



基于工程软件的“机械设计基础”课程 设计实践

陈修龙, 姜 帅, 贾永皓, 余神合

(山东科技大学 机械电子工程学院, 青岛 266590)

摘要: 为满足“机械设计基础”课程设计中对学生工程软件应用能力及工程设计素养等培养的要求, 使学生掌握工程软件在实际工程设计中的具体应用过程, 提高学生机械设计与分析能力, 联合应用 Solidworks、ADAMS 和 Ansys 等工程软件实现“机械设计基础”课程设计中 100 kN 六连杆机械压力机的设计。首先, 进行压力机机构的尺寸参数设计, 用 Solidworks 软件完成压力机机构的结构设计; 其次, 将压力机机构模型导入 ADAMS 软件中进行运动学和力学仿真, 据此设计压力机的驱动电动机、二级减速传动和机座; 最后, 利用 Ansys 软件对压力机的机座和曲轴等重要零件进行有限元仿真, 校核零件强度, 以满足压力机安全运行的要求。

关键词: 机械设计基础; 多连杆压力机; 结构设计; 有限元仿真

中图分类号: G642

文献标志码: A

DOI: 10.12179/1672-4550.20180377

Practice on Curriculum Design of “Machinery Design Foundation” Based on Engineering Software

CHEN Xiulong, JIANG Shuai, JIA Yonghao, YU Shenhe

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Shandong 266590, China)

Abstract: In order to meet the requirements of training students' engineering software application ability in the course of curriculum design of “Machinery Design Foundation”, to enable students to master the specific application process of engineering software in practical engineering design, and to improve the ability of students' mechanical design and analysis, a 100 kN six-bar press is designed by using engineering software, such as Solidworks, ADAMS and Ansys. Firstly, the size parameters of the press mechanism is designed, and the structural design of the press mechanism is carried out by Solidworks. Secondly, the solid model of press mechanism is introduced into ADAMS for kinematics simulation and dynamics simulation. In view of the above, the driving motor, the two-grade reducing transmission and the frame of the press are designed. Finally, the finite element simulation of frame, crankshaft and other important parts of the press is carried out to check the strength, so as to meet the requirements of its operation and safety.

Key words: machinery design foundation; multi-bar press; structural design; finite element simulation

“机械设计基础”课程设计是学生设计能力和工程实践能力培养的关键环节, 但传统的课程设计大都采用手工计算和手工绘图的方式, 设计对象也主要是一级、二级或三级减速器^[1-2]。当前企业中机械装备的设计主要是基于 Solidworks、ADAMS 和 Ansys 等工程软件完成, 为了让学生尽早地适应机械产品的设计过程, 与企业接轨, 改善传统课程设计的不足, 急需指导学生利用工程软件来完成“机械设计基础”的课程设计, 提

高学生的实际工程设计能力。

多连杆压力机主要用于较厚钢板的冲孔、落料、成形等冲压工艺, 具有工作速度较低、冲压力大、精度和效率高等优点^[3-6]。如今很多学者对多连杆机械式压力机的运动学和动力学分析、机构优化设计等进行了较深入的研究。如文献 [7] 分析了杆件尺寸对压力机滑块运动的影响, 并对其杆件的几何尺寸进行了优化。文献 [8] 采用联立约束法对压力机中曲柄滑块机构进行了动力学建

收稿日期: 2018-08-14; 修回日期: 2018-11-09

基金项目: 山东科技大学优秀教学团队建设计划资助(JXTD20180502)。

作者简介: 陈修龙(1976-), 男, 博士, 教授, 主要从事工程教育改革的研究工作。

模，研究了不同曲柄转速对压力机机构动力学性能的影响，为高速压力机主传动形式的选择和曲轴的设计提供了一定依据。文献 [9] 根据六连杆压力机的工艺要求，建立了压力机的优化设计模型，通过优化设计提高了该机构的急回特性并达到了该压力机冲压工艺的要求。但目前基于多种工程软件完成压力机装备整机设计的文献还很鲜见。

为了满足目前山东科技大学机械设计基础课程设计中对学生应具有一定的 Solidworks、ADAMS 和 Ansys 等工程软件应用能力的要求，使学生熟练掌握工程软件在实际工程设计中的应用过程，提高学生的机械设计和分析能力，培养学生的工程设计素养，本文在“机械设计基础”课程设计中以 100 kN 的单自由度六杆压力机的设计为例，详细阐述了如何应用工程软件完成压力机的实际设计。采用 Solidworks 对压力机机构进行结构设计；利用 ADAMS 对压力机机构进行运动学和动力学仿真，确定电机型号，完成二级减速传动和机座的设计；利用 ANSYS 软件对模型进行强度和刚度分析，得到其应力和位移云图，为工程软件应用于其他机械装备的设计奠定了基础。

1 压力机的参数设计

1.1 压力机机构的尺寸参数设计

连杆机构在实际生产中应用广泛，采用六连杆机构作为机械压力机工作机构能以较小的偏心距实现较大的滑块行程，在工件塑性变形区，滑块具有较低的工作速度，可防止工件产生裂纹，从而满足工件拉延的加工要求，以及提高模具使用寿命，降低工作中的冲击振动和噪声延长模具寿命^[10-11]。因此，本文选择六连杆压力机进行研究分析。六杆机械压力机机构原理图如图 1 所示，其中包括机座 1、曲柄 2(L₂)、连杆 3(L₃)、摆杆 4(L₄)、连杆 5(L₅)和滑块 6(S₆)。

拟定压力机的主要技术参数如下：最大高度 2 150 mm，公称压力 100 kN，公称压力行程 6 mm，滑块行程 160 mm，最大冲压次数 20 次/min。

根据杆长条件以及传动角条件，对压力机机构进行结构尺寸设计，结构尺寸如下：

$L_{11} = 434 \text{ mm}$, $L_{12} = 650 \text{ mm}$, $L_2 = 90 \text{ mm}$, $L_3 = 540 \text{ mm}$, $L_4 = 250 \text{ mm}$, $L_5 = 400 \text{ mm}$, $\theta_{11} = 11^\circ$, $\theta_2 = 160.24^\circ$ 。

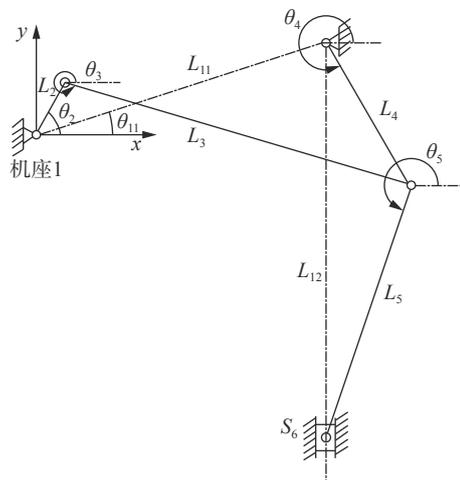


图 1 六杆压力机机构原理图

1.2 压力机机构的运动学和动力学仿真

ADAMS 软件是集建模、求解、可视化技术于一体的虚拟样机软件,有助于了解复杂机械系统的运动性能,被广泛地应用在机械设计领域^[12-13]。根据之前初步确定的杆长数据,在 Solidworks 进行建模装配,确定各个部分的连接方式,之后将模型导入 ADAMS 软件中,进行材料的定义、运动副的设置以及驱动加载,如图 2 所示。对其进行运动学仿真,并得出滑块的位移、速度和加速度曲线。如图 3~图 5 所示,分别为滑块的位移、速度以及加速度曲线。

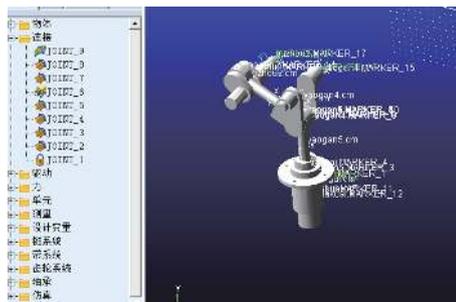


图 2 ADAMS 仿真界面

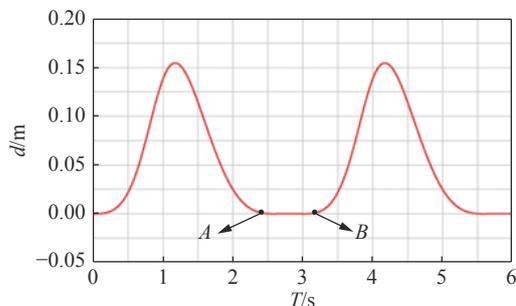


图 3 滑块位移曲线

A 点到 B 点滑块处于下死点，时刻分别为 2.41 s 和 3.22 s，图 3 和图 4 中，当冲锤运行到下死点

时, 冲锤的速度曲线变化平缓, 可以有效地防止对工件产生较大的冲击, 避免对构件造成破坏。如图 5 所示, 当在冲锤回程时, 如点 C 所示, 此处加速度较大, 具有急回特性, 可以有效地提高压力机的效率。

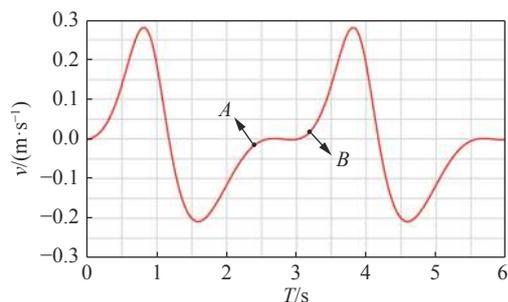


图 4 滑块速度曲线

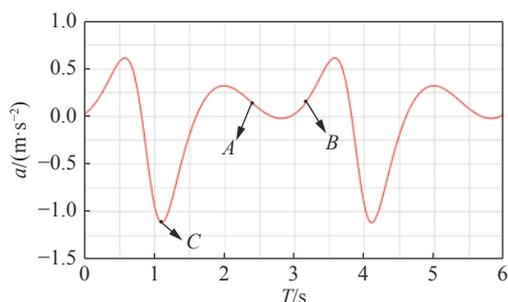


图 5 滑块加速度曲线

根据选取的滑块工作行程, 在适当的时间加载 100 kN 的负载, 进行动力学仿真, 得出曲轴上的力矩曲线、曲轴约束反力合力和摆杆约束反力合力。空载时, 曲柄驱动力矩如图 6 所示。加载时, 曲柄的驱动转矩、曲轴约束反力合力和摆杆约束反力合力, 如图 7~图 9 所示。

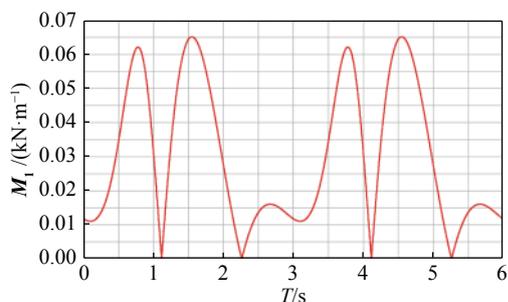


图 6 空载时, 曲轴驱动力矩

由图 7~图 9 中可以看出, 由于在工作行程段内施加了外部载荷, 因此会出现较大的突变。加载时, 曲轴驱动力矩最大值为 2 197.2 N·m, 曲轴约束反力合力最大值为 29.15 kN, 摆杆约束反力合力最大值为 106.00 kN。

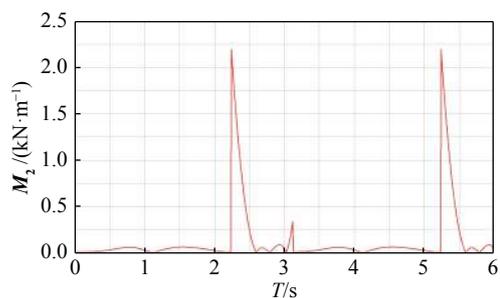


图 7 加载时, 曲轴驱动力矩

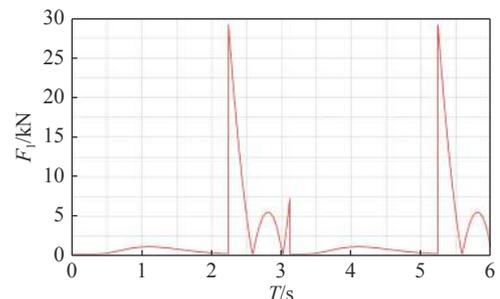


图 8 加载时, 曲轴约束反力合力

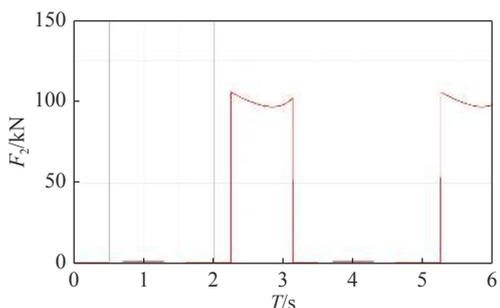


图 9 加载时, 摆杆约束反力合力

1.3 压力机驱动电机的选型

根据图 6~图 7 中力矩曲线, 可以对电动机进行选型计算。电动机选取时需要满足以下几个条件^[14]: 工作时曲轴的额定扭矩应小于电动机的额定扭矩; 工作时曲轴的最大扭矩应小于电动机的最大扭矩; 曲轴的转动惯量应和电动机的转动惯量相匹配; 曲轴的额定转速应小于电动机的额定转速。

由图 7 的力矩曲线, 可得曲轴最大功率为:

$$P = \frac{Tn}{9550} = \frac{2197.2 \times 20}{9550} = 4.6 \text{ kW} \quad (1)$$

式中, P 为曲轴最大功率, T 为曲轴最大扭矩, n 为曲轴转速。

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0.95 \times 0.98 = 0.931 \quad (2)$$

式中, η_1 为齿轮传动效率, η_2 为同步带传动效率。

$$P_d = \frac{P}{\eta} = \frac{4.6}{0.931} = 4.94 \text{ kW} \quad (3)$$

式中, P_d 为电动机功率, η 为传动效率。

根据式(1), 计算出曲轴最大功率为 4.6 kW。选取齿轮传动效率为 0.95, 同步带传动效率为 0.98, 电动机功率为 4.94 kW, 故选取 YD180L-12/6 型电动机, 极数为 6 级, 功率为 5.5 kW, 转速为 490 r/min。

1.4 压力机二级减速传动和机座的设计

本次设计采用二级减速传动, 根据其转速, 取传动比 $i_1=4.34$, $i_2=5.64$ 。齿轮参数分别为 $z_1=35$, $z_2=198$, $z_3=39$, $z_4=170$, $m_1=2.5$, $m_2=4$ 。

外部机座材料采用 45 钢, 总高 215 mm, 上部宽 300 mm, 下部宽 560 mm。机座上部的钢板厚度为 20 mm。部分应力集中处可施加圆角, 杆与杆之间采用销轴连接。压力机的整体结构, 如图 10 所示。

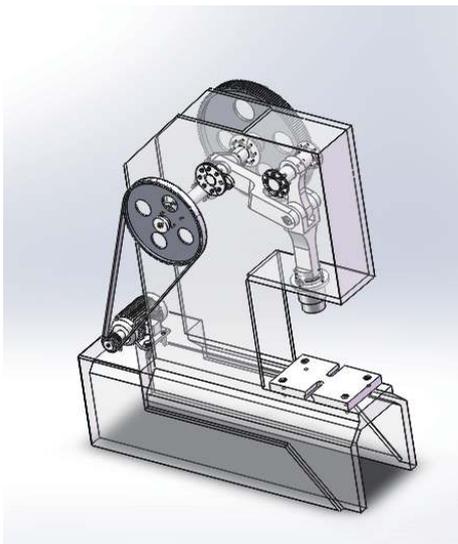


图 10 压力机整体结构图

2 压力机主要零部件的有限元仿真

压力机在工作过程中, 会产生力和力矩。为了保证压力机的使用和维护安全, 需要对其主要零件进行有限元仿真。根据 ADAMS 仿真的结果, 可知各零件的运动学和动力学曲线, 从而确定零件所受的最大力。将力施加在杆件的受力部位上, 得出零件的应力和变形情况。

由 ADAMS 中受力曲线图可知, 机座中曲柄处所受合力最大为 29.15 kN, 而摆杆处所受合力最大为 106.00 kN。根据机座在运动过程中的受力分析, 对其进行有限元仿真分析, 从而得出机座的应力和位移云图, 如图 11 和图 12 所示。在生产

过程中, 机座材料应选择 Q235 钢, 其屈服强度为 235 MPa。取安全系数为 $n=3$, 则其最大应力应小于 78 MPa。图 11 中, 其最大应力为 54.717 MPa, 小于 120 MPa, 故满足屈服强度要求。图 12 中, 压力机机座的最大变形为 0.425 65 mm, 该变形程度可以接受, 故该机座满足生产制造的要求。在实际生产中, 最大变形位置为机座上部的, 故变形最大处可以施加圆角或加肋板等, 从而减小变形。

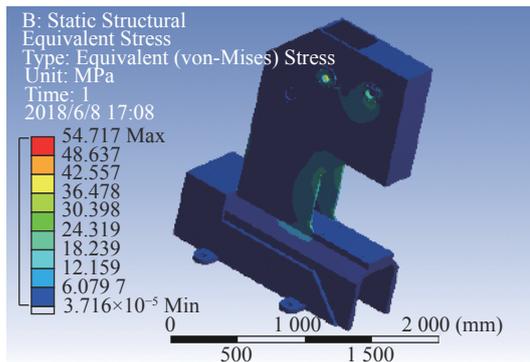


图 11 机座应力云图

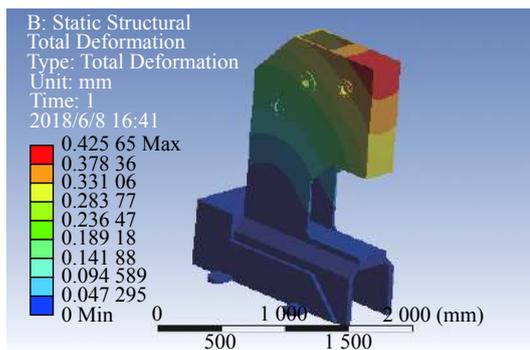


图 12 机座位移云图

曲轴部分受力也较大, 在生产过程中常取材料为 45 钢, 设定安全系数 $n=3$, 故其许用安全应力为 120 MPa。根据其受力大小和方向进行仿真。如图 13 所示, 确定其最大应力为 66.769 MPa, 其余部分应力值均远小于该值, 故能满足其屈服强度要求。如图 14 所示, 其变形量较小, 约为 0.029 mm, 故满足生产制造要求。在实际生产中, 最大变形位置为曲轴中部, 故可以采用施加较厚等方式, 以此减小变形。

上部连杆部分所受合力为 106.00 kN, 采用材料为 45 钢, 其余条件均如上文相同。如图 15 所示, 其所受最大应力为 48.094 MPa, 小于 120 MPa。如图 16 所示, 其最大变形约为 0.048 mm, 均满足要求。最大变形位于其下部, 故可根据实际情况进行加厚或施加圆角, 从而减小变形。

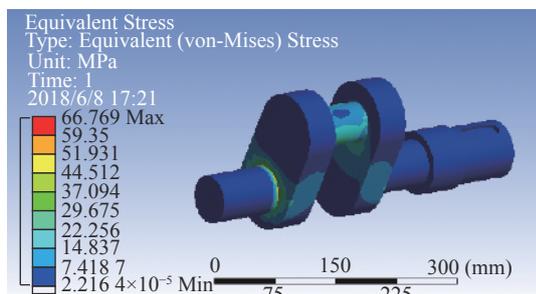


图13 曲轴应力云图

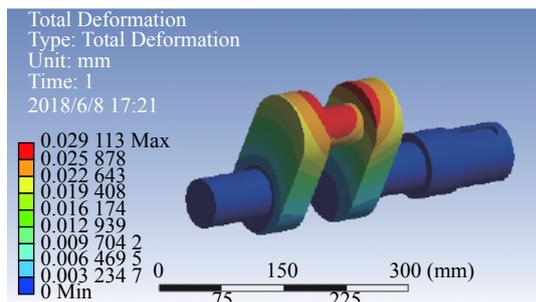


图14 曲轴位移云图

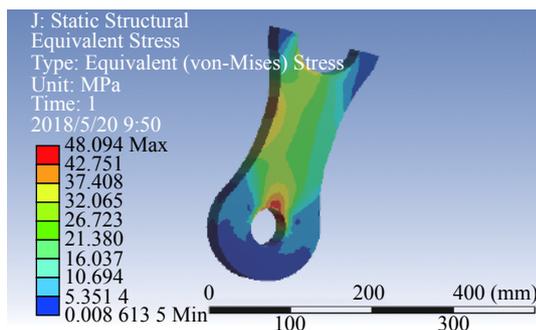


图15 摆动杆应力云图

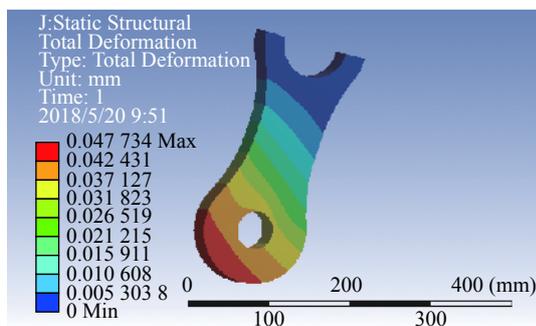


图16 摆动杆位移云图

3 结束语

本文在“机械设计基础”课程设计中联合应用 Solidworks、ADAMS 和 Ansys 等工程软件完成了 100 kN 六连杆压力机的设计, 详细阐述了工程软件在实际工程设计中的具体应用过程, 满足了山东科技大学在机械设计基础课程设计中对学生

应具有一定的工程软件应用能力的要求, 提高了学生的机械设计和分析能力, 培养了学生的工程设计素养。设计压力机机构的尺寸参数, 采用 Solidworks 对压力机机构进行结构设计, 通过 ADAMS 对压力机机构进行运动学和力学仿真分析, 据此完成了压力机驱动电机、二级传动和机座的设计, 利用 Ansys 分析了主要零部件的结构强度和刚度, 验证了本设计的合理性与可靠性。为压力机及其他机械装备的工程设计提供参考。

参考文献

- [1] 刘松. 高校机械设计基础课程设计理论教学研究——评《机械设计课程设计》[J]. 教育发展研究, 2017, 37(18): 2.
- [2] 鹿新建, 李钢, 唐利芹. 《机械设计基础》课程设计的思考[J]. 教育教学论坛, 2017(27): 215-216.
- [3] HSIEH W H, TSAI C H. On a novel press system with six links for precision deep drawing[J]. Mechanism & Machine Theory, 2011, 46(2): 239-252.
- [4] 赵升吨, 陈超, 崔敏超, 等. 交流伺服压力机的研究现状与发展趋势[J]. 锻压技术, 2015, 40(2): 1-7.
- [5] 张立军, 刘晓聪, 刘延鑫, 等. 机械压力机的平衡制动系统教学实验平台开发[J]. 实验技术与管理, 2016, 33(4): 77-81.
- [6] 江爱民, 章争荣, 李杰, 等. 伺服压力机双动肘杆机构的设计与研究[J]. 锻压技术, 2018, 43(2): 133-140.
- [7] 牛瑞霞, 詹俊勇, 仲太生. 基于SolidWorks运动仿真多连杆压力机优化设计[J]. 锻压装备与制造技术, 2015, 50(5): 17-19.
- [8] 蔡玉强, 朱东升, 吴楠. 基于Matlab/Simulink的高速压力机曲柄滑块机构的动力学研究[J]. 机械设计与制造, 2018(1): 192-194.
- [9] 陈新德. 基于ADAMS的机械压力机六连杆机构的优化设计[J]. 机械传动, 2016(6): 97-100.
- [10] 高霞. 六连杆压力机力学特性研究[J]. 机械设计与研究, 2013, 29(4): 143-146.
- [11] 陈修龙, 贾永皓, 姜帅, 等. 伺服压力机教学实验平台机构的力学分析[J]. 锻压技术, 2018, 43(2): 141-150.
- [12] 华林, 叶德金, 汪小凯, 等. 双伺服驱动高速精冲机主传动系统的运动规划[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2018, 46(4): 6-11.
- [13] 郑恩来, 张航, 朱跃, 等. 含间隙超精密压力机柔性多连杆机构动力学建模与仿真[J]. 农业机械学报, 2017, 48(1): 375-385.
- [14] 王军锋, 唐宏. 伺服电机选型的原则和注意事项[J]. 装备制造技术, 2009(11): 129-131.