

一种伺服压力机主传动机构的设计

姜利^① 朱灯林^②

(①江苏省常州技师学院, 江苏常州 213000; ②河海大学, 江苏常州 213000)

摘要:文章在分析现有伺服压力传动机构的基础上,提出了一种基于丝杠、楔块的传动机构方案,并借助 ADAMS 建立了该方案传动机构虚拟样机进行运动仿真,分析出传动机构中影响伺服电机扭矩的参数,最后利用 Matlab 以惯性匹配模型进行优化设计,确定了传动机构驱动电机的规格和零件具体参数。相比于以传统压力机传动机构,该机构具有低摩擦、刚度高、精度稳定和动态响应高等特点。

关键词:伺服压力机;传动机构;虚拟设计

中图分类号: TP112 **文献标识码:** A

DOI: 10.19287/j.mtmt.1005-2402.2022.07.017

Design of main drive mechanism of servo press

JIANG Li^①, ZHU Denglin^②

(①Jiangsu Changzhou Technician College, Changzhou 213000, CHN;

②Hohai University, Changzhou 213000, CHN)

Abstract: Based on the analysis of the existing servo pressure transmission mechanism, this paper shows a transmission mechanism scheme based on lead screw and wedge. By ADAMS for motion simulation, the virtual prototype of the transmission mechanism is established, the parameters that affect the torque of the servo motor in the transmission mechanism are analyzed. Finally, the inertia matching model is used to optimize the design, and the specifications of the drive motor and the specific parameters of the parts are determined. Compared with the traditional press transmission mechanism, the mechanism has the characteristics of low friction, high stiffness, stable precision and high dynamic response.

Keywords: servo press; drive mechanism; virtual design

随着大规模集成电路、5G 通讯等高新技术的发展,机械零件对冲压提出了高精密、高质量、高速度和低成本的要求。伺服电机驱动在成形装备应用上具有明显的优势,可以实现装备的柔性化和智能化,提高生产率和产品质量,而且节能环保。伺服压力机利用计算机控制技术,以交流伺服电机为动力,通过滚珠丝杠、曲柄连杆或其他机构得到冲压成形中滑块所需的直线运动,不仅显示出了高柔性、智能化和高精度等其他传统机械式主传动与液压式主传动压力机无可比拟的优势,还可以根据不同的加工工艺自由设定滑块运动曲线,提高了工作性能和工艺适应性^[1],成为了冲压技术及装备发展的重要方向。目前国外企业,如日本村田(MURATA)、日本(天田)AMADA 和芬兰芬宝(FINN-POWER)等在伺服数控回转头压力机研发和设计上处于领先

地位。

机械传动系统是压力机的核心,传动方案设计一直是压力机开发的关键^[2],机械结构性能直接决定机床的冲压行程精度和传动效率,影响系统总体性能。国外厂商在我国均申请了专利保护,也由于国外的传动机构和电机驱动采用同步设计优化,即便照搬国外的机械设计也不可能。本文提出了一种新型的丝杠-楔块驱动式主传动机构,由滚珠丝杠、滚动导轨和小角度滚动楔块等刚性结构组成,提高了主传动机构总体刚度、传动精度以及伺服冲击载荷能力。

1 伺服压力机典型传动机构分析

伺服机械压力机常采用的传动机构有齿轮副、螺旋副、曲柄滑块机构、肘杆和多连杆机构等,将

这些传动机构进行组合,实现增力比功能的优化设计,可大幅降低大吨位伺服机械压力机的成本^[3]。目前,伺服主传动机构主要有两种:一种是由伺服电动机带动丝杠旋转,驱动多杆机构推动滑块完成冲压工作;另一种是由伺服电动机带动曲柄旋转,驱动多杆机构推动滑块实现冲压过程。

1.1 “丝杠+旋转杠杆”传动方案

“丝杠+肘杆机构”传动方案的机构运动简图如图1所示,电机通过安全联轴器直接驱动大导程滚珠丝杠;丝杠驱动水平滑块作水平往复运动;水平滑块通过铰轴连接杆带动旋转杠杆作一定角度的往复摆动;旋转杠杆带动垂直滑块实现上下方向的冲压运动。

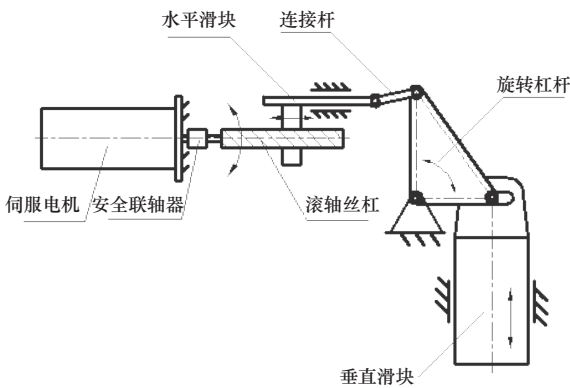


图1 “丝杠+旋转杠杆”传动方案机构简图

该方案可以承受工作行程内任何位置的公称压力,传动系统的间隙误差小^[4],肘杆增力机构的使用,从而降低对伺服电机低速大扭矩的要求;但旋转丝杠也存在刚度差、变形大的缺陷。

1.2 “曲柄+肘杆机构”传动方案

“曲柄+肘杆机构^[5]”传动方案的机构运动简图如图2所示,采用了旁置曲柄的肘杆式增力传动机构,其工作原理:伺服电机通过大功率减速箱驱动曲柄旋转;曲柄带动连杆,连杆带动肘杆摆动;肘杆带动垂直滑块产生上下方向的冲压运动。

该方案具有急回特性并且利用其曲柄肘杆机构特有的增力特性,可以较低伺服电机的负载扭矩,并且曲柄转1周,滑块上下运动2次,这样能达到更高的冲压频率;但传动机构杆件多,变形量较大,降低了传动系统的线刚度,且运动副多,间隙的累积误差大,影响了冲压精度。

2 伺服压力机新型传动方案的确定

2.1 传动机构的设计原则

伺服压力在冲压过程中通常需要保持低速特性,

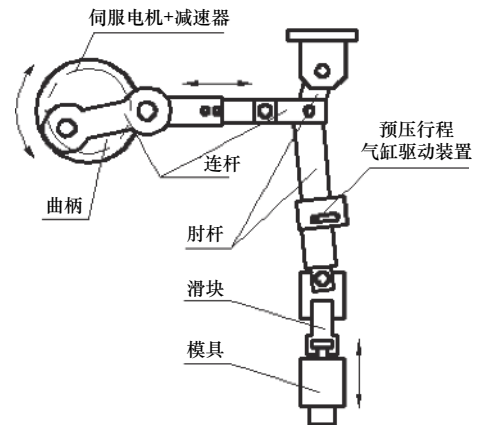


图2 “曲柄+肘杆机构”传动方案机构简图

且随着其功率和额定扭矩的增加,电机及配套系统成本将增大。所以传动机构的设计应遵循以下两点原则^[6]:

- (1) 确保滑块的运动曲线在半个周期内单调,且滑块在下死点附近运行时保持低速平稳特性。
- (2) 在满足额定公称压力要求的前提下,通过传动系统设计,保证所需驱动扭矩最小,实现最大限度降低电机功率及扭矩需求的目标。

2.2 方案的确定

本文吸收以上传动机构的特点,采用了高可靠性、高效和高精度的滚珠丝杠和滚动楔块的增力传动系统即丝杠-楔块驱动机构作为伺服压力机主传动系统的机械结构,如图3所示。相对于多杆机构来说,小角度单楔块机构摩擦小、刚度高和精度稳定,使下死点精度得到有效保障。该方案中,伺服电机通过安全联轴器带动大导程滚珠丝杠旋转,丝杠通过丝杠螺母带动楔块向左移动,此时楔块的斜楔表面压紧滚柱,压下冲压头,完成冲压过程;当电机反转时,通过联轴器带动丝杠反转,丝杠带动楔块沿导轨向右移动,楔块的斜楔表面松开滚柱,冲压头在气动恢复力作用下复位,完成一个工作循环。

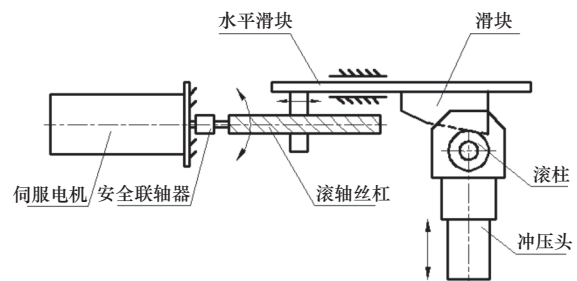


图3 丝杠-楔块驱动机构简图

3 传动机构中零件对扭矩影响的分析

在物理样机制造以前可以利用 ADAMS 进行仿

真获得传动机构运动学和动力学曲线，以此来分析传动机构中零件对扭矩影响和传动结构的合理性，为传动机构零件的具体设计提供理论依据。

3.1 主要零件的初选

以公称压力 200 kN、冲头速度频次 1 500 CPM 的伺服压力机为设计对象。为了便于进行仿真，需要初选传动机构的零件，选用结果如下：电机型号为 DSD100L54O30-5，其转动惯量为 $0.0077 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ；滚珠丝杠的型号：BLK5050-3.6 经查 THK 综合产品目录丝杠的惯性力矩为 $4.82 \times 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{cm}^2/\text{mm}^2$ ，设计丝杠的总长 462 mm，丝杠的转动惯量为 $0.00222 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ；安全联轴器有 2 种备选型号：

(1) ES2-150 由工诺科技提供的数据资料查到转动惯量为 $2.3 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。

(2) SKF-150 由工诺科技提供的数据资料查出转动惯量为 $1.6 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。由计算公式 $J = J_{\text{电机}} + J_{\text{联轴器}} + J_{\text{丝杠}}$ 可知：当安全联轴器的型号选 ES2-150 时，传动系统的总转动惯量为 $J_1 = 0.01222 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ；当选择安全联轴器的型号为 SKF-150 时，主传动系统的总转动惯量为 $J_2 = 0.01152 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。

3.2 基于 ADAMS 的传动机构仿真分析

采用 SolidWorks 中创建传动机构各零件三维实体模型，以 Parasolid (*.x_t) 格式输出，利用图形接口模块 ADAMS/Exchange，将零件模型输入到 ADAMS 软件中^[7]。ADAMS 中提供了丰富的载荷和运动约束，可以迅速的建立构件间的约束。定义滚珠丝杠、丝杠螺母约束为 Screw，滑块、滚动导轨为 Translational JointMotion，活塞缸、冲头为 TranslationalJointMotion，轴承为 Revolute。压力机的载荷为周期载荷，且在冲压的整个行程中，工作载荷近似于脉冲冲击载荷。在冲压工件时刻承受较大的载荷，其他工作时间载荷几乎为零。借助 ADAMS 中提供的 step 函数定义冲压载荷。伺服电机的控制系统采用 S 形曲线，施加公称力 20 t，行程为 10 mm 的 step 函数为 $\text{step}(\text{time}, 85.6\text{e-}3, 0, 96.9\text{e-}3, 2\text{e}+5) + \text{step}(\text{time}, 105\text{e-}3, 0, 110\text{e-}3, -2\text{e}+5) + 5000$ ，S 型曲线定义的 IF 函数表达式 $\text{IF}(\text{time} - 57\text{e-}3; -30 * 446 * 3.14 / 180 / 57\text{e-}3 * ((\text{time} / 57\text{e-}3) ** 4 - 2 * (\text{time} / 57\text{e-}3) ** 3 + (\text{time} / 57\text{e-}3) ** 2), 0, +30 * 446 * 3.14 / 180 / 57\text{e-}3 * (((\text{time} - 57\text{e-}3) / 57\text{e-}3) ** 4 - 2 * ((\text{time} - 57\text{e-}3) / 57\text{e-}3) ** 3 + ((\text{time} - 57\text{e-}3) / 57\text{e-}3) ** 2))$ ，定义约束和载荷后的 ADAMS 仿真模型如图 4 所示。

3.2.1 楔块对电机扭矩影响的仿真分析

以系统总转动惯量 $J_1 = 0.01222 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 为例，在

冲头上施加 20 t 载荷的情况下，楔角分别取 9° 和 7.5° 时，对丝杠楔块机构进行仿真，考察楔块的楔角大小对电机扭矩及动态特性的影响。冲头行程 10 mm 时不同楔角对电机扭矩大小对比如图 5、6 所示。

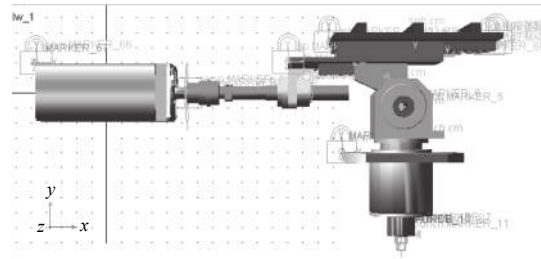


图 4 定义约束和载荷后的 ADAMS 仿真模型

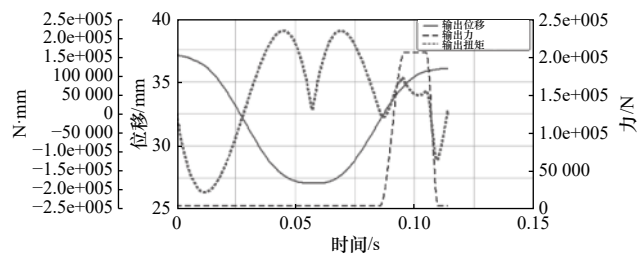


图 5 楔角 9° 时丝杠楔块机构电机扭矩曲线

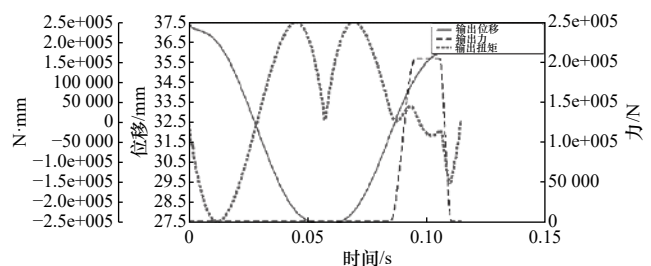


图 6 楔角 7.5° 时丝杠楔块机构电机扭矩曲线

由图 5 和图 6 可以看出，当楔角取 9° 时，冲头行程 10 mm，距下死点 5~8 mm 处施加 20 t 载荷的情况下电机的峰值扭矩为 $216.22 \text{ N}\cdot\text{m}$ ；而当楔角为 7.5° 时，此时对应的电机峰值扭矩确为 $249.52 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。楔角增大 1.5° ，电机的峰值扭矩降低了 13.3% 。可见，楔块楔角对电机的峰值扭矩影响比较敏感，楔角的选取是设计的一个重要参数。

3.2.2 转动惯量对电机扭矩影响的仿真分析

不同联轴器对应传动机构的总转动惯量分别为 $J_1 = 0.01222 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 和 $J_2 = 0.01152 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ，以楔块楔角 $\alpha = 9^\circ$ 为例，对传动机构进行仿真研究，考察转动惯量对伺服电机扭矩及动态特性的影响。冲头行程 5 mm 时，传动系统中不同转动惯量对电机扭矩对比如图 7 所示。

由图7可以看出,当系统总转动惯量为 $J_1 = 0.012\ 22\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$ 时,冲头行程为5 mm,据下死点3~4.5 mm处施加20 t的力情况下,电机峰值扭矩为214.1 N·m;而当系统总转动惯量为 $J_2 = 0.012\ 22\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$ 时,对应的电机峰值扭矩为198 N·m。可见转动惯量仅仅减小 $0.000\ 7\ \text{kg}\cdot\text{m}^2$,减少了5.6%,电机的峰值扭矩却减小了7.5%。

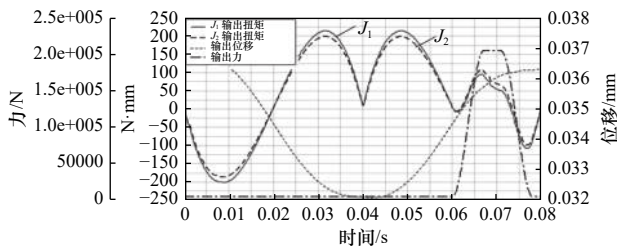


图7 丝杠模块机构在不同转动惯量时电机扭矩曲线

系统的转动惯量过大,除了会提高电机扭矩外,更重要的是会降低伺服电机的动态响应特性;转动惯量太小对冲压也不利。因此合理地分配各部件惯量对减低电机扭矩和满足机器高动态响应的要求起到非常重要的作用。

4 传动机构转动惯量的匹配

4.1 传动机构转动惯量匹配模型的建立

转动惯量的匹配的目的在于使传动机构响应速度加快,因此转动惯量匹配是提高数控机床伺服机构性能的关键之一,通过惯量匹配可提高机床的响应速度,而提高冲压的响应速度成为提高加工效率的关键目标之一。

对传动机构进行惯性匹配的方式主要有2种:一是选定伺服电机参数情况下,通过惯性匹配减小折算到电机轴上等效转动惯量,以提高冲压速度,获得最佳冲压效率;二是在满足冲压效率要求的前提下,选用规格尽可能小的伺服电动机,以降低成本。

(1) 同规格伺服电机以求最大冲压效率优化模型

在使用同规格伺服电动机时,以获得最大冲压效率的模型为

$$\begin{cases} \text{find } X = (k_E, k_T, \alpha, d) \\ \min\{t_p(X)\} \\ \text{s.t. } F_w > F_{\min} \\ X_h > X_{\text{set}} \end{cases} \quad (1)$$

式中: $t_p(X)$ 为冲压过程消耗时间关于优化变量 X 的函数; k_E 为空行程比系数,范围为 $X_{E_{\max}} \in (0, 1)$; k_T

为冲压过程电机力矩反向比例系数,范围 $X_{E_{\max}} \in (0, 1)$; α 为直线移动楔块楔角; d 为滚珠丝杠的导程。

在伺服电机规格已经选定的情形下,其楔块楔角和丝杠导程作为已知参数进行输入,优化时约束条件为提供足够冲压力,冲头行程满足设定行程 X_{set} 要求。

(2) 满足冲压效率以求伺服电机规格最小优化模型

在满足冲压效率要求的情形下,求伺服电动机规格最小的模型为

$$\begin{cases} \text{find } X = (k_E, k_T, \alpha, d, T_m, N_r, N_{\max}) \\ \min\{P_m(X)\} \\ \text{s.t. } F_w > F_{\min} \\ X_h = X_{\text{set}} \\ t_p < t_{\text{paim}} \end{cases} \quad (2)$$

式中: $P_m(X)$ 为伺服电动机功率关于优化变量 X 的函数; k_E 为空行程比系数,范围为 $X_{E_{\max}} \in (0, 1)$; k_T 为冲压过程电机力矩反向比例系数,范围 $X_{E_{\max}} \in (0, 1)$; α 为直线移动楔块楔角; d 为滚珠丝杠的导程; T_m 为伺服电动机的额定转矩; N_r 为伺服电动机的额定转速; N_{\max} 为伺服电动机的最大转速。

在冲压效率满足要求的前提下,其转矩、额定转速和最高转速作为已知参数进行输入,优化时约束条件为提供足够冲压力,冲头行程等于设定行程 X_{set} 。

优化后便可以得到满足冲压效率要求的理想规格伺服电动机的额定转矩、额定转速和最高转速等参数,进而选择与其接近的商品化的标准规格伺服电动机。

4.2 传动机构转动惯量匹配模型的求解

为获得优化后的冲压机构的设计参数,需对已在MATLAB软件中建立冲压机构的动力学模型进行求解优化。MATLAB软件本身的Optimization Toolbox提供了应用范围广泛的算法集合,可用于求解常规和大型的优化问题。将电动机功率17 kW,额定转矩210 N·m,最高转速3 000 r/min等传动机构现有参数代入已建立MATLAB计算模型,首先以最高效率为目标进行惯量匹配优化,然后再对优化结果以减小伺服电机规格为目标进行惯量匹配优化。获得结果为伺服电机的额定转矩、额定转速和最高转速等,理想最小规格伺服电机的转矩特性曲线如图8所示。

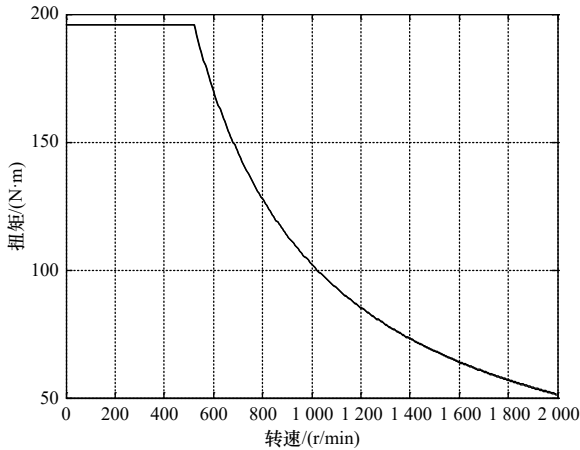


图8 理想最小规格伺服电动机的转矩特性曲线

根据优化后获得的理想电机扭矩曲线，结合BAUMULLER公司伺服电机的样本参数，最终选取伺服电机型号为DSD100L54O20-5。该伺服电机的额定扭矩210 N·m，最高转速2 000 r/min，功率13.4 kW，与理想电机的各项参数最为接近，且功率满足要求。

在伺服电机型号确定后，再将该电机的性能参数输入以最高效率为目标的惯量匹配优化模型，以求得匹配该型号伺服电机的传动机构最佳工作性能参数组合。此时，优化模型中的驱动电动机的规格变为功率13.4 kW，额定扭矩210 N·m，最高转速2 000 r/min，优化后的结果见表1。最后，获得传动机构优化设计参数：螺距设计50 mm较合理，楔块的楔角应适当增大至10.5°~10.8°较为合适。

5 结语

本文提出了一种基于丝杠楔块结构的新型伺服压力机传动方案，利用ADAMS建立仿真模型模型，分析影响电机动态响应特性的参数，再以惯性匹配模型为优化设计传动机构零件具体参数，对伺服压

力机传动机构的参数设计提供了一种设计思路和方法，具有一定的借鉴意义。

表1 电规格机最小时,以效率为目标的优化结果

指标	第一次	调整参数
空行程比例系数 (k_E)，行程/mm	0.702, 29.64	--, 30
冲压过程电机力矩反向比例系数 (k_T)，行程/mm	0.577, 29.68	---, 29.68
滚珠螺距 d /mm	45.259	50
直线移动楔块楔角 α /($^\circ$)	13.449	10.8
整个冲压过程消耗时间 t_p /ms	109.55	112.25
冲头行程大小/mm	10.31	10.05
冲头冲击力/N	101 912.00	115 761

参 考 文 献

[1]渠聚鑫,夏琴香,龙晓斌,等. 伺服压力机主传动及其控制技术的研究进展[J]. 锻压技术, 2014, 39(10): 89-97.
 [2]阮卫平,胡建国,孙友松. 机械压力机传动方案的发展历程[J]. 锻压技术, 2020, 45(5): 159-167.
 [3]方雅,郭君扬. 伺服机械压力机传动系统的优化分析[J]. 机械制造, 2019, 48(4): 65-69.
 [4]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.
 [5]周艳华,谢福贵,刘辛军. 伺服冲床主传动机构构型及运动学优化设计[J]. 机械工程学报, 2015, 51(11): 1-7.
 [6]施立军. SDP-160F肘杆式伺服压力机样机设计及分析[D]. 扬州: 扬州大学, 2013.
 [7]郭卫东. 虚拟样机技术与ADAMS应用实例教程[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.

第一作者/通信作者:姜利,男,1983年生,硕士,副教授,主要从事机电设备研发方面的研究。E-mail: sunrise1230@126.com

(编辑 张博宇)

(收稿日期: 2021-10-14)

文章编号:20220717

如果您想发表对本文的看法,请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。