

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.04.005

基于极限载荷分析法的矩形容容器结构优化

谭伟¹, 卢艳玲^{2,3}, 董金善²

(1. 江苏省特种设备安全监督检验研究院常熟分院, 江苏 常熟 215500;

2. 南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏 南京 211816;

3. 兰州兰石重型装备股份有限公司, 甘肃 兰州 730000)

摘要:针对矩形容容器常规计算时的局限性,笔者提出了基于极限载荷分析法的矩形容容器结构优化方法。首先对矩形结构腔体进行了非线性有限元分析,采用牛顿迭代法得到最危险处的载荷-位移曲线,进而通过2倍弹性斜率法求得该结构的极限载荷值,结合正交试验设计法,考察主要参数筒体厚度、加强筋厚度、加强筋高度对结构极限载荷的影响。研究表明:加强筋厚度对极限载荷影响最大,其次是加强筋高度、筒体厚度,在满足结构极限承载能力与疲劳强度的基础上,最优方案矩形腔体结构质量减少了43.5%。该优化方法效果明显,为今后基于极限载荷的优化设计方法提供了参考。

关键词:矩形容容器;极限载荷法;正交试验法;非线性有限元分析;牛顿迭代法

中图分类号:TQ051 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2017)04-0023-05

Structure Optimization of Rectangular Vessels Based on Limit Load Analysis

TAN Wei¹, LU Yanling^{2,3}, DONG Jinshan²

(1. Jiangsu Province Special Equipment Safety Supervision Inspection Institute Changshu Branch, Changshu, Jiangsu 215500, China;

2. School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing 211816, China;

3. Lanzhou LS Heavy Equipment Co., Ltd., Lanzhou 730000, China)

Abstract: Aiming at the limitations of conventional computing for rectangular containers, a structure optimization method for rectangular vessels based on limit load analysis was put forward. The chamber structure of rectangular vessels was analyzed through nonlinear finite element analysis, and the most dangerous point's load-displacement curve was available by Newton iteration method, then the limit load value of the structure was obtained on the basis of the twice elastic slope method. Combined with the orthogonal experimental method, the influence of various factors on the test target was analyzed. Results showed that rib thickness had the biggest influence on limit load, then rib height and shell thickness. The structure quality decreased by 43.5% on the basis of satisfying the ultimate bearing capacity and fatigue strength, which the optimization effect was obviously providing basis for related optimization design based on limit load in the future.

Keywords: rectangular vessel; limit load analysis; orthogonal experimental method; nonlinear FEM (Finite Element Method); Newton iteration method

矩形容容器作为工业生产中常用的设备,因其具有较为复杂的结构形状和受力状态,在采用常规的设计方法进行设计时,往往具有局限性并偏于保守,经济效益受到影响^[1],因而分析设计在矩形容容器设计中应用

得越来越广泛^[2-3]。其中关于压力容器极限载荷研究不仅对其结构优化具有指导性的意义,而且在保证结构的安全性能方面也起着重要的作用。按JB 4732—1995(2005 确认)《钢制压力容器:分析设计标准》中

收稿日期:2017-01-21;修回日期:2017-04-10

第一作者简介:谭伟(1969),江苏常熟人,工学学士,工程师,主要从事承压设备检测与节能装备技术研究。E-mail: 13706238511@139.com

的规定要求,若所给定的载荷不超过结构塑性极限载荷的 2/3,弹性分析中,在结构的具体部位应力分类中只需满足一次加二次应力强度 $S_N < 3S_m^{[4]}$ 。近年来,关于压力容器的极限载荷分析方法已有大量的学者对其进行了研究:文献[5-6]对极限载荷分析法的理论知识进行了较为详细的阐述;文献[7-10]从相关的规范、ANSYS 有限元软件不同的求解方法等方面探讨了极限载荷分析方法在压力容器分析中应用的方法以及注意事项等等。尽管近年来针对常规压力容器极限载荷的研究不断深入,针对矩形容器的极限载荷分析依旧鲜见。本课题组以某绕带式矩形蒸气灭菌器的主体结构为研究对象,针对其设计偏于保守的问题,提出了基于极限载荷分析法的结构优化设计方案,通过正交试验设计,分析影响结构极限载荷的主次因素,在满足标准规定的情况下寻求以轻量化为目标的最优方案,为此类产品结构的优化设计提供参考。

1 矩形蒸气灭菌器的主要结构及设计参数

该矩形容器的筒体的设计压力为 0.18 MPa,加强筋夹套的设计压力为 0.25 MPa,设计温度为 131 °C,设计寿命内容器在工作压力与空载下累计循环 50 000 次,结构如图 1 所示,详细参数见表 1。

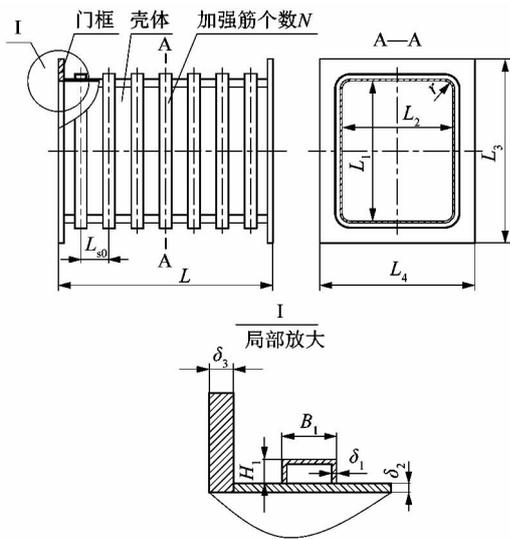


图 1 结构示意图

Figure 1 Structural sketch map

表 1 腔体结构尺寸

Table 1 Structural size of cavity mm

L	L_1	L_2	δ	r	B_1	H_1
1 900	1 050	750	5	60	100	50
δ_1	L_{50}	N	L_3	L_4	δ_2	
8	230	7	1 280	980	25	

2 正交试验方案设计

正交试验设计是对多因素多水平的情况进行研究的一种设计的方法,是根据正交性从全面试验中挑选出来具有代表性的一部分设计进行试验,这些代表性的试验有均匀分散、整齐可比的特点^[11],同时也是一种较为经济、效率较高的试验设计方法。

笔者选用对极限载荷起主要影响作用的 3 个主要因素,即:筒体壁厚 δ 、加强筋厚度 δ_1 和加强筋高度 H_1 。每个因素根据工程经验选取 3 个水平,即 δ 分别为 3, 4 和 5 mm; δ_1 分别为 3, 4 和 5 mm; H_1 分别为 50, 55 和 60 mm。具体的因素和水平及试验安排如表 2 和表 3 所示。

表 2 主要影响因素及水平

Table 2 Main factors and levels mm

水平	因素		
	筒体壁厚 δ	加强筋厚度 δ_1	加强筋高度 H_1
1	3	3	50
2	4	4	55
3	5	5	60

表 3 正交试验表

Table 3 Orthogonal test table

试验序列号	δ	δ_1	H_1
1	1	1	1
2	1	2	2
3	1	3	3
4	2	1	2
5	2	2	3
6	2	3	1
7	3	1	3
8	3	2	1
9	3	3	2

3 非线性有限元分析

3.1 有限元模型材料性能

腔体材料为 S30408,加强筋材料为 Q235B,不计应变强化效应,将所有材料视作理想弹塑性,材料主要性能参数如表 4 所示。

表 4 常温下材料主要性能参数

Table 4 Main performance parameters of materials at normal atmospheric temperature

材料	弹性模量/ GPa	泊松比 μ	屈服强度/ MPa	许用应力/ MPa
S30408	195	0.3	205	137
Q235B	201	0.3	235	116

3.2 有限元模型网格的划分以及载荷边界条件

笔者从计算精度以及效率综合考虑,选择8个节点的实体单元(SOLID185)建立1/8模型,并在腔体厚度及加强筋厚度上进行至少3等分划分网格,具体模型及网格划分见图2。加载以及边界条件:忽略温差引起的热应力影响,门框施加 U_x 和 U_y 2方向约束,在对称面上施加对称约束,在腔体及夹套内表面施加设计压力,在腔体一端施加轴向平衡载荷,详见图3。

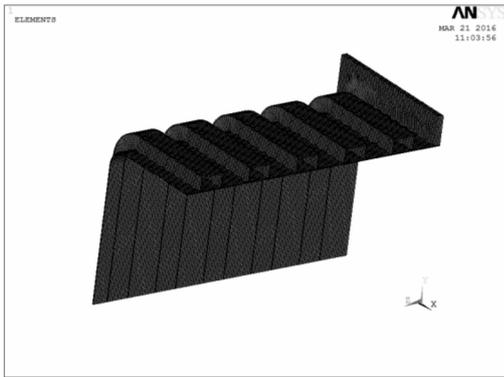


图2 模型的网格划分图

Figure 2 Mesh of model

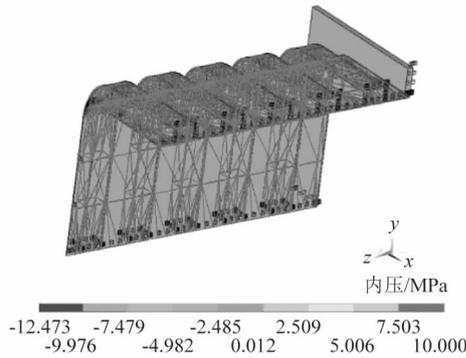


图3 模型加载及边界条件

Figure 3 Loading and boundary conditions of model

4 计算结果及优化分析

4.1 极限载荷试验分析

为了保证结构的安全性能,极限载荷值作为衡量结构承载能力的参数,故将其定义为试验目标。将正交表中的模型进行极限载荷分析,提取各模型计算结果中的载荷-位移值,然后利用ORIGIN绘制出载荷-位移曲线,并根据切线交点准则确定不同模型下的极限载荷,具体的计算结果如表5所示,极差分析如表6所示,并利用STASTICA软件进行方差分析如表7所示。

表5 极限载荷计算结果

Table 5 Limit load of computing

试验序列号	极限载荷/MPa	许用载荷/MPa	试验序列号	极限载荷/MPa	许用载荷/MPa
1	0.296	0.197	6	0.481	0.321
2	0.395	0.263	7	0.446	0.297
3	0.529	0.353	8	0.445	0.297
4	0.365	0.243	9	0.559	0.373
5	0.501	0.334			

表6 极差分析

Table 6 Max-min difference analysis MPa

因素	K_1	K_2	K_3	k_1	k_2	k_3	极差R
δ	1.220	1.428	1.450	0.407	0.476	0.483	0.076
δ_1	1.107	1.341	1.569	0.369	0.447	0.523	0.154
H_1	1.222	1.453	1.476	0.407	0.484	0.492	0.085

表7 极限载荷方差分析

Table 7 Variance analysis of limit load

因素	均值为0.446 333, σ 值为0.083 344				
	离均差平方和 S_S	自由度 D_f	均方 M_S	F 值	显著水平 P
δ	0.008 8	2	0.004 4	45.927	0.021 3
δ_1	0.035 5	2	0.017 7	184.650	0.005 3
H_1	0.010 9	2	0.005 4	56.847	0.017 2
残差	0.000 1	2	0.000 0		

通过表6~7的极差分析以及方差分析可以知道,3个因素对极限载荷的影响均很显著,其中最显著的是加强筋厚度 δ_1 ,其次是加强筋高度 H_1 ,最后是腔体的厚度 δ 。因为极限载荷越大,设备越安全,故由表6可知最优方案是 $\delta(3)\delta_1(3)H_1(3)$,即选用 $\delta = 5 \text{ mm}$, $\delta_1 = 5 \text{ mm}$, $H_1 = 60 \text{ mm}$ 。

4.2 体积试验分析

结构优化的目的是实质上出于轻量化的考虑,也就是以降低体积为目标,因此理清3个主要参数对结构体积影响的规律十分必要。提取结构模型体积为试验目标重复上节的内容,并进行方差分析,结果如表8所示。

表8 体积方差分析

Table 8 Variance analysis of volume

因素	均值为1.129 760, σ 值为0.128 007				
	离均差平方和	自由度	均方	F 值	显著水平 P
δ	0.061 4	2	0.030 74	724.692	0.001 37
δ_1	0.065 4	2	0.032 74	772.227	0.001 29
H_1	0.004 0	2	0.002 00	47.337	0.020 68
残差	0.000 0	2	0.000 04		

通过表8的方差分析可以知道:3个因素对体积的影响均很显著,其中最显著的是加强筋厚度 δ_1 ,其次是腔体的厚度 δ ,最后是加强筋高度 H_1 。也就是说,加强筋的厚度对结构总体积的影响最大,因此结构优化时应当尽量避免增厚加强筋来提高极限载荷。

4.3 结构优化结果分析

在本文矩形容器的结构优化中,采用了正交试验设计法对多个尺寸模型进行有限元建模,在这组模型中,寻找最优目标的模型,即体积(质量)最小的模型,从而得到相应最优的结构尺寸。通过以上对结构承载能力的极限载荷分析和体积的分析可以知道,体积最小的优化方案是 $\delta(1)\delta_1(1)H_1(1)$,然而在满足体积最小的情况下的许用载荷为0.197 MPa,小于夹套的设计压力0.25 MPa,故而不能满足结构安全性能,因此该方案不能作为最优设计方案,故需要重新进行分析。由表7的方差分析可知影响极限载荷大小的因素的顺序为 $\delta_1 > H_1 > \delta$,从表7可知影响体积的大小的因素的顺序为 $\delta_1 > \delta > H_1$,得出对极限载荷和体积影响最大的均为 δ_1 ,不予改变仍选择 $\delta_1(1)$; δ 对极限载荷影响最小,但对体积的影响仅次于 δ_1 ,同时又因为腔体的材料为不锈钢S30408,其单价大概是材料为Q235B加强筋单价的3倍,因此为了不增加成本,仍选择 $\delta(1)$; H_1 对极限载荷影响是其次,而对体积的影响却是最小,因此将其进行调整,选取 $H_1(3)$,故选择方案为 $\delta(1)\delta_1(1)H_1(3)$ 为最优方案,获得最优目标。优化后载荷-位移曲线图4所示。

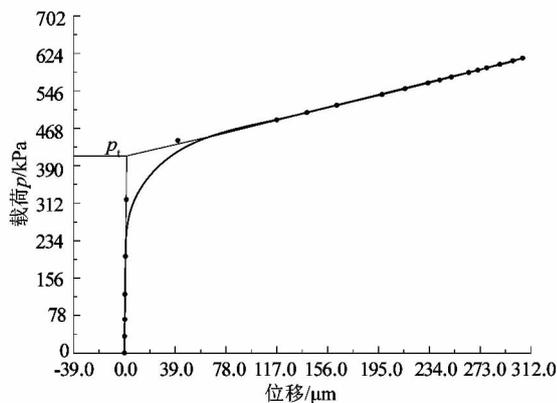


图4 载荷-位移曲线
Figure 4 Curve of load-displacement

根据图4的应力状态,材料弹性区域与塑性区域切线的交点为极限载荷值 p_l ,其值为409.6 kPa。由许用载荷 $[p_n] = p_l/1.5$ 可得: $[p_n] = 273.0$ kPa。

因矩形蒸气灭菌器的内腔和夹套的设计压力分别

为0.18 MPa和0.25 MPa,均小于许用载荷 $[p_n]$,同时,弹性应力分析中一次加二次应力满足JB 4732标准中5.3.4节的规定($S_N < 3S_m$),所以该结构在工作操作下不会发生由于压力过大而导致结构垮塌现象,因此该结构在工作时是安全的。

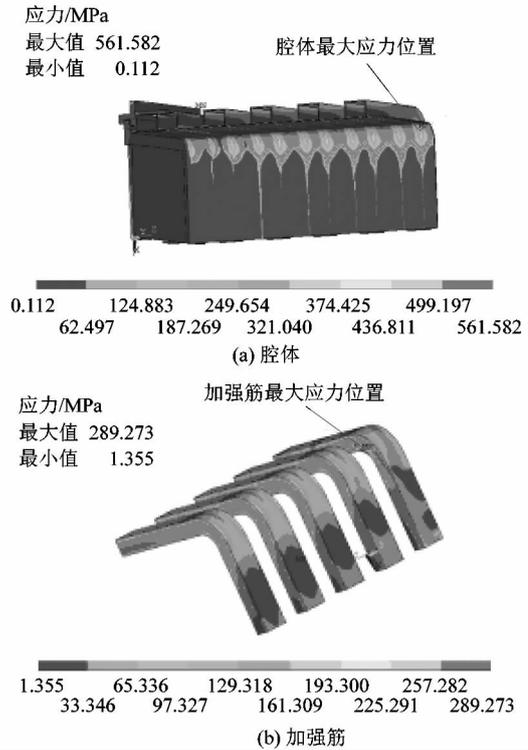


图5 2倍疲劳应力幅云图
Figure 5 Twice of fatigue stress amplitude

该矩形结构因工作载荷的循环属于疲劳设备,因而还需对优化后结构进行疲劳分析。根据JB 4732—1995(2005 确认版)附录C中的疲劳曲线设计方法对优化后的矩形蒸气灭菌器进行疲劳安全评定。腔体最危险处主应力差的最大波动范围的绝对值为 $S_{\Delta r_{ij}}$,则交变应力幅值修正值为 $S_a = 0.5S_{\Delta r_{ij}} \times E/E_t = 300.31$ MPa,相应的应力循环次数为 $N_A = 55810$;腔体加强筋最危险处主应力差的最大波动范围的绝对值为 $S_{\Delta r_{ij}}$,则交变应力幅值修正值为 $S_a = 0.5S_{\Delta r_{ij}} \times E/E_t = 156.21$ MPa;相应的应力循环次数为 $N_B = 56643$,均满足疲劳强度要求。其中, E 为常温下材料的弹性模量, E_t 为工作温度下材料的弹性模量。

优化后矩形结构的体积为 0.94010×10^7 mm³,原结构体积为 1.66385×10^7 mm³,减小了43.5%,即筒体质量降低43.5%,可以看出采用极限载荷分析方法优化效果明显。

(下转第32页)