

文章编号:1671-251X(2015)04-0052-03 DOI:10.13272/j.issn.1671-251x.2015.04.014
孙宇,刘荔.基于有限元分析的复杂隔爆外壳优化设计[J].工矿自动化,2015,41(4):52-54.

基于有限元分析的复杂隔爆外壳优化设计

孙宇, 刘荔

(中煤科工集团重庆研究院有限公司, 重庆 400039)

摘要:根据 GB/T 3836.2—2010 对隔爆箱体的要求,用三维设计软件对复杂隔爆外壳进行建模;根据箱体制造工艺,对箱体模型进行简化,并验证简化方法对结果的影响;用有限元分析软件对模型进行有限元分析,得出箱体最大变形数据,用于提高箱体的强度。

关键词:复杂隔爆外壳;有限元分析;模型简化;结构优化

中图分类号:TD684 文献标志码:A 网络出版时间:2015-03-31 08:36

网络出版地址:<http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1627.TP.20150331.0836.014.html>

Optimization design of complex flameproof enclosure based on finite element analysis

SUN Yu, LIU Li

(CCTEG Chongqing Research Institute, Chongqing 400039, China)

Abstract: According to requirements of GB/T 3836.2-2010 for flameproof enclosure, three-dimensional design software was used for modeling of complex flameproof enclosure. Box model was simplified according to manufacturing process of the box, and influence of simplified method on the results was validated. Finite element analysis software was used for analysis of the model, and the maximum deformation data of the box was obtained to enhance strength of the box.

Key words: complex flameproof enclosure; finite element analysis; model simplification; structure optimization

0 引言

矿用隔爆设备对箱体的强度有很高的要求,因此,制造隔爆外壳所选用的钢板都比较厚重。隔爆外壳在整个隔爆设备成本中占的比例很高,所以在满足箱体强度要求的情况下,如何能够使用更薄的钢板来制造箱体,减轻箱体重量,从而降低隔爆设备的成本,是一项很有意义的研究。针对复杂隔爆外壳的设计,如果通过传统的理论计算来分析箱体强度,其求解过程将非常繁琐,且不易得到准确的结果。本文借助有限元分析理论,对模型进行适当简化,得到满足设计需要的计算结果。

1 三维建模

某功率补偿装置复杂隔爆外壳外形尺寸为 $1\,990\text{ mm}\times 1\,451\text{ mm}\times 1\,042\text{ mm}$,用 Q235A 钢板焊接而成,其三维模型如图 1 所示。由于模型中圆角等特征对有限元分析的计算量影响很大,而对计算精度影响很小,所以适当简化模型,去掉圆角,去掉门把手、盖板把手等对箱体刚度、强度影响较小的零件;假定焊接不存在缺陷,焊接后零件构成一个整体(注:焊缝强度一般能达到基体材料强度的 150% 以上,如焊接所用的 J421 焊条,其熔敷金属的抗拉强度 $\geq 420\text{ MPa}$,屈服强度 $\geq 330\text{ MPa}$,延伸率 $\geq 22\%$,疲劳冲击 $\geq 47\text{ J}$,均高于箱体材料 Q235A);根据现场焊接情况,壳体为满焊,加强筋为断续焊。

收稿日期:2014-09-04;修回日期:2015-01-13;责任编辑:胡娟。

基金项目:瓦斯灾害监控与应急技术国家重点实验室,中煤科工集团重庆研究院有限公司青年创新基金资助项目(2013QNJJ07)。

作者简介:孙宇(1983—),男,重庆人,工程师,硕士,主要研究方向为矿用隔爆设备制造,E-mail:sunyu9119@126.com。

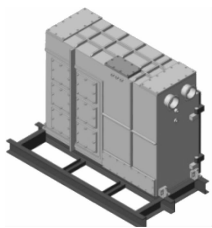


图1 复杂隔爆外壳三维模型

2 有限元分析

复杂隔爆外壳的三维模型特征繁多,结构复杂,而且有众多的焊接结构,在进行有限元分析时,如果采用原始模型计算量会非常大,完成模型计算需要几天时间,且容易发生宕机,因此,对箱体模型的焊接结构进行简化是非常有必要的。

2.1 模型简化

2.1.1 满焊结构简化

为测试壳体满焊焊缝对仿真结果的影响,建立外形尺寸为100 mm×100 mm×100 mm、壁厚为10 mm、一面开口的钢结构模型。设计了2个方案进行对比:方案1为一个整体;方案2为5块板满焊而成,焊缝由三维软件生成,如图2所示。

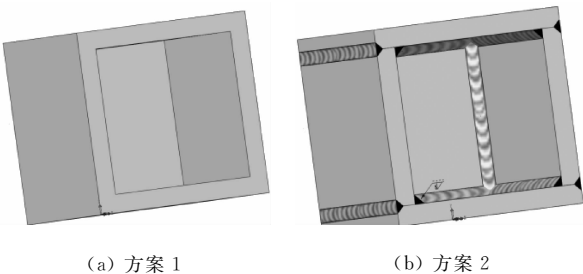


图2 满焊焊缝影响对比试验模型

在壳体底面施加固定约束,在壳体内表面施加1 MPa的压力,求解得到总变形云图,如图3所示。

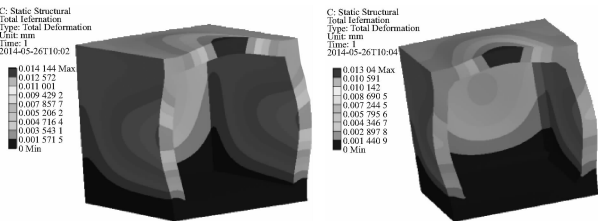


图3 焊缝影响对比试验总变形云图

由图3可以看出,2个模型最大总变形发生的位置相同,均发生在上板前边缘的中间位置;方案1的最大变形为0.014 144 mm,方案2的最大变形为0.013 04 mm。2个方案的变形误差为

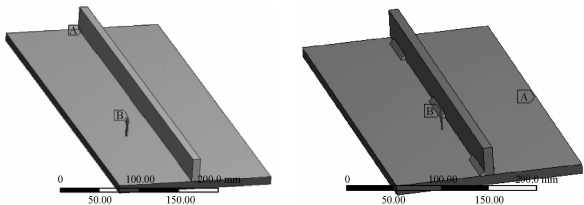
$$\frac{0.014\ 144-0.013\ 04}{0.013\ 04}\approx 8.5\%$$

(1)

从式(1)可见,简化满焊焊缝后,变形误差约为8.5%,小于10%,在允许范围内。

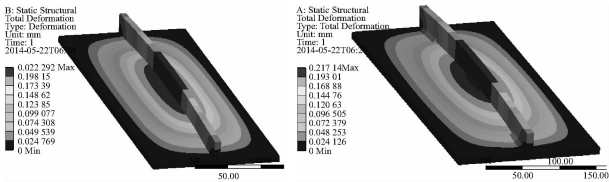
2.1.2 断续焊结构简化

为测试加强筋断续焊缝对变形的影响,建立长度为500 mm、宽度为200 mm、厚度为10 mm的钢板模型,中间加一个长度为500 mm、宽度为30 mm、厚度为10 mm的钢板加强筋。设计了2个方案进行对比:方案1在加强筋上切150 mm×1 mm的槽,以简化替代断续焊缝;方案2按加强筋焊接方式建立焊缝长度为60 mm、间距为150 mm的断续焊缝。2个方案都在四周添加固定约束,在底面施加1 MPa的压力,如图4所示。



(a) 方案1 (b) 方案2

图4 加强筋断续焊缝对比试验约束与载荷
计算得到加强筋断续焊缝对比试验总变形云图,如图5所示。



(a) 方案1的总变形云图 (b) 方案2的总变形云图

图5 加强筋断续焊缝对比试验总变形云图
从图5可以看出,2个模型最大总变形发生的位置相同,均发生在板的中心位置;方案1最大总变形为0.222 mm,方案2最大总变形为0.217 mm。2个方案的变形误差为

$$\frac{0.222-0.217}{0.217}\approx 2.3\%$$

(2)

从式(2)可见,简化断续焊缝后,变形误差约为2.3%,小于10%,在允许范围内。

通过对比仿真试验可以看出,无论是壳体的双面满焊,还是加强筋的交错断续焊,对仿真结果的影响都较小,误差小于10%,因此,可以对模型进行简化。

2.2 复杂隔爆外壳有限元分析计算

箱体材料参数:Q235A钢板,屈服点为

235 MPa,泊松比为 0.3,弹性模量为 2×10^{11} Pa。按 GB/T 3836.2—2010 中 15.1.3.1 要求,在没有测定参考压力时,静压试验压力为 1 MPa,所以在设计阶段对腔内各面施加大小为 1 MPa 的压力,对螺栓的螺纹面施加大小为 5 000 N 的螺栓预紧力,有限元分析结果如图 6 所示。

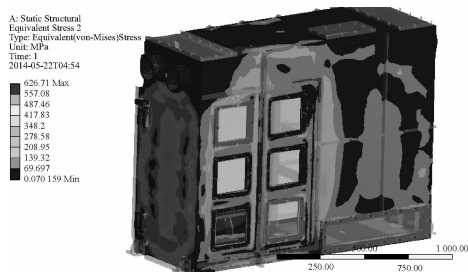


图 6 复杂隔爆外壳仿真结果

从图 6 可以看出,最大应力值出现在后板散热器法兰加强筋的中部,大小约为 417 MPa,超过了材料的屈服极限 235 MPa,需要进行结构优化。

3 结构优化

初始结构:加强筋高度为 60 mm,法兰厚度为 12 mm,后板质量为 312 kg,在后板散热器法兰加强筋的中间位置最大应力值已达 417 MPa,超过钢板屈服应力 235 MPa,需加强箱体强度。设计了以下 2 种优化方式:

优化方式 1:加强筋高度不变,将法兰厚度增加到 30 mm。经有限元分析,在后板散热器法兰加强筋的中间位置最大应力值为 230 MPa,此时后板质量为 444 kg,箱体质量为 1 107 kg。

优化方式 2:法兰厚度不变,将加强筋高度增加到 120 mm。经有限元分析,在后板散热器法兰加强筋的中间位置最大应力值为 230 MPa,此时后板质量为 323 kg,箱体质量为 1 086 kg。与优化方式 1 相比,箱体质量约减轻了 11%。

4 水压验证

根据 GB3836.2—2010 中 15.1.3.1 要求,过压

试验施加的相应压力应为参考压力的 1.5 倍。由试验数据可知,爆炸试验参考压力为 0.377 MPa,则静压试验应为 $0.377 \text{ MPa} \times 1.5 = 0.566 \text{ MPa}$ 水压试验,用百分表测得箱体最大变形量为 3 mm,位置与软件分析所得位置相同。在 0.566 MPa 压力下,软件分析所得最大变形量为 3.2 mm,水压试验结果与有限元分析结果误差约为 6%。在卸压后,箱体变形消除,证明箱体结构安全可靠。

5 结语

通过适当简化箱体模型,有效地减少了有限元分析过程中的计算量,使得结果易于收敛。根据有限元分析结果,得到箱体在静压试验时的应力分布,对于超过材料屈服应力的区域进行结构优化。在满足强度要求的前提下,选择节省材料的结构方式,在外形尺寸为 $1\,990 \text{ mm} \times 1\,451 \text{ mm} \times 1\,042 \text{ mm}$ 的功率补偿装置设计中,采用有限元分析方法后,装置质量减轻了 11%。在箱体的制造加工过程中,对有限元分析结果中应力分布大的区域,需要重点管控板材质量及焊接质量。水压验证结果表明,采用有限元分析方法对复杂隔爆外壳进行结构优化是可行的,但有限元分析结果与实际的试验结果仍然存在一定的差异,为使分析结果更加精确,仍需要做进一步的研究。

参考文献:

- [1] GB 3836.2—2000 爆炸性气体环境用电气设备 第 2 部分:隔爆型“d”[S].
- [2] 马霄. ANSYS 的网格划分技巧[J]. 矿山机械, 2004 (5):65-66.
- [3] 李民,刘欣丽,叶铁丽. 基于 Pro/E 和 ANSYS 的减速箱三维建模与分析[J]. 矿业研究与开发, 2010(1): 65-67.
- [4] 李涛,左正兴,廖日东. 结构仿真高精度有限元网格划分方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6):304-308.
- [5] 高志刚,刘泽明,李娜. 复杂模型的 ANSYS 有限元网格划分研究[J]. 机械工程与自动化, 2006(3):41-43.