

基于最优拓扑概念构型的压力机机身精度优化

谭群燕¹, 沈 铖^{1,2}, 丁明明^{1,2}, 童泽奇², 刘 健^{2,3}

(1. 华北水利水电大学 机械学院, 河南 郑州 450000; 2. 浙江水利水电学院 机械与汽车工程学院, 浙江 杭州 310018;
3. 宁夏大学 机械学院, 宁夏 银川 750021)

摘要: 为提高压力机的结构刚度、保证压力机机身在工作状态下的精度, 以 JH31-250 压力机为研究对象, 探索压力机机身结构的优化设计方法。采用 Abaqus 软件对压力机机身进行结构模态与静强度分析, 并运用拓扑优化技术对机身结构进行概念构型寻优, 据此选定两侧壁支撑结构作为设计域进行构型和尺寸优化。以规整后机身筋板结构的几何尺寸为优化参数、以工作台与机身曲轴支撑孔间的相对位移为优化目标, 建立响应面模型, 结合粒子群算法进行模型寻优, 获取最优的结构几何参数, 最终实现对压力机机身结构的优化设计。优化结果表明: 优化前压力机机身内侧及方孔前侧存在明显的应力集中现象, 优化后机身结构的等效应力与总位移均有所下降, 工作台与支撑孔间的相对位移为 0.2548 mm, 变形量下降了 40.03%, 机身工作精度得到提高。对优化后机身结构进行动力学分析验证, 发现在多种工作激振源频率下, 优化后压力机结构不会发生共振现象, 满足使用要求。研究结构可为同类型产品结构优化提供参考。

关键词: 压力机; 拓扑优化; 机身精度; 模态分析; 静强度

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.04.024

中图分类号: TH122; TG315.5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2023) 04-0186-07

Precision optimization on press body based on optimal topological conceptual configuration

Tan Qunyan¹, Shen Cheng^{1,2}, Ding Mingming^{1,2}, Tong Zeqi², Liu Jian^{2,3}

(1. School of Mechanical Engineering, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450000, China;
2. College of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Water Resources and Electric Power,
Hangzhou 310018, China; 3. School of Mechanical Engineering, Ningxia University, Yinchuan 750021, China)

Abstract: In order to improve the structural stiffness of press and ensure the accuracy of press body in working condition, for JH31-250 press, the optimal design method of the press body structure was explored, and the structural modal and static strength of the press body were analyzed by software Abaqus. Then, the conceptual configuration of the press body structure was optimized by the topology optimization technique, and based on this, the supporting structure of the two side walls was selected as the design domain for the configuration and size optimization. Furthermore, taking the geometric dimensions of the rectified press body ribbed slab structure as the optimization parameters and the relative displacement between workbench and crankshaft support hole of press body as the optimization target, the response surface model was established, the model was optimized by combining with particle swarm algorithm to obtain the optimal structural geometry parameters, and finally the optimized design of the press body structure was achieved. The optimization results show that there are obvious stress concentration phenomena on the inner side of press body and the front side of square hole before optimization, and the equivalent stress and the total displacement of the press body structure are reduced after optimization. The relative displacement between workbench and support hole is 0.2548 mm, the deformation amount is reduced by 40.03%, and the working accuracy of press body is improved. The dynamic analysis and verification of the optimized press body structure show that the optimized press structure does not resonate under various working vibration source frequencies, which meets the requirements for use. Thus, the researched structure can provide reference for the structural optimization of similar products.

Key words: press; topology optimization; press body accuracy; modal analysis; static strength

当今世界, 衡量一个国家经济发展水平高低的

是制造业, 锻压机械在制造工业中一直占据重要地位, 对国民经济发展具有决定性作用^[1]。而结构简单、刚度强、可靠性高的锻压设备更能满足日益复杂的工艺要求, 是国内外研究的重点^[2]。机身是压力机的最大负载构件, 对于整机的性能特性至关重要, 合理分配机身质量和结构、提高机身刚度和工

收稿日期: 2022-11-11; 修订日期: 2023-02-28

基金项目: 浙江省重点研发计划项目 (2020C01062、2022C01070);
浙江省基础公益计划项目 (LGG22E050034)

作者简介: 谭群燕 (1964-), 女, 学士, 教授

E-mail: tqy@ncwu.edu.cn

作精度、减小机身变形位移成为压力机机身结构设计的关键。

压力机机身的性能特性和结构设计与其材料分布具有密切的关系^[3]。传统的机身结构设计方法存在一些结构设计不合理、优化效率低和材料浪费严重等问题^[4]。为了提高结构性能, Abhishek A 等^[5]使用 CCD 和最佳空间填补设计, 对汽车底盘进行整体优化, 在保证刚度的同时减轻了底盘质量。周围等^[6]利用变密度优化方法对送杆机构运送支架进行优化设计, 降低了 25% 的质量, 并保障了机构送杆时的准确性。因此, 压力机优化设计需要在保证机身使用性能的前提下, 对机身结构进行整体优化, 获得更好的性能特性。

拓扑优化是通过设置相关约束来寻求材料的最优分布方式^[7], 通过拓扑优化可产生材料分布合理、性能条件优异、满足轻量化的结构优化设计方案, 因此, 拓扑优化已经成为结构优化的热门研究方式^[8]。相较于拓扑优化直接对应力波的传力路径进行材料分布, 响应面设计和粒子群优化方法在结构的形状尺寸优化方面更加符合实际的加工制造要求, 两者结合可实现优势互补。

本文在压力机机身有限元分析的基础上, 采用拓扑优化对机身两侧壁支撑结构进行结构优化, 根据应力波的传播路径, 寻求材料的最优分布, 获得最优拓扑概念构型; 在保证制造工艺的前提下, 以机身筋板结构的几何尺寸为变量参数, 以工作台与机身曲轴支撑孔间的相对位移为目标函数, 结合响应面模型和粒子群优化方法对最优拓扑构型进一步尺寸优化, 最终实现对压力机机身的优化设计, 达到减小机身受力变形、提高机身刚度的目的。

1 压力机机身有限元分析

JH31-250 压力机的公称力为 2500 kN, 在实际工作状态下, 压力机机身主要承受的载荷分别为作用于曲轴支撑孔、且方向向上的点载荷与作用在工作台表面、且方向向下的均布载荷。压力机工作时产生的力大部分由机身承载, 因此机身会产生一定的变形, 机身曲轴支撑孔与工作台之间的相对位移会导致模具受损甚至影响产品精度, 因此, 将其作为机身优劣的判断标准。

1.1 原方案的有限元模型

根据压力机的技术参数, 在 SolidWorks 软件中对机身进行实体建模。压力机的体积较大, 筋板结构大

多通过焊接或螺栓连接, 其结构形状较为复杂。由于这些结构对于机身整体的强度和刚度影响很小, 因此, 在建立有限元模型时忽略圆孔、圆角、螺孔等特征^[9]。

建立有限元模型的方法如下。

(1) 定义材料。将简化后的机身三维模型导入 Abaqus 软件, 定义机身及工作台的材料参数, 如表 1 所示。

表 1 JH31-250 压力机主要材料参数

Table 1 Main material parameters of JH31-250 press

参数	机身	工作台
材料	Q235 钢	QT500-7 钢
泊松比	0.274	0.293
弹性模量/MPa	210000	162000
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7.83	7.00
拉伸屈服强度/MPa	235	320

(2) 划分网格。有限元网格单元采用 C3D10, 网格大小设置为 50 mm, 网格划分区域如图 1b 所示,

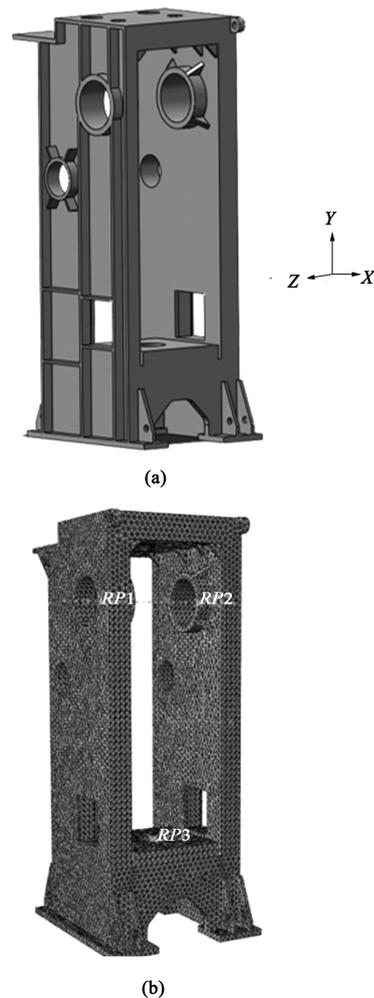


图 1 机身三维模型 (a) 和有限元模型 (b)

Fig. 1 3D model (a) and finite element model (b) of press body

共得到单元数为 90633 个, 节点个数为 169521 个。

(3) 施加约束载荷。根据压力机机身真实工况下的负载情况, 对其受力面与空间节点进行耦合。压力机公称力为 2500 kN, 因此, 作用于支撑孔和工作台空间节点处的总压力为 2500 kN。由于压力机底座采用螺栓连接, 将机身底座各方向的自由度皆设为 0, 近似模拟实际变形位移。同时考虑机身质量较大, 因此需要设置重力载荷。

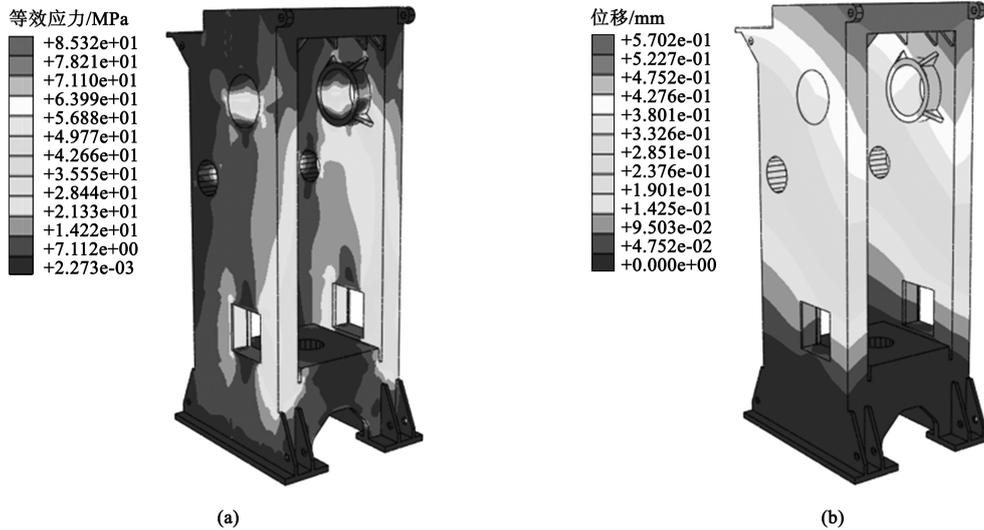


图 2 优化前机身等效应力云图 (a) 和位移云图 (b)

Fig. 2 Equivalent stress (a) and displacement (b) nephograms of press body before optimization

为了研究机身在工作条件下的相对变形量对锻件的影响, 将曲轴支撑孔空间节点 $RP1$ 与工作台表面节点 $RP3$ 的相对位移量作为判断标准, 如表 2 所示。

表 2 优化前 $RP1$ 与 $RP3$ 的相对位移量 (mm)

Table 2 Relative displacements between $RP1$ and $RP3$ before optimization (mm)

方向	$RP1$	$RP3$	相对位移量
X 向	-2.801×10^{-1}	-4.636×10^{-3}	4.249×10^{-1}
Y 向	2.746×10^{-1}	-3.275×10^{-2}	
Z 向	-1.010×10^{-1}	-2.255×10^{-5}	

1.3 压力机模态特性分析

压力机的模态特性反映其受外部激振时的结构稳定性^[10]。为了防止压力机在工作时发生共振, 机身的固有频率应远离激振源频率^[11]。压力机所使用的电机为四级三相异步电机, 其额定转速为 $1000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 因此, 电机的工作频率小于 16.67 Hz 。滑块的行程次数为 $32 \text{ 次} \cdot \text{min}^{-1}$, 所以, 压力机的实际工作频率为 0.53 Hz 。原机身模态分析结果如表 3 所示, 压力机机身的一阶固有频率为 22.21 Hz , 因此, 机身固有频

1.2 压力机静态特性分析

由图 2a 可见, 优化前机身的等效应力分布方式为左右对称, 曲轴支撑孔、机身内侧板及前板存在应力集中现象, 机身受到最大等效应力为 85.32 MPa 。压力机在工作状态下, 机身因负载将出现局部形变。由图 2b 分析可知, 机身方孔处以上均发生变形, 曲轴支撑孔处和机身前支撑板上端是机身变形位移最大的位置, 最大位移达到 0.5702 mm , 对机身的刚度影响较大。

表 3 优化前压力机机身的低阶固有频率 (Hz)

Table 3 Low-order inherent frequencies of press body before optimization (Hz)

阶数	1	2	3	4	5
频率	22.21	60.74	70.65	104.20	127.39

率大于激振源频率, 不会发生共振。

2 机身优化设计

由上述分析可知, 虽然压力机满足使用要求, 但在工作条件下的变形量较大, 机身精度较低, 会导致模具发生形变, 进而影响工件的制造精度。在满足装配需求下, 为了保证加工精度, 对机身进行结构优化和尺寸优化。在最优拓扑概念构型的基础上, 利用响应面设计和粒子群算法对构型进行优化, 提高机身的精度和可制造性。

2.1 机身拓扑优化

拓扑优化是目前非常热门的结构优化方法, 可以通过规划应力波在结构内的传播路径, 在概念设

计阶段找到所需的最佳质量分布，进而得到符合设计需要的模型结构^[12]。本文采用变密度法对机身结构进行优化，引入特征函数：

$$\rho(x) = \begin{cases} 0 & x \in \theta_{\text{void}} \\ 1 & x \in \theta_{\text{mat}} \end{cases} \quad (1)$$

式中： $\rho(x)$ 为设计域； x 为设计域网格单元； θ_{void} 为删除区域； θ_{mat} 为实体区域。

随着应力的传递，对需要删除的区域赋“0”，对需要保留的区域赋“1”。机身拓扑优化的数学表达式为：

$$\begin{cases} \text{find } \mathbf{X} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \\ \text{min } f(\mathbf{X}) = \mathbf{F}^T \mathbf{U} \\ \text{s. t. } \begin{cases} V \leq V^* \\ \mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{U} \\ x_i \in \{0, 1\} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

式中： x_i 为设计变量， $i=1, 2, \dots, n$ ； n 为变量个数； $f(\mathbf{X})$ 为目标函数，表示机身的柔度； \mathbf{F} 为所受外力； \mathbf{U} 为相对位移量； V 为优化后结构的体积； V^* 为原结构的体积； \mathbf{K} 为刚度矩阵。

在拓扑优化前，先将机身两侧空间补满，作为拓扑的设计域，将最小柔度设为优化目标函数，设置体积分数为 34.8%，与原机身结构的体积比相同。

设置迭代次数为 100 次，对设计域进行结构优化，获得的拓扑优化构型如图 3 所示。

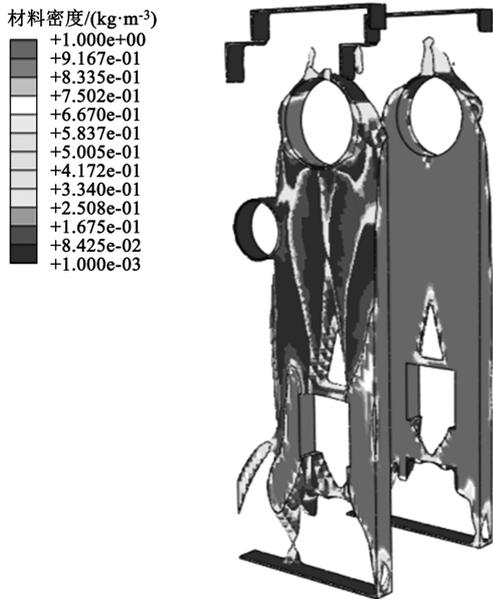


图 3 拓扑优化图

Fig. 3 Topology optimization diagram

由图 3 可知，拓扑优化结构与应力传递路径大致相同，材料分布主要集中在机身内侧及曲轴支撑

孔和方孔的两侧。

由表 4 可知，优化后的机身在载荷作用下的 Y 方向的相对位移量降低，与原机身结构相比减小了 26.06%，机身的相对位移量减小为 0.2371 mm，较原模型降低了 44.20%。

表 4 拓扑结构的 $RP1$ 与 $RP3$ 的相对位移量 (mm)

Table 4 Relative displacements between $RP1$ and $RP3$ in topology structure (mm)

方向	$RP1$	$RP3$	相对位移量
X 向	4.152×10^{-3}	-1.583×10^{-2}	
Y 向	-3.344×10^{-2}	1.933×10^{-1}	2.371×10^{-1}
Z 向	1.158×10^{-4}	-6.627×10^{-2}	

2.2 机身响应面模型

为了提高压力机机身的工作精度，满足拓扑优化结构的可制造性，在拓扑概念构型的基础上，利用响应面分析方法对拓扑结构进一步规整，实现尺寸优化。

按照应力波的传递路径，基于最优拓扑概念构型，对机身两侧壁进行如图 4 所示的结构改造：在机身内侧添加方板，连接曲轴支撑孔和方孔；在方孔两侧高应力处设置支撑筋；在曲轴支撑孔上端加入连接筋，剩余外部轮廓由薄铁皮焊制而成。

将规整后筋板结构的几何尺寸参数化，如图 4 所示，选择 $P1$ 单元机身内侧方板的厚度、 $P2$ 单元方孔右侧筋的宽度、 $P3$ 单元方孔左侧筋的宽度和 $P4$ 支撑孔上端连接筋的宽度作为设计变量，选择机身空间节点 $RP1$ 和 $RP3$ 之间的相对位移量作为响应面设计的目标变量。

在响应面设计方法中，需要借助部分已确定的实验样本数据进行目标近似函数的构造^[13]。采用 DOE 实验设计可以快速有效地对样本点进行选取。本次实验设计采用 CCD 中心复合实验法，在实验设计过程中会存在超过原定的水平，有助于改善预测精度、提高效率。

设计 CCD 实验时，如果自变量数为 n ，则实验样本点数 $M = 2^n + 2n + 1$ 。为了实现构建合理的二次多项式，需要满足样本点数 M 大于 $N = (n+1)(n+2)/2$ 。本文中自变量数 $n = 3$ ，则 $M = 15$ ， $N = 10$ ，满足 $M > N$ ，实验设计变量范围见表 5。

其中， $P4$ 筋结构需要连接上盖板加强筋和曲轴支撑孔加强筋，因此， $P4$ 支撑孔上端连接筋的宽度 x_4 须不低于 30 mm。

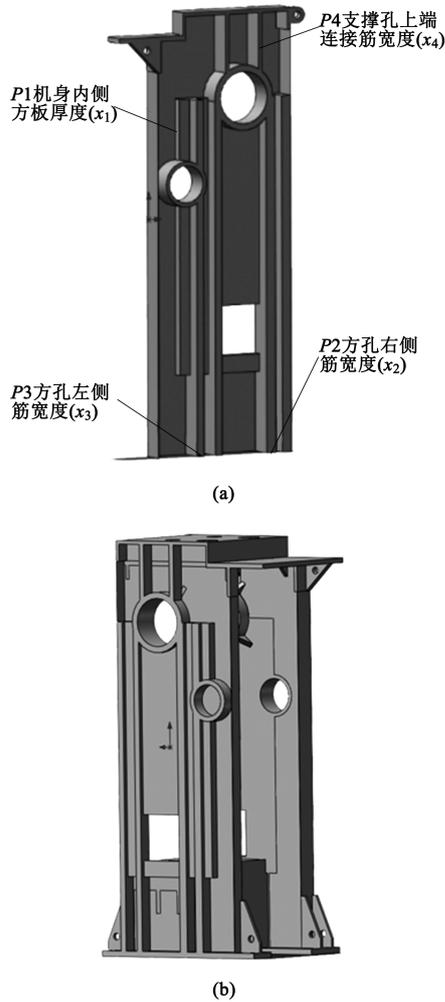


图4 机身设计变量区域 (a) 和机身结构图 (b)
Fig. 4 Design variable areas (a) and structure diagram (b) of press body

表 5 设计变量范围设置 (mm)

Table 5 Settings of design variable ranges (mm)

变量	最小值	最大值
x_2	70	100
x_3	45	75
x_4	30	60

利用响应面设计方法，将压力机机身尺寸优化的目标函数转化为易于求解的二次多项式。对表 6 中的变量与目标变量进行参数拟合，得到的多项式如式 (3) 所示，响应面如图 5 所示。对响应面拟合结果进行误差分析，可得决定系数 $R^2 = 0.9904$ ，模型拟合效果较好。

$$U \times 10^{-5} = 37379 - 249.9x_2 - 51.84x_3 - 19.96x_4 + 2x_2^2 + 1.45x_3^2 - 0.0341x_4^2 - 1.5341x_2x_3 + 0.3253x_2x_4 + 0.0686x_3x_4 \quad (3)$$

表 6 基于中心复合实验的机身优化结构参数设计及分析结果 (mm)

Table 6 Parameters design and analysis results of optimized structural for press body based on central composite design experiment (mm)

序号	变量				相对位移量
	x_1 (被动)	x_2	x_3	x_4	
1	86.71	59.02	60.00	45.00	0.263052
2	86.39	70.00	45.00	60.00	0.256535
3	72.38	100.00	45.00	30.00	0.264296
4	50.79	110.98	60.00	45.00	0.270708
5	67.52	100.00	45.00	60.00	0.268385
6	66.29	85.00	60.00	70.98	0.255213
7	90.75	70.00	45.00	30.00	0.255638
8	73.48	70.00	75.00	30.00	0.261181
9	85.98	85.00	34.02	45.00	0.265501
10	68.67	70.00	75.00	60.00	0.262959
11	74.68	85.00	60.00	19.02	0.251085
12	70.59	85.00	60.00	45.00	0.253207
13	50.70	100.00	75.00	30.00	0.256296
14	51.95	85.00	85.98	45.00	0.260777
15	45.27	100.00	75.00	60.00	0.260738

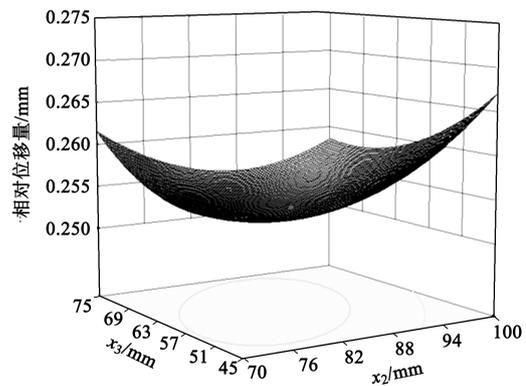


图 5 响应面图

Fig. 5 Response surface diagram

2.3 基于粒子群方法的模型寻优

粒子群优化算法在整个迭代过程中依靠粒子速度将最优粒子信息传递给其他粒子，具有记忆性好、搜索速率快、收敛性好等优点，能够根据机身的结构特点，结合响应面显示化的二次多项式对变量参数进行动态寻优。

粒子群算法采用“群体”与“进化”的概念，利用无体积无质量的粒子按一定速度在搜索空间飞行，根据飞行经验与群体飞行找到全局最优解^[14]。进化方程表达式为：

$$V_{ij}(z + 1) = \omega V_{ij}(z) + c_1 r_{1j} [P_{ij} - X_{ij}(z)] + c_2 r_{2j} [P_{gj} - X_{ij}(z)] \quad (4)$$

$$X_{ij}(z + 1) = X_{ij}(z) + V_{ij}(z + 1) \quad (5)$$

式中： V_{ij} 为粒子速度； i 为粒子标号； j 为粒子维数； z 为进化代数； ω 为权重； X_{ij} 为粒子空间位置； P_{ij} 为个体粒子最优坐标； P_{gj} 为粒子空间最优坐标； c_1 和 c_2 为学习因子； r_{1j} 和 r_{2j} 为 0~1 的随机数。

将响应面多项式（式（3））作为目标函数，利用粒子群算法进行优化问题求解，得到最优解为 $X^* = [76.27, 81.95, 57.91, 30.38]$ ，此时机身最小相对位移量为 0.25204 mm。

3 压力机优化结果对比分析

利用响应面和粒子群算法对结果最优解对应的

变量值 X^* 进行参数化建模，将三维模型导入 Abaqus 软件进行静力学分析，得到机身的等效应力云图和整体位移图（图 6）。由图 6 可知，优化后的机身等效应力降为 82.09 MPa，机身最大位移量为 0.2672 mm，与原压力机机身结构相比皆有下降。

根据有限元分析结果，提取在工作状态下的优化后压力机机身曲轴支撑孔与工作台之间的相对位移量，如表 7 所示。

对比粒子群优化得到的机身最小相对位移量与 Abaqus 有限元分析数据可知，两者相差 1.1%，证明响应面设计结合粒子群优化结果是可靠的。

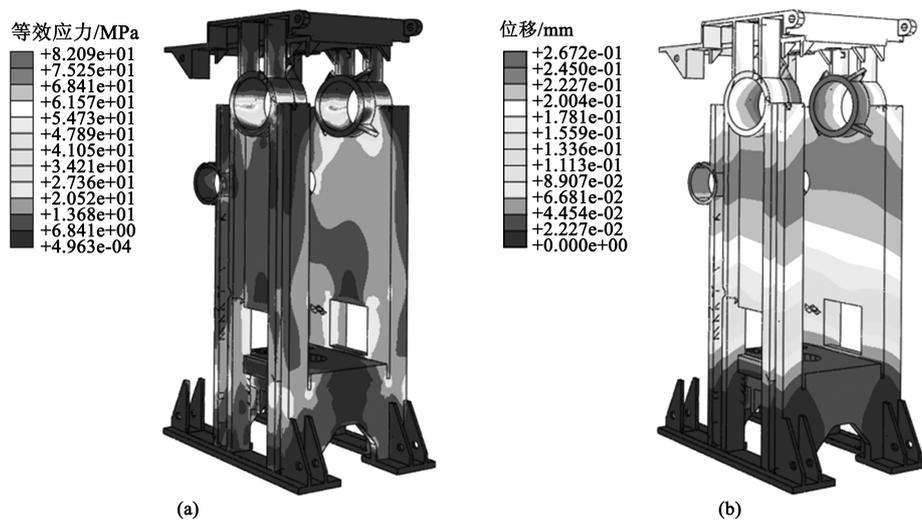


图 6 优化后的机身有限元分析结果
(a) 等效应力云图 (b) 位移云图

Fig. 6 Finite element analysis results of press body after optimization
(a) Equivalent stress nephogram (b) Displacement nephogram

表 7 粒子群优化后 RP1 与 RP3 的相对位移量 (mm)

Table 7 Relative displacements between RP1 and RP3 after particle swarm optimization (mm)

方向	RP1	RP3	相对位移量
X 向	-1.557×10^{-3}	-2.224×10^{-3}	
Y 向	2.018×10^{-1}	-3.582×10^{-2}	2.548×10^{-1}
Z 向	-9.197×10^{-2}	1.460×10^{-5}	

对结构优化后的机身进行模态分析，结果见表 8。

表 8 粒子群优化后的机身低阶固有频率 (Hz)

Table 8 Low-order inherent frequency of press body after particle swarm optimization (Hz)

阶数	1	2	3	4	5
频率	19.63	51.33	56.00	85.04	104.98

由表 8 可知，机身低阶固有频率数值较激振源频率较大，不会引起共振现象。

对压力机机身优化前后的性能参数进行对比，结果如表 9 所示，拓扑优化后的机身相对位移量减小了 44.20%，但结构较为抽象，不适于工程制造。在最优拓扑概念构型的基础上，对机身结构进行响应面设计和粒子群优化，得到机身的相对位移减小

表 9 机身优化前后的结果对比

Table 9 Comparison of results before and after press body optimization

方案	相对位移量/mm
优化前	4.249×10^{-1}
拓扑优化后	2.371×10^{-1}
响应面粒子群优化后	2.548×10^{-1}

量为 40.03%，机身在工作状态下变形量较小、精度更高，且更具有制造性，符合设计要求。

4 结论

(1) 压力机机身在工作时受到压力载荷作用下，机身等效应力和应变呈明显对称分布，在机身内板和支撑前板处存在明显的应力集中现象，最大等效应力为 85.32 MPa，机身总位移量为 0.5702 mm，机身相对位移量为 0.4249 mm。

(2) 经过拓扑优化，对机身支撑结构区域材料重新分布，对优化结构重新进行分析，得到机身相对位移量减小为 0.2371 mm，较原模型降低了 44.20%。

(3) 在最优拓扑概念构型的基础上，对机身筋板结构进行响应面设计和粒子群优化，得到优化结构机身的最大等效应力与机身总位移量皆变小，且机身相对位移量为 0.2548 mm，较原模型降低了 40.03%，一阶固有频率为 19.63 Hz，远大于压力机工作频率 0.53 Hz，提高了机身的工作精度，且不会引起共振，符合设计要求。

参考文献：

- [1] 夏巨谟, 王新云, 张运军. 锻造行业执行《中国制造 2025》的总体思路和几点建议 [A]. 第六届全国精密锻造学术研讨会 [C]. 泰州: 2016.
Xia J C, Wang X Y, Zhang Y J. General ideas and several suggestions for the implementation of made in China 2025 in forging industry [A]. The Sixth National Symposium on Precision Forging [C]. Taizhou: 2016.
- [2] 谢金晶. 大型模锻压机低速运行分析和控制策略研究 [D]. 长沙: 中南大学, 2014.
Xie J J. Analysis and Control Strategy Research on Low-speed Operation of Large Die Forging Press [D]. Changsha: Zhongnan University, 2014.
- [3] Yi G D, Wu J D, Li R S. Static and dynamic deformation analysis and optimization of a fine blanking press frame [A]. International Conference on Mechanical Design [C]. Singapore, 2017.
- [4] 王俊, 刘祥, 庞秋. 伺服机械压力机机身结构优化设计分析 [J]. 精密成形工程, 2022, 14 (7): 136-142.
Wang J, Liu X, Pang Q. Analysis of servo-mechanical press body structure optimization design [J]. Precision Forming Engineering, 2022, 14 (7): 136-142.
- [5] Abhishek A, Mthembu L. Modelling and FE simulation of HVC using multi objective response surface optimization techniques [J]. RCMA, 2021, 31 (6): 307-315.
- [6] 周围, 李群明, 高志伟. 基于变密度法的送杆机构的运送支架拓扑优化设计 [J]. 制造业自动化, 2021, 43 (4): 113-117.
Zhou W, Li Q M, Gao Z W. Topology optimization design of delivery bracket for rod feeding mechanism based on variable density method [J]. Manufacturing Automation, 2021, 43 (4): 113-117.
- [7] 王景良, 朱天成, 朱龙彪, 等. 连续体结构的变密度拓扑优化方法研究 [J]. 工程设计学报, 2022, 29 (3): 279-285.
Wang J L, Zhu T C, Zhu L B, et al. Research on variable density topology optimization method for continuum structure [J]. Journal of Engineering Design, 2022, 29 (3): 279-285.
- [8] Eilam Amir, Oded Amir. Concurrent high-resolution topology optimization of structures and their supports for additive manufacturing [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, (4): 1-24.
- [9] 徐双, 赵至友, 赵国勇, 等. 基于多项式拟合算法的重型电动数控螺旋压力机机身的轻量化 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (12): 154-160.
Xu S, Zhao Z Y, Zhao G Y, et al. Lightweighting of heavy electric CNC screw press body based on polynomial fitting algorithm [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (12): 154-160.
- [10] 薛柏惠, 杨赫然, 孙兴伟, 等. 螺旋槽专用数控铣床立柱拓扑优化设计 [J]. 机械工程与自动化, 2022, (4): 1-3, 8.
Xue B H, Yang H R, Sun X W, et al. Optimized design of column topology of CNC milling machine for spiral groove [J]. Mechanical Engineering and Automation, 2022, (4): 1-3, 8.
- [11] 杨东祺. CWFP12500 kN 冷锻压力机机身有限元模态分析及结构优化 [D]. 北京: 机械科学研究总院, 2014.
Yang D Q. Finite Element Modal Analysis and Structural Optimization of CWFP12500 kN Cold Forging Press Body [D]. Beijing: General Research Institute of Machinery, 2014.
- [12] 梁丽强. 基于拓扑优化和响应面分析的加工中心床身结构方案设计方法 [D]. 呼和浩特: 内蒙古工业大学, 2020.
Liang L Q. The Design Method of Machining Center Bed Structure Scheme Based on Topology Optimization and Response Surface Analysis [D]. Hohhot: Inner Mongolia University of Technology, 2020.
- [13] 童泽奇. 薄壁结构形貌优化与考虑制造工艺的构型设计 [D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
Tong Z Q. Thin-walled Structure Morphology Optimization and Configuration Design Considering Manufacturing Process [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.
- [14] 李晓林, 邓洁. 基于改进粒子群算法的斜拉桥索力优化方法 [J]. 公路与汽运, 2021, (5): 106-110.
Li X L, Deng J. Optimization method of cable force of cable-stayed bridge based on improved particle swarm algorithm [J]. Highways and Motor Transport, 2021, (5): 106-110.