

动梁式龙门机床的双驱同步控制系统建模

李玉霞¹, 赵万华¹, 程瑶¹, 张俊¹, 杨清宇²

(1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安;

2. 西安交通大学电子与信息工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对动梁式龙门双驱系统产生不同步误差的原因及机理进行了建模研究,提出了一种双驱动同步控制模型. 其特色在于模型基于动力学理论分析,描述了双驱动两轴机械耦合特性及两轴摩擦力特性对于不同步误差的影响. 为对所建模型进行验证,以动梁式龙门铣床 DK-1200 为例,测量机床匀速及 S 型加减速运动下的两轴不同步误差,并与 Matlab/Simulink 的模型仿真结果进行对比. 结果表明,具两轴摩擦特性及机械耦合特性的双驱同步控制模型仿真结果与实测结果的相关系数达 0.861 8,所建模型能够有效反映动梁式龙门机床双驱同步结构的运行状况,两轴机械耦合及摩擦力不同是解决双驱动不同步问题不可忽略的因素.

关键词: 双驱动;建模;机械耦合;摩擦;不同步误差

中图分类号: TH39 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)04-0119-06

Synchronous Control System Modeling of Gantry-Type Machine Tools

LI Yuxia¹, ZHAO Wanhua¹, CHENG Yao¹, ZHANG Jun¹, YANG Qingyu²

(1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Electronics and Information Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A synchronous control system model is proposed to study the reasons and mechanism that cause the non-synchronous errors in dual-driving systems on gantry-type tools with traveling bridge. The proposed dual-driving model is based on dynamics theory analysis, from which the effects of mechanical cross coupling and different frictional characteristics on non-synchronous errors can be described. Experiments are carried out on the DK-1200 machine tools to verify the proposed model. Non-synchronous errors are measured and compared with Matlab/Simulink simulation results when machine tool moves at a uniform velocity and S accelerate/decelerate curve. The results show that the coefficient of correlation between simulated and practical experimental results for the model with mechanical coupling and friction reaches up to 0.861 8. The model can reflect the state of motion of the machine tools well, and the friction difference and mechanical coupling are un-ignorable factors in solving the problem of non-synchronous errors.

Keywords: dual-driving; modeling; mechanical coupling; friction; non-synchronous error

双电机同步驱动是动梁式龙门数控机床的关键环节,其最大的优点是可以获得高的加速度特性及控制带宽^[1],但由于双驱同步结构中的电机、丝杠等部件从出厂即有特性上的差异,加上其他非线性因素(如摩擦力不同、负载运动、环境因素等)的影响,

使龙门框架的移动不能保证一致性,即产生两同步轴的不同步误差.同时,横梁这种大型移动部件造成的机械耦合受到不同步误差的影响会引起两轴的拉扯,从而进一步影响不同步误差.

为提高同步控制精度及加工精度,建立双轴同

收稿日期: 2011-08-03. 作者简介: 李玉霞(1987—),女,硕士生;张俊(通信作者),男,讲师. 基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(2009CB724407); 国家高技术研究发展计划重大专项资助项目((2009ZX04009-015-02).

网络出版时间: 2012-01-12

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20120112.1734.002.html>

步控制模型,对于基于模型的双轴同步控制具有重大意义.同步控制模型的建立及准确性直接影响到同步特性的分析及不同步误差补偿算法的补偿效果.在现有的双驱同步系统的研究中,大部分只是关注双驱动同步控制算法,对同步控制模型未作详细分析^[2-3],一部分研究虽提出双驱动控制模型,但只是将两轴模型简单等效为一阶惯性环节,通过辨识得出模型参数,而参数并没有实际的物理含义^[4],还有一些研究通过建立动力学模型设计龙门机械架构,但对机床的实时运行的情况未做研究^[5].因此,基于机床的实时运行,针对动梁式龙门框架的双驱传动系统的机电特性,建立起通用准确的双驱同步模型,对研究同步轴的动态特性以及不同步误差补偿算法,具有十分重要的意义.其中,两轴摩擦力不同及机械耦合特性是解决不同步误差不可忽略的因素,是双驱动同步控制的核心,是同步控制模型建立的关键.

本文以动梁式龙门结构为研究对象,通过动力学分析,建立起两轴的机械耦合模型,实现了两轴实时速度的解耦,通过测量两轴不同速度下的摩擦力,以非线性辨识方法得到两轴摩擦力模型的参数,最后与两轴的控制模型进行整合,建立起两轴同步控制模型.以 DK-1200 龙门数控铣床为例,在机床匀速运动及 S 型加减速运动下测量出两轴同步误差,并与 MATLAB/Simulink 仿真进行对比,验证了所建模型的准确性.

1 动梁式龙门机床驱动系统描述

本文研究的动梁式龙门机床架构由 4 套滚珠丝杠系统驱动,如图 1 所示,其中 X、Z 轴分别由一套驱动系统控制,而 Y 轴和 V 轴共同驱动高强度耦合部件横梁负载(X 轴)及主轴负载(Z 轴)向一定方向运动,组成了双驱动同步控制系统.双驱动系统分为并联控制、串联控制及主从控制^[3].本文中描述的机床采用主从控制方式,其中主动轴为 Y 轴,从动轴为 V 轴.

2 双驱动同步模型的建立

2.1 机械耦合模型的建立

如图 1 所示,双驱动轴(Y 轴及 V 轴)共同驱动横梁负载与主轴负载运动时,若两轴特性一致,则两轴的位置速度可通过电机输出力矩直接计算出,即为负载重心的理想速度,但由于双驱动轴的机械特

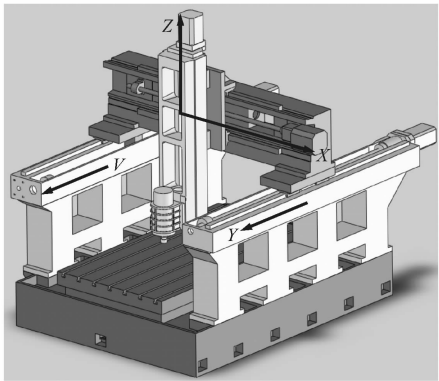


图 1 动梁式龙门机床示意图

性不一致,势必会导致双驱动两轴的位置速度产生偏差,而此偏差使得横梁负载发生偏转,进而产生不同步误差,影响加工精度.为实时计算监测两轴的实际位置速度,需考虑两轴共同驱动部分的负载惯量,对两轴的位置及速度进行解耦.本文通过对横梁两端的受力分析,建立起横梁的机械耦合模型,将两轴的速度进行解耦.

图 2 所示为对龙门机床横梁的受力分析.两轴推力和共同推动横梁向一定方向运动,两轴的推力差导致横梁产生扭摆角,可表示为

$$\left. \begin{aligned} (F_1 - f_1) + (F_2 - f_2) &= Ma(t) \\ (F_1 - f_1)L_1(t) + (F_2 - f_2)L_2(t) &= J_{MB}\alpha(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: F_1 、 f_1 、 F_2 、 f_2 为主、从动轴所受电机推力、摩擦力; M 为横梁质量; $a(t)$ 为横梁质心处的加速度; $L_1(t)$ 为 Z 轴距主动轴的距离; $L_2(t)$ 为 Z 轴距从动轴的距离; J_{MB} 为横梁及 Z 轴共同相对于横梁中心轴产生的惯量; $\alpha(t)$ 为横梁由于受力不同而产生的摆角. f_1 、 f_2 的确定在下述摩擦力模型建立中有详细介绍.

考虑到 X 轴在横梁上运动时的情况,即负载处于横梁的不同位置时,可得

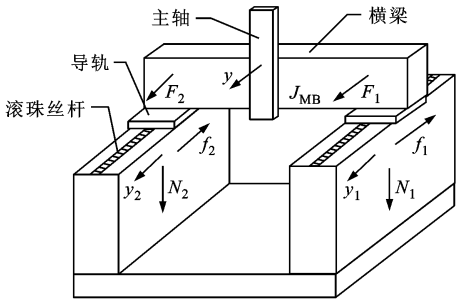


图 2 横梁受力分析图

$$L_1(t)=\int_{t_1}^{t_2}v_x(t)dt\Bigg\}$$
$$L_2(t)=L-L_1(t)\Bigg\}$$

(2)

式中: t_1 、 t_2 为机床启动及停止时间; v_x 为 X 轴运动时运行曲线的实时设定速度; L 为 Y 轴与 V 轴之间的跨距。

横梁的扭摆运动如图 3 所示. 实际中,由于两轴不同步产生的扭摆角很小,因此可以得到两轴的实际位移如下

$$y(t)=\int_{t_1}^{t_2}\left(\int_{t_1}^{t_2}a(t)dt\right)dt\Bigg\}$$
$$y_1(t)\approx y(t)+L_1\alpha(t)\Bigg\}$$
$$y_2(t)\approx y(t)-L_2\alpha(t)\Bigg\}$$

(3)

式中: $y(t)$ 为横梁中心运动的位移; $y_1(t)$ 、 $y_2(t)$ 分别为 Y 轴及 V 轴的实际位移. 据此,可以得到两轴的实际速度及两轴误差如下

$$v_1(t)\approx\frac{dy_1(t)}{dt}\Bigg\}$$
$$v_2(t)\approx\frac{dy_2(t)}{dt}\Bigg\}$$
$$D(t)\approx y_1(t)-y_2(t)\Bigg\}$$

(4)

式中: $v_1(t)$ 、 $v_2(t)$ 为 Y 轴及 V 轴的实时速度; $D(t)$ 为两轴的不同步误差,即为主动轴与从动轴的实际位置之差. 依据 2.3 节中所建模型及所给的理想指令位置速度,最终计算出两进给轴各自的实际位置与理想位置偏差以及两轴的不同步误差,为两进给轴的同步运动控制提供依据.

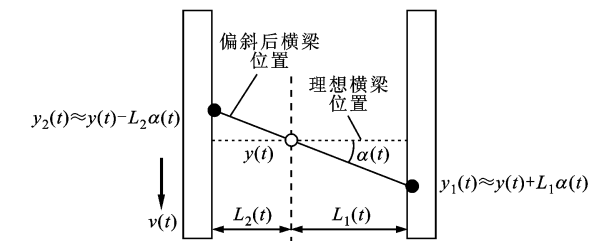


图 3 横梁偏斜后的分析图

2.2 摩擦模型的建立

因龙门机床动横梁结构的特殊性,两进给轴的摩擦特性不一致会导致两轴受力不平衡,进而导致两轴同步误差甚至横梁的拉扯. 因此,准确的摩擦模型是建立整个双驱同步控制系统模型的关键. 本文采用由 Armstrong 改进的 Tustin 摩擦力模型^[6],其参数容易确定,可以较完整地表述摩擦力随速度变化的过程.

Tustin 摩擦力模型的函数表达式为

$$f(v)=F_c+(F_s-F_c)e^{-(v/v_s)^\delta}+d_{\text{elt}}v$$

(5)

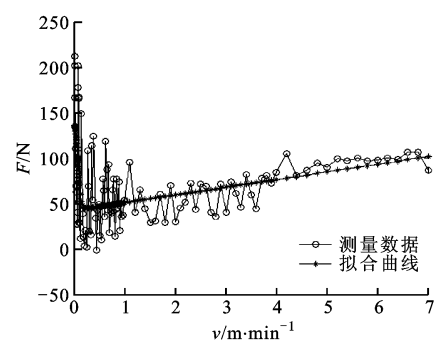
式中: F_c 为库伦摩擦力; F_s 为最大静摩擦力; v_s 为 Stribeck 速度; δ 为经验常数; d_{elt} 为黏性系数. 本文采用非线性辨识的方法获取摩擦力模型的各个参数.

由牛顿第二定律知

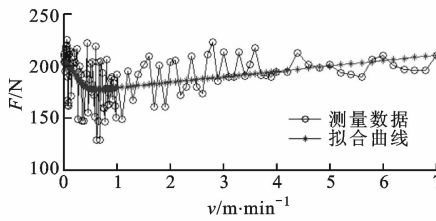
$$F-f=Ma$$

(6)

当机床匀速运动时,加速度为 0,即工作台和导轨之间的摩擦力等于电机驱动力. 在速度范围为 5 mm/min~7 m/min 的情况下,同步测量双驱两轴的电机扭矩输出. 两轴摩擦力实验结果与模型非线性拟合曲线如图 4 所示,两轴摩擦模型中的参数如表 1 所示.



(a)主动轴



(b)从动轴

图 4 主从动轴摩擦力测量数据及模型拟合曲线

表 1 非线性拟合的两轴摩擦模型参数

轴名称	F_s/N	F_c/N	$v_s/(\text{mm}\cdot\text{min}^{-1})$	d_{elt}
主动轴 Y	135.873	42.273 9	91.253 4	0.008 5
从动轴 V	202.186 2	173.429 0	289.576 2	0.005 2

2.3 双驱同步控制模型的建立

本文中的双驱动系统采用主从控制方式, Y 轴与 V 轴可看成单轴的传动系统的控制部分进行分开建模,根据传动轴的扭矩平衡条件,可得两轴各自的伺服电机到工作台的动力方程^[7-8],其中,电机到工作台的传递关系如下

表 2 双驱同步控制模型参数表

$J_m/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	125×10^{-4}
L_0/mm	10
M/kg	1 355
$J_s/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	127.72×10^{-4}
位置环增益 K_{pp}	2
$K_c/\text{V}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$	0.884 3
$K_t/\text{Nm}\cdot\text{A}^{-1}$	0.93
速度环增益 K_{pv}	200
速度环积分时间常数 T_v/s^{-1}	0.01
电流环增益 K_{pi}	3 000
电流环积分时间常数 T_i/s^{-1}	0.01
R/Ω	0.545
L_q/H	0.013 2

第 1 种情况是匀速运动. 仿真时采用斜坡信号作为两同步轴的位移指令信号,斜坡信号的斜率为 0.1,代表进给速度为 0.1 m/s,亦即 6 m/min,分别测量了两轴的速度响应以及不同步误差. 为了验证机械耦合模型的合理性,本文还特别仿真了含机械耦合模型及不含机械耦合模型的两种模型并进行了比较. 实测时使 DK-1200 龙门式数控铣床在 6 m/min 的进给速度下匀速运动,机床的双驱动两轴分别安装有 HEIDENHAIN LS177 光栅尺,用基于德国 Power Automation 开放式数控系统二次开发的数据读取软件存储光栅尺反馈的两同步轴位置,并进行处理后得到两轴的不同步误差. 不同步误差的仿真及测量结果如图 6 所示. 表 3 为仿真输出与实测输出的方差以及相关系数,可以看出该模型与实验的相关系数很高,带机械耦合的模型与实际情况更为接近,可达 0.861 8.

第 2 种情况采用 3 种不同最大速度的 S 型曲线作为两轴的位移指令信号. S 型曲线的位移、速度、加速度都是平滑过渡的连续曲线(如图 7 所示). 通过调整加减速时间及加速度改变其曲线形式,不同最大速度 v_{max} 分别取为 100 mm/s、120 mm/s、180 mm/s. 仿真及实测的不同步误差结果如图 8 所示,可以看出 3 种曲线下,由模型仿真出的不同步误差

表 3 (不)带耦合模型仿真与实验结果的相似度评价

评价指标	带机械耦合模型	不带机械耦合模型
输出方差	$2.729\ 5\times10^{-4}$	$5.431\ 7\times10^{-4}$
相关系数	0.861 8	0.743 7

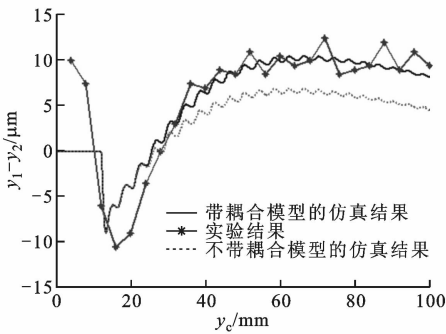
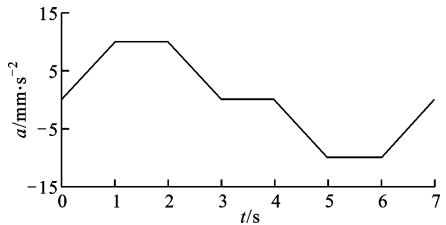
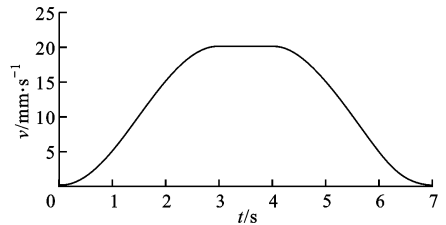


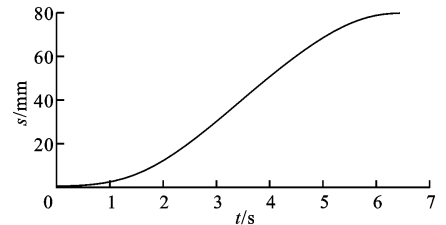
图 6 匀速运动下不同步误差的仿真与实验结果



(a)加速度



(b)速度



(c)位移

图 7 规划的 S 型曲线加速度、速度、位移图

与实测误差趋势完全符合,且误差范围也很接近. 其中 v_{max} 为 180 mm/s 时,仿真结果的误差范围为 $-6\sim10\ \mu\text{m}$,而实验实测的误差范围为 $-4\sim12\ \mu\text{m}$,造成误差范围值偏差的原因可能是仿真参数与实际机床参数稍有偏差,以及实测的初始零点偏差,这也是之后继续深入研究使模型精确化的一个努力方向. 由实验及仿真结果可以看出,此模型确实反映了机床的实际运行状况,为以后继续研究双驱同步性能及不同步误差补偿算法提供了有效的理论依据.

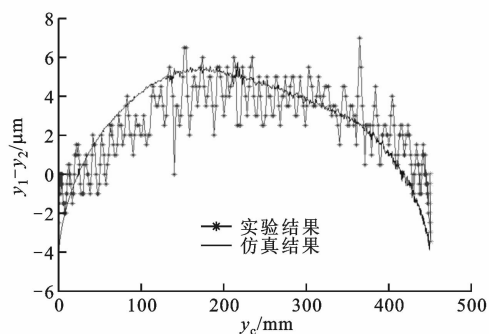
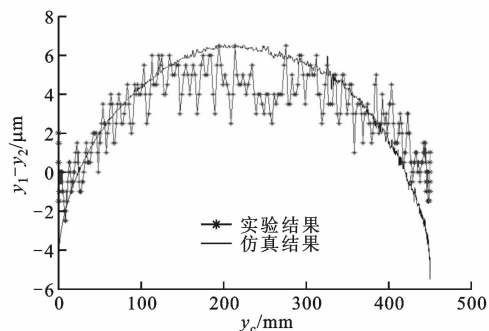
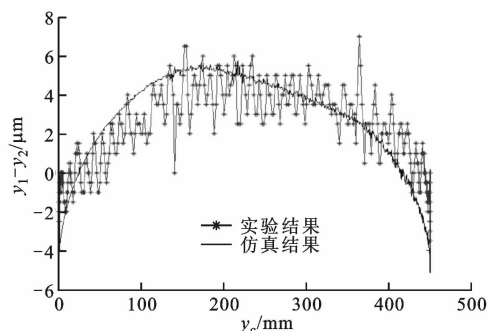
(a) $v_{\max} = 100 \text{ mm/s}$ (b) $v_{\max} = 120 \text{ mm/s}$ (c) $v_{\max} = 180 \text{ mm/s}$

图8 不同最大速度的S曲线下同步误差的仿真与实验结果

4 结 论

本文针对龙门双驱系统产生不同步误差的原因及机理进行了建模研究,由龙门结构机床横梁的受力分析提出了机械耦合模型,并采用 Tustin 摩擦模型反映两同步轴不同的摩擦特性.将机械耦合模型、摩擦模型与两轴传动模型结合起来建立起通用的双驱同步控制模型.最后,以 DK-1200 动梁式龙门铣床为例,通过仿真和实验验证了所建模型的正确性.实验结果表明:①匀速运动下,仅考虑摩擦模型的仿真结果与实验结果的相关系数为 0.743 7,考虑了两轴摩擦特性及机械耦合特性的双驱同步控制模型的相关系数达 0.861 8,其他研究中未对模型的准确度

进行分析,在 3 种不同的 S 型曲线下,仿真结果与实验结果趋势也完全一致,说明该模型能反映出机床实际运动状况;②两轴摩擦力不同及两轴的机械耦合是产生不同步误差不可忽略的因素,是解决同步控制的核心;③该模型可为进一步研究不同步误差成因以及提出误差补偿策略提供理论基础.

参考文献:

- [1] PARK H K, KIM S S, PARK J M, et al. Dynamics of dual-drive servo mechanism [C] // Proceedings of the International Symposium on Industrial Electronics. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2001: 1996-2000.
 - [2] YU Dongmei, HU Qing, ZHAO Fei. Synchronous motion control of biaxial driving system with linear servo motors [C] // Proceedings of the IEEE International Conference on Automation and Logistics. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2009: 638-641.
 - [3] LORENZ R D, SCHMIDT P B. Synchronized motion control for process automation [C] // Proceedings of the 1989 IEEE Industry Applications Annual Meeting. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 1989: 1693-1696.
 - [4] HSIREH M F, YAO W S, CHIANG C R. Modeling and synchronous control of a single-axis stage driven by dual mechanically-coupled parallel ball screws [J]. International Journal Advance Manufacture Technology, 2007, 34(9/10): 933-943.
 - [5] ZHAO Ye, YANG Kaiming, ZHU Yu. Modeling and analyzing of an H-drive precision XY stage [C] // Proceedings of the 2010 International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2010: 6311-6314.
 - [6] BRIAN A H, PIERRE D, CARLOS C D W. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction [J]. Automatica, 1994, 30(7): 1083-1138.
 - [7] ERKORKMAZ K, ALTINTAS Y. High speed CNC system design: Part II Modeling and identification of feed drives [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2001, 41(10): 1487-1509.
 - [8] 梅雪松, 陶涛, 堤正臣, 等. 高速、高精度数控伺服工作台磨擦误差的研究 [J]. 机械工程学报, 2001, 37(6): 76-81.
- MEI Xuesong, TAO Tao, MASAOMI Tsutsumi, et al. Study on friction error of high-speed high-precision NC servo table [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37 (6): 76-81.

(编辑 武红江 苗凌)