

基于涡轮蜗杆效率的研究及控制系统仿真^①

周全, 白国振, 熊友, 顾凯凯

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

摘要: 设计了一套基于涡轮蜗杆的性能试验台, 通过一系列实验准确测量出涡轮蜗杆的传动效率。并在此基础上建立控制系统数学模型, 对控制系统进行仿真。

关键词: 涡轮蜗杆; 效率; 控制系统仿真; 数学模型; 系统稳定性;

Efficiency Research Based on Worm Gear and Simulation of Control System

ZHOU Quan, BAI Guo-Zhen, XIONG You, GU Kai-Kai

(College of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: This paper designs a test bench of performance test based on the worm gear, through a series experiments and measure the transmission efficiency of worm gear accurately. Based on this, this paper establishes the control system mathematical modeling to simulate the control system. The actual experiments shows that the precision meet the requirements, and the system is stable and reliable.

Key words: worm gear; efficiency; control system simulation; mathematical model; system stability

1 引言

当前齿轮减速器在各行各业中的应用十分广泛, 是一种不可缺少的机械传动装置, 但减速器普遍存在着体积大、重量大, 或者传动比大而机械效率过低的问题。国外的减速器, 以德国、丹麦和日本处于领先地位, 特别在材料和制造工艺方面占据优势, 减速器工作可靠性好, 使用寿命长, 但其传动形式仍以定轴齿轮传动为主, 体积和重量问题, 也未解决好。国内的减速器多以齿轮传动、涡轮蜗杆传动为主, 但也普遍存在着功率与重量比小, 或者传动比大而机械效率过低的问题。另外, 材料品质和工艺水平上还有许多弱点, 特别是大型的减速器问题更突出, 使用寿命不长。其中涡轮蜗杆传动系统是重要的减速装置之一, 它具有高传动比、传动平稳、自锁性的特点。为检测该部件的性能, 我们设计了一套涡轮蜗杆性能试验台, 由于控制系统的稳定性对涡轮蜗杆的传动效率影响较大, 故需对控制系统进行仿真, 从而大大增加系统的稳定性。

2 涡轮蜗杆试验台构成及控制原理

2.1 涡轮蜗杆控制系统组成

涡轮蜗杆试验台结构原理图如图 1 所示, 本试验台包括三部分: 第一部分是与蜗杆连接的液压伺服马达 1 和传感器 1, 其中马达 1 是速度控制模式, 通过设定马达 1 的转速来控制涡轮蜗杆转速, 传感器 1 是扭矩传感器, 用来测定蜗杆端的扭矩, 其量程为 10NM;

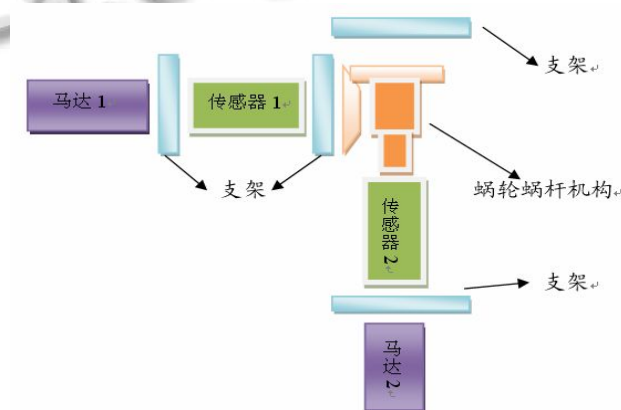


图 1 涡轮蜗杆试验台结构原理图

^① 收稿时间:2011-08-21;收到修改稿时间:2012-09-14

第二部分是与涡轮相连接的液压伺服马达 2 和传感器 2, 其中马达 2 是扭矩控制模式, 它作为负载, 可以提供 200NM 以下的任意扭矩, 传感器 2 为扭矩传感器, 其量程为 200NM; 第三部分是支架, 它是起到支撑固定马达、传感器和涡轮蜗杆装置的作用。

2.2 涡轮蜗杆试验台控制原理

由于本试验台的涡轮蜗杆传动比为 21, 从理论上讲, 蜗杆端的速度和应该为涡轮端的 21 倍, 而扭矩应该是涡轮端的 1/21, 由此可以分析得出, 当蜗杆作为主动件的时候, 可以作为一省力机构。其控制原理: 在马达 1 端加载速度控制方式, 给定速度; 而在马达 2 端加载扭矩控制方式, 给定扭矩, 这样就形成了由马达 1 提供的速度控制方式通过涡轮蜗杆传动带动马达 2 作为被动加载端。

3 涡轮蜗杆的效率测试及其曲线图

3.1 涡轮蜗杆效率的计算方法

通过 PC 中的手动或程序模式均可实现对下列参数进行闭环控制。

——扭矩 T1 或转速 n1 伺服马达 1

——扭矩 T2 或转速 n2 伺服马达 2

通过 PC 对下列数据进行同步采集。

——蜗杆扭矩传感器 1 的扭矩和转速

——蜗杆扭矩传感器 2 的扭矩和转速

——涡轮蜗杆周边的温度

其效率可表示为 $\eta = (T_2 \times n_2) / (T_1 \times n_1)$, 可任意选择设定显示或不显示的曲线, 曲线显示的选取并不影响试验实时数据的测取和获得。其中 PC 数据采集硬件全部使用美国 NI 公司的数据采集硬件和 I/O 卡, 设备具有良好的操作性, 方便的维修性, 安全性。

3.2 涡轮蜗杆效率曲线

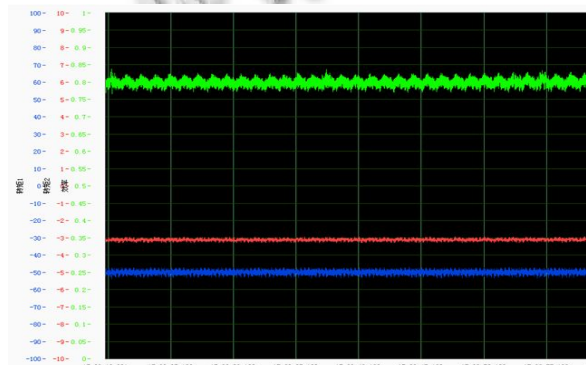


图 2 涡轮蜗杆效率实验曲线

涡轮蜗杆的效率实验曲线如图 2 所示, 其中扭矩 2 是由传感器 1 测量出来的蜗杆端的扭矩值, 扭矩 1 是由传感器 2 测量出来的涡轮端的扭矩值。

由图可见, 该涡轮蜗杆试验台的传动效率在 80% 左右波动, 此效率数据是马达 1 的转速在 1050 转/分、马达 2 的扭矩在 50NM 的情况下得出的效率曲线。可以跟据不同的转速和扭矩得出不同的效率曲线, 但整体范围在应该在 80% 左右。

4 涡轮蜗杆试验台各环节数学模型的建立

4.1 阀控液压马达模型分析

液压马达动态特性是指其速度因负载或负载流量瞬态变化而变化关系, 这种变化关系可以用力平衡方程和流量连续方程描述的^[5]。在本系统中, 液压马达为双出杆对称液压马达, 常用四边滑阀控制。假定液压马达的负载有惯性力、粘性摩擦力、弹性力和外力(包括干摩擦力), 考虑内、外泄漏, 可以列出活塞力平衡方程和流量连续性方程。阀控液压马达驱动机构的物理模型^[6]如图 3 所示:

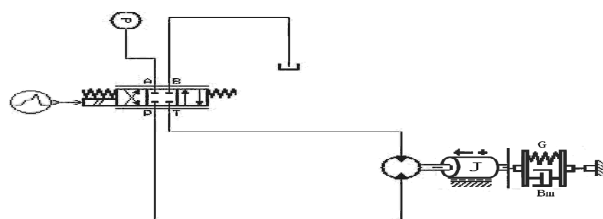


图 3 阀控液压马达模型

阀控液压马达的传递函数方程为:

$$\theta_M = \frac{K_q}{D_m \omega_2} X_v - \frac{1}{G} \left(\frac{s}{\omega_1} + 1 \right) T_L \quad (1)$$

$$\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)$$

式中:

$$\zeta_m = \frac{B_m}{2\sqrt{GJ}} \quad \text{——负载阻尼比;}$$

$$\frac{K_q}{K_{ce}} \quad \text{——总的压力增益, pa/m;}$$

$$K_q \quad \text{——阀的流量增益, } m^3/(s/A);$$

$$D_m \quad \text{——液压马达的理论排量, } m^3/rad;$$

$$G \quad \text{——负载的扭转弹簧刚度, } N \cdot m/rad;$$

$$\zeta_0 \quad \text{——平均阻尼比;}$$

ω_1 ——液压弹簧刚度与阻尼系数比, rad/s ;
 ω_2 ——负载扭转弹簧刚度与阻尼系数比, rad/s ;
 ω_r ——液压弹簧和负载扭转弹簧串联耦合时的刚度与阻尼系数比, rad/s 。

涡轮蜗杆效率试验台具有一个闭环控制回路, 即一路力闭环控制, 分析液压马达伺服系统转矩闭环的数学模型。

4.2 阀控液压马达角度伺服系统模型分析

根据以上的分析可以得到系统的液压马达转矩闭环控制系统的结构框图和数学模型分别如图 4、图 5 所示。

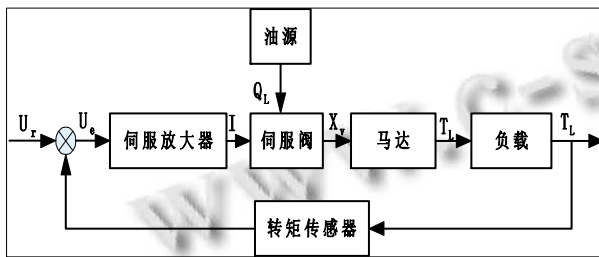


图 4 阀控液压马达转矩闭环系统结构框图

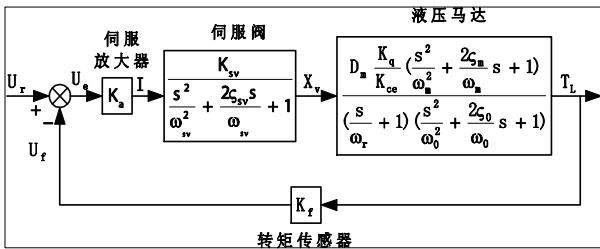


图 5 阀控液压马达转矩闭环系统数学模型

根据图 5 可知阀控液压马达转矩控制系统的开环传递函数为:

$$G_T(s) = \frac{K_T \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\zeta_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)} \quad (2)$$

式中 $K_T = D_m K_a K_{sv} K_q / K_{ce}$ 是开环增益。

4.3 伺服阀模型分析

在系统建模时必须考虑阀的数学模型, 即它的传递函数。伺服阀的传递函数应根据执行元件或负载的特性来选择, 在保证分析精确的前提下, 可以简化系统的数学模型。根据实测曲线, 当系统执行元件固有频率低于 50Hz 时, 伺服阀的传递函数可用一阶环节表

示, 即:

$$G_v(s) = \frac{Q(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{T_{sv}s + 1} \quad (3)$$

当固有频率大于 50Hz 时, 将伺服阀看成振荡环节, 通常情况下都为二阶, 其数学模型为:

$$G_v(s) = \frac{Q(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\zeta_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1} \quad (4)$$

式中 Q ——电液伺服阀的输出流量, m^3/s ;

I ——电液伺服阀的输入电流, A ;

K_{sv} ——电液伺服阀的流量增益系数, $m^3/(s/A)$;

T_{sv} ——电液伺服阀的时间常数;

ω_{sv} ——电液伺服阀的固有频率, rad/s ;

ζ_{sv} ——电液伺服阀的阻尼比, 通常为 0.4~0.7。

4.4 传感器模型分析

在一般的试验台中, 有二路闭环控制, 即一路力闭环和一路角度闭环控制, 因此就有力和角度这两种反馈, 需要力和角度两种传感器, 分别将力信号或者角度信号转换成可处理的电压信号。其模型表示为:

$$U = K_f x \text{ 或 } U(s) = K_f x(s) \quad (5)$$

式中 U ——反馈电压, V ;

K_f ——反馈系统增益;

x ——力(角度)信号。

4.5 伺服放大环节模型分析

伺服放大器是伺服控制系统中的重要组成部分, 它必须与伺服阀结构使用, 可以改善电液控制单元或系统的动态特性和稳定性。由于伺服放大器频带比较宽, 可视为一个比例环节, 其数学模型为:

$$I = K_a E \text{ 或 } I(s) = K_a E(s) \quad (6)$$

式中 I ——放大器输出电流, A ;

K_a ——伺服放大器增益系数, A/V ;

E ——误差值。

4.6 机械部分模型分析

在涡轮蜗杆效率试验台, 相比于电液伺服控制的其它环节, 机械部分相当于弹性环节, 故可忽略不计。

5 PI控制器设计

涡轮蜗杆控制系统是一个电液力伺服系统, 存在超调大、带宽低、性能不稳定等不确定因素, 在效率

试验台加载模拟系统中随着被试专线器和工作环境的变化, 承载对象的特性参数和结构也随之改变。因此采用 PI 控制器对整个控制系统进行偏差调节, 从而使被控变量的实际值与工艺要求的预定值一致^[7,8]。

$$M(s) = (U_r - U_F)E(s)K_p(1 + \frac{1}{T_i s}) \quad (7)$$

式(7)中, $K_p=0.32$, $T_i S=0.001$, 经过涡轮蜗杆效率试验台现场调试可知, 此 PI 控制器可使相位裕度增加, 不但有利于系统稳定, 还可减弱系统振荡程度, 改善动态性能。

6 涡轮蜗杆控制系统仿真分析

如图 6 所示是没有进行系统仿真时所得出的涡轮蜗杆效率曲线图。

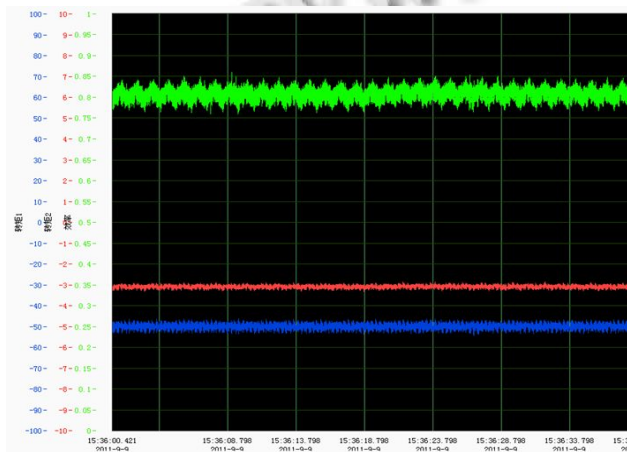


图 6 控制系统仿真前效率曲线

根据上面求得的数据, 可以推导出阀控液压马达转矩控制系统的开环传递函数:

$$G_T(s) = \frac{T_L}{X_v} = \frac{1.83(\frac{s^2}{1.58 \times 10^5} + 1.1 \times 10^{-6} s + 1)}{(\frac{s}{0.389} + 1)(\frac{s^2}{660^2} + \frac{1.4}{660} s + 1)(\frac{s^2}{1825^2} + \frac{0.31}{1825} s + 1)}$$

其中 $K_T = D_m K_a K_{sv} K_q / K_{ce} = 1.83$;

系统的数学模型建立后, 便可对系统进行分析和校正。分析和校正的目的在于了解系统的特性, 系统校正的目标在于改善系统的性能, 主要分析手段有时域和频域分析方法^[9]。利用 MATLAB SIMULINK 对电液伺服控制系统进行仿真, 在仿真过程中可以方便地模拟实际系统, 反复调整各种参数, 可以高效达到最

佳设计要求^[10]。液压马达力闭环控制系统的频域和阶跃响应如图 7、图 8 所示。

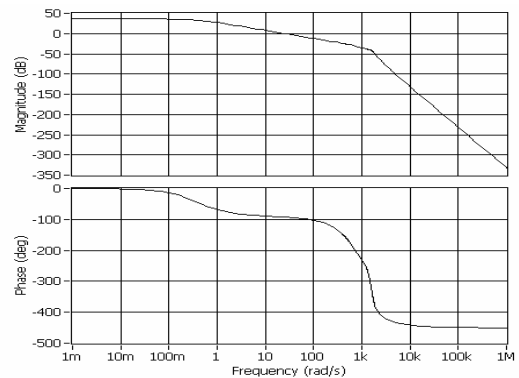


图 7 液压马达控制系统开环频域特性

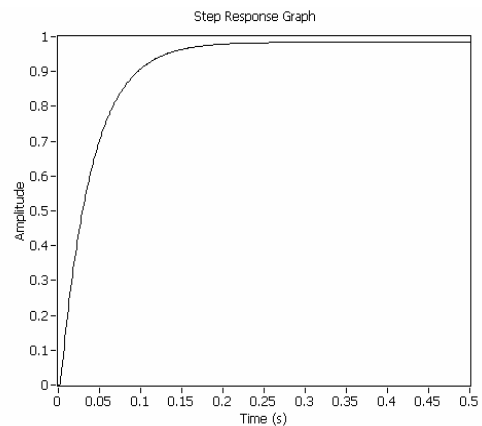


图 8 液压马达控制系统时域特性

时域分析是一种直接在时间域中对系统进行分析 and 校正, 直观、精确是其最大的优点, 可以提供系统的时间响应信息, 但在研究系统参数改变导致系统的性能指标变化趋势以及对系统进行校正设计时, 时域不是很方便, 故经常采用频域分析, 频域分析是设计和分析液压控制系统最常用的一种方法。

6 结语

本文主要研究涡轮蜗杆试验台效率及控制系统仿真, 在实验中我们可以看出, 影响涡轮蜗杆效率的因素很多, 如实验台的实际安装精度、传感器精度等。比较图 2 和图 6 可以看出: 图 6 的效率曲线幅值明显大于图 2, 即经过控制系统仿真以后增加了系统的稳定性。从频域分析可知系统幅值裕度为 40dB, 相位裕度为 85°, 根据控制系统设计的准则^[11], 为了得到良好的控制性能, 相位裕度应在一定的范围波动, 而幅值

裕度应大于 6dB。所以从频域上分析系统稳定，而且满足相应的相位裕度和幅值裕度要求。从时域上分析达到稳定的时间约为 185ms，上升时间为 88ms，并且稳态误差为 1.5%，故能满足系统的控制要求。

参考文献

1 Astrom KJ, Hagglund T. PID Controllers: Theory, Design and Tuning. Research Triangle Park: Instrument Society of American. 1995.
 2 Conway J, Watts S. A software Engineering Approach to LABVIEW. New Jersey: Prentice Hall PTR. 2003.
 3 Mokhtari M, Marie M. Engineering Applications of MATLAB 5.3 and SIMULINK 3. Beijing: Publishing House of Electronics Industry. 2002.

4 孙振华.INSTRON-1343 电液伺服疲劳试验机计算机控制及数据处理系统.实验技术与管理,1999,16(2):34-35.
 5 许贤良,王传礼.液压传动系统.北京:国防工业出版社,2008.
 6 厉虹,杨黎明,艾红.伺服技术.北京:国防工业出版社,2008.
 7 吴麒,王诗必.自动控制原理.第 2 版.北京:清华大学出版社,2006.337-344.
 8 梅晓榕.自动控制原理.第 2 版.北京:科学出版社,2007.144-146.
 9 吴新余,周井泉,沈元隆.信号与系统—时域、频域分析及 MatLab 软件的应用.北京:电子工业出版社,1999.
 10 Alan V. Oppenheim, Alan S. Willsky, S. Hamid, et al. Signals and Systems. Prentice Hall, 2002.
 11 朱骥北.机械控制工程基础.北京:机械工业出版社,2006.

(上接第 25 页)

| | | | |
|---------------|------------|--------------|------------------|
| 问题库中相近(同)问题 2 | 怎样做西红柿鸡蛋汤? | 计算机什么时期发展最快? | 国民革命失败的原因是什么? |
| 相似度 | 0.500 | 0.528 | 0.341 |
| 问题中距较远(同)问题 3 | 西红柿对身体好吗? | 第一台计算机问世于何时? | 怎么理解中共在国民革命中的作用? |
| 相似度 | 0.381 | 0.400 | 0.231 |

表 3 相似度计算方法实验结果对比

| 方法 | 准确率 | 召回率 | F-指标值 |
|---------------|-------|-------|-------|
| 基于刘群等人的语义计算方法 | 78.82 | 77.75 | 78.28 |
| 本文的计算方法 | 88.21 | 85.54 | 86.85 |

从上述结果我们可以看出，在基于语义的相似度计算中，大部分问题的相似度计算在趋势上符合人们的直观感觉，因此以 M 条最优解作为回答正确与否的

判断标准时，准确率超过了 85%，所以从整体上看，系统根据可扩展语义的相似度计算来进行问题检索可以胜任实际应用的需求。

参考文献

1 王学松.Lucene+Nutch 搜索引擎开发.北京:人民邮电出版社,2008.
 2 刘群,李素建.基于《知网》的词汇语义相似度计算.计算语言学及中文信息处理,2002,7:59-76.
 3 夏天.汉语词语语义相似度计算研究.计算机工程,2007, (3): 191-194.
 4 宁可为,王炜,李园伟.基于 Hadoop 句群相似度计算研究.计算机系统应用,2010,19(12):59-63.
 5 White T. Hadoop: The Definitive Guide. 北京:清华大学出版社,2010.166-317.