

文章编号:1000-8055(2013)01-0054-06

一种新型电动复合力加载系统控制方法

张冬辉, 毕树生, 于靖军, 裴 旭

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院 机器人研究所, 北京 100191)

摘 要: 在介绍三维复合力加载设备结构特点与工作原理的基础上, 推导出复合力与单支链力之间的关系, 建立了单支链电动缸力加载数学模型, 通过仿真和实验研究了系统稳定性, 分析发现小阻尼系数和力噪声是影响系统稳定与响应速度的主要因素, 提出了一种改善系统稳定性和快速性的控制方法, 并在实验中取得了良好效果, 采用该控制方法, 弯矩、轴向力复合加载频率可以达到 10 Hz。

关 键 词: 复合力加载; 并联机构; 力控制; 稳定性; 快速性

中图分类号: V216; TP273

文献标志码: A

A control method of novel electrical composite force loading system

ZHANG Dong-hui, BI Shu-sheng, YU Jing-jun, PEI Xu

(Robotics Institute, School of Mechanical Engineering and Automation,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on an introduction to the structure and working principle of composite force loading system, the relation between composite force and branch chain forces was deduced, and a mathematical model of one branch chain force loading system was established to analyze its stability. The simulation and experiment lead to a conclusion that damp and noise of force are main factors which have a serious effect on the stability and response speed. A new control algorithm was proposed, and the experimental results show that the algorithm improves the performance of the system significantly. The frequency of combined moment and axial force loading can reach 10 Hz by using this control method.

Key words: composite force loading; parallel mechanisms; force control; stability; rapidity

力加载系统主要用于实验条件下模拟负载在真实环境中受到的载荷, 因此通常被称为负载模拟器^[1], 其在材料、元件以及设备的性能测试中发挥了重大作用。随着生产、加工等技术的发展以及设备应用领域的拓宽, 机械设备的工况日趋复杂, 对负载模拟器的性能要求也越来越高, 某些领域(如高速飞行器舵面的载荷模拟^[2-5]、飞船对接模拟^[6-7]、舰船甲板设备性能测试^[8]、数控中心主轴

负载模拟^[9]等)迫切需要一种能实现多维力加载的设备。但目前负载模拟器的研究还以单自由度扭矩加载或单维力加载为主, 对复合力加载设备的研究还较少, 文献^[9]提出了一种 5 轴机床的加载装置, 但仍停留在理论研究阶段。文献^[6]介绍的电液式六维广义力加载设备也处于研究阶段, 对电动式复合力加载的研究鲜有报道。本文以三维复合力加载设备为研究目标, 针对复合力加载

收稿日期: 2012-02-03

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130114.1726.201301.54_008.html

作者简介: 张冬辉(1986—), 男, 河北唐山人, 硕士生, 主要从事机电控制及负载模拟器研究。

系统稳定性、加载精度、响应速度等问题进行研究,提出了对应的控制方法,并通过实验研究验证了这些控制策略的工程可行性和有效性.

1 复合力加载系统结构

三维复合力加载系统的机构简图如图 1 所示,系统包括底座、动平台和 3 个由移动副(P)、转动副(R)、球副(S)组成的 PRS 链,每个支链由电动缸、力传感器和弹性环节组成. 整个 3-PRS 机构使得动平台可以绕 x 轴和 y 轴转动,同时还具有沿 z 轴移动的能力^[10],因此,可以通过动平台对目标施加绕 x 轴和 y 轴的弯矩 M_x 、 M_y 以及沿 z 轴的轴向力 F .

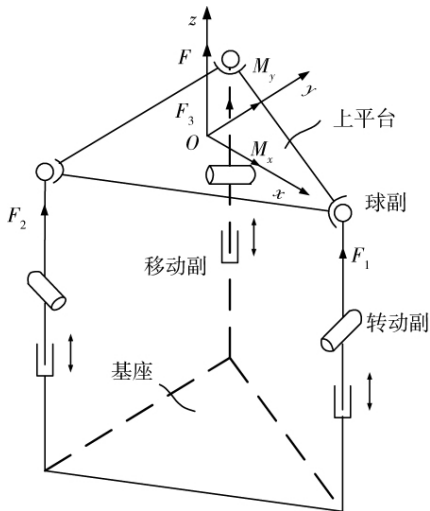


图 1 三维复合力加载机构简图

Fig. 1 Diagram of three-dimensional composite force loading mechanism

2 复合力加载数学模型

2.1 复合力分解

在加载系统中,动平台与承载对象在加载力方向上相对固定,承载对象也没有沿加载力方向的运动,但不排除非加载力方向的运动(如沿 z 轴的转动),因此动平台的运动完全由承载对象的变形产生,而承载对象在施加力方向的刚度又很大(远大于系统弹性环节的刚度),所以动平台的运动可以基本忽略. 这样力的解算过程也省去了并联机构的运动学计算,变成简单的静态力分解. 如图 2 所示, F , M , θ 分别表示加载轴向力、加载弯矩和弯矩方向, F_1 , F_2 , F_3 分别表示 3 个支链施加的分力,则最终施加的轴向力和弯矩可表示为

$$\begin{cases} F = F_1 + F_2 + F_3 \\ M \cos \theta = -\frac{\sqrt{3}}{2} F_2 R + \frac{\sqrt{3}}{2} F_3 R \\ M \sin \theta = -F_1 R + \frac{1}{2} F_2 R + \frac{1}{2} F_3 R \end{cases} \quad (1)$$

由式(1)可得每个支链应加载的分力为

$$\begin{cases} F_1 = \frac{F}{3} - \frac{2M \sin \theta}{3R} \\ F_2 = \frac{F}{3} + \frac{M \sin \theta}{3R} - \frac{\sqrt{3} M \cos \theta}{3R} \\ F_3 = \frac{F}{3} + \frac{M \sin \theta}{3R} + \frac{\sqrt{3} M \cos \theta}{3R} \end{cases} \quad (2)$$

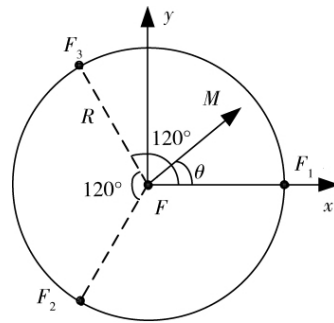


图 2 力分解计算简图

Fig. 2 Diagram of force decomposition analysis

由式(1)和式(2)可以看出,只需改变 3 个支链力的大小,该机构就可以施加弯矩和轴向力的任意组合,且每个支链分力具有简单的解析表达.

2.2 单支链力加载模型

由以上分析可知,单支链力加载是复合力加载的基础,也是控制的核心. 如图 3 所示,支链由电动缸、转动副、弹性环节、力传感器、球副构成^[11],建立其力加载数学模型.

1) 根据基尔霍夫电压定律,电动机电枢绕组中的电压平衡方程为

$$U_m(t) = L_m \frac{di_m(t)}{dt} + R_m \cdot i_m(t) + K_e \omega_m(t) \quad (3)$$

式中 $U_m(t)$, $i_m(t)$ 分别为电动机电枢电压和电流; L_m , R_m 分别为电动机电感和电阻; K_e 为反电动势常数; $\omega_m(t)$ 为电动机轴角速度.

2) 电动机电磁转矩方程为

$$T_m(t) = K_T i_m(t) \quad (4)$$

式中 $T_m(t)$ 为电动机电磁转矩, K_T 为转矩常数.

3) 电动机轴上的转矩平衡方程为

$$T_m(t) = J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_m \omega_m(t) + T_l(t) \quad (5)$$

式中 J_m, B_m 分别为电动机转动惯量和阻尼系数;
 $T_1(t)$ 为等效到电动机输出轴上的负载转矩。

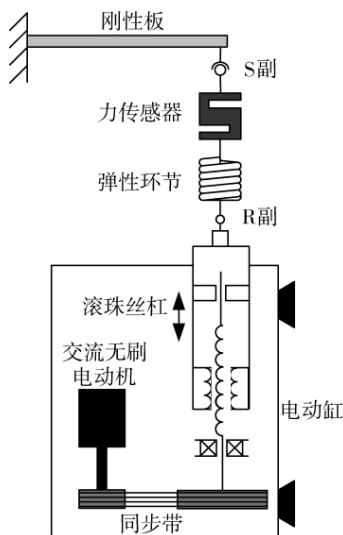


图 3 单支链力加载模型

Fig. 3 Model of single-chain force loading system

4) 负载受力情况分析

$$T_1(t) = \left[J_{sw} + \frac{L^2}{4\pi^2} (m_{sg} + m_l) \right] \frac{d\omega_m(t)}{dt} + \left[B_{sw} + \frac{L^2}{4\pi^2} (B_{sg} + B_l) \right] \frac{\omega_m(t)}{i^2} + \frac{L}{2\pi i} F(t) \quad (6)$$

$$F(t) = k \int_0^t \frac{L\omega_m(t)}{2\pi i} dt \quad (7)$$

式中 L, J_{sw} 分别为丝杠导程和丝杠转动惯量;
 m_{sg}, m_l 分别为电动缸移动部分质量和负载质量;
 i 为同步带减速比; B_{sw}, B_{sg}, B_l 分别为丝杠阻尼系数、电动缸移动部分阻尼系数和负载阻尼系数;
 k 为弹性环节刚度; $F(t)$ 为支链施加的力。

将式(3)~式(7)进行拉普拉斯变换并整理可得系统的传递函数为

$$G(s) = \frac{F(s)}{U_m(s)} = \frac{LiK_Tk}{2\pi D(s)} \quad (8)$$

$$D(s) = L_m J_{eq} s^3 + (R_m J_{eq} + L_m B_{eq}) s^2 + (R_m B_{eq} + L_m k_{eq} + K_T K_e) s + R_m k_{eq}$$

式中 J_{eq}, B_{eq}, k_{eq} 分别为系统的等效转动惯量、等效阻尼系数和等效刚度。

$$J_{eq} = J_m + \frac{J_{sw}}{i^2} + \frac{L^2}{4\pi^2 i^2} (m_{sg} + m_l)$$

$$B_{eq} = B_m + \frac{B_{sw}}{i^2} + \frac{L^2}{4\pi^2 i^2} (B_{sg} + B_l)$$

$$k_{eq} = \frac{L^2 k}{4\pi^2 i^2} \quad (9)$$

承载对象没有沿加载力方向的运动,系统实际为一主动力加载系统,而常见的负载模拟器一般为被动力加载系统^[12],由式(8)也可以看出,系统不存在负载模拟器中常见的多余力(矩)问题^[13]。本文的模型参数见表 1。

表 1 模型参数

Table 1 Parameters of model

参数	取值	参数	取值
R_m/Ω	1	L_m/H	0.0057
$K_T/((N \cdot m)/A)$	1.24	$K_e/((V \cdot s)/rad)$	79.8
$k/(N/m)$	0.095	i	1/3
L/m	0.02	$J_{eq}/(kg \cdot m^2)$	0.0025
$B_{eq}/((N \cdot m \cdot s)/rad)$	0.0185		

3 复合力加载控制方法研究

3.1 单支链力控制

由式(8)所示的单支链力控制传递函数可知,系统是一个 3 阶系统,求解其特征方程的根为 $69.31 - 70.47i, -12.75 + 3.96i, -36.24 + 66.50i$,存在一个 S 平面右半轴的根,说明系统是一个非稳定系统^[14],通过仿真分析发现,增大系统阻尼可以使 S 平面右半轴的根更远地偏离实轴,增加系统稳定性,而随负载质量增大, S 平面右半轴的根更靠近实轴,系统稳定性下降。文献[2]中提到引入被控量的微分反馈可以增加系统阻尼,改善系统稳定性。被控量为力传感器测得的力值,本身存在很大噪声,引入其微分更会放大其中的高频分量,实际应用中需引入对应的低通滤波器^[15],但低通滤波器又会制约系统的动态性能,与系统的动态响应要求相矛盾。

分析系统的特点,在理想条件下,力和电动缸位移只差一个刚度系数,而实际中位置的噪声约为力噪声的 $1/20$,因此可以借助位置环先将系统变成一个稳定系统,然后再通过力环提高系统性能。系统控制框图如图 4 所示,其中 K_a 为带饱和特性的伺服放大环节, K_{vff}, K_{aff} 分别为速度前馈和加速度前馈,作用在于提高系统的响应速度^[16]。

由于力传感器返回值噪声较大,因此外环采用比例积分(PID)控制,实验中发现如果 PI 控制器中比例系数 K_p 取值较大,传感器噪声同样会引起系统振动,而比例系数 K_p 较小又使得系统刚度过小、响应速度过慢。经分析引入了力指令对位

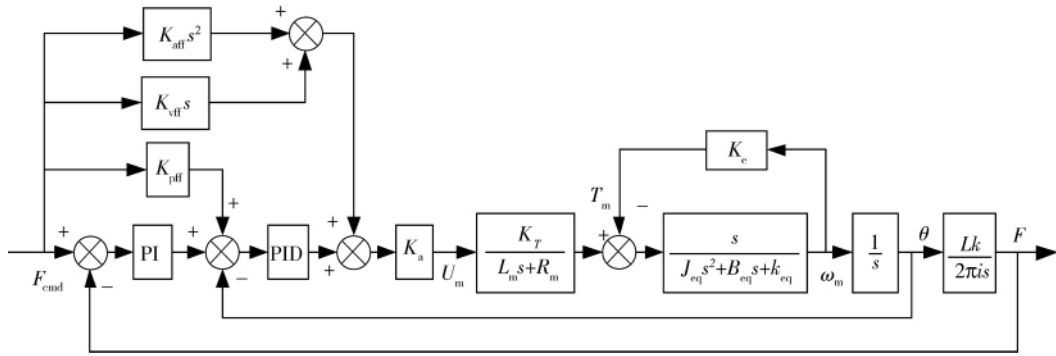


图 4 单支链力加载控制框图

Fig. 4 Control block diagram of single-chain force loading system

置环的前馈来增大系统内环刚度,前馈系数 K_{pff} 理论取值为系统刚度的倒数,但由于实际系统刚度非线性以及加速度等因素的影响,该参数需根据不同加载状况进行调节,加入此前馈后,系统响应速度得到了明显改善。

3.2 复合力控制

复合力控制以单支链力控制为基础,首先根据加载轴向力、加载弯矩、弯矩方向和加载频率计算出每个支链分力的大小和频率,然后各个支链通过图 4 所示控制方法进行每个分力的控制。对于不同的力大小以及力频率,对应的控制参数有所不同,所以引入了模糊算法,以指令力大小和力频率为输入,以实验数据为基础建立对应的模糊规则表,输出为支链力控制器中 3 个对系统影响较大的参数,控制策略框图如图 5 所示。

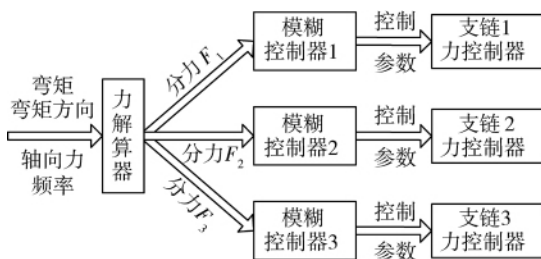


图 5 复合力加载控制策略

Fig. 5 Control strategy of composite force loading system

另外,为保证 3 个支链力的同步性,力的伺服周期为 $55.3 \mu s$,3 个支链所有相关力闭环控制的计算都在 1 个伺服周期内完成。而力的解算过程计算量较大,可预先解算出一系列点,伺服控制时再对点进行插值。

4 实验结果

4.1 单支链力加载实验

由前面分析及实验得出:不引入微分反馈,系统是一个非稳定系统,而力的微分噪声太大,引入其微分反馈反而更容易引起系统振荡,系统根本无法正常工作。

采取了位置微分反馈后,系统变成了一个可控系统,图 6 为系统跟踪 1 Hz 正弦波形的曲线,系统此时可以正常工作,但也可以发现力的波动非常大,力值波动最大近 20 N,这主要是因为比例环节对力噪声起到了放大作用,而比例环节过小又使系统无法快速跟踪指令曲线。

在力控制环中加入低通滤波器后,跟踪 10 Hz 正弦力的效果如图 7 所示,图中实际力曲线和图 6 同样都是直接采集的实际力传感器的值,未经滤波处理,力的波动减小到了原来的 1/10,与力传感器本身噪声为同一数量级,能够符合系统要求。但此时发现实际力曲线存在着明显的相位滞后,已经超出“双十”指标^[12]中相位滞后不超过 10° 的要求。

引入力指令对位置环的前馈,实验结果如图 8 所示,基本消除了相位滞后,此时指令曲线与实际曲线基本一致,跟踪精度很高。

误差曲线如图 9 所示,除在第 1 个周期跟随误差较大,约为 12.5 N(占输入力的 5%),以后跟随误差约为 5 N(占输入力的 2%)。

以上实验结果表明:利用改进的控制方法,单支链可以快速、准确地跟踪指令力曲线,效果很好。

4.2 复合力加载实验

按照实际需求,轴向力、弯矩加载方程为

$$\begin{cases} F = -k_F A_m [\sin(2\pi ft + \pi/2) + 1] \\ M = k_M A_m [\sin(2\pi ft + \pi/2) + 1] \\ \theta = A_m \sin(2\pi ft) + 3\pi/2 \end{cases} \quad (10)$$

式中 k_F, k_M 分别为轴向力加载梯度和弯矩加载梯度, A_m 为与目标相关的量, f 为加载频率.

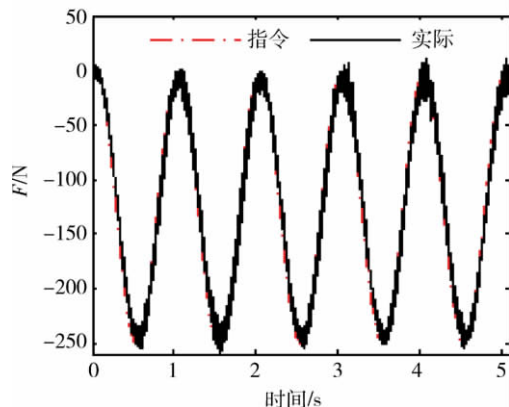


图6 未加滤波时力加载曲线

Fig. 6 Experimental curves of force loading without filtering

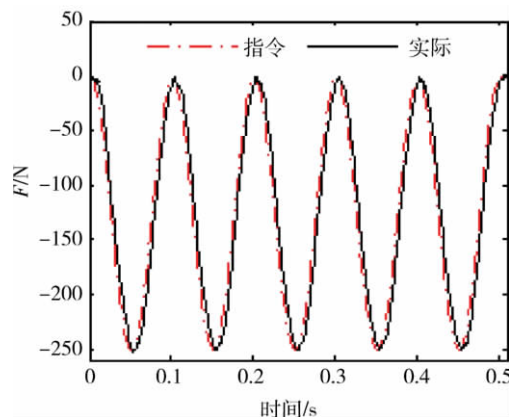


图7 加入滤波时力加载曲线

Fig. 7 Experimental curves of force loading with filtering

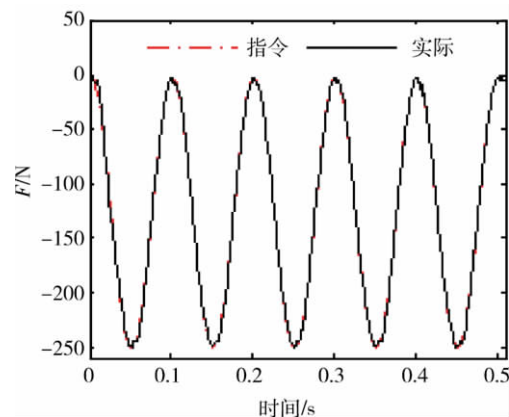


图8 加入位置环反馈时力加载曲线

Fig. 8 Experimental curves of force loading with position feedforward

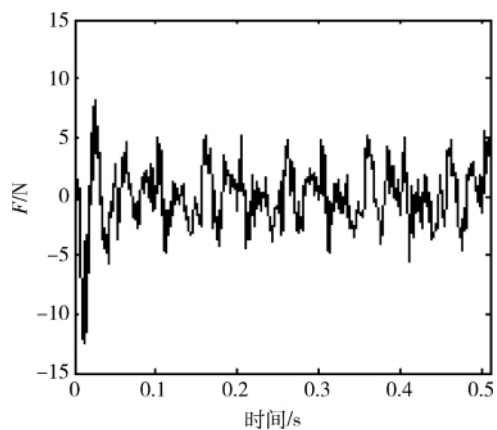


图9 跟踪误差曲线

Fig. 9 Experimental curves of following error

取 $A_m = 3, k_F = 100, k_M = 7.5, f = 10 \text{ Hz}$, 进行复合力加载实验, 结果如图 10、图 11 所示, 曲线基本没有滞后, 轴向力最大误差为 26.5 N, 占输入指令的 4.5%, 弯矩最大误差为 3 N·m, 占输入指令的 6.7%, 可以很好地满足系统性能指标.

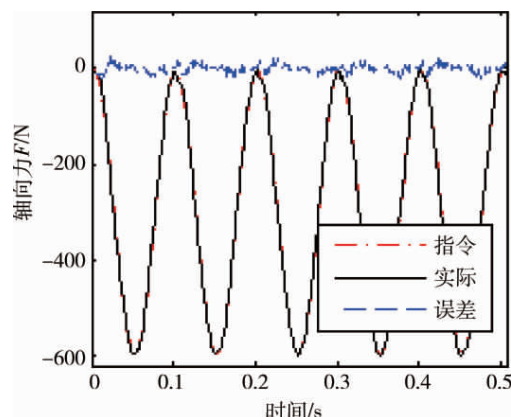


图10 轴向力曲线

Fig. 10 Experimental curves of axial force

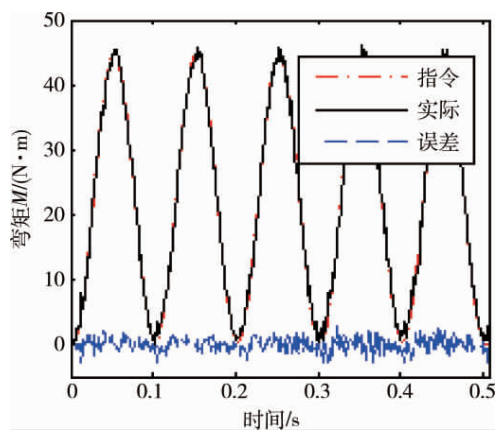


图11 弯矩曲线

Fig. 11 Experimental curves of moment

5 结 论

通过理论分析和实验证明了该并联结构的加载方案是可行的,利用改进的控制方法,可以实现轴向力和弯矩复合力的快速、准确加载,研究成果为其他类型复合力加载系统的研究和开发提供了理论和技术基础。复合力加载设备有着广阔的应用前景,但对其研究还处于起步阶段,目前对该复合力加载系统的研究还在进行,其性能指标还有望进一步提高。

参考文献:

- [1] 焦宗夏,华清,王晓东,等.负载模拟器的评价指标体系[J].机械工程学报,2002,38(11):26-30.
JIAO Zongxia, HUA Qing, WANG Xiaodong, et al. Estimation for performance of load simulator[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(11): 26-30. (in Chinese)
- [2] 任志婷,焦宗夏.小转矩电动式负载模拟器的设计[J].北京航空航天大学学报,2003,29(1):91-94.
REN Zhiting, JIAO Zongxia. Design of motor-drive load simulator with small torque outputs[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003, 29(1): 91-94. (in Chinese)
- [3] 符文星,孙力,于云峰,等.大力矩电动负载模拟器设计与建模[J].系统仿真学报,2009,21(12):3596-3598.
FU Wenxing, SUN Li, YU Yunfeng, et al. Design and model-building of motor-driven load simulator with large torque outputs[J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(12): 3596-3598. (in Chinese)
- [4] LI Jianfu, FU Wenxing. Self-learning control of load changes in motor-driven load simulator using CMAC[C]//Proceedings of 2009 IEEE International Conference on Intelligent Computing and Intelligent Systems. Piscataway, US: IEEE Computer Society, 2009: 156-159.
- [5] 王鑫,冯冬竹.近空间高动态飞行器舵机加载模拟器地面试验研究[J].系统仿真学报,2009,21(19):6057-6061.
WANG Xin, FENG Dongzhu. Load simulator design and ground test of near space hypersonic vehicle[J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(19): 6057-6061. (in Chinese)
- [6] 吴剑.基于并联六自由度电液伺服机构的单自由度力控制研究[D].杭州:浙江大学,2006.
WU Jian. Research of single-DOF force control based on 6-DOF parallel electro-hydraulic servo mechanism [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006. (in Chinese)
- [7] 王宣银,吴剑,吴乐彬.基于并联六自由度电液伺服机构的力控制方法[J].上海交通大学学报,2007(1):106-110.
WANG Xuanyin, WU Jian, WU Lebin. The force control method based on 6-DOF parallel electro-hydraulic servo mechanism[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2007(1): 106-110. (in Chinese)
- [8] 张元,盛守照,王道波.海面阵风力加载器控制系统设计[J].伺服控制,2011(1):43-46.
- [9] 陈五一,宋美巍.一种五轴联动机床加载试验装置:中国,201010189168.3[P].2010-05-24.
- [10] Bonev I A. Direct kinematics of zero-torsion parallel mechanisms[C]//Proceedings of 2008 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Piscataway, NJ, US: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2008: 3851-3856.
- [11] 王明彦,郭犇,王金梁.惯量和刚度对电动负载模拟器频宽影响的分析[J].电机与控制学报,2004,8(1):71-73.
WANG Mingyan, Guo Ben, Wang Jinliang. Simulation of the influence of inertia and rigidity on the bandwidth of electrical load simulator[J]. Electric Machines and Control, 2004, 8(1): 71-73. (in Chinese)
- [12] 方强.被动式力矩伺服控制系统设计方法及应用研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
FANG Qiang. Research on design method for passive torque servo control system and its application[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)
- [13] 李成功,靳红涛,焦宗夏.电动负载模拟器多余力矩产生机理及抑制[J].北京航空航天大学学报,2006,32(2):204-208.
LI Chenggong, JIN Hongtao, JIAO Zongxia. Mechanism and suppression of extraneous torque of motor driver load simulator[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(2): 204-208. (in Chinese)
- [14] 孟庆明.自动控制原理[M].北京:高等教育出版社,2003.
- [15] 吴军.四自由度冗余混联机床的分析、辨识及控制[D].北京:清华大学,2005.
WU Jun. Analysis, identification and control of a 4-DOF hybrid machine tool with actuation redundancy [D]. Beijing: Tsinghua University, 2005. (in Chinese)
- [16] 司丹丹,赵晓蓓,符文星,等.应用多路前馈和负反馈提高电动加载系统性能研究[J].测控技术,2008,27(5):90-93.
SI Dandan, ZHAO Xiaobei, FU Wenxing, et al. Research on improving electric load system performance by complex feedforward and feedback control [J]. Measurement & Control Technology, 2008, 27(5): 90-93. (in Chinese)