

[文章编号] 1003-4684(2020)04-0034-05

## 二惯量系统谐振在线抑制及相位补偿

廖政斌<sup>1</sup>, 王泽飞<sup>1</sup>, 祝 珊<sup>2</sup>

(1 湖北工业大学太阳能高效利用及储能运行控制湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430068

2 国网湖北省咸宁市咸安区供电公司, 湖北 咸宁 437000)

[摘 要] 由于交流伺服系统机械传动装置的刚度有限,弹性传动装置在交流伺服系统中会产生谐振,严重影响了系统的稳定性与快速性。针对典型交流伺服系统的机械传动装置,建立二惯量系统模型,分析谐振产生的原因及其影响,并设计一种自适应陷波滤波器对系统谐振进行抑制;由于陷波滤波器的加入,系统相位出现滞后,导致系统的带宽频率降低,影响系统响应的快速性;因此使用一种相位补偿方法,减小系统的相位滞后,提高系统带宽频率。通过仿真验证了考虑相位补偿自适应陷波滤波器对二惯量系统谐振抑制的有效性。

[关键词] 交流伺服系统; 二惯量系统; 谐振抑制; 自适应陷波滤波器; 相位补偿

[中图分类号] TM351 [文献标识码] A

在交流伺服系统中,机械传动装置被用来将电机的力矩传递给负载,以实现负载跟随电机同步转动。在实际工程应用中,机械传动装置一般使用联轴器、皮带轮、滚珠丝杠等<sup>[1-2]</sup>,而这些传动机构刚性较差,为柔性传动机构,传动效果没有刚性机构理想,通常会在系统中引发机械谐振。针对交流伺服系统谐振抑制,文献[3]提出极点配置法,通过对极点进行配置使系统的谐振频率点和反谐振频率点相互抵消来抑制系统谐振;文献[4]提出转速误差补偿法,通过设计状态观测器,观测电机转速并与电机反馈转速作差,将得到的差值通过低通滤波器和高通滤波器处理后作为转速补偿,以此达到抑制系统谐振;文献[5]提出负载转矩观测器,将负载转矩观测值反馈到系统中,相当于改变电机转子侧的转动惯量,寻找合适的负载惯量比来达到抑制谐振的作用;这两种方法对系统参数有一定要求。因此采用自适应陷波滤波器对系统谐振频率点的幅值进行抑制,并针对相位滞后的问题采用一种相位补偿的方法减小相位后,提高系统带宽频率,改善系统的响应速度。

### 1 交流伺服系统谐振产生原理

#### 1.1 交流伺服系统二惯量模型建立

伺服系统由伺服电机、惯性负载和传动轴组成。在实际应用中,电机与负载间的传动轴并非总是刚

性连接,系统中存在一定的非线性因素,考虑到弹性连接对系统的性能影响,将此时的机械系统等价于二惯性系统。图 1 为二惯性系统的简化模型<sup>[6-7]</sup>。

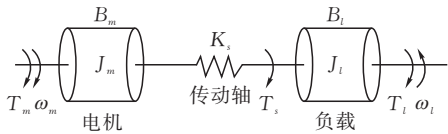


图 1 二惯量系统机械模型

图 1 中  $T_m$  为电机电磁转矩,  $T_l$  为负载转矩,  $\omega_m$  为电机转动惯量,  $\omega_l$  为负载的转动惯量,  $K_s$  为传动轴的耦合刚度系数,  $B_m$  为电机侧阻尼系数,  $B_l$  为负载侧阻尼系数,  $T_s$  为传动轴的扭转变形,  $J_m$  为电机的转动惯量,  $J_l$  为负载的转动惯量。

根据力学平衡关系,可以建立系统的微分方程组如下:

$$\begin{cases} J_m \ddot{\theta}_m = T_m - T_s \\ J_l \ddot{\theta}_l = T_s - T_l \\ T_s = K_s (\theta_m - \theta_l) + B_l (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_l) s \\ \omega_m = \dot{\theta}_m s \\ \omega_l = \dot{\theta}_l s \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中,  $T_s$  为传动轴形变扭矩,  $\theta_m$  为电机转轴的位置,  $\theta_l$  为负载转轴的位置。

对于简化的二惯量系统,根据系统的微分方程组可以画出系统的结构框图<sup>[8]</sup>(图 2)。

根据图 2 可以推导出电机转速  $\omega_m$  和负载转速

[收稿日期] 2019-12-21

[基金项目] 国家自然科学基金青年基金项目(51607060)

[第一作者] 廖政斌(1993-),男,湖北咸宁人,湖北工业大学硕士研究生,研究方向为伺服电机控制算法

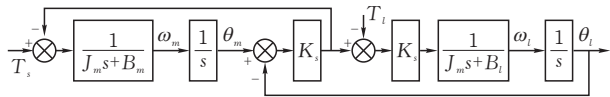


图 2 二惯量系统的结构图

$\omega_l$  到电磁转矩  $T_m$  间的传递函数,传递函数如下:

$$G_m(s) = \frac{\omega_m}{T_m} = \frac{1}{(J_m + J_l)s} * \frac{J_l s^2 + B_l s + K_s}{(\frac{J_m J_l}{J_m + J_l})s^2 + B_m s + K_s} \tag{2}$$

$$G_l(s) = \frac{\omega_l}{T_m} = \frac{1}{(J_m + J_l)s} * \frac{B_l s + K_s}{(\frac{J_m J_l}{J_m + J_l})s^2 + B_l s + K_s} \tag{3}$$

系统中的阻尼系数很小,可以忽略不计,所以式(2)和式(3)中的  $B_l = B_m = 0$ 。可得:

$$G_\omega(s) = \frac{K_s}{J_l s^2 + K_s}$$

从而可以得到考虑弹性传动装置的电流环和转速环双闭环控制系统框图(图 3)。

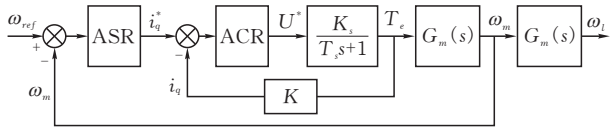


图 3 转速环系统控制框图

图中外环为转速环,对电机转速  $\omega_m$  进行闭环控制。ASR 为转速环 PI 调节器,调节器输出为电流指令;ACR 为电流环调节器,输出为电压指令; $K_s$  为逆变器的比例系数; $T_s$  为时间常数。

1.2 机械谐振的产生原因

式(2)、(3)传递函数左边项可以视为一个惯性环节,右边项可以视为一个二阶振荡环节,也是引起系统振荡的原因。

对比式(2)和式(3)可以发现其振荡环节的不同,式(2)中的传递函数包含了一对共轭极点和一对共轭零点;式(3)中的传递函数中存在一对共轭极点。正是由于弹性负载接入系统后引入了共轭零极点,才对电机和负载的转速响应有严重的影响,给控制带来了麻烦。所以抑制伺服系统谐振的关键在于将共轭零极点的影响降到最低<sup>[8]</sup>。

由上式可以得出二惯量系统的反谐振频率  $\omega_{ar}$  和谐振频率  $\omega_r$  分别为:

$$\begin{cases} \omega_{ar} = \sqrt{K_s/J_l} \\ \omega_r = \omega_{ar} \sqrt{K_s/J_l + R} \end{cases}$$

其中  $R = J_l/J_m$ ,  $R$  为负载惯量比。由式(3)可知负载惯量比与电机和负载的转动惯量有关,谐振频率  $\omega_r$  与传动轴的刚度系数和负载惯量比有关,减小惯量比  $R$ ,使谐振频率和反谐振频率更加接近,有利于二惯量系统的谐振抑制。电机与负载侧的谐

振方程 bode 图见图 4。

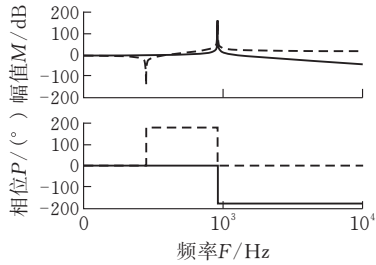


图 4 谐振方程 bode 图

分析图 4,从幅频特性可以看出系统在谐振频率处的幅值增益最大,而在反谐振频率处的幅值增益最小,有明显的波峰和波谷。在谐振频率处高增益的幅值会降低系统的稳定裕度,所以需要抑制谐振处的峰值。

2 机械谐振在线抑制及相位补偿

由上文分析可知,二惯量系统的机械谐振发生在特定的频率点上。在该频率点上,系统的幅值增益会迅速上升出现一个峰值,为了抑制系统的谐振,则需在该频率点处减小系统幅值<sup>[9]</sup>。本文采取自适应陷波滤波器对机械谐振频率进行补偿,抑制谐振的产生。

2.1 陷波滤波器设计

本文使用一种二阶 IIR 陷波器设计方法,该陷波器的传递函数如下:

$$H(z) = \frac{1 + \alpha * z^{-1} + z^{-2}}{1 + \alpha \rho * z^{-1} + \rho^2 * z^{-2}}$$

该陷波器形式简单,参数少,只有  $\rho$  和  $\alpha$  两个参数。参数  $\alpha$  决定陷波频率  $\alpha = -2\cos(\omega_0)$ ;参数  $\rho$  决定陷波器衰减带宽  $BW = (1 - \rho)\pi$ ,  $\omega_0$  (rad) 为归一化的陷波频率;  $BW$  (rad) 为 3dB 的衰减带宽;  $\rho$  ( $0 < \rho < 1$ ) 越接近 1,陷波器的衰减带宽就越窄,并且其陷波深度也越小。这两个参数之间没有耦合,互不影响。

在实际应用中,需先确定陷波器的陷波频率  $f_0$  (Hz),数字控制系统的采样频率为  $F_s$  (Hz);可得到陷波器归一化角频率为:  $\omega_0 = 2\pi f_0/F_s$ ,计算出  $\omega_0$  确定  $\alpha$ ;根据陷波宽度  $BW$  (Hz) 的要求,计算  $\rho = 1 - 2 * \frac{BW}{F_s}$ ,至此可以得出陷波器的传递函数。不同带宽陷波滤波器的频率响应波形见图 5。

图 5 可以看出,只在陷波频率点上的幅值频率特性出现衰减,且在陷波频率点处的相位出现滞后;陷波滤波器的带宽越宽,引起的相位滞后越大,系统的响应越慢。

2.2 谐振点辨识

由上分析可知,陷波滤波器的设计需要知道系



0, 为保证速度误差为 0, 可得下式:

$$\frac{2(k_1 - k_2)\omega_0 - K_{cmp}\omega_0^2}{\omega_0^2} = 0$$
$$K_{cmp} = 2 \frac{k_1 - k_2}{\omega_0}$$

### 3 仿真实验

#### 3.1 谐振抑制仿真结果

在 Matlab/Simulink 软件中, 对永磁同步电机伺服系统进行仿真实验电机参数: 电机额定电流为 6 A; 额定转速为 2000 r/min; 额定转矩为 5 N·m; 定子电阻为 3.15 Ω、定子电感为 0.0085 H; 定子磁链为 0.175 Wb; 电机极对数为 4 对极、转动惯量为 0.008 kg·m<sup>2</sup>; 传动轴的弹性系数为 50 N·m/rad; 负载惯量为 0.0008 kg·m<sup>2</sup>。

系统给定速度是周期为 2 s, 幅值为 1000 r/min 的方波信号, 在 2.1 s 时刻陷波滤波器起作用。得到波形见图 9。

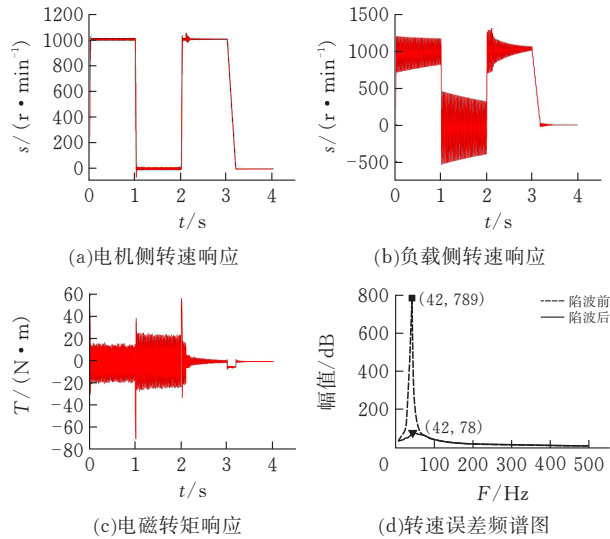


图 9 系统谐振抑制仿真

图 9a 为电机侧转速响应图, 在 2.1 s 时刻加入陷波滤波器系统转速会产生跳动, 随后转速波动幅度减小直至平稳; 图 9b 为负载侧转速响应图, 由于系统谐振的存在, 滤波前负载侧转速响应波动较大, 处于非正常运行状态, 2.1 s 进行滤波, 负载侧转速波动减小直至平稳状态; 图 9c 为电磁转矩响应图, 滤波后的电磁转矩波动明显减小。图 9a 和图 9b 中可以看出滤波后的转速响应明显变慢, 速度环带宽减小, 严重影响系统的快速性; 图 9d 为陷波前后转速误差的频谱图, 可以看出谐振点频率为 42 Hz, 陷波前的谐振点幅值达到 789 dB, 经过陷波滤波后谐振点幅值降至 78 dB。

#### 3.2 相位补偿仿真结果

在 Simulink 中, 速度给定为 1 个周期幅值为

1000 r/min 的方波信号, 在电机启动时刻陷波滤波器开始作用。图 10 为使用陷波滤波器带来系统相位滞后的补偿前后转速波形图。

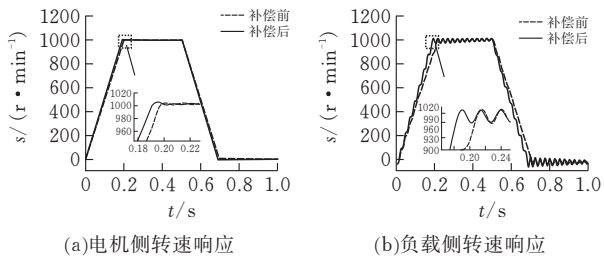


图 10 相位补偿后系统谐振抑制仿真

由图 10 可知, 加入相位补偿环节后不仅对系统谐振有抑制作用, 而且改进后的方法比单纯使用陷波滤波器的相位滞后小, 改善了系统的带宽频率, 提高了其响应速度; 改进后的转速响应均提升了 0.9 s 左右。

以上仿真是从时域的角度分析系统相位滞后补偿问题, 从频域的角度分析系统相位滞后, 可以通过分析系统的闭环截止频率大小, 闭环截止频率越大, 系统的瞬态响应速度越快。向系统转速给定幅值一定的正弦激励, 通过改变激励的频率, 直至幅值衰减为最大值的 0.707 倍, 此时激励的频率为系统电流环的带宽频率(亦称截止频率)。

在 Simulink 仿真软件中, 速度输入幅值为 1A 的正弦激励, 通过改变激励的频率分别得到刚性系统、二惯量系统、加入自适应陷波滤波器的二惯量系统及相位补偿后系统的带宽频率如图 11。

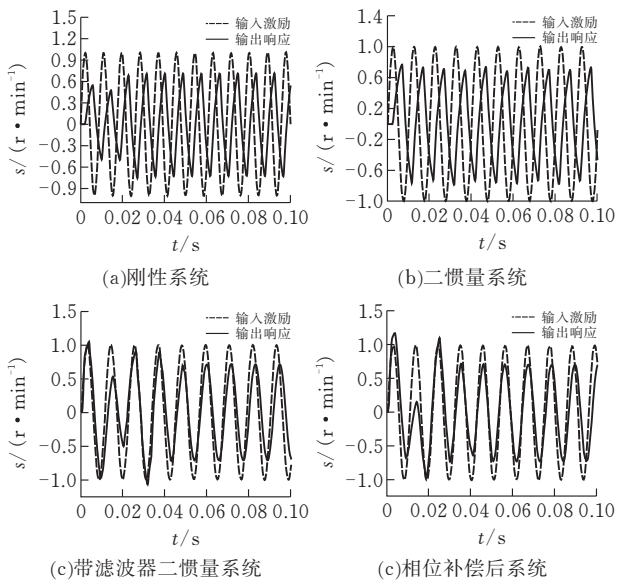


图 11 不同系统下的激励与响应

图 11 的 a、b、c、d 中转速输入正弦激励的频率分别为 722 Hz、627 Hz、557 Hz、589 Hz, 可知刚性系统的带宽最大, 系统响应最快; 二惯量系统次之; 加入陷波滤波器后的二惯量系统带宽有所下降; 经



过相位补偿后的系统带宽在原有的基础上有一定的增加。

4 结 论

笔者对包含弹性装置的伺服驱动系统进行研究,分析了系统谐振产生的原理及其对系统带来的影响。介绍了一种自适应陷波滤波器的设计原理,通过设计合理的陷波滤波器对系统谐振进行抑制。仿真试验表明,陷波滤波器能有效地抑制系统的机械谐振,但同时会给系统带来相位滞后的问题。针对该问题,采用一种相位补偿的方法,有效的减小了系统相位滞后,提高系统的带宽,改善系统响应速度,并通过仿真验证了其有效性。

[ 参 考 文 献 ]

[1] 戚明辉,罗欣,沈安文,等. 基于扰动转矩反馈的机械谐振抑制方法[J]. 电气传动,2016,46(1):45-49.

[2] Jun Keun J, Seung Ki S. Kalman filter and LQ based speed controller for torsional vibration suppression in a 2-mass motor drive system[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,1995,42:546 -571.

[3] 丁有爽,肖曦.基于极点配置的永磁同步电机动柔性负载 PI 调节器参数确定方法[J]. 中国电机工程学报,2017,37(4):1125-1238.

[4] 李琼.永磁伺服驱动系统中的振动抑制研究[D]. 武汉:华中科技大学,2016:42-53

[5] Yun J N, Su J, Kim Y I, et al. Robust disturbance observer for two-inertia system[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,2013,60(7):2700-2710.

[6] Pereira E, Aphale S S, Feliu V, et al. Integral resonant control for vibration damping and precisetip-positioning of a single-link flexible manipulator[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(2):232-240.

[7] 丁有爽,肖曦.伺服系统柔性负载建模方法研究[J]. 中国电机工程学报,2016,36(3):818-827.

[8] 杨明,胡浩,徐殿国.永磁交流伺服系统机械谐振成因及其抑制[J]. 电机与控制学报,2012,16(1):79- 84.

[9] Hisashi K, Toshimasa M, Kiyoshi O. Tracking control for industrial robot using notch filtering system with little phase error[J]. Electrical Engineering in Japan, 2011,175(1):29-35.

[10] 郭万禄.雷达信号处理中大数据量 FFT 的实现研究[J]. 信息通信,2019(8):284-285.

Online Resonance Suppression and Phase Compensation  
for Double Inertia System

LIAO Zhengbin<sup>1</sup>, WANG Zefei<sup>1</sup>, ZHU Shan<sup>2</sup>

(1 Hubei Key Laboratory for High-efficiency Utilization of Solar Energy and Operation Control  
of Energy Storage System, Hubei Univ. of Tech., Wuhan 430068, China ;  
2 State Grid Power Supply Company, Xianan District, Xianning 437000, China)

**Abstract:** Due to the limited rigidity of the mechanical transmission of the AC servo system, the elastic transmission will generate resonance in the AC servo system, which seriously affects the stability and rapidity of the system. In this paper, a two-inertia system model is established for the mechanical transmission of a typical AC servo system. The causes and effects of resonance are analyzed. An adaptive notch filter is designed to suppress the resonance of the system. Due to the addition of the notch filter, the phase of the system lags reduces the bandwidth of the system and affects the rapid response of the system. Therefore, the phase compensation method is used to reduce the phase lag of the system and increase the bandwidth of the system. The effectiveness of the phase-compensated adaptive notch filter for the resonance suppression of the two-inertia system is verified by simulation.

**Keywords:** AC servo system; double inertia system; resonance suppression; adaptive notch filter; phase compensation

[责任编辑: 张岩芳]