

某厂三台 65t/h 锅炉汽包的疲劳寿命分析

蒋家羚 林兴华 张 瑾

(浙江大学化机所)

〔摘要〕 本文介绍了对三台 65 t/h 中压锅炉进行的低周疲劳寿命分析工作。

关键词 锅炉汽包 低周疲劳 寿命

分类号 TK225

大型工矿企业热电联供的中压锅炉,大都处在频繁变动工况的运行状态之中。锅炉主要承压元件汽包的低周疲劳失效是最易发

生的恶性事故之一。根据以往研究工作的基础,受委托对某厂的3台65t/h锅炉进行了疲劳损伤评估和剩余安全寿命预测分析工作。

1 概况

三台 65t/h 锅炉 1972 年安装,1974 年起先后投入运行。汽包内直径 $D_i = 1500$ mm,壁厚 $\delta = 46$ mm。最大口径接管包括下腹部下降管和两端部侧水冷壁引出管均为 $\varnothing 108 \times 4.5$ mm 的 20# 无缝钢管,采用在汽包上开浅槽,简单角焊缝搭接结构,成为汽包抗疲劳失效能力最薄弱的部位,见图 1。

汽包材质为 20G 钢。汽包设计压力 $P_d = 4.2$ MPa,设计工作温度 $t_d = 255^\circ\text{C}$ 。

同期进行的汽包金相组织检验表明,组织正常;厂方提供的近期无损检测报告显示三台锅炉汽包主要焊缝和接管区未发现裂纹和类裂纹缺陷。鉴此,疲劳损伤评估和剩余安全寿命预测分析采用通行的安全寿命设计计算方法。

2 汽包的实际疲劳加载工况

根据 3 台锅炉的实际运行记录和启停记载资料,参考厂方管理技术人员的意见,偏于安全地整理得汽包每年实际的运行条件和疲劳加载情况,见表 1。

表 1 65 t/h 锅炉汽包运行条件和疲劳加载工况

工 况	每年次数 n	饱和压力变动 (MPa)	温度变动 ($^\circ\text{C}$)
冷态启停	12(n_1)	0.1 — 4.2	100 — 255
负荷变动	4000(n_2)	3.4 — 4.2	241 — 255

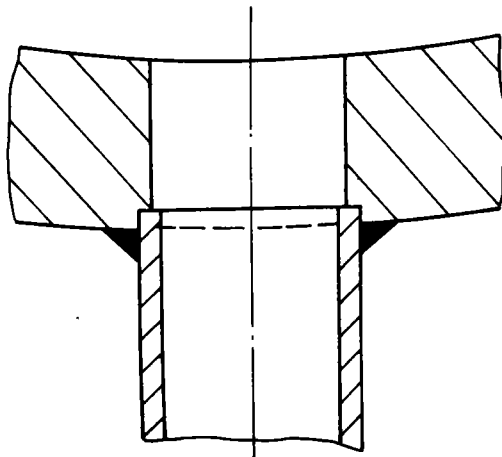


图 1 汽包接管结构示意图

实际运行中,启停和变负荷时,汽包上半

① 收稿日期 1993-11-01 修改定稿 1994-02-02
② 本文联系人 蒋家羚 男 52 副教授 310027 杭州玉古路 20 号

部和下半部的温度差 Δt 小于 40°C ; 汽包金属壁温升降速度控制在 $V = \pm 5^{\circ}/\text{分钟}$ 以内。

3 $\varnothing 108 \times 4.5$ 接管与汽包筒身交接部位应力分析与合成

该部位在筒身上开出 6 mm 的浅槽, 接管插入后实施简单的单面搭接角焊缝连接方式, 接管厚度方向未全焊(见图 1)。这种结构对筒身开孔无加强作用, 脉动应力下会降低使用寿命^[1]。根据对两台炉汽包的实际应力测量来看, 该部位存在着明显的应力集中, 是汽包承载水平最高, 负荷变动时交变应力幅

最大, 最易发生疲劳破坏的危险部位。

3.1 内压引起的工作应力

关于接管部位的局部应力集中分析, 许多研究工作提出了理论分析方法或经验计算公式^[2-7]。实际测量结果表明, 针对本结构的应力集中计算, 采用美国 ASME 规范提出的应力集中系数法是比较恰当的^[8]。

内压引起的各工作应力分量按 $\sigma_i = K_i \sigma_m$ 计算, 其中膜应力 $\sigma_m = P(D + \delta)/2\delta$ 。两处危险部位, 即纵向切面内拐角点(肩部)和横向切面外拐角点(腹部)的各项应力分量的计算指数见表 2。

表 2 ASME 规范的接管应力集中系数 K_i

应力分量 \ 位置	纵向切面内拐角点	横向切面外拐角点
周向应力	3.1	2.1
轴向应力	-0.2	2.6
径向应力	-0.108	0

3.2 负荷变动时金属壁径向温差引起的热应力

稳态运行条件下, 超过 150 mm 厚的保温层的作用, 使汽包金属外壁近于处在绝热条件之下, 金属壁厚方向的温差可略去不计, 该项热应力予以忽略。负荷变动时, 汽包内外壁面金属温度变化过程如图 2 所示: 经过几分钟的过渡期后温度升降速度恒定, 内外壁温差基本保持不变, 形成一种准稳态工况。过渡期内任一瞬间汽包内、外壁金属温差均小于准稳态工况的壁面温差

按简化的热弹性理论^[9], 对两端自由、不开孔的汽包筒身, 准稳定工况下, 径向热应力为零, 周向和轴向热应力相等, 分别由下式计算:

$$\left. \begin{aligned} \text{汽包圆筒内壁面} \\ \sigma_{it} = \frac{\alpha E}{1 - \mu} \frac{VR_m^2}{8\alpha} \left(3K^2 - 1 - \frac{4K^4}{K^2 - 1} \ln K \right) \\ \text{汽包圆筒外壁面} \\ \sigma_{it} = \frac{\alpha E}{1 - \mu} \frac{VR_m^2}{8\alpha} \left(K^2 + 1 - \frac{4K^2}{K^2 - 1} \ln K \right) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中, 汽包径比 $K = \frac{D_i + 2\delta}{D_i}$; 平均半径 $R_m = \frac{D_i}{2} + \delta$; 导温系数 $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ (λ, c, ρ 分别为汽包金属材料的导热系数、比热和密度); α 为材料热膨胀系数; μ 是泊桑比(0.3)。

接管部位的该项热应力, 还应考虑局部集中系数 K_i 。通常把汽包看为一块受两向应力的平板, K_i 系数在纵向平面(肩部)对环向应力为 2.0, 在横向平面(腹部)对轴向应力亦取为 2.0。实际结果表明, 这样取值是偏于安全的。

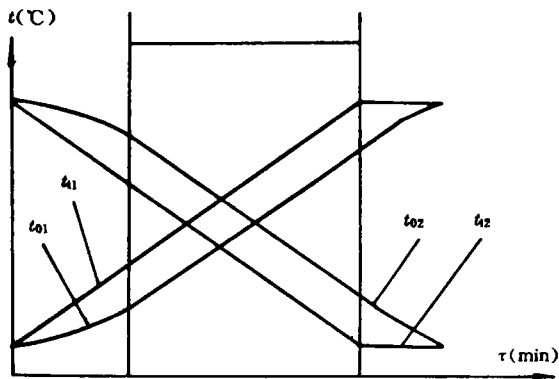


图 2 负荷变动时汽包内外壁金属温度变化曲线

t_{e1}, t_{o1} —— 升荷时汽包内、外壁金属壁温
 t_{e2}, t_{o2} —— 降荷时汽包内、外壁金属壁温

3.3 由汽包上半部和下半部平均温差引起的热应力

在启停和变负荷时易造成该项热应力，这项应力由于汽包上半部和下半部热膨胀趋势不均衡而产生。主要引起汽包中段的轴向应力，可由下式计算：

$$\sigma_{ht} = \alpha E \Delta t \beta \quad (2)$$

式中，系数 β 理论值应为 0.5，按实际经验，拉伸时取为 0.3，压缩时取为 -0.2。考虑横向平面腹部外拐角点的此项热应力影响作用较大，要取 3.5 倍的应力集中系数。

3.4 其它应力

接管部位可能存在未经完全消除的焊接残余应力，汽包自重和水重会引起弯曲应力。前者随时间增长逐渐松弛，后者的影响作用甚小，而且两者均为平均应力，疲劳计算中可不考虑。汽包的不圆度会造成周向的附加弯曲应力，这项影响在内压引起的应力集中系数中已留有余地。

3.5 应力合成

焊接部位两处危险点的应力分量合成：
 纵向平面肩部内拐角点

$$\left. \begin{aligned} \text{周向应力 } \sigma_{\theta 1} &= 3.1\sigma_m + 2\sigma_{it} \\ \text{轴向应力 } \sigma_{z1} &= -0.2\sigma_m \\ \text{径向应力 } \sigma_{r1} &= -0.108\sigma_m \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

横向平面腹部外拐角点

$$\left. \begin{aligned} \text{周向应力 } \sigma_{\theta 2} &= 2.6\sigma_m \\ \text{轴向应力 } \sigma_{z2} &= 2.1\sigma_m + 2\sigma_{at} + 3.5\sigma_{ht} \\ \text{径向应力 } \sigma_{r2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

应当注意的是负荷变动时，温差应力并非与内压应力同步地取最大或最小值，在计算上述各项应力分量的最大值和最小值时要十分谨慎。如对内拐角点的 $\sigma_{\theta 1}$ 而言，是在从高负荷降压几分钟后进入准稳态的瞬间，此刻内压变动引起的应力下降尚小，而热应力已达到峰值，导致 $\sigma_{\theta 1}$ 获最大值；同样的原因，是在从低负开始升压几分钟进入准稳态的瞬间获取最小值。对外拐角点的 $\sigma_{\theta 2}$ 而言，却是在升荷或降过程中，准稳态工况结束的瞬间，内压应力和热应力分量近乎同步达到最大值和最小值。

还应当强调，上述应力分量合成计算是按各种最危险的情况组合来获得的，远比实际情况要危险。事实上，内压引起工作应力的计算、热应力的局部集中计算都是比实际偏于保守。另外，某个应力分量达到屈服水平后，按理不能用线性迭加的做法来处理总应力的。基于目前实际工程结构疲劳分析的研究水准，考虑各种其它因素的影响，采用偏于保守的做法还是比较恰当的。英国 BS 标准等，在处理总应力时也是采取直接迭加的做法。

4 疲劳寿命设计曲线的确定

有关制作锅炉和压力容器常用钢的疲劳寿命设计曲线，美国 ASME 规范、英国 BS5500 标准等基于大量试验研究和统计分析结果，取用了一定的安全系数后分别推荐了各自的通用曲线。国内亦进行了许多研究

工作。根据对已经发表的有关结果的对比分析^[14], 取用 BS - 5500 标准推荐的通用疲劳设计曲线来评价 20G 材料制作的锅炉汽包的安全寿命是比较恰当和稳妥的。按规定对存在焊缝的接管部位的寿命评估, 应取设计曲线相应寿命值的一半为分析计算依据。

5 交变应力幅的确定, 累积损伤计算

按式(3)、(4) 计算应力分量, 分别表为三个主应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, 进而计算三个当量应力: $S_{ij} = \sigma_i - \sigma_j (i, j = 1, 2, 3)$ 。确定两种工况(启停及变负荷)下 S_{ij} 的波动范围 ΔS_{ij} , 取绝对值最大者的一半为该工况下的交变应力幅

值:

$$S' = \frac{1}{2} |\Delta S_{ij}|_{\max}$$

两种工况下的 S' 值, 经温度修正得 $S'' (= S' \frac{E}{Et})$ 。再由 S'' 值在业已确定的疲劳寿命曲线 $S - N_t$ 上查得许用的疲劳循环周次 N_1, N_2 。一个标准运行年汽包的累积疲劳损伤 d 按线性迭加原理计算:

$$d = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \quad (6)$$

计算结果见表 3 - 表 7。

表 3 内压下膜应力 σ_m 的计算结果

内压 P (MPa)	0.1	3.4	4.2
膜应力 σ_m (MPa)	1.6	55.4	68.5

表 4 准稳态工况径向温差热应力计算结果

温度变化速度 V (度 / 分)	汽包圆筒内壁面热应力 σ_{it} (MPa)	汽包圆筒外壁面热应力 σ_{or} (MPa)
± 5	± 22.1	± 13.0

表 5 汽包上、下部温差应力结果

β 值	汽包上、下部温差应力 σ_{ht} (MPa)
受拉 0.3	28.0
受压 - 0.2	- 18.7

表 6 交变应力幅计算结果

计算部位	循环载荷方式	最大当量应力 (MPa) $S_{ij\max}$	最小当量应力 (MPa) $S_{ij\min}$	交变应力幅 (MPa) $S' = \frac{1}{2} \Delta S$	修正应力幅 (MPa) $S'' = S' \frac{E}{Et}$
纵向切面内拐角点	冷态启停	270.1	- 38.7	154.4	171.9
	变负荷	270.1	133.7	68.2	75.9
横向切面外拐角点	冷态启停	215.2	- 35.5	125.3	139.6
	变负荷	215.2	77.6	68.6	76.4

表 7 标准运行年累积结果

计算部位	修正应力幅值 S'' (MPa)	许用循环周次 (查疲劳设计曲线)	累积损伤 $d = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2}$	安全寿命(年) $T = \frac{1}{d}$
纵向切面 内拐角点	171.9	$N_1 = 7.22 \times 10^3$	0.041 66	24.00
	75.9	$N_2 = 1.0 \times 10^5$		
横向切面 外拐角点	139.6	$N_1 = 1.60 \times 10^4$	0.037 2	26.9
	76.4	$N_2 = 1.10 \times 10^5$		

6 疲劳损伤评估和剩余安全寿命分析结果

分析计算结果表明,该锅炉汽包按目前条件运行,每年的疲劳损伤度为 0.038 左右,允许使用的安全寿命期限为 26 年。考虑到实际投入运行是 1974 年,厂方应提前做出在 2000 年更新汽包的安排。为充分挖掘设备的使用潜力,建议在 1998 年前后,进一步对该三台炉汽包进行严格而详细的检测分析,包括无损检测和从汽包上取用实际试样进行退化行为测试和断裂疲劳性能测量,从而确定该汽包是否有延长使用期的可能。

本项疲劳损伤评估和剩余安全寿命分析结果的可靠性受到以下两个条件的制约:1、锅炉的运行条件和疲劳加载情况不能越出表 2 给出的范围,汽包上半部与下半部的温差 Δt 及负荷变动时金属壁温升降速度亦要严格控制在前述的规定范围以内。2、汽包所有焊缝及热影响区,特别 $\varnothing 108 \times 4.5$ mm 接管部位搭接焊缝区域不存在工程裂纹或类裂纹的缺陷。

本项分析,在各个环节上都留有一定的安全系数,分析结果是偏于安全的。

参 考 文 献

- 1 德国 AD 压力容器规范. 中译本,197 页
- 2 Erigen A C. Stress distribution at two normally intersecting cylindrical shells subject to internal pressure. Welding Research Council Bulletin, 1969, (139)
- 3 Edmondson A J. Stress analysis of a radial nozzle attached to a cylindrical shell under internal pressure. Pressure Vessels and Piping Conference, 1974, 74-pvp-48
- 4 Steele A J. Stress analysis of nozzle in cylindrical vessels with external load. Journal of Pressure Vessel Technology, 1983, 105:191-200
- 5 Money H A. CEGB, Report RD/B/MT27
- 6 Decock J. 2nd Intern. Conf. on Pres. Ves. Techn. Part I, 1973:821-834
- 7 Lind N C. Pressure vessel and piping design and analysis, A Decade of Progress. 1967, 2:952-958
- 8 ASME 锅炉及压力容器规范. 第Ⅶ卷第 2 册,附录 4:以应力分析方法为基础的设计,1983
- 9 H. 库尔柏. 非正常热应力. 北京:科学出版社,1965:177-191

更 正

第 5 期第 283 页图 2 中的 163°应改为 16.3°,特此更正,并向作者及读者表示歉意。

— 编辑部 —

JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER

1994 Vol. 9 No. 6

CONTENTS

- (313) **The Numerical Simulation of Two Planar-Intersecting Jets in a Finite Space**.....Zhang Xuan, Xu Tongmu, Guo Hongsheng, Hui Shi'en (*Xi'an Jiaotong University*)

Through the use of a SIMPLE algorithm a numerical simulation has been conducted of the isothermal flow field of two planar-intersecting jets in a finite space. The difference scheme is of an involution one. The authors have calculated and analysed the included angle, the spacing between the two jets and the influence of a section sudden expansion ratio on the flow field and the convergence of the jets. The calculation results have been found to be qualitatively rational.

Key words: *planar-intersecting jets, isothermal flow, flow field simulation, mathematical model*

- (317) **An Experimental Investigation of the Flow Field in a Large-sized Boiler Furnace**.....Guo Hongsheng, Xu Tongmu, Hui Shi'en, Che Defu, Chen Tie (*Xi'an Jiaotong University*)

This paper presents the cold-state aerodynamic field simulation test results for a WG 300 MW boiler furnace. The test results have shown that the different dynamic pressure ratio of the primary air and secondary air, the feeding mode of the primary air and the layout format of the burners will all exercise a certain influence on the in-furnace aerodynamic field. The said results can be employed to guide the furnace design and operation of the home-made 300 MW boiler units and other tangentially fired boilers. **Key words:** *boiler, model, aerodynamic test*

- (324) **The Fatigue Life Analysis of the Drums of Three 65 t/h Boilers Installed in a Factory**.....Jiang Jialing, Lin Xinghua, et al. (*Zhejiang University*)

This paper deals with the low-cycle fatigue life analysis of the drums of three medium-pressure 65t/h boilers. **Key words:** *boiler drum, low-cycle fatigue, service life*

- (329) **A Fuzzy Pore Model for Pulverized Coal Particle Combustion**.....chen Hong, Sun Xuexin, et al. (*National Key Laboratory for Coal Combustion under the Central China Polytechnical University*)

I. W. Smith (*CSIRO Division of coal and Energy Technology, Australia*)

With the help of a mercury injection device the authors have studied the pore structure of 8 types of raw coals and their coking samples with different burn-out rates. It has been found that the pore volume of large holes constitutes the absolute majority of the coal pore volume while the pore area of small holes the absolute majority of coal pore area. Based on the test results and theoretical deduction the authors have come up with a new type of pore structure model, the so-called fuzzy pore model. The fuzzy large pores and fuzzy small pores control respectively the mass transfer and chemical combustion process in the pores. In this paper is given the control equation of coal particle combustion process and a numerical solution of the coal single particle internal combustion process. Also studied is the effect on coal coking reactivity of such