DOI: 10.3901/JME.2020.10.225

考虑流体体积模量变化的 M-EHA 非线性动力学模型*

李 波¹ 朱彦超¹ 舒 亮² 杨家斌¹ 陈定方¹

(1. 武汉理工大学智能制造与控制研究所 武汉 430063;

2. 温州大学浙江省低压电器智能技术重点实验室 温州 325035)

摘要: 为能够准确预测超磁致伸缩电静液作动器(M-EHA)的动态输出特性, 提出一种考虑流体体积模量和密度变化的非线性动力学建模方法。采用 Jiles-Atherton 磁滞模型对超磁致伸缩材料的本征非线性进行描述, 并通过整流阀振动方程、流量方程、管路压降方程和液压缸动力学方程对流体整体传动特性进行建模。为研究流体体积模量和密度变化的影响, 将流体有效体积模量处理为压力的函数, 并结合电液模拟理论研究了管路中流体的可压缩性、惯性以及黏性对于 M-EHA 输出性能的影响, 最终建立了其非线性动力学模型。采用 4 阶龙格库塔法对模型进行迭代求解, 并结合试验对比分析, 研究了驱动频率、偏置压力以及负载与作动系统输出性能之间的关系。研究结果表明, 作动系统输出性能随驱动频率呈双峰变化趋势, 且随着偏置压力增加, 峰值频率上升, 在 2.6 MPa 偏压时, 达到最佳输出水平, 为高性能 M-EHA 的设计开发与优化奠定了理论基础。

关键词: 磁致伸缩; 电静液作动器; 动态建模; 体积模量变化; 密度变化

中图分类号: TH137

Nonlinear Dynamic Model of M-EHA Considering Fluid Bulk Modulus Variation

LI Bo¹ ZHU Yanchao¹ SHU Liang² YANG Jiabin¹ CHEN Dingfang¹

(1. Institute of Intelligent Manufacturing and Control, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063;

2. The Key Laboratory of Low-Voltage Apparatus Intellectual Technology of Zhejiang,
Wenzhou University, Wenzhou 325035)

Abstract: In order to accurately predict the dynamic output characteristics of M-EHA, a nonlinear dynamics model considering fluid bulk modulus and density variation is proposed. The intrinsic nonlinearity of giant magnetostrictive materials is described by the Jiles-Atherton model. The overall fluid transmission characteristics are modeled by coupling the valve vibration equation, the flow equation, the fluid lines pressure drop equation and the hydraulic cylinder dynamic equation. In order to study the effects of modulus and density variation during high-pressure fluid transmission, the fluid equivalent modulus is treated as a function of pressure, and the effects of fluid compressibility, inertia and viscosity on the output characteristics of M-EHA are studied based on electro-hydraulic analogies theory. Finally, the nonlinear dynamic model of the whole actuation system is established. The model is iteratively solved by the fourth-order Runge-Kutta method. Combined with the experimental comparison, the relationship between driving frequency, bias pressure, load and output performance of the operating system is studied. The results show that the output performance of the actuation system varies bimodally with the driving frequency, and as the bias pressure increases, the peak frequency rises and the optimal output level is reached at 2.6 MPa bias. It lays a theoretical foundation for the design development and optimization of high-performance M-EHA.

Key words: magnetostrictive; electro hydrostatic actuator; dynamic modeling; bulk modulus variation; density variation

* 国家自然科学基金(51975418)、浙江省自然科学基金(LY15E050011)和中国博士后科学基金(2015M571904)资助项目。20190226 收到初稿, 20190816 收到修改稿

0 前言

电静液作动器(Electro hydrostatic actuator, EHA)是一种高度集成化的液压伺服作动装置,依靠功率电传的基本原理,采用旋转或直线电机驱动柱塞泵,产生高压流体,进而推动作动筒形成动力输出,在多电飞机、无人机、机器人等领域有重要应用^[1-2]。将智能材料与 EHA 装置进行结合,研究具有更小体积、更高响应速度的新型智能化 EHA 系统,是目前国际上 EHA 的前沿研究领域。

目前国际上用于 EHA 驱动的智能材料主要有压电和磁致伸缩材料两类,在文献[3]中,作者分别比较了四种不同智能材料(PZT、PMN、Terfenol-D 和 Galfenol)驱动的 EHA 系统的输出性能,研究结果发现 PMN 和 Terfenol-D 驱动的 EHA 具有较高的功率输出容量,而 Galfenol 由于输出应变太小,不能产生正流量。Terfenol-D 是超磁致伸缩材料(Giant magnetostrictive material, GMM)的一种生产牌号,与压电材料相比,具有较低的驱动电压、更大的输出力以及工作频宽^[4],其能量密度是压电材料的 15 倍,响应速度达到微秒级,并且阻断力大,是研制智能型 EHA 的理想驱动元件^[5]。

M-EHA 依靠磁场驱动,在激励磁场作用下依靠磁致伸缩材料产生的机械能驱动液压腔产生高压流体,进而推动作动筒产生动力输出,由于磁致伸缩材料自身的饱和和非线性和磁滞非线性,其工作过程涉及电、磁、机、液等多物理场耦合,完整描述 M-EHA 的工作机理及其动力学输出特性难度较大。目前国际上关于该领域模型方面的研究,可大致为三类。第一类主要集中在作动器静态性能分析方面,其基本思路是采用线性化本征方程对智能材料的输出特性进行描述,并且认为流体为理想化的不可压缩性液体,研究作动器的静态特性。例如,CAO 等^[6]开发了一种简单的准静态模型,采用线性化方法对压电材料特性进行建模,并将整流阀的打开和关闭动作处理为 0 与 1 的开关量,对管道内流体的脉冲流动和黏性损失进行了描述。SIROHI 等^[7]采用类似的方法研究了高频输入状态下液压回路的能量损耗问题。

为了耦合流体动力学特性对电静液装置性能的影响,第二类建模方法在建模过程中引入了流体系统的动力学描述,具体包括流体的可压缩性、惯性以及整流阀的动态特性。OATES 等^[8]基于紊流分析和层流假设,建立了压电液压泵系统动态

模型,考虑了流体可压缩性和管路粘性损耗,实现了对压电液压泵电-机-液耦合的预测。NASSER 等^[9]运用类似于电路分析的方法,建立了压电液压作动器的线性集中参数模型,对液压缸单向运动特性进行了分析和计算。这一类方法的贡献在于考虑了流体的可压缩特性,模型精度得到提升,但是在整流阀动态特性描述的问题上,还缺乏研究;同时,在对流体进行建模时,没有考虑压力变化对流体体积模量的影响。美国马里兰大学的 CHAUDHURI 等^[10-12]以两种直径相同、长度不同的 Terfenol-D 材料作为驱动元件,设计了一种 M-EHA 装置,采用振动模型研究了整流阀动态特性对 M-EHA 输出特性的影响,并且研究了活塞与液压缸壁之间的摩擦损耗关系。在 CHAUDHURI 等^[10-12]研究基础上,一些学者进一步研究了考虑智能材料非线性特性的电静液装置建模方法,即第三类建模方法,其主要研究者包括 LARSON^[13]和 ZHU 等^[14]。例如,美国俄亥俄州立大学的 LARSON^[13]使用集中参数法对 M-EHA 进行了建模,模型考虑了非线性流体流动损耗和 GMM 材料的非线性特性,并通过模型计算与试验分析,研究了提升 M-EHA 工作频宽的主要影响因素及手段。ZHU 等^[14]从能量转换的角度建立了 M-EHA 的时域模型。模型使用包含动态涡流效应的 Jiles-Atherton 磁滞模型和磁弹性能量转换模型描述了 GMM 材料的非线性行为,实现了对负载条件下 M-EHA 输出性能的预测。这一类建模方法考虑了智能材料本征非线性对于电静液装置性能的影响,但是在这些研究中,没有考虑因流体压缩所造成的密度变化问题,导致无法准确描述流入和流出泵腔的流体流动,因而对流体在液压回路中的动态特性描述缺乏准确性。

本文在上述研究的基础上,综合考虑了材料本征非线性、密度变化和流体体积模量变化对于 M-EHA 输出特性的影响,采用 Jiles-Atherton 磁滞模型对 GMM 材料的本征非线性进行描述,在流体的动力学建模过程中,通过电液模拟方法研究了管路中流体流动的粘性、惯性以及流体可压缩性对于整体 M-EHA 动力学特性的影响;为了耦合流体体积模量的变化,在压力模型中将流体体积模量处理为工作压力的函数,分别对高压、低压部分进行了建模,并综合考虑了流体密度的变化。建立了 M-EHA 试验装置,分别测量了不同系统偏压和负载条件下液压缸的输出特性,并分析了流体体积模量对于作动器输出性能的影响。

1 基本结构与工作原理

M-EHA 装置的整体结构如图 1 所示,包括磁致伸缩泵、单向阀、歧管、液压缸以及蓄能器。激励线圈所产生的交变磁场驱使超磁致伸缩材料产生高频振动,并带动活塞不断压缩泵腔油液,被压缩的油液经过单向阀的整合配流进入液压缸带动负载运动。为了简化试验样机结构,本文所设计 M-EHA 装置只能单向输出,通过在系统中加装一个螺纹插装阀,用于在测试运行后手动重置液压缸的位置。根据 M-EHA 的工作原理可以将其一个工作循环分为以下四个部分(图 2)。

图 1 M-EHA 基本结构

图 2 超磁致伸缩泵运动循环原理图

(1) 压缩阶段。GMM 材料受磁场激励伸长,压缩泵腔油液,迫使泵腔压力升高,但是此时阀片两端压差仍达不到其开启压力,所以在这一阶段,排油阀与吸油阀均呈关闭状态。

(2) 排油阶段。泵腔压力进一步升高,排油阀两侧压差足够大,排油阀打开,被压缩油液经高压歧管进入液压缸高压边,带动负载运动,使低压边油液进入到蓄能器中,蓄能器蓄能。

(3) 扩张阶段。这一阶段 GMM 材料开始复位,

泵腔压力下降,排油阀两端压差也随之下降,开始逐步关闭,而吸油阀两端压差仍不足以打开吸油阀,因此吸油阀仍处于关闭状态。

(4) 吸油阶段。泵腔压力进一步下降,吸油阀打开,油液从蓄能器进入泵腔。

2 动力学建模

为对 M-EHA 的动力学过程进行建模,根据其工作原理,将其分为 Terfenol-D 棒、泵腔、单向阀、高压管路、液压缸高压腔、输出活塞、液压缸低压腔、蓄能器以及低压管路等九个部分分别建模。

2.1 Terfenol-D 棒动力学模型

Terfenol-D 棒作为整个作动系统的起点,流过线圈的交变电流在其轴向产生交变磁场,迫使 Terfenol-D 棒磁化并进行轴向往复运动,驱动系统运动。使用 Jiles-Atherton 模型计算激励磁场作用下 Terfenol-D 产生的磁化强度^[15]

$$\begin{cases} H_e = H + \left(\alpha + \frac{9\lambda_s\sigma}{2\mu_0 M_s^2} \right) M \\ M_{an} = M_s \left(\coth \frac{H_e}{a} - \frac{a}{H_e} \right) \\ M_{ir} = \frac{1}{1-c} (M - cM_{an}) \\ \frac{dM_{ir}}{dH} = \frac{M_{an} - M_{ir}}{k\delta - \left(\alpha + \frac{9\lambda_s\sigma}{2\mu_0 M_s^2} \right) (M_{an} - M_{ir})} \\ M = M_{an} - k\delta(1-c) \frac{dM_{ir}}{dH_e} \end{cases} \quad (1)$$

式中, H_e 为有效磁场; H 为由交变电流所产生的磁场, $H = nI$, n 为线圈匝数; M_{ir} 为不可逆磁化强度; M_{an} 为无磁滞磁化强度; M 为在 Terfenol-D 棒中所产生的磁化强度; α 畴壁相互作用系数; μ_0 真空磁导率; σ 为施加应力; M_s 为饱和磁化强度; λ_s 为饱和磁致伸缩; a 为无磁滞磁化强度形状系数; c 为可逆因子; k 为不可逆因子, 当外加磁场 H 增加时, $\delta=1$, 当外加磁场 H 减小时, $\delta=-1$ 。

Terfenol-D 产生的磁致伸缩应变可以通过二次畴转模型^[16]计算

$$\lambda = \frac{3}{2} \frac{\lambda_s}{M_s^2} M^2 \quad (2)$$

在式(2)的基础上, Terfenol-D 棒所产生的磁致伸缩力计算式为

$$F_T = E_T A_T \lambda \quad (3)$$

式中, E_T 和 A_T 分别为 Terfenol-D 棒杨氏模量和横截面积。

泵活塞的运动可以等效为一个单自由度的质量-阻尼-弹簧系统,其动力学方程如下

$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_p x_p = F_T - A_{ch} p_{ch} \quad (4)$$

式中, m_p 为 Terfenol-D 棒、活塞以及输出杆总质量; b_p 为 Terfenol-D 棒和活塞总阻尼; k_p 为 Terfenol-D 棒、膜片以及预应力弹簧总刚度; x_p 为活塞位移; p_{ch} 为泵腔压力; A_{ch} 为活塞有效作用面积。

2.2 泵腔模型

泵腔内流体体积由于受到 Terfenol-D 棒的压缩,导致泵腔内流体密度以及压力发生变化。对于任一质量一定的流体都满足 $m = \rho V$,将此方程进行微分整理可以得到流体密度的瞬时变化率

$$\dot{\rho} = \frac{\dot{m} - \rho \dot{V}}{V} \quad (5)$$

式中, $\dot{m}$ 为流体质量变化率; $\dot{\rho}$ 为流体密度变化率; $\dot{V}$ 为流体体积变化率。

如果假定一封闭容腔,没有净流量流入或流出,即质量的变化率为零。则式(5)可简化为

$$\dot{\rho} = -\rho \frac{\dot{V}}{V} \quad (6)$$

流体的可压缩性的大小主要由其体积模量决定,对于一定体积 V 的流体,当作用在其上的压力增加 dp 时,其体积减少 dV ,则流体的体积模量 β 可以表示为

$$\beta = -V \frac{dp}{dV} \quad (7)$$

理想状态下,流体体积模量较大,可将 GMM 所产生的能量最大化地传递给负载。然而,现实中由于油液中夹带空气,即使少量的气体也会对油液的有效体积模量产生较大影响。所以,实际作动系统中,油液的有效体积模量 β_e 是油液所承受压力 P 与夹带空气体积分数 x 的函数^[13](图 3)

$$\beta_e = \left(\frac{1-x}{\beta} + \frac{x}{P} \right)^{-1} \quad (8)$$

图 3 不同空气体积分数下油液体积模量随压力变化曲线

联立方程式(6)~(8)可得泵腔压力变化与油液密度变化之间的关系

$$dp = -\beta_e \frac{dV}{V} = \beta_e \frac{\dot{\rho}}{\rho} \quad (9)$$

在作动器运行过程中,泵腔通过 Terfenol-D 棒的伸长,压缩油液对系统进行供油; Terfenol-D 棒复位后,泵腔膨胀使系统开始吸油。在这个过程中,影响泵腔内油液密度 ρ_{ch} 变化的因素包括活塞运动引起的泵腔体积变化,以及经过整流阀流入和流出泵腔的流量(图 4)。由于在各个阶段油液密度并不相同,所以使用体积流量连续性建模并不准确。因此根据质量守恒定律建立流体质量连续性方程,得到泵腔内流体密度变化为

$$\dot{\rho}_{ch} = \frac{\rho_{ch} A_p \dot{x}_p - \dot{M}_o + \dot{M}_i}{A_p (h_{ch} - x_p)} \quad (10)$$

式中, $\dot{M}_o$ 为通过排油阀流出泵腔的流体质量流速; $\dot{M}_i$ 为通过吸油阀流进泵腔的流体质量变化率; h_{ch} 为泵腔初始高度。

图 4 泵腔体积变化

利用式(9)可得泵腔的压力变化率 $\dot{p}_{ch}$ 为

$$\dot{p}_{ch} = \beta_e \frac{\rho_{ch} A_p \dot{x}_p - \dot{M}_o + \dot{M}_i}{\rho_{ch} A_p (h_{ch} - x_p)} \quad (11)$$

2.3 阀动态建模

单向阀是将 Terfenol-D 棒的高频低振幅振动转换为输出活塞低频大位移运动的关键部件。所以对于单向阀动态特性的准确描述,将直接关系到整个系统模型的准确性。可以将通过单向阀的流量等效为通过变截面薄壁小孔的流量来计算,其关键在于阀片开口面积的计算。将阀片建模为等效质量为 m_r 、阻尼为 b_r 、刚度为 k_r 的悬臂梁,根据力平衡方程可计算出排油阀片尖端位移 x_{ro} 和吸油阀片尖端位移 x_{ri} 。

排油阀片的开口位移计算方程为

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_{ro} + b_r \dot{x}_{ro} + k_r x_{ro} = A_r (p_{ch} - p_{th}) \\ x_{ro} = \begin{cases} x_{ro} & x_{ro} > 0 \\ 0 & x_{ro} \leq 0 \end{cases} \end{cases} \quad (12)$$

吸油阀片的开口位移计算方程为

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_{ri} + b_r \dot{x}_{ri} + k_r x_{ri} = A_r (p_{tl} - p_{ch}) \\ x_{ri} = \begin{cases} x_{ri} & x_{ri} > 0 \\ 0 & x_{ri} \leq 0 \end{cases} \end{cases} \quad (13)$$

式中, p_{th} 表示系统高压管路入口压力; p_{tl} 表示系统低压管路出口压力。

在此基础上, 根据薄壁孔流量方程 $Q = C_d A$

$\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$, 计算流经阀的体积流速, 可得流经排油阀

的质量流速

$$\dot{M}_o = C_d w x_{ro} \sqrt{\frac{2\Delta p_o}{\rho_{ch}}} \rho_{ch} = C_d w x_{ro} \sqrt{2\rho_{ch} \Delta p_o} \quad (14)$$

流经吸油阀的质量流速

$$\dot{M}_i = C_d w x_{ri} \sqrt{\frac{2\Delta p_i}{\rho_0}} \rho_0 = C_d w x_{ri} \sqrt{2\rho_0 \Delta p_i} \quad (15)$$

式中, C_d 为孔口流量系数; w 为阀开口等效面积梯度; ρ_0 为油液初始密度。

2.4 高压管路

采用电液模拟方法建立高压管路动力学模型, 将管路流体的压力、流量、阻性、惯性和可压缩性分别等效为电路中的电压、电流、电阻、电感以及电容, 建立如图 5 所示的等效电路模型^[17]。

图 5 高压管路等效电路模型

根据基尔霍夫定律可得如下流量与压降方程

$$Q_1 - Q_2 = C \frac{dP_1}{dt} \quad (16)$$

$$P_1 - P_2 = RQ_2 + L \frac{dQ_2}{dt} \quad (17)$$

式中, R 表示液阻, $R = \frac{128\rho v l}{\pi d^4}$; L 表示液感, $L = \frac{\rho l}{A}$; C 表示液容, $C = \frac{Al}{\beta_e}$ ^[18]; ρ 为油液密度; v 为油液运动黏度; l 表示管路长度; d 表示管路直径; A 表示管路横截面积。

高压管路中流体的密度变化主要是由于从排油

阀流进的流体质量流速 $\dot{M}_o$ 和从管路流进液压缸高压腔的流量 q_{th} 所引起的, 所以可得管路中密度变化率方程为

$$\dot{\rho}_{th} = \frac{\dot{M}_o - \rho_{th} q_{th}}{A_{th} l_{th}} \quad (18)$$

式中, A_{th} 为高压管路横截面积; l_{th} 为高压管路长度。将式(18)代入式(9)可得管路入口压力变化率 $\dot{p}_{th}$ 为

$$\dot{p}_{th} = \beta_e \frac{\dot{M}_o - \rho_{th} q_{th}}{\rho_{th} A_{th} l_{th}} \quad (19)$$

根据式(17)推导的管路压降方程, 可得高压管路压降为

$$p_{th} - p_h = R_{th} q_{th} + L_{th} \dot{q}_{th} \quad (20)$$

式中, p_h 为液压缸高压端压力, R_{th} 为高压管路液阻, L_{th} 为高压管路液感。

2.5 液压缸高压端

从高压管路流入液压缸高压端的流体迫使液压缸高压端的流体压缩, 导致高压端压力升高, 带动负载运动。在这一过程中导致液压缸高压端流体密度变化的因素包括从高压管路流入的质量流速以及输出活塞运动所造成的体积变化, 因此高压端流体密度变化可由式(21)表示

$$\dot{\rho}_h = \frac{\rho_{th} q_{th} - \rho_h A_c \dot{x}_L}{A_c (h_c + x_L)} \quad (21)$$

式中, A_c 为输出活塞有效作用面积; h_c 为液压缸高压端初始高度; x_L 为输出活塞位移。将式(21)代入式(9)可得液压缸高压端压力变化如式(22)所示

$$\dot{p}_h = \beta_e \frac{\rho_{th} q_{th} - \rho_h A_c \dot{x}_L}{\rho_h A_c (h_c + x_L)} \quad (22)$$

2.6 输出活塞杆

液压缸通过其高压端与低压端的压差驱动活塞带动负载运动。如图 6 所示, 为简化的液压缸动力学模型, 根据牛顿第二定律和力平衡原理可得出活塞的运动方程为

图 6 液压缸动力学模型

$$m_L \ddot{x}_L + b_L \dot{x}_L + k_L x_L = A_c(p_h - p_l) - F_f - F_L \quad (23)$$

式中, m_L 为负载质量; b_L 为液压缸阻尼; k_L 为负载刚度; p_l 为液压缸低压端压力; F_f 为活塞密封圈与液压缸壁之间的摩擦力; F_L 为负载, $F_L = m_L g$ 。

利用 Karnopp 模型建立液压缸中活塞与缸壁的摩擦模型^[13], 摩擦力可由式(24)来计算

$$F_f = \begin{cases} \operatorname{sgn}(\dot{v}_L) F_d & |\dot{v}_L| > v_{\min} \\ \operatorname{sgn}(F) \max(F, F_s) & |\dot{v}_L| \leq v_{\min} \end{cases} \quad (24)$$

式中, F 为作用在活塞上的合力, $F = A_c(p_h - p_l) - F_L$; F_d 为液压缸动摩擦力; F_s 为液压缸静摩擦力。

2.7 液压缸低压端

流体从液压缸低压端到蓄能器与高压管路中流体流动状态相似, 考虑流体的可压缩性、阻性以及惯性, 采用电液模拟来进行建模。在这一过程中, 影响流体密度变化的因素主要有活塞运动所引起的液压缸低压端容积变化以及从流进蓄能器的流体所引起的流量变化。因此, 液压缸低压端流体密度变化可表示为

$$\dot{\rho}_l = \frac{\rho_l A_c \dot{x}_L - \rho_l q_l}{A_c(l_s - x_L)} \quad (25)$$

式中, q_l 为从液压缸低压端流进蓄能器的体积流速; l_s 为液压缸冲程。

联立式(25)和式(9)可得液压缸低压端压力变化为

$$p_l = \beta_e \frac{A_c \dot{x}_L - q_l}{A_c(l_s - x_L)} \quad (26)$$

流体从液压缸低压端流进蓄能器由于沿程阻力和流体惯性所引起的压降为

$$p_l - p_a = R_l q_l + L_l \dot{q}_l \quad (27)$$

式中, p_a 为蓄能器提供偏压; R_l 为液压缸低压端液阻; L_l 为液压缸低压端液感。

2.8 蓄能器

蓄能器是用来为系统提供偏压、抵消冲击以及补偿泄漏的一种装置, 通过压缩气体来储存能量。由于蓄能器内所储存气体的可压缩性远大于系统内流体的可压缩性, 所以可以忽略与蓄能器连接部分的流体压缩性, 认为这部分流体的运动仅引起了蓄能器内部气体体积的变化。

运用质量守恒定律可得

$$\rho_0 \dot{V}_a = \rho_l q_l - \dot{M}_i \quad (28)$$

式中, $\dot{V}_a$ 为蓄能器体积变化率。

蓄能器内压力变化为

$$\dot{p}_a = \beta_{\text{air}} \frac{\dot{V}_a}{V_a} = \beta_{\text{air}} \frac{\rho_l q_l - \dot{M}_i}{\rho_0 V_a} \quad (29)$$

式中, β_{air} 为蓄能器内气体体积模量。

2.9 低压管路

由于低压管路直接与蓄能器相连, 所以可以忽略这部分流体的压缩性, 认为其为不可压缩流体, 那么低压管路内流体密度也将保持恒定。因此低压管路内流体运动只需考虑其沿程阻力和流体惯性。根据上面所推导的管路压降方程(17)可得

$$p_a - p_{\text{li}} = R_{\text{li}} \frac{\dot{M}_i}{\rho_0} + L_{\text{li}} \frac{\ddot{M}_i}{\rho_0} \quad (30)$$

式中, R_{li} 为低压管路液阻; L_{li} 为低压管路液感。

3 模型计算与仿真分析

运用 4 阶龙格库塔法对第 2 节中一系列微分方程组进行求解, 模型计算过程如图 7 所示。表 1 为 M-EHA 仿真时所用到的材料性能参数以及系统几何结构参数的具体数值。仿真以幅值为 7.1 A 的偏置正弦电流信号作为输入信号, 通过改变泵驱动频率、蓄能器所提供偏压大小以及负载情况, 得到驱动频率以及蓄能器偏压与 M-EHA 系统输出性能之间的关系。

表 1 MEHA 主要参数

参数	数值
Terfenol-D 棒长度 L_T / mm	114
Terfenol-D 棒横截面积 A_T / mm ²	126.7
Terfenol-D 杨氏模量 E_T / GPa	15
Terfenol-D 棒饱和磁化强度 M_s / (kA/m)	765
Terfenol-D 棒饱和磁致伸缩 λ_s / 10 ⁻⁵	1
Terfenol-D 棒、活塞及输出杆有效质量 m_p / g	124
Terfenol-D 棒、活塞有效阻尼 b_p / (N·s·m ⁻¹)	312
Terfenol-D 棒、膜片及预应力弹簧有效刚度 k_p / (MN/m)	24.3
泵活塞有效作用面积 A_{ph} / mm ²	507
泵腔高度 h_{ph} / mm	1.27
油液密度 ρ_0 / (kg/m ³)	871
理想油液体积模量 β / GPa	1.7
阀片等效质量 m_v / g	0.020 6
阀片等效刚度 k_v / (N/m)	3 000
阀片等效阻尼 b_v / (N·s·m ⁻¹)	0.3
薄壁孔口流量系数 C_d	0.61
输出活塞有效作用面积 A_c / mm ²	95

3.1 M-EHA 输出位移仿真结果

如图8所示,为M-EHA分别在200 Hz和400 Hz驱动频率下空载时的输出位移。从图中可以看出,当驱动频率为200 Hz时,作动器输出位移呈上升-停止规律变化,而随着驱动频率的升高,M-EHA输出出现反向位移。这是由于作动器高频运行时,整流阀的响应速度不能满足系统要求而引起的高压端油液回流现象。

如图 9 所示,排油阀片和吸油阀片会随着泵腔压力的变化,呈现出交替打开和关闭的状态。而随着系统驱动频率的升高,阀片的响应速度已不能满足驱动频率的要求,当系统运行到吸油阶段时,由于排油阀片响应速度不够快,没有及时关闭,从而使系统高压端的油液又回流到泵腔内,导致输出位移下降。要避免这一现象的发生,就必须提高阀片的响应速度。一般的提高阀片响应速度的方法是提高其刚度,然而随着单向阀的刚度增加,打开它所需的压差也会相应增加,这对系统输出是不利的。所以开发一种高频响低阻力的单向阀对于作动系统性能的提高有着重要作用。

3.2 M-EHA 频率响应特性仿真结果

为了研究负载状态和系统偏压对于 M-EHA 频率响应特性的影响,使用 M-EHA 输出位移线性拟合的斜率来表征系统平均输出速度。分别计算了不同负载状态和不同偏置压力下系统平均输出速度的频率响应曲线(图 10、11)。并根据系统在

0 N 负载, 2.6 MPa 偏压和 300 Hz 驱动频率处的平均输出速度(0.21 m/s)对计算结果进行了无量纲化处理。

(a) 200 Hz

(b) 400 Hz

图9 不同驱动频率下排油阀与吸油阀开口位移变化

图10 不同负载下 M-EHA 标准化输出速度响应

从图 10、11 均可看出, M-EHA 输出速度随驱动频率的变化曲线具有两个峰值, 这是由于双作用输出缸低压侧相当于一个亥姆霍兹共振器^[19], 当系统驱动频率接近其共振频率时, 其对流体流动的阻碍作用会急剧增加, 会影响泵腔吸入流量, 造成系统的输出性能在某些特定的频率范围突然下降。且这种结构的共振频率与其几何尺寸和流体有效体积模量有关。

图11 不同偏压下 M-EHA 标准化输出速度响应

图 11 中, 当系统偏压由 2.2 MPa 增加为 2.6 MPa 时, 系统的平均输出速度有所提高, 其峰值频率也从 200 Hz 上升到了 300 Hz。如第 2.2 节所提到, 油液有效体积模量是所夹带空气体积分数和压力的函数, 而在正弦信号驱动的 M-EHA 中, 油液压力是呈正弦趋势变化的, 所以油液有效体积模量也将呈正弦趋势变化。由图 12 可知, 当系统偏压增大时, 油液有效体积模量变化幅度也将随之增大。当油液有效体积模量过小时, 在系统运行过程中, 就需要有一部分能量用来压缩油液, 导致最终传递到负载的能量减少, 降低系统输出性能。而系统偏压越大, 油液的有效体积模量就越大, 油液的刚度也就越大, 系统便具有更高的共振频率。同时由于油液刚度上升, 油液压缩所消耗的能量便减少, 系统的能量传递效率随之升高。然而过大的系统偏压对其输出性能是有害的, 如图 11 所示, 当系统偏压从 2.6 MPa 增加到 3.0 MPa 时, 虽然系统平均输出速度的峰值频率增加了, 但是其输出水平却有所下降。如前文所述, Terfenol-D 棒的振动位移受系统偏压影响, 当系统偏压过大时, 泵腔内过高的油液刚度会限制 Terfenol-D 棒的输出性能, 从而导致系统的输出性能降低。所以根据实际情况选择合适的系统偏压, 才能得到最佳的输出性能。

图12 不同偏压下泵腔内油液体积模量变化曲线

4 试验验证

为对 M-EHA 系统的性能进行试验验证, 根据图 13a 所示 M-EHA 测试原理框图搭建 13b 所示的试验平台, 试验样品由美国俄亥俄州立大学 Dapino 教授课题组提供。采用拉绳位移传感器测量 M-EHA 的输出位移和输出速度, 通过改变液压缸输出杆上所挂重物质量来测试 M-EHA 带动负载能力。

(a) 测试原理框图

(b) 测试试验台

图 13 M-EHA 测试系统

4.1 M-EHA 输出位移试验与仿真结果对比

在幅值为 7.1 A 的偏置正弦电流和 2.6 MPa 偏压作用下, 采用拉绳位移传感器测量 M-EHA 的输出位移。试验与仿真结果对比如图 14 所示。

从图 14 中可以看出, 随着驱动频率的升高, M-EHA 出现反向位移。这是由于在高频驱动时, 单向阀响应速度不能满足系统要求, 所引起的回流现象。试验所采集的数据点可以证明回流现象的存在。图 14 展示了试验数据与仿真结果良好的一致性, 验证了模型的准确性。

图 14 M-EHA 输出位移试验与仿真结果对比

4.2 M-EHA 频率响应特性试验与仿真结果对比

M-EHA 带负载运行速度是衡量其性能的关键要素。试验在幅值为 7.1 A 的偏置正弦电流和 2.6 MPa 偏压作用下, 通过在液压缸输出杆一端加载重物, 并利用拉绳位移传感器所测得的 M-EHA 输出位移与采样时间来计算其输出速度。

图 15 显示了在 0 N、50 N 和 90 N 负载状态下, M-EHA 的输出速度随频率变化。从图中可以看出, 在低频区域内试验数据与模型计算结果比较吻合, 但是随着频率的上升, 涡流效应和温度上升等因素引起了计算误差, 导致试验数据与仿真结果在高频区域存在一定偏差。尽管如此, 试验数据仍然显示了与仿真结果相似的双峰变化趋势, 并且随着负载的增加, 系统输出速度随频率变化曲线的第二峰值频率也随之增加, 这与模型计算相吻合, 验证了模型的准确性。随着负载的增加, 系统平均输出速度呈下降趋势, 当负载达到 90 N 时, 系统输出速度在 300 Hz 时仍可达到 0.14 m/s。

图 15 不同负载下 M-EHA 平均输出速度随频率变化趋势仿真与试验对比

5 结论

(1) 提出一种 M-EHA 动态建模框架, 综合考虑了流体体积模量和密度变化、单向阀动态特性以及超磁致伸缩材料的本征非线性等影响因素, 实现了

对 M-EHA 输出性能的准确预测。

(2) 通过仿真与试验对比分析,验证了 M-EHA 频率响应的双峰效应,并分析得出油液体积模量和蓄能器偏压对系统性能有着较大影响。

(3) 试验表明,在 300 Hz 激励频率以及 2.6 MPa 偏置压力下, M-EHA 输出性能达到最佳,其无负载输出速度为 0.21 m/s。

参 考 文 献

- [1] ALLE N, HIREMATH S S, MAKARAM S, et al. Review on electro hydrostatic actuator for flight control[J]. International Journal of Fluid Power, 2016, 17(2): 125-145.
- [2] 付永领, 韩旭, 杨荣荣, 等. 电动静液作动器设计方法综述[J]. 北京航空航天大学学报, 2017, 43(10): 1939-1952.
FU Yongling, HAN Xu, YANG Rongrong, et al. Review on design method of electro-hydrostatic actuator[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2017, 43(10): 1939-1952.
- [3] JOHN S, SIROHI J, WANG G, et al. Comparison of piezoelectric, magnetostrictive and electrostrictive hybrid hydraulic actuators[C]// Asme International Mechanical Engineering Congress & Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2006.
- [4] 蔡万宠, 张建富, 郁鼎文, 等. 超磁致伸缩超声振动系统的机电转换效率研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(19): 52-58.
CAI Wanchong, ZHANG Jianfu, YU Dingwen, et al. Research on the electromechanical conversion efficiency for giant magnetostrictive ultrasonic machining system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(19): 52-58.
- [5] LI Y S, ZHU Y C, WU H T, et al. Modeling and inverse compensation for giant magnetostrictive transducer applied in smart material electrohydrostatic actuator[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2014, 25(3): 378-388.
- [6] CADOU C, ZHANG B. Performance modeling of a piezohydraulic actuator[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2003, 14(3): 149-160.
- [7] SIROHI J, CHOPRA I. Design and testing of a high-pumping-frequency piezoelectric-hydraulic hybrid actuator[J]. Journal of Intelligent Material Systems & Structures, 2003, 14(14): 135-147.
- [8] OATES W S, LYNCH C S. Piezoelectric hydraulic pump system dynamic model[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2001, 12(11): 737-744.
- [9] NASSER K, VUJIC N, LEO D J, et al. Modeling and testing of a piezohydraulic actuation system[C]// SPIE's 8th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials. Florid: International Society for Optics and photonics, 2001: 354-365.
- [10] CHAUDHURI A, YOO J H, WERELEY N M. Design, test and model of a hybrid magnetostrictive hydraulic actuator[J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(8): 085019.
- [11] CHAUDHURI A, WERELEY N M. Experimental validation of a hybrid electrostrictive hydraulic actuator analysis[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2010, 132(2): 021006.
- [12] CHAUDHURI A, WERELEY N M. Compact hybrid electrohydraulic actuators using smart materials: A review[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2012, 23(6): 597-634.
- [13] LARSON J P. Design of a magnetostrictive-hydraulic actuator considering nonlinear system dynamics and fluid-structure coupling[D]. Ohio: The Ohio State University, 2014.
- [14] ZHU Y, YANG X, WERELEY N M. Theoretical and experimental investigations of a magnetostrictive electro-hydrostatic actuator[J]. Smart Materials and Structures, 2018, 27(10): 105043.
- [15] 刘慧芳, 贾振元, 王福吉, 等. 超磁致伸缩执行器位移模型的参数辨识[J]. 机械工程学报, 2011, 47(15): 115-120.
LIU Huifang, JIA Zhenyuan, WANG Fuji, et al. Parameter identification of displacement model for giant magnetostrictive actuator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(15): 115-120.
- [16] CHAKRABARTI S, DAPINO M J. A dynamic model for a displacement amplified magnetostrictive driver for activemounts[J]. Smart Materials & Structures, 2012, 19(19): 055009.
- [17] LARSON J P, DAPINO M J. Nonlinear dynamic modeling for smart material electro-hydraulic actuator development[C]// Industrial & Commercial Applications of Smart Structures Technologies. International Society for Optics and Photonics, 2013.
- [18] WATTON J. Modelling, monitoring and diagnostic techniques for fluid power systems[M]. London: Springer, 2007.
- [19] KIM G W, WANG K W. Helmholtz resonance in a piezoelectric-hydraulic pump-based hybrid actuator[J]. Smart Material and Structures, 2011, 20(1): 015010.

作者简介: 李波, 男, 1963 年出生, 副教授。主要研究方向为机械设计与制造。

E-mail: whlibo163@163.com

舒亮(通信作者), 男, 1982 年出生, 研究员。主要研究方向为智能材料、智能结构的建模方法及控制理论。

E-mail: shuliangalbert@163.com