

等离子切割除尘装置支撑结构优化设计

马旭东¹ 高文婧¹ 孙理²

(1. 长春汽车职业技术大学机械工程学院, 长春 130013; 2. 一汽解放汽车有限公司, 长春 130011)

摘要: 支撑支座是保证等离子切割除尘装置稳定运行的重要结构, 为提高离子切割除尘装置的工作稳定性, 基于 ANSYS Workbench 软件对支撑支座进行结构优化分析, 对产品的各个结构设计参数进行了灵敏度分析, 确定了对支撑支座稳定性影响最大的 3 个因素, 分别为上底壁厚、支撑壁厚、支撑高度, 基于试验设计方法建立了二阶响应面数学模型, 通过多目标遗传算法进行迭代寻优。仿真结果表明, 支撑支座固有频率提高了 20.47%, 应力集中最大值降低了 6.57%。参数变量在满足设计要求的条件下得到了帕累托 (Pareto) 最优解, 支撑支座的耐用性明显提升, 符合优化的要求。

关键词: 设计参数优化 灵敏度分析 响应面法 多目标寻优

中图分类号: TH122 **文献标志码:** B **DOI:** 10.19710/J.cnki.1003-8817.20240309

Optimal Design of Support Structure of Plasma Cutting Dust Removal Device

Ma Xudong¹, Gao Wenqiang¹, Sun Li²

(1. Mechanical Engineering Institute, Changchun Automobile Industry Institute, Changchun 130013; 2. FAW Jiefang Automobile Co., Ltd., Changchun 130011)

Abstract: The support base is an important structure for the stable operation of the plasma cutting dust removal device. In order to enhance operation stability this device, this paper makes a structural optimization analysis of the support base based on the ANSYS Workbench software, including sensitivity analysis for design parameter of each structure, and identified 3 factors which have the greatest influence on the stable operation of support base, namely upper wall thickness, support wall thickness and support height. A second-order mathematical response surface model is constructed based on the experimental design methods, and iterative optimization is made through multi-objective genetic algorithm. The simulation results show that the natural frequency of the bearing increases by 20.47% and the maximum stress concentration decreases by 6.57%. The optimal Pareto solution of the parameter variables is achieved within the design requirements and the durability of the beam is significantly improved, which meets the optimization requirements.

Key words: Design parameter optimization, Sensitivity analysis, Response surface method, Multi-objective optimization

1 前言

等离子切割除尘装置是集成流体力学、静力学、动力学和材料学的复杂系统机构^[1-2]。核心结

构件对设备静力学性能影响尤为显著^[3-4], 其中, 立面支撑支座在工作时受到压力和切向应力, 且工作中受等离子切割、电机振动和风道气体流动的影响^[5], 由于其工作环境恶劣、制造工艺和安装条

作者简介: 马旭东 (1987—), 男, 副教授, 硕士学位, 研究方向为机械制造、塑性加工, 279667122@qq.com。

基金项目: 长春市科技局市属高校项目 (21ST04)。

参考文献引用格式:

马旭东, 高文婧, 孙理. 等离子切割除尘装置支撑结构优化设计[J]. 汽车工艺与材料, 2025(5): 66-72.

MA X D, GAO W Q, SUN L. Optimal Design of Support Structure of Plasma Cutting Dust Removal Device[J]. Automobile Technology & Material, 2025(5): 66-72.

件限制的原因,为保证装置稳定工作,对其强度和可靠性提出了更高要求^[6]。本文对等离子切割除尘装置结构件参数进行优化,以立面支撑支座为研究对象,根据现场安装出现的问题,对安装状态进行静态力学分析,确定兼顾支座固有频率和应力集中的优化模型。采用灵敏度分析优选变量,拟合获得响应模型,结合多目标遗传算法,确定帕累托(Pareto)最优前沿。

2 工况确定及静态特性分析

在载货汽车滚压工段使用等离子切割工作时常有烟尘吸附在纵梁表面,影响后序电泳涂装,且清理过程中增加了人工成本。为此,本文通过改变除尘方式,降低烟尘吸附率、提升表面质量。等离子切割除尘装置的工作过程为:当机器人进行等离子切割时,通过PLC控制电机实现下抽风除尘的风量控制。在试运行期间,发现支撑支座变形损坏。在充分考虑零件受力状态和振动情况后,对零件进行优化设计,除尘装置主体结构如图1所示。

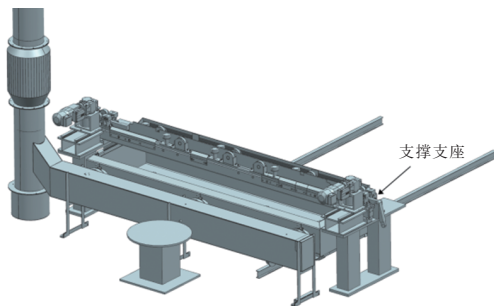


图1 除尘装置结构示意图

根据产品特征在UG软件中完成三维建模,通过内置模块链接ANSYS Workbench进行静力学和模态分析,材料基础参数如表1所示。

表1 产品材料参数

参数	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa	弹性模量/GPa	剪切模量/GPa	泊松比	密度/ $g \cdot mm^{-3}$
数值	235	375	207	70	0.3	7.85

对支撑支座进行网格划分,设置四面体网格大小为 $10\text{ mm} \times 10\text{ mm}$,划为得到4 915个节点及2 469个单元。根据支撑支座的实际工作状态对模型施加相应边界条件和受力载荷:对4个定位孔柱形截面施加固定约束条件,根据支座的工

作状态,顶面受到垂直方向最大载荷,侧面因废料箱的作用受到周期性载荷,并设置重力影响因素,支撑支座受力示意如图2所示。

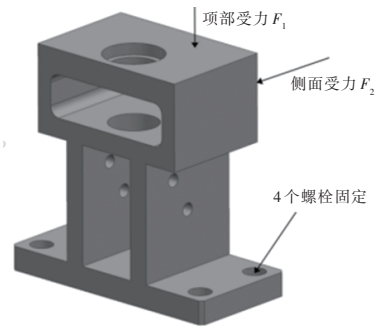


图2 支撑支座受力示意

支撑支座的垂直载荷 F_1 为:

$$F_1 = \frac{2D + Q}{4} \quad (1)$$

$$Q = K_d \cdot F \quad (2)$$

式中: D 为电机垂直载荷; Q 为起落架装置动载荷; F 为起落架装置静载荷; K_d 为动荷因子,取值为1.3。

经计算, F_1 取整后为170 N。

支撑支座的侧向载荷 F_2 为:

$$F_2 = \frac{3EI}{a^3} \Delta_{st} \sqrt{\frac{v^2}{g\Delta_{st}}} \quad (3)$$

$$\Delta_{st} = \frac{mga^3}{3EI} \quad (4)$$

$$I = \frac{ws^3}{6} + 2ws\left(\frac{j+s}{2}\right)^2 \quad (5)$$

式中: m 为废料箱质量, g 为重力比例系数, a 为重心距离下端的距离, v 为废料箱回程接触时速度, Δ_{st} 为挠度, E 为弹性模量, I 为截面的惯性距, w 为支座宽度, s 为支撑厚度, j 为支撑间距(图3)。

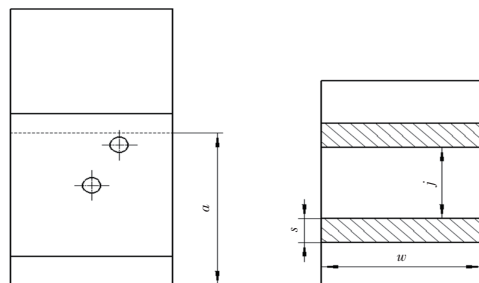
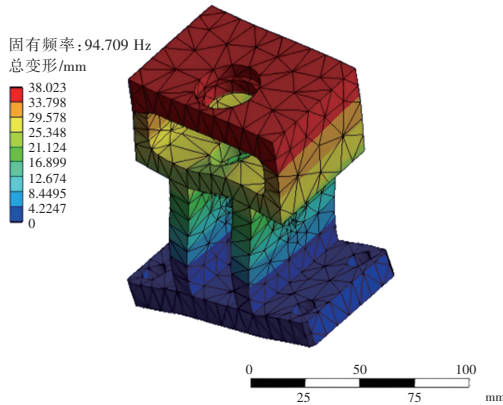


图3 支撑支座截面尺寸参数

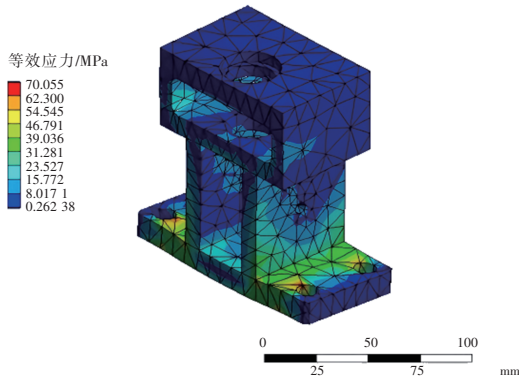
经计算, F_2 取整后为1 800 N。

图4所示为模态云图和静力分析应力云图。由图4b可知,存在2处接触位置应力最大,最大应力为70.055 MPa,且应力较为集中。支撑支座工

环境存在等离子切割、电机和风道等机构,系统激励频率为 60 Hz,设计一个安全域,取值范围为固有频率的 1.2 ~ 1.5 倍。在工作中存在共振风险,需考虑优化支撑支座的固有频率。由图 4a 可知,模态分析表明,其固有频率为 94.709 Hz,得到前 6 阶模态如表 2 所示。



(a)模态分析



(b)应力分析

图 4 支撑支座主体分析云图

模态	1阶	2阶	3阶	4阶	5阶	6阶
频率	94.709	100.12	163.41	273.49	333.08	507.8

其中,1 阶模态反映结构的刚度和质量,2 阶模态反映不同方向上的振动特性,3 阶模态反映局部的刚度和质量问题,4 阶模态反映局部动力特性,5 阶模态反映局部高频动力特性,6 阶模态反映最高频振动问题。

3 试验设计与模型构建

3.1 灵敏度分析及变量的选择

灵敏度分析是研究系统模型中输入(周边条件)变量对输出变量敏感程度的数学方法^[7-8]。在机械设计过程中,可使用 ANSYS Workbench 对零件中多个设计参数进行灵敏度分析,快速筛选出对系统影响较大的设计参数,有效提高优化效率^[9]。

为提高支撑支座的可靠性和稳定性,在机构设计时需注意降低应力集中位置的应力,围绕提升刚度对支座结构进行优化设计^[10-11]。支座座板采用 3 个螺栓固定,螺栓固定处为应力集中最大位置。根据设计经验确定结构设计参数为:顶板 R 角半径 r 、上底壁厚 b 、顶板孔距长边距离 k 、支撑高度 h 、支撑厚度 s 、上侧壁厚度 c 、支撑距短边距离 P ,各变量优化范围最小值为 X_L ,最大值 X_H 。根据整体结构本构关系设定各参数优化范围,如表 3 所示。

参数名称	顶板 R 角半径 r	上底壁厚 b	顶板孔距长边距离 k	支撑高度 h	支撑厚度 s	上侧壁厚度 c	支撑距短边距离 P
初始取值	5	10	10	60	10	8	18
优化范围 $X_L \sim X_H$	4 ~ 6	8 ~ 12	8 ~ 12	55 ~ 65	8 ~ 12	6 ~ 10	16 ~ 20

如表 3 所示,选取 7 个关键尺寸作为优化参数变量,以提高固有频率和降低应力集中最大值作为优化目标,建立的初始优化模型如下:

$$\begin{cases} X = (r, k, b, c, h, s, p)^T \\ \max [f_1(X)] \\ \min [f_2(X)] \\ \text{st. } X \in [X_L, X_H] \end{cases} \quad (6)$$

在整个模型结构设计中,对 100 个样本进行灵敏度分析。参数输出灵敏度为正值则表示输出变量与参数正相关,反之则表示为负相关。

图 5 所示为各参数变量对系统的灵敏度,由图 5 可知,上底壁厚 b 、支撑高度 h 、支撑厚度 s 3 个设计参数灵敏度较高,其对支撑支座固有频率和应力集中最大值均有较大影响,因此,选择该参数变量作为优化的主体对象。将固有频率和应力集中

最大值定义设置为响应值,对上底壁厚、支撑高度和支撑厚度 3 个设计参量进行试验设计。采用 ANSYS Workbench 的 Response Surface 模块进行分析获取试验样本点,建立函数模型进一步优化参数。参数 b 、 h 、 s 的初始值如表 4 所示。

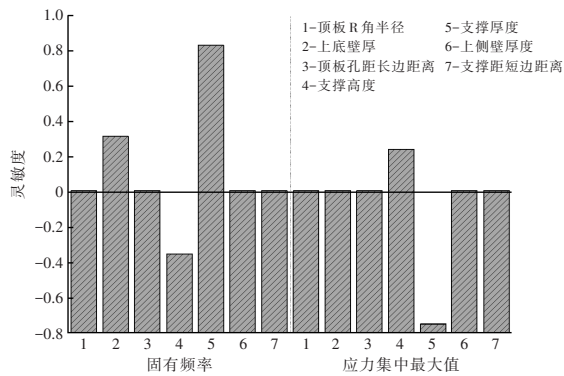


图 5 支撑支座应力灵敏度

参数名称	初始取值	优化范围	mm
b	10	8 ~ 12	
h	60	55 ~ 65	
s	10	8 ~ 12	

3.2 构建响应面数学模型

响应面法是结合试验设计一种优化建模方法,其中,Box-Behnken 试验设计(BBD)和中心复合设计(CCD)应用的最为广泛^[12-14]。在响应面法中,CCD 设计的部分试验点会超出原有水平,与 BBD 试验相比,扩展后能更好地拟合响应面模型,拟合预测能力更强^[15]。在响应面法中可通过多项式拟合以响应目标值代替设计问题中的目标函数^[11,16]。利用二阶多项式代替所涉及问题中的目标函数,建立目标函数与各个参数变量的联系为:

$$\begin{cases} y = \alpha_0 + \sum_{i=1}^k \alpha_i x_i + \sum_{i=1}^k \alpha_{ii} x_i^2 + \sum_{j=2}^k \sum_{i=1}^{j-1} \alpha_{ij} x_i x_j \\ \alpha = [\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_k, \alpha_{11}, \alpha_{22}, \dots, \alpha_{kk}, \alpha_{12}, \alpha_{23}, \dots, \alpha_{(k-1)k}]^T \end{cases} \quad (7)$$

式中: y 为待解决问题的目标函数, α 为相关系数向量, x_i 为工艺参数变量, k 为参数变量的数量。

在 Design-Expert 软件中,利用样本数据以 CCD 设计进行二次多项式拟合,构建目标函数的近似数学模型,如表 5 所示。对 2 个响应面

的数学模型进行精度分析,表 6 中 R^2 、 R_{adj}^2 、 R_{pred}^2 分别为模型的相关系数、模型的拟合度、模型的预测性能,三者值越接近 1,拟合模型精度越高。通过对模型有效性进行分析,确定了参数变量与目标函数的关联性,获得的模型显著性强、拟合精度高,具有很强的预测能力。

表 5 CCD 分析方案及结果

试验序号	因素			固有频率 f_1 /Hz	最大应力 f_2 /MPa
	b	h	s		
1	6.636	60.000	10.000	77.875	77.089
2	8.000	65.000	8.000	65.091	98.486
3	12.000	65.000	12.000	102.883	73.520
4	8.000	55.000	12.000	105.048	67.063
5	12.000	55.000	8.000	88.461	82.382
6	10.000	60.000	10.000	93.448	75.804
7	8.000	65.000	12.000	92.080	78.533
8	10.000	60.000	10.000	93.448	75.804
9	10.000	60.000	10.000	93.448	75.804
10	10.000	68.409	10.000	81.763	97.052
11	12.000	65.000	8.000	73.344	92.026
12	10.000	60.000	13.363	111.366	65.491
13	10.000	60.000	10.000	93.448	75.804
14	12.000	55.000	12.000	114.817	66.003
15	10.000	60.000	6.636	62.967	88.512
16	10.000	60.000	10.000	93.448	75.804
17	13.363	60.000	10.000	102.356	78.805
18	10.000	60.000	10.000	93.448	75.804
19	8.000	55.000	8.000	76.589	77.527
20	10.000	51.591	10.000	107.697	69.789

表 6 响应面模型精度评价指标

模型	R^2	R_{adj}^2	R_{pred}^2
f_1	0.993 4	0.987 5	0.949 0
f_2	0.980 6	0.963 1	0.946 1

根据表 5 数据进行分析,将支撑支座的固有频率和应力集中最大值设为响应值,建立两者与设计参数变量的函数关系,其所拟合的表达式如下:

$$f_1=22.497\ 47+11.438\ 44b-2.737\ 744h+17.487\ 97s-0.032\ 305bh+0.014\ 002bs+0.021\ 416hs-0.332\ 14b^2+0.012\ 112h^2-0.592\ 819s^2 \quad (8)$$

$$f_2=223.894\ 96+9.132\ 19b-7.930\ 21h+4.429\ 95s-0.190\ 861bh-0.139\ 6bs-0.145\ 189hs+0.177\ 003b^2+0.105\ 737h^2+0.093\ 456s^2 \quad (9)$$

$$\begin{cases} \max f_1(b,h,s) \\ \min f_2(b,h,s) \\ \text{s.t. } 8 \leq b \leq 12 \\ 55 \leq h \leq 65 \\ 8 \leq s \leq 12 \end{cases} \quad (10)$$

4 基于遗传算法支撑结构的优化

4.1 优化模型的建立

目前,众多学者针对机械结构、机械设计和机械系统等工程优化问题,开展了智能算法寻优的研究,提出了演化算法、群体算法、模拟退火算法、神经网络算法等优化算法^[16-18]。其中,遗传算法应用范围较广。NSGA-II是一种主流多目标遗传算法,在解决低维多目标问题上优势较大^[19-20]。作为非支配排序遗传算法,优化过程保留了模型的多样性,在收敛中获得 Pareto 最优解。

多目标优化模型如下:

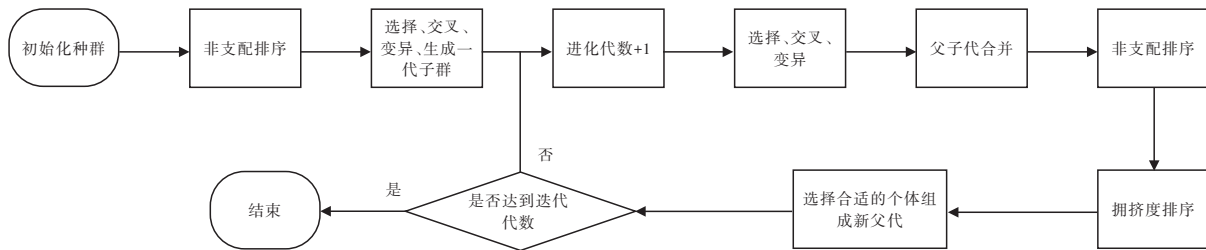


图6 NSGA-II寻优流程

如图7所示,在多目标优化过程中,通过NSGA-II算法获得的 Pareto 最优解集分布均匀,在数据拟合过程中呈现近似曲线,该曲线即为 Pareto 最优前沿。其所反馈的趋势表明,固有频率 f_1 和最大应力值 f_2 呈正比例关系。综合考虑 f_1 和 f_2 在整个系统中的权重进行优化。由图7可知,当 f_1 小于112 Hz时, f_2 曲线的曲率变化稳定,随着 f_1 的增加, f_2 持续增加。当 f_1 大于112 Hz时,曲线的曲率急剧变化, f_2 增加速度明显加快。所以权衡设计、装配和制造等多个因素,将待优化问题的最优解设为 f_1 为112 Hz,此时 $f_1=112.414$ Hz、 $f_2=65.703$ MPa。查询种群数据中参数变量得到上底壁厚 $b=10.048$ mm、支撑壁厚 $h=55.002$ mm、支撑高度 $s=11.999$ mm,为保证机械设计和制造统一性,对优化数据圆整后确定机械加工

在NSGA-II中建立 f_1 和 f_2 的适应度函数,寻找 Pareto 最优解。

4.2 优化过程的分析

在NSGA-II算法中,首先初始化一个规模大小为200的种群,对各种群进行非支配排序后通过遗传算法获得第1代种群。从第2代开始,每一代的父代种群和子代种群合并后进行非支配排序,并进行拥挤度计算,通过遗传算法产生新的父代种群,重复以上过程直到达到迭代代数。整个过程保证了种群的多样性,扩大了采样范围,所获得的准 Pareto 解均匀地扩展到整个 Pareto 域。针对 f_1 和 f_2 优化问题,不但降低了计算量,且整个算法鲁棒性强。NSGA-II寻优流程如图6所示。

公差, $b=10_0^{+0.05}$ mm、 $h=55_0^{+0.02}$ mm、 $s=120_{-0.02}^0$ mm。

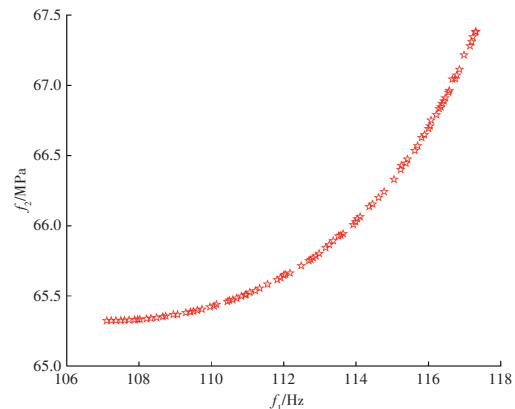
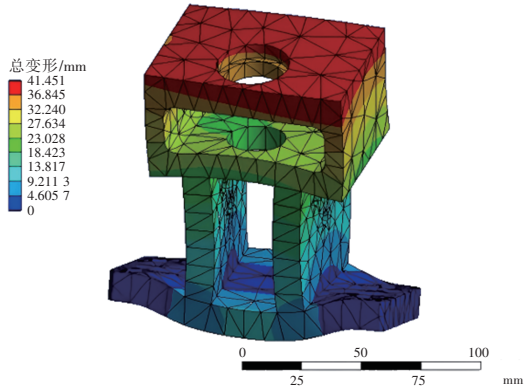


图7 NSGA-II寻优流程图

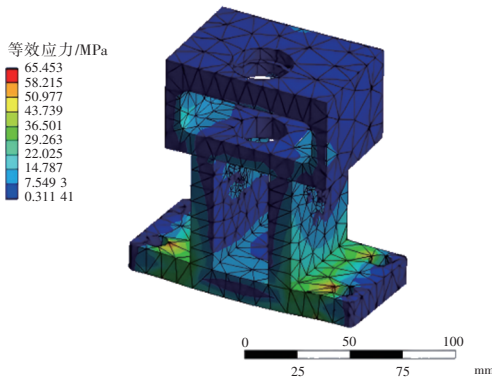
4.3 优化结果的验证

经过NSGA-II算法优化后进行有限元分析验证,固有频率与最大应力云图如图8所示。由结果可知,零件固有频率为114.1 Hz,应力集中最大值

为 65.453 MPa, 而算法优化值分别为 112.414 Hz 和 65.703 MPa, 相对误差均低于 1.47%。如表 7 所示, 与优化前结果对比可得, 算法优化后零件的固有频率提高 20.47%, 应力集中最大值降低 6.57%。



(a) 模态分析云图



(b) 应力分析云图

图 8 支撑支座主体优化后云图

表 7 优化结果对比		
参数名称	优化前	优化后
b/mm	10	10
h/mm	60	55
s/mm	10	12
f_1/Hz	94.709	114.100
f_2/MPa	70.055	65.453

经过对支撑支座结构的优化设计, 进一步完善了零件的加工工艺。在满足装配要求的情况下, 优化了零件尺寸公差, 符合实际的生产制造要求, 提高了零件的稳定性和可靠性。经生产实践表明, 装置系统的稳定性满足生产实际需求, 具备有可制造性、可行性和可靠性, 解决了系统支撑支座稳定性差的问题。图 9 所示为优化后的装置生产应用实况。



图 9 优化设计后实际应用

5 结束语

以等离子切割除尘装备支撑结构优化为应用实例, 将灵敏度分析法、响应面法、试验设计和多目标遗传算法相结合, 针对除尘装置结构设计提出了一种快速有效的优化方法。部件结构以增加固有频率和降低应力集中为优化目标, 首先完成了各设计参数的试验设计, 进行了灵敏度分析和响应面模型拟合, 再通过 NSGA-II 得到了最优 Pareto 前沿, 并结合加工工艺确定了上底壁厚 b 为 $10_0^{+0.05}$ mm、支撑壁厚 h 为 $55_0^{+0.02}$ mm 和支撑高度 s 为 $120_{-0.02}^0$ mm。优化后对参数进行试验验证, 得到的支撑支座固有频率提高 20.47%, 应力集中最大值降低 6.57%。

参考文献:

- [1] 李斌. 高大焊接车间通风除尘设计浅析[J]. 中国新技术新产品, 2017(9): 93-94.
- [2] 陈光浩, 单百川, 刘昱辰. 一种应用于焊接工位的等离子体除尘装置[J]. 内燃机与配件, 2020(7): 47-50.
- [3] 魏文清, 刘放, 郑雪楷, 等. 基于 RSM 和 NSGA-II 法的双臂机械臂结构优化设计[J]. 起重运输机械, 2023(2): 40-46.
- [4] 王所国, 沈精虎, 石乐. 基于 ANSYS 的某小型家用汽车盘式制动器轻量化设计[J]. 机械强度, 2023, 45(1): 98-104.
- [5] 吴仲伟, 夏金兵, 时惜今. 等离子体焊接除尘装置设计与数值模拟[J]. 中国机械工程, 2019, 30(23): 2862-2869.
- [6] 李宝熿. 除尘设备刚性钢支架设计及承载性能分析[J]. 钢结构, 2013, 28(7): 43-45.
- [7] 唐思欣, 林少芳, 戴雨彤, 等. 基于响应面模型的手性超结构固有频率灵敏度分析及多目标优化[J]. 装备制造

- 技术, 2023(1): 125-128.
- [8] 朱升硕, 姜永正, 戴德志, 等. 基于灵敏度分析的轧机联轴器整体尺寸优化[J]. 机械设计, 2023, 40(12): 31-35.
- [9] 张璟鑫, 梁伟, 夏阳. 结构多目标拓扑优化目标函数构建方法的研究[J]. 中国机械工程, 2016, 27(7): 899-903.
- [10] 肖康利, 曾凡洋, 王柱, 等. 基于拓扑优化和响应面分析的 6030 龙门加工中心横梁轻量化设计[J]. 机电工程技术, 2023, 52(10): 316-320.
- [11] 陶冶, 农王亮, 苏润石, 等. 基于响应面法的机载光电集成箱优化设计[J]. 机械, 2024, 51(1): 17-23.
- [12] 李奇涵, 景淑帆, 高嵩, 等. 基于响应面法的 22MnB5 高强度钢热冲压成形性优化[J]. 锻压技术, 2020, 45(6): 93-101.
- [13] 郎利辉, 杨希英, 孙志莹, 等. 基于响应面法的汽车覆盖件充液成形工艺参数多目标优化[J]. 汽车工程, 2015, 37(4): 480-484.
- [14] 姚忠, 谭鹤群, 叶金虎. 响应面法优化 SKD11 电火花线切割工艺参数研究[J]. 制造技术与机床, 2019(9): 91-94.
- [15] 王松明, 廖映华, 李磊, 等. 基于 CCD 的立式五轴机床滑枕多目标优化[J]. 制造技术与机床, 2023(11): 154-160.
- [16] 于海莲, 王永泉, 陈花玲, 等. 响应面模型与多目标遗传算法相结合的机床立柱参数优化[J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(11): 80-85.
- [17] 张圆, 周海. 基于多目标遗传算法的汽车散热器装芯机排管部基座的优化设计[J]. 制造业自动化, 2015, 37(18): 93-97.
- [18] 张聪, 疏炳南, 张江涛, 等. 基于响应面法-遗传算法的船舶推进轴系多目标优化设计[J/OL]. 上海交通大学学报. (2024-01-02) [2024-08-21]. <https://doi.org/10.16183/j.cnki.jsjtu.2023.318>.
- [19] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.
- [20] VERMA S, PANT M, SNASEL V. A Comprehensive Review on NSGA-II for Multi-Objective Combinatorial Optimization Problems[J]. IEEE Access. 2021: 57757-57791.