

重型电动数控螺旋压力机结构与有限元分析

徐 双¹, 赵至友², 赵国勇¹, 杨景涛², 朱元刚², 丁 峰³

(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. 沂水县检验检测中心, 山东 临沂 276400)

摘要: 对 EP-8000 电动数控螺旋压力机的机身底座、螺杆及滑块等主要构件进行了优化设计, 使其运行打击力由 80 MN 提升至 100 MN, 且主要部件的刚度足够、滑块打击方向不偏移。通过 Solidworks 对底座、螺杆进行结构优化, 利用 ANSYS Workbench 软件对机身、螺杆进行建模, 分析其变形和等效应力情况; 对螺杆作模态分析, 得到其变形与振动频率的关系。结果表明: 优化后, 底座的最大变形量为 0.363 mm, 螺杆的最大等效应力为 830.9 MPa, 变形率为 0.0013; 螺杆在 83.075 Hz 时, 挠度变形最大, 变形量为 0.4403 mm, 且在中间位置出现弯曲。将滑块原有的 X 形导轨定位改造为圆导轨与 X 形导轨复合式双重导轨结构, 总导向长度增加, 保证滑块安装在装备中心位置, 且优化后的抗偏载能力高宽比 H/B 由 1.38 提高至 1.92, 抗偏心锻造能力显著提高。

关键词: 螺旋压力机; 底座; 螺杆; 滑块; 静力学分析; 模态分析; 复合式双导轨结构

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.06.027

中图分类号: TG315

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 06-0193-06

Structure design and finite element analysis on heavy duty electric CNC screw press

Xu Shuang¹, Zhao Zhiyou², Zhao Guoyong¹, Yang Jingtao², Zhu Yuangang², Ding Feng³

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China;

2. Qingdao Hongda Metal Forming Machinery Co., Ltd., Qingdao 266300, China;

3. Yishui County Inspection Testing Center, Linyi 276400, China)

Abstract: For EP-8000 electric CNC screw press, the main components of press body base, screw and slide block were optimized and designed to increase its impact force from 80 MN to 100 MN, and the stiffness of main components is enough and the impact direction of slide block is not deviated. Therefore, the structures of base and screw were optimized by Solidworks, and the body and screw were modeled by software ANSYS Workbench to analysis their deformation and stress condition. Then, the relation between deformation and vibration frequency was obtained by modal analysis of screw. The results show that after optimization, the maximum deformation amount of base is 0.363 mm, the maximum equivalent stress of screw is 830.9 MPa, and the deformation rate is 0.0013. The maximum deflection of screw is 0.4403 mm at 83.075 Hz, and bending occurs in the middle position. The original X guide rail positioning of the slider block is transformed into a double-guide rail structure of circular guide and X guide, and the total guiding length is increased to ensure that the slider block is installed in the center of equipment. After optimization, the aspect ratio H/B of anti-eccentric load capacity is increased from 1.38 to 1.92, and the anti-eccentric forging capacity is significantly improved.

Key words: screw press; base; screw; slide block; static analysis; modal analysis; composite double-guide rail structure

锻压是重要的材料成形方式, 被广泛应用于核电、军工、轨道交通等行业。螺旋压力机为我国应用最广的模锻设备^[1-3], 具有结构简单、使用

寿命长、成本低等特点。当前, 大型锻压设备成为发展潮流, 我国在 100 MN 级别的电动螺旋压力机的优化设计方面较国外明显落后。青岛宏达锻压机械有限公司的 EP-8000 电动数控螺旋压力机可达到 80 MN 的打击力, 对此设备的主要部件进行优化设计, 在不改变其运行原理的情况下, 使其达到 100 MN 的打击力, 是目前行之有效的解决办法。

针对机身研究, 王寒阳等^[4]使用 SolidWorks 对

收稿日期: 2021-05-25; 修订日期: 2021-09-02

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

组合闭式四点高速压力机机身进行建模、加载和有限元分析,并在现有基础上对机身机构进行优化设计,使其满足刚度和压力的有关需求;孙杨波^[5]以高速压力机为研究对象,基于动态指标,结合理论分析、数值计算、有限元仿真与测试技术等方法,研究了机身主运动机构、传动运动机构等的振动特性,致力于提高高速压力机的动态性能;Zhao X H 等^[6]使用拓扑优化的方法对 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,机身整体体积减少了 13.66%;Matteo S 等^[7]提出了一种压力机机身优化框架,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。针对螺杆研究, Martin Z^[8]针对 50 MN 双立柱和 170 MN 四立柱的液压式压力机进行了模态分析,并对立柱进行了优化,通过改变其截面形状增加截面积,有效地降低了固有频率;董建兴等^[9]采用 MSC. Patran 和 MSC. Nastran 软件对 400 t 螺旋压力机主传动螺杆进行了有限元模态分析,得到了螺杆各阶模态振型和频率以及螺杆的共振频率。在抗偏载问题上,多位学者^[10-11]研究了压力机抗偏载曲线的绘制,分析了压力机的抗偏载特性。综合以上文献研究成果,若想将打击力由 80 MN 提升至 100 MN,伺服电动螺旋压力机需要改进的部分为:(1) 保证机身有足够的刚度,在滑块以最大打击力打击工件时,机身变形不超过 0.6 mm;(2) 螺杆在承受反作用力时不会出现局部应力过大、断裂等现象;(3) 滑块在打击工件时具有足够的抗偏载和抗偏心锻造能力。

1 电动数控螺旋压力机运行原理

本文研究所参考的设备为青岛宏达锻压机械有限公司的 EP-8000 大型电动数控螺旋压力机。此设备的机械部分为分体式装备,横梁、立柱和工作台底座分别独立,由长拉杆连接组成整机,便于拆卸安装、后续维修等;动力部分采用开关磁阻电机提供动力,传动系统为飞轮与螺杆螺母传动。具体的工作过程如下:开关磁阻电机正转驱动飞轮正转,带动螺杆转动,滑块通过螺杆螺母连接,做向下的运动打击工件,滑块到达下止点位置时,传感器反馈给飞轮制动器信号,飞轮停转,随后电机反转,飞轮反转,滑块向上到达上止点,完成一次打击循环。图 1 为电动螺旋压力机机身示意图。

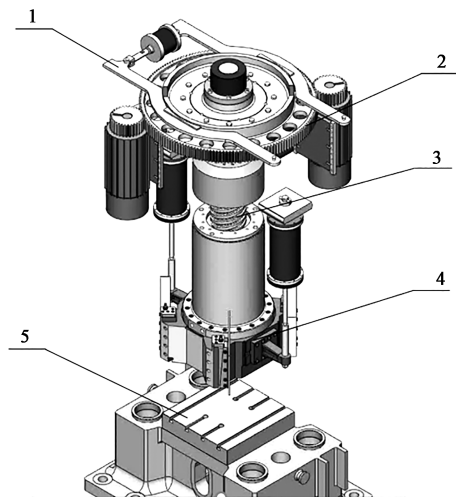


图 1 电动数控螺旋压力机机身示意图

1. 制动器 2. 飞轮 3. 螺杆 4. 滑块螺母机构 5. 工作台

Fig. 1 Schematic diagram of electric CNC screw press body

2 底座结构设计及静力学分析验证

2.1 底座结构设计

EP-8000 电动数控螺旋压力机的底座模型如图 2a 所示,底座受力面的尺寸为 2400 mm×2800 mm,使用 Solidworks 对模型进行改造:增加圆角 1,减少应力集中;增加圆角 2,减小工作面变形量。修改后的模型如图 2b 所示。

2.2 底座静力学分析

实际应用中,底座材料为铸造碳钢 ZG270-500,密度为 $7500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,泊松比为 0.3,弹性模量为 2.02 GPa。使用 ANSYS Workbench 对底座进行静力学分析,设置网格单元平均尺寸为 50 mm,得到网格划分后的节点数为 2561607 个,单元数为 1802058 个。以底座底面为约束面,上平面与滑块打击位置的接触面为受力面,向底座施加 1.6 倍公称力,即 $1.6 \times 100 = 160 \text{ MN}$,得到的底座变形量和等效应力分布如图 3 所示。

从图 3 可以看出,改造后的底座在受到 160 MN 打击力时,等效应力分布均匀,底座的最大等效应力为 80.384 MPa,远小于 ZG270-500 的屈服强度 ($\geq 500 \text{ MPa}$),最大变形量为 0.363 mm,符合需求。

3 螺杆结构设计及静力学分析

3.1 螺杆结构设计

在电动数控螺旋压力机中,螺杆是传动部分最

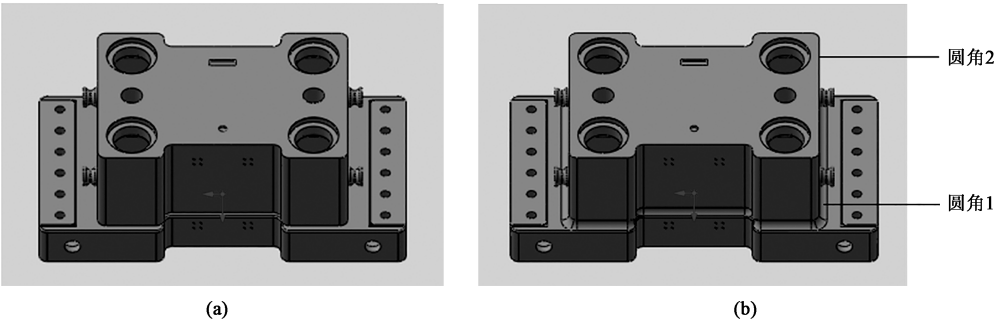


图 2 EP-8000 电动数控螺旋压力机的底座模型
(a) 改造前 (b) 改造后
Fig. 2 Base model of EP-8000 electric CNC screw press
(a) Before transformation (b) After transformation

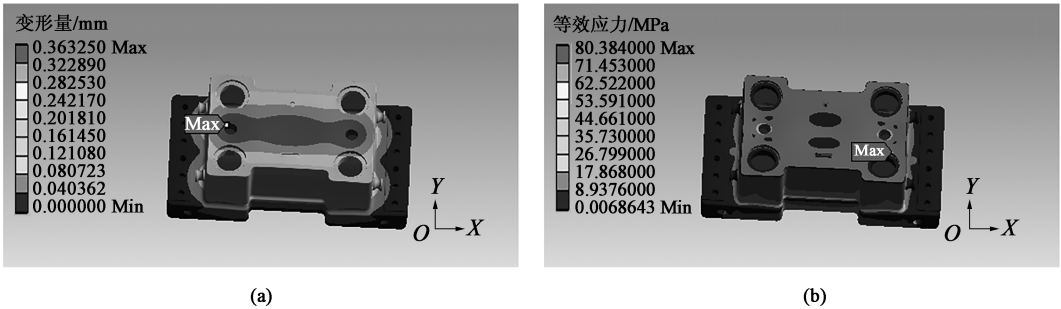


图 3 底座的 ANSYS 分析结果
(a) 变形量 (b) 等效应力分布
Fig. 3 ANSYS analysis results of base
(a) Deformation amount (b) Equivalent stress distribution

重要的构件，也是较为薄弱的构件之一。它的稳定性以及受载情况是整机使用寿命的重要评价标准。EP-8000 电动数控螺旋压力机的模型如图 4a 所示，螺杆最大直径为 $\Phi 1400$ mm，长度为 6391 mm，在此基础上改造圆角，圆角 1 半径由 70 mm 改为 100 mm，圆角 2 的圆角半径由 200 mm 改为 230 mm。改造后的模型如图 4b 所示。

3.2 螺杆有限元分析

将改造后的螺杆模型导入 ANSYS Workbench 中进行分析，螺杆材料为 34CrNi3Mo 合金钢，其弹性模量为 2.06 GPa、泊松比为 0.3、常温下密度为 $7900\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。基于对运算时间与结果精确程度的考虑，对螺杆采用四面体智能网格划分，单元精度等级为 50，网格平均尺寸为 25 mm，最小边界长度为 5.5 mm，得到的螺杆网格模型共有 23177 个节点和 13893 个单元，对螺杆粗端与机身连接处进行约束，在螺纹处施加 $1105800\text{ N}\cdot\text{m}$ 的旋转力矩，在下端施加 160 MN 的冲击力，得到的螺杆等效应力分布和变形情况如图 5 所示。改动后，在 160 MN

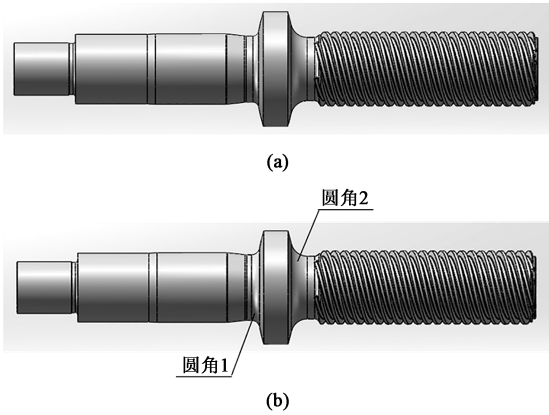


图 4 螺杆模型
(a) 改造前 (b) 改造后
Fig. 4 Screw models
(a) Before transformation (b) After transformation

冲击力作用下，螺杆变形出现在螺杆长度方向（X 方向），变形率 $\delta=0.0013$ ，未在轴肩处出现弯曲现象，等效应力分布较为均匀，改造后的螺杆可满足在 1.6 倍公称力冲击下的刚度要求。

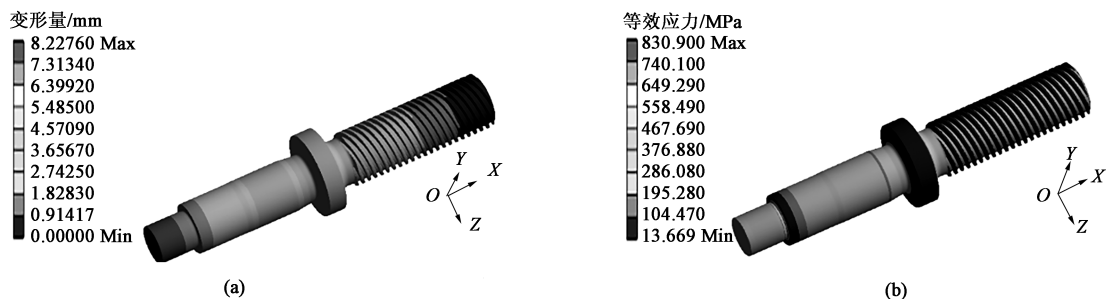


图 5 螺杆静力学分析结果

(a) 变形量 (b) 等效应力分布

Fig. 5 Static analysis results of screw

(a) Deformation amount (b) Equivalent stress distribution

模态分析是最基本的动力学分析^[12]，它以固有频率、阻尼比、模态质量及模态刚度等模态参数为目标，获取振动系统激励与响应之间的关系，是进行结构动力学设计和抗震设计的基础。ANSYS Workbench 软件可以很好地求解零件各阶模态的频率和振型，螺杆的材料及网格划分情况与静力学分析时一致。由于零件的低阶振动频率在实际使用中对压力机系统的影响较大，因此，本次求解过程中对螺杆做了前 6 阶模态的分析和后处理，如图 6 所示。结果表明，螺杆在 83.072~102.610 Hz 范围内极易发生共振，导致螺杆产生变形，在振动频率为 83.075 Hz 时变形量最大，为 0.4403 mm，同时在 XOY 面内（螺杆上下运动平面）产生弯曲，位置在螺杆的轴肩处。其他各阶的变形量及发生位置具体见表 1。电动数控螺旋压力机的一般工作频率处在 31.32~40.62 Hz 范围内，因此，在实际工作时，螺杆的变形量控制在 0.4 mm 以内，空间内变形较小，对加工工件无明显影响。

4 滑块复合式双导轨结构

4.1 压力机偏心载荷计算

滑块为螺旋压力机的主要工作部件，用来打击工件使工件成形。其安装的位置是否偏心是影响螺旋压力机冲压能力与加工零件质量的主要因素。若滑块安装时出现偏心问题，滑块打击工件时会导致工件在加工时受力不均匀，锻件成形质量差；同时，偏心载荷会造成工作台面倾斜，滑块施加给螺母螺杆的反作用力会使螺杆承受不必要的冲击力，进而影响整个压力机的刚度；此外，滑块螺母结构正常运行时，需与机身之间保持一定的间隙，以实现油膜润滑，偏心问题会导致油膜不均匀，滑块螺母结

构与机身之间出现干摩擦现象，会急剧降低滑块的使用寿命。

在电动数控螺旋压力机中，机床受偏载 P 的计算如式 (1) 所示：

$$P \leq P_g / (1 + H/B) \quad (1)$$

式中： P_g 为压力机公称力； H 为复合导轨高度； B 为滑块与导轨复合结构的宽度。

式 (1) 中， H/B 的大小决定了偏载的大小， H/B 越大，机床所受的偏心载荷越小。

4.2 复合式双导轨结构设计

根据式 (1) 所示基本原理，本文采用如图 7 所示的复合式双导轨结构。滑块上方采用圆导轨，下方采用 X 形导轨。装配时先以圆导轨定位，再研配下方的 X 形导轨接触面，保证滑块安装在装备的中心位置。使用时，圆导轨与滑块之间的间隙为 0.17~0.22 mm，X 形导轨与滑块之间的间隙为 0.22~0.28 mm。

仅采用 X 形导轨时， H/B 为 1.38，采用复合式双导轨结构时， H/B 为 1.92。圆导轨的设计增加了总的导向长度，使得 H 增大，可以使压力机所受偏心载荷减小。与 EP-8000 电动数控螺旋压力机的单导轨定位方式相比，复合导轨结构可以实现多模膛锻造，抗偏心锻造能力增强，可以完成制坯、预锻、成形、冲孔等多道工序，便于实现结构紧凑的自动化生产线。

5 结论

(1) 在 EP-8000 电动数控螺旋压力机的基础上，对底座和螺杆进行结构优化，重新设计复合式双导轨结构，保证在打击力达到 100 MN 时螺旋压力机的正常工作性能。

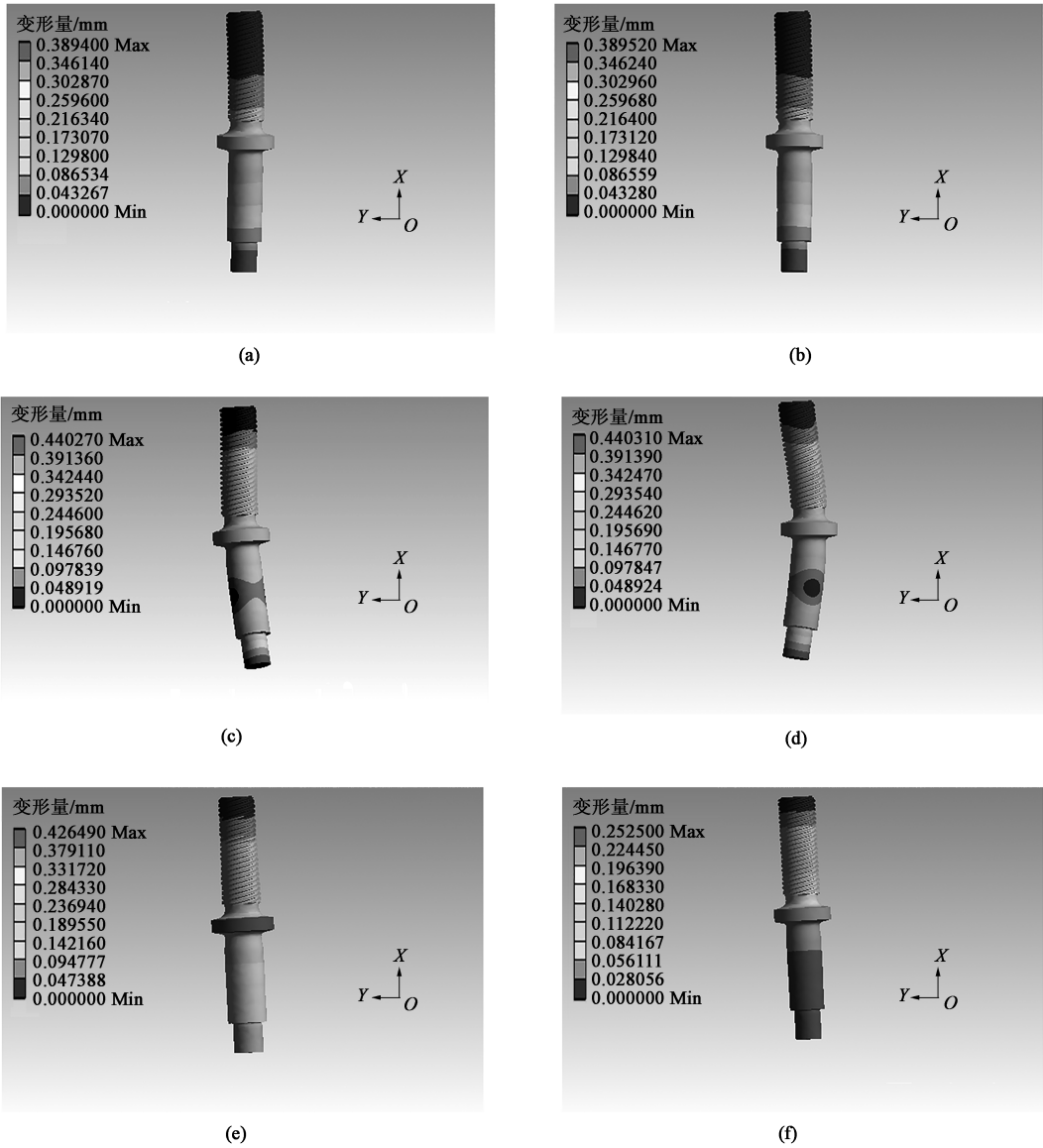


图 6 螺杆的模态分析结果

(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 Modal analysis results of screw

(a) The first mode shape (b) The second mode shape (c) The third mode shape

(d) The forth mode shape (e) The fifth mode shape (f) The sixth mode shape

表 1 螺杆的模态分析结果			
Table 1 Modal analysis results of screw			
螺杆模态	频率/Hz	最大变形量/mm	挠度变形及发生位置
1 阶振型	13. 865	0. 3894	无明显挠度变形
2 阶振型	13. 869	0. 3895	无明显挠度变形
3 阶振型	83. 072	0. 4403	轴肩处, XOY 面内变形
4 阶振型	83. 075	0. 4403	轴肩处, XOY 面内变形
5 阶振型	102. 610	0. 4265	无明显挠度变形
6 阶振型	189. 800	0. 2525	无明显挠度变形

(2) 对所设计的底座进行静力学分析, 得出底座等效应力在 80. 384 MPa 以下, 变形在 0. 363 范围内; 对螺杆进行静力学分析和模态分析, 得出螺杆的变形率为 0. 0013, 最大挠度为 0. 4403 mm, 发生在 83. 075 Hz, 在机床正常工作范围内, 挠度保持在 0. 4 mm 以下。

(3) 复合式双重导轨的设计使影响压力机偏心载荷的抗偏载高宽比由 1. 38 提高至 1. 92, 使机床的抗偏心锻造能力增强, 便于实现多模膛锻造和结构紧凑的自动化生产线。

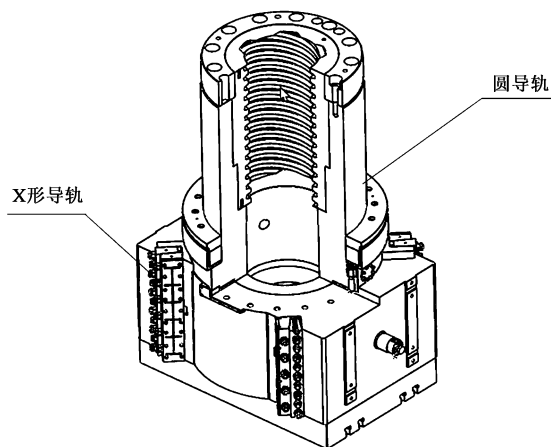


图 7 复合式双导轨结构示意图

Fig. 7 Schematic diagram of compound double-guide rail structure

参考文献:

- [1] 孙友松, 李明亮, 魏航. 螺旋压力机发展综述 [J]. 锻压装备与制造技术, 2005, 18 (2): 18-21.
Sun Y S, Li M L, Wei H. Summary of screw press development [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2005, 18 (2): 18-21.
 - [2] 熊晓红, 陈平. 伺服直驱螺旋压力机的研究与应用 [J]. 锻压装备与制造技术, 2018, 53 (3): 20-24.
Xiong X H, Chen P. Research and application of servo direct drive screw press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2018, 53 (3): 20-24.
 - [3] 王强. 面向精确热成形工艺的数字机械伺服压力机应用研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2016.
Wang Q. Application of Digital Mechanical Servo Press for Precise Hot Forming Process [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2016.
 - [4] 王寒阳, 张淑君, 柯尊芒, 等. 闭式高速精密压力机组合机身的有限元分析与优化 [J]. 煤矿机械, 2012, 33 (4): 40-42.
 - [5] 孙杨波. 高速压力机优化设计与动态性能研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
Sun Y B. Optimum Design and Dynamic Performance Research of High-speed Press [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.
 - [6] 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.
 - [7] 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.
 - [8] Martin Z. Modal analysis of hydraulic press frames for open die forging [J]. Procedia Engineering, 2014, (69): 1070-1075.
 - [9] 董建兴, 吕传毅, 贺磊. 基于 MSC. Patran 和 Nastran 压力机螺杆的模态分析 [J]. 控制工程, 2013, 20 (6): 1110-1113.
Dong J X, Lyu C Y, He L. Modal analysis of press screw based on MSC. Patran and Nastran [J]. Control Engineering of China, 2013, 20 (6): 1110-1113.
 - [10] 邵俊鹏, 徐龙飞, 孙桂涛. 液压缸静压支承抗偏载特性分析 [J]. 中国机械工程, 2020, 31 (18): 2174-2180.
Shao J P, Xu L F, Sun G T. Analysis of anti deflection characteristics of hydrostatic support of hydraulic cylinder [J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31 (18): 2174-2180.
 - [11] 刘静. 22000 kN 高效智能伺服压力机的智能偏心力矩检测系统 [J]. 机械设计, 2019, 36 (S2): 116-118.
Liu J. Intelligent eccentric torque detection system of 22000 kN high efficiency intelligent servo press [J]. Journal of Machine Design, 2019, 36 (S2): 116-118.
 - [12] 焦峰, 乔红兵, 乔双峰, 等. 矿用液压锚杆钻车钻架模态分析 [J]. 煤矿机械, 2021, 42 (5): 68-70.
Jiao F, Qiao H B, Qiao S F, et al. Modal analysis of drilling frame of mine hydraulic anchor drilling truck [J]. Coal Mine Machinery, 2021, 42 (5): 68-70.
- +++++
- (上接第 131 页)
- [15] 张家铭, 余伟, 张泽宇. 工业纯钛热轧及冷轧板表面缺陷研究 [J]. 金属功能材料, 2020, 27 (1): 8-15.
Zhang J M, Yu W, Zhang Z Y. Research on surface defectsof industrial pure titanium hot-rolled and cold-rolled sheets [J]. Metallic Functional Materials, 2020, 27 (1): 8-15.
 - [16] GB/T 26060—2010, 钛及钛合金铸锭 [S].
GB/T 26060—2010, Titanium and titanium alloy ingots [S].
 - [17] YS/T 885—2013, 钛及钛合金锻造板坯 [S].
YS/T 885—2013, Titanium and titanium alloy forging slab [S].
 - [18] YS/T 750—2011, 热轧钛带卷 [S].
YS/T 750—2011, Hot rolled titanium coil [S].
 - [19] QJ 1993A—2001, 钛及钛合金的热处理 [S].
QJ 1993A—2001, Heat treatment of titanium and titanium alloys [S].
 - [20] 赵永庆, 洪权, 葛鹏. 钛及钛合金相图谱 [M]. 长沙: 中南大学出版社, 2011.
Zhao Y Q, Hong Q, Ge P. Metallographic Atlas of Titanium and Titanium Alloys [M]. Changsha: Central South University Press, 2011.
 - [21] 张飞奇, 孙宝洋, 李晗嫣, 等. TA15 钛合金真空自耗电弧熔炼过程中的富钛偏析研究 [J]. 钛工业进展, 2019, 36 (3): 38-41.
Zhang F Q, Sun B Y, Li H Y, et al. Titanium richsegregation during vacuum consumable arc melting of TA15 titanium alloy [J]. Titanium Industry Progress, 2019, 36 (3): 38-41.