

# 基于 ANSYS Workbench 的 GDZ - 300L 型 钻机动力头托架优化设计

黄晓林, 奎 中

(中国地质科学院探矿工艺研究所, 四川 成都 611734)

**摘要:**采用 ANSYS Workbench 对改进后的 GDZ - 300L 型钻机动力头托架进行有限元分析, 论证其结构的安全性; 利用软件中的 Design - Xplorer VT 多目标优化模块对托架进行优化设计, 分析各板件厚度对托架的等效应力、质量大小的影响, 在保证结构强度的前提下, 得出一组最优方案, 达到节省结构耗材, 降低制造成本的目的。

**关键词:**动力头托架; ANSYS Workbench; 有限元分析; 多目标优化; 钻机

中图分类号: P634.3<sup>+</sup>1 文献标识码: A 文章编号: 1672 - 7428(2013)07 - 0093 - 04

**Optimization Design of Power Head Bracket of GDZ - 300L Drill Based on ANSYS Workbench/HUANG Xiao-lin, KUI Zhong** (Institute of Exploration Technology, CAGS, Chengdu Sichuan 611734, China)

**Abstract:** Finite element analysis was made on the modified power head bracket of GDZ - 300L drill with ANSYS Workbench to demonstrate the safety and reliability of the structure; the power head bracket design was optimized by using software of Design-Xplorer VT multi-objective optimization model, the influence of each panel thickness to the bracket in equivalent stress and mass are analyzed. On the premise of ensuring the structure strength, a set of optimal solutions are obtained to save structure material and reduce manufacturing cost.

**Key words:** power head bracket; ANSYS Workbench; finite element analysis; multi-objective optimization; drill

## 0 引言

我所研制的地质灾害应急抢险快速成孔钻机 (GDZ - 300L) 完成了第一轮野外生产试验, 现针对在试验中一些影响钻进效率的结构尺寸进行改进与优化。其中为了能够实现快速加接  $\varnothing 273$  mm 套管, 需要增加动力头主轴与桅杆间的距离, 因此对动力头托架的结构进行优化。动力头与托架的连接铰孔距顶板的距离由 98 mm 变为了 168 mm, 如图 1 所示。铰孔伸出底板的距离增大, 意味着托架承载能力发生了变化, 要对托架整体结构进行校核, 由于目前还没有较理想的经验公式对此类焊接结构件的强度、刚度进行校核, 因此采用 CAE 软件 ANSYS Workbench 对其进行有限元仿真分析, 分析托架的刚度、强度等安全稳定性因素。

## 1 有限元法校核托架

采用 ANSYS Workbench(AWE) 对动力头托架进行有限元仿真分析。AWE 自身具有类似 CAD 的建模器 DesignModeler (DM), 可方便建立分析所需的 2D 或 3D 模型; 另外 ANSYS Workbench 可以识别分析

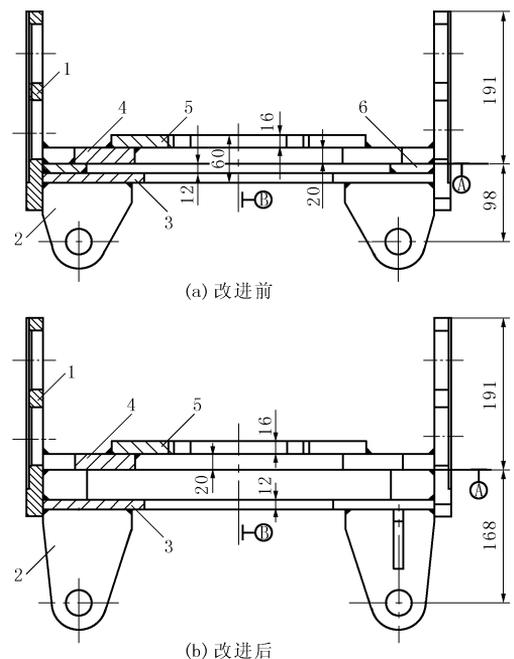


图 1 托架改进部分的对比

1—立板; 2—支座块; 3—底板; 4—顶板; 5—连接板

其支持的 CAD 系统模型, 如它可与 Solidworks 进行无缝对接。为了能方便快速的建立动力头托架的三维

收稿日期: 2013 - 06 - 15

基金项目: 中国地质调查局地质大调查项目“深厚覆盖层大直径跟管快速钻进工艺应用示范”(12120113097000)

作者简介: 黄晓林(1987 - ), 男(汉族), 江西赣州人, 中国地质科学院探矿工艺研究所助理工程师, 机械工程专业, 从事科研工作, 四川省成都市郫县现代工业港(北区)港华路 139 号, 515661320@qq.com。

数字模型,采用常用的 CAD 软件 Solidworks,建立托架的 3D 模型后从 Solidworks 插件中直接启动 ANSYS Workbench 进入工程项目管理界面,调用 Mechanical 模块结对托架模型做线性静力结构仿真分析。

线性静力结构分析是分析结构在给定静力载荷作用下的响应,往往分析的是结构的位移、约束反力、应力以及应变等参数。在经典力学理论中物体的动力学通用方程是:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中:  $[M]$ ——质量矩阵;  $[C]$ ——阻尼矩阵;  $[K]$ ——刚度系数矩阵;  $\{x\}$ ——位移矢量;  $\{F\}$ ——力矢量。

在线静力结构分析中不考虑时间变量的影响,因此把所有与其相关的变量都忽略,于是从式(1)得以下方程式:

$$[K]\{x\} = \{F\} \quad (2)$$

在分析当中应当满足以下假设条件:  $[K]$  矩阵必须是连续的,相应的材料需要满足线性弹性和小变形理论;矩阵为静力载荷,同时不考虑随时间变化的载荷、不考虑惯性影响。线性结构静力分析的主要步骤包括:创建有限元模型;确定边界条件、施加载荷并求解;查看并分析结果。

### 1.1 有限元仿真前处理

动力头箱体不是主要的研究对象,但为了更加真实的模拟托架的受力情况,把动力头箱体的三维模型也加到仿真项目中。动力头托架为焊接结构,在没有焊接缺陷的情况下,焊缝一般对结构的性能不会产生明显的不利影响,因此在仿真过程中可将焊缝等同基体而不会对仿真结果的准确度造成影响,同时降低仿真复杂程度提高仿真效率。预设置托架材料为 Q235,其材料特性为:杨氏弹性模量  $2.06 \times 10^5$  MPa;泊松比 0.3。

在 Mechanical 模块网格选项中设置好各项参数,选择四面体单元对动力头托架进行网格划分,结果中节点数:345551;单元数:217576;单元品质为:0.999 ~ 0.055,托架的网格划分如图 2 所示。

模拟真实工况给托架施加约束和载荷:托架与链板相连接,托架立板上装有导向轮,从而实现托架在桅杆上的滑行运动,因此给托架上的连接板施加一个无摩擦的固定约束,给两边立板的导向孔施加仅有压缩的约束;GDZ-300L 钻机的设计最大起拔力为 120 kN,这个负载是直接作用在动力头上再传递到动力头托架上,因此添加一个 120 kN 垂直向下的力载荷在动力头箱体上。如图 3 所示。

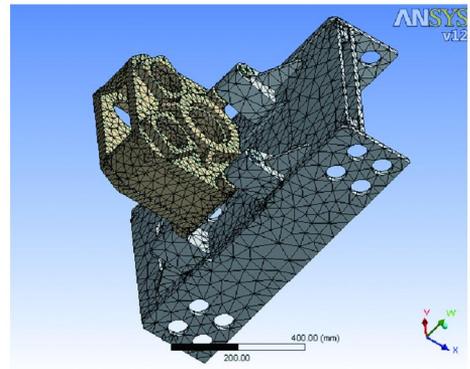


图 2 动力头托架网格划分

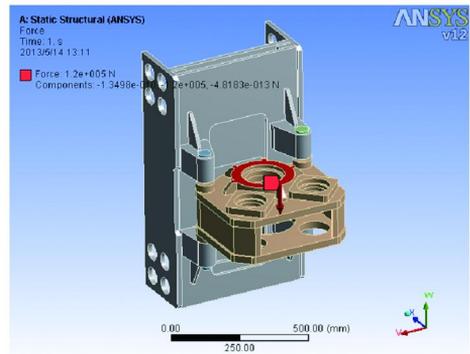
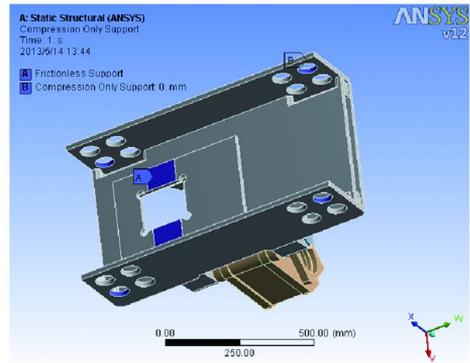


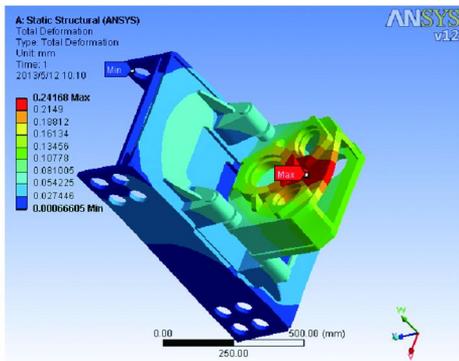
图 3 约束及载荷

### 1.2 有限元仿真结果分析

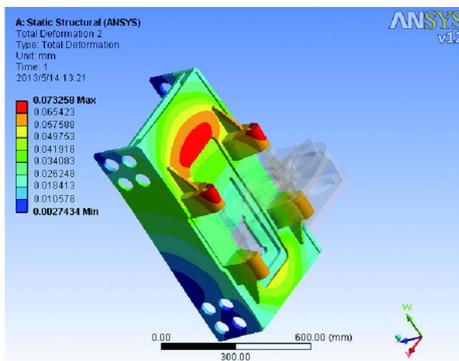
求解模型,得到钻机在起拔 120 kN 负载的工况时模型的变形及等效应力,在后处理界面中直观的反应出各值的大小及分布情况,其中图 4 为位移变形分布、图 5 为等效应力分布。

图 4(a) 中显示模型最大的变形发生在动力头箱体上,其值为 0.24 mm;图 4(b) 中得到托架的最大变形量为 0.073 mm,这个变形量对托架的总尺寸而言可忽略,即托架的应变非常小。从而可以得出托架的刚度是满足要求的。

图 5(a) 显示整体模型的最大等效应力发生在动力头销轴与托架铰孔连接处,其值为 75.56 MPa;图 5(b) 显示动力头托架的最大等效应力发生在

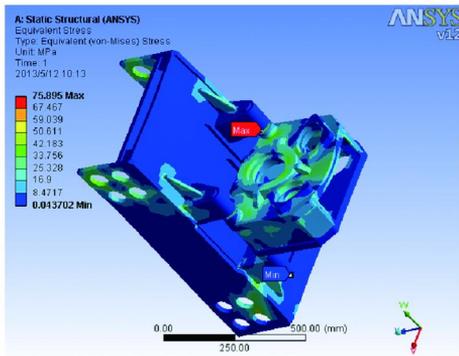


(a) 模型整体变形分布

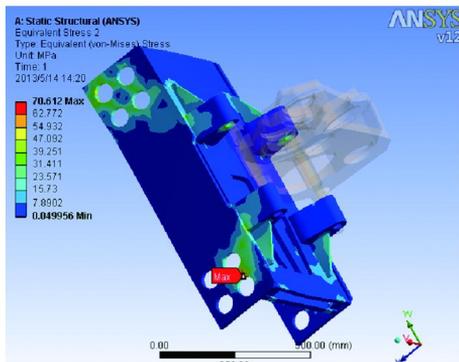


(b) 托架单元变形分布

图 4 总变形分布



(a) 模型整体等效应力分布



(b) 托架单元等效应力分布

图 5 等效应力分布

此托架的强度在安全范围内,且最小安全系数为 3.54。

通过对托架进行有限元仿真分析,可知改进后的动力头托架具有良好的刚度与强度,具有较高的安全可靠。从后处理中发现动力头箱体并没对托架的结构性能产生不良影响,反而更加精确的模拟动力头托架在真实工况中的受力状态,得到更准确的仿真结果。

## 2 多目标优化动力头托架

ANSYS Workbench 具有高效率的基于变分技术的优化工具 Design Xplorer VT 的模块,启用优化设计功能时,首程序会运用前面已有的分析结果,结合设计要求,并通过 Design Xplorer VT 自身的变分技术来自动修正设计变量,并且通过多次反复的运算来获得优化设计结果,以达到优化动力头托架的目的。

动力头托架由多块板件焊接而成,每块板件都影响着托架刚度、强度以及质量,利用 AWE 中的 Design Xplorer VT 多目标优化模块求解探索它们之间的关系。以顶板厚度、底板厚度、两块立板的厚度作为设计变量(一定范围内),托架的最大应力、最小的质量为目标函数,对托架进行多目标优化设计,设计变量如表 1 所示,优化目标如表 2 所示。

表 1 定义设计变量参数

设计变量名	初始值/mm	最小值/mm	最大值/mm
dingban	18	16	20
diban	14	12	16
Liban1	18	16	20
Liban2	18	16	20

表 2 定义目标参数

优化变量	初始值
Geometry Mass	207.4 kg
Equivalent Stress Maximum	70.6 MPa

由于仿真模型是在 Solidworks 环境中建立的,所以 Solidworks 与 AWE 联合仿真进行优化设计要把在 Solidworks 模型中的所有特征名改为英文,定义各个变量参数的名称必须以 DS 开头以便 AWE 对各参数进行正确的识别。在优化迭代计算过程中,两个软件中的模型参数进行数据交流,随着 AWE 环境中各设计变量的修正 Solidworks 中的模型也随着变化。在 AWE 中完成设计变量及优化目标的设置,更新实验设计,共生成 49 个设计点,部分设计点如图 6 所示。

立板的导向轮安装孔处,等效应力的值为 70.6 MPa,选用的 Q235 钢的屈服强度约为 235 MPa,因

Name	P1-DS@dingban...	P2-DS@di...	P3-DS@di...	P4-DS@di...	P5-Total Deformation2 Maximum (mm)	P6-Equivalent Stress 2 Maximum (MPa)	P7-dong_canshuhe 1 Mass (tonne)
31	17	15	19	17	8.073699	96.322	0.20683
32	20	16	20	16	8.073785	93.214	0.21726
33	19	15	19	17	8.073799	94.969	0.21224
34	18	12	16	20	8.081195	79.833	0.19759
35	17	13	17	19	8.077994	79.232	0.2029
36	20	12	16	20	8.081275	79.965	0.20879
37	19	13	17	19	8.076208	75.755	0.2079
38	16	16	16	20	8.075149	95.404	0.20644
39	17	15	17	19	8.074655	95.261	0.20643
40	20	16	16	20	8.074624	106.76	0.21726
41	19	15	17	19	8.073761	95.236	0.21224
42	16	12	20	20	8.077998	67.571	0.2042
43	17	13	19	19	8.073381	67.183	0.20581
44	20	12	20	20	8.074703	66.361	0.21581
45	19	13	19	19	8.072518	62.691	0.21121
46	16	16	20	20	8.066633	102.78	0.21296
47	17	15	19	19	8.066688	93.876	0.21024
48	20	16	20	20	8.065482	105.57	0.22388
49	19	15	19	19	8.065357	93.944	0.21585

图 6 部分实验设计点

更新查看设计响应,得出各板件厚度变量分别与满负载时托架最大等效应力、动力头托架总质量的函数关系。图 6 为底板厚度变量与托架最大应力的关系图,从曲线可知它们之间并非是线性关系,底板厚为 12.5 mm 时托架的最大等效应力达到最小值为 66.25 MPa,随着厚度的增加最大等效应力反而增大,这与单一板件的厚度-应力曲线截然相反。这是因为各板件通过焊接组成一个特定的结构形式,各板件相互作用的结果,形成特定的力学性能。查看剩余响应曲线得出其它板件的厚度变量对最大等效应力无明显影响;各变量对应托架总质量的关系为线性关系,各板件厚度的增加都使托架的质量呈增大的趋势。但是每个板件的厚度变量对各目标变量的灵敏度存在差异,图 7 为各板件厚度对托架变形、应力、质量的局部灵敏度直方图,从图中看出底板的厚度变量对于动力头托架的变形、最大等效应力都是最灵敏的变量,底板厚度变量对最大等效应力的灵敏值达到了 0.43。

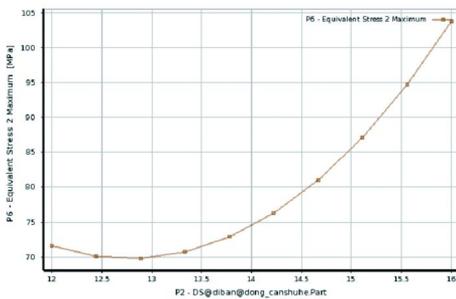


图 7 底板厚度 - 托架最大应力曲线

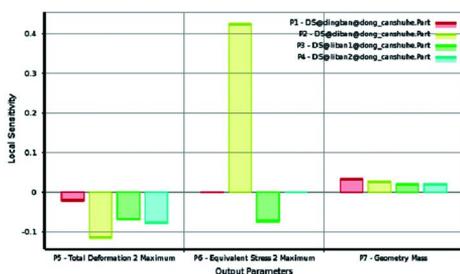


图 8 局部灵敏度直方图

在得出各板件厚度与动力头托架各特性之间的关系后求解出在多目标驱动下各厚度变量的最优值,在优化结果中给出了 3 组最优解,如图 9 所示,这 3 组解综合考虑最大应力与最小托架质量两个优化目标达到一个平衡。3 组解中动力头托架的质量都减轻了,最大减轻量达到了 7.9%,而其中有一组优化解中最大应力反而增大,最大增大了 5.3%,但应力值都在材料的许用强度之内。在确定动力头托架各板件厚度时还应考虑生产制造中常用的钢板规格,根据《热轧钢板和钢带的尺寸外形》(GB 709 - 2006),其中厚度为 12、14、16、18、20 mm 规格的板材是常用钢板,因此最终选用方案 A 作为动力头托架的最优解,该组解的最小安全系数为 3.3,具有良好的安全性,并且质量从 207.4 kg 变为了 190.96 kg,减轻了 7.9%。在保证动力头托架具有良好的刚度及强度下实现了托架优化设计。

	P1-DS@dingban...	P2-DS@di...	P3-DS@di...	P4-DS@di...	P5-Total Deformation2	P6-Equivalent Stress 2 Maximum	P7-dong_canshuhe-1 Mass (tonne)
Optimization Study							
Objective	No Object...	No Objec...	No Objec...	No Objec...	No Objective	Minimize	Minimize
Target Value							
Importance	Default	Default	Default	Default	Default	Lower	Lower
GDO Sample Set 1							
Candidate A	→ 16	→ 12	→ 16	→ 16	→ 0.083354	★ 74.356	★★★ 0.19096
Candidate B	→ 16.072	→ 12.703	→ 16.329	→ 16.231	→ 0.08238	★★ 72.043	★★★ 0.19364
Candidate C	→ 16.04	→ 12.594	→ 17.646	→ 16.128	→ 0.081795	★★★ 70.322	★★★ 0.19532

图 9 多目标优化解

### 3 结语

(1)使用具有强大三维建模功能的 CAD 软件 Solidworks 与有限元软件 ANSYS Workbench 联合仿真能快速、有效、准确的对具有特殊结构特征的动力头托架进行校核工作,结果显示改进后的动力头托架具有良好的刚度、强度以及较高的安全可靠。

(2)通过多目标优化分析求解得到托架各板件厚度变量与其最大等效应力、总质量的函数关系,且底板厚度对托架最大等效应力、质量的影响最灵敏。在保证动力头托架的刚度、强度下得到最优解,使托架总质量减轻 7.9%,达到节省结构耗材的目的。

### 参考文献:

[1] 冯晓东,冉恒谦,陈庆寿. 钻机优化设计问题的研究[J]. 探矿工程,2001,(2):34-36.  
 [2] 岳喜山. 异种合金组件焊接应力及变形有限元分析[D]. 黑龙江哈尔滨:哈尔滨理工大学,2005.  
 [3] 冯德强. 钻机设计[M]. 湖北武汉:中国地质大学出版社,1993.  
 [4] 浦广益. ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M]. 北京:中国水利水电出版社,2010.  
 [5] ANSYS Training Manual for Design Space & Workbench Environment[M]. ANSYS Inc,2005.  
 [6] Duane Detwiler. Computer Aided Structural Optimization of Automotive Body Structure[R]. SAE 960523.