

文章编号:1007-6735(2012)04-0404-05

复杂载荷作用下带夹套管箱的 静强度和疲劳强度分析

苏文献, 马媛情, 刘海刚
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 应用有限元分析软件 ANSYS, 建立换热器上管箱及其夹套、保温层的结构分析模型. 根据该换热器的操作工况, 施加温度、压力载荷, 进行分析, 获得复杂载荷下的设备应力, 并按照应力分析标准 JB4732 进行了强度和疲劳评定, 以确保该设备静强度及寿命均满足要求.

关键词: 有限元分析; 管箱; 热应力

中图分类号: TQ 051 **文献标志码:** A

Static and Fatigue Strength Analysis for Channel with Jacket under Complex Loads

SU Wen-xian, MA Yuan-qing, LIU Hai-gang
(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The structural analysis model of the up channel with jacket and insulation was established based on the finite element analysis software ANSYS. According to the operation conditions, the temperature and pressure were loaded to obtain the stress in the equipment. The stress intensity and fatigue life were assessed respectively to ensure that the equipment meets the requirements of static strength and fatigue life referring to the standard JB4732.

Key words: *finite element analysis; channel; thermal stress*

某排放气冷却器采用带有夹套的管箱结构, 管箱夹套中的冷却水完成冷却后, 再进入壳程. 操作工况下, 工作温度和工作压力随时间而变化(夹套的工况和壳程一样). 本文运用有限元分析软件 ANSYS 模拟管箱的实际结构, 施加管箱的实际载荷和边界条件. 根据设计参数, 排放气冷却器的上管箱在操作工况下是最危险的. 在设计寿命期内, 温度和压力波动共计循环 40 000 次, 按文献[1]中第 3.10 条的规

定无法免除疲劳分析. 因此, 采用有限元法对其进行了操作工况下结构应力强度和疲劳分析.

1 结构分析和力学模型

根据文献[2], 管箱接管与夹套的连接形式可以有 3 种: a. 全封闭结构. 该结构简单、传热充分, 但对焊接质量和开孔精度要求较高, 不容易发现接管与管箱筒体连接处的泄漏, 且由于筒体接管和夹套的

材料不同,在温差载荷作用下,在其连接处容易产生较大的热应力,不适合温度波动的设备;b. 套管结构. 制造方便,便于焊缝检查,套管与夹套筒体间采用全焊透角焊缝,焊缝不连续,有形状突变,套管与夹套筒体接触区域应力较大,不适合需要考虑疲劳的设备;c. 采用翻边结构形式. 该结构克服了前两种结构的不足,虽制造难度有所提高,但受力情况较好,应力较小,适合于需要做疲劳分析的设备. 其具体连接形式见图 1,这里采用第三种结构.

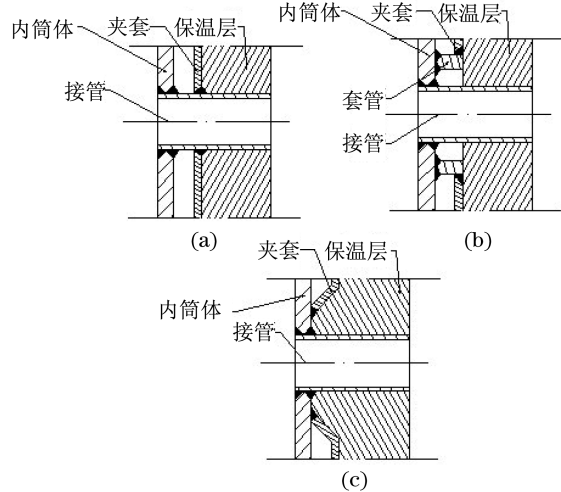


图 1 夹套与箱体的连接形式

Fig.1 Connection forms of jacket and channel

换热器管箱的设计相关参数及主要几何尺寸见表 1,管箱结构见图 2,温度 T 、压力 p 循环波动示意图见图 3. 各部件材料特性如表 2、表 3(见下页)所示.

表 1 相关设计参数及主要几何尺寸

Tab.1 Base design data

参数名称	壳程和夹套	管程
工作压力/MPa	0~0.6	-0.1
操作温度/℃	7.8~170	31.4~170
压力波动范围/MPa	0~0.4/0~0.6	-0.1
温度波动范围/℃	7.8~170	31.4~170
壳体、封头材料	Q345R	06Cr19Ni10
接管材料	20/16Mn	0Cr18Ni9
管法兰材料	16Mn	0Cr18Ni9
设计寿命/次	40 000	40 000

1.1 考虑载荷和工况

排放气冷却器上管箱操作时受到管程压力、夹套压力和温度载荷等的作用^[3]. 本文只考虑操作工况下应力组合较大的最危险的两种工况:a. 壳程操作内压为 0.4 MPa,介质温度 7.8℃,管程操作压力为 -0.1 MPa,介质温度 31.4℃;b. 壳程操作内压 0.6 MPa,介质温度 170℃,管程操作压力为 -0.1 MPa,介质温度 170℃.

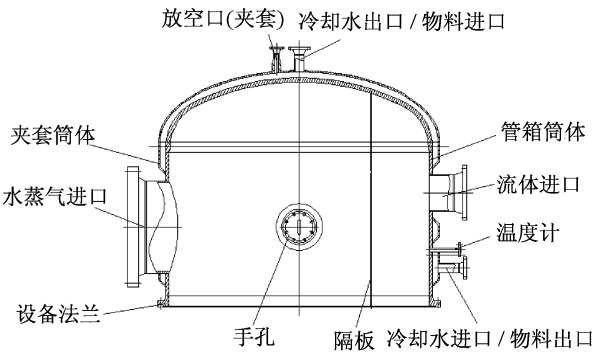


图 2 管箱结构简图

Fig.2 Structure of channel

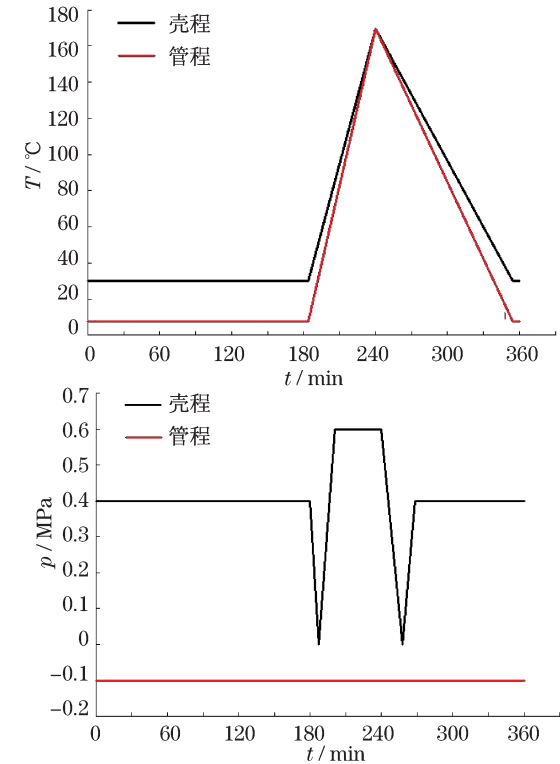


图 3 正常工作时温度和压力波动示意图

Fig.3 Temperature and pressure through exchanging cycle

表 2 各部件材料在不同温度下的有关性能

Tab.2 Material properties at different temperatures

材料性能	$T/^\circ\text{C}$	06Cr19Ni10/0Cr18Ni9 锻件/0Cr18Ni9 管	Q345R
钢板许用应力 S_m/MPa	7.8	137	196
	31.4	133.7	196
	170	100.2	190.8
弹性模量 $E/1\ 000\ \text{MPa}$	7.8	195	206
	31.4	194.43	205.57
	170	185.8	198.4
泊松比		0.3	

表 3 各部件材料在不同工况下的有关性能
Tab.3 Material properties at different cases

材料名称	导热系数 $\lambda /$ ($\text{W} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	线膨胀系数 $\epsilon / \times 10^{-6} \text{mm/mm} \cdot ^\circ\text{C}$		对流传热系数 $k / \times 10^{-6} \text{W/mm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	
		工况 1	工况 2	工况 1	工况 2
0Cr18Ni9	16.7×10^{-3}	16.46	17.14	50	50
Q345R	56.7×10^{-3}	10.82	12.03	400	5 000
保温层	5.6×10^{-5}			10.8	10.8

1.2 计算模型的建立及有限网格的划分

根据管箱的结构和载荷无对称的特点,计算模型取全模型,采用有效厚度建模,其部件包括保温层、夹套、内筒体、隔板和接管,如图 4 所示. 位移边界条件,约束法兰下端面垫片压紧力作用中心圆上所有节点的环向位移和轴向位移^[4-5].

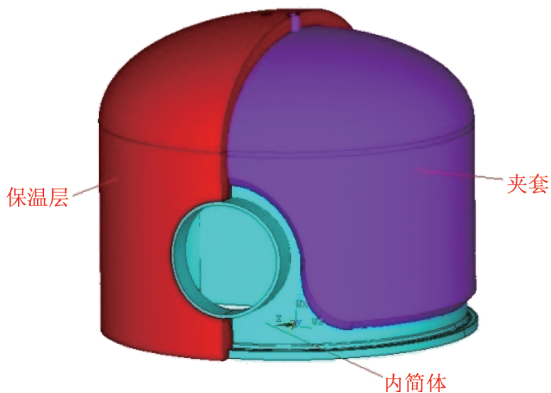


图 4 管箱结构实体模型
Fig.4 Solid model of channel

2 结构静强度分析

2.1 载荷分析

重力载荷对换热器管箱的应力影响较小,忽略不计,只考虑管程压力、夹套压力和温度载荷(通过三维有限元分析,求得)^[6-8].

2.2 结构分析的边界条件

结构分析时的计算模型由结构温度场分析模型直接转换成结构强度分析模型^[7];约束法兰下端面垫片压紧力作用中心圆上所有节点的环向位移和轴向位移.接管端面施加轴向平衡面载荷计算式^[9]为

$$p_{et} = - \frac{p \pi d_i^2 / 4}{\pi (d_o^2 - d_i^2) / 4} = - \frac{p d_i^2}{d_o^2 - d_i^2} \quad (1)$$

式中, d_i 、 d_o 为接管的内径和外径,mm. 设备法兰上的螺栓载荷计算式^[9]为

$$p_b = F / [\pi (R_o^2 - R_i^2)] \quad (2)$$

式中, F 为在操作工况下的螺栓载荷,N; R_o 为法兰上各螺栓组成圆的外半径,即螺栓所在中心圆的半径与螺栓半径之和,mm; R_i 为法兰上各螺栓组成

圆的内半径,即螺栓所在中心圆的半径与螺栓半径之差,mm.

2.3 结构有限元分析

工况 1 壳程、夹套:0.4 MPa,7.8 °C ;管程:-0.1 MPa,31.4 °C

壳程内壁受壳程压力 0.40 MPa,管程内施加外压 -0.1 MPa,作用在螺栓内外径所围成的圆环面上的当量压力 26.35 MPa,接管端面分别施加相应的轴向平衡面载荷,大接管上施加接管力 $F_x = -26\,604\text{ N}$ 、 $F_y = 115\,936\text{ N}$ 、 $F_z = -71\,646\text{ N}$ 、力矩 $M_x = -711\,038\text{ MN} \cdot \text{m}$ 、 $M_y = 187\,821\text{ MN} \cdot \text{m}$ 、 $M_z = -39\,906\text{ MN} \cdot \text{m}$. 通过三维有限元应力分析求得工况 1 的管箱应力分布,其最大应力点在筒体与大接管连接处,为 339.374 MPa,其应力线性化路径如图 5 所示.

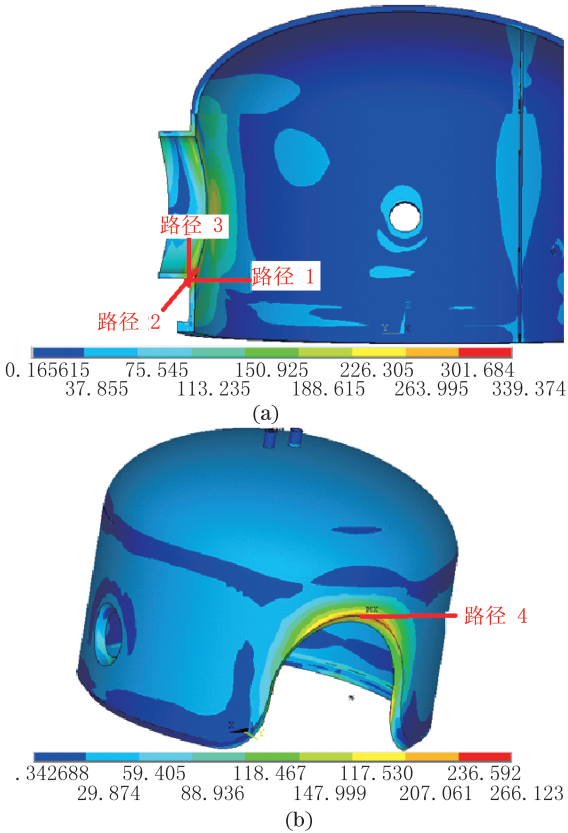


图 5 应力线性化路径选取示意图
Fig.5 Defined paths for linearized stress

工况2 壳程、夹套:0.6 MPa, 170 °C; 管程: -0.1 MPa, 170 °C.

工况2中管箱夹套内壁受压0.60 MPa, 管程内施加外压-0.1 MPa, 作用在螺栓内外径所围成的圆环面上的当量压力26.35 MPa, 接管端面分别施加相应的轴向平衡面载荷, 大接管上施加接管力 $F_X = -26\ 604\text{ N}$ 、 $F_Y = 115\ 936\text{ N}$ 、 $F_Z = -71\ 646\text{ N}$ 、 $M_X = -711\ 038\text{ MN} \cdot \text{m}$ 、 $M_Y = 187\ 821\text{ MN} \cdot \text{m}$ 、 $M_Z = -39\ 906\text{ MN} \cdot \text{m}$. 通过三维有限元应力分析求得工况2的管箱应力分布, 其最大应力点在筒体与大接管连接处, 为356.624 MPa, 其应力线性化路径如图6所示.

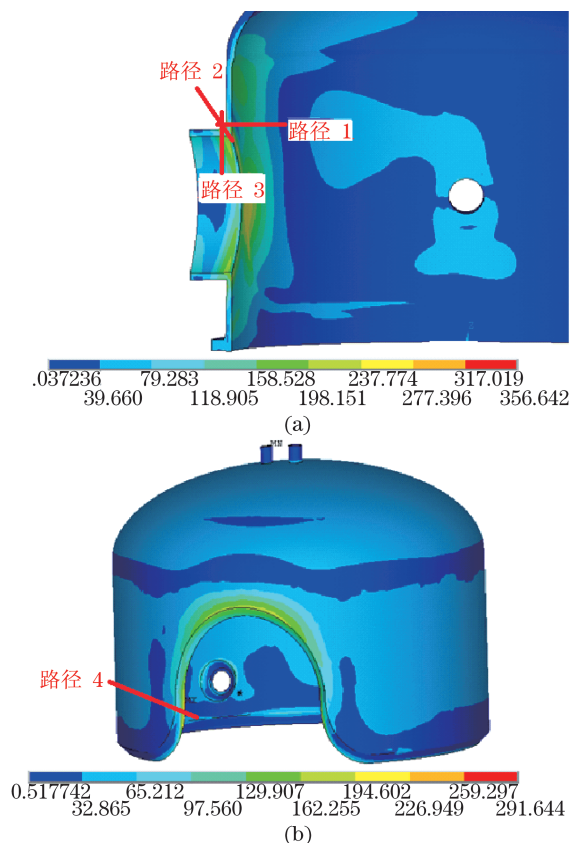


图6 应力线性化路径选取示意图

Fig.6 Defined paths for linearized stress

3 应力分类和强度评定

通过对操作工况下两种不同工况的计算分析, 并对两种工况的不同部位进行应力评定. 根据文献[2], 对上面的模型进行强度评定, 这里重点评定在操作工况下的一次应力加二次应力的应力强度. 两种工况下, 载荷组合系数 $K = 1$, 一次应力加二次应力强度许用极限为 $3 K S_m$. 工况1条件下, 按路径

1、路径2、路径3、路径4评定的应力强度值分别为314.4, 266.4, 289.5, 263.5 MPa, 均小于许用极限401.1 MPa; 同理工况2条件下, 按路径评定的应力强度值均小于许用极限, 结果表明结构静强度满足要求.

4 疲劳强度分析

疲劳强度是在操作工况及温差应力作用下进行评定的, 是以应力幅值为依据. 得到了应力范围. 应力范围 S 的一半, 即为应力强度幅值 S_{alt} , 然后按常温下的弹性模量和设计温度下的弹性模量的比值乘上应力强度幅值进行修正, 得到修正后的应力幅值 S_a . 用修正后的应力幅值, 查相应疲劳曲线, 查出许用的疲劳次数 N . 然后计算累积使用系数 U , 如果累积使用系数小于1, 则疲劳分析通过; 如果不满足, 修改结构, 重新计算, 直到满足要求为止[2].

从温度波动曲线图中可以看出, 一个周期内壳程的温度存在1个循环, 即7.8~170 °C, 管程的温度存在1个循环, 即31.4~170 °C. 这里, 为了便于分析, 将壳程、管程的温度循环简化为0~170 °C, 结果是偏于安全的.

从压力波动曲线图中可以看出, 一个周期中壳程的压力存在2个循环, 即0~0.4 MPa 和 0~0.6 MPa.

分析考虑: a. 温度在0~170 °C 和压力在0~0.6 MPa 循环. b. 仅仅压力在0~0.4 MPa 循环. 其循环次数各为40 000次. 查相应疲劳曲线, 分别得到两种循环下许用的疲劳次数, 求出各自循环的使用系数 U_i ($i = 1, 2$), 然后计算累积使用系数, 进行分析.

应力波动的上限从分析中可以得出, 而应力波动的下限很难确切求取, 现将下限取0, 其结果是偏于安全的. 由于上管箱是由碳钢和不锈钢组成的, 分别求出碳钢和不锈钢的应力波动范围, 对碳钢和不锈钢分别进行疲劳评定. 温度在0~170 °C 和压力在0~0.6 MPa 下循环时的应力分布云图见图7(见下页), 压力在0~0.4 MPa 循环时的应力云图见图8(见下页), 评定结果见表4(见下页).

5 结论

对操作工况下管箱两种不同工况进行了有限元分析、强度和疲劳评定, 评定结果表明管箱及与管箱连接部位应力满足强度要求.

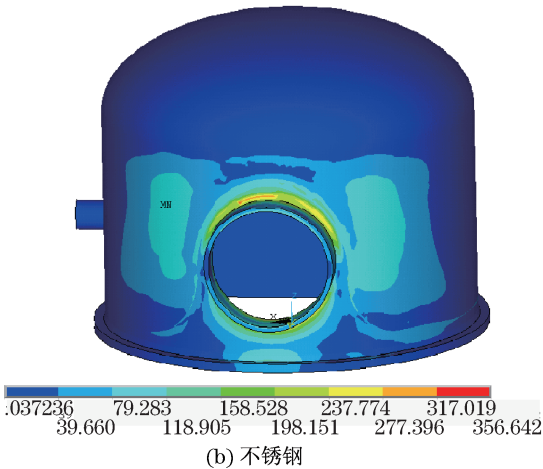
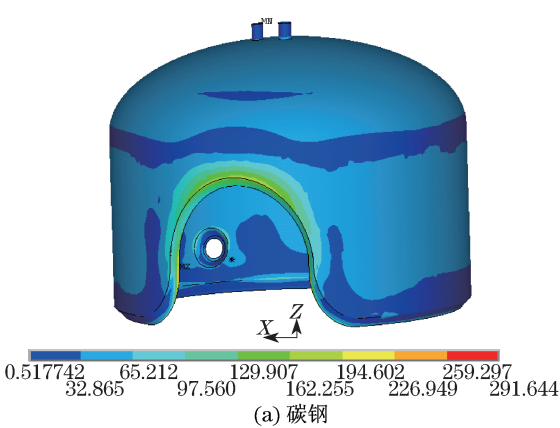


图 7 温度在 0~170℃ 和压力在 0~0.6 MPa 循环时的应力云图
Fig.7 Result of stress analysis temperature cycle 0~170℃ and pressure cycle 0~0.6 MPa

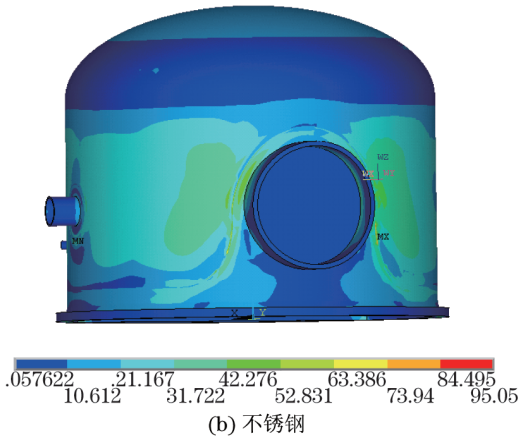
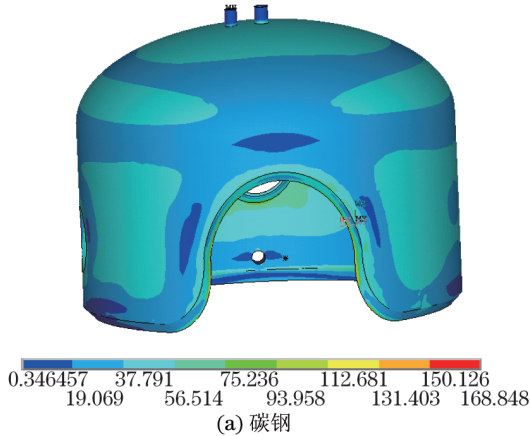


图 8 压力在 0~0.4 MPa 循环时的应力云图
Fig.8 Result of stress analysis pressure cycle 0~0.4 MPa

表 4 疲劳评定
Tab.4 Result of fatigue assessment

材料	$T/^\circ\text{C}$	p/MPa	S/MPa	$S_{\text{alt}}/\text{MPa}$	S_a/MPa	$N/\text{次}$	U_i	$U = U_1 + U_2$	评定结果
碳钢	0~170	0~0.6	291.644	145.822	154.35	7×10^4	0.571 4	0.615 8<1	通过
	31.4	0~0.4	168.848	84.424	86.23	9×10^5	0.044 4		
不锈钢	0~170	0~0.6	356.642	178.321	191.95	1.1×10^6	0.036 36	0.036 360 4<1	通过
	7.8	0~0.4	95.050	47.525	48.894	1×10^{11}	4×10^{-7}		

参考文献:

[1] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. JB 4732—1995, 钢制压力容器—分析设计标准[S]. 北京: 新华出版社, 2007.

[2] 中华人民共和国化学工业部. HG—T20569—94, 机械搅拌设备[S]. 北京: 新华出版社, 1995.

[3] 国家质量技术监督局. GB 151—1999, 管壳式换热器[S]. 北京: 中国标准出版社, 1999.

[4] 黄金国, 李永泰. 合成回路蒸汽发生器的有限元分析[J]. 压力容器, 2008, 25(3): 27—33.

[5] 宋开明. 方形管箱应力分析与强度校核[J]. 化工装备技术, 2008, 29(6): 37—39.

[6] 刘巨保, 吴玲, 武晨. 急冷锅炉温度分析、应力分析及强度评定[J]. 压力容器, 2008, 25(7): 46—49.

[7] 马文勇, 梁基照. 高温高压作用下反应器壳体强度的有限元分析[J]. 化工机械, 2010, 37(4): 447—449.

[8] 谢志刚, 陈小芹, 谭志洪. 考虑温度影响的平盖加筋封头结构应力强度分析[J]. 化工装备技术, 2007, 28(6): 22—26.

[9] 全国压力容器标准化技术委员会. GB 150—1998, 钢制压力容器[S]. 北京: 中国标准出版社, 1998.