

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2020.04.007

# 喷浆台车机械臂的静动态特性分析及拓扑优化

李若昕<sup>1</sup>, 姜永正<sup>1,2</sup>, 陆小龙<sup>1</sup>, 夏启航<sup>1</sup>

(1. 湖南科技大学 机电工程学院, 湖南 湘潭 411201;

2. 湖南科技大学 机械设备健康维护湖南省重点实验室, 湖南 湘潭 411201)

**摘要:** 针对国内喷浆台车需求量日益增长而其机械臂动静态性能不良的问题, 对喷浆台车机械臂建立了有限元模型, 对其进行了模态分析。为改善喷浆台车机械臂的静动态性能, 以柔度最小作为优化目标, 以油缸连接板质量体积分数和机械臂所受应力作为约束条件, 对原机械臂进行了拓扑优化, 并根据拓扑优化的结果对原喷浆台车机械臂进行了重新设计。优化结果表明, 优化后的新机械臂质量减少了37 kg, 减少了约8%的质量; 第一阶弹性模态固有频率由81.23 Hz提高到89.09 Hz, 最大应力在规定的工况下降低9%。由上述结果可看出, 喷浆台车机械臂大臂结构综合静动态性能得到了较大的提升改善。

**关键词:** 喷浆台车机械臂; 拓扑优化; 模态分析; 静动态性能

**中图分类号:** TP391.9

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-9833(2020)04-0042-06

**引文格式:** 李若昕, 姜永正, 陆小龙, 等. 喷浆台车机械臂的静动态特性分析及拓扑优化[J]. 湖南工业大学学报, 34(4): 42-47.

## Static and Dynamic Characteristics Analysis and Topology Optimization of the Mechanical Arm of Shotcreting Trolley

LI Ruoxin<sup>1</sup>, JIANG Yongzheng<sup>1, 2</sup>, LU Xiaolong<sup>1</sup>, XIA Qihang<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan Hunan 411201, China;

2. Hunan Provincial Key Laboratory of Healthy Maintenance for Mechanical Equipment, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan Hunan 411201, China)

**Abstract:** With the increasing demand of shotcreting trolley in China, and in view of the poor dynamic and static performance of the mechanical arm of shotcreting trolley, a finite element model has been established of the mechanical arm of shotcreting trolley, followed by a modal analysis. In order to improve the static and dynamic performance of the shotcreting trolley mechanical arm, taking the minimum flexibility as the optimization objective, as well as the mass and volume fraction of the cylinder connection plate and the stress on the mechanical arm as the constraint conditions, the mechanical arm of the original shotcrete trolley is redesigned according to the results of topology optimization. The optimized results show that the mass of the optimized new manipulator is reduced by 37 kg, or about 8% of its original mass. The natural frequency of the first order elastic mode can be increased from 81.23 Hz to 89.09 Hz, with the maximum stress reduced by 9% under the specified working conditions. It can be seen from the above results that the

收稿日期: 2019-08-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51705143), 湖南省自然科学基金资助项目(2018JJ4043)

作者简介: 李若昕(2001-), 女, 湖南长沙人, 湖南科技大学学生, 主要研究方向为机械结构强度与优化设计,  
E-mail: 1418455656@qq.com

通信作者: 姜永正(1984-), 男, 湖南永州人, 湖南科技大学讲师, 主要研究方向为机械动力学与故障诊断,  
E-mail: jiangyz186@126.com

comprehensive static performance of the gun-arm structure of the shotcreting trolley has been greatly improved.

**Keywords:** mechanical arm of shotcreting trolley; topology optimization; modal analysis; static and dynamic performance

## 0 引言

喷浆台车是当前隧道、涵洞等地下建筑进行喷浆支护时的主要工具,随着现代工程建设的大规模开展,对喷浆台车的需求量大大增加<sup>[1]</sup>。现代的喷浆机械臂朝着大型化和智能化方向发展,机械臂的响应快速性和稳定性是一个很重要的设计要求<sup>[2]</sup>。又因为地下建筑的施工环境较为恶劣,机械臂的俯仰运作频繁,机械臂受力情况复杂,导致机械臂在运作过程中易开裂,对施工人员的生命安全造成威胁<sup>[3]</sup>。为保证施工人员的生命财产安全,提高施工效率,延长喷浆台车机械臂的使用年限,对喷浆台车机械臂的分析研究显得十分必要。

据调查了解,在大部分工厂中,他们对于机械臂开裂问题的解决方法多是对开裂处进行加厚处理,这解决了一时的开裂问题,但是未从机械臂强度等方面对机械臂本身的缺陷进行分析,加厚的机械臂后期仍然会出现问题,故这种解决方法治标不治本<sup>[4]</sup>。在航天、航空、汽车等高科技工业领域中,面对臂管开裂的情况,设计者广泛应用拓扑优化这一优化方法加以解决。如 S. Mantovani 等<sup>[5]</sup>对汽车的仪表板进行了拓扑优化,最终设计出了一款高性能跑车仪表板; M. Imran 等<sup>[6]</sup>对飞机起落架进行有限元分析,并对飞机起落架结构进行了合理的改进。

综上所述,拓扑优化能够在材料均匀分布的设计空间中找出最佳的分布方案<sup>[7]</sup>,并且能够为实物的优化改进设计提供良好的理论基础。但是在传统的工业领域中,拓扑优化的运用却略显匮乏。因此本文以喷浆台车机械臂作为研究对象,且为了研究静态情况下以柔度为目标函数的机械臂拓扑结构,建立了机械臂的有限元模型,利用美国 Altair 公司 HyperMesh 系列软件中 Optistruct 对机械臂单独进行有限元分析,并通过对比有限元仿真模拟实验<sup>[8]</sup>结果,对机械臂进行了简单的拓扑优化分析。并通过拓扑优化所得结果对机械臂进行了改良,分析结果对比证实该优化取得了良好的效果。

## 1 现有机械臂建模及特性分析

### 1.1 机械臂有限元模型

喷浆台车大臂的结构组成见图 1。

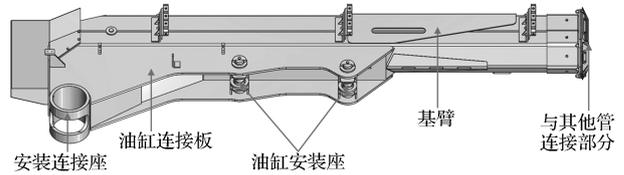


图 1 喷浆台车机械臂大臂结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of large arm structure of shotcreting trolley

如图 1 所示,喷浆台车机械臂可分为臂管、安装座连接轴和两个油缸安装座。机械臂具体型号为 GL3515,其施工能力为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

由于喷浆台车大臂结构复杂,主要由各种厚度的钢板焊接而成。为简化计算,只取喷浆台车机械臂大臂的主要臂管部分进行有限元分析。其中测得喷浆台车机械臂大臂的基臂长  $3\,306 \text{ mm}$ ,宽  $274 \text{ mm}$ ,厚度为  $6 \text{ mm}$ ;油缸连接板长约  $2\,180 \text{ mm}$ ,两板间相距  $226 \text{ mm}$ ,板厚  $16 \text{ mm}$ ;油缸安装座长  $120 \text{ mm}$ ,宽  $226 \text{ mm}$ ,板厚  $10 \text{ mm}$ ;安装连接座半径  $120 \text{ mm}$ ,板厚  $20 \text{ mm}$ ;与其他管连接部分长  $208 \text{ mm}$ ,宽  $274 \text{ mm}$ ,板厚  $14 \text{ mm}$ 。在 HyperMesh 中建立其有限元模型,如图 2 所示。

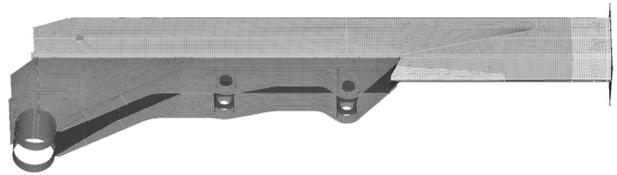


图 2 喷浆台车机械臂有限元模型

Fig. 2 Finite element model of the shotcreting trolley mechanical arm

课题组主要使用 shell 单元对大臂基臂进行离散,对安装座连接轴、两个油缸安装座以及右端杆连接部分结构用 rigid 单元进行模拟。机械臂大臂的材料为 HG70 高强度焊接结构钢,其化学成份如表 1 所示。

表 1 HG70 高强度焊接结构钢化学成份

Table 1 Chemical composition of HG70 high strength welded structural steel

元素	质量分数 /%	元素	质量分数 /%
C	0.12	Cr	0.60
Si	0.40	Ni	0.60
MN	1.80	Nb	0.11
P	0.030	Nb+V+Ti	0.25
S	0.015	B	0.005
Mo	0.40		

HG70 高强度焊接结构钢的力学性能指标如表 2 所示。

表 2 HG70 高强度焊接结构钢力学指标

Table 2 Mechanical indexes of HG70 high strength welding structural steel

抗拉强度 /MPa	下屈服强度 /MPa	断后伸长率 /%
≥ 590	≥ 685	≥ 17

该材料的密度为 7 850 kg/m<sup>3</sup>，弹性模量为 200 GPa，泊松比为 0.3。经过测量，得出原喷浆台车机械臂总体积为 5.554e+07 mm<sup>3</sup>。由“质量 = 密度 × 体积”公式可得，原机械臂的质量为：7 850 kg/m<sup>3</sup> × 5.554e+07 mm<sup>3</sup> ≈ 436 kg。

1.2 刚强度分析

图 3 所示为机械大臂在工作过程中的受力情况示意图。

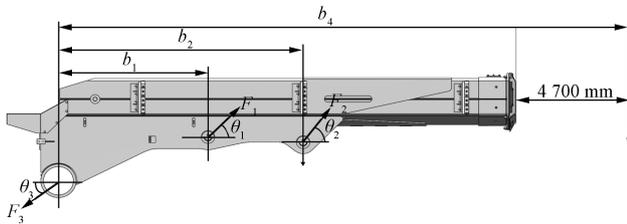


图 3 机械臂受力情况示意图

Fig. 3 Schematic diagram of mechanical arm under force

机械大臂受到两个斜向上的支撑力  $F_1$ 、 $F_2$ ，一个斜向下但方向不定的力  $F_3$ ，以及一个垂直向下的力  $F_4$  的作用，在 4 个力的共同作用下，大臂保持平衡。以点 A 为基点，对大臂进行受力分析，可得：

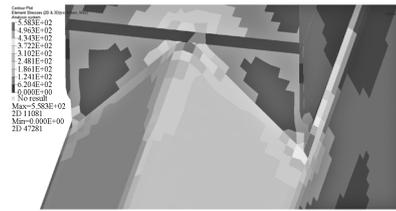
$$\begin{cases} F_1 \cdot \sin \theta_1 + F_2 \cdot \sin \theta_2 = F_3 \cdot \sin \theta_3 + F_4 \\ F_1 \cdot \cos \theta_1 + F_2 \cdot \cos \theta_2 = F_3 \cdot \cos \theta_3 \\ F_1 \cdot b_1 / \sin \theta_1 + F_2 \cdot b_2 / \sin \theta_2 = F_4 \cdot b_4 \end{cases} \quad (1)$$

根据实际情况和计算要求，对机械臂建立一个工况。在安装座连接轴所在面和两个油缸安装座所处圆孔处进行全方位约束。在大臂右侧与机械臂其它臂管连接部分的不规则孔处建立 rigid 单元，将 rigid 单元沿 x 轴方向刚性平行移动 4 700 mm，考虑到动载系数，于是在 rigid 单元上施加一个沿 y 方向向上的、大小为 19 500 N × 1.2 倍的力。

通过计算求解得出该工况下的机械臂应力分布如图 4 所示，其中图 b 是对图 a 中应力最大部分的放大细节。



a) 整体分布图



b) 应力最大部分放大细节

图 4 原机械臂应力分布图

Fig. 4 Original mechanical arm stress distribution diagram

由图可见，原机械臂所受应力最大部分主要集中在基臂和油缸连接板的接合处，最大应力达到了 558.3 MPa，而油缸连接板部分所受应力很小，应力分布极其不均，因此对其进行拓扑优化很有必要。

1.3 模态分析

模态分析<sup>[9-10]</sup>是研究物体动力特性的一种方法，其中模态是指物体机械结构的固有振动频率。其矩阵表达式为

$$Mx'' + Kx = 0, \quad (2)$$

其对应的特征方程为

$$(K - \omega^2 M)x = 0. \quad (3)$$

式 (2) (3) 中： $M$  为结构质量矩阵；

$K$  为刚度矩阵；

$\omega$  为自由振动固有频率。

求解出方程 (2) 即可求出系统的固有频率和振型。由于单纯机械激励频率<sup>[11]</sup>多在 10 Hz 以内，在 Optistruct 中对机械臂进行模态分析，根据需要提取前 6 阶模态结果，前 6 阶模态频率如表 3 所示。

表 3 机械臂大臂的前 6 阶频率  
Table 3 First 6 frequencies of the big arm of the manipulator arm

阶数	f/Hz	振型描述
1	81.23	机械臂基臂部分左右摆动
2	113.15	整个机械臂左右弯曲
3	152.76	整个机械臂上下摆动
4	170.67	整个机械臂振动，带动机械臂大臂与其他管连接部分上下摆动
5	173.86	机械臂基臂靠近安装连接座部分局部振动
6	179.55	机械臂基臂靠近安装连接座部分局部左右摆动

第 1、3、4、6 阶模态的振型如图 5a~d 所示。由图可知第 1 阶模态固有频率为 81.23 Hz，振型由左右摆动为主；第 3 阶模态固有频率为 152.76 Hz，振型由上下摆动为主；第 4 阶模态固有频率为 170.67 Hz，振型由整个机械臂振动，带动机械臂大臂与其他管连接部分上下摆动；第 6 阶模态固有频率为 179.55 Hz，振型由机械臂基臂靠近安装连接座部分局部左右摆动。

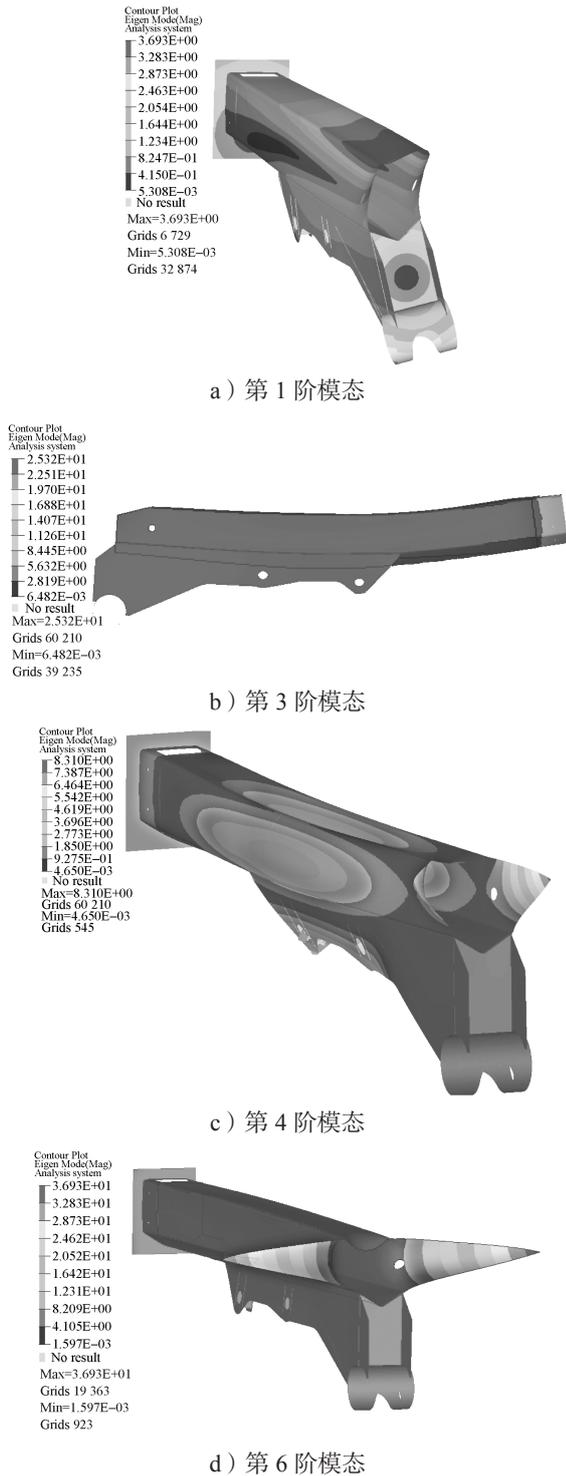


图 5 原机械臂模态分析图

Fig. 5 Original mechanical arm modal analysis diagram

## 2 机械臂拓扑优化

### 2.1 目标与约束条件

拓扑优化是一种根据给定的负载情况、约束条件和性能指标, 在给定的区域内对材料分布进行优化的一种结构优化方法。拓扑优化相较于尺寸优化和形状优化, 具有更多的设计自由度, 从而能获得更大的设

计空间。

优化过程的数学模型如下。

设计变量:

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_e\}^T \in \mathbf{R}^n, e=1, 2, \dots, 7; \quad (4)$$

目标函数为

$$\min F(x_0) = \mu(C/C_0); \quad (5)$$

状态变量为:  $V(x) \leq 0.2$ 。 (6)

式 (4) ~ (6) 中:  $\mathbf{R}^n$  为一个  $n$  维实欧氏空间, 称为设计空间;

$C_0$  为进行刚度优化时的最初拓扑值;

$\mu$  为权系数, 取值区间为  $[0, 0.1]$ ;

$V(x)$  为机械臂油缸连接板的设计部分的体积分数。

课题组在对机械臂进行工况处理时, 在有限元模型上对安装座连接轴所在面和两个油缸安装座所处圆孔处进行全方位约束。在大臂右侧与机械臂其他臂管连接部分的不规则孔处建立 rigid 单元, 将 rigid 单元沿  $x$  轴方向刚性平行移动 4 700 mm, 并施加一个沿  $y$  方向向上的 19 500 N 的力。以该工况下大臂柔度最小作为优化目标, 以油缸连接板体积不超过原大臂总体积的 0.2, 且机械臂所受应力小于 500 MPa 作为约束条件。在机械臂的尺寸优化中, 以臂管厚度作为设计变量, 在 Hypermesh 中, 将机械臂的臂管按照所处位置及初始厚度分为 7 个组件。在 Optistruct 软件中用 0 阶方法进行优化计算, 经过 10 次迭代计算后得到优化结果。

### 2.2 优化结果

经过 10 次迭代计算后的优化结果如图 6 所示。

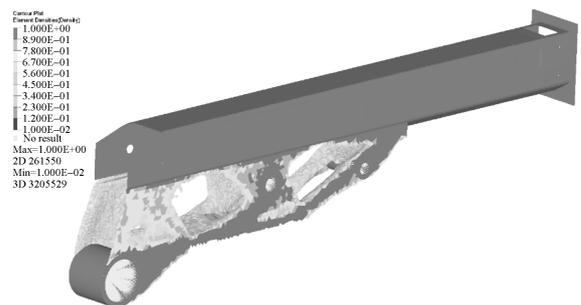


图 6 原机械臂 10 次迭代后的拓扑优化图

Fig. 6 Topology optimization diagram after ten iterations of the original manipulator

图 6 为单元密度分布图, 图中油缸连接板内侧部分单元密度值较低, 说明此部分材料分布较为富余, 在机械臂形貌的重新设计中, 可以删去以减轻机械臂的质量。与原机械臂相比, 油缸连接板侧板处有较大不同, 原油缸连接板上部分不必要的筋板被删除, 原来的 4 块面板也变成了一块面板加 4 块小三角形筋板的形式。

### 3 拓扑结构重设计及性能对比

#### 3.1 结构重设计

由于拓扑优化完之后，以删除单元为形式，导致大臂表面不光滑，或某些地方不连续，所以需要进行平整化处理。根据形貌优化后的结果对机械臂大臂进行重新设计，优化前后的机械臂结构对比图如图7所示。

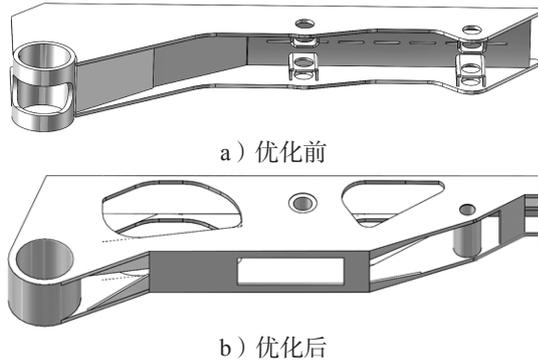


图7 优化前后机械臂模型结构

Fig. 7 Model structure of the manipulator before and after optimization

由图7可清晰看出机械臂优化前后油缸连接侧板及3块面板的变化，删去了油缸连接板侧板处不必要的筋板，将3块面板减少成1块面板加4块小三角形筋板的形式。

通过测量机械臂优化前后的总体积，算得：

优化前机械臂质量为  $7\ 850\ \text{kg/m}^3 \times 5.554\text{e}+07\ \text{mm}^3 \approx 436\ \text{kg}$ ；

优化后机械臂质量为  $7\ 850\ \text{kg/m}^3 \times 5.091\text{e}+07\ \text{mm}^3 \approx 399\ \text{kg}$ 。

机械臂的质量由原来的436 kg减少到399 kg，降幅超过8%，使机械臂结构更合理，同时也降低了制造成本。

#### 3.2 优化前后性能对比

对优化后的机械臂进行静力学和模态分析。优化后机械臂的最大应力由初始的553.8 MPa减小到503.7 MPa，并且受力比原来更均匀。优化后机械臂的前6阶模态如表4所示。

表4 优化后机械臂大臂的前6阶频率

Table 4 First 6 frequencies of the robot arm after optimization

阶数	f/Hz	振型描述
1	89.09	整个机械臂左右振动
2	147.50	机械臂基臂靠近安装连接座部分左右摆动
3	154.77	机械臂基臂靠近安装连接座部分左右振动
4	167.92	整个机械臂上下弯曲，且机械臂靠近安装座部分左右振动
5	200.49	整个机械臂左右振动
6	209.14	机械臂基臂靠近安装连接座部分左右振动，带动机械臂基臂前段部分左右振动

优化后的机械臂的模态分析图如图8所示。

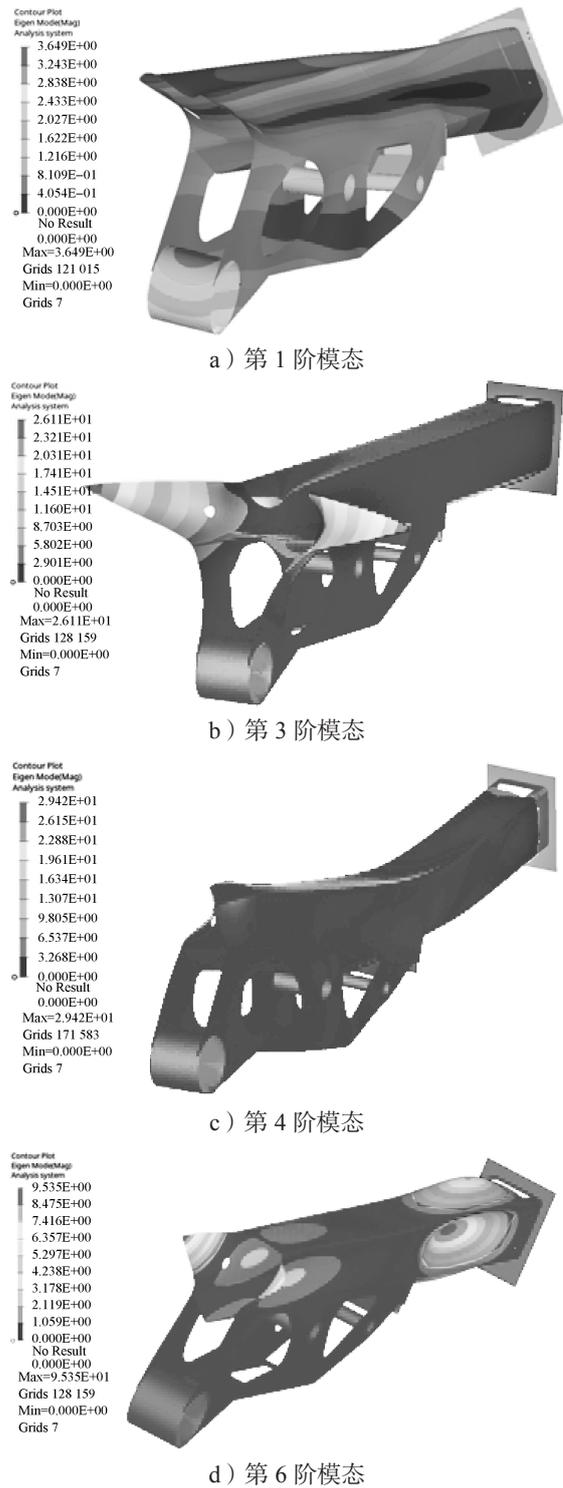


图8 优化后机械臂模态分析图

Fig. 8 Modal analysis diagram of the optimized manipulator

由图8中的4张图可清晰看出第1、3、4、6阶模态的振型。对比表3和表4可以得出，机械臂的频率及振型都有较大的变化。从理论上来说，固有频率 $\omega = \sqrt{\text{刚度} / \text{质量}}$ ，增加刚度会提高固有频率。优化前后的机械臂固有频率对比如表5所示，由表中数据对比可见新机械臂的第一阶弹性模态固有频率由原来的

81.23 Hz 提高到 89.09 Hz, 固有频率的提高代表着机械臂整体结构刚度得到了提升。提升机械臂的刚度能减少机械臂的变形和应力, 从而对结构起到较好的保护作用。

表 5 优化前后机械臂大臂的固有频率

Table 5 Natural frequency of the manipulator arm before and after optimization

阶数	$f/Hz$		阶数	$f/Hz$	
	优化前	优化后		优化前	优化后
1	81.23	89.09	4	170.67	167.92
2	113.15	147.50	5	173.86	200.49
3	152.76	154.77	6	179.55	209.14

优化前后机械臂所受应力大小如图 9 所示。对比优化前后两图可以得出, 机械臂的最大应力由 553.8 MPa 减小到 503.7 MPa, 原机械臂所受应力最大部分主要集中在基臂和油缸连接板的接合处, 经过优化后的机械臂所受应力最大部分集中于基臂上, 并且受力比原来更均匀。

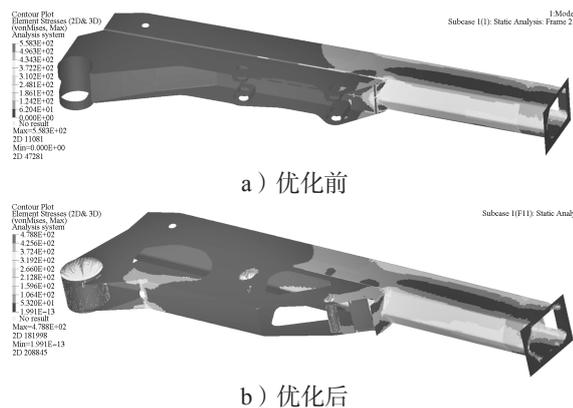


图 9 优化前后机械臂所受应力大小对比图

Fig. 9 Comparison diagram of stress on mechanical arm before and after optimization

## 4 结语

本文建立了针对喷浆台车机械臂大臂的有限元模型, 并对其进行了静态模态分析和拓扑优化。以柔度最小为优化目标, 优化后的新机械臂质量减少了 37 kg, 减少了约 8% 的质量。第一阶弹性模态固有频率由 81.23 Hz 提高到 89.09 Hz, 最大应力在规定的工况下降低 9%。综上可看出, 喷浆台车机械臂大臂结构综合静态性能得到了较大的改善, 为后期喷浆台车机械臂的优化设计提供了理论基础。

## 参考文献:

[1] 贺兵. C 公司地下矿山业务部在中国市场的营销策略分析 [D]. 南京: 南京大学, 2017.

HE Bing. Marketing Strategy Analysis of C Company's Underground Mining Department in Chinese Market [D]. Nanjing: Nanjing University, 2017.

- [2] 罗春雷, 刘健, 陈周伟, 等. 喷浆机械臂振动特性仿真和试验分析 [J]. 计算机仿真, 2015, 32(10): 446-451.
- LUO Chunlei, LIU Jian, CHEN Zhouwei, et al. Simulation and Experimental Analysis of Vibration Characteristics of Shotcrete Manipulator [J]. Computer Simulation, 2015, 32(10): 446-451.
- [3] 马绥军. 建筑施工中混凝土裂缝控制技术的研究 [J]. 建材与装饰, 2019(23): 37-38.
- MA Suijun. Research on Concrete Crack Control Technology in Construction [J]. Construction Materials & Decoration, 2019(23): 37-38.
- [4] 朱志兴. EC700B 挖掘机大臂开裂的修复 [J]. 铜业工程, 2018(2): 71-74.
- ZHU Zhixing. Repair of Large Arm Cracking of EC700B Excavator [J]. Copper Engineering, 2018(2): 71-74.
- [5] MANTOVANI S, PRESTI I L, CAVAZZONI L, et al. Influence of Manufacturing Constraints on the Topology Optimization of an Automotive Dashboard [J]. Procedia Manufacturing, 2017, 11: 1700-1708.
- [6] IMRAN M, AHMED R M S, HANEEF M. FE Analysis for Landing Gear of Test Air Craft [J]. Materials Today: Proceedings, 2015, 2(4/5): 2170-2178.
- [7] KRYSKO A, AWREJCEWICZ J, PAVLOV S, et al. Topological Optimization of Thermoelastic Composites with Maximized Stiffness and Heat Transfer [J]. Composites Part B: Engineering, 2019, 158: 319-327.
- [8] TEIMOURI R, ASHRAFI H. Optimization of Hydroforming Process for Deep Drawing of AA7075 Using Finite Element Simulation and Response Surface Methodology [J]. Transactions of the Indian Institute of Metals, 2017, 70(9): 2265-2275.
- [9] MIA M S, ISLAM M S, GHOSH U. Modal Analysis of Cracked Cantilever Beam by Finite Element Simulation [J]. Procedia Engineering, 2017, 194: 509-516.
- [10] TARPØ M, FRIIS T, OLSEN P, et al. Automated Reduction of Statistical Errors in the Estimated Correlation Function Matrix for Operational Modal Analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 132: 790-805.
- [11] 周廷. 机载单臂锚杆机伸缩臂有限元模态及谐响应分析 [J]. 煤矿机械, 2019, 40(7): 94-96.
- ZHOU Ting. Finite Element Modal and Harmonic Response Analysis of Telescopic Boom of Single-Boom Jumbolter [J]. Coal Machinery, 2019, 40(7): 94-96.

(责任编辑: 申剑)