

30 MN 三梁四柱式双动拉伸液压机机身的有限元分析及轻量化设计

刘富文, 周威豪, 李清野, 宋学官

(大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 以某公司初步设计的一款 30 MN 三梁四柱式双动拉伸液压机为研究对象, 此液压机为一款新型液压机。采用有限元方法对液压机整体机架进行结构分析与模态分析, 获得上梁、滑块、底座及立柱 4 个主要部件的变形和应力情况, 对液压机进行初步校核, 并获得其前 6 阶固有频率。结果表明: 上梁的最大静挠度不符合工程要求, 通过对上梁结构优化, 使其接近工程要求; 滑块与底座的最大静挠度符合工程要求, 所以在保证滑块与底座符合工程要求的基础上, 进一步对滑块和底座进行轻量化设计, 达到减重的目的, 为最终 30 MN 三梁四柱式双动拉伸液压机的设计和制造提供了一定的理论参考。

关键词: 液压机; 结构分析; 静挠度; 模态分析; 轻量化

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.02.020

中图分类号: TH123 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2023) 02-0161-07

Finite element analysis and lightweight design on 30 MN three-beam and four-column double-action tensile hydraulic press body

Liu Fuwen, Zhou Weihao, Li Qingye, Song Xueguan

(College of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: For a 30 MN three-beam and four-column double-action tensile hydraulic press initially designed by a company, it is a new hydraulic press. Therefore, the structural analysis and modal analysis on the overall frame of the hydraulic press were carried out by the finite element method to obtain the deformation and stress situations of the main components such as upper beam, slider, base and column. Then, a preliminary check on the hydraulic press was conducted, and its first six natural frequencies were obtained. The results show that the maximum static deflection of upper beam does not meet the engineering requirements, and by optimizing the structure of upper beam, it is close to the engineering requirements. However, the maximum static deflection of slider and base meet the engineering requirements, on the basis of ensuring that the slider and base meet the engineering requirements, the lightweight design of slider and base is further carried out to achieve the purpose of weight reduction, which provides a certain theoretical reference for the design and manufacture of the final 30 MN three-beam and four-column double-action tensile hydraulic press.

Key words: hydraulic press; structural analysis; static deflection; modal analysis; lightweight

液压压力机采用的是液压传动技术, 具有工作压力大、运行平稳和工作行程可以调节等优点^[1]。液压压力机在工业中占据着非常重要的地位, 在实际的生产中使用非常广泛。本次用于分析的液压机模型为某公司初步设计的一款新型 30 MN 三梁四柱式^[1]双动拉伸液压机模型。通过有限元方法对液压

机机架模型进行结构分析与模态分析, 获得液压机上梁、滑块、底座及立柱的变形和应力情况, 以及获得机架整体的前 6 阶固有频率及振型, 并且对上梁进行一定的优化改进, 对滑块与底座进行轻量化设计。不仅为 30 MN 三梁四柱式双动拉伸液压机的最终设计制造提供一定的理论参考, 并且为此类型液压机的结构分析及优化提供了一定的指导。

1 有限元模型的建立

1.1 模型的介绍

本模型为某公司初步设计的一款 30 MN 三梁四柱式双动拉伸液压机模型, 该液压机主要由上梁、

收稿日期: 2022-04-24; 修订日期: 2022-07-25

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52075068)

作者简介: 刘富文 (1997-), 男, 硕士研究生

E-mail: lfwepl@mail.dlut.edu.cn

通信作者: 宋学官 (1982-), 男, 博士, 教授

E-mail: sxg@dlut.edu.cn

底座、立柱、滑块、移动工作台、拉伸油缸和压边油缸组成,如图 1 所示,为一款新型液压机。其中拉伸油缸位于上梁的中心部位,其活塞杆穿过滑块中心的圆孔,拉伸油缸的活塞杆下端与冲压模具头通过螺栓连接,冲压模具头跟随活塞杆一起上下运动,对工件进行冲压成形。压边油缸的活塞杆与滑块连接,压边油缸的活塞杆带动滑块上下移动,用于对滑块与移动工作台之间的夹具进行压紧,从而实现夹具对工件的夹紧,便于对工件的冲压成形。滑块不仅起到压紧作用还具有导向作用。液压机模型的总高度约为 9.2 m,总宽度约为 5.0 m,总重量约为 2.17×10^5 kg,拉伸油缸可以提供 15 MN 的冲压载荷,6 个压边油缸可以提供 15 MN 的总压边载荷,冲压头的最大行程为 1.5 m,移动工作台的高度为 0.45 m,移动工作台的台面面积为 12.9 m^2 ,属于一款重型液压机。

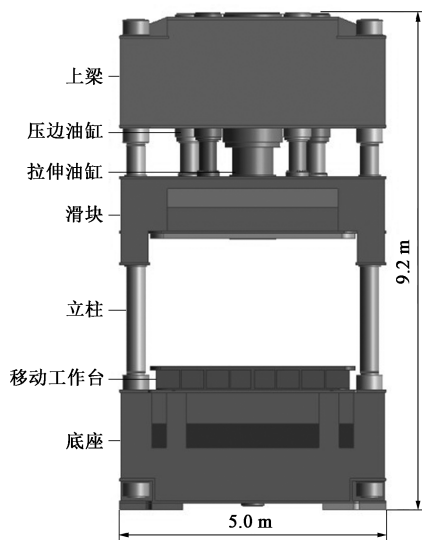


图 1 液压机的模型图

Fig. 1 Model diagram of hydraulic press

1.2 模型的简化

三梁四柱式双动拉伸液压机的机身结构比较复杂,为了便于其机身的分析计算,对液压机模型进行简化假设:(1) 由于整个液压机除了油缸与立柱之外,上梁、底座、滑块和移动工作台均为钢板焊接而成,所以需要钢板进行合并处理;(2) 为了减小网格划分的难度,提高模型计算时的收敛性,将一些螺栓及螺栓孔简化掉^[2],并将一些不必要的面删除;(3) 为了减少网格数量,提高计算效率,将滑块之间的夹具、工件、油缸及活塞杆、模具冲压头均简化掉,直接在活塞杆与滑块接触面,以及夹具与滑块及移动工作台的接触面施加约束及等效

载荷。

1.3 材料的设置

液压机的立柱材料为 40Cr 钢,上梁、滑块、底座以及移动工作台均由不同厚度的钢板通过焊接而成,钢板材料均为 Q235-A 结构钢。有限元分析所需的材料参数如表 1 所示。

表 1 液压机的材料参数

Table 1 Material parameters of hydraulic press

材料	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比	弹性模量/GPa
Q235-A 钢	7860	0.288	212
40Cr 钢	7850	0.290	211

1.4 网格的划分

本次网格划分采用自动划分,网格尺寸设置为 50 mm,单元总数为 549691,节点总数为 1251369。立柱与紧锁螺母的网格类型为六面体结构网格,上梁、滑块等部件的网格类型均为四面体非结构网格,液压机主体有限元模型如图 2 所示。



图 2 液压机的有限元模型

Fig. 2 Finite element model of hydraulic press

2 结构分析

2.1 约束的设置与载荷的施加

液压机由于底座面积较大,不易直接平放于地面之上,否则无法保证平整度是否合格,所以液压机是放置于两个 T 形地基块之上,通过地脚螺栓^[3]固定。因此,将 T 形地基块设置为刚体,液压机底面施加对地的固定副约束。液压机螺栓孔的内表面施加约束,限制 3 个方向自由度^[4]。立柱、上梁、移动工作台等部件之间采用面-面的接触分析。由

于简化掉了滑块与移动工作台之间的夹具，滑块无支撑所以会导致不收敛，因此，将夹具与滑块的接触面拉伸出 1 个小凸台，凸台与滑块直接采用面-面的接触分析^[5]，在凸台的底面施加固定约束。

对液压机满载时的工况进行分析，将滑块处于下极限点处的位置定为满载工作时的位置，此时边界与载荷施加情况如图 3 所示。满载工况下的液压机的载荷为 30 MN，其中，拉伸油缸提供了 15 MN 的冲压载荷，6 个压边油缸提供了 15 MN 的总压边载荷。首先施加重力，然后在拉伸油缸与上梁的接触底面施加 15 MN 的垂直向上的力 D ，在压边油缸与上梁的每个接触底面施加 2.5 MN 的垂直向上的力 E ，在滑块与压边油缸活塞杆接触面上施加 2.5 MN 的垂直向下的力 F ，在夹具与移动工作台的每个接触面上施加 3.017 MN 的垂直向下的等效载荷 G （包含液压机的载荷以及滑块、夹具等部件的重力）。

2.2 有限元计算结果

为了近似得出重要部件的应力分布和变形量，对液压机进行有限元结构分析。通过有限元计算的变形与应力结果可以预先判断液压机的设计是否符合

A 处施加位移约束
B 处施加位移约束
C 处施加重力加速度
(9806.6 mm·s⁻²)
D:15 MN
E:2.5 MN
F:2.5 MN
G:3.017 MN

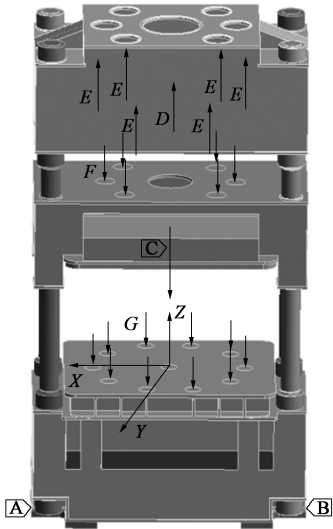


图 3 液压机的载荷与边界条件
Fig. 3 Load and boundary conditions of hydraulic press

工程要求。选择液压机的满载工况进行分析。图 4 为机架的变形云图及应力云图。在不计应力集中及焊缝处的应力情况下，各部件的最大应力如表 2 所示。

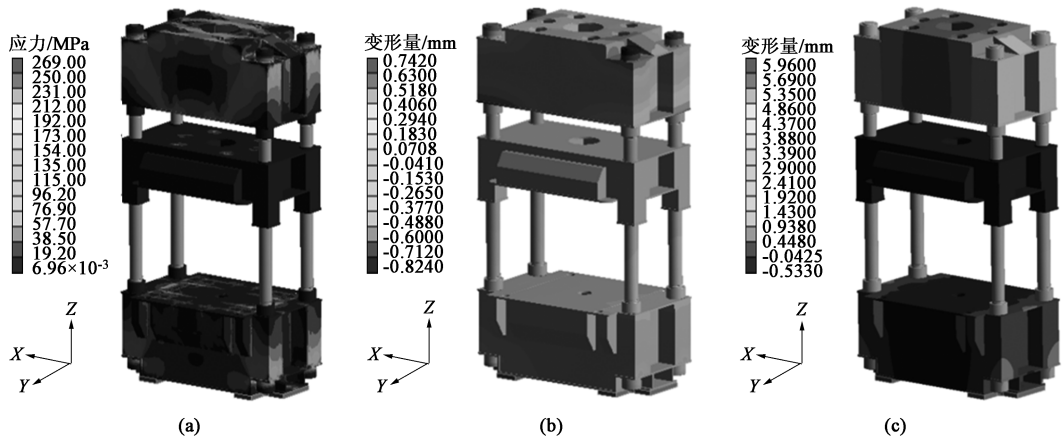


图 4 液压机机架的应力及变形云图
(a) 应力分布云图 (b) X 方向变形云图 (c) Z 方向变形云图

Fig. 4 Cloud diagrams of stress and deformation for hydraulic press frame
(a) Cloud diagram of stress distribution (b) Cloud diagram of deformation in X direction (c) Cloud diagram of deformation in Z direction

表 2 各部件的最大压力 (MPa)

Table 2 Maximum stress of each component (MPa)	
部件	最大应力
上梁	96.5
滑块	12.0
底座	91.2
立柱	81.0

对液压机机身进行刚度分析^[6]，主要分析液压机上梁、底座及滑块在 Z 方向的最大静挠度，以及立柱在 X 方向的位移，这些因素对工件加工质量的影响较大。通过图 4b 与图 4c 可知，上梁在 Z 方向的最大变形出现在拉伸油缸处，滑块在 Z 方向的最大变形出现压边油缸载荷的施加处，而底座在 Z 方向的最大变形出现在立柱下端螺母与底座接触区域，立柱在 X 方向的最大变形出现在立柱最顶端。为了

更加准确地校核各部件设计是否合理,本次分析时取上梁底面靠近拉伸油缸处(未取局部变形最大的点)的点以及与此点在同一水平线上的端部的点,两点的 Z 方向位移之差的最大绝对值^[5]近似为上梁的最大静挠度,滑块与底座取得的为上表面的两点,取点方式大致相似。各部件的最大静挠度如表 3 所示。

表 3 各部件最大静挠度分析结果 (mm)

Table 3 Analysis results of maximum static deflection for each component (mm)

部件	最大静挠度 (位移)
上梁	1.58
底座	0.73
滑块	0.09
立柱	0.14

由于液压机的整体材料为 Q235-A 结构钢, Q235-A 结构钢的屈服强度为 235 MPa,安全系数为 1.5,所以,液压机部件允许承受的最大应力为 $\sigma_{\max}=156.7$ MPa。整个液压机的机身基本均由钢板焊接而成,考虑到焊缝的影响、且压机的载荷非常大^[7],根据要求液压机的最大应力不应超过

140 MPa。一般用最大静挠度来评定部件的结构刚度,根据液压机行业的工程经验,最大静挠度一般取构件长度的 $1/8000\sim 1/5000$ ^[5],所以要求上梁、滑块和底座的最大静挠度值在 0.63~1.01 mm 范围内。因为滑块起导向作用,所以为了防止立柱对滑块产生挤压作用,影响滑块的导向精度,要求立柱与滑块接触区域的立柱在 X 方向的位移不超过 0.2 mm,由表 2 和表 3 的计算结果可知,底座、滑块和立柱均满足性能要求,但是上梁的最大静挠度与要求的最大静挠度相差约 56%,性能不满足要求,有必要对上梁的结构进行改进优化。

2.3 上梁结构的优化及有限元计算验证

由于上梁的最大静挠度与要求的最大静挠度相差 56%,所以上梁的结构进行了一定的改进优化^[8],使上梁的最大静挠度接近工程要求的最大静挠度。作出的改进为:将上梁立柱一侧的高度降低 0.3 m,然后将压边油缸侧的竖直支撑筋改为承载斜筋,再将上梁高度从中间部分整体提高 0.3 m,最后针对变形较大的部位又在内部加设了加强筋板^[9],对优化后的上梁(包含其他部件)重新进行有限元分析计算,计算后的结果如图 5 所示。

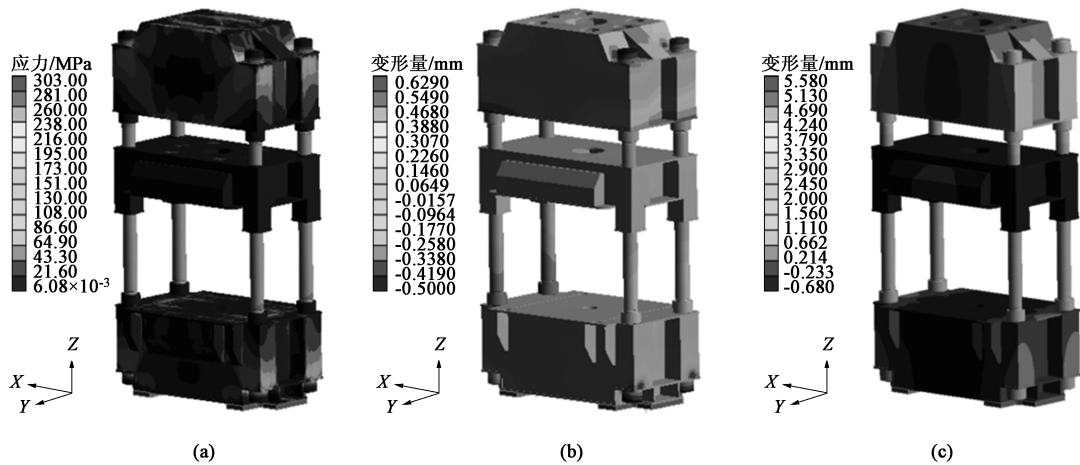


图 5 上梁改进后液压机的应力与变形云图

(a) 应力分布云图 (b) X 方向变形云图 (c) Z 方向变形云图

Fig. 5 Cloud diagrams of stress and deformation for hydraulic press after upper beam improvement

(a) Cloud diagram of stress distribution (b) Cloud diagram of deformation in X direction (c) Cloud diagram of deformation in Z direction

对改进后的模型进行计算,机架整体在 Z 方向的最大变形量减少了 0.38 mm,在相同的位置取点计算上梁的最大静挠度,计算结果如表 4 所示,通过表 4 可知,上梁的最大静挠度接近工程要求的最大静挠度,与最大静挠度仅相差 14%,基本合格。

表 4 上梁最大静挠度分析结果 (mm)

Table 4 Analysis results of maximum static deflection for upper beam (mm)

部件	最大静挠度
原结构	1.58
优化结构	1.15
工程要求	1.01

3 模态分析

模态分析是研究结构动力特性一种近代方法，通常运用于工程振动领域。若机器在工作时出现共振现象，就会使其出现振动并出现刺耳的噪音，这不仅会导致液压机重要零部件寿命的降低，还会影响工件的加工质量，所以需要三对三梁四柱式双动拉伸液压机进行模态分析，计算液压机的前 6 阶固有频率与振型，分析机器本身动力特性，为 30 MN 重型液压机的设计改进提供一定的数据参考，使液压机的激振频率避开固有频率^[10]。

30 MN 三梁四柱式双动拉伸液压机模态分析前 6 阶固有频率如表 5 所示。模态振型位移如图 6 所示。通过模态分析的各阶振型位移图可知 1 阶振型

表 5 模态分析前 6 阶固有频率 (Hz)
Table 5 First six natural frequencies of modal analysis (Hz)

阶数	频率
1	11.881
2	14.176
3	18.017
4	41.962
5	53.090
6	70.183

为上梁前后摆动，2 阶振型为上梁的左右摆动，3 阶振型为上梁的旋转，4 阶振型为滑块的前后摆动，5 阶振型为滑块左右摇摆，6 阶振型为滑块的旋转^[10]。其中，第 6 阶振型的振幅最大，为 0.226 mm。

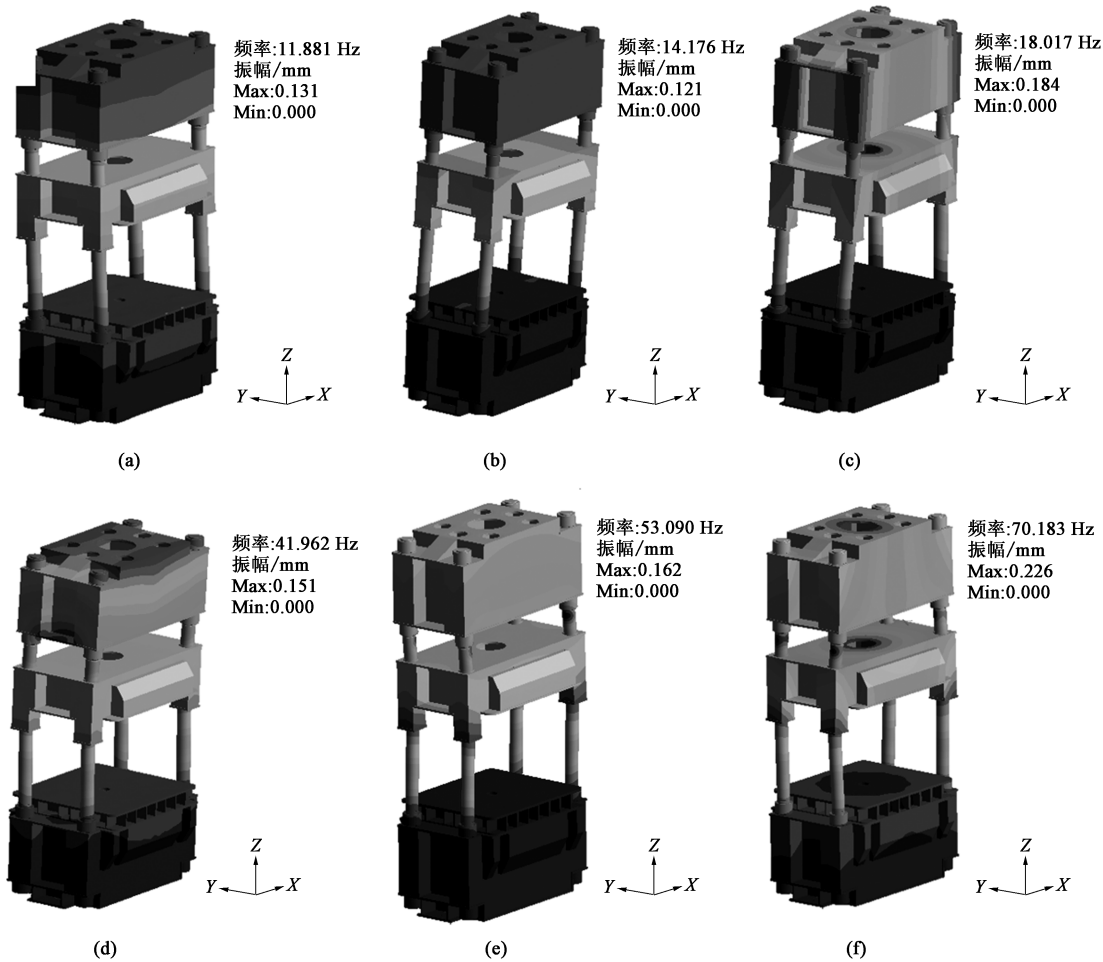


图 6 模态分析前 6 阶振型
(a) 1 阶振型 (b) 2 阶振型 (c) 3 阶振型 (d) 4 阶振型 (e) 5 阶振型 (f) 6 阶振型

Fig. 6 First six vibration modes of modal analysis
(a) The first model (b) The second model (c) The third model (d) The fourth model (e) The fifth model (f) The sixth model

4 结构的轻量化设计及计算验证

由表 3 可知, 滑块与底座的最大静挠度完全符合工程要求, 所以, 可以考虑在保证滑块与底座最大静挠度符合工程要求的基础上对其进行相应的轻量化设计。通过对滑块与底座的结构进行分析, 可以对滑块与底座在高度上进行一定的削减^[11]。但是为了保证其最大静挠度符合工程要求, 所以需要选取合适的削减高度值, 通过多次计算对比分析, 最终选择将滑块的高度削减 300 mm, 将底座的高度削减 240 mm, 但是在底座的变形较大的区域加设加强筋板。由于滑块的高度与底座的高度均进行了削减, 所以立柱也在原有高度上进行了削减, 削减了 540 mm。设计前后的模型整体对比如图 7 所示, 滑块、底座与立柱在高度削减前后的重量如表 6 所示(减重率为优化前后质量差与原质量的比值)。

如图 7 所示, 左边为原模型, 右边为优化模型, 原模型的整体高度为 9.225 m, 优化模型的整体高度为 8.685 m, 整体高度降低了 540 mm。通过表 6 可知, 滑块的重量减幅较大, 立柱与底座的减重率约为 6.0%。为了验证轻量化^[12]改进后, 滑块、底座和立柱是否符合工程要求, 所以对改进后的模型进行了计算验证。有限元计算结果(包含移动工作台)如图 8 所示。

通过图 8 的变形云图可以计算得到轻量化^[12]改进后的滑块、底座的最大静挠度以及立柱在 X 方向的位移, 结果如表 7 所示。由表 7 可知, 滑块、底

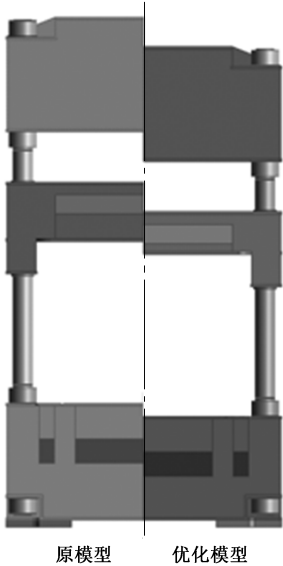


图 7 轻量化设计前后的模型整体对比

Fig. 7 Comparison of overall models before and after lightweight design

表 6 轻量化设计前后重量对比

Table 6 Comparison of weight before and after lightweight design

部件	原重量/kg	优化后重量/kg	减重率/%
滑块	25962	21315	17.9
底座	43916	41378	5.8
立柱(4根)	27624	25974	6.0

座和立柱的最大静挠度依旧符合工程要求。通过对图 8 的分析可知, 在忽略应力集中及焊缝处的应力的情况下, 模型的应力值符合工程要求。因此, 可以为液压机的轻量化设计提供一定的技术支持。

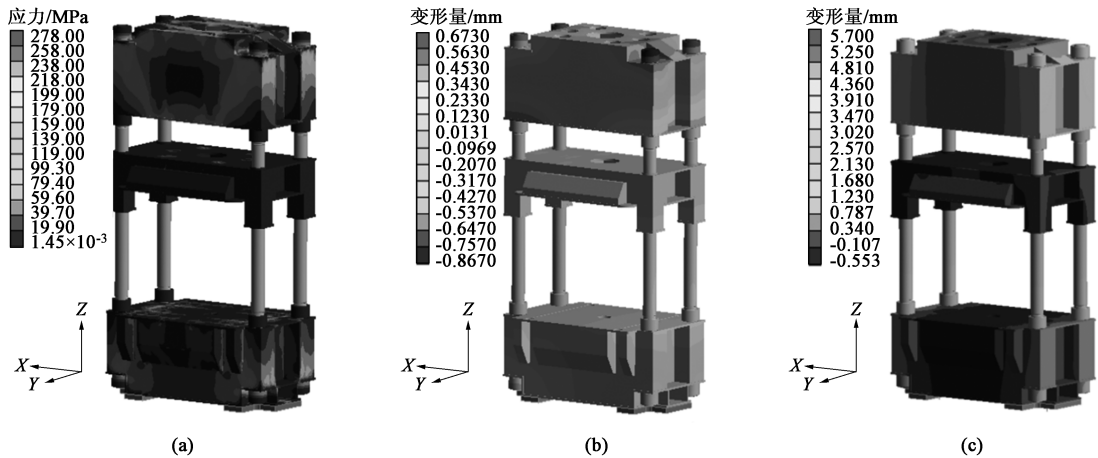


图 8 轻量化设计后液压机的应力与变形云图

(a) 应力分布云图 (b) X 方向变形云图 (c) Z 方向变形云图

Fig. 8 Cloud diagrams of stress and deformation for hydraulic press after lightweight design

(a) Cloud diagram of stress distribution (b) Cloud diagram of deformation in X direction (c) Cloud diagram of deformation in Z direction

表 7 轻量化设计后最大静挠度分析结果 (mm)

Table 7 Analysis results of maximum static deflection after lightweight design (mm)

部件	原模型	优化模型
滑块	0.09	0.11
底座	0.73	0.83
立柱	0.14	0.15

5 结论

(1) 通过对液压机整体的结构分析可知, 其底座、滑块及立柱的结构静刚度满足行业工程经验所要求的范围值^[5]。由于上梁的最大静挠度为 1.58 mm, 远超出了工程要求的 1.01 mm, 所以, 针对上梁结构进行了一定优化, 优化后结构的最大静挠度大幅度改善, 上梁的最大静挠度从 1.58 mm 降低至 1.15 mm, 基本接近工程要求。可以为最终液压机的设计及改进提供一定的理论参考。

(2) 通过动态特性分析, 获得了液压机有限元模态的前 6 阶固有频率及动态变化, 为最终液压机在动态性能方面的设计提供了理论参考值。

(3) 液压机滑块、底座及立柱的强度及刚度均满足工程要求, 对其进行了轻量化结构设计, 轻量化设计后的滑块减重 17.9%, 底座减重 5.8%, 立柱减重 6.0%。并对轻量化设计后的结构进行了计算验证, 轻量化设计前滑块、底座及立柱的最大静挠度分别为 0.09、0.73 和 0.14 mm。轻量化设计后, 滑块、底座和立柱的最大静挠度分别为 0.11、0.83 和 0.15 mm, 均满足工程要求, 并且设计前后在不计应力集中处, 液压机机身的应力均未超过 140 MPa, 达到了轻量化结构优化的目的。在液压机的最终设计时可以考虑进行结构的优化以节约成本。

参考文献:

[1] 李献华. 带顶模缸的三梁四柱液压机的立柱和梁板设计 [J]. 装备制造技术, 2009, (4): 69-71, 73.
Li X H. Design for the rack of 80 T three beam four-post hydraulic press [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2009, (4): 69-71, 73.

[2] 魏凤凯, 黄慧, 单本军, 等. 双点机械压力机机身有限元分析及优化 [J]. 锻压装备与制造技术, 2020, 55 (3): 26-30.
Wei F K, Huang H, Shan B J, et al. Finite element analysis and optimization of double-point mechanical press body [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2020, 55 (3): 26-30.

[3] 刘强, 付文智, 李明哲, 等. 三梁四柱式多点成形压力机机架结构有限元分析和优化设计 [J]. 塑性工程学报, 2003,

10 (5): 49-52.

Liu Q, Fu W Z, Li M Z, et al. The finite element analysis and optimizing design of the multi-point forming machine frame structure [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2003, 10 (5): 49-52.

[4] 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. Study on Finite Element Modal Analysis and Structural Optimization Design of CWFP12500 kN Cold Forging Press [D]. Beijing: Academy of Machinery Science and Technology, 2014.

[5] 李明珠. 基于 ANSYS 的重型模锻压机横梁结构分析 [J]. 机械设计, 2022, 39 (S1): 158-161.
Li M Z. Analysis of beam structure of heavy die forging press based on ANSYS [J]. Machine Design, 2022, 39 (S1): 158-161.

[6] 徐双, 赵至友, 赵国勇, 等. 重型电动数控螺旋压力机结构设计及与有限元分析 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (6): 193-198.
Xu S, Zhao Z Y, Zhao G Y, et al. Structural design and finite element analysis of heavy-duty electric CNC screw presses [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (6): 193-198.

[7] 魏明, 韩宝奎, 闫世超. 16000 kN 多工位压力机的理论受力分析 [J]. 机械设计, 2021, 38 (S1): 250-252.
Wei M, Han B k, Yan S C. Theoretical force analysis of 16000 kN multi-station press [J]. Journal of Machine Design, 2021, 38 (S1): 250-252.

[8] 徐宁. 机械结构设计的创新与优化分析 [J]. 造纸装备及材料, 2021, 50 (4): 15-17.
Xu N. Analysis of innovation and optimization in mechanical structure design [J]. Papermaking Equipment & Materials, 2021, 50 (4): 15-17.

[9] 张汝, 刘为, 张倩倩, 等. 压力机机架设计的有限元分析 [J]. 精密成形工程, 2011, 3 (2): 39-42, 72.
Zhang R, Liu W, Zhang Q Q, et al. FEM analysis on the press frame design based on ANSYS [J]. Journal of Netshape Forming Engineering, 2011, 3 (2): 39-42, 72.

[10] 陈启升, 张红梅, 赵绪芝, 等. 压力机组合式机身静力学和模态分析研究 [J]. 锻压装备与制造技术, 2021, 56 (6): 7-12.
Chen Q S, Zhang H M, Zhao X Z, et al. Static and modal analysis study of combined press body [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2021, 56 (6): 7-12.

[11] 韦源源, 刘子越, 李柱, 等. 基于 ANSYS 的大型压力机机身结构分析与改进设计 [J]. 机械工程与自动化, 2020, (2): 45-46, 54.
Wei Y Y, Liu Z Y, Li Z, et al. Structural analysis and improvement design of large press based on ANSYS [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2020, (2): 45-46, 54.

[12] 王俊, 刘祥, 庞秋, 等. 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, et al. Analysis of servo-mechanical press body structure optimization design [J]. Precision Forming Engineering, 2022, 14 (7): 136-142.