

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2016.10.025

一种三轴自动定位安装系统的动态特性研究^①

吴 肇¹, 张进春²

1. 重庆电子工程职业学院 机电学院, 重庆 401331; 2. 重庆电子工程职业学院 教务处, 重庆 401331

摘要: 对于一种用于电机测试的全闭环三轴交流伺服驱动自动定位安装台架, 在其 x 、 y 、 z 三轴传动系统中, 我们以工况最严苛的 z 轴为对象, 建立了该轴传动系统的动力学模型. 运用 Matlab/Simulink 对 z 轴荷载运行时的动态特性进行了仿真分析, 得到其电流环、速度环、位置环的阶跃响应特征, 从而初步揭示了荷载因素对系统动态特性的影响规律, 同时也验证了 z 轴控制结构及系统设计参数的基本合理性. 另外分析了由荷载对 z 轴动态性能的影响而导致的运动位置偏差效应, 并通过实验进行了验证.

关键词: 三轴定位系统; 交流伺服控制; Simulink 仿真; 动态特性

中图分类号: TP791

文献标志码: A

文章编号: 1673-9868(2016)10-0176-09

在一般电机制造企业中, 成品电机出厂试验, 定型产品定期的型式试验抽检, 均会碰到在试验室安装被测电机的问题, 如图 1 所示. 按传统操作方法, 检验人员先安装好负载机(加载装置), 然后借助夹具安装固定被测电机及传感器, 由于必须将电机轴与负载机轴对中将传感器轴与负载机轴对中, 安装过程中会不断地人工调节电机、传感器的位置, 特别是在夹具制造偏差较大时, 往往反复调节多次也不能达到目的, 还需不断塞垫薄铜片来弥补误差, 这个过程既费时又费力, 遇到小批量多品种试验时情况尤为严重, 操作人员苦不堪言.

为了提高效率, 减小试验员劳动强度, 我们研制了一种具备自动对中安装能力的试验设备. 该设备采用“PC+运动控制板卡”作为上位控制器, 设备主体基于一种三坐标定位安装台架, 该台架具有 3 个方向的移动自由度, 且每个方向都采用手动和闭环伺服驱动控制的方式. 值得注意的是 x 、 y 轴滚珠丝杠滑台以及 z 轴升降平台各自的负载是不一致的, 尤其在 z 向, 升降台为负载后作垂直运动, 正、反方向运动负荷严重不对称, 故采用三轴联动插补方式实现自动对中时, 出现干涉的几率较大, 也就是说三坐标定位安装系统对位置输入的响应性态会直接影响系统工作的可靠性. 为避免出现这种干涉问题, 除了在上位机的控制应用软件开发、运动控制器参数设置时需做必要的补偿性考虑外, 对各轴系统自身的动态响应特性也有较高的要求^[1]. 只有这样, 系统在实际存在各种干扰的环境中才能够得到稳定的输出量, 并能快速、准确地跟踪位置指令, 以保证较高的对中安装成功率.

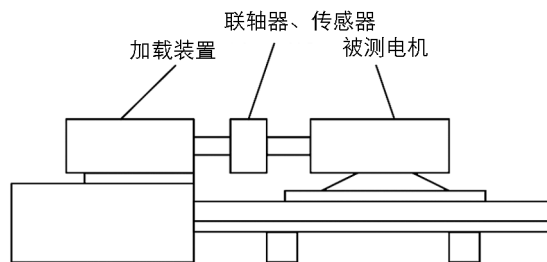


图 1 电机台架试验示意图

① 收稿日期: 2015-05-12

基金项目: 重庆市教委科研基金资助项目(kj1402904).

作者简介: 吴 肇(1967-), 男, 重庆人, 硕士, 副教授, 主要从事伺服与运动控制技术研究.

先介绍三坐标定位安装设备的结构及工作原理,然后以 z 轴为典型对象,建立该轴驱动传动系统的数学模型,得到系统的传递函数并对系统进行仿真分析,据此对该试验的动态特性作出初步评估。

1 三坐标自动定位安装系统

1.1 基于三坐标定位的试验系统构造

三坐标定位安装系统具有 x 、 y 、 z 3 个方向移动自由度,其结构如图 2、图 3 所示,主要由机械平台(包括:特制试验台底座、 x 及 z 向带 T 型槽安装平板、 y 向拖板、夹紧机构、传感器等)、控制计算机、伺服驱动电控柜组成。

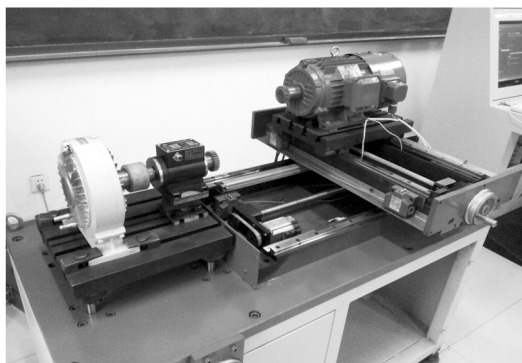
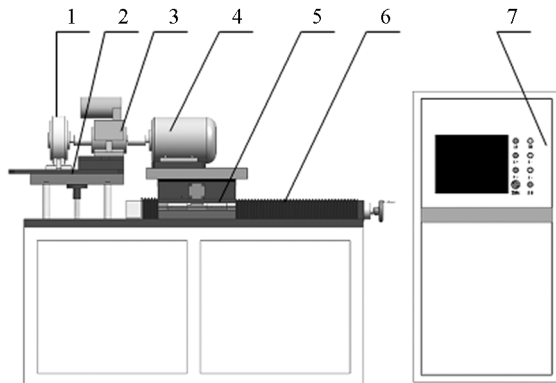


图 3 系统实物



1. 磁粉制动器; 2. z 轴平台; 3. 速度、扭矩传感器; 4. 测试电机;
5. x 轴导轨及安装平台; 6. y 轴导轨; 7. 控制计算机及电控柜。

图 2 系统机械平台及伺服控制部分概念图

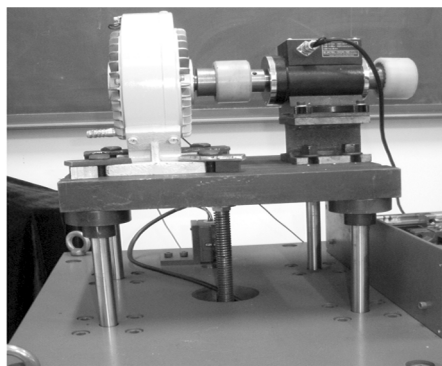


图 4 z 轴平台实物

1.2 三坐标定位安装机械平台主要技术指标及特点

① x 、 y 轴导轨式滑台负载不低于 20 kg; 抗翻转力矩不低于 500 Nm; (负载只是被测电机质量, 不含滑台本身及附件质量)

② 滑台重复定位精度 ± 0.025 mm, 定位精度为 ± 0.03 mm;

③ 滑台最高运动速度 0.8 m/s;

④ z 轴安装台面与 x 平台台面组装好后平行度小于 ± 0.03 mm;

⑤ x 、 y 轴采用直线导轨加内循环滚珠丝杆, 具备手动、交流伺服两种驱动模式;

⑥ z 轴采用伺服电机带动蜗轮蜗杆螺旋升降机来驱动该方向安装平台, 蜗轮蜗杆减速比 $i=8$, 螺旋升降机可以保证静态负载自锁;

⑦ x 、 y 、 z 均加装电磁离合制动器以便试验过程中实现抱闸来稳定位置, 三轴均加装光栅尺以使系统构成全闭环位置伺服系统。

2 z 轴传动系统的理论模型

由于该三坐标系统在 x 、 y 向的驱动传动方式相似, 这两轴正、反方向负荷均衡对称, 且负荷不大, 而 z 轴垂直升降, 为荷载轴, 如图 4 示, z 向荷载又无法平衡, 在该方向上升与下降运行时负荷是不对称的, 故其工作状况相对 x 、 y 轴要复杂, 对整个系统的工作效能与定位精度品质好坏影响最大, 故以下取 z 轴作为分析研究对象, 建立其机械传动系统的数学模型。

2.1 z 轴机械传动系统

z 向机械传动原理如图 5 所示, 伺服电机通过联轴器驱动蜗杆旋转, 与蜗杆啮合的蜗轮绕着与蜗杆轴

线正交的轴线旋转, 由于蜗轮与蜗杆固定在机座上, 故在蜗轮轴内腔螺旋的作用下, 丝杠便能在垂直方向上带动平台上下运动。由于蜗轮、蜗杆均承受轴向负荷, 故蜗轮轴、蜗杆轴加装推力轴承。

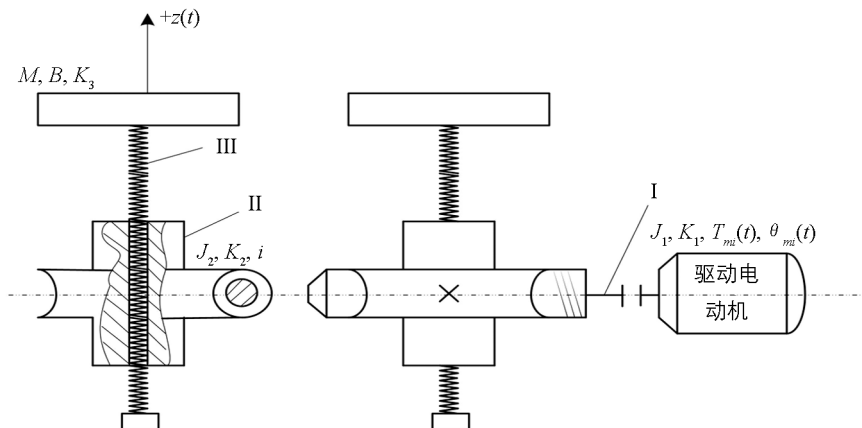


图 5 z 轴机械传动部分示意图

图 5 中, $T_{mi}(t)$ 为伺服电机输出转矩; $\theta_{mi}(t)$ 为伺服电机输出转角(系统输入量, t 为时间变量); $z(t)$ 为安装平台位移(系统输出量), 向上为“+”、向下为“-”; i 为蜗轮蜗杆传动比; J_1 为轴 I 转动惯量(含电机转子、蜗杆); J_2 为轴 II 的转动惯量(含蜗轮轴及蜗轮); M 为轴 III 总质量(含安装台及丝杠); K_3 为轴 III 的直线刚度. B 为平台运动的速度阻尼系数(假定上升、下降运动没有差别); l 为丝杠导程; K_1 、 K_2 为轴 I、II 的扭转刚度, 轴 I、II 轴向变形相对较小, 故不计其轴向刚度。

在忽略丝杠摩擦的情况下, 将轴 III 的直线刚度 K_3 换算成轴 II 上的扭转刚度 K' , 则:

$$K' = K_3 \left(\frac{l}{2\pi} \right)^2 \tag{1}$$

则轴 II 总的扭转刚度为

$$K_{II} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_3(l/2\pi)^2}} = \frac{l^2 K_2 K_3}{4\pi^2 K_2 + l^2 K_3} \tag{2}$$

令 K 为传动系统等效到轴 I 的总的扭转刚度, 则:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{II}(1/i)^2}} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{(4\pi^2 K_2 + l^2 K_3) i^2}{l^2 K_2 K_3}} = \frac{l^2 K_1 K_2 K_3}{l^2 K_2 K_3 + (4\pi^2 K_2 + l^2 K_3) i^2 K_1} \tag{3}$$

另外可得相关等效关系如下: $z(t)$ 等效到轴 I 上的转角为 $i2\pi z(t)/l$; $z(t)$ 等效到轴 II 上的转角为 $2\pi z(t)/l$; M 等效到轴 II 上的转动惯量为 $M(l/2\pi)^2$; B 等效到轴 II 上的速度阻尼系数为 $B(l/2\pi)^2$ 。

假定作用于轴 II 的扭矩为 $T_2(t)$, 则由平衡关系, 有下列方程式:

$$T_{mi}(t) = K \left[\theta_{mi}(t) - i \frac{2\pi}{l} z(t) \right] \tag{4}$$

$$T_{mi}(t) = J_1 \frac{d^2(i2\pi z(t)/l)}{dt^2} + \frac{T_2(t)}{i} \tag{5}$$

$$T_2(t) = [J_2 + M(l/2\pi)^2] \frac{d^2 \left(\frac{2\pi}{l} z(t) \right)}{dt^2} + B(l/2\pi)^2 \frac{d(2\pi z(t)/l)}{dt} \pm T_L \tag{6}$$

以上(6)式中 T_L 为荷载产生的力矩, 上升时取“+”, 下降时取“-”, 且有:

$$T_L = \left(\frac{Mgl}{2\pi\eta} + \frac{\mu_0 F_0 l}{2\pi} \right) \times \frac{1}{i} \quad (7-a)$$

其中: g 为重力加速度; η 为丝杆传动效率; μ_0 为预压螺母内摩擦系数; F_0 为预压荷载^[2].

由于本设备升降系统未做预压处理, 故负载转矩简化为

$$T_L = \frac{Mgl}{2\pi\eta} \times \frac{1}{i} \quad (7-b)$$

将(4)、(5)、(6)式联立消去 $T_2(t)$ 与 $T_{mi}(t)$, 然后作拉氏变换得 z 向机械传动系统的传递函数:

$$z(s) = \frac{K\theta_{mi}(s) \mp T_L(s)/i}{\{J_1 + [J_2 + M(l/2\pi)^2]/i^2\} s^2 + B(l/2\pi i)^2 s + K} \quad (8-a)$$

我们令 $k_g = 1 \mp \frac{T_L/i}{K\theta_{mi}(s)}$ 为荷载系数, 则上式可改写为

$$z(s) = \frac{k_g K\theta_{mi}(s)}{\{J_1 + [J_2 + M(l/2\pi)^2]/i^2\} s^2 + B(l/2\pi i)^2 s + K} \quad (8-b)$$

显然荷载系数 $k_g = 1$ 时, 为升降平台不计平台质量及其负载质量的情形, $0 < k_g < 1$ 为负载上升, $k_g > 1$ 为负载下降.

以上, $J = J_1 + [J_2 + M(l/2\pi)^2]/i^2$ 为折算到轴 I 的总的转动惯量. 荷载及外负载转矩 $T_L(s)$ 作为一种扰动输入会对传动系统动态性能产生影响, 通常为阶跃输入, 但实际工作中随工况的不同也会呈现出极复杂的状况, 荷载对升、降过程伺服性能的影响我们将在下面讨论分析. 从上式明显可以看出, 当机械系统刚度系数足够大, 即 $K \gg 1$ 时由 $T_L(s)$ 引起的输出就可以忽略, 也就是整个系统伺服精度会得以提高.

2.2 永磁同步电动机(PMSM)矢量控制驱动系统

系统电气传动部分采用正弦波永磁同步电动机(PMSM)矢量控制驱动方式, 其控制框图如图 6 所示. 主要包含正弦波永磁同步电动机及其配套驱动器(本系统选用台达 ECMA 系列低惯量电动机, x 、 y 轴电动机功率均为 0.4 kW, z 轴为 1 kW), 由电动机、驱动器完成电流(转矩)、速度双闭环串级控制, 再嵌入光栅尺检测反馈位置外环, 整个升降传动系统由此形成电流、速度、位置三环串级位置伺服控制模式. 位置调节器的输出作为速度给定, 速度调节器(ASR)的输出作为电流给定. 永磁同步电动机按转子磁场定向进行矢量变换控制(定子电流解耦控制), 三相定子电流 i_a 、 i_b 、 i_c 检测后经过 3/2 变换(Clarke 变换), 再经过 $2s/2r$ 变换(Park 变换)转换成正交的直流电流 i_d 和交轴电流 i_q , 与电流给定比较后进入电流调节器(ACR)^[3-5]. 目前高性能交流伺服系统的电流坐标变换解算, 速度、电流调节控制过程基本由伺服驱动器内置芯片完成.

2.3 升降传动系统控制结构与传递函数

按图 6 所示模式建立的 z 轴升降传动系统三环位置伺服控制系统框图如图 7, 电流、速度环我们均采用 PI 调节, 伺服系统中位置环有多种调节方式, 通常可以采用 P 调节. 位置调节器 $G_1 = K_{PP} K_{rg}$ 、速度调节器 $G_2 = K_{VP} + \frac{K_{VI}}{s}$ 、电流调节器 $G_3 = K_{iP} + \frac{K_{iI}}{s}$, K_{VP} 、 K_{VI} 为速度环比例增益和积分增益, K_{iP} 、 K_{iI} 为电流环比例增益和积分增益, K_{PP} 为位置环比例增益, K_{rg} 为速度指令调整增益, 3 个调节器的参数通过调试确定; 逆变器环节 $K_s = \frac{K_{PWM}}{T_{PWM} + 1}$, T_{PWM} 为逆变器的一个工作周期, K_{PWM} 为逆变器比例放大系数, 本系统 $T_{PWM} = 0.00017$, $K_{PWM} = 7.8$; 三相永磁同步电动机(PMSM)环节相关参数见表 1, 其中 L 为伺服电机定子电感, R 为伺服电机定子电阻, λ_e 为转矩系数, K_e 为反电动势系数, J_{id} 为电机转动惯量, J 为等效到轴 I 的总转动惯量, B 为速度阻尼系数; 机械传动环节 $z(s)$ 按式(8-b), 对于低频, 可取 $z(s) \approx 0.000079$ ^[6]. 不失一般性, 假定三环反馈均为单位反馈, 即取 $K_T = K_V = K_P = 1$.

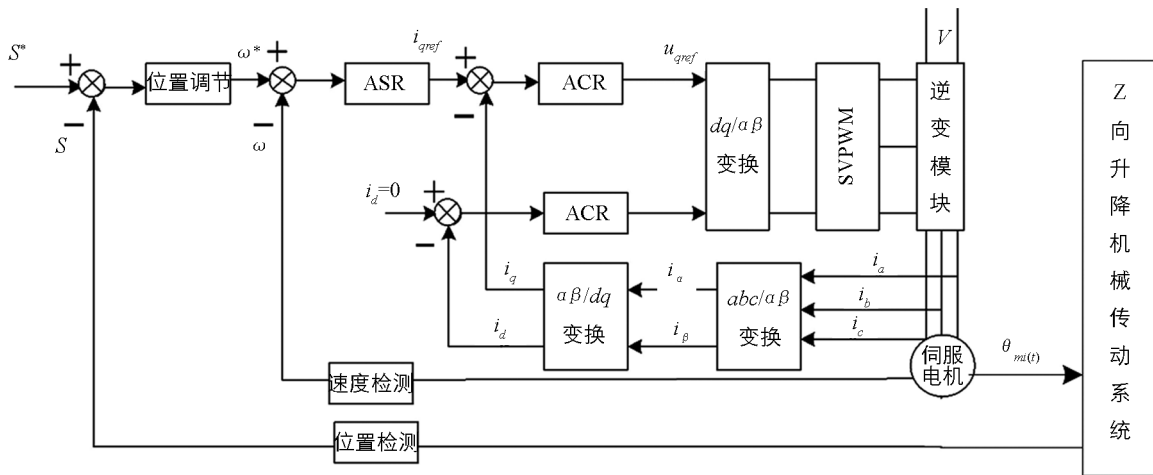


图 6 嵌入位置外环的升降驱动 PMSM 矢量控制系统框图

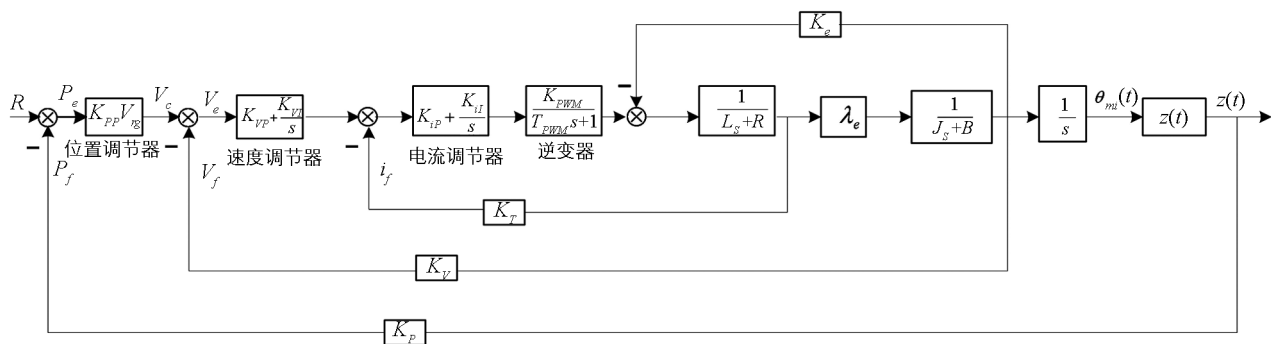


图 7 z 向升降位置伺服系统控制框图

表 1 z 轴伺服电动机参数

参 数	数 值	单 位	参 数	数 值	单 位
L	0.057	H	K_e	2.629	$V \cdot (\text{rad} \cdot \text{s})^{-1}$
R	0.897	Ω	B	0.05	$N \cdot \text{m} \cdot (\text{rad} \cdot \text{s})^{-1}$
λ_e	0.75	$N \cdot \text{m} \cdot A$	J_{1d}	2.62	$\times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

电流环输出:

$$G_i(s) = \frac{G_3 K_s (Js + B)}{(Js + B)(Ls + R + G_3 K_s) + K_e \lambda_e} \tag{9}$$

速度环输出:

$$G_v(s) = \frac{G_2 G_3 K_s \lambda_e}{(Js + B)(Ls + R + G_3 K_s) + K_e \lambda_e + G_2 G_3 K_s \lambda_e} \tag{10}$$

z 轴传动系统总体传递函数:

$$G_p(s) = \frac{z(s)}{R(s)} = \frac{G_1 G_v(s) z(s) / s}{1 + G_1 G_v(s) K_f / s} = \frac{G_1 G_2 G_3 K_s \lambda_e z(s)}{(Js + B)(Ls + R + G_3 K_s) s + K_e \lambda_e s + G_2 G_3 K_s \lambda_e s + G_1 G_2 G_3 K_s \lambda_e z(s)} \tag{11}$$

3 系统动态响应的时域仿真分析

我们基于 Matlab/Simulink 建立了 z 轴升降系统的控制仿真模型并进行了各控制回路的仿真分析, 初

步揭示了系统的动态特征。

电流环采用 PI 调节控制, 其控制仿真模型如图 8 所示, 输入单位阶跃信号进行调试, 调试结果为: 电流环比例增益为 30, 积分增益为 800, 电流上升时间大约为 0.001 6 s(略偏大), 超调量为 23%。

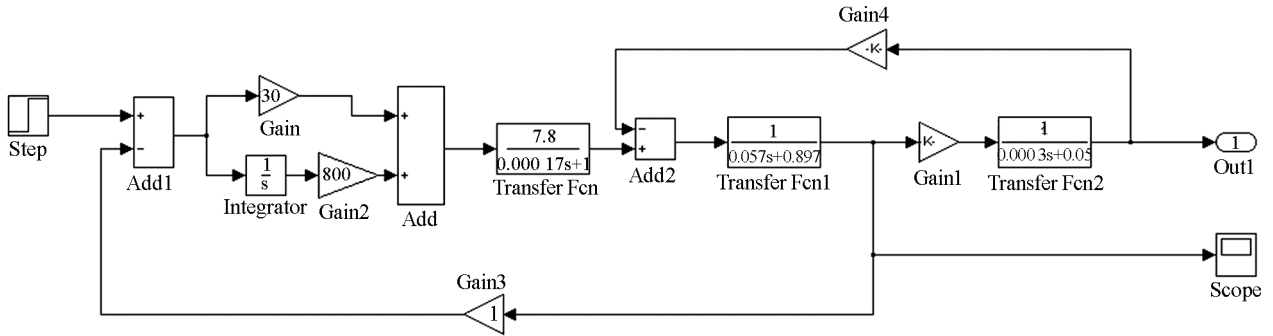


图 8 电流环控制仿真模型

速度环采用 PI 调节控制, 其控制仿真模型如图 9 所示, 输入单位阶跃信号进行调试, 调试结果为: 速度环比例增益为 0.25, 积分增益为 30, 速度上升时间大约为 0.018 s, 合理, 超调量为 37%(略偏大), 速度在 0.15 s 后稳定。

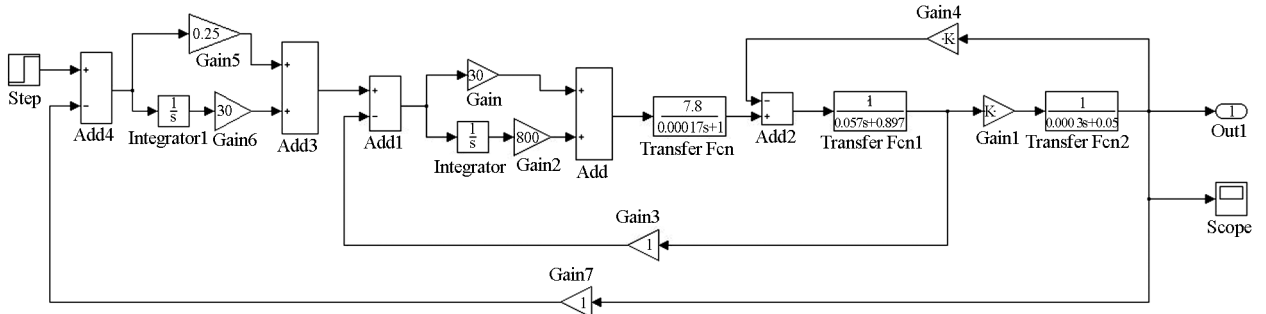


图 9 速度环控制仿真模型

前已说明, z 向存在荷载不能平衡的问题, 在升、降运行过程中, 平台及其负荷的试验器件质量将成为一种显著扰动从而影响 z 向运动的伺服性能. 这种影响主要体现在上升或下降运动的动态响应品质的差异上. 仿真分析时, 这种扰动可以用电流扰动形式在电流环内或用转矩扰动形式在速度环内来模拟, 但扰动信号的形式却较复杂, 我们直接根据荷载等效转矩对 $z(s)$ 的影响来分析, 就方便得多. 据式(8-b), 我们只需取不同的荷载系数 k_g 来分析平台负载升、降时位置阶跃响应情况即可, 仿真模型如图 10 所示. 位置环我们按 P 调节处理, 仿真时位置环比例增益取为 5, 速度指令调整增益为 55^[7-8]. 结果显示荷载后上升运动响应明显滞后于下降运动响应, 特别是荷载很大时, 上升到位时间相对是很长的, 而下降很快, 但却会导致显著过冲, 从而产生振荡(注: 以上荷载变化时, 总的等效惯量 J 的变化在仿真中忽略).

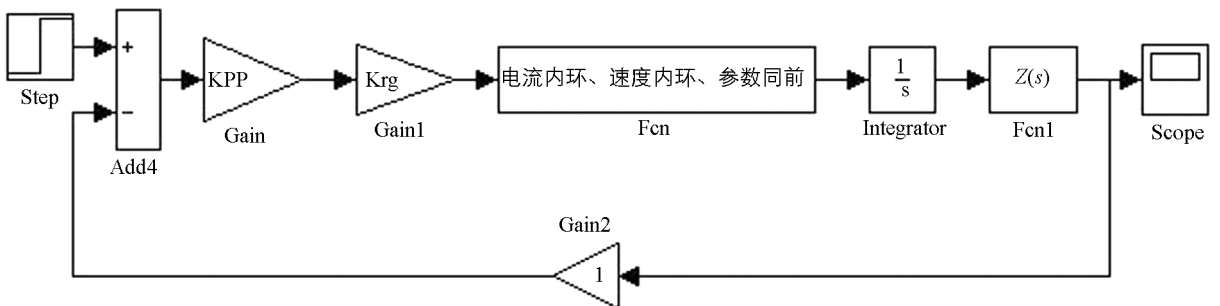


图 10 位置环控制仿真模型简化示意图

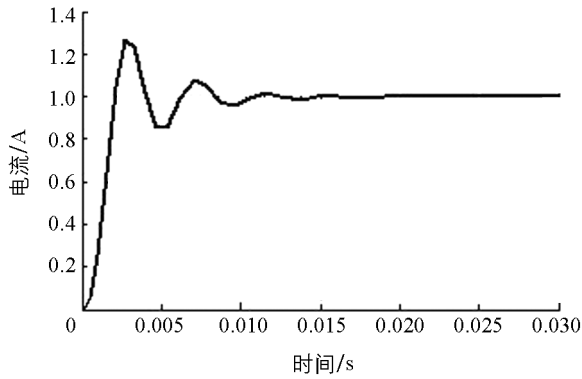


图 11 系统电流环的阶跃响应

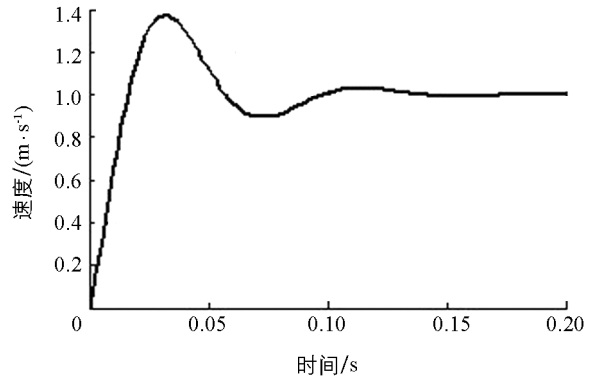
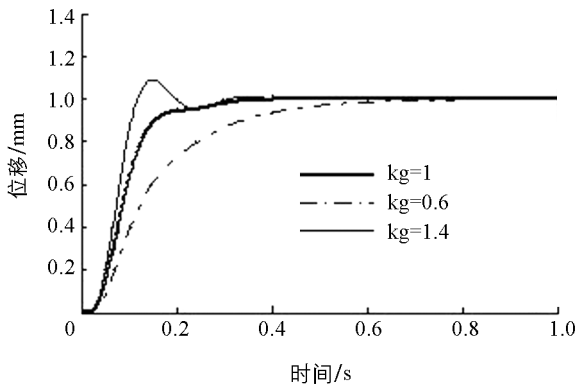
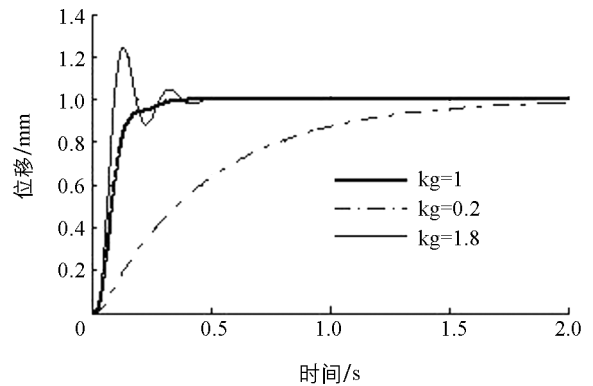


图 12 系统速度环的阶跃响应



(a) 升降台正常荷重时

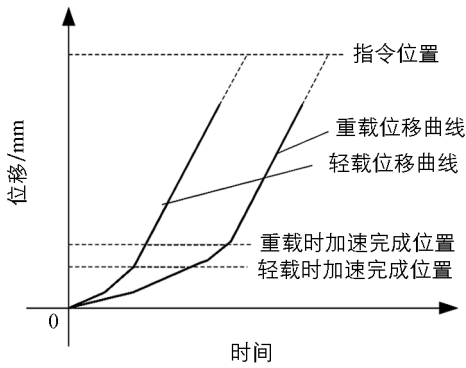
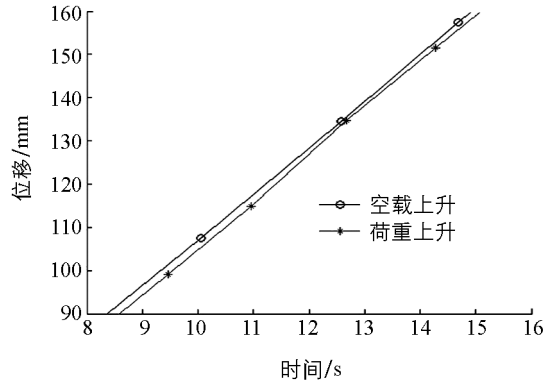


(b) 升降台过负荷时

图 13 系统位置环阶跃响应

4 z 轴荷载运行时的位置偏差

位置阶跃仿真显示,不同荷载下上升或下降时平台运行速度始终是不一样的,这实际上是在三环控制模式下,外环位置阶跃信号输入(相当于给定目标位置)后,内环电流、速度没有限定的一种自然调节变化。然而实际系统中伺服电机速度均会预先给定,故无论载荷状况如何,平台加速运行后终会达到给定速度,然后以给定速度匀速运行,最后减速到达目标位置,其位移曲线可以用如图 14 来定性表示,这与仿真位移曲线是有所差异的,其最大的不同在于如速度给定一致,无论荷载状况如何,进入匀速运行后,位移偏差近乎恒定。为了验证上述论断,基于本实验系统,我们对 z 轴平台空载、荷载上升时的位移曲线进行了实测,实验中伺服驱动参数一律取默认值,通过上位工控机实时采集并记录光栅尺检测反馈的实际位置信号,运行过程中对位置偏差不作实时补偿。空载上升时荷载仅为平台安装板质量,荷载上升试验时另增加 35 kg 负荷。实测得到的匀速段的情形见图 15,其结果与预期基本吻合。至此仿真、试验结果均显示,荷载上升实际上总会滞后于空载上升,显然,这是由于加速过程在不同荷载扰动下导致的不同程度的速度上升差异所致。这种效应的存在,意味着不同荷载下平台到达同一目标位置的时间是有差异的,或者反过来讲,如果给定了运行时间,则不同荷载下必然会出现位置偏差,这种偏差对于多轴联动运行是很不利的,对系统的伺服精度将造成严重负面影响。

图 14 设定速度时 z 向上升运行位移曲线的理论模式图 15 z 向上升位移曲线匀速段实测(局部)

5 结 论

以上我们对一种三轴定位安装电机试验系统的位置伺服性能进行了理论分析与实验研究,以 z 轴为典型建立了其伺服驱动运行的动力学模型,通过该模型进行的控制仿真结果表明:① 该系统在电流、速度、位置三环控制模式下的动态品质基本符合预期要求;② 重力负荷对 z 轴伺服系统的动态响应有显著影响,从而影响到该轴的位置伺服精度。

显然,由重力负荷导致的这种位置偏差对于开环系统来讲是很难消弭的,目前可以采用全闭环位置伺服控制(例如本试验系统采取的控制结构)在不计运行时差的情况下进行最终位置调节与校准,但实时性较差,对于高精度多轴联动运行助益不大,另外还可以采用伺服驱动参数设置补偿的措施,这在一定程度上解决了实时性问题,但对于多变工况,参数的准确设定与更改并不方便,故此,针对本试验系统以及与之类似的专机设备,设法进行位置偏差的实时调节与补偿是有必要的,也是一个很有价值的研究课题,就本试验系统而言,由于采用了“PC+运动控制板卡”的上位控制方式,是一种开放式数控系统,基于板卡函数库,应用通用计算机语言编制一款具备实时位置补偿功能的运动控制应用软件与系统配套,不失为一项有价值且较为便捷的工作。

参考文献:

- [1] 曹 院, 鲁 浩. 三轴惯导测试转台寻零方法应用研究 [J]. 四川兵工学报, 2015, 36(8): 166-168.
- [2] 陈先锋. 伺服控制自学手册 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2010.
- [3] 郝玲玲, 瞿成明, 乔永鸣. 无位置传感器的无刷直流电机起动方式研究 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2015, 29(5): 119-123.
- [4] 曾孟雄, 赵千惠, 欧阳文. 基于 PMSM 的三环数控交流伺服系统 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2012(5): 45-48.
- [5] 郭庆鼎, 王成元. 交流伺服系统 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [6] 蒋君侠, 陈 琪, 方 强, 等. 三坐标定位器系统动态特性分析和实验 [J]. 计算机集成制造系统, 2009, 15(5): 1004-1009.
- [7] 孙 军, 刘 伟. 基于 SIMULINK 的伺服进给系统仿真模型与分析 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2013(3): 80-83.
- [8] 周国清, 李 雷. 伺服控制系统的模糊优化及其参数自整定 [J]. 西南师范大学学报(自然科学版), 2014, 39(6): 78-83.

Study on Dynamic Characteristics of a Certain Type of Triaxial Automatic Positioning Installation System

WU Jian, ZHANG Jin-chun

1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Chongqing College of Electronic Engineering, Chongqing 401331, China;

2. Teaching Affair Office, Chongqing College of Electronic Engineering, Chongqing 401331, China

Abstract: In this paper, the research work involve a kind of automatic positioning installation bench used for the motor test with closed loop three axis ac motor servo drive. Because the Z axis of the three shaft transmission system contained by this bench possess the most rigorous working condition, so we take the Z axis as an object, thus establish a dynamics model. Using the Matlab/Simulink, we complete the simulation analysis to dynamic characteristics of Z axis under the condition of load running, get the step response characteristics of the current loop, speed loop and position loop, thus preliminarily reveals the pattern about the load factor influence the dynamic characteristics of a system, and also to verify the basic rationality of Z axis control structure and system design parameters. In addition, we also analyze the movement position deviation effect caused by the fact that load influence dynamic performance of Z axis, and verify this effect by experiment.

Key words: triaxial positioning system; Ac servo control; Simulink simulation; The dynamic characteristics

责任编辑 汤振金