

DOI:10.15923/j.cnki.cn22-1382/t.2018.3.06

基于有限元的电液伺服试验机立柱分析与优化

王晓东, 王 龙*, 孙 锐, 张 炜

(长春工业大学 机电工程学院, 吉林 长春 130012)

摘 要: 利用 CATIA 三维软件对电液伺服试验机立柱进行建模, 并进行静动态分析。利用 HyperWork/OptiStruict 以单元密度为设计变量, 以节点合位移最大化和体积分数最小化为目标函数对立柱结构进行多目标拓扑优化。优化结果表明, 在相同受力情况下, 立柱的第一阶固有频率和最大变形量均在设计允许范围内, 立柱质量减轻了 6.58%。

关键词: 静力分析; 模态分析; 多目标; 拓扑; 轻量化

中图分类号: TP 24 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-1374(2018)03-0243-05

Electro-hydraulic servo testing machine of analysis and optimization based on FEM

WANG Xiaodong, WANG Long*, SUN Rui, ZHANG Wei

(School of Mechatronic Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130012, China)

Abstract: With 3D CATIA, a model is built for the electro hydraulic servo testing machine column. By both the static and dynamic analysis based on HyperWorks/OptiStruict module, we take the cell density as design variable, and maximum displacement at the nodes and minimum volume fraction as objective functions to make the multi-objective topology optimization. The results show that the first order natural frequency and maximum deformation of the column are within allowable range when the stress distribution is the same. The weight of the column is reduced by 6.58%.

Key words: static analysis; modal analysis; multi-objective; topology; lightweight.

0 引 言

近几年,随着橡胶支座在实际工程中应用越来越广,它的力学性能需要专门设备进行检测,这推动了试验机行业的发展,试验机行业发展越来越快,被大部分领域普遍应用,在国民经济中有很

高的地位^[1]。人们对它越来越关注,市场需求逐渐增大。现代化试验机系统朝着高精度、大载荷方向发展,大载荷对结构要求较高,试验机设计者往往以经验设计,会造成材料的浪费。这就需要试验机轻量化进行研究,立柱等关键基础零部件也在向轻量化领域延伸^[2-3]。

收稿日期: 2018-04-15

基金项目: 校企合作项目

作者简介: 王晓东(1970—),男,汉族,吉林长春人,长春工业大学教授,博士,主要从事机电一体化综合应用技术方向研究,E-mail:wangxiaodong@ccut.edu.cn. * 通讯作者:王 龙(1989—),男,汉族,河南郸城人,长春工业大学硕士研究生,主要从事机电一体化综合应用技术方向研究,E-mail:1284646858@qq.com.

试验机主体结构大多选用龙门框架结构,立柱作为龙门框架结构的基础零部件,对龙门框架结构的稳定性以及试验机整机结构的稳定性具有重要作用。为了满足整机的性能要求,立柱必须满足动静态要求。文中以立柱轻量化为研究目的,首先对立柱进行模态分析,得到相应的固有频率和振型。再对立柱进行静力分析,得到立柱的最大变形分布和应力分布。在动静态分析的基础上,以单元密度为设计变量,以节点台位移最大化和体积分数最小化为目标函数进行多目标拓扑优化,实现轻量化的目的。

1 电液伺服试验机立柱模型建立

在对立柱进行建模过程中,需要对立柱模型进行简化处理^[4-5]。忽略掉一些不重要的小孔、倒角,对立柱结构采用 Tetrahedrons^[6] 网格划分方法,该方法可以提高网格质量,通过尺寸来控制网格大小及网格划分的质量。由于立柱的垂向最大尺寸为 2 450 mm,水平最大尺寸为 700 mm,模型采用基本尺寸为 30 mm 的网格划分,共有 7 576 个节点,23 409 个单元。模型、网格分别如图 1 和图 2 所示。

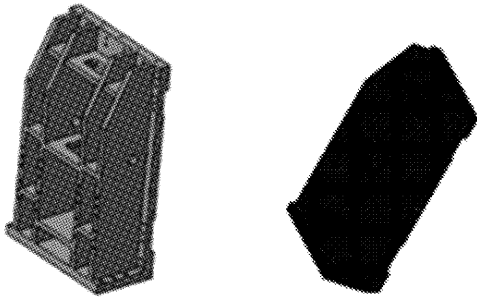


图 1 立柱三维模型 图 2 立柱有限元模型

立柱采用 Q345 材料,泊松比为 0.3,密度为 $7.86 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,立柱质量为 6.53 t。

2 立柱的模态分析

在有限元模型的基础上,定义好立柱材料的密度、泊松比和弹性模量,在立柱螺栓孔六个自由度采用完全固定约束。利用有限元软件中的 Load Step 工况卡片将 SPC 约束卡片与 Eigrl 卡片进行加载,通过 Radioss 求解器对立柱进行模态分析运算,可以判断出立柱结构的动态刚度良好。立柱前四阶模态振型分布如图 3 所示。

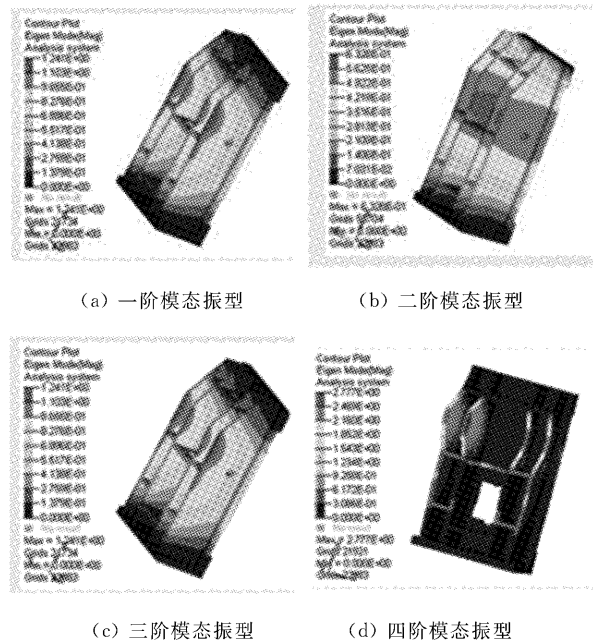


图 3 立柱前四阶模态振型分布

从图 3 中可知,立柱第一阶固有频率为 291.2 Hz,表现为肋板中部绕 X 轴左右摆动;立柱第二阶固有频率为 307.2 Hz,其肋板绕 Z 轴前后扭动;立柱第三阶固有频率为 411.3 Hz,其肋板绕 X 轴左右扭振;立柱第四阶固有频率为 454.1 Hz,其肋板中上部两边绕 X 轴反向扭振。由于试验过程中所加载的载荷的最大频率为 0.05 Hz,综合分析知立柱的动刚度良好。

3 对立柱进行静力分析

在约束静态分析的基础上,对其进行静力分析。对立柱主要作用力为自身所受重力、上横梁的压力、油缸输出载荷对上横梁的反力所引起的扭矩及水平剪切力。将上面所述的力通过 Opti-Struct 的 LOAD 卡片进行力耦合后来模拟实际工况。受力示意图、仿真效果图分别如图 4~图 6 所示。

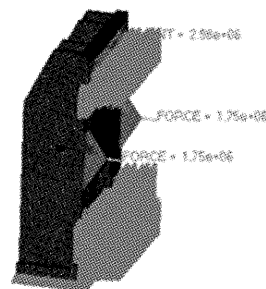


图 4 受力分布图

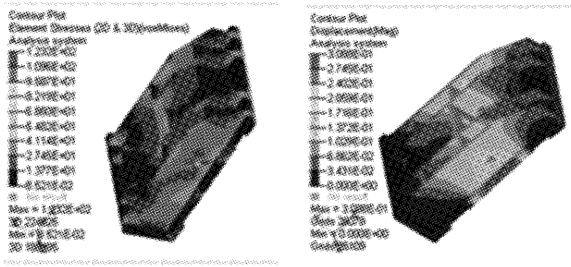


图 5 应力分布云图 图 6 应变分布云图

由图 5 可以看出,立柱的总体最大位移为 0.309 mm,最大变形主要发生在与滚动滑块接触的部分,小于立柱垂向尺寸的 1/2 000 ~ 3/2 000^[7],满足设计要求;从图 6 可以看出,立柱所受最大应力为 123.2 MPa,小于立柱选用的材料 Q345 的屈服极限强度 345 MPa。以上分析结果表明,原模型在结构设计方面有很大的优化空间。

4 立柱多目标拓扑优化

立柱结构采用变密度法(SIMP)的多目标拓扑优化^[7]:以单元密度为设计变量,以载荷节点位移和体积百分比 0.3 为约束条件,目标使立柱

结构柔度最小化。拓扑优化的目的是在保证立柱刚度以及一阶固有频率的前提下尽可能减少立柱的设计材料。

运用 HyperWorks 中的 OptiStruct 拓扑优化模块对立柱进行拓扑优化,在建立好的有限元模型中创建可设计区域和不可设计区域,与上横梁、油缸支撑架接触的重要部分保留,其余部分为不可设计区域。通过设置相关参数,两者的权重关系为 1 : 1,定义好立柱材料属性、立柱的优化区域及非优化区域,模型如图 7 所示。

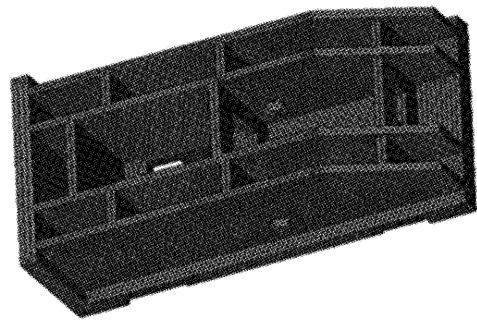


图 7 立柱优化区域图

优化后的迭代曲线如图 8~图 10 所示。

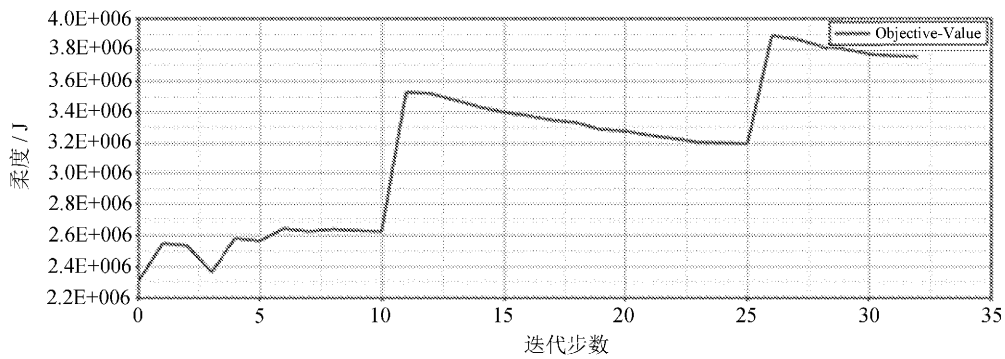


图 8 优化目标迭代曲线

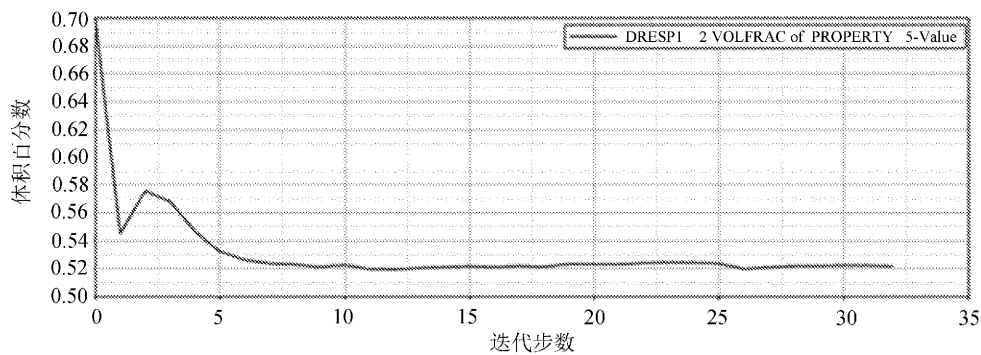


图 9 体积百分比迭代曲线

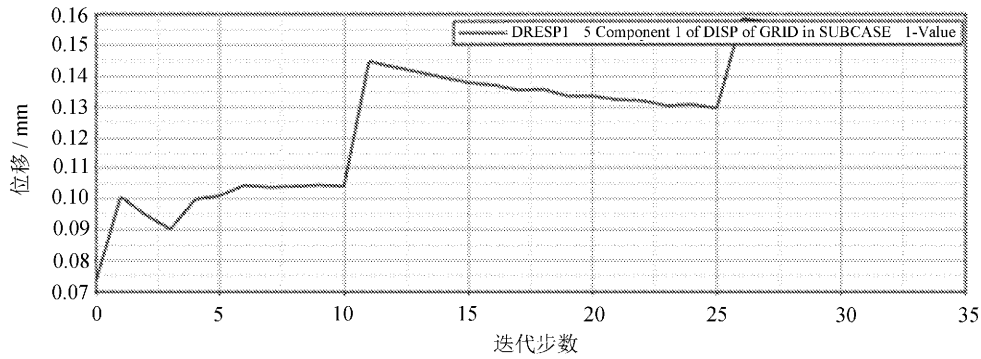


图 10 节点载荷合位移迭代曲线

由图 8 可以看出,立柱的节点载荷合位移经过迭代后到一定值趋于稳定;由图 9 可知,立柱体积百分比经过迭代后有所下降,在一定值后趋于稳定;由图 10 可知,拓扑优化目标经过迭代后趋于稳定,表明优化后立柱性能趋于稳定。

立柱的可设计区域材料的最优化布局的等值面如图 11 所示。

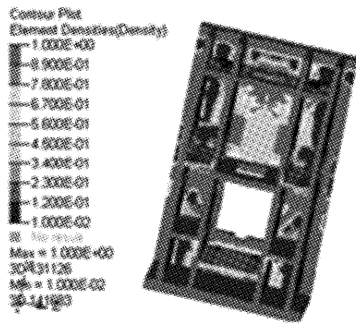


图 11 立柱拓扑优化材料分布结果

由立柱拓扑优化材料分布结果可知,立柱中起主要作用的部分需要保留,其他部分需要考虑改进。根据优化后的材料分布情况在 CATIA 中进行二次改进设计。

根据拓扑优化云图 11 进行改进,优化后的立柱模型如图 12 所示。

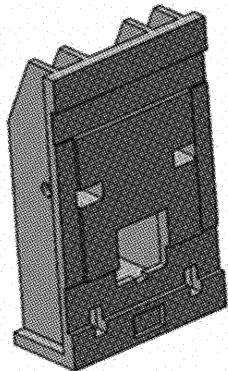


图 12 改进后的三维模型

5 立柱优化结果分析与验证

对改进的立柱进行有限元分析,计算相同工况下的静态特性如图 13 和图 14 所示。

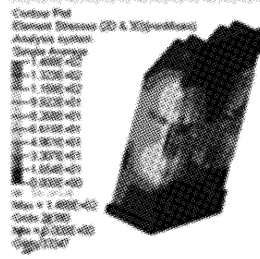


图 13 应力分布

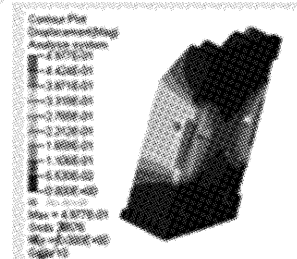
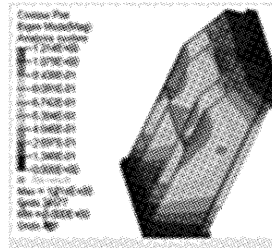
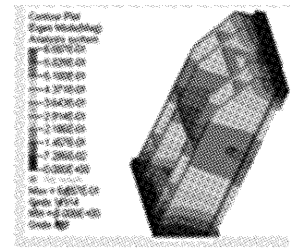


图 14 应变分布

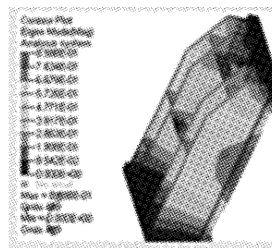
改进的立柱动态特性如图 15 所示。



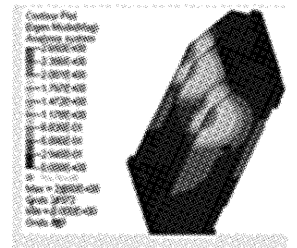
(a) 一阶振型



(b) 二阶振型



(c) 三阶振型



(d) 四阶振型

图 15 改进结构的模态振型分布

由图 13 可知,改进后新立柱的应力变形为 148.8 MPa,远小于材料的屈服极限应力,安全系数为 2.32,符合设计要求。

由图 14 可知,改进后的立柱应变为 0.497 mm,小于立柱垂向尺寸的 1/2 000,符合设计要求。

由图 15 可知,改进后的新立柱一阶固有频率为 300.1 Hz,二阶固有频率为 321.4 Hz,三阶固有频率为 421.3 Hz,四阶固有频率为 448.9 Hz。

改进前的质量为 6.53 t,改进后的质量为 6.1 t,减少了 6.58%;一阶固有频率为 288.5 Hz,略微降低,变形为 0.497 mm,远小于立柱垂向尺寸的 1/2 000,满足设计要求。

6 结 语

应用有限元软件 HyperMesh 对立柱进行模态、静力分析,通过拓扑优化得到最优布局等面图,由等面图对结构进行重新设计。得到新模型的一阶固有频率为 288.5 Hz,略微降低。最大变形量为 0.497 mm,在设计要求的范围之内。质量减轻了 6.58%。结果表明,经过拓扑优化分析,一阶固有频率略降低,模型质量减轻,新的立柱满足

设计要求,达到轻量化的目的。

参考文献:

- [1] 鲁绍曾.现代计量学概论[M].北京:中国计量出版社,1987.
- [2] 官德娟,宋丽霞,陶泽光.机械结构轻量化设计的研究[J].昆明理工大学学报,1997(4):64-69.
- [3] 王兴宇.大吨位自卸车轻量化研究[D].武汉:武汉理工大学,2009.
- [4] 左越.基于贝叶斯概率抽样和灵敏度分析的有限元模型修正方法[D].武汉:华中科技大学,2016.
- [5] 赵俊鹏,姜大伟,高智,等.专用运输车副车架有限元分析[J].长春工业大学学报,2015,36(4):421-425.
- [6] 王玮,李自贵,赵海峰,等.全断面掘进机综合试验机刀盘有限元分析[J].机械设计与制造,2013(6):137-140.
- [7] 王洪权.万吨级结构试验台机架结构的设计与分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
- [8] 冯伟.基于变密度法的箱型梁结构拓扑优化研究[D].太原:中北大学,2014.