

文章编号:1671-683X(2002)03-0060-04

液控惯性振动系统仿真法研究

马胜钢¹, 郑艳萍¹, 邹 杜², 马泳涛¹

(1. 郑州大学机械工程学院, 河南 郑州 450002; 2. 华南理工大学网络中心, 广东 广州 510641)

摘要: 在对新型的液控惯性振动系统进行仿真时, 针对容易出现的数学模型难以建立、仿真程序调试困难等问题, 提出了“分段建模, 串行仿真”的新方法, 分别建立液控系统和机械振动系统模型, 把复杂系统分成简单子系统, 使系统仿真程序有了较强的通用性和灵活性. 实验表明, 用上述方法建立起来的仿真模型是合理的, 可以作为系统分析的依据.

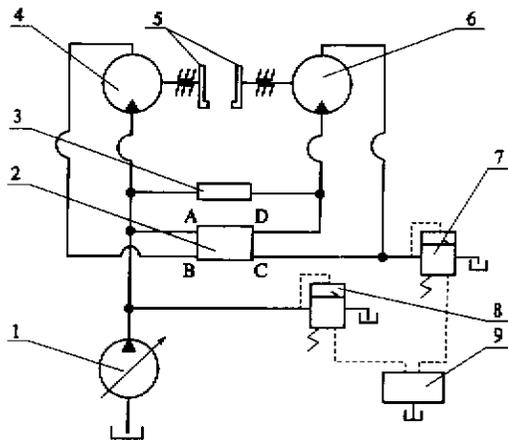
关键词: 仿真; 液控系统; 数学模型

中图分类号: TG 172.5 文献标识码: A

目前, 国内外振动筛都在朝着大型化、标准化方向发展, 把惯性激振器作为大型筛机动力源的方式一直占主导地位. 由于用普通电机带动惯性激振器去驱动大型筛机存在一些问题, 为此我们开发研制一种液压控制的惯性振动系统, 把它作为大型筛机的动力源, 取得了较好的效果. 该系统实行“并联启动、串联运行”的工作方式, 能满足启动扭矩大、运行扭矩小的工况. 调节系统参数可使一套系统满足不同规格振动设备的要求. 该系统能实现无级调速(振动频率无级调速), 制动停车迅速平稳, 无明显共振现象. 当此系统用在振动设备的实验台上时, 通过观测系统的压力和流量变化可得出共振系统的相关参数和运行状态. 实际应用表明, 该系统性能稳定可靠. 在对其进行详细理论分析时, 笔者探讨了复杂振动系统的仿真法.

1 液控惯性振动系统工作原理

液控惯性振动系统的工作原理如图 1 所示, 系统在溢流阀 8 卸荷情况下电机空载启动, 驱动两个激振器的两个油马达启动时, 油路 A 与 D 相通, 溢流阀 8 加载而溢流阀 7 卸荷, 压力油同时进入两个油马达, 实现两个激振器并联启动. 激振器启动若干秒后, 油路自动切换成 B 与 D 相通, A 与 D 断开, 压力油先后经过两个油马达, 实现串联运行. 系统制动时, 油路 B 与 C 相通, 溢流阀 7 加载, 溢流阀 8 卸荷, 实现两个马达并联制动.



1. 液压泵 2. 换向控制集成块 3. 流量调节集成块 4. 左马达; 5. 偏心块 6. 右马达 7. 制动溢流阀 8. 启动溢流阀 9. 开关集成块

图 1 液控惯性振动系统简图

Fig.1 Simplified graph of inertial vibrating system controlled by hydraulic

2 整机系统模型分析

我们借助一个 3 m × 9 m 的大型振动筛, 通过整机系统的研究来确定液控惯性振动系统各主要参数对振动筛机性能的影响. 整机系统由液压控制部分和机械振动部分(如图 2 所示)组成, 若采取传统的统一建模方法, 将会遇到以下几个问题.

(1) 数学模型和仿真程序通用性差. 液控惯性振动系统可作为多种振动设备的通用驱动系统, 不同的振动设备可有相同液压控制系统, 但由

收稿日期 2002-04-28 修订日期 2002-06-12

作者简介: 马胜钢(1954-)男, 河南省郑州市人, 郑州大学副教授, 硕士, 主要从事机械制造自动化和流体传动方面的研究.

于机械系统的改变使整个模型程序发生变化,需重新编制,其数学模型和仿真程序的可移植性差.

(2) 仿真程序调试困难. 如果将两部分用同一模型表示,则数学模型复杂,仿真程序结构庞大.且由于模型内部机械系统和液压系统之间同性参数值(如惯性元件和容性元件)差别较大,仿真时易出现数值不稳定问题.另外,这样的程序不具有模块性,程序调试不方便,修改升级困难.

(3) 仿真算法难实现最佳统一. 液压系统和机械系统的工作原理和工作方式不同,液压控制系统一般是一阶非线性系统,系统信号之间相互关系比较复杂,分析该系统采用功率键合图法比较方便,而机械振动系统二阶线性系统,采用常微分方程作为研究工具求解较方便.两套系统的方法各有其特点和针对性,若统一建模难以同时满足两套系统的要求.

鉴于以上统一建模的缺点,我们采用“分段建模,串行仿真”的方法,把液压控制系统和机械振动系统分开建模,在编制仿真程序时,通过液压控制系统仿真模型提供的接口,将振动系统连接起来,取得较好的效果.例如,当液控惯性振动系统作为其它振动设备的动力源时,液控系统的模型和程序不变,只需重建机械振动系统的模型.按指定的输入、输出接口与现有液控系统仿真程序相连接即可.采用这种方法进行建模和仿真,其数学模型及仿真程序简单明了,且仿真程序可以采用模块化设计,算法选择、计算步长选取灵活多变,程序数据结构更加合理,从而提高了计算稳定性,程序容易调试,更具有通用性^[1].

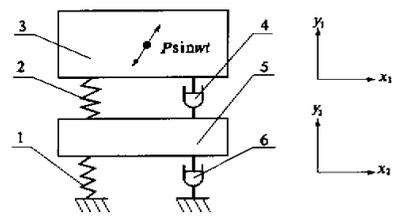
3 数学模型的建立

3.1. 整机系统简化处理

对复杂系统研究时,考虑主要影响因素,忽略次要因素是必要的.在整机系统中,液控系统的马达通过软法兰与振动筛上的激振器相连,为了重点研究液控惯性振动系统驱动筛机时液压系统主参数对振动筛工作性能的影响,将振动筛作合理简化是可行的,例如:把筛箱和减振体看作是刚体,认为激振力通过筛机重心,忽略振摆等等.简化后的力学模型如图2^[2]所示.

液压控制系统中影响振动筛工作性能的因素很多,为了减小工作量,避免系统模型中出现“病态”问题,简化系统是必要的.首先忽略较小的液容和液感(如阀芯质量、阀内弹簧、小容腔、管道液流质量),这些较小的储能环节对整个系统的工作

性能影响不大,但对系统仿真过程中的变化却反应迅速.而系统的主要部件,如激振器上偏心质量等对系统仿真中的变化反应慢,但对系统的工作性能影响很大.把大小储能环节都考虑在数学模型中,会增加状态方程的阶数和导致刚性问题,甚至无解,所以这些因素应忽略.另外,要忽略较小的液阻和泄漏量(如部分阀口和管道中的压力损失,一些元件运动副间的库仑摩擦力和粘性摩擦力,有些元件的泄漏等),这些参数相对于整个系统参数数值较小,忽略后对整机性能影响不大,而仿真过程中的计算量能为减少^[3].



1. 减振弹簧 2. 主振弹簧 3. 筛箱 4. 筛箱阻尼 5. 减振体 6. 减振阻尼
图2 整机系统振动模型简图

Fig.2 Simplified vibrating graph of the whole machine

3.2 液控惯性振动系统数学模型

采用功率键合图法建立该系统的数学模型较为方便,该图表明系统中的功率流程,即功率的流向、汇集、分配和能量转换等.对于一般控制系统,只要把它在动态过程中的功率流程,其中包括液流的连续性关系和力的平衡关系分析清楚,就能很方便地绘出该系统的键合图,并可比较直观地建立起一个复杂系统的数学模型.由系统原理图1,可方便得出该系统的键合图,如图3所示.

根据键合图可知,系统有6个状态变量,这些状态变量的一阶导数就是图中的6个自变量($V_1, V_2, V_3, V_4, P_{11}, P_{12}$).其中, V_1, V_2 分别为油压升高时,马达1进出油管需补充的油液体积, V_3, V_4 分别为油压升高时,马达2进出油管需补充的油液体积, P_{11}, P_{12} 分别为偏心块1,2所具有的动量矩.由键合图可推导出系统的状态方程如下:

$$\dot{V}_1 = Se - \left(\frac{1}{R_{Y1}} + \frac{1}{R_{bx}} + \frac{1}{R_{mx1}} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{J1}} \right) \frac{1}{C_1} V_1 + \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{J1}} \right) + \frac{1}{C_3} V_3 - \frac{1}{2\pi} \frac{P_{11}}{I_1} A; \tag{1}$$

$$\dot{V}_2 = - \left(\frac{1}{R_{J3}} + \frac{1}{R_{J2}} \right) \frac{1}{C_2} V_2 + \frac{1}{R_{J3}} \frac{1}{C_3} V_3 + \frac{1}{R_{J2}} \frac{1}{C_4} V_4 + \frac{1}{2\pi} \frac{P_{11}}{I_1} A; \tag{2}$$

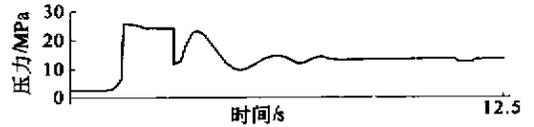
$$\dot{V}_3 = \frac{1}{R_{J3}} \frac{1}{C_2} V_2 - \left(\frac{1}{R_{J3}} + \frac{1}{R_{mx2}} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{J1}} \right) \frac{1}{C_3} V_3 +$$

以下几个问题:①一般液压控制系统数学模型的典型特征为:模型中的非线性问题可能存在“病态(stiff)”问题,所以求解时关键要保证计算的精度和计算过程的稳定性.选择四阶龙格-库塔法是可行的.②在求解机械振动系统的两阶固有频率采用矩阵迭代法,该法适合于求解自由度不多的系统固有频率和主振型.③仿真模型中的重要参数主要以现场试验结果或实测数据为准,部分参数由流体力学经验公式计算或查阅相关资料的结果确定.④在建立数学模型中,由于各种需要而简化或忽略的重要因素,可以在仿真模型中以约束条件的形式给与补偿.⑤为使仿真程序能实现模块化设计,选用 Visual C++ 作为编制仿真程序的语言,并把机械系统所有参数的求解全部封装在 CjXieXiTong 类中;液压系统的所有计算封装在 CYeYaXiTong 类中;绘图和显示功能封装在 CZhenDongView 类中,分别给三类提供接口函数,如系统向机械系统传递的参数有转速和转矩^[1].

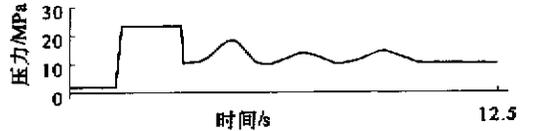
5 仿真模型的验证

仿真模型的正确与否,是建立在实验考核的基础之上的.我们用微机测试系统分别采集在不同条件下液压系统主参数对振动筛性能的影响和液压系统自身变化工况,取多组实验结果与仿真结果在同一条件下进行比较分析,其中一组见图5.从图中可以看出,仿真的结果在参数值曲线变化趋势等方面与实验结果基本上一致,但仍然存在误差,产生误差的主要原因有参数选择误差、测试系统误差、忽略因素带来的误差、系统扰动等.综合比较分析说明,用上述方法建立起来的仿真

模型是合理的,可以作为系统问题分析的依据.



(a) 仿真条件: $Q=1433 \text{ cm}^3/\text{s}$, $P=26 \text{ MPa}$



(b) 试验条件: $Q=1433 \text{ cm}^3/\text{s}$, $P=26 \text{ MPa}$

图5 右马达进口压力变化对比曲线

Fig.5 Contrast graph of pressure variations in the right motor's inlet simulation and experiment

6 结束语

在对复杂振动系统进行仿真分析时,采用“分段建模,串行仿真”的方法是正确可行的.分别建立液压控制系统和机械振动系统的数学模型,实行模块化设计,可使系统仿真程序更加灵活通用.随着振动设备大型化、通用化的发展,采用这种方法对振动设备进行研究的优势将更加明显.

参考文献:

[1] 邹杜.液控惯性振动系统的理论分析与实验研究[D].郑州:郑州大学,2001.10-30.
 [2] 闻邦春,刘凤翹.振动机械的理论及应用[M].北京:机械工业出版社,1982.
 [3] 大连工学院液压教研室.液压系统动态特性数字仿真[R].大连:大连工学院,1985.
 [4] 马胜钢.液压系统动态工作中的优化方法[J].郑州工业大学学报,1995,16(4):1-5.

Simulation Method Research of Inertial Vibrating System Controlled by Hydraulic Pressure

MA Sheng-gang¹, ZHENG Yan-ping¹, ZOU Du², MA Yong-tao¹

(1. College of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China; 2. Network Research Center of South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract: This paper discusses some problems that often occur in the complex system simulation, such as difficulty in the construction of mathematical model and debugging the program. Then this paper proposes a new method, ‘multiple-step molding and serial simulation’, to cope with the problems. This method divides the complex system into some small simple subsystems to construct the model of hydraulic system and vibrating system respectively. By using this method, the system’s versatility and agility are enhanced. Experiments prove that the simulation model is correct by using this method, and it can be used to analyze the system.

Key words: simulation; hydraulic control system; mathematical modeling