

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.10.011

液体静压轴承控制系统的动态性能研究*

张继红¹, 张继明²

(1. 四川职业技术学院 智能制造学院, 四川 遂宁 629000; 2. 国能铁路装备有限责任公司, 北京 100089)

摘要: 目前, 针对磨床液体静压轴承控制系统进行动态特性分析时, 多限于采用经典控制论的方法, 为此, 对液体静压轴承控制系统具有的非线性(特性)、多输入多输出(特性)、时变特性等进行了仿真与实验研究。首先, 分析了液体静压轴承系统的工作原理, 并采用键合图理论建立了液体静压轴承控制系统键合图模型, 推导出了系统的状态空间方程; 然后, 运用仿真软件 MATLAB/Simulink 对轴承控制系统进行了仿真, 分析了其时域响应特性; 最后, 搭建了液体静压轴承试验平台, 对该液体薄膜反馈静压轴承系统的动态性能进行了验证, 并将其结果与仿真结果进行了对比分析。研究表明: 该液体薄膜反馈静压轴承系统具有良好的静态性能和动态特性, 静态误差减小 5%, 动态特性指标超调量为 12%, 响应时间为 10 ms, 峰值时间为 6 ms 左右, 综合指标均得到了改善, 满足了期望的设计技术参数要求; 解决了该液体静压轴承静态精度较低, 以及动态特性易受外界载荷扰动的问题。

关键词: 液体薄膜反馈静压轴承; 液体静压轴承控制系统; 状态空间方程; MATLAB/Simulink; 键合图模型; 时域响应特性; 超调量

中图分类号: TH133.36

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2022)10-1418-06

Dynamic performance of hydrostatic bearing control system

ZHANG Ji-hong¹, ZHANG Ji-ming²

(1. School of Intelligent Manufacturing, Sichuan Vocational and Technical College, Suining 629000, China;

2. Guoneng Railway Equipment Co., Ltd., Beijing 100089, China)

Abstract: In order to solve the problem that the analysis of the dynamic characteristics of the control system of hydrostatic bearing of grinding machine was limited to the classical cybernetic method, the nonlinear, multi-input, multi-output and time-varying characteristics of the control system of hydrostatic bearing was studied by simulation and experiment. Firstly, the working principle of hydrostatic bearing system was analyzed, and the bond graph model of hydrostatic bearing control system was established by using bond graph theory, and the state space equation of the system was deduced. Then, the system was simulated by MATLAB/Simulink, and the response characteristics in time domain were analyzed. Finally, the dynamic performance of the liquid film feedback hydrostatic bearing system was verified on the experimental verification platform and compared with the simulation results. The results show that the designed liquid film feedback hydrostatic bearing system has good static performance and dynamic characteristics, the static error is reduced by 5%, the overshoot of dynamic characteristics index is 12%, the response time is 10 ms, and the peak time is about 6 ms. The comprehensive indexes are improved and meet the requirements of the desired design technical parameters. The problems of low static accuracy of the hydrostatic bearing and its dynamic characteristics being easily disturbed by external loads are solved.

Key words: liquid film feedback hydrostatic bearing; hydrostatic bearing control system; state space equation; MATLAB/Simulink; bond graph model; time domain response characteristics; overshoot

0 引言

随着现代科学技术的进步, 制造技术也向着超精

密、超高速、绿色加工等智能制造方向发展, 这对智能制造装备也提出了更高的性能要求。

超精密磨床的技术正在不断地更新与发展中, 比

收稿日期: 2021-12-25

基金项目: 四川省教育厅科研项目(18CZ0041)

作者简介: 张继红(1965-), 男, 四川遂宁人, 硕士, 副教授, 主要从事智能机电系统动力学与控制方面的研究。E-mail: 867944875@qq.com

如其主轴部件也在不断地运用新的技术,从高精度轴承主轴、机电一体主轴,再到液体、气体主轴,乃至到磁悬浮主轴。

由于液体静压轴承具有超精密、超高速、大刚度等优良的性能特点,近年来液体静压轴承在智能制造系统^[1]中得到了广泛应用。在工程应用过程中,液体静压轴承既要保证高静态精度,又要具有优良的动态品质。

目前,针对于液体静压轴承的分析和研究,主要集中在轴承的结构设计和其静态性能分析方面,而液体静压轴承动力学分析多限于经典控制论的单输入单输出、线性系统的分析。

张华等人^[2]着力分析了 PM 节流的液体静压轴承设计参数对静态特性的影响,对动态特性的分析依然运用传递函数建立了其数学模型,并对其进行了时域和频域分析;但是未能对机液多能域系统的多输入多输出、液体阻力的非线性、油的黏度非线性变化等进行研究。王忠双等人^[3]针对多能域机电系统电机驱动曲柄压力机构,运用键合图进行了建模分析,对机电一体化系统进行了动力学仿真分析,运用矢量键合图原理建立了动力学模型,具体研究了电机驱动的曲柄压力机构系统动态特性,考虑了机构间隙非线性因素。

但是上述相关研究主要集中在电气拖动子系统和机构子系统的多能域分析中,而关于液压系统的非线性问题则没有涉及。

针对上述研究的不足,笔者以某磨床液体静压轴承为对象,对其进行多能域、多输入多输出、非线性时变系统的动态特性分析,从而对静压轴承的结构设计参数进行优化。

1 液体静压轴承系统原理

液体轴承通常有动压轴承和静压轴承两种。

其中,液体动压轴承理论依据的雷诺方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

通常情况下,液体轴承一般指液体静压轴承。静压轴承理论是借助于液压系统供给的高压油形成油膜,把轴悬浮起来。

液体静压轴承压力满足拉普斯方程,即:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

薄膜节流反馈液体静压轴承的工作原理图,如图

1 所示^[4,5]。

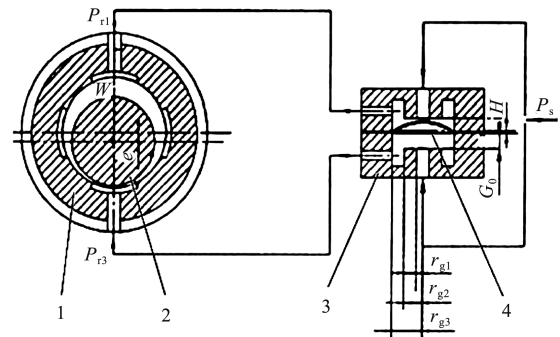


图 1 薄膜反馈静压轴承原理

1—轴瓦;2—主轴;3—节流器;4—薄膜

在该薄膜节流反馈液压轴承中,轴瓦的油槽呈对称分布,如上、下油槽(油槽 p_{r1} 和 p_{r3})对称设计,而每一对油槽安装一个节流器。

其工作过程是:如果机床未切削加工时(空载),忽略主轴的自身重量,那么液压系统提供的定压油经薄膜节流器的上、下小孔流入轴瓦的上、下腔(腔 1 和腔 3),由于结构和参数对称设计,上、下油腔压力相等,形成油膜,使主轴处于悬浮状态,理论上主轴的几何中心与轴瓦的中心重合,此刻节流器的薄膜处于平直状态;

若施加向下的切削力 w ,主轴下移,产生位移 x (设为机床坐标 x 向),上腔与主轴出油间隙变大(设置出油接油箱),上腔出油液阻变小,则上腔油压 p_{r1} 减小;而下腔出油间隙变小,液阻变大,油压 p_{r3} 增加,产生压差作用在轴上。

忽略管道影响,薄膜上侧油压减小而下侧油压增加,于是薄膜向上凸起。供油液压系统按定压 p_s 供油,节流器上腔进油液阻增加,压力减小;节流器下腔进油液阻减小,压力增加。经节流器反馈作用,使主轴朝着外载荷 w 的反方向移动,达到平衡,主轴在油膜支撑下处于新的悬浮平衡状态。

2 系统键合图模型建立

控制系统键合图是依据能量守恒原则,把基本元件按照规定的符号,以一定的连接方式连接起来表示的多能域动力学结构图。

键合图中的半箭头表示功率流向,每一键上标有势变量 e 和流变量 f ,在机械系统、液压系统和电系统中分别代表不同的物理量。

键合图中广义的键合图元件有阻性元件 R、容性元件 C、惯性元件 I、势源 S_e 和流源 S_f ;二通口元件有变换器 TF、回转器 GY;多通口元件有 0-节和 1-节。

键端短线表示因果关系。

从功能方面来说,该系统值得关注的是薄膜节流反馈液体静压轴承系统在载荷 w 作用下主轴心位移的变化情况。

故笔者考虑载荷 w (扰动) 为输入, 主轴心位移 x 为输出。

液体静压轴承系统键合图模型如图 2 所示。

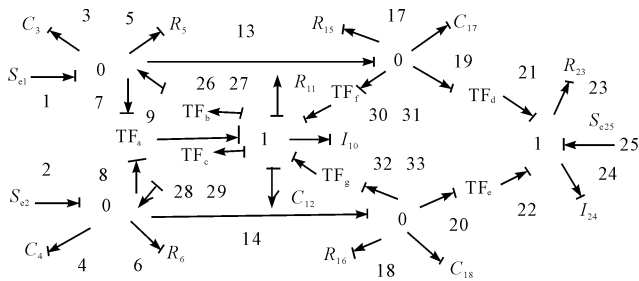


图 2 液体静压轴承系统键合图模型

在键合图模型^[6-9]中,系统中物理量含义为:

- S_{e1} 和 S_{e2} 为液压系统供给的定量压力;
- S_{e25} 为作用于主轴的载荷即 w ;
- C_3 和 C_4 分别为节流器薄膜上、下腔液容;
- R_5 和 R_6 分别为节流器薄膜上、下进油液阻;
- R_{11} 为节流器薄膜阻尼;
- C_{12} 为节流器薄膜弹性;
- R_{15} 和 R_{16} 分别为轴瓦上、下油腔出油液阻;
- C_{17} 和 C_{18} 分别为轴瓦上、下腔液容;
- R_{23} 为主轴阻尼;
- I_{24} 为主轴惯性, I_{10} 为薄膜惯性, 并考虑主轴为刚体。

从键合图可以看出薄膜反馈静压轴承系统中功率的传输、转换、存储和消耗的情况。功率键合图模型与系统物理结构模型存在一一对应关系。液压系统供给的压力(势) S_{e1} 和 S_{e2} 作用于键合图左边两 0-节点。

以上支路功率流向分析为例,左上 0-节点是共势节,可见功率流向分别是节流器薄膜上腔液容 C_3 、节流器薄膜上腔进油液阻 R_5 ,再一路通过管道流向轴瓦上油腔即右上 0-节,还有一路功率流向则经变换器 TF_a 将液压能变换为机械能作用于薄膜上;此外还有薄膜的反馈 TF_b 。其余功率流向分析类似。

3 系统状态空间方程

笔者选择容性元件 C 和惯性元件 I 自变量的积分作为状态变量推导状态空间方程。具有积分因果关系的储能元件是 p_{10} 、 q_{12} 、 p_{24} ; 而 q_3 、 q_4 、 q_{17} 和 q_{18} 满足微分因果关系。

由于系统完成顺序因果关系指定后,有 4 个储能

元件以微分因果关系出现,不能为系统提供状态变量。而这些微分元件确实存在能量,通过能量的影响,其能量变量 p 和 q 与系统状态变量相关,在建立系统状态方程时进行代数推导。

设系统状态变量为:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} p_{10} \\ q_{12} \\ p_{24} \end{bmatrix} \quad (3)$$

系统的输入考虑了油泵提供的压力,而流回油箱的背压若设为大气压(可忽略),以及主轴载荷,故输入变量为:

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} S_{e1} \\ S_{e2} \\ S_{e25} \end{bmatrix} \quad (4)$$

具有积分因果关系的储能元件特征方程为:

$$\left. \begin{aligned} f_{10} &= \frac{p_{10}}{I_{10}} \\ e_{12} &= \frac{q_{12}}{c_{12}} \\ f_{24} &= \frac{p_{24}}{I_{24}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

具有微分因果关系的储能元件特征方程为:

$$\left. \begin{aligned} q_3 &= c_3 e_3 \\ q_4 &= c_4 e_4 \\ q_{17} &= c_{17} e_{17} \\ q_{18} &= c_{18} e_{18} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

且有:

$$\left. \begin{aligned} e_3 &= S_{e1} \\ e_4 &= S_{e2} \\ e_{17} &= S_{e1} \\ e_{18} &= S_{e2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

根据键合图,可得阻性元件特征方程为:

$$\left. \begin{aligned} f_3 &= \frac{e_3}{R_3} \\ f_4 &= \frac{e_3}{R_4} \\ e_{11} &= R_{11} f_{11} \\ f_{17} &= \frac{e_3}{R_{17}} \\ f_{18} &= \frac{e_3}{R_{18}} \\ e_{23} &= R_{23} f_{23} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

从键合图中,可得具有积分因果关系的储能元件的势方程和流方程为(该处省略推导过程):

$$\left. \begin{aligned} \dot{p}_{10} &= -R_{11} \frac{p_{10}}{I_{10}} - \frac{q_{12}}{c_{12}} + \left(m_a - \frac{1}{m_b} + m_d\right) s_{e1} + \\ &\quad \left(m_a - \frac{1}{m_c} + m_e\right) s_{e2} \\ \dot{q}_{12} &= f_{12} = f_{10} = \frac{p_{10}}{I_{10}} \\ \dot{p}_{24} &= -R_{23} \frac{p_{24}}{I_{24}} + m_f s_{e1} + m_g s_{e2} + s_{e25} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

则系数矩阵 A 为:

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{R_{11}}{I_{10}} & -\frac{1}{c_{12}} & 0 \\ \frac{R_{11}}{I_{10}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R_{23}}{I_{24}} \end{bmatrix} \quad (10)$$

系数矩阵 B 为:

$$B = \begin{bmatrix} m_a - \frac{1}{m_b} + m_d & m_a - \frac{1}{m_c} + m_e & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ m_f & m_g & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中: $m_a, m_b, m_c, m_d, m_e, m_f, m_g$ —变换器模数。令:

$$\dot{x} = [\dot{p}_{10} \quad \dot{q}_{12} \quad \dot{p}_{24}]^T \quad (12)$$

则状态方程的表达式为:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (13)$$

此处,笔者选择系统需要观察的物理量作为指定系统的输出,并列出其输出方程式。

例如,以载荷 w 为输入,速度 v 为输出,建立的输出方程如下:

$$v = f_{24} = \frac{p_{24}}{I_{24}} \quad (14)$$

4 静压轴承系统仿真

笔者在 MATLAB/Simulink 平台^[10-14]上对液体静压轴承系统进行具体的仿真。

液体静压轴承的结构参数和物理量参数如表 1 所示。

表 1 静压轴承的主要参数

参数名称/单位	参数值	参数名称/单位	参数值
系统压力/MPa	30	轴承宽度/mm	100
油黏度/(N·s·m ⁻²)	0.003 2	轴向封油边宽度/mm	10
油膜初始厚度/mm	0.030	周向封油边宽度/mm	5
薄膜刚度/(N·μm ⁻¹)	5 000	半径间隙/mm	0.4
轴承半径/mm	50		

节流器尺寸为 $r_{g1} = 2 \text{ mm}, r_{g2} = 4 \text{ mm}, r_{g3} = 10 \text{ mm}$,

薄膜厚度 $\delta = 1.15 \text{ mm}$;节流间隙 $H = 0.05 \text{ mm}$ 。

笔者运用 MATLAB 相关函数命令 `sys = ss(A, B, C, D, Ts)`, 建立其状态空间模型, 并运用命令 `ssdata(sys)[A, B, C, D]` 提取其状态空间矩阵。

用 MATLAB 语言编制的程序为:

```
A = [a11...a1n, ..., an1...ann] % 系统状态矩阵
B = [b11...a1r, ..., ar1...anr] % 系统输入矩阵
C = [c11...a1n, ..., am1...amn] % 系统输出矩阵
D = zeros % 系统传递矩阵
```

```
G = ss(A, B, C, D) % 生成系统模型
```

笔者运用 MATLAB 的 Simulink 创建系统的仿真模型。

为了使仿真模型不失一般性,笔者把状态变量设为:

$$x = \begin{bmatrix} p_{10} \\ q_{12} \\ p_{24} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \quad (15)$$

把输入变量设为:

$$u = \begin{bmatrix} s_{e1} \\ s_{e2} \\ s_{e25} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (16)$$

各系数设为: $\alpha = R_{11}/I_{10}, \beta = 1/c_{12}, \gamma = m_a - 1/m_b + m_d, \lambda = m_a - 1/m_c + m_e, \varepsilon = 1/I_{10}, \sigma = R_{23}/I_{24}$ 。

则式(9)可简化为:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\alpha x_1 - \beta x_2 + \gamma u_1 + \lambda u_2 \\ \dot{x}_2 &= \varepsilon x_1 \\ \dot{x}_3 &= -\sigma x_3 + m_f u_1 + m_g u_2 + u_3 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

根据上式变量之间的关系,并结合 Simulink 模块库,笔者搭建了系统的动态特性 Simulink 仿真模型,如图 3 所示。

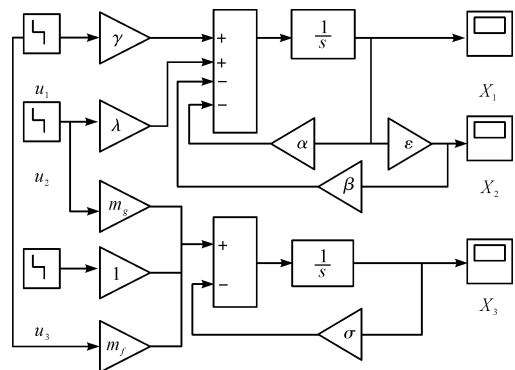


图 3 系统动态特性 Simulink 仿真模型

在系统动态特性 Simulink 仿真模型中,笔者双击功能模块,按对话框提示设置参数。其中,输入信号是轴上载荷 w (扰动)和系统油压,输出信号是静压轴承主轴在载荷作用方向的径向位移 x 和主轴的径向移动速度 v 。

在阶跃输入作用下,笔者设其初始条件为零。则

系统在阶跃载荷作用下的主轴径向速度时域响应曲线,即其轴的速度 $v(f_{24})$ 响应曲线如图 4 所示。

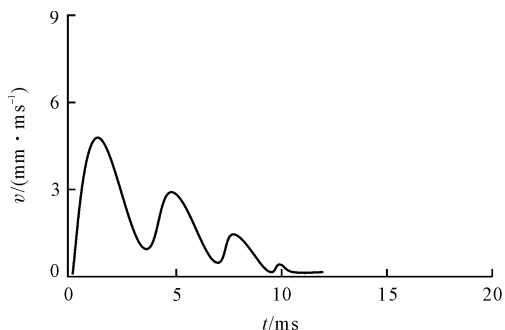


图 4 轴速度响应曲线 v

由图 4 可知:阶跃载荷为 $t < 0, F = 0 \text{ N}, t \geq 0, F = 98 \text{ N}$ 。主轴在外部载荷扰动作用下,经历 10 ms 趋于稳定。

在阶跃载荷作用下,系统主轴径向位移时域响应曲线,即轴的径向位移 x 响应曲线如图 5 所示。

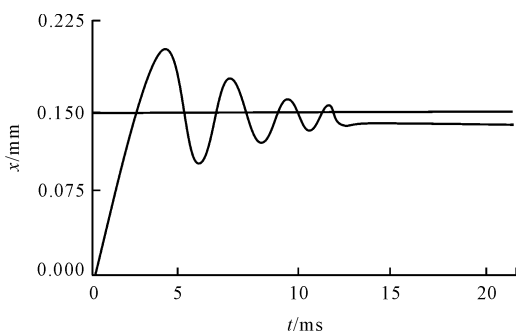


图 5 轴位移响应曲线 x

由图 5 可知:随时间延续,静态误差逐渐减小,并逐渐趋于稳定;其中,超调量为 12%,响应时间为 10 ms,峰值时间也只有 6 ms 左右,指标合理。

从仿真曲线可以看出:该静压轴承反馈控制系统的时域响应满足了“稳、准、快”的要求,其各项动态性能指标在设计范围内。

从仿真曲线还可以看出系统是稳定的,同时可以估算出动态性能指标,即上升时间、峰值时间、调整时间、最大超调量及振荡次数等。

5 轴承动态实验

在理论仿真数据基础上,笔者对液体静压轴承进行实验,以验证理论仿真模型的准确性。实验对象为笔者所设计的液体静压轴承。

液体静压轴承结构如图 6 所示。

笔者在搭建的实验平台上观察载荷变化对轴承动态性能的影响^[15,16]。

液体静压轴承试验平台如图 7 所示。

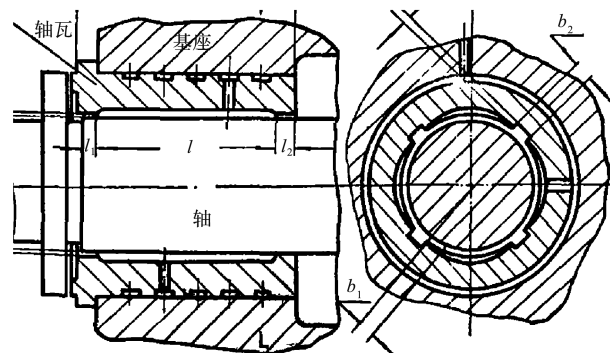


图 6 液体静压轴承结构

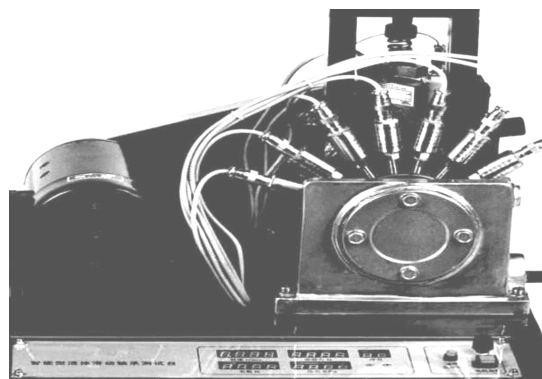


图 7 液体静压轴承试验平台

笔者设计的实验验证平台包括两部分:(1)液体静压轴承的拖动和施加载荷部分;(2)供给油的液压传动系统。

主轴通过联轴器与拖动电动机连接,转速为 1 450 r/min,转速可以调节,并可由测速电机进行测量;同时,在轴的径向加载方向安装有位移传感器和速度传感器。其径向的激振载荷通过液压系统加载油缸完成,激振载荷可调节,载荷大小可由贴上电阻应变片的测力环测量。

供给油的液压传动系统搭建主要元件有:液压泵、溢流阀、调速阀、加载液压缸等。

笔者把液体静压轴承安装在实验验证平台上,进行实验。实验结果数据如表 2 所示。

表 2 实验结果数据

$K/\text{序号}$	TIME/ms	x/mm	$v/(\text{mm} \cdot \text{ms}^{-1})$
0	0	0	0
1	2.5	.080	2.8
2	0.5	.190	1.1
3	7.5	.170	0.6
...

实验液体静压轴承动态特性参数如表 3 所示。

表 3 试验静压轴承动态特性参数

x_{max}/mm	x_{min}/mm	$M_p/\%$	Tr/ms	Ts/ms
0.210	0.080	13%	6.8	12

笔者将实验测试数据与仿真数据进行了比较,结

果表明,两者数据基本吻合。

由表 2 可知:在阶跃载荷激励下,主轴经历多次振荡后,轴的位置到达新的平衡;同样,主轴径向的移动速度经历多次振荡趋于零,并稳定下来。

由此可见,笔者所设计的薄膜反馈液体静压滑动轴承控制系统是稳定的,能有效调节外界扰动产生的偏移。

由表 3 可知:测试并计算得到的系统位移动态特性指标中,最大超调量为 13%,响应时间为 12 ms,峰值时间为 6.8 ms。可见,该液体静压轴承各项指标完全满足设计要求。

6 结束语

笔者采用键合图理论,建立了薄膜反馈液体静压轴承系统的键合图模型,推导了其状态空间方程和输出方程,并利用仿真软件 MATLAB/Simulink 对液体静压轴承系统进行了数字仿真,分析了其时域响应特性,最后,在理论仿真数据基础上,笔者对液体静压轴承进行了实验,以验证理论仿真模型的准确性。

研究结论如下:

(1)从响应曲线可知,响应时间短,超调量小,系统稳定性好,静态误差小,精度高。仿真数据与实验数据一致,表明控制系统满足系统设计要求;

(2)该方法能解决薄膜反馈液体静压轴承控制系统的多能域系统建模问题。多能域系统中有电能、机械能、液力能等,其物理模型表述不一样。因此,要寻找一种同时描述多能域耦合的模型结构,这就是功率键合图模型;

(3)该方法能解决薄膜反馈液体静压轴承控制系统的多输入多输出控制系统问题。实际的薄膜反馈液体静压轴承控制系统为多输入—多输出复杂系统。复杂系统状态空间模型是有效的描述方法;

(4)该方法能解决薄膜反馈液体静压轴承控制系统的非线性控制系统问题。这些非线性因素有机械传动的间歇、迟滞、液阻、死区等。这样,仿真的结果更接近于真实系统。

在以后的研究中,笔者将采用滑动模态控制理论建立液体静压轴承系统的滑模方程,并对其滑模面进行求解,设计滑模变结构控制器,以便更有效地解决其复杂系统问题。

参考文献 (References):

- [1] 张继红. 智能制造技术与系统研究[D]. 成都: 电子科技大学电子工程学院, 2005.
- [2] 张 华, 郭 力, 朱喜峰, 等. PM 流量控制器节流液体静压轴承动态特性分析[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(7): 1703-1782.
- [3] 王忠双, 师永珍, 尹久政. 机电系统一体化建模与动力学仿真向量键合图法[J]. 机电工程, 2021, 38(5): 566-572.
- [4] 谢政平, 李锻能, 李要芳, 等. 硬车削大功率静压轴承电主轴设计分析[J]. 金属加工冷加工, 2012(15): 37-39.
- [5] 朱有洪, 刘建亭, 杨建玺, 等. 液体静压轴承薄膜节流新结构的设计分析[J]. 轴承, 2008(3): 135-141.
- [6] 黄大贵, 武好明, 姚振辉. 基于矢量键图法建模对雷达天线伺服传动系统的研究[J]. 四川大学学报: 工程科技版, 2001, 33(5): 39-42.
- [7] KARNOPP D C MARGOLIS D L, ROSENBERG R C. System Dynamics[M]. Peking: Defence Industry Press, 2012.
- [8] 王中双. 键合图理论及其在系统动力学中的应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2000.
- [9] HAMMADI Y, RYCKELYNCK D, EL-BAKKALI A. Data-driven reduced bondgraph for nonlinear multiphysics dynamic systems [J]. **Applied Mathematics and Computation** (S0096-3003), 2021, 06(25).
- [10] 陈新元. 机电系统仿真[M]. 北京: 机械工业出版社, 2019.
- [11] 张泉娜, 冯 雷. 控制系统仿真[M]. 北京: 机械工业出版社, 2016.
- [12] 张继红. 基于 Petri 网的智能加工中心系统建模与仿真[J]. 现代制造工程, 2006(8): 56-60.
- [13] ZHANG Yu, PENG Yu. Modeling and simulation of electro-hydraulic servo system for strip deviation [J]. **Journal of Chengdu University** (Natural Science Edition), 2019, 38(1): 123-128.
- [14] LI Kang, GAO Qiang, GONG Jin. Modeling and Simulation of Electro-hydraulic Servo System of a Certain Weapon Barrel for Balancing and Positioning [C]. 27th Chinese Control and Decision Conference (CCDC). Peking: [s. n.], 2015.
- [15] SHI Nei. Design and simulation of electro hydraulic servo valve control system for intelligent valve [D]. Tianjin: Tianjin University of Technology, 2017.
- [16] FENG Hao, MA Wei, YIN Chen-bo, et al. Trajectory control of electro-hydraulic position servo system using improved PSO-PID controller [J]. **Automation in Construction**, 2021, 4(21): 79-84.

[编辑: 李 辉]

本文引用格式:

张继红, 张继明. 液体静压轴承控制系统的动态性能研究[J]. 机电工程, 2022, 39(10): 1418-1423.

ZHANG Ji-hong, ZHANG Ji-ming. Dynamic performance of hydrostatic bearing control system[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022, 39(10): 1418-1423.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>