

YDX - 1200L 岩心钻机动力头变速箱体优化设计

王嘉伟¹, 江进国¹, 黄晓林², 陈泽平³

(1. 中国地质大学 机械与电子信息学院, 湖北 武汉 430074; 2. 中国地质科学院 探矿工艺研究所, 四川 成都 611734; 3. 中国煤炭科工集团 重庆设计研究院, 重庆 400039)

摘要:动力头作为岩心钻机中动力传递的核心部件,其性能好坏决定着钻探工程的工程质量与效率. 根据目前地质勘探市场需求,对 YDX - 1200L 岩心钻机动力头进行增扭设计,并运用有限元软件对动力头箱体在一档最大载荷情况下进行了静力学分析,在此基础上,选取侧壁厚度、固定拖板厚度等作为设计变量,在 ANSYS Workbench 进行多目标优化,在满足受力的情况下,减轻了箱体质量,为变速箱体设计及制造提供理论参考;其研究方法对其它类型箱体具有借鉴意义.

关键词:增扭设计; ANSYS Workbench; 有限元分析; 多目标优化

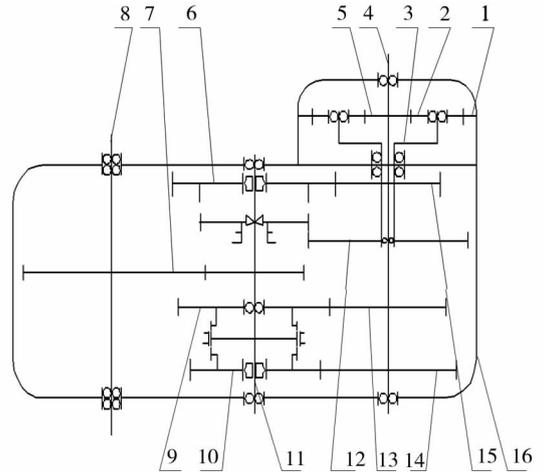
中图分类号: P634.3⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672 - 9102(2013)04 - 0022 - 05

目前国内对动力头的设计多采用传统方法设计或比照立轴式钻机来设计,不能与液压驱动动力系统很好地相结合,导致变速箱的结构尺寸大、质量重、性能差^[1-2]. YDX - 1200 型岩心钻机是一款应用较广的岩心钻机,有多个类似的型号,但仍存在动力变速档位少、箱体笨重等问题,并在处理深孔复杂钻探时扭矩显得不足,特别在西北地区的地质环境里尤为明显^[3-5]. 因此,本文在不增大动力头箱体尺寸的前提下,对此动力头进行增扭设计,将动力头最大输出扭矩从 5 100 Nm 提高到 8 000 Nm,并采用 ANSYS Workbench 对变速箱进行分析和多目标优化,在满足箱体强度、刚度的前提下控制箱体尺寸,减小壁厚,减轻重量,提高性能,满足市场需求.

1 动力头的增扭设计

对 YDX - 1200L 型全液压岩心钻机动力头进行增扭设计研究,实现动力头主轴最大输出扭矩从 5 100 Nm 提升到 8 000 Nm. 动力头变速箱采用四档变速设计,将行星齿轮与传统岩心钻机动力箱灵活结合,避免采用四档变速中一档与其他三档传动比

跨度较大的问题,巧妙实现扭矩提升,而不增加箱体尺寸. 箱体的原理如图 1 所示,在高速端采用一级单



1 - 行星内齿圈; 2 - 行星轮 g; 3 - 行星架; 4 - 输入轴; 5 - 太阳轮; 6 - 一档内外从动齿轮; 7 - 减速从动齿轮; 8 - 空心输出轴 (动力头主轴); 9 - 三档齿轮毂; 10 - 四档从动齿轮; 11 - 中间轴; 12 - 二档主动齿轮; 13 - 三档主动齿轮; 14 - 四档主动齿轮; 15 - 一档主动齿轮轴; 16 - 箱体

图 1 动力头变速箱原理图

Fig. 1 The principle diagram of the power head gearbox

收稿日期: 2013 - 09 - 09

基金项目: 中国地质大学(武汉)先进地质装备研制课题(KH126559)

通信作者: 江进国(1955 -), 男, 湖北武汉人, 硕士, 教授, 主要从事岩土工程机械及液压系统研究. E - mail: jiangjg@cug.edu.cn

行星星减速装置,行星架输出端设计成空心形式,让行星太阳轴(图1中4)可以从中穿过,在不这样增大箱体尺寸情况下实现2个大小不同的转速的输出。

箱体内动力传输路径如图2所示,动力从输入轴传入后可经行星架(图1中13)传向一档齿轮轴,再可分向一档齿轮或二档齿轮,最终到输出轴;另一条路径是从输入轴直接到三档齿轮或四档齿轮,最终到输出轴。

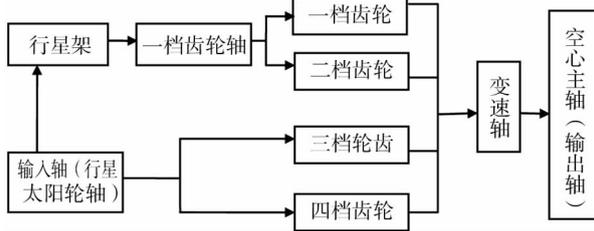


图2 箱体内动力传输路径图

Fig.2 The power transmission path graph of gearbox

动力头箱体的三维结构图如图3所示。

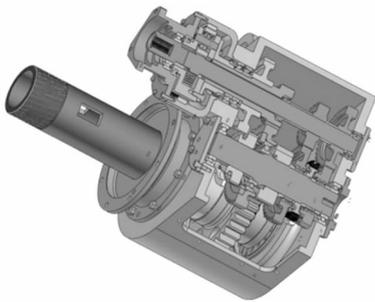


图3 动力头箱体三维结构图

Fig.3 The 3D diagram of the power head gearbox

2 动力头箱体有限元分析

2.1 箱体模型建立及网格划分

动力头箱体为焊接件,材料需用Q345B,其材料特性参数如表1所示。

表1 材料特性参数

Tab.1 Material parameters

材料	弹性模量/MPa	泊松比
Q345B	2.06e5	0.3

箱体本身有多处尖角,为了不影响网格划分的速度及计算精度,在分析前对箱体结构进行简化,最后选择四面体单元,设置好各参数后进行网格划分^[6],结果中节点数:159 924;单元数:98 523,变速箱的网格划分如图4所示。

2.2 箱体载荷施加

箱体在受最大载荷工况下,即一档工况强力提

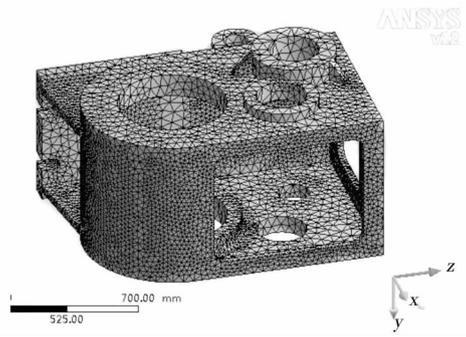


图4 变速箱网格划分

Fig.4 The grid diagram of the gearbox

拔时,所受载荷大小见表2.图5所示的是载荷在箱体的分布情况。

表2 一档工况强力起拔时箱体所受载荷大小

Tab.2 The load of gearbox on the first gear working force pulling

受力面	X轴方向/N	Y轴方向/N	Z轴方向/N
一轴上轴承孔	2 479	0	28 334
一轴下轴承孔	46	0	528
二轴上轴承孔	-18 013	0	5 430
二轴下轴承孔	-20 220	0	4 371
输出轴上轴承孔	18 022	0	-13 581
输出轴下轴承孔	19 635	0	-14 796
箱体上环表面	0	54 000	0
箱体下环表面	0	54 000	0

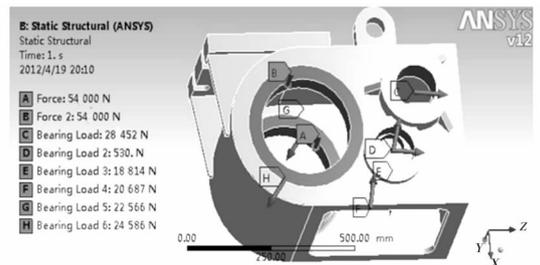


图5 一档工况强力起拔时箱体所受载荷分布

Fig.5 Distribution map of gearbox on the first gear working force pulling

2.3 边界条件

动力头固定在桅杆上的拖架上,通过升降油缸来控制动力头的运动.箱体后板与拖架以螺栓连接成固定方式6个自由度全部限制,箱体上的2个后吊耳环以圆柱固定方式与拖架连接,且分析是强力提拔工况时箱体的强度要在下吊耳环下表面加一个无摩擦约束来限制其在Y方向的移动^[6],如图6所示。

2.4 箱体有限元结果分析

加载和实际工作状态吻合的外力进行应力分

析,得到如图7、图8所示的应变、应力云图。

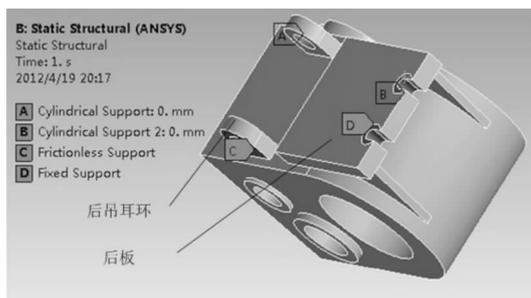


图6 箱体边界约束情况

Fig. 6 The boundary constraint of gearbox

钻机在一档强力起拔时的负荷最大,通过ANSYS Workbench分析求解得箱体在此工况下的变形及应力如图9、图10所示。

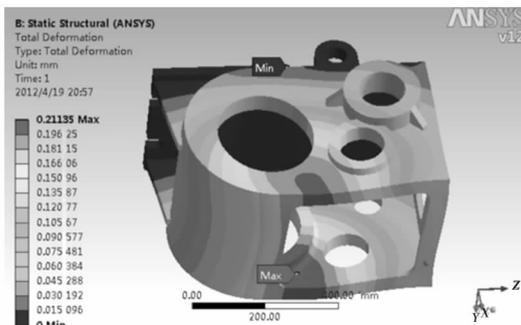


图9 一档强力提拔工况变形位移

Fig. 9 The deformation displacement diagram on the first gear working force pulling

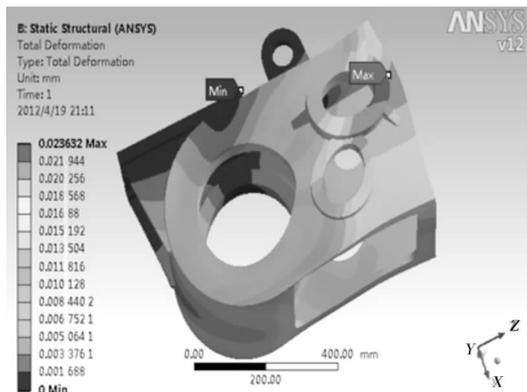


图7 一档钻进工况变形位移图

Fig. 7 The deformation displacement diagram on the first gear working

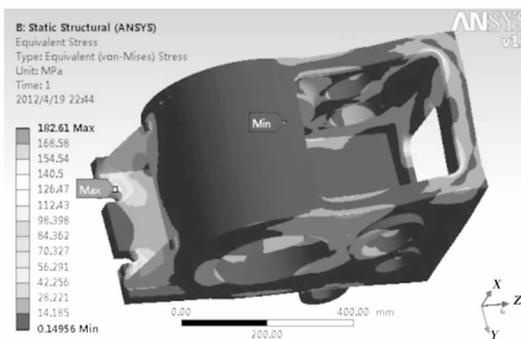


图10 一档强力提拔工况应力分布

Fig. 10 The stress distribution diagram on the first gear working force pulling

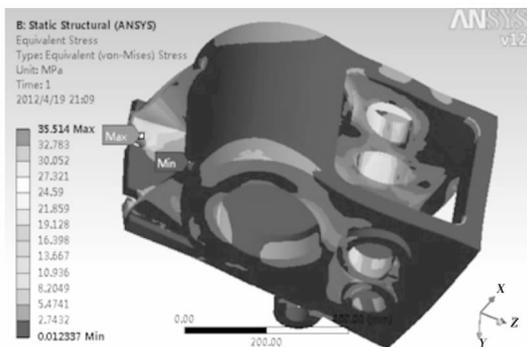


图8 一档钻进工况应力分布

Fig. 8 The stress distribution diagram on the first gear working

图7、图8分别给出了动力头在一档钻进工况下只受啮合齿轮传动力时,箱体的位移云图和应力云图。从图7中可以看出,最大变形为0.0236 mm,位于箱体的后拖板基,变形可以忽略不计;从图8可以看出,最大应力为35.51 MPa,发生在固定拖板上的螺栓孔处,在后处理中可查看此处的全安系数为6.1,因此拖板遭破坏的可能性极小。

图9、图10分别给出了动力头在一档强力提拔工况下,箱体的位移云图和应力分布图。从图9可以看出,最大变形为0.211 mm,这个变形主要体现在轴承孔的轴向方向,对箱内齿轮传动精度的影响很小;从图10可以看出,最大应力为182.61 MPa,仍出现在固定拖板螺栓孔处,在箱体的许用应力范围内。

通过2种不同工况的位移变形图和应力分布图的分析,可看出箱体所受应力分布均匀,应力都在材料的许用应力范围之内;位移变形的最大值出现在离固定约束最远处,这是固定端的变形向外扩散的结果,在合理的范围之内不会影动力头齿轮传动精度,因此,该动力头箱体的结构设计满足要求,安全可靠^[7-10]。

3 多目标优化

为了寻找最优的箱体尺寸,在保证箱体允许最

大变形位移及最小设计安全系数内使动力头变速箱体的质量最小,分别选取变速箱体的侧壁厚及固定拖板的厚度为设计变量,箱体的质量、最大变形位移、最大等效应力为目标函数,在 ANSYS 中的 AWE 环境里对动力头变速箱体进行多目标优化^[8-10],设计变量如表 3 所示,并设置优化目标如表 4 所示。

表 3 定义设计变量参数

Tab. 3 To define the design variable parameters

设计变量名	初始值/mm	最小目标值/mm	最大目标值/mm
箱体环侧壁厚	16	14	18
箱体右侧壁厚	16	14	18
固定拖板厚	40	30	50

首先以使箱体的质量最小、箱体变形位移最小为目标,在目标驱动优化模块中对其进行分析^[11],

表 5 箱体多目标优化结果 1(最小变形、最小质量)

Tab. 5 The multi-objective optimization results on the minimum deformation and quality

方案	箱体环侧壁厚/mm	箱体右侧壁厚/mm	固定拖板厚/mm	箱体质量/kg	最大变形量/mm
A	17.985	17.366	30.069	244.07	0.146 71
B	17.888	14.495	30.042	241.65	0.148 85
C	17.994	14.014	33.773	245.25	0.149 17

表 6 变速箱体多目标优化方案结果 2(最小质量)

Tab. 6 The multi-objective optimization results on the minimum quality

方案	箱体环侧壁厚/mm	箱体右侧壁厚/mm	固定拖板厚/mm	箱体质量/kg	最大变形量/mm
A	14.000	14.000	30.001	228.71	0.165 43
B	14.077	14.047	32.635	231.54	0.165 31
C	14.039	14.094	35.268	234.00	0.165 79

优化方案 A 箱体在满足强度、刚度下质量减轻了 17.6 kg,变为 228.71 kg,共减少了 7.2%。此时箱体的环侧壁厚度和右侧壁厚度都为 14 mm 厚度减小 12.5%,固定拖板的厚度为 30 mm 厚度减小了 20%。但是,在改变这些设计变量的数值时箱体应力变化并不大。

4 结论

1)在箱体只受齿轮传动载荷时,轴承孔的最大变形位移为 0.023 6 mm 满足齿轮传动精度要求,且箱体有很高的强度;即使动力头处在一档位强力提拔的恶劣工况下变速箱体仍具有良好的强度及刚度。

2)通过多目标优化分析得出箱体的侧壁厚度是箱体质量大小的重要影响因素,而对箱体的强度、刚度影响不大,这为设计制造动力头变速箱体提供

获得 3 组最优解,如表 5 所示。

表 4 定义优化变量参数

Tab. 4 To define the optimization variable parameters

优化变量	箱体质量/kg	最大变形/mm	最大应力/MPa
初始值	246	0.156	44.1

3 个优化方案的结果并不理想,箱体的变形位移一定程度下得到了减小但箱体的质量没有得到优化,是因过分追求变形位移最小所至,其中最小变形为 0.146 mm,与优化前相差不大,因为变形方向与轴承孔法向方向几乎平行,不会对齿轮传动精度造成影响。因此,以减小箱体变形位移为目标进行优化效果不明显。重新设置优化目标了,所得的优化方案如表 6 所示。

指导方向。

参考文献:

- [1] 陈斌,段勋兴,辛德忠. ZYW-3000 型煤矿用全液压钻机的应用 [J]. 煤矿机械,2011,32(8):172-174.
Chen B, Duan X X, Xing D Z. Applications of ZYW-3000 hydraulic drilling rig for coal mine [J]. Coal Mine Machinery, 2011,32(8):172-174.
- [2] 周益,刘放. 运用 Solidworks 和 ANSYS 的磁悬浮列车悬浮架结构有限元分析 [J]. 现代制造工程,2012(8):17-20.
Zhou Y, Liu F. Finite element analysis of the levitation chassis of maglev vehicle based on Solidworks and ANSYS [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2012(8):17-20.
- [3] 韦衡冰. 100 m 钻机变速箱结构改进设计 [J]. 煤矿机械,2010,31(10):171-173.

- Wei H B. Structure improvement design of gear box for 100 m drilling machine [J]. Coal Mine Machinery, 2010, 31 (10): 171 - 173.
- [4] 蔡宣明, 王俊元, 马维金. 重型汽车变速箱箱体有限元模态分析 [J]. 机械设计与制造, 2011 (1): 22 - 24.
Cai X M, Wang J Y, Ma W J. Heavy - duty truck gear - box finite element modal analysis [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011 (1): 22 - 24.
- [5] 冯德强. 钻机设计 [M]. 武汉: 中国地质大学出版社, 1993.
Feng D Q. Drilling design [M]. Wuhan: China University of Geosciences Press, 1993.
- [6] Make M. ANSYS training manual for designSpace & workbench enviroment [M]. California : ANSYS Inc. 2005.
- [7] Kennedy A. Deep hole drilling at sellafield [J]. Geodrilling Intemational, 1993 (4): 5 - 9.
- [8] 黄晓林, 奎中. 基于 ANSYS Workbench 的 GDZ - 300L 型钻机动头托架优化设计 [J]. 探矿工程, 2013, 40 (7): 93 - 96.
Huang X L, Kui Z. Optimization design of power head bracket of GDZ - 300L drill based on ANSYS Workbench [J]. Exploration Engineering, 2013, 40 (7): 93 - 96.
- [9] 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.
Feng X D, Ran H Q, Chen Q S. Research on optimum design of drill rig [J]. Exploration Engineering, 2001 (2): 34 - 36.
- [10] 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.
Pu G Y. ANSYS Workbench 12 - examples of foundation and tutorial [M]. Beijing: China Press of Water Conservancy and Hydropower, 2010.

Optimization design of power head gearbox for YDX - 1200L core drill

WANG Jia - wei¹, JIANG Jin - guo¹, HUANG Xiao - lin², CHEN Ze - Ping³

(1. Faculty of Mechanical & Electronic Information, China University of Geosciences, Wuhan 430074, China;

2. Institute of Exploration Technology CAGS, Chengdu 611734, China;

3. Chongqing Design and Research Institute of CCTEG, Chongqing 400039, China)

Abstract: Power head is one of the key parts of force transmissibility in core drilling process, its performance affects engineering quality and efficiency of the drilling. According to market requirements, torsion increasing design of power head for the YDX - 1200L core drill was introduced. The finite element analysis approach was adopted to simulate the gear case when it was in the first gear with maximum load. On this basis, the thickness of the side wall and fixed dragging plate were chosen as design variables, and multi - objective optimization was used based on ANSYS Workbench, the weight of box body was reduced under the condition of meeting the stress. It provided the theory references for the design of gearbox and the study method would also be a reference for the design of other kinds of case.

Key words: torsion increasing design; ANSYS Workbench; finite element analysis; multi - objective optimization