

文章编号:1671-6833(2014)02-0108-04

兆瓦级风机偏航液压系统工作性能的仿真研究

张银霞, 闫素平, 郜伟, 王栋, 覃寿同

(郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001)

摘要:兆瓦级风机偏航液压系统向智能方向发展,结合电液伺服阀控制的理论,选定伺服阀控制偏航液压缸实现偏航系统的智能化.建立了偏航液压系统的数学模型,运用 Simulink 线性分析得出系统是稳定的.在 AMESim 中建立风机偏航液压系统的仿真模型,对其工作过程及性能进行仿真分析.结果表明阀口开度越大阻尼力矩越小,并且当偏航液压系统外界工况发生变化时,系统能满足变化的工况需求.

关键词:兆瓦级风机;偏航液压系统;电液力控系统;工作性能;AMESim

中图分类号: TH137.7 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2014.02.025

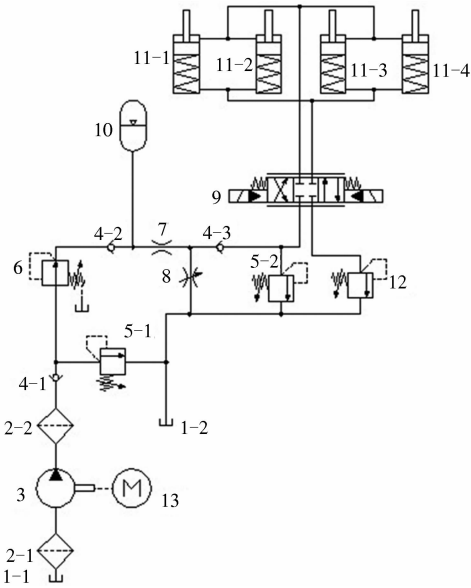
0 引言

随着新能源的开发和利用,风力发电技术也逐步成熟,而风机的偏航多采用液压系统进行控制,目前国内大多是引进国外技术.随着偏航系统向着全智能的方向发展,要求偏航液压系统提供的阻尼力矩和制动力矩随着外界需求发生变化.对偏航系统进行仿真能够模拟风机偏航系统的工况,查看选定的系统是否满足偏航工况需求.大连理工大学的徐志祥^[1]和西安电子科技大学的李守好^[2]等人均用 Matlab 对风机偏航的控制系统进行仿真,兰州理工大学褚金^[3]也采用 Matlab 研究了阀口开度大小和减压阀调定压力对系统响应时间及控制精度的影响,但未见对阻尼力矩和锁紧力矩的影响分析.笔者运用 AMESim 对偏航液压系统的工作过程进行仿真分析,对阀口开度对阻尼力矩和锁紧力矩的影响及系统能否自动提供较大锁紧力矩等进行仿真研究.

1 兆瓦级风机偏航液压系统数学模型的建立

图 1 是 1 兆瓦风机偏航液压系统的原理图,风力发电机正常工作时,偏航闸靠弹簧力处于锁紧状态,此时液压系统不向偏航液压缸提供液压压力,需要偏航时伺服阀 9 右位得电,压力油进入偏

航液压缸有杆腔,向偏航油缸活塞提供压力,抵消部分弹簧力,起到偏航阻尼的效果.系统偏航到位后,伺服阀 9 左位得电,偏航油缸有杆腔卸荷失电,系统在弹簧力和液压力的作用下锁紧.当需要较大锁紧力矩时,伺服阀 9 左位得电向偏航油缸无杆腔供油,和弹簧一起提供锁紧力矩.



1—油箱;2—过滤器;3—液压泵;4—单向阀;5—溢流阀;6—减压阀;7—节流阀;8—可调节流阀;9—电液伺服阀;10—蓄能器;11—液压缸;12—背压阀;13—电机

图 1 偏航液压系统原理图

Fig. 1 The schematic diagram of drift hydraulic system

收稿日期:2013-12-18;修订日期:2014-2-20

基金项目:国家科学技术部资助项目(2009GJD00041);河南省博士后研发基地资助项目

作者简介:张银霞(1974-),女,郑州大学副教授,博士,主要研究方向为精密与超精密加工技术、抗疲劳制造技术、难加工材料高效加工技术,E-mail:zhangyinxia@zzu.edu.cn.

1.1 系统各部分传递函数的建立

兆瓦级风机偏航液压系统为电液力控系统^[4-5],数学模型由电液伺服阀传递函数、阀控缸

的传递函数以及其他环节构成,该系统的方块图如图 2 所示.

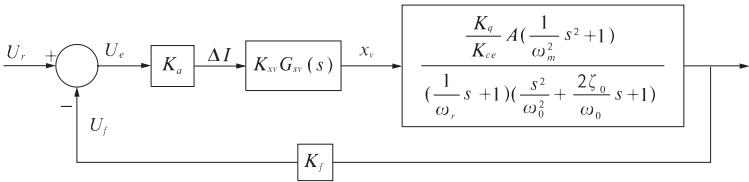


图 2 偏航液压系统方块图

Fig.2 The block diagram of drift hydraulic system

由上图可以得出其传递函数如下

$$G(s)H(s) = \frac{F_g}{U_e} = \frac{K_0 G_{sv}(s) \left(\frac{1}{\omega_m^2} s^2 + 1 \right)}{\left(\frac{1}{\omega_r} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)}, \quad (1)$$

式中: $K_0 = K_a K_{sv} K_f A K_q / K_{ce}$; ω_m 为负载的固有频率,Hz; ω_r 为惯性环节的转折频率,Hz; ω_0 为综合固有频率,Hz; ζ_0 为综合阻尼比.

加入校正环节对上面的传递函数进行校正,其传递函数就变为:

$$G(s)H(s)G_c(s) = \frac{F_g}{U_e} G_c(s) = \frac{K_0 G_{sv}(s) \left(\frac{1}{\omega_m^2} s^2 + 1 \right)}{\left(\frac{1}{\omega_r} s + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right) \left(\frac{1}{\omega_1} s + 1 \right)^2}. \quad (2)$$

1.2 偏航液压系统的稳定性分析

在 Simulink 中建立偏航液压系统的传递函数,得到 Bode 图如图 3 所示. 可以看出, ω_0 处的谐振峰值不超过 0 dB 线,且增益裕量大于 6 dB,满足系统的稳定条件^[6],系统是稳定的.

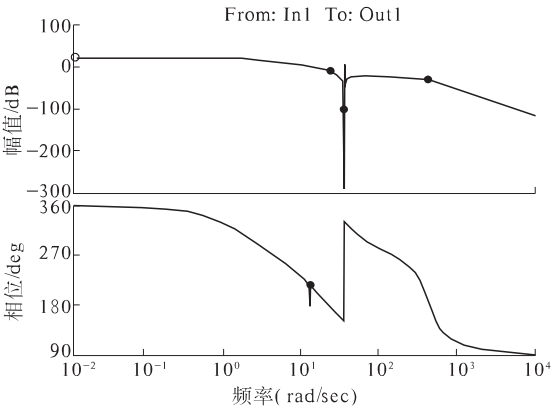


图 3 校正后偏航液压系统 Bode 图

Fig.3 The Bode diagram of drift hydraulic system after correction

2 偏航液压系统建模仿真

2.1 偏航液压系统仿真模型建立

兆瓦级风机偏航液压系统所用的液压缸为单作用缸且内含弹簧,AMESim 液压元件库中没有这种缸,所以用 HCD 库搭建这种特殊的缸^[7-8],建立的仿真模型如图 4 所示,模型右端是模拟偏航系统的制动动片质量块.

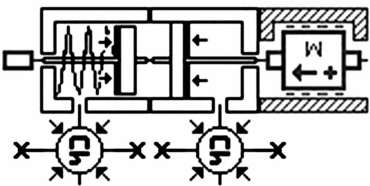


图 4 液压缸仿真模型

Fig.4 Simulation model of hydraulic cylinder

偏航液压系统是典型的电液力控闭环控制系统,用 PID 对其进行控制,建立的仿真模型如图 5 所示,其控制的工作原理为:用力传感器把液压缸输出力转化为电信号,并与给定的信号比较后,所得的信号差经过 PID 和放大器放大后驱动伺服阀动作,由伺服阀确定液压缸的运动方向,从而也实现液压缸输出力的控制.

2.2 仿真参数设置

仿真参数取值为:液压缸活塞直径为 100 mm,液压缸活塞杆直径为 70 mm,液压缸中弹簧刚度为 5 000 N/m,伺服阀固有频率为 80 Hz,伺服阀额定电流为 30 mA,伺服阀的阻尼为 0.8,弹簧的弹簧刚度为 5×10^6 N/m,弹簧的预设力为 10 000 N,质量块质量为 30 kg,背压阀的设定压力为 3 MPa,蓄能器的预充气压力为 6 MPa,蓄能器的容积为 1 L,减压阀的设定压力为 8 MPa,泵的转速为 2 500 r/min,排量为 16 mL/r,电机转速为 3 000 r/min.

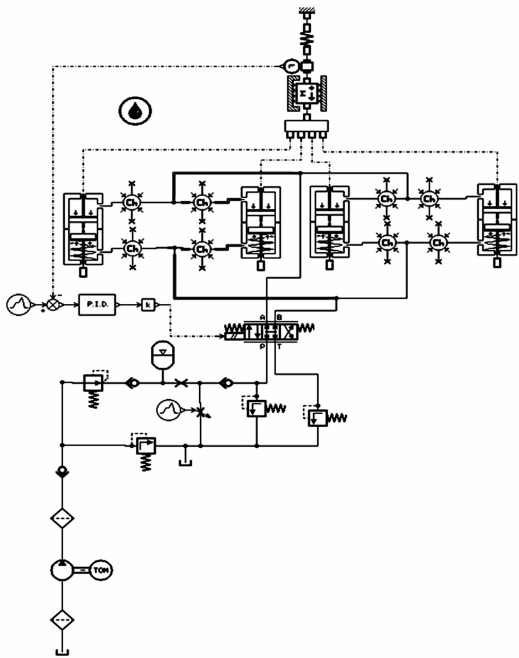


图 5 偏航液压系统模型

Fig. 5 The simulation model of drift Hydraulic system

2.3 仿真过程设定

前 5 s 风机处于正常工作的时间,此时不需要偏航,在第 5 s 时风向发生变化,此时需要偏航,给系统一个偏航信号,偏航闸松开,开始偏航. 在第 10 s 时给系统一个停止偏航的信号,偏航闸抱紧锁死.

3 结果分析与讨论

3.1 偏航液压系统工作过程的仿真分析

在整个仿真过程中质量块的运动位移和受力分别如图 6 和图 7 所示. 可以看出在前 5 s 的时候,质量块停在一个位置,且所受的力很大. 此时,液压缸内的弹簧通过活塞给质量块一个很大的锁紧力,将偏航闸抱死. 5 s 时获得偏航信号,油液提供的液压力克服一部分弹簧力,使活塞下移,质量块也随着向下移动,位移值为正值,质量块所受的阻尼力矩逐渐变小,锁紧力几乎变为零. 10 s 时给定偏航到位的信号,弹簧复位,质量块随着活塞上移,回到原来的位置,力也变化为原来的数值,偏航闸重新锁死.

3.2 阀口开度对阻尼力矩的影响

伺服阀信号给定处的信号幅值分别设定为 2、4 和 6,对系统进行批处理得到阀芯位移和质量块受力如图 8 和图 9 所示,可以看出,信号给定幅值越大,阀口开度越大. 在风机液压系统由制动状态到偏航状态的过程中,随着阀口开度的增大,阻

尼力矩变小且偏航到位用时越短. 风机液压系统由偏航到位到制动停止的过程中,随着阀口开度的增大,阻尼力矩变大,且制动终止用时越短,但最终锁紧力矩相同. 当制动或偏航达到稳定状态时,质量块的受力均相同.

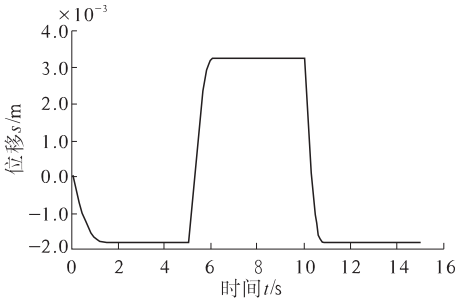


图 6 质量块位移曲线

Fig. 6 The displacement curve of mass

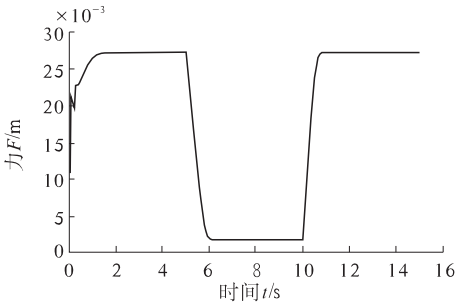


图 7 质量块所受力的变化曲线

Fig. 7 The stress change curve of mass

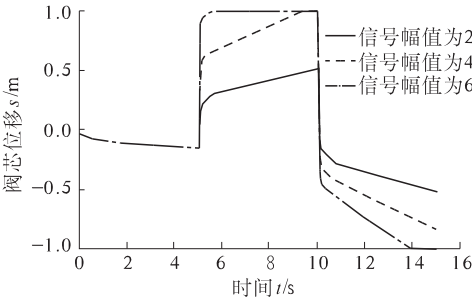


图 8 阀芯位移

Fig. 8 Spool displacement

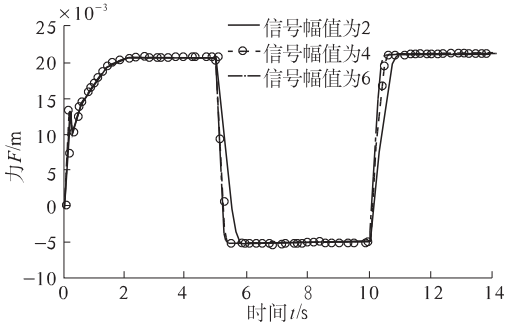


图 9 质量块受力的变化曲线

Fig. 9 The stress change curve of mass

3.3 系统工况变化需求分析

为了仿真出系统可提供工况所需变化的锁紧力矩,笔者采用改变弹簧初始力的大小,分别设为18 000 N、24 000 N和30 000 N,做一个批处理,分析结果如图10所示。可以看出,在风机液压系统由制动到偏航到位的过程中,随着弹簧初始力的变大,系统阻尼力矩越大,外界所需锁紧力矩越大,且偏航到位用时越长,最终达到稳定状态时质量块所受的力越大。在风机由偏航到位到制动停止的过程中,随着弹簧初始力的变大,阻尼力矩越大,外界所需锁紧力矩越大,最终的锁紧力矩越大,但制动停止的时间变化不大。

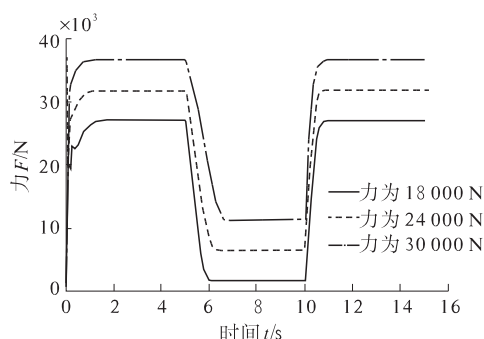


图10 质量块所受力变化曲线

Fig.10 The stress change curve of mass

4 结论

通过计算得出偏航液压系统的传递函数,在Simulink中建立其传递函数的方块图,分析该系统的稳定性。在AMESim中建立偏航液压系统仿真模型,对其工作过程、阀口开度对阻尼力矩的影响、系统能否满足变化的工况需求等进行仿真。研

究结果表明,该系统是稳定的,使用电液伺服阀能有效改变阀口开度调节阻尼力矩的大小,阀口开度越大阻尼力矩越小,从而可提高系统的控制精度;而采用普通阀控制则不能改变阻尼力矩。当偏航系统工况发生变化需要较大的锁紧力矩时,可通过控制电液伺服阀,使油液压力和弹簧一起提供锁紧力矩。采用这种液压系统能够使偏航实现全智能化,提高风能利用率。

参考文献:

- [1] 金长生. 风力发电机偏航控制系统的研究[D]. 大连理工大学机械工程学院. 2010:35-41.
- [2] 李守好,温正忠,王超杰. 风力发电机刹车系统智能控制及改进研究[J]. 机电设备, 2005, 24(4):35-37.
- [3] 褚金,高文元. 大型风电机组偏航闸液压系统的设计与建模[J]. 机床与液压, 2010, 38(16):60-62.
- [4] 李水聪. 被动式电液力伺服系统解耦控制研究[D]. 河南科技大学机电工程学院. 2012:7-20.
- [5] ZIAEI K, SEPEHRI N. Modeling and identification of electrohydraulic servos [J]. Mechatronics (S0957-4158), 2000, 10(7): 761-772.
- [6] EZZELDIN S A, WILSON X. Control design and dynamic performance analysis of a wind turbine-induction generator unit [J]. IEEE Transaction on Energy Conversion, 2000, 1(15):91-96.
- [7] 孙衍石,靳宝全. 电液伺服比例阀控缸位置控制系统 AMESim/Matlab 联合仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2009(4):38-42.
- [8] 付永领,祁晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京:航空航天大学出版社. 2011.

Research on the Performance Simulation of Mw Wind Turbines Drift Hydraulic System

ZHANG Yin-xia, YAN Su-ping, GAO Wei, WANG Dong, QIN Shou-tong

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: Mw wind turbines drift hydraulic system is developing in the direction of being more intelligent. We used electro-hydraulic servo valve control theory and selected the drift hydraulic servo valve control cylinder to implement the intelligent of the drift hydraulic system. The mathematical model of drift hydraulic system is established. The system is stable through the linear analysis by using Simulink. The simulation model of draught fan drift hydraulic system is built in the AMESim. The working process and performance are simulated and analyzed. The simulation results show that the bigger the servo valve opening degree, the smaller the damping torque. In addition, the drift hydraulic system can meet the changing demands when the working condition of drift hydraulic system changes.

Key words: Mw wind turbines, drift hydraulic system, electric hydraulic control system, working performance, AMESim