

间歇供汽工况下小型增压锅炉锅筒应力分析及疲劳寿命研究

李晨硕¹, 吴 穷¹, 刘凤杰¹, 曾庆鹏²

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:为了解决小型增压锅炉在间歇供汽过程中因径向温差和内部压力变化引起的疲劳损伤问题,通过间歇供汽工况的试验确定了锅筒的边界条件,采用 ANSYS Workbench 19.2 对间歇供汽工况下小型增压锅炉锅筒进行瞬态有限元分析,基于第四强度理论对锅筒危险区域进行疲劳寿命评估。结果表明:间歇供汽过程中锅筒的危险点始终在辐射区第2排第2根管孔边缘,最大应力强度为 91.222 MPa;单次间歇供汽工况下锅筒的疲劳损耗为 0.59×10^{-23} ;危险点所在的管孔处应力呈对称分布,沿管孔周向靠近烟气的部分应力值较大,靠近下降管的部分温度变化相对均匀,应力值较小。

关 键 词:数值模拟;瞬态分析;小型增压锅炉;锅筒;疲劳寿命

中图分类号:TK225 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.01.018

[引用本文格式]李晨硕,吴 穷,刘凤杰,等. 间歇供汽工况下小型增压锅炉锅筒应力分析及疲劳寿命研究[J]. 热能动力工程, 2023,38(1):147-155. LI Chen-shuo, WU Qiong, LIU Feng-jie, et al. Stress analysis and fatigue life study of small supercharged boiler drum under intermittent steam supply[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023,38(1):147-155.

Stress Analysis and Fatigue Life Study of Small Supercharged Boiler Drum under Intermittent Steam Supply

LI Chen-shuo¹, WU Qiong¹, LIU Feng-jie¹, ZENG Qing-peng²

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code:150078; 2. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code:150001)

Abstract: In order to solve the problem of fatigue damage caused by radial temperature difference and internal pressure change in the intermittent steam supply process of small supercharged boiler, the boundary condition of boiler drum was determined by the test of intermittent steam supply. ANSYS Workbench 19.2 was used to conduct transient finite element analysis of small supercharged boiler drum under intermittent steam supply condition, and fatigue life assessment of boiler drum hazardous area was carried out based on the fourth strength theory. The results show that in the intermittent steam supply process, the hazardous point of the drum is always at the edge of the second pipe hole in the second row in the radiation zone, and the maximum stress intensity is 91.222 MPa. The fatigue loss of the drum caused by a single intermittent steam supply process is calculated to be 0.59×10^{-23} . At the pipe hole where the hazardous point is located, the stress is symmetrically distributed. Along the circumferential direction of the pipe hole, the stress value near the flue gas is larger, while the temperature change near the descending pipe is relatively uniform and the stress value is smaller.

Key words: numerical simulation, transient analysis, small supercharged boiler, drum, fatigue life

引 言

增压锅炉与电站锅炉相比,具有较小的重量和尺寸,在可靠性、机动性等方面表现突出^[1]。锅筒作为增压锅炉内部主要承压部件,是进行汽水分离并输出高品质饱和蒸汽的核心场所^[2]。间歇供汽过程中,增压锅炉依次向两个蓄能器供汽,锅筒内压力变化显著,导致筒内循环应力幅升高,进而形成疲劳损伤^[3]。此外,锅筒内外壁及上下壁较大的温差也引发筒内循环应力幅升高,减少锅炉的使用寿命。因此,需要确定间歇供汽过程中锅筒的危险截面,评估其疲劳寿命。

赵铁成等人^[4]通过有限元方法求解出 300 MW 锅炉在内壁均匀升温至额定压力下的饱和温度、外壁绝热条件下的三维瞬态温度场,研究结果更接近实际情况,但采用了不考虑锅筒与管束连接方式的二维模型,结构相对简单。Talor 等人^[5]还将温度反推法应用于锅炉锅筒的瞬态温度场计算,考察该方法的适用性和精确性。Tao Hong 等人^[6]基于模块化方法建立了锅炉汽包内的汽水两相数学模型和不同功能区管束的数学模型,研究了某型锅炉的动态特性。邵亚西^[7]利用改良后的温度采集系统对启动和停炉工况下增压锅炉锅筒的温度场进行了试验研究,基于数值模拟法,采用 ANSYS 计算了锅筒的应力场。史良宵^[8]采用 ANSYS 软件,在冷态启动工况下模拟了三维汽包模型的温度场和应力场,依据 Miner 线性累积损伤原理,并基于 BS5500 设计疲劳曲线计算其疲劳寿命损耗。以往的研究分析了启动、停炉及变负荷等工况下增压锅炉锅筒温度和应力,广泛研究了疲劳寿命的评估方式^[9-11],但针对供汽工况的相关研究较少,且评估锅筒的疲劳寿命大多采用第三强度理论,该理论不包含第二主应力对结果的影响,导致计算结果保守。

针对上述问题,本文建立了增压锅炉锅筒 1:1 物理模型(通过间歇供汽工况的试验确定锅筒的边界条件),采用 ANSYS Workbench19.2 对小型增压锅炉锅筒进行有限元结构分析,基于第四强度理论对锅筒危险区域进行疲劳寿命评估,研究增压锅炉各运行工况对疲劳损伤度的影响及材料寿命余量,以为增压锅炉的设计与运行提供一定的参考。

1 模型构建

1.1 物理模型

在保留增压锅炉结构特性的前提下对模型进行简化:(1) 锅筒不同区域的实际受热条件不同,对其外壁进行分区并施加合理的边界条件;(2) 忽略封头对锅筒结构的影响,锅筒与管束之间胀接^[12];(3) 管束外伸出管板的长度与管外径的 2 倍相等^[13]。

简化后的小型增压锅炉有限元模型如图 1 所示。锅筒及管束的结构参数和材料如表 1 所示。不同温度下材料的物性见文献[1]。

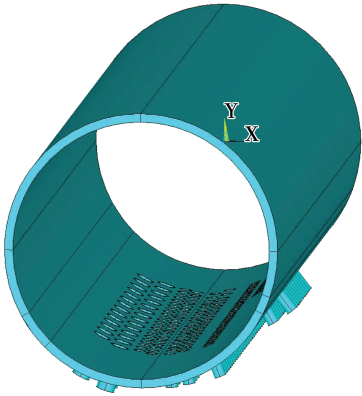


图 1 小型增压锅炉的有限元模型

Fig.1 Finite element model of small supercharged boiler

表 1 各部件结构参数和材料

Tab.1 Structural parameters and materials of each component

管束类型	数量	内径/mm	外径/mm	材料
水冷壁	90	32	38	20G
对流蒸发管束	51	32	38	20G
下降管	29	50	57	20G
锅筒	1	800	852	Q245R

1.2 数学模型

(1) 热传导

针对充放汽过程锅筒的换热情况,确定非稳态导热为锅筒结构的换热主要方式,可利用三维非稳态无内热源导热微分方程^[14]对锅筒温度场进行求解:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \tag{1}$$

式中: τ —时间, s; T —温度, K; ρ —固体材料密度,

kg/m^3 ; c —固体材料比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; λ —固体材料的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; z, r —锅筒的高度和半径, m ; φ —锅筒的角度, $(^\circ)$ 。

(2) 热应力

非稳态温度场中锅筒内外壁面的温差引起轴向和切向热应力^[15]:

$$\sigma_a = \sigma_t = \frac{\alpha_1 E \Delta T}{1 - \mu} \varphi \quad (2)$$

式中: α_1 —锅筒材料线性膨胀系数, 取 $10.93 \times 10^{-6} \text{K}^{-1}$; E —材料的弹性模量, GPa ; ΔT —最大内外壁温差, K ; μ —泊松比; φ —与内外径比有关的系数; σ_a —轴向热应力, MPa ; σ_t —切向热应力, MPa 。

(3) 机械应力

锅筒内压力为 p 时, 机械应力可根据梅拉公式求出^[15], 其中径向应力求解公式为(环向应力 σ_θ 和 σ_z 由轴向应力求解公式相同):

$$\sigma_r = \frac{p}{i^2 - 1} (1 + m) \quad (3)$$

式中: σ_r —径向应力, MPa ; i 和 m —与内、外径相关的系数。

(4) 疲劳寿命

在疲劳寿命分析流程中, 首先需要计算起始点和终止点的各当量应力分量。考虑到循环工况情况, 起始点与终止点分别为波峰和波谷时刻。基于 VonMises 应力准则, 构件的应力范围、当量结构应力范围及当量热应力范围为^[16-17]:

$$\Delta \sigma_{11} = (\sigma_{11} - \sigma_{11}^{\text{LT}})_m - (\sigma_{11} - \sigma_{11}^{\text{LT}})_n \quad (4)$$

$$(\Delta S_{p,k} - \Delta S_{\text{LT},k}) = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\Delta \sigma_{11} - \Delta \sigma_{22})^2 + (\Delta \sigma_{11} - \Delta \sigma_{33})^2 + (\Delta \sigma_{22} - \Delta \sigma_{33})^2 + 6(\Delta \sigma_{11}^2 + \Delta \sigma_{13}^2 + \Delta \sigma_{23}^2)^{0.5}] \quad (5)$$

局部热当量应力范围为:

$$\Delta S_{\text{LT},k} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\Delta \sigma_1^{\text{LT}} - \Delta \sigma_2^{\text{LT}})^2 + (\Delta \sigma_1^{\text{LT}} - \Delta \sigma_3^{\text{LT}})^2 + (\Delta \sigma_2^{\text{LT}} - \Delta \sigma_3^{\text{LT}})^2]^{0.5} \quad (6)$$

式中: $\Delta S_{p,k} - \Delta S_{\text{LT},k}$ —当量结构应力幅值; $\Delta S_{\text{LT},k}$ —当量热应力幅值; Δ_{ab} —在循环评估点的应力张量范围, MPa ; σ_{ab}^{LT} —在循环评估的位置和时间点由于局部热应力而产生的应力张量, MPa ; 角标 a, b 分别取 1, 2 和 3。

得到组件级别应力范围后, 进一步计算有效交

替当量应力范围:

$$S_{\text{alt},k} = \frac{K_f K_{e,k} (\Delta S_{p,k} - \Delta S_{\text{LT},k}) + K_{v,k} \Delta S_{\text{LT},k}}{2} \quad (7)$$

式中: $S_{\text{alt},k}$ —有效交替当量应力, MPa ; K_f —疲劳强度降低系数; $K_{e,k}$ —疲劳罚因子; $K_{v,k}$ —泊松修正系数。

采用式(9)~(11)计算允许循环次数^[18]:

$$M = \log \left[28.3 Q3 \left(\frac{S_a}{E_T} \right) \right] \quad (8)$$

$$N = \frac{38.1309 - 60.1705 M^2 + 25.0352 M^4}{1 + 1.80224 M^2 - 4.68904 N^4 + 2.26536 M^6} \quad (9)$$

$$Z = 10^N \quad (10)$$

式中: E_T —锅筒材料的弹性模量, MPa ; $Q3$ —常数, 取 10^3 ; Z —允许循环的次数; S_a —应力幅值, MPa ; N —指数, 用于计算允许的循环次数; M —应力幅值温度修正因子。

2 试验内容

本文设计了锅筒的壁温测定试验, 得到了锅筒的温度边界条件, 并用于验证数值模拟结果的准确性。锅筒内外壁的测温装置布置情况如图 2 所示。为了能够覆盖进行温度测量的区域, 在内壁设置 12 个温度测点, 在外壁设置 10 个温度测点, 外壁相邻测温点之间最小角度为 15° 。

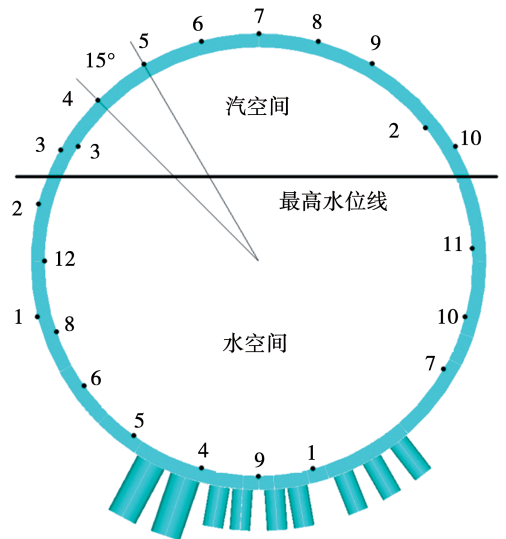


图 2 锅筒内外壁的测温装置布置示意图

Fig. 2 Layout diagram of temperature measuring device on inner and outer walls of drum

选用直径为 3 mm 的绝缘式 K 型铠装热电偶,电偶丝直径为 0.2 mm,测温范围为 $-4 \sim 375\text{ }^{\circ}\text{C}$,允许误差为 $\pm 1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,响应时间为 1.2 s。选择镍铬—镍硅导线做为补偿导线,采用高温金属修补剂来粘贴热电偶端头。粘贴后的热电偶实物如图 3 所示。采用图 4 引出装置将内壁粘贴的热电偶引出。引出装置如图 4 所示。

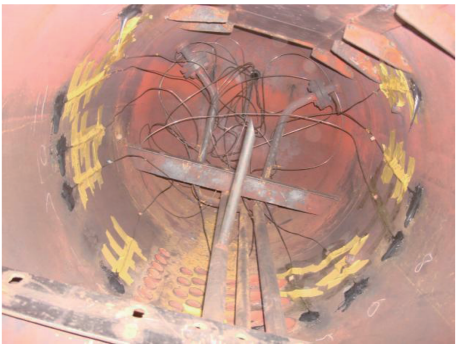


图 3 粘贴后的热电偶实物
Fig.3 Pasted thermocouple

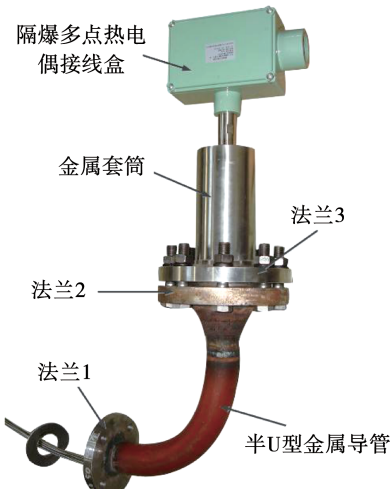


图 4 引出装置
Fig.4 Lead-out device

锅筒内外壁的热电偶通过镍铬—镍硅补偿导线引至控制室,并与基于 CAN 总线 EmCAN 协议的采集控制设备相连,该设备具有 K 型热电偶温度自补偿功能。采用设备自带的数据分析软件,可以得到热电偶测得的实时温度数据。

3 数值模型

3.1 网格无关性验证

考虑到管板区结构不连续易产生应力集中情

况,运用控制变量法进行网格无关性验证,结果如表 2 所示。由表 2 可知,管板的最大应力值随网格尺寸减小而增大,当网格尺寸在 3 ~ 5 mm 时管板的最大应力值增长幅度变小,为保证计算效率应控制网格数量,可以确定管板区域最适宜的网格尺寸为 4 mm。

表 2 网格无关性验证结果

Tab.2 Results of grid independence verification

网格尺寸/mm	管板最大应力/MPa	相对偏差/%
9	96	—
7.5	97	1.04
6	97.6	0.62
5	104.2	6.76
4	105	0.77
3.5	105.9	0.86

3.2 边界条件设置

增压锅炉向两个蓄能器供汽时涉及的主要部件如图 5 所示。先对 1 号蓄能器充汽,结束后开启旁通阀;间隔 N 秒后对 2 号蓄能器进行充汽,结束后开启旁通阀;间隔 N 秒后开始下一次循环充汽。在此过程中,锅筒外壁压力为 0.101 3 MPa,内壁压力近似为饱和温度对应的压力^[19]。

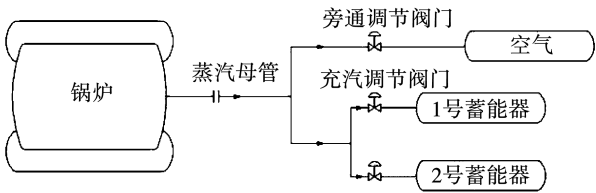


图 5 供汽过程主要组成部件示意图

Fig.5 Schematic diagram of main components
in the steam supply process

选取锅炉额定负荷运行时的供汽过程进行分析,该过程中锅筒压力变化情况如图 6 所示。供汽过程中供汽母管的压力相对平稳,但是在供汽开始和结束阶段,存在阀门切换动作。因为两个充汽阀门开度的特性不同,导致给两个蓄能器供汽时锅筒的压力下降幅度不同。并且在给 2 号蓄能器供汽的过程中,锅筒压力与筒壁温度的波动幅度要明显大于 1 号蓄能器^[19]。

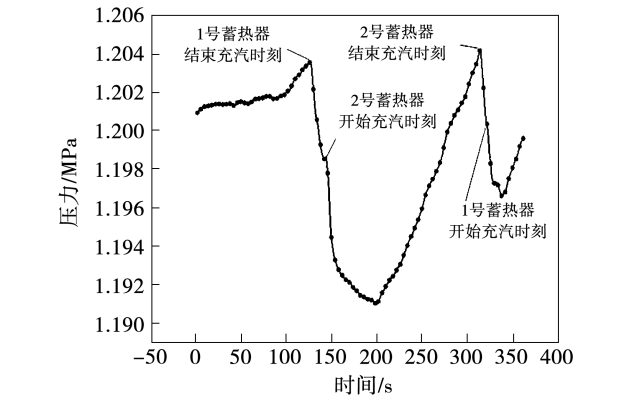


图 6 间歇供汽过程中锅筒压力变化曲线

Fig. 6 Pressure change curve of drum in the intermittent steam supply process

增压锅炉锅筒上连接大量的水冷壁、下降管和对流蒸发管束,管束经过一定的弯曲角度在锅筒附近汇聚成密排管束。锅筒的上部空间换热形式为壁面与饱和水蒸气的对流换热,下部空间换热形式为壁面与水的对流换热。与电站锅炉锅筒的区别在于:增压锅炉锅筒底部区域外壁所处环境相对复杂,左、右夹层区域受到风机进风的对流换热作用;处于炉膛中的锅筒外下壁面受到高温气体分子辐射换热作用;与炉墙接触部分覆盖耐火混凝土,通过壁面的

热流密度很小;处于蒸发对流换热区域的外壁面受到炉膛出口烟气的对流换热作用,但由于沿锅筒轴向只有部分布置有蒸发对流管束,剩余布置过热器和省煤器的区域覆盖了保温材料,烟气很难在接近锅筒外壁的区域流通,因此该区域内、外壁温近似相同。

根据以上分析对小型增压锅炉锅筒进行分区,如图 7 所示。锅筒不同区域的边界条件如表 3 所示^[8]。

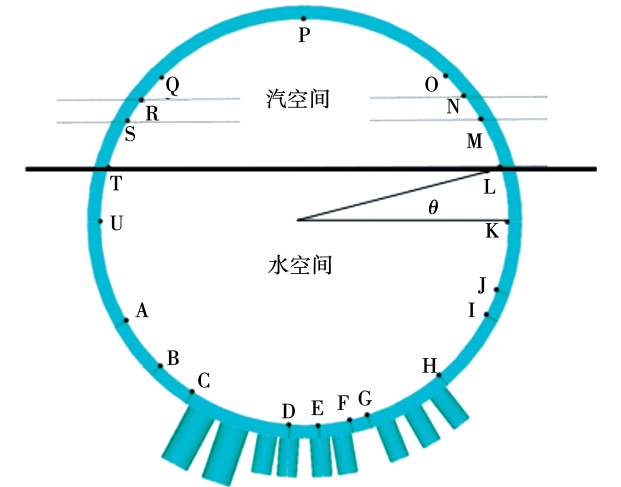


图 7 小型增压锅炉锅筒分区

Fig. 7 Partition diagram of small supercharged boiler drum

表 3 小型增压锅炉锅筒边界条件		
Tab. 3 Boundary conditions of small supercharged boiler drum		
区域	划分依据	边界条件
AB,IJ	左、右侧夹层区	$h = \frac{\lambda}{d}Nu_t = \frac{\lambda}{d} \frac{(f/8)(Re - 10000)Pr_t}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_t^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45}$
BC,FG,HI,JA	保温材料覆盖区	绝热
CF	炉膛辐射换热区	定壁温
GH	烟气对流换热区	$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = \frac{0.27\lambda (Gr \cdot Pr)^{1/4}}{l}, 10^5 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^{10}$

4 结果与分析

4.1 模型验证

间歇供汽过程中锅筒内气压变化较小,因此机械应力较小,总应力值受热应力影响较大。为保证总应力数值模拟结果的准确性,将数值模拟结果与本文设计的试验结果进行对比,如表 4 所示。相对

误差均小于 1%,说明一致性较好,因此数值模拟结果可靠。

4.2 间歇供汽过程中温度场分析

图 8 为间歇供汽过程 150 s 时刻锅筒的温度场。从图中可看出,锅筒水空间外壁面的温度变化比汽空间剧烈,内壁面汽、水空间温度变化趋势相似。

表 4 锅筒内、外壁汽水、空间温度场数值
模拟与试验结果对比

Tab.4 Comparison of numerical simulation and
experimental results of the temperature field of steam and
water space on the inner and outer walls of the drum

区域	时刻/s	实验结果/℃	数值模拟结果/℃	相对误差%
内壁汽 空间	80	193.81	193.85	0.02
	125	193.88	193.90	0.01
	200	193.52	193.54	0.01
	310	193.92	193.93	0.01
	360	193.67	193.67	0
内壁水 空间	80	194.01	194.01	0
	125	194.04	193.98	0.03
	200	193.79	193.62	0.09
	310	193.93	193.9	0.02
	360	193.92	193.85	0.04
外壁汽 空间	80	192.17	191.92	0.39
	125	192.26	192.00	0.14
	200	192.14	191.9	0.13
	310	192.26	191.92	0.18
	360	192.18	191.85	0.17
外壁水 空间	80	193.25	192.44	0.42
	125	193.28	191.98	0.67
	200	193.13	192.43	0.36
	310	193.19	192.38	0.42
	360	193.17	192.45	0.37

为深入分析温度变化情况,分别选取图 8 所示
锅筒的内、外壁面汽、水空间的温度测点得到其温度
随时间变化的曲线,如图 9 所示。

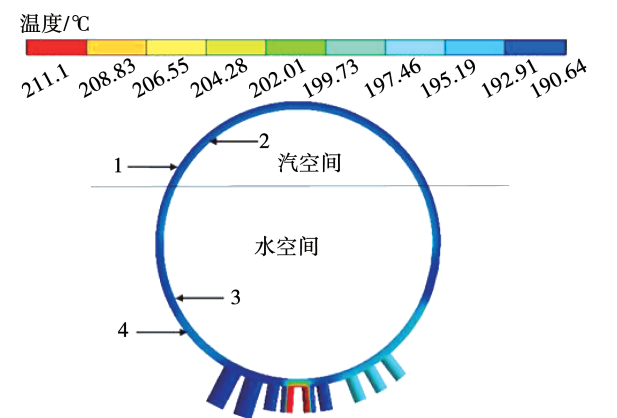


图 8 间歇供汽过程 150 s 时刻锅筒的温度场
Fig.8 Temperature field of drum at 150 s moment
in the intermittent steam supply process

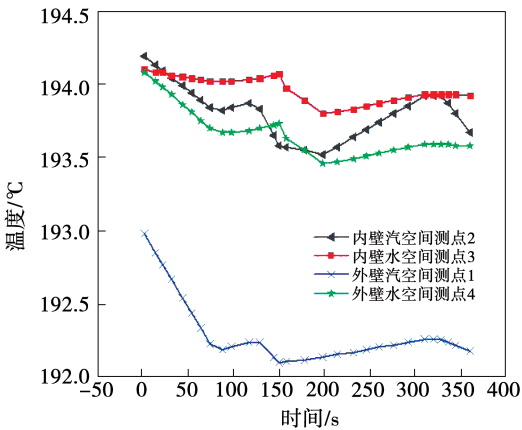


图 9 锅筒的内、外壁汽、水空间的温度变化
Fig.9 Temperature change of steam and water space
on the inner and outer walls of the drum

由图 9 可知,4 个区域的温度均随时间发生一
定幅度的波动,但变化规律并不相同。锅筒内壁汽、
水空间温度曲线的波动次数较少,曲线的峰谷值与
压力曲线的拐点一一对应,这反映出供汽过程中各
项操作对于锅筒壁温的影响:在 80 s 时,充汽阀开
度最小,汽水空间压力值均到达低点,两条温度曲线
几乎同时达到谷值;125 s 时,汽空间温度与压力首
先达到峰值,此时结束第 1 次对 1 号蓄能器的充汽;
随后 150 s 时,水空间温度与压力到达高点,此时开
启第 1 次对 2 号蓄能器的充汽;310 s 时,汽空间温
度与压力再次达到高点,此时完成第 1 次对 2 号蓄
能器的充汽;330 s 时,开始第 2 次对 1 号蓄能器
充汽。

4.3 间歇供汽过程中应力场分析

间歇供汽工况最终时刻的数值模拟结果,第
360 s 管板总应力场分布如图 10(a) 所示。观察管
板的应力云图发现,辐射区结果值最高,且危险点位
于第 2 排第 2 根管孔边缘。原因是辐射区直接受到
炉膛火焰的辐射,该区域锅筒的周向与径向温差比
其他区域大。间歇供汽过程中压力波动相对温度变
化较小,各区域机械应力值相差不大。因此,以热应
力为主导的总应力值在辐射区处于较高水平。由
图 10(b) 可知,管子和管板连接处材料的应力水平
高于附近区域,呈现以危险点为中心,向外部辐射的
趋势。

间歇供汽过程中危险点的应力强度随时间变化

的情况如表 5 所示。由表 5 可知,间歇供汽过程中危险点的位置并未发生变化,危险点最大应力强度为 91.22 MPa。

较小。

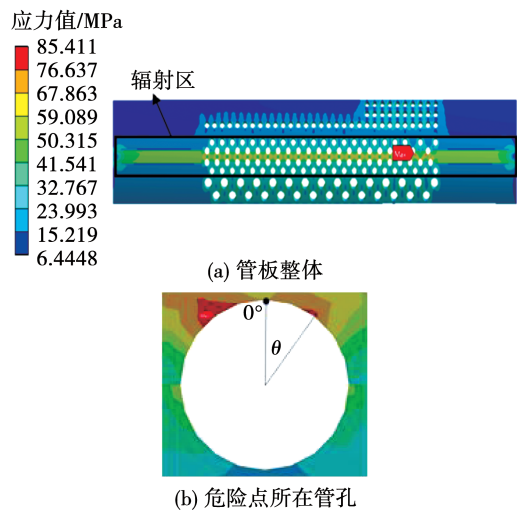


图 10 第 360 s 管板总应力场分布

Fig. 10 Distribution of total stress field of pipe sheet at 360 s moment

表 5 间歇供汽过程中应力强度随时间的变化
Tab.5 Change of stress intensity with time in the intermittent steam supply process

时刻/s	应力强度/MPa
2	91.22
80	83.76
125	84.20
150	85.62
200	87.84
310	84.26
330	84.17
360	85.41

图 11 为应力沿危险管孔周向的变化趋势。由图 11 可知,应力呈对称分布。沿图 10(b)的顺时针方向: $\theta = 315^\circ$ 处为危险点, $\theta = 45^\circ$ 处的应力值较其略小; $\theta = 135^\circ$ 和 $\theta = 225^\circ$ 处的应力值相差很小,但远小于 $\theta = 45^\circ$ 处。以上结果是辐射区结构特点导致的,因其位于下降管区和烟气对流换热区之间,将图 10(b)所示的管孔以水平轴线分为上、下两部分:上半部分靠近烟气对流区,温度较高,热应力较大;下半部分靠近下降管区,温度变化相对均匀,热应力

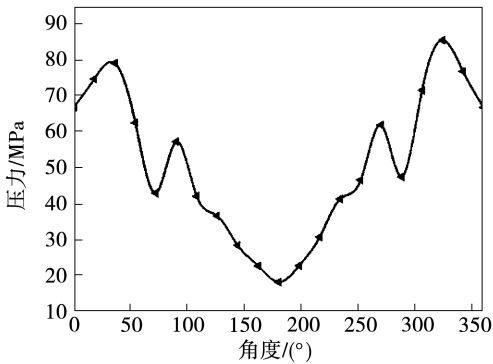


图 11 危险点所在管孔周向应力分布

Fig. 11 Circumferential stress distribution of pipe hole at hazardous point

4.4 间歇供汽过程中锅筒疲劳寿命分析

当量总应力幅值是直接影响疲劳寿命和许用循环次数的重要参数,其数值取决于峰谷条件下危险点的应力状态,而应力状态与边界的热载荷和机械载荷密切相关。因此,根据疲劳寿命预测数学模型,分别计算了疲劳循环产生的当量热应力和当量结构应力交变范围,最终得到锅筒当量总应力幅值云图,如图 12 所示。结合试验数据分析结果可知(表 4 试验温度结果),由于该型锅炉在间歇供汽工况下温度、压力波动较小,导致整体当量总应力幅值较小,约为 2.61 MPa。

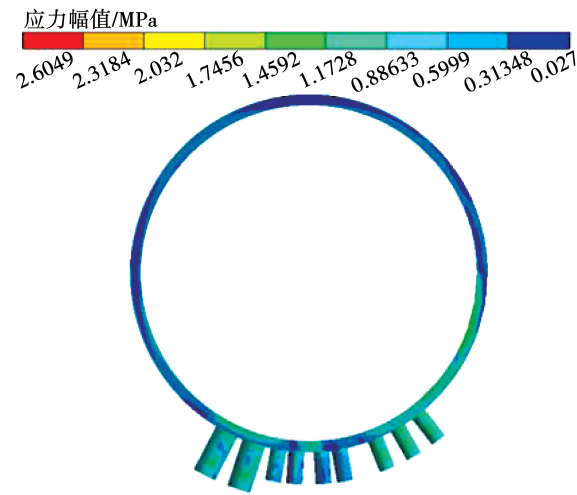


图 12 间歇供汽过程锅筒的当量总应力幅值云图

Fig. 12 Cloud chart of equivalent total stress amplitude of drum in the intermittent steam supply process

基于第四强度理论,评估锅筒危险区的疲劳寿命,取工况循环 1 次,间歇供汽工况下的疲劳寿命如表 6 所示。结果显示,增压锅炉单次间歇供汽造成的疲劳寿命损耗约为 0.59×10^{-23} 。

表 6 间歇供汽工况下的疲劳寿命

Tab.6 Fatigue life under the intermittent steam supply condition

参数	数值
当量应力幅值/MPa	2.61
单次间歇供汽时间/min	6
允许循环次数	1.71×10^{23}
疲劳损耗	0.59×10^{-23}

5 结 论

通过增压锅炉的间歇供汽工况试验,确定了锅筒的边界条件,对其进行三维数值模拟,结论如下:

- (1) 间歇供汽过程中锅筒的危险点始终在辐射区第 2 排第 2 根管孔边缘,危险点位置未发生变化;
- (2) 因锅筒壁温差产生的热应力是间歇供汽过程中总应力的主要影响因素,危险点的最大应力强度为 91.22 MPa;
- (3) 在本文研究范围内,增压锅炉锅筒一次间歇供汽过程的疲劳损耗 0.59×10^{-23} 。
- (4) 沿顺时针方向提取危险点所在管孔的周向应力,应力值沿垂直于锅筒轴向呈对称分布;沿锅筒轴向将管孔分为两部分,靠近烟气侧的部分应力值较大,靠近下降管侧的部分温度变化相对均匀,应力值较小。

参考文献:

[1] MING Ping-jian, JIANG Ren-qiu, LI Yan-jun, et al. Research on marine boiler's pressurized combustion and heat transfer[J]. Journal of Thermal Science, 2005, 14(1): 77-80.

[2] 徐伟祎. 增压锅炉启动及汽压波动过程锅筒疲劳特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2017.

XU Wei-yi. Research on the fatigue characteristics of boiler barrel during the startup of supercharged boiler and steam pressure fluctuation[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2017.

[3] 陈 丰. 基于导热正反问题耦合解法的汽包疲劳寿命分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2015.

CHEN Feng. Analysis of drum fatigue life based on the coupling solution of positive and negative heat conduction problems[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2015.

[4] 赵铁成, 沈月芬, 朱国桢, 等. 电站锅炉锅筒温度场计算 - 三维非稳态变物性材料不均匀导热问题有限元分析[J]. 中国电机工程学报, 1997, 17(4): 217-220.

ZHAO Tie-cheng, SHEN Yue-fen, ZHU Guo-zhen, et al. Calculation of boiler barrel temperature field for power station boiler-finite element analysis of non-uniform thermal conductivity of three-dimensional unsteady variable material [J]. Proceedings of the CSSE, 1997, 17(4): 217-220.

[5] TALOR J, WEGLOWSKI B, ZINA W, et al. Analysis of thermal stresses in a boiler drum during start-up[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1999, 121(1): 84-93.

[6] TAO Hong, HE Ni, CHENG Gang. Full-scale mathematical model and simulation of marine natural recirculation drum-boiler[J]. Procedia Engineering, 2012, 31: 834-843.

[7] 邵亚西. 增压锅炉锅筒应力及疲劳寿命研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.

SHAO Ya-xi. Study on the stress and fatigue life of boiler barrel of pressurized boiler[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2015.

[8] 史良宵. 增压锅炉汽包瞬态温度场与应力场分析及在线监测[D]. 北京: 华北电力大学, 2016.

SHI Liang-xiao. Analysis and online monitoring of transient temperature field and stress field of drum of supercharged boiler[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2016.

[9] ZHENG Xin-wei, LI Zheng, CHEN Xiu-hui, et al. Stress problems at the steam drum fatigue checking point of a supercharged boiler [C]//Singapore: Proceedings of the International Conference on Manufacturing Science and Technology (ICMST 2011), 2011.

[10] ZHENG Xin-wei, WANG Zhi-yu, CHEN Zi-gang, et al. Feasibility for the application of the temperature difference computing method based on the simplified solution of the radial temperature for a boiler steam drum wall to a supercharged boiler[C]//Singapore: Proceedings of the International Conference on Manufacturing Science and Technology (ICMST 2011), 2011.

[11] LI Zhong-gen, ZHOU Guo-yi. Numerical simulation of three-dimensional temperature distribution in the supercharged boiler furnace[C]//Guang zhou: International Conference on Mechatronics and Materials Processing (ICMMP 2011), 2011.

[12] ZHENG Xin-wei, HU Xue-cong, WANG Zhi-yu, et al. Research

on the connection type between evaporating tube bundle and a steam drum shell on a natural circulation marine supercharged boiler[C]//Guang zhou:International Conference on Advanced Nano-Technology and Biomedical Material (ANTBM),2014.

[13] 徐秉业,刘信声.应用弹塑性力学[M].北京:清华大学出版社,2003.

XU Bing-ye, LIU Xin-sheng. Applied elastoplastic mechanics [M]. Beijing:Tsinghua University Press,2003.

[14] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,2006.

YANG Shi-ming, TAO Wen-quan. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press,2006.

[15] 赵在理.压力容器的结构分析与安全评估研究[D].武汉:武汉理工大学,2006.

ZHAO Zai-li. Structural analysis and safety assessment of pressure vessels[D]. Wuhan:Wuhan University of Technology,2006.

[16] ASME BPVC. VIII. 2 – 2017. ASME boiler and pressure vessel code, section VIII; rules for construction of presure vessels, division 2-alternative rules[S].

[17] ZENG Qing-peng, LI Yan-jun, SHI Jian-xin, et al. Fatigue life analysis of supercharged boiler based on the design by analysis method[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2020,188;2 – 10.

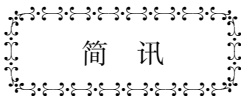
[18] 陆明万,寿比南,杨国义.疲劳分析中变幅载荷的循环计数方法[J].压力容器,2012,29(11):25 – 29.

LU Ming-wan, SHOU Bi-nan, YANG Guo-yi. Cycle counting method of variable amplitude load in fatigue analysis[J]. Pressure Vessel,2012,29(11):25 – 29.

[19] 张晓宇,李彦军,张国磊,等.交替充汽方式下双蒸汽蓄热器系统动态特性仿真[J].化工学报,2016,67(S2):223 – 230.

ZHANG Xiao-yu, LI Yan-jun, ZHANG Guo-lei, et al. Dynamic characteristics simulation of double steam accumulators system under alternate steam charging ways[J]. CIESC Journal,2016, 67(S2):223 – 230.

(刘颖编辑)



罗尔斯·罗伊斯公司宣布 UltraFan 技术演示机即将进入测试阶段

近日,据罗尔斯·罗伊斯公司(Rolls-Royce)官网宣布,UltraFan 技术演示机已经建造完成并进入测试准备阶段。UltraFan 技术演示机测试计划得到英国航空航天技术研究所、Innovate UK 项目、欧盟清洁天空计划、德国联邦航空研究计划(LuFo)和德国勃兰登堡州的支持。

UltraFan 技术演示机将在 2023 年初完成首次测试,使用的燃料为 100% 可持续航空燃料(SAF)。Ultra-Fan 技术演示机的风扇直径为 3.556 m,与第一代 Trent 发动机相比,其燃油效率提高了 25%。全新的发动机设计与一系列技术相结合,提供多种可持续发展解决方案,将支持净零排放的航空旅程。在短期内,可以选择将 UltraFan 开发项目的技术转移到当前的 Trent 发动机上,以提高燃油效率并减少排放。从长远来看,UltraFan 的可扩展技术(推力在 11.34 ~ 49.89 吨之间)有望进一步提高窄体和宽体飞机的燃油效率,最高可增加 10%。

UltraFan 技术演示机已从建造车间运到英国德比的 Testbed 80 测试平台上,即将安装完成以备测试。Testbed 80 是世界上最大、最智能的测试平台,是为适应 UltraFan 技术演示机的尺寸和技术复杂性而专门设计制造的。该测试平台于 2020 年投入使用,已经完成了数小时的发动机试验。

(孙嘉忆摘译自 <https://www.rolls-royce.com>)