

〔环保·安全〕

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.02.019

凸形封头压力容器优化设计

王战辉^{1,2}, 马向荣^{1,2}, 范晓勇^{1,2}, 高 勇^{1,2}, 曹福君¹

(1. 榆林学院 化学与化工学院, 陕西 榆林 719000;
2. 陕西省低变质煤洁净利用重点实验室, 陕西 榆林 719000)

摘 要:针对传统的化工行业压力容器壁厚较大,生产成本过高的情况,课题组利用 ANSYS 有限元软件,以凸形封头压力容器中的椭圆形封头和碟形封头压力容器为研究对象,考察其应力分布和位移分布的特点,并进行优化设计。结果表明:在相同载荷下,椭圆形封头压力容器应力较小;椭圆形封头压力容器短半轴的变化、碟形封头压力容器直边段内径的变化趋势与目标函数体积的最大值相一致;经过 21 次迭代得到压力容器的最优设计参数,优化效果明显。研究结果对于压力容器的优化设计和材料的合理利用有一定的参考意义。

关 键 词:压力容器;凸形封头;ANSYS;封头曲面深度;直边段长度;最大等效应力

中图分类号:TB115;X933 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2019)02-0098-07

Optimization Design of Pressure Vessel with Convex Head

WANG Zhanhui^{1,2}, MA Xiangrong^{1,2}, FAN Xiaoyong^{1,2}, GAO Yong^{1,2}, CAO Fujun¹

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Yulin University, Yulin, Shaanxi 719000, China;

2. Shaanxi Key Laboratory of Low Metamorphic Coal Clean Utilization, Yulin, Shaanxi 719000, China)

Abstract: Traditional chemical industry pressure vessel was designed with large wall thickness, which increases the production cost. The elliptical head pressure vessel and the dished head pressure vessel were two different kinds of convex head pressure vessel, whose characteristics of stress and displacement distribution were investigated and optimized by ANSYS finite element analysis software. The results show that under the same load, the stress of the elliptical head pressure vessel is smaller than that of the dished head pressure vessel; the change trend of the semi-minor axis of the elliptical head pressure vessel and the straight section inner diameter of the dished head pressure vessel is consistent with the maximum volume of objective function. The optimal design parameters of the pressure vessel were obtained after 21 iterations with obvious optimization effect. The results have a certain guiding significance for the optimal design of pressure vessels and the rational use of materials.

Keywords: pressure vessel; convex head; ANSYS; convex head surface depth; straight edge section length; maximum equivalent stress

随着现代工业化生产的不断发展,压力容器在化工、机械、航空航天等领域都有着广泛的应用^[1]。由于压力容器内部承受压力载荷,为了安全起见容器的壁厚一般设计的偏大,不仅浪费材料而且产品的结构十分笨重,造成实际使用不便,也提高了产品制造成本。在如今的化工领域,压力容器的结构越来越大,

材料浪费的现象也就更加严重,加剧了资源的消耗,因此必须要厉行节约^[2-4]。为此,在压力容器的制造中,在保证安全的前提下,用最少的经济成本生产出符合需要的压力容器是压力容器制造企业的目标^[5]。有关压力容器的结构分析,近年来逐渐成为各个领域尤其是石油化工行业最基本也是最重要的任务之一。既

收稿日期:2018-09-10;修回日期:2019-01-07

基金项目:国家自然科学基金项目(51762042);陕西省教育厅专项科学研究计划项目(17JK0901);陕西省教育厅重点科学研究计划(重点实验室)(17JS146)。

第一作者简介:王战辉(1985),男,河南漯河人,硕士,讲师,主要研究方向为设备节能与强化、现代分离技术研究。E-mail: wangzhanhui15@163.com

要保证安全,又要有效降低制造成本,是压力容器的设计、制造者面临的问题。

封头作为压力容器的一个重要组成部件,通过焊接方式跟筒体连接在一起构成完整的压力容器。封头的结构有多种,造成封头的结构多样的原因是不同的工程应用、承压载荷的需求不同以及制造难易程度不同^[6]。根据封头几何形状的不同,可分为球形、椭圆形、碟形、锥形和平板等几种封头,其中球形封头、椭圆形封头和碟形封头又统称为凸形封头。凸形封头外表面为凸面,在工业生产当中应用最为广泛,出于对经济性的要求,对于凸形封头压力容器的结构优化尤为重要。张彩丽^[7]对凸形封头压力容器中的球形封头压力容器进行了应力分析和结构优化。因此课题组借助 ANSYS 软件,对凸形封头压力容器中的椭圆形封头和碟形封头压力容器进行研究,通过研究其应力和位移云图,考察其应力和位移分布的特点;以封头曲面深度和直边段长度为设计变量,以最大等效应力为状态变量,将封头容积设为目标函数,利用 ANSYS 一阶优化设计的原理,对压力容器结构进行优化,所得结果对于压力容器的优化设计和解决制造过程中浪费材料问题有一定的参考意义。

1 数学模型的建立

分别对椭圆形和碟形封头的压力容器进行有限元分析及优化设计,材质均为 Q235。

1) 图 1 所示为标准椭圆封头形式的压力容器,承压为 10 MPa,筒体和封头厚度 $t = 3$ mm,封头长半轴为 R_1 ,而短半轴 R_2 的长度为 $1/2 R_1$, H 为压力容器总长度的一半,直边段长度 $h = 25$ mm,根据压力容器的结构,要求 $H - R_2 \geq 50$ mm,材料的屈服强度 σ_s 为 235 MPa,弹性模量 E 为 206 GPa,泊松比 μ 为 0.3。

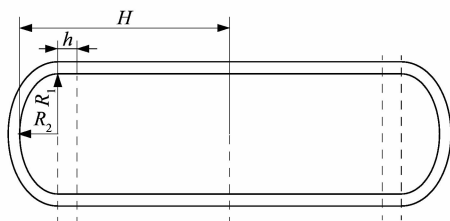


图 1 椭圆形封头形式的压力容器

Figure 1 Pressure vessel with elliptical head

保持钢板厚度不变,求出压力容器体积最大时对应的 R_2 和 H 的值。

2) 图 2 所示为碟形封头形式的压力容器,承压为 10 MPa,选用的钢板厚度 $t = 3$ mm, D 为直边段直径,

$R = 0.9D$, $r = 0.17D$, L 为压力容器筒体段长度,直边段长度 $h = 25$ mm,要求 $L \geq 50$ mm,所用材料屈服强度 σ_s 为 235 MPa,弹性模量 E 为 206 GPa,泊松比 μ 为 0.3。

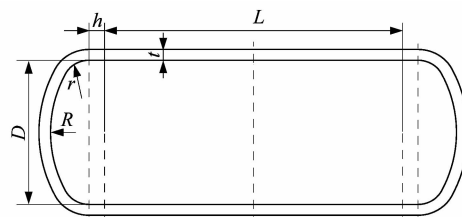


图 2 碟形封头形式的压力容器

Figure 2 Pressure vessel with dished head

保持钢板厚度不变,求出压力容器体积最大时对应的 D 和 L 的值。

1.1 体积公式

两种封头形式的压力容器的目标函数都为压力容器的最大体积。对于椭圆形封头的压力容器:选取椭圆封头的短半轴 R_2 和压力容器的 $1/2$ 长度 H 作为设计变量。对于碟形封头的压力容器:选用封头的直边段内径 D 和压力容器筒体的 $1/2$ 长度 L 作为设计变量。

根据压力容器的相关计算,可以得出:

1) 椭圆形封头的压力容器体积

$$V = \frac{16}{3} \pi R_2^3 + 2\pi (2R_2)^2 (H - R_2);$$

2) 碟形封头的压力容器体积

$$V' = 0.267 939 D^3 + 2\pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 L.$$

以上 2 种封头形式的压力容器的构造及载荷都是对称的,为便于优化设计,提取压力容器总体构造的 $1/8$ 进行有限元优化设计。利用 ANSYS 进行优化设计时,通常情况下是求目标函数的最小值,而此文中的目标是求体积的最大值,因此,需要对目标函数进行转化。目标函数转化方法有 2 种:一种是对目标函数求倒数,从而可以实现转换,不过这种方法的计算量比较大,在优化设计时比较容易出错;还有一种就是对原来的目标函数直接取负值,这种方法不仅容易理解而且转换起来也比较简单^[8-10]。课题组采用将目标函数取负值的方法。

1) 椭圆形封头形式的压力容器的 $1/8$ 体积

$$V_{1/8} = -\frac{2}{3} \pi R_2^3 - \pi R_2 (H - R_2) = -\frac{1}{3} \pi R_2^2 (3H - R_2) = V_{1/8}(R_2, H).$$

考虑到优化设计的需求与条件,最后确定优化设计的数学表达式为:

$$\min V_{1/8}(X), X = [R_2 \quad H]^T.$$

约束条件:

$$g_1(X) = R_2 > 0; g_2(X) = H > 0;$$

$$g_3(X) = \sigma_{\max} - 235 \geq 0;$$

$$g_4(X) = H - R_2 \geq 50.$$

2) 碟形封头形式的压力容器的 1/8 体积

$$V'_{1/8} = -0.033492D^3 - \frac{1}{16}\pi D^2 L = V'_{1/8}(D, L).$$

考虑到优化设计的需求与条件,最后确定优化设计的数学表达式为:

$$\min V'_{1/8} X', X' = [D \quad L]^T.$$

约束条件:

$$g_1(X') = D > 0; g_2(X') = L > 0;$$

$$g_3(X') = \sigma_{\max} - 235 \geq 0.$$

1.2 有限元模型的建立

1.2.1 椭圆形封头压力容器

在 ANSYS 软件中定义压力容器封头的长半轴 R_1 , 短半轴 $R_2 = 1/2R_1$, 直边段长度 $h = 25$ mm, 高度相关的尺寸 H , 体积 V , 初始值取 $R_2 = 150$ mm, $H = 300$ mm, 厚度 $t = 3$ mm, 弹性模量 $E = 206$ GPa, 泊松比 $\mu = 0.3$ 。由于压力容器结构是对称的, 按壳体结构建立参数化模型, 首先建立 1/8 椭球面, 然后建立 1/4 圆柱面, 最后经过布格尔运算得到压力容器的 1/8 实体模型如图 3 所示。

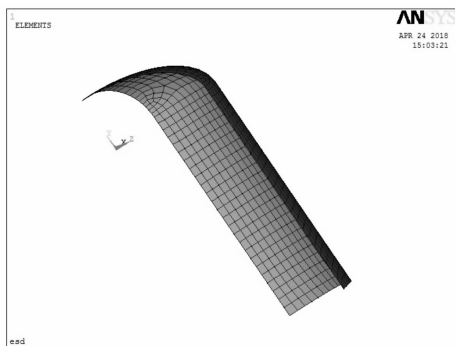


图 3 椭圆形封头形式的压力容器有限元模型

Figure 3 Finite element model of pressure vessel with elliptical head

1.2.2 碟形封头压力容器

在 ANSYS 软件中创建压力容器参数 $D = 300$ mm, $R = 0.9D$, $r = 0.17D$, 直边段 $h = 25$ mm, 厚度 $t = 3$ mm, 体积 V' , 弹性模量 $E = 206$ GPa, 泊松比 $\mu = 0.3$ 。由于

压力容器结构是对称的, 按壳体结构建立参数化模型, 首先以 R 为半径建立球面, 再以 r 为半径建立球面, 然后建立 1/4 圆柱面, 最后经过布格尔运算得到压力容器的 1/8 实体模型, 如图 4 所示。

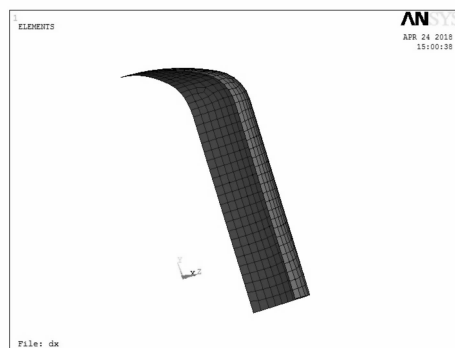


图 4 碟形封头形式的压力容器有限元模型

Figure 4 Finite element model of pressure vessel with dished head

2 有限元分析及优化设计

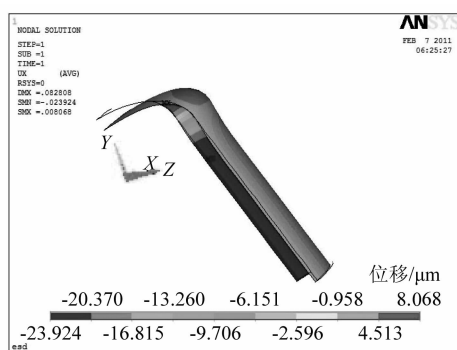
2.1 有限元分析

在求解之前, 在模型对称面上施加对称约束, 然后在其内表面施加 10 MPa 的压力载荷, 最后进行有限元求解^[11]。得到压力容器沿着 x, y, z 轴方向位移和应力云图, 总的位移和应力云图。

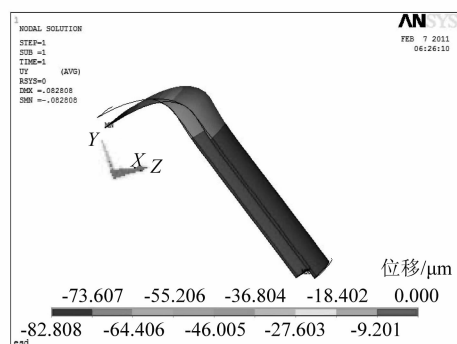
1) 椭圆形封头压力容器

椭圆形封头 x, y, z 轴方向的位移云图和总的位移云图如图 5 所示。可以看出: 压力容器总的最大变形量为 82.808 μm , 最小变形量为 11.535 μm ; x 轴方向的最大变形量为 23.924 μm ; z 轴方向的最大变形量为 23.934 μm ; y 轴方向的最大变形量为 82.808 μm 。从图 5(a) 和 5(c) 可以看出, 在压力容器的筒体与封头的连接部位的变形量相对来说比较大。这是因为, 在筒体与封头的连接处会产生不连续效应, 从而会有相对大一点的变形; 而在整个筒体部位的变形量相对来说比较均匀, 那是因为在受到恒定压力载荷的时候, 筒体是一个标准的回转体, 没有几何形状的突变。综合分析可以看出, 整体的变形量均较小, 符合制造材料的许用刚度, 因此该压力容器可以在要求的特定环境中安全使用。

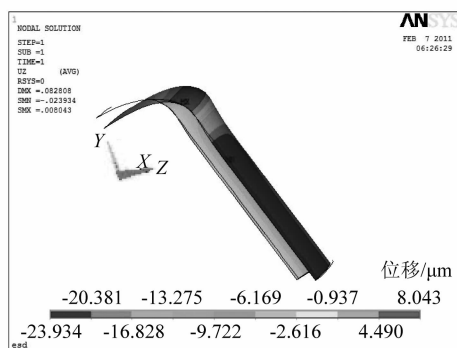
椭圆形封头 x, y, z 轴方向的位移云图和总的应力云图如图 6 所示。可以看出: 压力容器总的最大应力为 184.969 MPa, x 轴方向的最大应力为 189.269 MPa, y 轴方向的最大应力为 162.886 MPa, z 轴方向的最大应力为 189.309 MPa, 均小于制造材料 Q235 的许



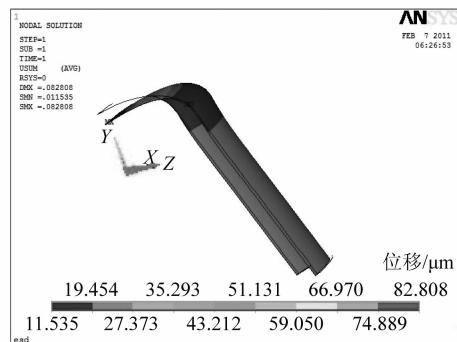
(a) x方向位移云图



(b) y方向位移云图



(c) z方向位移云图

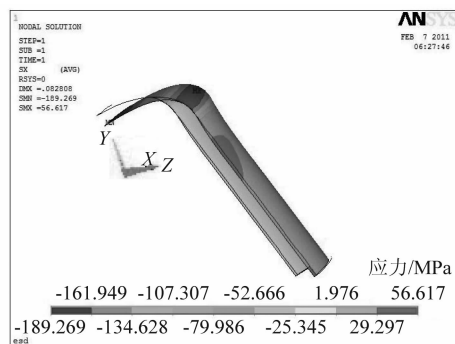


(d) 总体位移云图

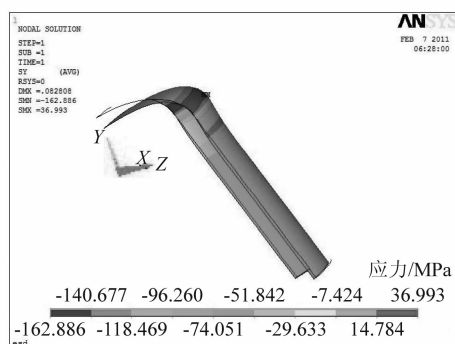
图5 椭圆形封头压力容器的位移云图

Figure 5 Displacement cloud chart of pressure vessel with elliptical head

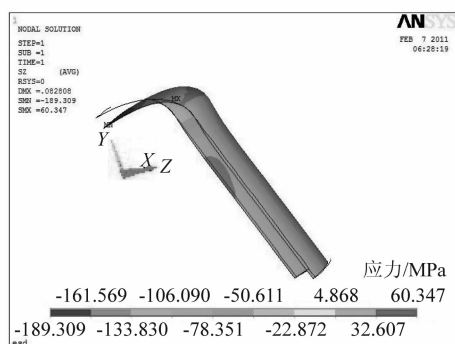
用应力;相对来说在压力容器的筒体与椭圆封头的连接处应力比较大,这主要是因为封头与筒体的连接处几何形状发生突变,导致出现的不连续应力,而筒体的



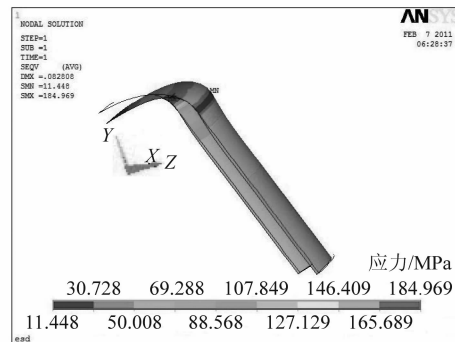
(a) x方向应力云图



(b) y方向应力云图



(c) z方向应力云图



(d) 总体应力云图

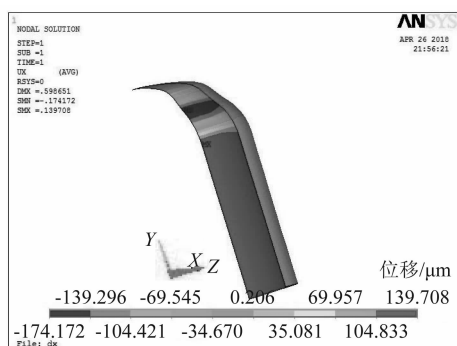
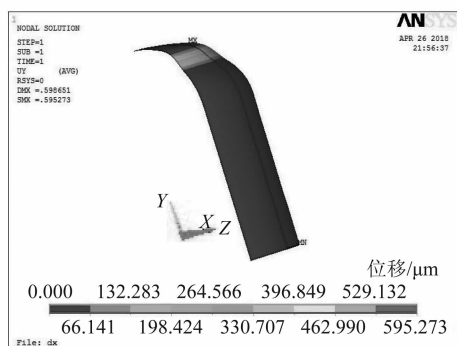
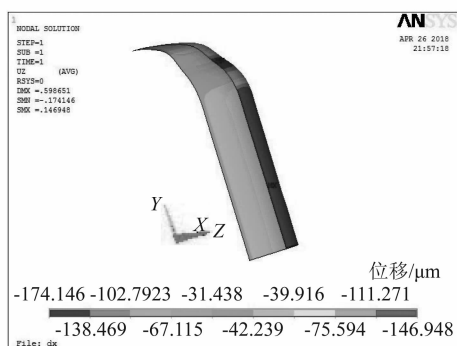
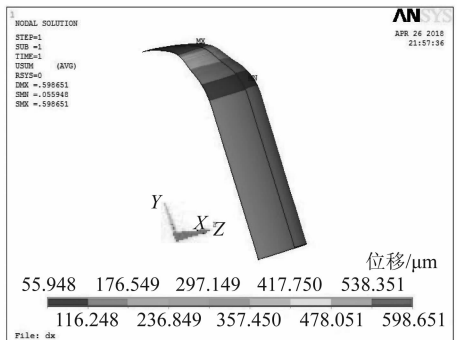
图6 椭圆形封头压力容器应力云图

Figure 6 Stress cloud diagram of pressure vessel with elliptical head

其它部位的应力变化相对较小,是因为其它的部位没有明显的几何形状突变,受力相对均匀。综合分析可知,压力容器满足要求,可以安全使用。

2) 碟形封头压力容器

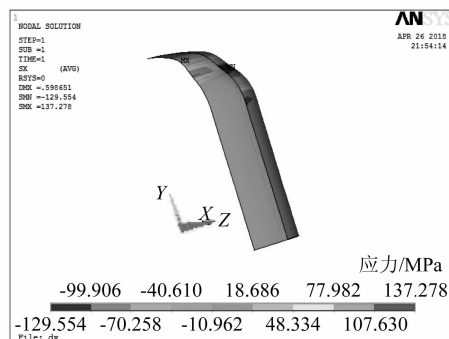
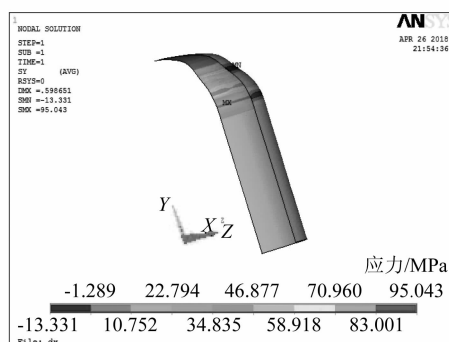
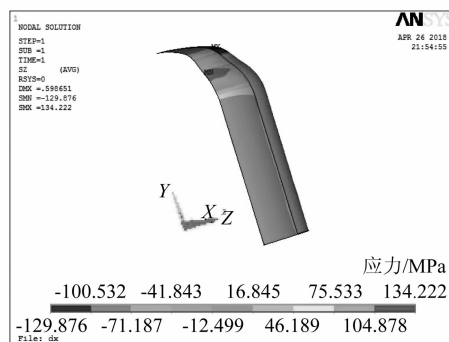
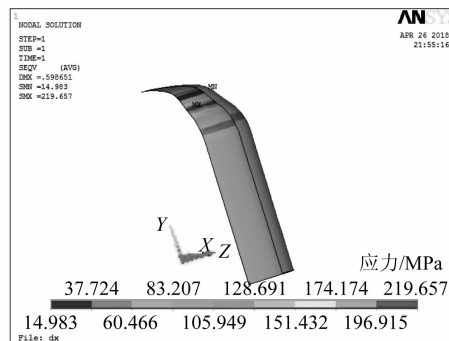
碟形封头 x, y, z 轴方向的位移云图和总的位移云图如图 7 所示。

(a) x 方向位移云图(b) y 方向位移云图(c) z 方向位移云图

(d) 总体位移云图

图 7 碟形封头压力容器位移云图
Figure 7 Displacement cloud chart of pressure vessel with dished head

碟形封头 x, y, z 轴方向的应力云图和总的应力云图如图 8 所示。

(a) x 方向应力云图(b) y 方向应力云图(c) z 方向应力云图

(d) 总体应力云图

图 8 碟形封头压力容器应力云图
Figure 8 Stress cloud diagram of pressure vessel with dished head

从图 7 可以看出:压力容器总的最大变形量为 $598.651\ \mu\text{m}$,最小变形量为 $55.948\ \mu\text{m}$; x 轴方向的最大变形量为 $174.172\ \mu\text{m}$; y 轴方向的最大变形量为 $595.273\ \mu\text{m}$; z 轴方向的最大变形量为 $174.146\ \mu\text{m}$ 。相对于球形封头而言,碟形封头形式的压力容器变形量比较大,整个筒体部位的变形都相对比较均匀,没有出现突变的情况。而碟形封头是由一部分球面和一部分过渡段组成,因此在整个封头上的变形量在过渡段与球面的连接处出现突变。

从图 8 可以看出:该压力容器总的最大应力为 $219.657\ \text{MPa}$; x 轴方向的最大应力为 $137.278\ \text{MPa}$; y 轴方向最大应力都为 $95.043\ \text{MPa}$; z 轴方向的最大应力为 $134.222\ \text{MPa}$ 。应力小于制造材料 Q235 的许用应力,该压力容器在特定的工作环境中可以安全使用。综合来看,碟形封头压力容器的应力在筒体上与椭圆形封头压力容器类似,比较均匀,是因为在整个筒体的上没有几何形状的突变。碟形封头是由球面、过渡段和直边段共同组成,在几何形状上发生了突变,因此会产生不连续应力,导致出现了碟形封头的应力变化大。

2.2 结构的优化设计

1) 椭圆形封头压力容器的优化设计

根据上述对椭圆形封头形式的压力容器的有限元分析以及求解得出的结果,建立压力容器有限元优化设计的分析文件,提取压力容器的等效应力最大值 S_{MAX} ,进入优化处理器指定分析文件,选择压力容器的 R_2 和 H 的初始值为设计变量,设置设计变量 R_2 和 H 的取值范围 $50 \sim 550\ \text{mm}$,设置压力容器的等效应力最大值 S_{MAX} 为状态变量,取值范围只设置最大值 $235\ \text{MPa}$,设置封头容积 V 为目标函数,利用 ANSYS 一阶优化设计的原理,对压力容器进行优化设计,结果如图 9 和图 10 所示。

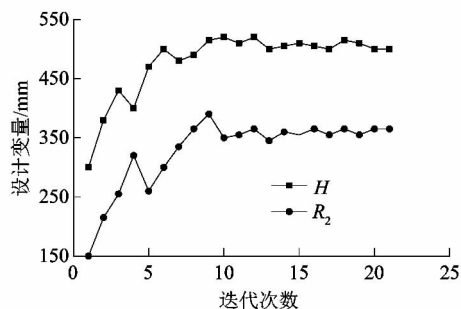


图 9 设计变量 H, R_2 与迭代次数的关系曲线

Figure 9 Relationship curves between design variables H, R_2 and iteration times

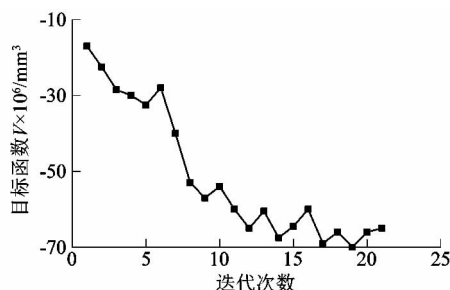


图 10 目标函数 V 与迭代次数的关系曲线

Figure 10 Relationship between objective function V and iteration number

从图中可以看出,设计变量、目标函数在开始迭代时变化幅度都比较大,随着不断地进行迭代计算,逐渐趋于稳定,最后经过 21 次的迭代计算,得到了最优的设计参数: $R_2 = 350.147\ \text{mm}$, $H = 500.038\ \text{mm}$,压力容器满足强度要求,目标函数体积最小,最小体积 $V = -67\ 669\ 265.009\ \text{mm}^3$,因为是对目标函数取负值,而且优化设计的目标函数为原体积的 $1/8$,经过数学转换可以得到椭圆形封头形式的压力容器体积的最大为 $V_{\text{max}} = -8V_{1/8} = 541\ 354\ 120.072\ \text{mm}^3$,根据压力容器生产需求,需对该压力容器优化得出来的设计参数圆整,取 $R_2 = 350\ \text{mm}$, $H = 500\ \text{mm}$,由此可以得出 $R_1 = 700\ \text{mm}$,此时该压力容器的体积为 $540\ 364\ 592.294\ \text{mm}^3$ 。

2) 碟形封头压力容器的优化设计

根据碟形封头压力容器的有限元分析以及求解得出的结果,建立压力容器有限元优化设计的分析文件,提取压力容器的等效应力最大值 S_{MAX} ,进入优化处理器指定分析文件,选择压力容器的 D 和 H 的初始值为设计变量,设置设计变量 D 和 H 的取值范围 $100 \sim 1\ 100\ \text{mm}$,设置压力容器的等效应力最大值 S_{MAX} 为状态变量,取值范围只设置最大值 $235\ \text{MPa}$,设置封头容积 $V'_{1/8}$ 为目标函数,利用 ANSYS 一阶优化设计的原理,对压力容器进行优化设计,结果如图 11 ~ 12 所示。

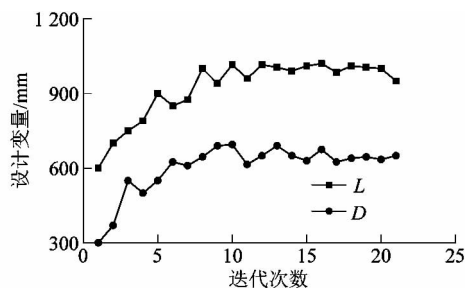


图 11 设计变量与迭代次数的关系曲线

Figure 11 Relationship curves between design variables and iteration times

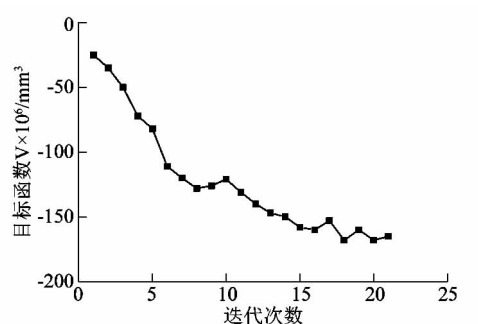


图 12 目标函数与迭代次数的关系曲线

Figure 12 Relationship between objective function and iteration number

可以看出,设计变量、目标函数在开始迭代时变化幅度都比较大,随着不断地进行迭代计算,逐渐趋于稳定,最后经过 21 次的迭代计算,得到了最优的设计参数: $D = 630.273 \text{ mm}$, $L = 1\,000.193 \text{ mm}$, 压力容器满足强度要求,目标函数体积最小,最小值 $V_{1/8} = -166\,262\,265.526 \text{ mm}^3$, 因为是对目标函数取负值,而且优化设计的目标函数为原体积的 $1/8$, 经过数学转换可以得到碟形封头形式的压力容器体积为 $V'_{\max} = -8V'_{1/8} = 1\,330\,098\,120.208 \text{ mm}^3$, 根据压力容器生产需求,需对该压力容器优化得出来的设计参数圆整,取 $D = 630 \text{ mm}$, $L = 1\,000 \text{ mm}$, 由此可以得出 $R = 0.9D = 567 \text{ mm}$, $r = 0.17D = 107.1 \text{ mm}$, 此时该压力容器的体积为 $V' = 1\,329\,567\,613.173 \text{ mm}^3$ 。

经过对 2 种不同封头形式的压力容器有限元分析及结构的优化设计,可以在有限元分析的过程中,很直观地看出各种压力容器的所受应力以及变形的情况。分析对比后,得出在受同等压力载荷的情况下,椭圆形封头的变形量较小,碟形封头的变形量较大,因此可以推理出椭圆形封头的各项性能指标要优于碟形封头。在后续的结构优化设计过程中,可以获得全部优化设计过程当中设计变量、目标函数与迭代次数的具体变化情况。从图 11 中看出设计变量和目标函数在开始的前几次迭代时,变化比较大且不稳定,随着优化的继续进行,设计变量与目标函数的变化逐渐稳定下来,并且趋向于某一特定值,最终经过 21 次的迭代得出了压力容器的最优设计参数,而且得出此时的目标函数的最小值,经过换算可以得出压力容器此时的最大体积。

由此方式就设计出了满足需求的压力容器^[12-13]。

3 结论

1) 经过对椭圆形和碟形封头的压力容器的应力进行对比,可以发现在同等载荷下,椭圆形封头的压力容器应力较小,从受力性能出发,椭圆形封头优于碟形封头。

2) 不同封头形式的压力容器,在进行优化设计时,设计的变量的范围要选取合适,否则优化失败,可以多次将控制设计变量的范围进行优化,最终可以得出合适的设计变量取值范围。

3) 经过 21 次迭代得到压力容器的最优设计参数,优化效果明显。

4) 由最终的设计变量的变化关系以及目标函数的变化关系,可以发现椭圆形封头压力容器的参数 R_2 和碟形封头压力容器参数 D 的变化趋势与目标函数体积的最大值一致。

参考文献:

- [1] 潘国昌,郭庆丰. 化工设备设计[M]. 北京:清华大学出版社,1996:145-160.
- [2] 谭蔚. 化工设备设计基础[M]. 天津:天津大学出版社,2000:200-215.
- [3] 王志文,蔡仁良. 化工容器设计[M]. 北京:化学工业出版社,2005:70.
- [4] 石传美,张亚新,王光文. 基于 ANSYS 的压力容器壁厚优化设计[J]. 化工设备与管道,2009,32(5):2.
- [5] 张晶,桂亮. 内压力容器筒体与大接管相贯区的应力强度评定[J]. 化工机械,2009,36(4):343.
- [6] 苗浩然,刘暘,赵延平. 基于有限元分析的压力容器应力分布研究[J]. 新技术新工艺,2012,20(7):31.
- [7] 张彩丽. 压力容器的有限元分析及优化设计[J]. 陕西科技大学学报,2012,30(6):95.
- [8] 任海云,陈辉,王风涛. 压力容器不连续区的有限元分析及优化设计[J]. 机械工程师,2011,15(7):104.
- [9] 李杨,张兴芳,蔡业斌. 高压容器筒体与封头过渡区对应力集中的影响及优化设计[J]. 化工机械,2016,43(3):323.
- [10] 余伟伟,高炳军. ANSYS 在机械与化工装备中的应用[M]. 北京:中国水利水电出版社,2006:215.
- [11] 史南达,鲍务均. 利用有限元软件对压力容器进行优化设计[J]. 机械设计与制造,2005,14(10):13.
- [12] 张亚新,石传美. 基于 ANSYS 的压力容器壁厚优化设计[J]. 机械与电子,2009,5(8):58.
- [13] 谭晶莹,刘胜. 基于 ANSYS 的压力容器壁厚优化设计[J]. 湖南理工学院学报,2016,18(5):50.