

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.02.010

基于欧美压力容器规范的开孔接管结构 疲劳寿命研究

苏文献¹, 朱国梁¹, 周飞鸽²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海齐耀动力技术有限公司, 上海 201203)

摘 要:针对金属结构失效中,超过80%都是由疲劳引起的现象,以压力容器中的开孔接管结构为例,用ANSYS软件对其进行弹性和弹-塑性分析。根据有限元分析结果,分别采用ASME VIII-2规范和EN 13445规范中的方法进行疲劳评定。比较各种疲劳设计方法得到的许用循环次数与试验寿命,讨论异同和适用性。结果表明:规范中的疲劳评定方法预测的寿命都小于试样的实际寿命。ASME VIII-2弹-塑性分析法和EN 13445详细评定法得出的疲劳寿命最接近实际值。

关 键 词:压力容器;接管结构;疲劳寿命;ASME VIII-2标准;EN 13445标准

中图分类号:TQ055.8 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2895(2016)02-0042-07

Study on Fatigue Life of Piping Connections Based on International Codes of Pressure Vessel

SU Wenxian¹, ZHU Guoliang¹, ZHOU Feige²

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Qiyao Power Technology Co., Ltd., Shanghai 201203, China)

Abstract: Over 80% of metal structural failure is caused by fatigue. In opening nozzle case, the parametric model of pipe connection structure was established by ANSYS. According to the results of elastic and elastic-plastic stress analysis, fatigue assessments were carried out respectively with the methods of ASME VIII-2 code and EN 13445 code. Detailed comparison of fatigue life was made between numerical simulation and fatigue experiment. The results show that all the permissible numbers of cycles obtained from different assessment methods are less than the actual life of specimen. The elastic stress analysis method from ASME VIII-2 code and the detailed assessment of fatigue life from EN 13445 code are closer to the test value than others.

Key words: pressure vessel; pipe structure; fatigue life; ASME VIII-2; EN 13445

疲劳破坏是压力容器失效的主要形式之一,按照相应规范对承受交变载荷的压力容器进行疲劳寿命分析是设计工作的重要组成部分。最近几年,国际上主流的压力容器疲劳设计相关规范,即美国的ASME VIII-2《压力容器另一规则》^[1]和欧盟的EN 13445《非火焰接触压力容器》^[2],在不断吸收新的先进设计理念及研究成果的基础上,有了较大改动并取得重大进展^[3]。2002年欧盟颁布的EN 13445规范,给出了简化评定法和详细评定法2种疲劳设计方法;2007年美国新版本的ASME VIII-2又引入了一种针对焊缝结构的全新疲劳寿命评定方法,加上之前的2种方法,至此

ASME VIII-2已包含了3种详细的疲劳设计方法^[4]。

开孔接管是压力容器最常见的结构之一。焊接接头中较高的残余应力和较严重的应力集中使得焊接结构更易发生疲劳破坏^[5-6]。

本文基于两大主流压力容器疲劳设计规范中的4种疲劳设计方法,以大型有限元分析软件ANSYS为工具,结合受内压作用下压力容器开孔接管结构的疲劳试验数据,研究了压力容器常见开孔接管结构的疲劳寿命,讨论了4种方法的异同和适用性。由于EN 13445疲劳寿命的简化评定方法只能用于压力交变载荷^[7],所以在本文中不做讨论。

收稿日期:2015-10-09;修回日期:2015-12-18

作者简介:苏文献(1976),男,山东栖霞人,副教授,主要从事过程设备设计与有限元分析。E-mail:digestsu@163.com

1 欧美疲劳设计规范

目前,工程界对材料和结构的疲劳给予了足够的重视,各国压力容器行业针对疲劳问题都制定了各自的设计标准。ASME VIII-2 中包括 3 种详细的疲劳设计方法,分别为弹性应力分析(当量应力)、弹-塑性应力分析(当量应变)和弹性应力分析(结构应力),下文依次简称方法一、方法二和方法三。EN 13445-3 疲劳寿命详细评定法,下文简称方法四。以上 4 种疲劳评定方法在设计原理、评定参量、疲劳曲线等方面的异同如下:

1) 设计原理及评定参量

各疲劳设计方法所涉及的应力类型主要有缺口应力、结构应力、名义应力和热点应力。各应力类型及其位置示意如图 1 所示。方法一和方法二均采用缺口应力法,方法三是针对焊接件的疲劳评定方法,采用结构应力。方法四中针对非焊接件和螺栓的疲劳评定采用缺口应力、针对焊接件的疲劳评定采用热点应力。ASME VIII-2 中方法一和方法二采用应力半幅进行评定,而方法三和 EN 13445 中的方法四采用应力全幅,即采用应力范围进行评定。

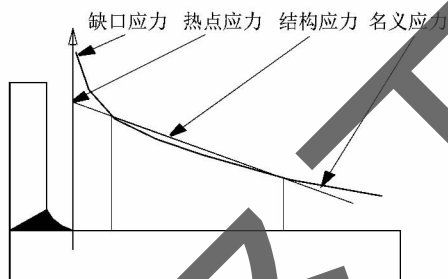


图 1 应力类型及位置示意图

Figure 1 Stress type and position diagram

2) 疲劳设计曲线

疲劳设计曲线一般横坐标为许用循环次数 N ,纵坐标为应力幅 S 或应力范围 $\Delta\sigma$,分别为 $S-N$ 曲线或 $\Delta\sigma-N$ 曲线^[8]。4 种方法均有相应的疲劳设计曲线。

ASME VIII-2 中的疲劳曲线有 2 种形式,一种是基于光滑杆件试样的疲劳曲线,方法一和方法二均采用此种曲线;另一种是基于焊接零件试样试验得到的疲劳曲线,即方法三所采用的曲线。EN 13445 中的疲劳曲线是根据焊接件、非焊接件和螺栓分别给出的。

3) 焊接材料

对于不同的材料,所适用的疲劳设计方法不同:方法一和方法二均可适用于焊接件和非焊接件;方法三是参考欧盟标准引入的针对焊接结构的疲劳评定方法;方法四对焊接件、非焊接件和螺栓材料分别采用不

同的疲劳评定方法,还对焊接结构进行了详细的分类,根据焊缝类型等来选择相应的疲劳设计曲线。

4) 修正系数

4 种方法在塑性修正、厚度修正、温度修正、平均应力修正、表面处理情况修正等都给出了对应的修正系数^[9]。

5) 线性疲劳累积损伤

对于变幅载荷,以上 4 种方法均采用线性累计损伤理论的方法。

6) 强度理论

ASME VIII-2 中 3 种设计方法采用第四强度理论,即 Mises 准则进行疲劳评定;而 EN 13445 中推荐采用第三强度理论,即 Tresca 准则进行疲劳评定,同时也允许使用 Mises 准则。

2 接管结构有限元分析

2.1 结构尺寸和设计参数

E. C. Rodabaugh 在 WRC Bulletin 335 中对内压作用下压力容器开孔接管结构的疲劳试验数据做了大量研究,本文提取其中部分模型数据,其结构尺寸及疲劳试验寿命依次列入表 1~3 中。为表述起来更加清楚和方便,本文对模型重新编号。

表 1 中的模型是安放式接管结构,焊缝为全焊透,其结构如图 2 所示,相应尺寸如表 1 所示。表 2 中涉及了 2 种全焊透的安放式接管结构,不同之处在于接管与筒体连接内壁处是否倒圆。第 1 组(模型 23-29)为直角结构,第 2 组(30-32)为圆角结构。其结构如图 3 所示。

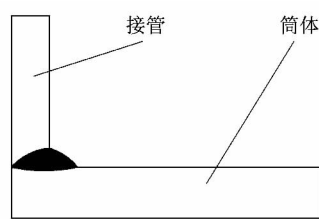


图 2 表 1 试样结构简图

Figure 2 Sample structure diagram of table 1

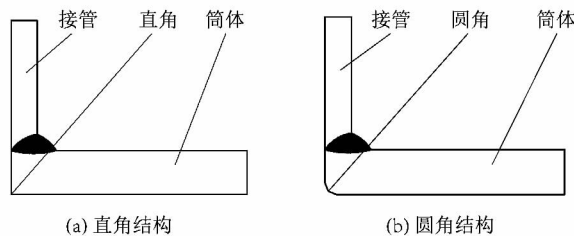


图 3 表 2 试样结构简图

Figure 3 Sample structure diagram of table 2

表1 模型结构及试验数据

Table 1 Model structure and test data

模型 编号	筒体 直径 D_0/mm	筒体 壁厚 T/mm	接管 直径 d_0/mm	接管 壁厚 t/mm	试验压力		试验 寿命 n
					$P_{\max}/\text{MPa}$	$P_{\min}/\text{MPa}$	
1	325	10	44.2	7.0	1.293 1	0.129 31	180 200
2	325	10	44.2	7.0	1.327 2	0.132 72	182 100
3	325	10	140.2	11.0	1.122 3	0.112 23	150 900
4	325	10	159.5	15.9	1.327 2	0.132 72	104 800
5	325	10	159.3	22.0	1.419 9	0.141 99	155 000
6	325	10	159.3	22.0	1.376 0	0.137 60	149 700
7	325	10	252.0	22.0	1.117 4	0.111 74	90 100
8	325	10	252.0	22.0	1.171 1	0.117 11	42 100
9	325	10	268.3	32.0	1.171 1	0.117 11	79 600
10	600	20	303.7	34.0	1.336 7	0.133 67	79 400
11	600	20	303.7	34.0	1.283 9	0.128 39	72 000
12	600	20	303.7	34.0	1.299 7	0.129 97	72 800
13	325	20	44.2	7.0	2.782 1	0.278 21	41 200
14	325	20	44.2	7.0	2.550 3	0.255 03	105 400
15	325	20	159.3	22.0	2.207 5	0.220 75	171 200
16	325	20	159.3	22.0	2.318 4	0.231 84	86 400
17	325	20	244.6	22.0	2.308 3	0.230 83	43 300
18	325	20	244.6	22.0	2.066 4	0.206 64	119 900
19	325	20	267.5	32.0	2.106 7	0.210 67	97 700
20	325	20	267.5	32.0	1.733 8	0.173 38	95 400
21	325	20	139.1	11.0	1.995 9	0.199 59	91 000
22	325	20	139.1	11.0	1.905 1	0.190 51	128 000

表3中模型为嵌入式结构,焊缝形式为远离结构不连续区域的对接焊缝。其结构如图4所示。

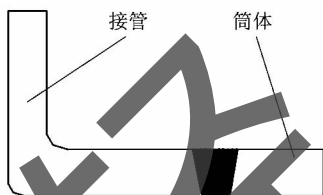


图4 表3试样结构简图

Figure 4 Sample structure diagram of table 3

表2 模型结构及试验数据

Table 2 Model structure and test data

模型 编号	筒体 直径 D_0/mm	筒体 壁厚 T/mm	接管 直径 d_0/mm	接管 壁厚 t/mm	试验压力		试验 寿命 n
					$P_{\max}/\text{MPa}$	$P_{\min}/\text{MPa}$	
23					25.389		510 00
24					25.389		513 00
25					22.712		875 00
26					22.712		103 000
27	342.900	19.050	50.700	9.525	46.884	0.000	999 0
28					46.884		109 00
29					39.341		188 00
30					34.149		469 00
31					34.149		535 00
32					34.474		491 00

注:第2组结构圆角半径为1.588 mm。

表3 模型结构及试验数据

Table 3 Model structure and test data

模型 编号	筒体 直径 D_0/mm	筒体 壁厚 T/mm	接管 直径 d_0/mm	接管 壁厚 t/mm	试验压力		试验 寿命 n
					$P_{\max}/\text{MPa}$	$P_{\min}/\text{MPa}$	
33					37.296		6 500
34					35.317		7 600
35	321.4	13.0	70.9	13.0	33.339		9 800
36					29.441		15 600
37					39.216		8 600
38	321.4	13.0	94.8	13.0	35.317	0.000	14 800
39					29.441		20 500
40					49.010		3 460
41					43.125		6 400
42	334.0	20.0	110.1	20.8	39.261		14 300
43					33.376		20 900

各模型材料属性见表4。

表4 材料属性

Table 4 Material properties

模型		结构	材料	许用应力 S/MPa	屈服强度 S _y /MPa	抗拉强度 S _u /MPa	弹性模量 E/GPa	泊松比
表 1	1 ~ 22	筒体	碳钢	180	283	434	201	0.3
		接管		174	262	446		
表 2	23 ~ 26	筒体	A201 A	162	244	388		
	27 ~ 32	接管	A302B	275	533	660		
表 3	33 ~ 36	筒体	FTW60	285	617	686		
	40 ~ 43	接管	JISSF60	235	353	597		
	37 ~ 39	筒体	FTW60	285	617	686		
		接管	302 B	269	496	647		

2.2 有限元模型

2.2.1 模型及网格

由于结构和载荷的对称性,建立 1/4 实体模型,其中筒体和接管长度方向尺寸远大于边缘应力的衰减长度。网格划分采用 SOLID 186 单元,对焊缝及其附近区域网格加密处理。同时,为了在方法四中便于应用三点二次外推法计算焊趾位置的热点应力,在预期的疲劳热点附近的网格尺寸取 $0.2t$ 。以模型 1 为例,其实体模型和网格划分情况如图 5 所示。

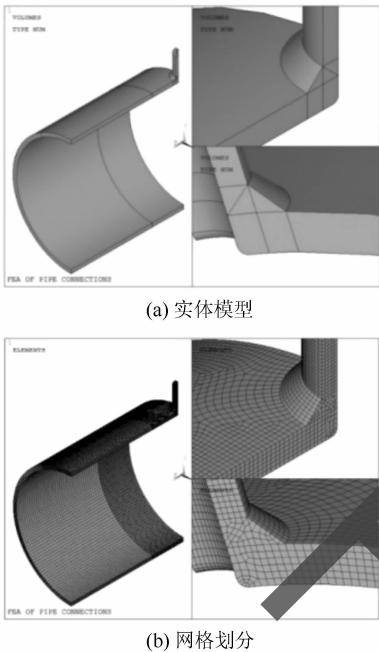


图 5 模型 1 实体模型和网格划分
Figure 5 Solid and mesh model of model 1

2.2.2 载荷及边界条件

- 1) 在对称平面施加对称约束;
- 2) 为了防止模型发生刚体位移,约束接管端面 Y 方向的位移为零;
- 3) 模型内表面施加均布内压;
- 4) 在筒体端面施加等效端面力:由内压产生的轴向作用力简化为作用于筒体端面的均布应力,其大小等于内压在筒体端面产生的轴向力除以筒体横截面积。

2.3 有限元计算结果

2.3.1 弹性应力计算

以模型 1 为例, $p_{\min}$ 作用下的计算结果定义为 $p_{L,c1}$, $p_{\max}$ 作用下的计算结果定义为 $p_{L,c2}$, 定义 $p_{L,c3} = p_{L,c2} - p_{L,c1}$ 。则 $p_{L,c3}$ 的结果即为应力范围。模型 1 应力范围计算结果如图 6 所示,最大点在筒体和接管内表面的连接处,最大值为 492.097 MPa。

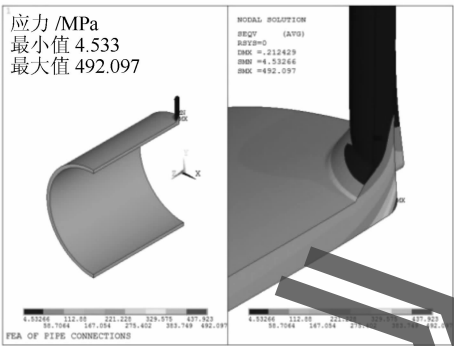


图 6 模型 1 Mises 应力范围计算结果
Figure 6 Mises stress range calculations of model 1

2.3.2 弹-塑性应力计算

与弹性应力计算不同,弹-塑性应力计算时设置材料属性为多线性随动强化,采用稳定的循环应力-应变曲线。为了符合有限元软件的分析需要,按照文献[10]中的方法,利用式(1)计算判断是否进入塑性的屈服点,则有

$$\sigma_{\text{yield}} = K_{\text{css}} (\varepsilon_{\text{offset}})^{n_{\text{css}}} \quad (1)$$

式中: σ_{yield} 为屈服应力; K_{css} 为循环应力-应变曲线模式下的材料参数; $\varepsilon_{\text{offset}}$ 为偏移应变; n_{css} 为循环应力-应变曲线模式的材料参数,其中, $\varepsilon_{\text{offset}}$, K_{css} , n_{css} 由 ASME VIII-2 规范附录 3-D 查得,详见表 5。

表 5 模型 1 循环应力-应变曲线参数及屈服点
Table 5 Cyclic stress-strain curve parameters and yield point of model 1

材料	$\varepsilon_{\text{offset}}$	$K_{\text{css}}/\text{MPa}$	n_{css}	$\varepsilon_{\text{offset}}/\text{MPa}$
碳钢-母材金属	2.0×10^{-5}	757	0.128	189.508
碳钢-焊缝金属	2.0×10^{-5}	695	0.110	211.397

则循环应力-应变曲线变为以下形式:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{\text{ta}} &= \frac{\sigma_a}{E_{\text{ya}}} & \sigma_a &\leq \sigma_{\text{yield}}, \\ \varepsilon_{\text{ta}} &= \frac{\sigma_a}{E_{\text{ya}}} + \left[\frac{\sigma_a}{K_{\text{css}}} \right]^{\frac{1}{n_{\text{css}}}} - \varepsilon_{\text{offset}} & \sigma_a > \sigma_{\text{yield}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: ε_{ta} 为总的真实应变幅值; σ_a 为总的应力幅值; E_{ya} 为在相应温度下弹性模量。

对于二步屈服法,塑性应变范围与应力范围的关系式为:

$$\varepsilon_{\text{pr}} = 2 \left[\frac{\sigma_r}{2K_{\text{css}}} \right]^{\frac{1}{n_{\text{css}}}} - 2\varepsilon_{\text{offset}} \quad (3)$$

式中: ε_{pr} 为塑性应变范围; σ_r 为总的应力范围。

用 MATLAB 拟合式(3),并提取相应的点,详见表 6。表中数据用于 ANSYS 软件中定义材料属性。

表6 模型1 塑性阶段材料属性数据

Table 6 Plastic stage material property data of model 1

序号	碳钢-母材金属		碳钢-焊缝金属	
	应力范围/MPa	塑性应变范围	应力范围/MPa	塑性应变范围
1	379.016 1	0.000 000 000	422.793 3	0.000 000 000
2	400.000 0	0.000 020 938	450.000 0	0.000 030 515
3	450.000 0	0.000 112 940	500.000 0	0.000 143 760
4	500.000 0	0.000 308 340	550.000 0	0.000 397 080
5	550.000 0	0.000 693 470	600.000 0	0.000 924 030
6	600.000 0	0.001 400 000	650.000 0	0.002 000 000
7	650.000 0	0.002 700 000	700.000 0	0.003 900 000
8	700.000 0	0.004 800 000	750.000 0	0.007 300 000
9	750.000 0	0.008 200 000	800.000 0	0.013 100 000
10	800.000 0	0.013 700 000	850.000 0	0.022 800 000

经有限元计算后,模型1 当量应力范围最大值为448.886 MPa;当量塑性应变范围计算结果最大值为0.001 678,如图7所示。

3 疲劳评定结果及分析

为了方便比较试验寿命与许用循环次数,定义系数 $\beta = \frac{n}{N}$,其中 n 为试验载荷循环次数, N 为许用循环次数。全部模型的疲劳评定结果,即 β 系数值汇总见表7。

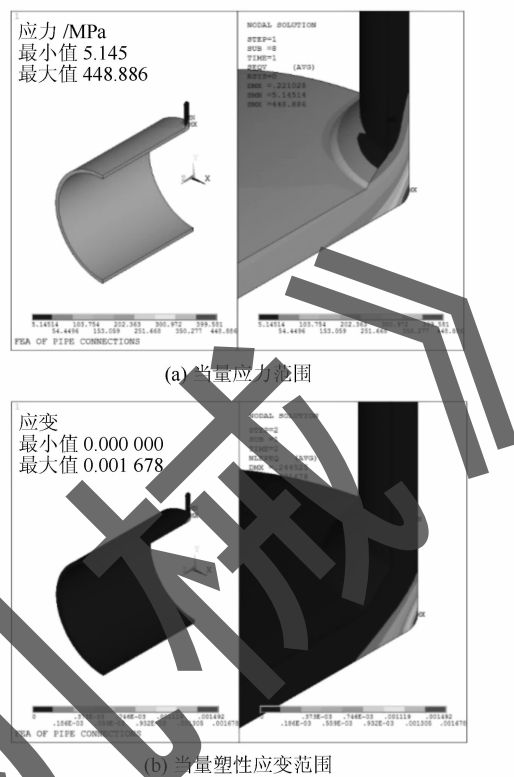


图7 试样1的弹-塑性应力分析结果

Figure 7 Elastic plastic stress analysis of sample 1

表7 疲劳评定结果汇总

Table 7 Summary of fatigue assessment results

模型编号	疲劳损伤				模型编号	疲劳损伤			
	方法一	方法二	方法三	方法四		方法一	方法二	方法三	方法四
1	13.047	10.210	24.600	8.270	23	9.032	6.705	9.351	7.492
2	14.367	11.354	26.973	9.072	24	9.085	6.744	9.406	7.536
3	8.979	7.764	27.279	5.550	25	9.499	7.600	11.312	8.342
4	7.642	6.718	20.588	4.699	26	11.182	8.946	13.316	9.820
5	8.147	7.085	20.444	5.0374	27	12.784	6.945	13.790	4.380
6	7.081	5.969	17.887	4.367	28	13.948	7.578	15.046	4.779
7	3.805	3.384	17.775	3.483	29	4.290	5.455	13.972	4.910
8	2.188	1.776	9.625	1.658	30	6.041	6.974	22.492	6.241
9	2.038	1.799	12.213	2.662	31	6.891	7.956	25.657	7.119
10	4.132	5.212	13.391	2.856	32	6.533	7.639	24.284	6.705
11	3.272	2.281	10.716	2.268	33	16.575	4.820	9.1058	4.499
12	3.448	2.635	11.255	2.388	34	13.805	4.195	8.662	4.251
13	3.924	3.237	8.369	2.534	35	12.129	3.940	9.070	4.358
14	7.544	6.015	16.308	4.957	36	7.257	3.309	9.441	4.157
15	8.923	7.174	17.788	5.631	37	33.133	12.675	21.466	5.796
16	5.305	4.504	11.461	3.347	38	30.434	12.295	23.892	6.613
17	5.075	4.421	10.389	3.122	39	11.086	6.497	16.861	4.306
18	9.803	8.320	20.345	6.049	40	4.921	1.680	3.867	1.758
19	5.287	4.523	13.189	3.606	41	3.446	1.602	4.609	1.933
20	2.817	2.517	6.369	1.785	42	3.150	2.2617	7.578	2.891
21	6.678	5.581	22.197	4.176	43	1.785	1.611	6.600	1.994
22	8.050	6.676	26.985	5.055					

3.1 基于表1模型的评定结果

根据表1模型的评定结果,以试验循环次数与许用循环次数之比 β 系数为纵坐标,绘制图8。

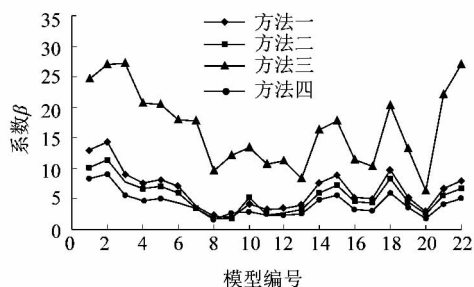


图8 表1模型疲劳评定结果

Figure 8 Model of fatigue rating of table 1

由图8可知,4种方法的 β 系数都大于1,即预期的疲劳寿命均小于试验寿命,4种方法均能满足疲劳强度要求,并留有一定的安全裕量。预期疲劳寿命与试验寿命最接近的方法依次是方法四、方法二、方法一和方法三,且方法三数据的离散性也最大。

3.2 基于表2模型的评定结果

根据表2模型的评定结果,以试验循环次数与许用循环次数之比 β 系数为纵坐标,绘制图9。

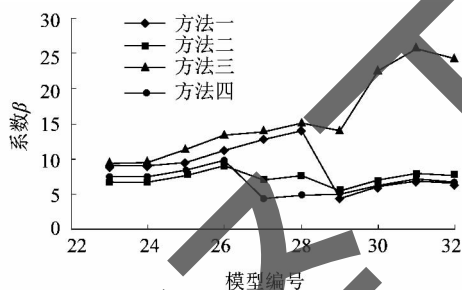


图9 表2模型疲劳评定结果

Figure 9 Model of fatigue rating of table 2

由图9可知,所有模型的 β 系数都大于1,即预期的疲劳寿命均小于试验寿命,4种方法均能满足疲劳强度要求,并留有一定的安全裕量。除方法三外,其他3种方法的 β 值都比较接近。从整体上看,筒体和接管连接内角处倒圆与否,对 β 系数的影响并不明显。

3.3 基于表3模型的评定结果

根据表3模型的评定结果,以试验循环次数与许用循环次数之比 β 系数为纵坐标,绘制图10。

由图10可知,所有模型的 β 系数都大于1,即预期的疲劳寿命均小于试验寿命,4种方法均能满足疲劳强度要求,并留有一定的安全裕量。预期疲劳寿命与试验寿命最接近的方法依次是方法四、方法二、方法一和方法三。与前面的模型相比,嵌入式接管结构为

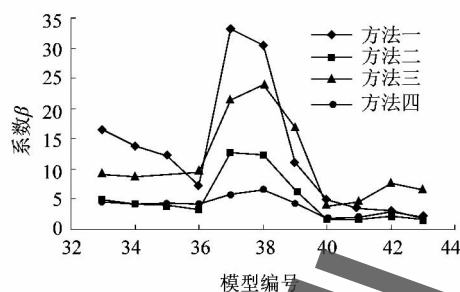


图10 表3模型疲劳评定结果

Figure 10 Model of fatigue rating of table 3

对接焊缝,且焊缝远离了结构不连续区域。对于此类结构,方法一并不评定焊缝位置(最危险点为接管不连续区的内角处),而方法三虽然评定焊缝位置,但推荐用于未经机加工至光滑轮廓的焊接接头,这可能是方法一和方法三评定结果偏差较大的原因。

4 结论

材料的疲劳问题一直是工程界研究的热点问题之一。本文选取压力容器和管道中常见的开孔接管结构,采用有限元数值分析方法,按照ASME VIII-2和EN 13445-3的4种方法进行疲劳评定,并结合疲劳试验数据,得到以下主要结论:

1) 对于弹性应力计算结果,方法一采用有效的总当量应力幅评定疲劳损伤,是应用最广泛的传统设计方法,可用于焊接结构和非焊接结构。根据本文模型的评定结果,该法具有精度较高、稳定性较好、操作简单和安全可靠等优点。

2) 对于弹-塑性应力计算结果,方法二采用有效应变范围评定疲劳损伤,可用于焊接结构和非焊接结构。根据本文模型的评定结果,由于考虑了材料塑性阶段的影响,该法精度高、稳定性好、安全可靠。但获得相应材料的稳定的循环应力-应变曲线并不容易,且弹-塑性分析比较复杂,这都在很大程度上制约了该法的应用。

3) 对于弹性应力计算结果,方法三采用当量结构应力范围参量以评定疲劳损伤。该法是焊缝的疲劳评定方法,且推荐用于未机加工至光滑轮廓的焊接接头。该法虽在断裂力学背景下提出,但根据本文模型的评定结果,却比较保守且不稳定,操作过程也较为复杂,仍需不断修正。

4) 方法四针对焊接件、非焊接件分别规定了详细的评定过程。对焊接件,采用结构主应力外推法的热点应力进行评定;对非焊接件,采用缺口应力作为评定参量,且在评定过程中需要迭代计算。虽然该法评定过程复杂,却最精确稳定和安全可靠。

参考文献:

- [1] The American Society of Mechanical Engineers. ASME BPVC VIII-2—2010; alternate rules[S]. New York: Library of Congress, 2010.
- [2] European Committee for Standardization. EN 13445—2009; unfired pressure vessels [S]. Brussels: European Committee for Standardization, 2009.
- [3] 姚华堂, 王正东. 压力容器疲劳寿命的简化评定方法[J]. 压力容器, 2006, 23(3): 44–48.
- [4] 沈望. ASME 压力容器分析设计[M]. 上海: 华东理工大学出版社, 2014.
- [5] 张彦华. 焊接结构疲劳分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013: 1–2.
- [6] 肖华, 张辉, 靳静娟. 压力容器检测机器人构型设计与工作空间分析[J]. 机电工程, 2015, 32(8): 1071–1074.
- [7] 谭蔚, 王泽军. EN 13445 压力容器疲劳评定方法及其应用[J]. 压力容器, 2013, 30(1): 60–63.
- [8] 郑津洋, 董其伍, 桑芝富. 过程设备设计[M]. 3版. 北京: 化学工业出版社, 2010: 190–195.
- [9] 丁伯民. ASME VIII 压力容器规范分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2014: 314–315.
- [10] KALNINS A. Fatigue analysis of pressure vessels with twice-yield plastic FEA [C]//ASME Pressure Vessel and Piping Conference. Atlanta: ASME, 2001: 13–21.
- (上接第 36 页)
- [5] 刘保国, 潘勇. 转子系统随机支撑刚度参数的识别[J]. 实验力学, 2013, 28(5): 623–628.
- [6] LIU Baoguo. Eigenvalue problems of rotor system with uncertain parameters[J]. Journal of mechanical science and technology, 2012, 26(1): 1–10.
- [7] ZHANG Yimin, WEN Bangchun, LIU Qiaoling. Uncertain responses of rotor-stator systems with rubbing[J]. JSME, International journal series c: mechanical systems, machine elements and manufacturing, 2003, 46(1): 150–154.
- [8] DIMENTBERG M F. Vibration of a rotating shaft with randomly varying internal damping[J]. Journal of sound and vibration, 2005, 285(3): 759–765.
- [9] 刘保国, 王威, 殷学纲. 一维随机参数结构的特征值问题[J]. 机械强度, 2004, 26(4): 367–370.
- [10] 刘保国. 一维不定参数结构系统的摄动 Riccati 传递矩阵方法及其应用[D]. 重庆: 重庆大学, 2002: 49–53.
- [11] LIU Baoguo, YIN Xuegang, JIAN Kailin, et al. Perturbation transfer matrix method for eigendata of one-dimensional structural system with parameter uncertainties[J]. Applied mathematics and mechanics, 2003, 24(7): 801–807.
- [12] 刘保国, 殷学纲, 韩国明, 等. 一维结构系统重频特征问题的摄动传递矩阵法[J]. 机械强度, 2002, 24(3): 335–338.
- [13] 黄太平. 多转子系统振动的子系统分析方法: 阻抗耦合法与分振型综合法[J]. 振动工程学报, 1988, 1(3): 30–39.
- (上接第 41 页)
- [12] BEJAN A. Entropy generation minimization[M]. New York: Wiley-Interscience Publication, 1996: 77–111.
- [13] 翟玉玲, 夏国栋, 刘献飞, 等. 复杂结构微通道热沉液体强化传热过程的热力学分析[J]. 化工学报, 2014, 9(65): 3403–3409.
- [14] GUO Jiangfeng, XU Mingtian, TAO Yujia, et al. The effect of temperature-dependent viscosity on entropy generation in curved square microchannel [J]. Chemical engineering & processing: process intensification, 2011, 52(2): 85–91.
- [15] WANG Ying-shuang, ZHOU Bing, LIU Zhichun, et al. Numerical study and performance analyses of the mini-channel with discrete double-inclined ribs [J]. International journal of heat & mass transfer, 2014, 78(11): 498–505.
- [16] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 563–564.
- [17] LEE Y J, LEE P S, CHOU S K. Enhanced thermal transport in microchannel using oblique fins[J]. Journal of heat transfer, 2012, 134(10): 531–542.
- [18] LEE Y J, SINGH P K, LEE P S. Fluid flow and heat transfer investigations on enhanced microchannel heat sink using oblique fins with parametric study [J]. International journal of heat & mass transfer, 2015, 81(2): 325–336.
- [19] ZHAI Y L, XIA G D, LIU X F, et al. Heat transfer in the microchannels with fan-shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis[J]. International journal of heat & mass transfer, 2014, 68(1): 224–233.