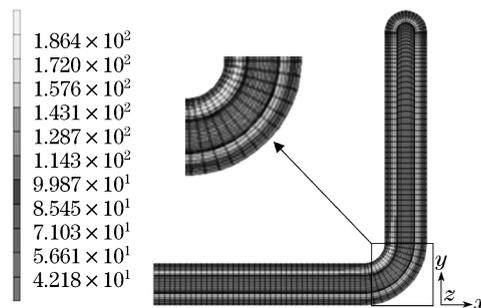


图9 自增强 200 MPa 后工作压力 120MPa 油管

von Mises 应力分布(单位:MPa)

Fig.9 von Mises stress distribution of tube under 120 MPa operating pressure after 200 MPa autofrettaged pressure (unit: MPa)

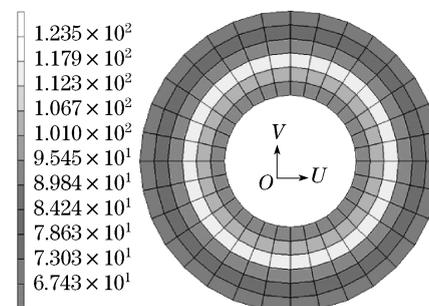


图10 自增强 200 MPa 后工作压力 120 MPa 油管

周向应力分布(单位:MPa)

Fig.10 Tangential stress distribution of tube under 120 MPa operating pressure after 200 MPa autofrettaged pressure (unit:MPa)

29.125%. 并且最大应力值的位置也从内壁移到了壁间,应力分布较未自增强时均匀,因此自增强对油管承载力的提高有着明显的影响.

为了确定最佳自增强压力,对此三维油管在不同自增强压力作用后的工作应力的最大及最小值进行了统计,如图 11~12 所示.可见随着自增强压力的提高最小工作应力值也提高,但最小应力值并不影响承载力.而最大工作应力值随着自增强压力的

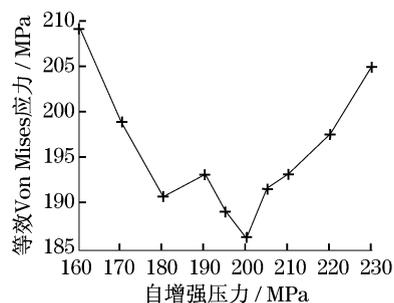


图11 不同自增强压力与油管最大应力值的关系

Fig.11 Change of maximum stress of tube with different autofrettaged pressures

提高先是下降,然后在自增强压力为 200 MPa 时应力值达到最小,为 186.41 MPa,之后,应力值又随着自增强压力的提高而提高,这主要是因为塑性区内的周向残余压应力抵消了内壁的一部分高周向工作拉应力,并且增加了外壁的周向工作拉应力,使壁内应力分布均匀.由图 9 也可以看出,经过自增强处理,应力的最大值位置已经从内壁转到了内壁与外壁之间的位置,应力较未自增强时分布均匀.

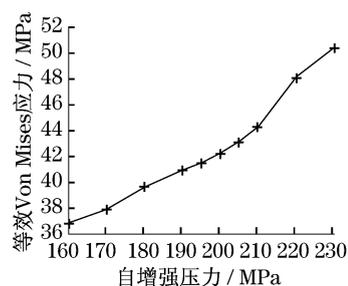


图 12 不同自增强压力与油管最小应力值的关系

Fig. 12 Change of minimum stress of tube with different autofrettage pressures

### 3 疲劳分析

疲劳实验不仅耗时,而且需要的经费也十分庞大,而通过手册中的简单公式判断疲劳寿命又会导致对复杂构件疲劳情况分析的不准确,因此一般可对构件在计算机上应用有限元程序来进行疲劳模拟.目前应用有限元法进行疲劳分析首先要对构件进行有限元分析,提取应力应变结果,然后对材料的疲劳特性进行定义,根据经验选用应力-寿命法或应变-寿命法,再根据实际情况对载荷谱进行定义,最后根据疲劳累积理论判断其是否发生疲劳.

借助弹塑性分析结果,应用 MSC. Fatigue 软件进行疲劳寿命预测,采用 S-N(应力-寿命)方法来评估,由于油管的工作状态是加载→卸载→再加载的循环过程,因此工作压力采用单峰值循环载荷,最小值为零.材料的 S-N 曲线采用 MSC. Fatigue 软件材料库中提供的材料 S-N 曲线,如图 13 所示.屈服并卸载后材料的 S-N 曲线会有变化,但由于油管的屈服区较小,如图 6 所示,对整体的材料疲劳特性影响较小;且本文旨在验证自增强技术引入残余应力对高压管道疲劳寿命的影响,对于自增强后材料本身疲劳性能的变化暂不考虑,因此暂不考虑屈服并卸载区域和非屈服区域材料 S-N 曲线的变化,整体仍采用未屈服的材料 S-N 曲线进行计算.由于工作的平均应力值不为零,需要对平均应力进行修正,本文

采用 Goodman 曲线修正,最后运用 Miner 疲劳损伤法则进行疲劳分析.计算自增强前后油管的疲劳最小对数寿命分别为 5.38 和 6.18,这是以 10 为底的对数值,即最小寿命为 239 883 次和 1 513 561 次,如图 14~15,可以看出,自增强后最小寿命提高了 5 倍以上.

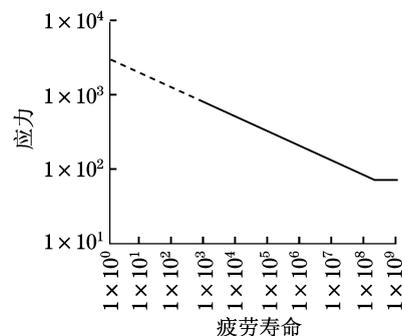


图 13 材料的 S-N 曲线

Fig. 13 S-N Curve of material

在未进行自增强前,疲劳最容易发生在内壁,而进行自增强后,通过对壁厚方向的应力重组,疲劳最易发生的位置分布在内壁和外壁之间,且自增强后内外壁的疲劳寿命较接近,疲劳寿命分布更加均匀.即通过自增强,材料的潜力得到更好的发挥.

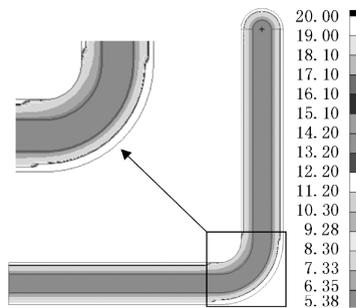


图 14 未自增强油管 120 MPa 寿命对数分布

Fig. 14 Log life distribution of tube under 120 MPa operating pressure without autofrettage

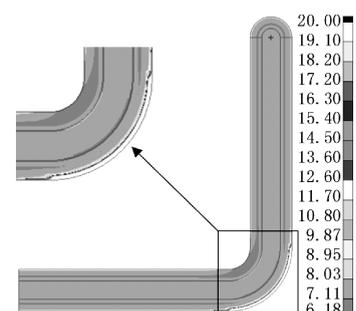


图 15 自增强油管 120 MPa 寿命对数分布

Fig. 15 Log life distribution of tube under 120 MPa operating pressure with autofrettage

## 4 结语

(1) 对在工作压力作用下的三维油管进行有限元分析,发现应力最大值发生在三维油管拐角半径较小处的内壁,最小值发生在油管拐角半径较小处的外壁.

(2) 通过对自增强压力下油管进行弹塑性分析,可以看出塑性区的范围和残余应力的分布情况,并且得出了自增强后在工作压力作用下油管的应力分布情况,发现此时油管的应力位置从内壁转到了壁间,且应力分布沿壁厚方向比未自增强前均匀.

(3) 通过对不同自增强压力下油管进行弹塑性分析,以承载能力为目标,得出了最佳自增强压力.

(4) 应用应力-疲劳寿命法对油管自增强前后进行疲劳分析,发现疲劳最易发生区域有了改变,且自增强后最小疲劳寿命提高了5倍以上.

## 参考文献:

- [1] 黄立贤,李全,杨鹏,等. 高压油管的自增强处理[J]. 柴油机, 2009(31):45.  
HUANG Lixian, LI Quan, YANG Peng, et al. Self-strengthening processing of high-pressure fuel pipes[J]. Diesel Engine, 2009(31):45.
- [2] 邓夕胜. 自增强超高压弯管的有限元分析[D]. 成都:西南石油大学,2006.  
DENG Xisheng. The finite element analysis of autofrettaged superhigh pressure curved pipes [D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2006.
- [3] Hamid Jahed, Behrooz Farshi, Mohammad Hosseini. Fatigue life prediction of autofrettage tubes using actual material behaviour [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2006(83):749.
- [4] 孟湘波. 现代压力容器设计[M]. 武汉:华中工学院出版社,1987.  
MENG Xiangbo. Modern design of pressure vessels[M]. Wuhan: Huazhong Institute of Technology Press, 1987.

(上接第 1495 页)

由图 4 可见,整个变工况过程中,汽轮机相对内效率变化不明显.在分水系数为 35%时,汽轮机相对内效率的相对变化最大.对应等熵和等温过程,其最大相对变化分别为 -0.007 5%和 0.036 5%.所以,可以认为低压省煤器变工况工作对汽轮机相对内效率没有影响.

## 4 结论

加装低压省煤器后,汽轮机汽态线发生变化,汽轮机的循环热效率和绝对内效率增大.通过计算,在低压省煤器设计热负荷运行时,低压缸的相对内效率变化最大,其最大相对变化值为 0.086 9%.在低压省煤器变工况运行过程中,汽轮机相对内效率的最大相对变化小于 0.036 5%,所以,加装低压省煤器对汽轮机相对内效率的影响可以忽略不计.

## 参考文献:

- [1] 林万超. 火电厂热系统定量分析[M]. 西安:西安交通大学出版社,1985.  
LIN Wanchao. Quantitative analysis of thermodynamic system at thermal power plant [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University

- Press, 1985.
- [2] 黄新元,平亚明,孙奉仲. 火力发电厂低压省煤器系统的最佳水量分配[J]. 水动力学研究与进展,2003,18(5):526.  
HUANG Xinyuan, PING Yaming, SUN Fengzhong. Optimum water flow distribution for a low pressure economizer system in power stations[J]. Journal of Hydrodynamics, 2003, 18(5):526.
- [3] 李海涛,王刚. 级组效率变化对热耗率及缸效率影响的分析计算[J]. 热力发电,2008,37(8):13.  
LI Haitao, WANG Gang. Analysis and calculation for influence of stage group efficiency variation upon cylinder efficiency and heat consumption rate of the unit[J]. Thermal Power Generation, 2008, 37(8):13.
- [4] 李勇,金国华,曹祖庆. 弗留格尔公式的证明及应用[J]. 汽轮机技术,1995,37(3):158.  
LI Yong, JIN Guohua, CAO Zuqing. Proof and application of Flugel Formula[J]. Turbine Technology, 1995, 37(3):158.
- [5] 李琳,冯择磊,付小军,等. 汽轮机效率指标的算法模型研究[J]. 机电信息,2004,73(13):8.  
LI Lin, FENG Zelei, FU Xiaojun, et al. Study on arithmetic model of turbine efficiency index [J]. Mechanical & Electrical Information, 2004, 73(13):8.
- [6] 谢磊. 电站锅炉低压省煤器系统热经济性分析的数学模型[D]. 济南:山东大学能源与动力工程学院,2007.  
XIE Lei. The mathematical model of thermal economic analyzing power plant low pressure economizer system [D]. Jinan: Shandong University. School of Energy & Power Engineering, 2007.