

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

徐 双¹, 赵至友², 赵国勇¹, 丁 峰³, 于 硕¹, 刘 昊¹

(1. 山东理工大学 机械工程学院, 山东 淄博 255000; 2. 青岛宏达锻压机械有限公司, 山东 青岛 266300;
3. 山东省沂水县检验检测中心, 山东 临沂 276000)

摘要: 螺旋压力机的结构与刚度的关系一直是锻压装备设计时的重要参考, 通常采用计算许用应力得到的机械结构, 其刚度足够但设备笨重。针对此问题, 建立 EP-10000 的参数化模型并进行尺寸改动, 并利用 ANSYS 对模型进行受力分析, 得到不同尺寸的压力机在 100 MN 工作状态下的刚度及变形数值。运用多项式拟合优化算法, 建立变形和整机长度与宽度、立柱宽度之间的数学模型。得到在 100 MN 工作状态下, 最小变形量为 0.89873 mm, 此时对应的整机尺寸为 6700 mm×4126 mm×11385 mm, 立柱宽度为 3400 mm, 整机减重约 7.9%, 并且在此尺寸下强度为 75 MPa, 满足需求。结果表明, 该方法可以得到高刚度、轻量化的压力机机身。

关键词: 螺旋压力机; 多项式拟合; 高刚度; 轻量化; 变形

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.12.023

中图分类号: TP203 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2022) 12-0154-07

Lightweight on heavy-duty electric CNC screw press body based on polynomial fitting algorithm

Xu Shuang¹, Zhao Zhiyou², Zhao Guoyong¹, Ding Feng³, Yu Shuo¹, Liu Hao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China;
2. Qingdao Hongda Metal Forming Machinery Co., Ltd., Qingdao 266300, China;
3. Shandong Yishui Testing Center, Linyi 276000, China)

Abstract: The relationship between structure and stiffness of screw press has always been an important reference in the design of forging equipment. Generally, the mechanical structure obtained by calculating the allowable stress was used, which has sufficient stiffness but bulky equipment. To solve this problem, a parameterized model of EP-10000 was established and its dimensions were changed. The force analysis of the model was carried out by ANSYS, and the stiffness and deformation values of presses with different sizes were obtained under the working condition of 100 MN. Polynomial fitting optimization algorithm was used to establish the mathematical models between the deformation and the length and width of the whole machine and the column width, and under the working condition of 100 MN, the minimum deformation was 0.89873 mm. At this time, the corresponding size of the whole machine was 6700 mm×4126 mm×11385 mm, the column width was 3400 mm, the weight of the whole machine was reduced by about 7.9%, and the strength under this size was 75 MPa, which met the demand. The results show that the high stiffness and lightweight press body can be obtained by this method.

Key words: screw press; polynomial fitting; high stiffness; lightweight; deformation

EP-10000 重型电动数控螺旋压力机填补了目前国内万吨级智能压力机的行业空白, 是航空航天、汽车、高铁、兵器、汽轮机等高科技领域必备的基

础制造装备之一^[1]。机身结构作为压力机的主要组成部件, 其刚度与稳定性是压力机研制的重点。在传统设计中, 一般采用经验法进行计算, 得到整机结构的相关尺寸。为了减少计算量, 同时保证其具有足够的刚度, 研发人员一般会将横梁简化为简支梁, 并选取大的安全系数, 粗略计算其具体尺寸, 这将导致整机结构笨重和材料浪费。本文采用建立设备的参数化模型, 并使用 ANAYS 进行静力学分析的方法, 在保证刚度的前提下对设备进行轻量化

收稿日期: 2022-01-20; 修订日期: 2022-04-26

基金项目: 2022 年青岛市科技计划重点研发专项 (22-3-2-qljh-10-gx)

作者简介: 徐 双 (1996-), 女, 硕士研究生

E-mail: IEGIM2019@163.com

通信作者: 赵国勇 (1976-), 男, 博士, 教授, 博士生导师

E-mail: zgy709@126.com

研究。利用静力学分析所得的变形数据建立关于整机尺寸的优化模型，从而在一定范围内找出变形的最优解集，完成整机的轻量化改造。

针对机身的轻量化研究，钱抗抗^[2]对 JG21-250A 型压力机进行了板厚轻量化设计，通过有限元分析得到了机身上横梁、底座等各部分的变形和应力情况，并以此为约束条件、以体积为优化目标进行了尺寸优化；李艳聪等^[3]采用一阶响应面建模法建立了横梁刚度的数学模型，并利用正交实验设计提高了刚度和减轻质量的优化方案，对 98 MN 预紧组合框架式液压机进行了整机质量的多目标优化，最终得到了刚度增加 5%、质量减轻 10% 的压力机机身结构；杨海东^[4]以 L4S800-MB 压力机上横梁为例，选择上横梁的最大应力为约束条件、部件体积为优化目标，采用拓扑优化方法去除材料，达到了设备轻量化的目的；牛军燕等^[5]运用 ANSYS 有限元分析软件，以机架强度、刚度、稳定性为约束，以机架质量为优化目标建立优化模型，成功解决了带式输送机自重过大的问题。

针对机身结构的设计和有限元分析，Matteo S 等^[6]提出一种压力机机身优化框架，通过确定压力机耗能最大的模块，针对其结构进行优化设计，可以使压力机机架的能量储存量和立柱变形产生的额外能量最小化；姜长升等^[7]运用有限元法计算双点闭式压力机机身和拉杆的刚度，并结合材料力学计算公式确定横梁预紧力，有效地提高了设计质量和设计速度；贾先等^[8]运用步长搜索法对双动压力机的滑块位移波动量进行了优化，有效地提高了双动拉延机械压力机冲压的工作性能；黄俊卿等^[9]采用有限元数值仿真方法建立了弹药的仿真场数值分析模型，为研究装甲结构抗毁伤性能奠定了基础。

针对多项式拟合等优化算法的数学模型在机身刚度研究方面的应用，王登峰等^[10]建立了白车身整车侧碰有限元模型，以侧碰安全件的料厚为设计变量，利用 NSGA-II 算法进行了多目标优化，使得侧碰安全件的质量减小 2.68 kg；Zhao X H 等^[11]使用拓扑优化方法对 12 MN 精冲压力机进行机身结构优化，在现有功能不变的情况下实现了机架的轻量化设计，机身的整体体积减少了 13.66%；陈聪^[12]综合了动力学分析与结构局部受力情况，使用拓扑优化方法对高速压力机中质量较大的上横梁和底座进行了轻量化设计，并对其主要结构参数进行优化，优化结果可以使机身减重 14.2%。

综合以上文献研究内容，采用优化算法达到在

整机刚度足够条件下的轻量化目标，需要开展以下研究：(1) 不同尺寸模型在相同工况下的受力分析数据；(2) 运用 Origin 软件将数据整合，得到压力机尺寸对机身刚度的影响折线图与公式；(3) 通过求解变形最小值解集寻找刚度足够前提下尽可能小的尺寸并进行验证，从而达到轻量化的目的。

1 基于 Solidworks 的压力机结构改造

EP-10000 重型电动数控螺旋压力机的机身部分由上横梁、立柱、拉杆、底座等构成。运行时主要受滑块打击工件的冲击力与反作用力、设备安装的预紧力等的影响。其中，滑块打击的作用力主要反映在底座上，预紧力则主要由拉杆与上横梁的连接处来承受。由于整机高达 11 m，很难直接对其尺寸做出改变。

本次使用 Solidworks 建模软件来对整机结构进行改动。在改动过程中，考虑到整机的结构尺寸巨大，所涉及的圆角、倒角、螺栓孔等对有限元分析结果的影响较小，但会大大拖慢计算速度。因此，在保证整机结构基本满足设计图纸要求的情况下，简化小孔、M30 以下螺纹孔、小圆角等结构特征。整机的原始尺寸为 6800 mm×4026 mm×11385 mm (长度×宽度×高度)，立柱宽度为 3300 mm。

改动过程为：以原始尺寸为标准，以 10 mm 为改动维度，根据原始上横梁壁厚为 56 mm，取上限为 50 mm，即上横梁的尺寸上限为 6900 mm×4126 mm (长度×宽度)，尺寸下限为 6700 mm×3926 mm (长度×宽度)，为区分长度方向和宽度方向的影响，将长度、宽度分别以 10 mm 为单边增减维度进行改动，共得到 30 组尺寸不同的整机三维模型。原始 EP-10000 电动数控螺旋压力机的三维模型如图 1 所示。

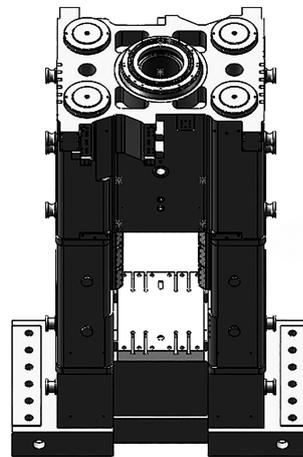


图 1 重型电动数控螺旋压力机三维模型

Fig. 1 3D model of heavy electric CNC screw press

2 基于 ANSYS Workbench 的机身受力分析

2.1 有限元分析前处理

将基于 Solidworks 改动的 30 组螺旋压力机模型保存为 STEP AP203 格式, 导入 ANSYS Workbench 中, 整机机身材料为铸钢 270-500 (ZG270-500), 材料的相关属性参数见表 1。接触类型在两接触面间选择固定接触。

表 1 铸钢 270-500 的材料属性参数

Table 1 Material property parameters of cast steel 270-500

参数	数值
密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7850
杨氏模量/GPa	200
泊松比	0.3

网格划分是进行有限元分析之前最重要的处理环节之一, 选取合适的网格可以在保证计算精度的前提下减少计算时间。四面体网格的适应性强、自动化高, 适合复杂大尺寸结构。本次分析的模型细节较少、尺寸大, 因此, 选择四面体网格, 网格尺寸整体选择 100 mm, 并采取智能划分方法, 以确保网格质量。网格的划分结果如图 2 所示。

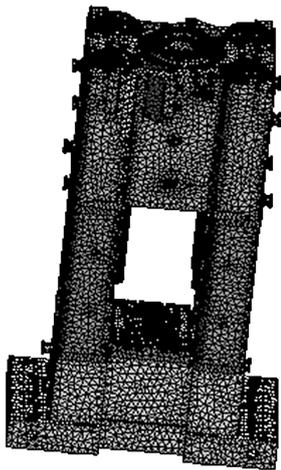


图 2 网格划分示意图

Fig. 2 Schematic diagram of grid division

根据实际锻压工况, 选择滑块下落至接触工件的瞬时进行分析。为保证设备的加工安全性, 模拟打击力时采用 1.6 倍公称力进行计算, 底座受到 160 MN 打击力, 方向竖直向下, 受力面为工作台平

面; 上横梁承担拉紧螺栓螺母的预紧力, 在 4 根拉杆与上横梁的接触面均匀分布, 为 80 MN, 方向竖直向下。施加载荷及约束的模型如图 3 所示。

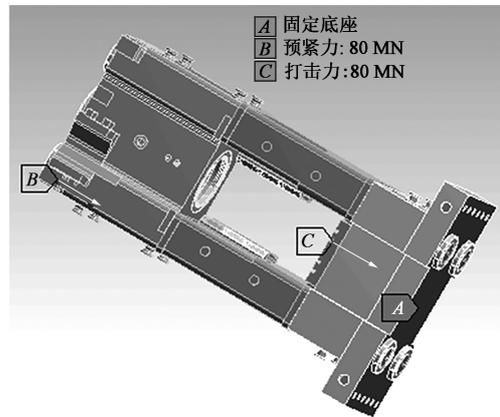


图 3 施加的载荷及约束情况

Fig. 3 Application conditions of load and constraints

2.2 变量分析及实验结果

对于 EP-10000 重型电动数控螺旋压力机, 主机机身主要由立柱、拉杆、上横梁、底座组成。其中上横梁与拉杆之间有 4 个拉紧螺母, 立柱与拉杆、底座与拉杆之间也有螺栓螺母相连, 组件相对复杂, 因此, 能影响整机受力情况的变量众多, 倘若不对变量进行取舍, 很难建立较为简洁、通用的受力数学模型。上横梁作为机架的主要组成部件, 与立柱、底座通过拉杆相连, 在组装阶段与静止工况下均承担主要的预紧力。立柱内部有拉杆孔, 也受到预紧力的影响, 同时立柱与底座直接接触, 重达 160 MN 的打击力也对立柱有一定的影响。因此, 选取立柱宽度和整机的长度和宽度作为自变量, 分析三者的综合作用对变形的影响。

2.3 有限元分析后处理

图 4 为部分改动后的整机机身在经过有限元分析前处理后得到的变形量分布云图。从图 4 可以看出, 变形量较小, 为 1.00000 mm 左右, 主要出现在横梁与拉杆接触的角段 (图 4 中标记 Max 处)。图 5 为改动后的整机机身在经过有限元分析前处理后所得到的等效应力云图。从图 5 可得, 最大等效应力基本出现在工作台垫板处, 为 80.0000 MPa 左右, 远小于 ZG270-500 的屈服应力 (270.0000 MPa)。基于以上数据, 可以判断等效应力分布较为均匀, 大部分结构的等效应力值较低, 因此, 在建立数学模型时选择变形量为主变量, 以等效应力作为变形最小值确定后的验证条件, 以此达到整机轻量化的目的。

据此, 继续对减重情况下的 15 组模型做相同工

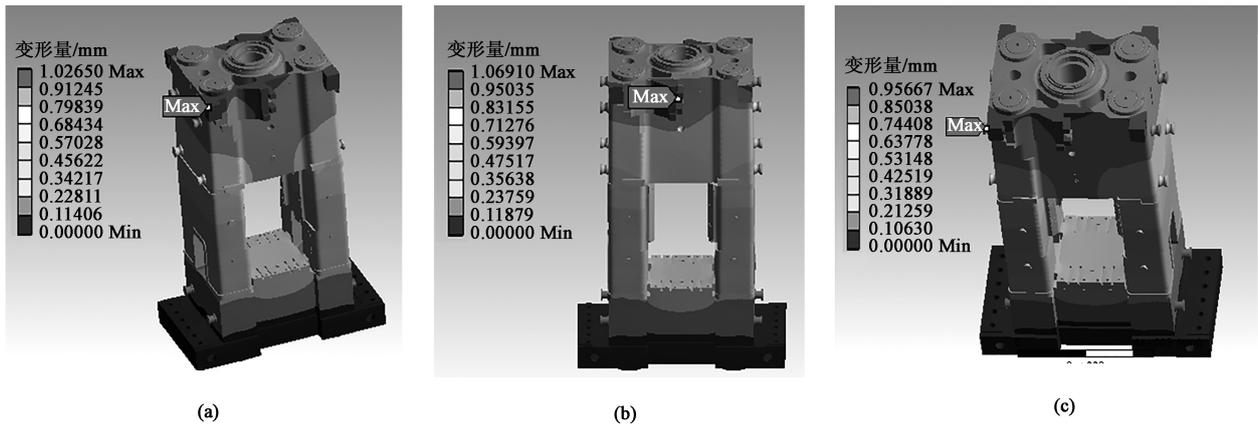


图 4 改动后的部分模型的变形情况

(a) 长度为-40 mm (b) 宽度为-40 mm (c) 宽度为+30 mm

Fig. 4 Deformation conditions of partial models after changes

(a) Length of minus 40 mm (b) Width of minus 40 mm (c) Width of plus 30 mm

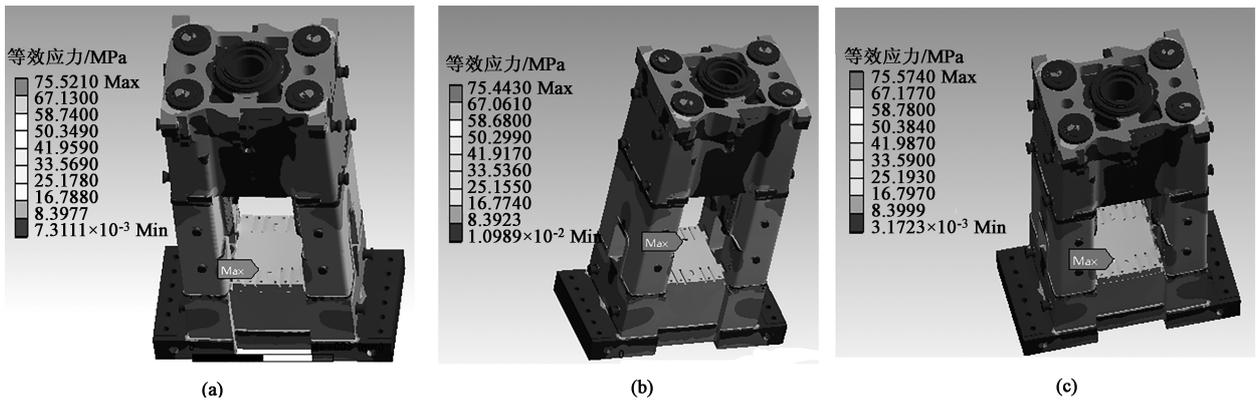


图 5 改动后的部分模型的等效应力情况

(a) 宽度为+30 mm (b) 长度为-30 mm (c) 长度为+40 mm

Fig. 5 Equivalent stress conditions of partial models after changes

(a) Width of plus 30 mm (b) Length of minus 30mm (c) Length of plus 40 mm

况的 ANSYS 静力学分析，为保证结果真实可靠，以相对应的增重组作对比，在不改变一切前处理步骤的情况下，能够得到 30 组电动数控螺旋压力机的静力学分析数据，如表 2 所示。

3 多项式拟合变形曲线

3.1 多项式拟合

多项式拟合是一种常用的曲线拟合方法，用于找到数据的基本趋势。其原理是通过观察数据之间的特点，选择一组多项式去逼近一组测试数据。其系数的获取通常采用最小二乘法原理求得。通过分析表 2 中数据，并结合实际使用经验可得，在 100 MN 的工作状态下，对变形影响较大的因素为上

横梁和立柱的尺寸。上横梁预留有多处盲孔和通孔等结构用于后续安装，尺寸众多，因此，用整机长度与宽度代替表示，设为 x_1 、 x_2 ；立柱起支撑作用，其长度方向受预紧力及公称力的影响较小，可忽略不计，因此，只考虑立柱宽度对变形的影响，设为 x_3 ；因变形量与整机尺寸的数量级差别大，为计算方便，多项式系数简洁通用，将 x_1 、 x_2 、 x_3 均作除以 1000 处理（表 2 所示数据均为处理后的数据）。用 $f(x)$ 表示在 80 MN 预紧力、160 MN 打击力作用下的整机变形量。

为保证上横梁上预留通孔的完整性，以便后续安装拉杆，满足实际加工需要，对自变量添加约束如下：

表 2 改动的模型的有限元分析结果

Table 2 Finite element analysis results of modified model

序号	整机长度/ mm	整机宽度/ mm	立柱宽度/ mm	立柱长度/ mm	变形量/ mm	等效应力/ MPa
1	6.800	4.006	3.280	1.170	1.023	78.8750
2	6.780	4.026	3.300	1.160	0.990	75.3460
3	6.780	4.006	3.280	1.160	1.035	87.7780
4	6.800	3.986	3.260	1.170	1.038	127.3400
5	6.760	4.026	3.300	1.150	1.003	72.2910
6	6.760	3.986	3.260	1.150	1.063	112.7700
7	6.800	3.966	3.240	1.170	1.051	79.1040
8	6.740	4.026	3.300	1.140	1.014	75.2480
9	6.740	3.966	3.240	1.140	1.090	82.9980
10	6.800	3.946	3.220	1.170	1.069	82.1510
11	6.720	4.026	3.300	1.130	1.027	75.1870
12	6.720	3.946	3.220	1.130	1.124	86.3550
13	6.800	3.926	3.200	1.170	1.087	75.1770
14	6.700	4.026	3.300	1.120	1.039	75.1260
15	6.700	3.926	3.200	1.120	1.158	77.6820
16	6.800	4.046	3.320	1.170	0.980	75.1250
17	6.820	4.026	3.300	1.180	0.970	75.0220
18	6.820	4.046	3.320	1.180	0.965	75.4590
19	6.800	4.066	3.340	1.170	0.960	74.4840
20	6.840	4.026	3.300	1.190	0.960	75.4830
21	6.840	4.066	3.340	1.190	0.940	75.5800
22	6.800	4.086	3.360	1.170	0.957	75.5210
23	6.860	4.026	3.300	1.200	0.952	75.5470
24	6.860	4.086	3.360	1.200	0.929	75.6460
25	6.800	4.106	3.380	1.170	0.949	75.5620
26	6.880	4.026	3.300	1.210	0.943	75.5470
27	6.880	4.106	3.380	1.210	0.913	75.7360
28	6.800	4.126	3.400	1.170	0.950	75.6010
29	6.900	4.026	3.300	1.220	0.935	75.6260
30	6.900	4.126	3.400	1.220	0.899	75.8090

$$\begin{cases} 6.700 \text{ mm} \leq x_1 \leq 6.800 \text{ mm} \\ 3.926 \text{ mm} \leq x_2 \leq 4.126 \text{ mm} \\ 3.200 \text{ mm} \leq x_3 \leq 3.400 \text{ mm} \end{cases} \quad (1)$$

3.2 多项式数学模型的建立

利用 Origin 软件将表 2 中各参数的变化结果作折线图,如图 6 所示,得到的拟合多项式如下。

整机长度与变形的关系如式 (2) 所示,式 (2) 与原数据的决定系数 R^2 为 0.99383; 整机宽度

与变形的关系如式 (3) 所示,式 (3) 与原数据的决定系数 R^2 为 0.99886; 立柱宽度与变形的关系如式 (4) 所示,式 (4) 与原数据的决定系数 R^2 为 0.98789。综合考虑三者的影响,得到三者的综合影响对变形的关系如式 (5) 所示,式 (5) 与原数据的决定系数 R^2 为 0.95671。

$$f(x) = -0.521545x_1 + 4.529 \quad (2)$$

$$f(x) = \frac{20.9225}{x_2^2} - 0.50468 \quad (3)$$

$$f(x) = 1.95521x_3^2 - 13.65346x_3 + 24.76194 \quad (4)$$

$$f(x) = -0.5338x_1 + \frac{25.35514}{x_2^2} + 2.00431x_3^2 - 6.84748x_3 + 3.03789 \quad (5)$$

由式 (2) ~ 式 (4) 可以看出,整机宽度与立柱宽度对变形的影响较大,因此,为达到减重的目的,根据多项式求最小值原理,结合式 (1) 所示的自变量取值范围,取 x_1 、 x_2 、 x_3 分别为 6.700、4.126 和 3.400 mm,得到 $f(x)$ 的最小值为 0.839 mm。

3.3 变形量最小时等效应力情况验证

整机刚度也是重型电动数控螺旋压力机的重要参数,但从表 2 数据来看,等效应力的数值最小为 72.2910 MPa,最大为 112.7700 MPa,大部分集中在 75.0000~85.0000 MPa,EP-10000 重型电动数控螺旋压力机机身所用材料为 ZG270-500 钢,参考表 1,材料的屈服强度为 270.0000 MPa,因此,所有组别的等效应力值均满足要求。

4 实验验证与优化结果

4.1 实验验证

将 3.2 节中的结果代入设计,得到尺寸为 6700 mm×4126 mm×11385 mm 的整机机身模型,按照 2.1 节有限元分析前处理对此模型进行受力分析。图 7 为上述模型在同等受力情况下的等效应力和变形云图。由图 7 可以看出,变形量为 0.898730 mm,与预测值的误差为 6.65%,在合理范围内。

4.2 优化结果

因为改动前后所涉及的整机机身材料均未发生变化,因此,选择以体积为计量单位,通过比较 3.2 节中模型与原始模型体积的比值,可以得到最终轻量化的结果。借助 Solidworks 中的评估功能,得到改动后的模型体积可减少约 7.9%。由于整机质量巨大,7.9%的降幅将可帮助企业在制造每个压

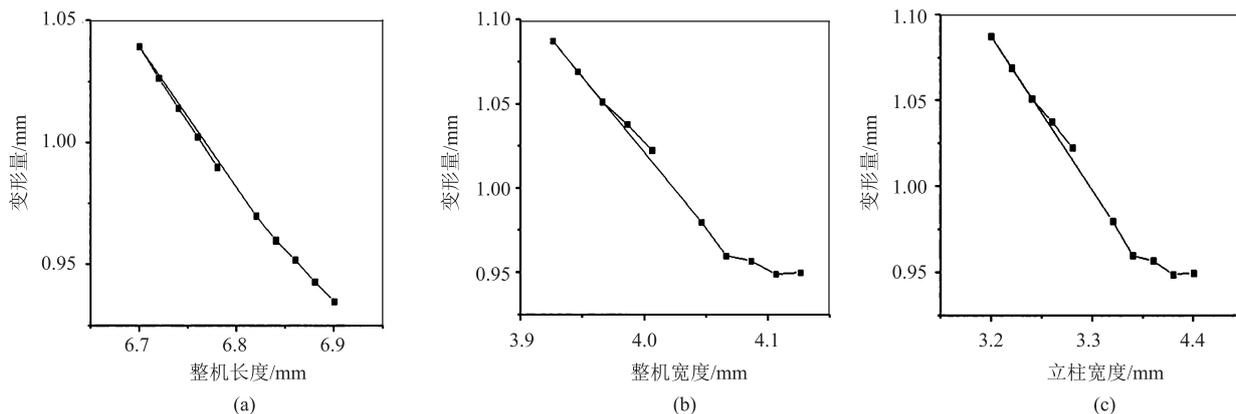


图 6 变形量与影响因素的关系
(a) 整机长度 (b) 整机宽度 (c) 立柱宽度

Fig. 6 Relationships between deformation and influencing factors

(a) Length of the whole machine (b) Width of the whole machine (c) Column width

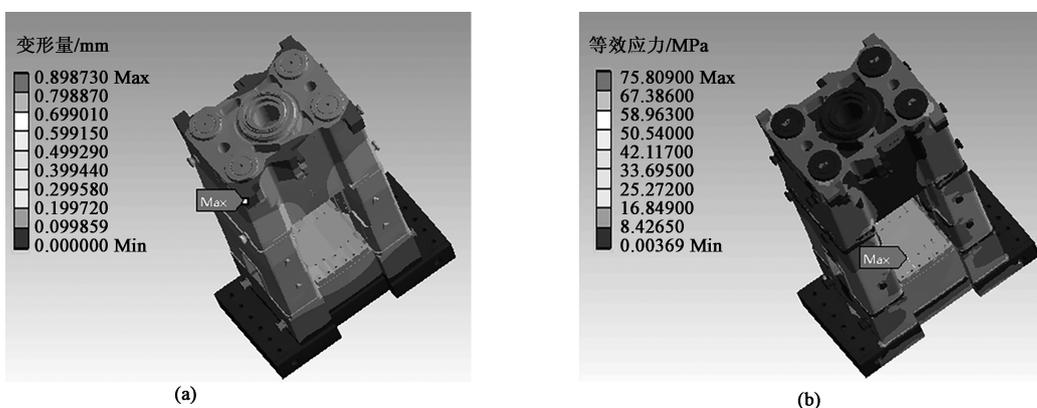


图 7 变形量 (a) 和等效应力 (b) 云图

Fig. 7 Cloud maps of deformation amount (a) and equivalent stress (b)

力机时节约约 2000 kg 的材料用量。

5 结论

(1) 在 EP-10000 重型电动数控螺旋压力机的基础上，以上横梁、立柱为设计变量，利用 Solidworks 对模型做出改动，得到 30 组尺寸不同的压力机机身模型。

(2) 对所设计的模型做静力学分析，得到不同尺寸模型在 80 MN 预紧力、160 MN 打击力作用下的变形量与等效应力数据，确定变形量为主变量，等效应力为验证条件。

(3) 利用 Origin 软件，采用多项式拟合方法建立整机长度、宽度与立柱宽度对变形影响的数学模型，并求出表达式的最小值，找到对应的模型尺寸为 6700 mm×4126 mm×11385 mm，对比原始模型体积可减少约 7.9%。

参考文献：

[1] 郭晓心. 青岛宏达深耕行业 行稳致远 [J]. 锻造与冲压, 2021, (15): 42-45.
Guo X X. Qingdao HongDa, deep ploughing industry steady [J]. Forging & Stamping, 2021, (15): 42-45.

[2] 钱抗抗. JG21-250A 型压力机机身的有限元分析及其优化设计 [D]. 青岛: 山东科技大学, 2008.
Qian K K. JG21-250A Finite Element Analysis and Optimization Design of Press Body [D]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2008.

[3] 李艳聪, 张连洪, 刘占稳, 等. 基于神经网络和遗传算法的液压机上梁轻量化和刚度优化设计 [J]. 机械科学与技术, 2010, 29 (2): 164-169.
Li Y C, Zhang L H, Liu Z W, et al. Lightweight and stiffness optimization design of hydraulic press upper beam based on neural network and genetic algorithm [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 29 (2): 164-169.

[4] 杨海东. 考虑疲劳寿命的 L4S800-MB 压力机上横梁结构优化 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2018.

- Yang H D. Structural Optimization of L4S800-MB Press Beam Considering Fatigue Life [D]. Qinhuangdao: YanShan university, 2018.
- [5] 牛军燕, 唐永涛, 李正辉, 等. 基于 ANSYS 的带式输送机机架轻量化改进研究 [J]. 煤矿机械, 2021, 42 (9): 126-128.
Niu J Y, Tang Y T, Li Z H, et al. Research on lightweight improvement of belt conveyor frame based on ANSYS [J]. Coal Mine Machinery, 2021, 42 (9): 126-128.
- [6] Matteo S, Michele M, Andrea R. Optimized design of press frames with respect to energy efficiency [J]. Journal of Cleaner Production, 2013, 41: 140-149.
- [7] 姜长升, 陈启升, 吴霞, 等. JA36-630E 压力机组合机身的预紧力研究 [J]. 锻压装备与制造技术, 2019, 54 (1): 17-21.
Jiang C S, Chen Q S, Wu X, et al. Study on preload of JA36-630E press combined body [J]. Forging Equipment & Manufacturing Technology, 2019, 54 (1): 17-21.
- [8] 贾先, 赵升吨, 范淑琴, 等. 双动压力机用压边滑块串联四连杆工作机构的优化 [J]. 中国机械工程, 2016, 27 (9): 1223-1228.
Jia X, Zhao S D, Fan S Q, et al. Optimization of blank-holder slider series four-bar working mechanism for double action press [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27 (9): 1223-1228.
- [9] 黄俊卿, 王团, 李光辉, 等. 基于有限元分析的某型装甲设备毁伤仿真 [J]. 系统仿真学报, 2018, 30 (9): 3327-3332.
Huang J Q, Wang T, Li G H, et al. Damage simulation of armored equipment based on finite element analysis [J]. Journal of System Simulation, 2018, 30 (9): 3327-3332.
- [10] 王登峰, 李慎华. 基于 Pareto 挖掘的白车身侧碰安全件轻量化优化设计 [J]. 中国机械工程, 2021, 32 (13): 1584-1590, 1637.
Wang D F, Li S H. Lightweight optimization design of biw side collision safety parts based on Pareto mining [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32 (13): 1584-1590, 1637.
- [11] Zhao X H, Liu Y X, Hua L, et al. Finite element analysis and topology optimization of a 12000 kN fine blanking press frame [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2016, 54 (2): 375-389.
- [12] 陈聪. 高速压力机机构优化设计及轻量化研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2021.
Chen C. Research on Optimization Design and Lightweight of High Speed Press Mechanism [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2021.
-
- (上接第 153 页)
- [5] Li Q, Gao J B, Wang Q W, et al. Model predictive torque control of induction motor drivers with computed torque for servo press [A]. 2020 IEEE 9th International Power Electronics and Motion Control Conference (IPEMC2020-ECCE Asia) [C]. IEEE, 2020.
- [6] Olaizola Jon, Bouganis Christos Savvas, de Argandona Eneko Saenz, et al. Real-time servo press force estimation based on dual particle filter [J]. IEEE Transactions On Industrial Electronics, 2020, 67 (5): 4088-4097.
- [7] 鲁文其, 胡育文, 金海, 等. 永磁同步电机重载驱动的曲柄伺服压力机动力系统参数 [J]. 电工技术学报, 2014, 29 (1): 91-97.
Lu W Q, Hu Y W, Jin H, et al. Parameter of crank press dynamic system driven by PMSM [J]. Transactions of China Electrotechnical Society 2014, 29 (1): 91-97.
- [8] 樊索. 伺服压力机的传动分析与控制策略研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2017.
Fan S. Research on Transmission Analysis and Control Strategy of Servo Press [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2017.
- [9] Recep H, Lale C, Ali T. Structure design and analysis of a servo crank press [J]. International Journal of Engineering Science and Technology, 2016, 19: 2060-2072.
- [10] He J, Gao F, Bai Y J, et al. Dynamic modeling and experiment of new type of parallel servo press considering gravity counterbalance [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26 (6): 1222-1232.
- [11] Zhang Z G, Wang L P, Cao Y K. Phase-division-based dynamic optimization of linkages for drawing servo press [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 30 (6): 1426-1437.
- [12] 宋清玉, 李建, 殷文齐. 基于多目标的机械压力机六连杆机构设计 [J]. 农业机械学报, 2012, 43 (4): 225-229, 234.
Song Q Y, Li J, Yin W Q. Mechanical press six-link mechanism design based on multi-objective [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43 (4): 225-229, 234.
- [13] 唐琦军, 常宏博, 蒋蕪, 等. 基于转矩模型的柴油机功率在线测试方法研究 [J]. 农业机械学报, 2020, 51 (S2): 571-577.
Tang Q J, Chang H B, Jiang P, et al. Online measurement method of diesel engine power based on torque model [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51 (S2): 571-577.
- [14] 宋清玉. 大型机械伺服压力机的关键技术及其应用研究 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.
Song Q Y. Key Technologies and Application Research on Heavy-duty Mechanical Servo Press [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014.
- [15] 宋清玉, 郭宝峰, 李建, 等. 伺服压力机柔性加减速控制算法 [J]. 农业机械学报, 2013, 44 (6): 269-273.
Song Q Y, Guo B F, Li J, et al. Flexible acceleration and deceleration control algorithm for servo press [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44 (6): 269-273.
- [16] 殷文齐, 李建, 宋清玉. 大型伺服压力机拉深工艺轨迹规划及优化设计 [J]. 一重技术, 2015, (1): 1-5.
Yin W Q, Li J, Song Q Y. Planed and optimized drawing trajectory for heavy servo press [J]. CFHI Technology, 2015, (1): 1-5.