

装备与成套技术

重载伺服压力机主传动系统参数标定

李 建¹, 王 珍¹, 宋清玉²

(1. 大连大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116622; 2. 一重集团大连工程技术有限公司, 辽宁 大连 116622)

摘要: 重载伺服压力机主传动系统参数的准确性是影响伺服电机安全稳定运行的重要因素。为了保证参数的准确性, 提出一种针对重载伺服压力机的主传动系统参数标定方法: 首先, 对主传动系统参数进行模块化分类和定义, 确定 5 个待标定参数; 其次, 基于转矩计算模型, 以伺服电机理论计算转矩与实际运行转矩的均方差最小为优化目标, 建立主传动系统参数标定模型, 并采用优化算法求解; 最后, 在 25000 kN 重载伺服压力机上实施主传动系统参数标定实验。结果表明: 采用标定后的主传动系统参数, 伺服电机的理论计算转矩与实际运行转矩的平均误差从 12.3% 降低至 6.9%, 最大误差从 74.2% 降低至 10.1%; 提高了伺服电机的安全校核精度, 同时, 冲压生产节拍每分钟也提高了 0.1 件。实验结果证明了该标定方法的有效性和必要性。

关键词: 伺服压力机; 主传动系统; 伺服电机; 参数标定; 转矩模型

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.12.022

中图分类号: TH112

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 12-0148-07

Parameter calibration of main transmission system for heavy duty servo press

Li Jian¹, Wang Zhen¹, Song Qingyu²

(1. College of Mechanical Engineering, Dalian University, Dalian 116622, China;

2. CFHI Dalian Engineering & Technology Co., Ltd., Dalian 116622, China)

Abstract: Parameter accuracy of main transmission system for heavy duty servo press is an important factor that affecting the safe and stable operation of servo motor. In order to ensure the accuracy of parameters, a method of parameter calibration of main transmission system for heavy duty servo press was proposed. Firstly, the main transmission system parameters were classified and defined by applying modular approach, and five parameters to be calibrated were identified. Secondly, the parameter calibration model of main transmission system was established base on the torque calculation model. It aimed at minimizing the mean square error of the torques between theoretical calculation and actual running of servo motor, and it was performed by the optimization algorithms. Finally, the experiment of parameter calibration for main transmission system was conducted on a 25000 kN heavy duty servo press. The results show that the average error between the theoretically calculated torque and the actual running torque is reduced from 12.3% to 6.9%, and the maximum error reduced from 74.2% to 10.1% using the calibrated parameters of main transmission, which improving the checking accuracy of safety for servo motor. In addition, the stamping production beat can be increased by 0.1 piece per min. The experiment result proves the effectiveness and necessity of the calibration method.

Key words: servo press; main transmission system; servo motor; parameter calibration; torque model

伺服压力机解决了传统机械压力机运行模式固定和工艺适应差等问题, 滑块运动轨迹柔性可控,

能够精确控制冲压的成形速度和成形压力, 有效提高了汽车覆盖件冲压成形的质量和生产节拍^[1]。针对侧围板等大型零件, 传统机械压力机的整线生产节拍最高可达每分钟 10 件, 而采用伺服压力机构成的伺服冲压线, 其生产节拍一般可达每分钟 14 件, 生产节拍提升了近 40%^[2]。国内外汽车主机厂如奔驰、宝马、大众、丰田、江淮、东风、奇瑞等公司广泛采用伺服冲压线来生产汽车覆盖件, 显著提高了汽车覆盖件冲压生产的整体技术水平。

收稿日期: 2021-08-20; 修订日期: 2021-11-25

基金项目: “十一五” 国家科技重大支撑计划资助项目 (2010ZX04004-112)

作者简介: 李 建 (1981-), 男, 博士, 正高级工程师

E-mail: cfhi_lj@126.com

通信作者: 王 珍 (1971-), 男, 博士, 教授

E-mail: wangzhen@dlu.edu.cn

在伺服压力机的工作过程中,为实现汽车覆盖件生产的高质量和高节拍,一般要求滑块按照低速负载冲压作业、高速空程返回及高速空程进给的连续模式运行^[3]。在此过程中,伺服电机驱动大惯量滑块频繁加减速,尤其对于重载伺服压力机,主传动系统复杂、惯量较大,其加减速频繁且加减速速度较大,导致加减速转矩所占比重较大,伺服电机的峰值转矩和发热有可能超出安全许用值,造成伺服电机无法正常工作或电压波动较大^[4]。因此,在规划滑块运动轨迹时,需对主传动系统所消耗的转矩进行精确计算,并校核伺服电机的动态限和热极限,确保动态限和热极限均低于安全许用值^[5]。伺服电机的安全校核主要涉及主传动系统中的负载、转动惯量、机械效率和平衡系数等多个参数^[6]。上述参数在机械本体设计时已有理论给定值,但受机械本体加工、摩擦条件变化以及实际工况的影响,使得理论给定值与实际值有较大的误差。实际调试时一般对这些参数设置较大的裕度,以确保伺服电机能够安全稳定运行,但较大的裕度也限制了伺服电机的性能,在一定程度上降低了汽车覆盖件的生产节拍。因此,面向重载伺服压力机的主传动系统参数标定方法的研究具有重要的现实意义。

伺服压力机主传动系统的参数标定鲜有文献介绍。鉴于此,本文提出一种重载伺服压力机主传动系统参数标定方法,采用模块化分类和定义来校核伺服电机所涉及的机械特性参数,建立主传动系统参数标定模型并采用复合形优化算法求解,最后通过实验验证了标定模型的有效性,确保伺服电机能够长期安全稳定运行。

1 主传动系统标定参数定义

主传动系统作为伺服压力机的重要组成部分,是影响汽车覆盖件冲压成形质量和生产节拍的关键因素。重载伺服压力机广泛采用伺服电机-减速机构-连杆机构-滑块的主传动方案^[7-8],主传动系统设计较为复杂,包含高速运动、重载传动和润滑设计等多方面内容^[9]。根据动力从伺服电机传递到滑块的流程,主传动系统分为伺服电机、减速机构、偏心轮、连杆机构、滑块和平衡缸等几大主要部件,如图 1 所示。伺服电机通过减速机构驱动偏心轮作旋转运动,连杆机构将偏心轮的旋转运动转化为连杆机构末端的直线运动,进而带动滑块做往复直线运动。根据压力机技术参数和冲压工艺的需求不同,

减速机构的设计务必使得伺服电机的转速、转矩与负载、生产节拍相匹配,可设计为齿轮、减速机、蜗轮蜗杆等机构;连杆机构可选用曲柄连杆、六连杆、肘杆或八连杆等构型^[10-11]。

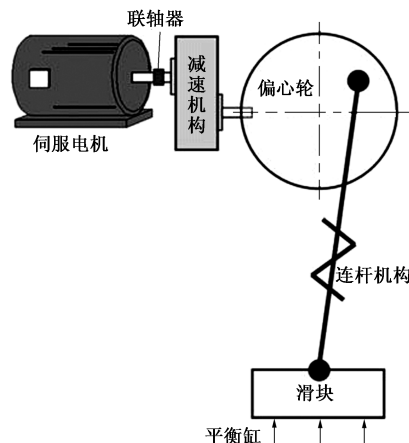


图 1 重载伺服压力机主传动系统原理图

Fig. 1 Principle diagram of main transmission system for heavy duty servo press

为实现伺服电机动态限和热极限值的控制,需要精确计算主传动系统运行过程中的转矩,从动力传递的角度分析,主传动系统消耗的转矩体现在以下几个方面。

(1) 驱动伺服电机转子、联轴器加减速所需的转矩,其值与转子、联轴器的转动惯量和伺服电机的旋转加速度相关。

(2) 驱动减速机构、偏心轮等旋转部件加减速所需的转矩,其值与减速机构、偏心轮等部件的转动惯量和偏心轮的旋转加速度相关。

(3) 在平衡缸的平衡力作用下,驱动滑块等部件直线加减速所需的转矩,其值与平衡力、滑块及辅助部件质量、滑块速度、滑块加速度及偏心轮转速相关。辅助部件包括上模具、装模高度调整装置和部分连杆机构。

(4) 克服负载即汽车覆盖件的冲压成形力所需的转矩,其值与覆盖件冲压成形力、偏心轮转速和滑块速度相关。

(5) 克服主传动系统中摩擦阻力所需的转矩,涉及减速机构、偏心轮、连杆机构、滑块等运动部件的受力情况及摩擦条件等,其值与主传动系统的总机械效率相关。

综上所述,主传动系统消耗的转矩主要取决于汽车覆盖件的冲压成形力、运动部件的运动学参数、运动部件的质量及转动惯量、机械效率等 4 大类参

数, 具体为: (1) 汽车覆盖件的冲压成形力, 是客观存在的外力, 应根据在伺服压力上要成形的最大汽车覆盖件来设计伺服压力机的力能参数, 并校核伺服电机的选型; (2) 运动学参数, 包括伺服电机旋转加速度、偏心轮转速和旋转加速度、滑块速度和加速度等, 可以依据给定的滑块运动轨迹精确计算, 实际运行值与给定值的吻合精度非常高; (3) 机械特性参数, 包括伺服电机转子和联轴器的转动惯量、减速机构和偏心轮的转动惯量、平衡力、滑块及辅助部件的质量、机械效率等, 受机械本体加工、摩擦条件变化以及实际工况的影响, 使得这些机械特性参数的理论给定值与实际值有较大的误差, 需要在实际运行工况下进行标定。

根据主传动系统中运动部件的联接方式和运动方式, 将以上机械特性参数进行模块化分类和定义, 分别为伺服电机转子和联轴器的总转动惯量 J_m 、减速机构和偏心轮旋转部件折算到偏心轮轴上的总转动惯量 J_e 、滑块及辅助部件的总质量 m_s 、平衡缸的平衡力与滑块重力的比值即平衡系数 ψ , 以及主传动系统的总机械效率 η , 定义上述 5 个参数为主传动系统需要标定的参数。

2 主传动系统参数标定

2.1 主传动系统运行转矩计算模型

在建立参数标定模型前, 需要建立主传动系统运行转矩的理论计算模型, 即计算主传动系统在负载冲压作业时所需的伺服电机转矩, 计算方法如下:

(1) 单台伺服电机驱动转子及联轴器加减速所需的转矩的计算表达式为:

$$T_{mi} = \frac{4guJ_m a_{ci}}{375} \quad (1)$$

式中: T_{mi} 为单台伺服电机在偏心轮转角 θ_i 下驱动转子及联轴器加减速所需的转矩, ($N \cdot m$); g 为重力加速度, ($m \cdot s^{-2}$); u 为减速机构的传动比; J_m 为转子及联轴器的总转动惯量, ($kg \cdot m^2$); a_{ci} 为偏心轮的旋转加速度, ($r \cdot (\min \cdot s)^{-1}$); i 为偏心轮转角的序号, $i = 0, 1, \dots, 359$, 即将偏心轮的周转角划分成 360 个等份。

(2) 不考虑摩擦的情况下, 驱动减速机构和偏心轮等部件加减速所需的转矩的计算表达式为:

$$T_{ei} = \frac{4gJ_e a_{ci}}{375uZ} \quad (2)$$

式中: T_{ei} 为单台伺服电机在偏心轮转角 θ_i 下驱动减速

机构和偏心轮等部件加减速所需的转矩, ($N \cdot m$); J_e 为减速机构和偏心轮等部件折算到偏心轮轴上的转动惯量, ($kg \cdot m^2$); Z 为伺服电机数量。

(3) 不考虑摩擦的条件下, 驱动滑块及辅助部件加减速所需的转矩的计算表达式为:

$$T_{si} = \frac{3m_s v_{si} [0.001a_{si} + g(1 - \psi)]}{100\pi N_i u Z} \quad (3)$$

式中: T_{si} 为单台伺服电机在偏心轮转角 θ_i 下驱动滑块及辅助部件加减速所需的转矩, ($N \cdot m$); m_s 为滑块及辅助部件的总质量, kg ; v_{si} 为滑块速度, ($mm \cdot s^{-1}$); a_{si} 为滑块加速度, ($mm \cdot s^{-2}$); ψ 为平衡缸的平衡系数, 即为平衡缸的平衡力与滑块重力的比值; N_i 为偏心轮在转角 θ_i 下的旋转速度, ($r \cdot \min^{-1}$)。

加减速过程中, 伺服电机循环交替运行在做功和再生状态: 当 $T_{ei} + T_{si} < 0$ 时, 伺服电机运行在再生状态; 当 $T_{ei} + T_{si} \geq 0$ 时, 伺服电机运行在做功状态。因此, 在考虑摩擦阻力的条件下, 转矩 T_{ei} 与 T_{si} 的计算表达式为:

$$T_{esi} = (T_{ei} + T_{si}) \cdot \eta^{\text{sign}(T_{ei} + T_{si})} \quad (4)$$

式中: T_{esi} 为考虑摩擦阻力时单台伺服电机驱动减速机构、偏心轮、滑块及辅助部件加减速所需的总转矩, ($N \cdot m$); η 为主传动系统的总机械效率; $\text{sign}()$ 为符号函数。

当 $T_{ei} + T_{si} < 0$ 时, $\text{sign}(T_{ei} + T_{si}) = 1$; 当 $T_{ei} + T_{si} \geq 0$ 时, $\text{sign}(T_{ei} + T_{si}) = -1$ 。

(4) 克服负载及汽车覆盖件冲压成形力所需的转矩的计算表达式为:

$$T_{wi} = \frac{30P_{Fi} v_{si}}{\pi N_i u \eta Z} \quad (5)$$

式中: T_{wi} 为单台伺服电机在偏心轮转角 θ_i 下克服汽车覆盖件冲压成形力所需的转矩, ($N \cdot m$); P_{Fi} 为汽车覆盖件的冲压成形力, kN 。

根据式 (1)、式 (4) 和式 (5), 伺服压力机在负载冲压作业时, 单台伺服电机在偏心轮转角 θ_i 下所需的总转矩 T_{ci} 为:

$$T_{ci} = T_{mi} + T_{esi} + T_{wi} \quad (6)$$

伺服电机安全校核指的是校核动态限和热极限: 动态限指伺服电机所有负载循环上的转矩点低于理论转矩值; 热极限指伺服电机所有负载循环上的平均转速下的有效转矩低于理论热极限值。平均转速 N_{mean} 和有效转矩 T_{rms} 依据式 (7) 和式 (8) 计算:

$$N_{\text{mean}} = \sum_{i=0}^{359} \frac{u(N_{i+1} + N_i)(t_{i+1} - t_i)}{2t_c} \quad (7)$$

$$T_{rms} = \sqrt{\sum_{i=0}^{359} T_{ci}^2 (t_{i+1} - t_i) / t_c} \quad (8)$$

式中: N_{i+1} 为偏心轮在转角 θ_{i+1} 下的旋转速度, ($r \cdot \min^{-1}$); t_c 为 1 次冲压周期, s; t_{i+1} 和 t_i 为偏心轮在一个冲压周期内经过转角 θ_{i+1} 和 θ_i 时的时间, s。

2.2 主传动系统参数标定模型

主传动系统参数标定问题实际上是求解使得伺服电机运行转矩的理论计算值与实际运行值误差最小的标定参数组合 ($J_m, J_e, m_s, \psi, \eta$), 则定义优化设计变量 X 为:

$$X = (J_m, J_e, m_s, \psi, \eta) = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \quad (9)$$

为提高求解精度, 以一个冲压周期内的转矩理论计算曲线和实际运行曲线作为分析对象, 则参数标定问题即可转化为以两条曲线均方差最小化为目标的优化设计问题, 建立的优化目标函数为:

$$\min f(X) = \min \left(\sqrt{\frac{1}{360} \sum_{i=0}^{359} (T_{ci} - T'_{ci})^2} \right) \quad (10)$$

式中: $f(X)$ 为转矩均方差最小的优化目标函数; T'_{ci} 为单台伺服电机在偏心轮转角 θ_i 下的实际运行转矩。

以给定的主传动系统参数理论值为基准来约束设计变量的边界范围, 可以提高计算效率, 建立的约束不等式为:

$$\begin{cases} g_{2j-1}(X) = x_{j\min} - x_j \leq 0 \\ g_{2j}(X) = x_j - x_{j\max} \leq 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中: $x_{j\min}$ 为第 j 个设计变量 x_j 的最小值, $j = 1, 2, \dots, n$; $x_{j\max}$ 为第 j 个设计变量 x_j 的最大值; n 为优化设计变量的总个数, $n = 5$; $g_{2j-1}(X)$ 和 $g_{2j}(X)$ 分别为设计变量 X 取值下限和上限时建立的不等式约束函数。

将约束不等式按外点罚函数进行处理, 并将其惩罚项增加到目标函数中形成罚函数, 形成的新的优化目标函数为:

$$\min f(X, r) = \min [f(X) + r\alpha(X)] \quad (12)$$

满足:

$$g_k(X) \leq 0 \quad (13)$$

惩罚项为:

$$\alpha(X) = \sum_{k=1}^{2n} \{ \max[0, g_k(X)] \}^2 \quad (14)$$

式中: r 为惩罚项中的惩罚因子; $\alpha(X)$ 为惩罚项; $g_k(X)$ 为第 k 个不等式约束函数, $k = 1, 2, \dots, 2n$; $f(X, r)$ 为包含惩罚项的转矩均方差最小的优化目标

函数。

2.3 标定模型优化求解

复合形法是求解约束最优化问题的一种重要的直接解法, 计算速度快, 求解精度高, 适用于中小型优化问题求解。该优化设计问题涉及的优化设计变量少, 计算量少, 容易收敛。基于复合形算法的主传动系统参数标定流程参考文献 [12] 建立。

3 实验与结果分析

3.1 实验设备

为验证所建立的主传动系统参数标定模型的有效性, 在图 2 所示的中国一重集团有限公司开发的重载伺服压力机上进行实验。主传动系统采用伺服电机+行星减速机+曲柄肘杆机构+滑块的方案, 共采用 4 台同步伺服电机、4 台行星减速机和 2 套曲柄肘杆机构, 每 2 台伺服电机通过 2 台行星减速机分别与 1 根曲柄轴前后端联接, 共同驱动曲柄轴旋转, 进而带动曲柄肘杆机构末端的滑块做直线往复运动。

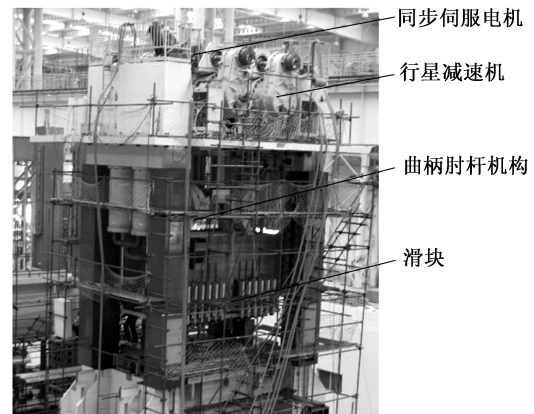


图 2 25000 kN 重载伺服压力机

Fig. 2 25000 kN heavy duty servo press

伺服压力机公称压力为 25000 kN, 滑块行程为 1200 mm, 配备 1 台 6000 kN 液压拉伸垫。同步伺服电机的主要参数为: 额定功率为 380 kW, 额定转矩为 6050 N·m, 额定转速为 600 r·min⁻¹, 最大转矩为 11400 N·m, 最大转速为 1000 r·min⁻¹, 扭矩常数为 8.7 N·m·A⁻¹。

根据 25000 kN 伺服压力机的施工图纸和经验计算公式, 计算出主传动系统机械特性参数的理论值, 分别为 $J_m = 7.81 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $J_e = 44320 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $m_s = 85000 \text{ kg}$, $\psi = 1.15$, $\eta = 0.92$, 行星减速机传动比 u 设计为 39.61。

3.2 实验方法

采用液压拉伸垫恒定顶出力来模拟汽车覆盖件的冲压成形力,同时设定液压拉伸垫预加速功能,减少上、下模具接触时因速度差导致的冲击力,防止产生较大的突变转矩。

具体的实施步骤如下:

(1) 设定液压垫恒定顶出力为 3000 kN,顶出位移为 200 mm,来模拟汽车覆盖件的冲压成形力;

(2) 根据拉伸垫顶出位移规划滑块的运动轨迹曲线,伺服压力机采用该曲线连续运行并打击拉伸垫;

(3) 在滑块打击拉伸垫过程中,采集 1 个周期内单台伺服电机的实际运行转矩曲线,记为 T'_{ci} ,将偏心轮旋转 1 周分成 360 个等份,即每个角度采集 1 个转矩值;

(4) 根据主传动系统机械特性参数的理论值,给定待标定参数的边界范围;

(5) 采用优化计算方法求解,使得 T'_{ci} 与 T_{ci} 的均方差最小,得到标定参数组合。

3.3 结果与分析

图 3 为采用 VC++ 软件开发的重载伺服压力机主传动系统参数标定程序,设定优化设计变量个数 $n=5$,复合形顶点数 $K=10$,迭代收敛精度 $\varepsilon_1=0.001$,映射系数精度 $\varepsilon_2=10^{-5}$,惩罚因子 $r=10$ 。根据主传动系统机械特性参数的理论值,取设计变量 X 的可行域为:

$$X = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \in (5, 10; 20000, 60000; 60000, 100000; 1.0, 1.3; 0.75, 0.95)$$

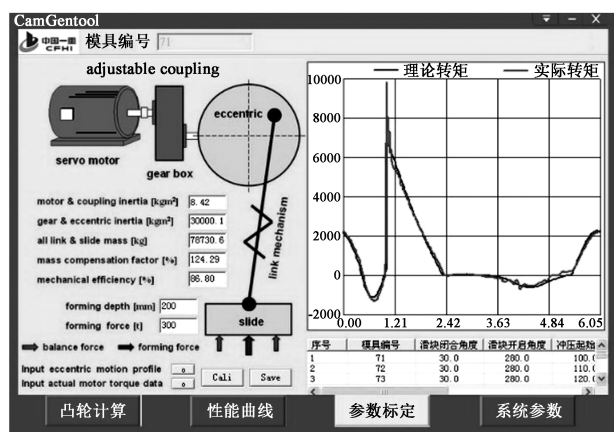


图 3 主传动系统参数标定程序

Fig. 3 Calibration program for main transmission system parameters

标定程序经过 412 次迭代,耗时 12 s,程序得到收敛,表 1 为 25000 kN 重载伺服压力机主传动系统参数的标定结果及对比情况。可以发现,受机械

本体加工、摩擦条件以及实际工况的影响,给定的主传动系统参数的理论值与标定值有一定的误差,尤其是减速机构、偏心轮等旋转部件的转动惯量的误差很大,这主要是由于经验计算时将部分连杆的转动惯量均添加到偏心轮上,而实际上部分连杆仅做摆动运动而不是整周的旋转运动,使得误差较大。另外,主传动系统的总机械效率误差达到了 6%,对于后续伺服驱动器功率选型、能量管理系统配置均有较大的影响。

表 1 主传动系统参数标定结果及对比

Table 1 Calibration results and comparison of main transmission system parameters

标定参数	理论值	标定值	误差/%
$J_m / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	7.81	8.42	-7.2
$J_e / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	44320	30000	47.7
m_s / kg	85000	78728	8.0
ψ	1.20	1.24	-3.2
η	0.920	0.868	6.0

图 4 为采集的伺服电机实际运行转矩以及基于主传动系统参数的理论值和标定值分别计算出的理论转矩曲线,依次定义为 T0、T1 和 T2 曲线。分析图 4 可知,在滑块与拉伸垫的接触点即 1.007 s 处, T1 和 T2 曲线与 T0 曲线相比均有较大的误差,这是由于上、下模具接触时会产生一定的刚性冲击,导致伺服电机转矩突变,而在计算转矩时并未考虑冲击的影响,这是计算转矩和实际运行转矩在此处存在较大误差的原因,因此,在分析中剔除冲击转矩数据点更为合理^[13]。计算得到的 T1 和 T0 曲线、T2 和 T0 曲线的均方差分别为 246.6 和 138.2 N·m;采用式 (8) 计算出的 T0 曲线的有效转矩为 2005.8 N·m,则 T1、T2 曲线与 T0 曲线的转矩平均误差分别为

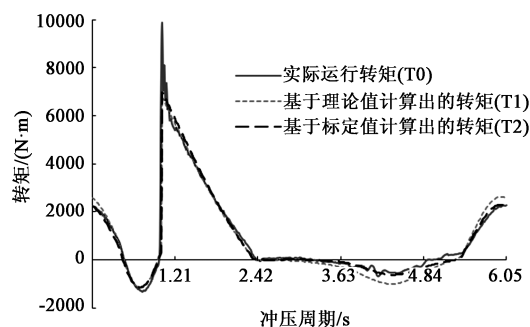


图 4 基于理论值和标定值的重载伺服压力机计算转矩与实际运行转矩的对比

Fig. 4 Comparison between calculated torque and actual running torque for heavy duty servo press based on theoretical and calibrated values

12.3%和6.9%，转矩平均误差降低了5.4%；尤其在加减速最大点处，T1和T0曲线的转矩最大误差为74.2%，而T2和T0曲线的转矩最大误差仅为10.1%，转矩的最大误差下降明显。平均误差和最大误差均表明基于标定值计算出的转矩T2曲线较T1曲线与实际运行转矩T0曲线更为吻合，并且在整条曲线上吻合精度较标定前更为均衡。

为了进一步验证重载伺服压力机主传动系统参数标定的必要性，分别采用主传动系统参数的理论值和标定值来规划针对侧围板冲压的滑块运动轨迹。采用文献[14]中的工艺参数和文献[15]中的加减速控制算法设计滑块的运动轨迹，依据主传动系统参数的理论值和标定值分别校核伺服电机的动态限和热极限，如图5所示。对于同步伺服电机，其高转速状态下的最大允许转矩因受电压限制而降低，应保证伺服电机实际运行转矩低于转矩动态限曲线10%的裕度，以防止电压波动。从图5中可以看出：基于标定值计算出的电机转矩曲线的动态限和热极限值均在伺服电机动态限安全裕度曲线范围内，满足安全校核要求；而基于理论值计算出的电机转矩已经超出安全裕度曲线，这就会带来电压波动或不能正常工作的风险。为了将电机转矩降低到动态限安全裕度曲线范围内，需要降低伺服电机的加速度，基于标定值的伺服电机最大加速度为 $2344.4 \text{ r} \cdot (\text{min} \cdot \text{s})^{-1}$ ，而基于理论值的伺服电机的最大加速度仅为 $2186.5 \text{ r} \cdot (\text{min} \cdot \text{s})^{-1}$ ，可以看出，伺服电机的加速度有一定程度的降低，同时也降低了冲压生产节拍。采用大型伺服压力机拉深工艺轨

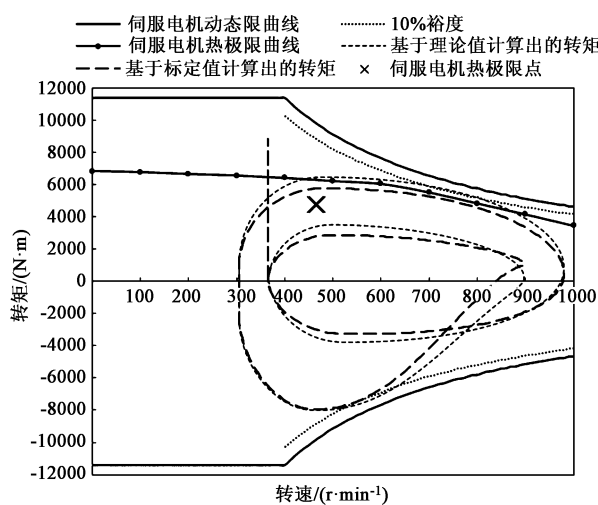


图5 基于理论值和标定值的重载伺服压力机的动态限和热极限对比

Fig. 5 Comparison of dynamic limits and thermal limits for heavy duty servo press based on theoretical and calibrated values

迹规划及优化设计方法^[16]，计算得到基于理论值和标定值的冲压生产节拍分别为每分钟12.3件和每分钟12.4件，对于主机厂批量生产汽车覆盖件的模式来说，每分钟提高0.1件的生产节拍会产生较为可观的经济效益。实验结果表明，本文提出的重载伺服压力机主传动系统参数标定方法具有较好的标定效果，能够保证伺服电机长期安全稳定运行，并能提高一定的冲压生产节拍。

4 结论

(1) 针对重载伺服压力机主传动系统参数不准确而带来的电压波动或伺服电机无法正常工作的问题，提出了一种面向重载伺服压力机的主传动系统参数标定方法。实验表明，采用标定的主传动系统参数，伺服电机理论计算转矩与实际运行转矩的平均误差从12.3%降低至6.9%，最大误差从74.2%降低至10.1%，冲压生产节拍每分钟可提高0.1件，既能够保证伺服电机长期安全稳定运行，同时又能够提高一定的冲压生产节拍，证明了该标定方法的有效性和必要性。

(2) 基于主传动系统机械特性参数的模块化分类和定义，开发了重载伺服压力机主传动系统参数标定程序，适用于采用不同减速机构或不同连杆机构的主传动系统，可移植性好，可直接用于其他结构类型的重载伺服压力机主传动系统参数标定。

参考文献:

- [1] Yang M. Smart metal forming with digital process and IoT [J]. International Journal of Lightweight Materials and Manufacture, 2018, 1 (4): 207-214.
- [2] 韩亚飞. 侧围类模具在高速伺服压力机线上的生产效率提升[J]. 汽车制造业, 2018, (19): 55-57.
Han Y F. Improvement of the production efficiency of side wall mould on the high speed servo press line [J]. Automobile Industry, 2018, (19): 55-57.
- [3] Sebastian K, Reinhard M, Dirk L. Deep drawing with local hardening on digital multi-axis servo press [J]. Acta Metallurgica Sinica; English Letters, 2015, 28 (12): 1490-1495.
- [4] 彭发忠, 张鹏, 王立平, 等. 基于飞轮转速自适应规划的伺服线能量管理[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2020, 60 (11): 927-933.
Peng F Z, Zhang P, Wang L P, et al. Energy management of servo press lines based on flywheel speed adaptive planning [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2020, 60 (11): 927-933.

(下转第160页)