

液压放大式超磁致伸缩直驱式 伺服阀的设计与实验

杨朝舒¹, 何忠波¹, 俞军涛², 李冬伟¹

(1. 军械工程学院 车辆与电气工程系, 石家庄 050003;

2. 山东大学(威海)机电信息工程学院, 山东 威海 264209)

摘 要: 研制了一种基于液压式微位移放大机构的超磁致伸缩直驱式电液伺服阀,在保证较大体积流量的前提下,提高了直驱式电液伺服阀的频响。采用弹性力学理论、有限元和计算流体力学(CFD)方法对直驱式电液伺服阀进行了结构设计和分析,并制作了超磁致伸缩直驱阀样机,在 AMESim 下建立其磁-机-液耦合模型。仿真和试验表明:所设计的超磁致伸缩直驱阀的频响超过 100 Hz 和系统油压 21 MPa 下的负载体积流量达到 30 L/min。

关 键 词: 超磁致伸缩材料; 液压放大; 直驱式伺服阀; 有限元法; 电液伺服阀

中图分类号: V23; TH137

文献标志码: A

Design and experiment of hydraulic amplified direct drive valve based on giant magnetostrictive material

YANG Zhao-shu¹, HE Zhong-bo¹, YU Jun-tao², LI Dong-wei¹

(1. Vehicle and Electrical Engineering Department,

Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China;

2. School of Mechanical, Electrical and Information Engineering,

Shandong University, Weihai, Weihai, Shandong 264209, China)

Abstract: A novel direct drive electro-hydraulic servo valve was proposed based on magnetostrictive material and hydraulic amplification mechanism. The frequency response of the servo valve was greatly enhanced with a considerable volume flow rate maintained. A series of structure design and analysis were conducted via finite element method and fluid mechanics theory, meanwhile, a prototype of the magnetostrictive direct drive valve was fabricated. A magneto-mechanical-hydro coupled model was established within AMESim environment, both the numerical simulation and experimental result indicated that the proposed magnetostrictive direct drive valve approached a bandwidth higher than 100 Hz; the load volume flow rate reached 30 L/min under a system pressure of 21 MPa.

Key words: giant magnetostrictive material (GMM); hydraulic amplifier;
direct drive valve (DDV); finite element method (FEM);
electro-hydraulic servo valve (EHSV)

电液控制系统具有单位功率质量小、力—质量比大、工作频带宽、鲁棒性好和抗过载能力强等

优良特性,在现代航空工业、汽车工业等领域得到了广泛地应用。电液伺服阀(electro hydraulic

servo valve, EHSV)是电液伺服系统中最重要 的部件,是沟通电子器件和液压器件的桥梁,对系统的静、动态性能起着决定性的作用.但传统的 EHSV 结构精密,容易因油液污染造成故障,因此 EHSV 也是电液伺服系统中可靠性最弱的环节之一^[1].

直驱式电液伺服阀(direct drive valve, DDV)是采用机-电转换装置,直接驱动阀芯运动的新型 EHSV,具有频响高,抗污染能力强,低滞环,使用简易等优点;DDV 是两级伺服阀向单级伺服阀的自然回归,是与电液比例阀又竞争又融合的结果,代表了 EHSV 的发展方向.近年来,Moog, Park, Bosch-Rexroth 等公司均开发了一系列的 DDV 产品.其中的典型代表是 Moog 公司开发的 D633 直动式电液伺服阀,在 35 MPa 的系统油压下,额定体积流量(下文简称流量)可达到 40 L/min,频响约为 50 Hz^[2].

随着新型功能材料的发展,基于记忆合金、电致伸缩材料、压电陶瓷、磁致伸缩材料的 DDV 得到了广泛的研究^[3-6].超磁致伸缩材料(giant magnetostrictive material, GMM)具有响应速度快,输出力大,居里温度高等优点^[7],将超磁致伸缩材料应用于 DDV 的驱动机构之中,开发超磁致伸缩直驱式电液伺服阀(GMM-DDV,简称超磁致伸缩直驱阀),具有广阔地研究价值.但 GMM 的变形量比较有限,若采用 GMM 直接驱动阀芯则流量会很小.如文献[4]所设计的超磁致伸缩直驱阀,阀芯位移为 50 μm ,最大输出流量仅为 2 L/min.为了保证频响的前提下提高超磁致伸缩直驱阀流量,必须开发合适的微位移放大机构来放大 GMM 的输出位移,带动阀芯工作.

微位移放大机构分为机械型和液压型两种.机械型的微位移放大机构运用杠杆原理,采用单臂型柔性铰链或悬臂梁结构进行位移放大:黄迷梅设计了一种“推力球—压板—放大弹簧”的微位移放大结构,并用于 GMM 高速开关阀的研究^[8];沈传亮设计了一种桥式放大机构用于放大压电型驱动机构位移,DDV 流量达到 5.9 L/min^[6];Karunanidhi 等设计了一种带有柔性铰链框架结构,开发出的 GMM 喷嘴挡板阀,流量达到 8 L/min^[9].邱大龙等设计了一种“F”型杠杆放大机构,并建立了相应的数学模型^[10].但机械式微位移放大机构普遍存在承受载荷小、抗冲击能力较差、体积较大等缺点.液压型微位移放大机构运用帕斯卡原理,利用大活塞的微位移推动密闭容腔

内油液运动,并最终带动小活塞产生较大的位移.相对于机械式微位移放大机构而言,液压式微位移放大机构占用空间较小,位移放大比很大,频带更宽. Yoon 等将液压式微位移放大机构运用于压电陶瓷致动器的设计上,并分析了摩擦力和油液压缩性对超磁致伸缩致动器输出特性的影响^[11]. Chakrabarti 等设计了一种带有液压式位移放大机构的超磁致伸缩致动器,并建立了其动态模型^[12].

但传统的液压式微位移放大机构^[11-12]均采用如图 1(a)所示的刚性活塞和直角过渡型密闭油腔的结构.

这种结构的局限性主要有:①活塞运动过程中容易出现摩擦、爬行等现象;②密闭腔内的油液泄漏问题;③刚性活塞高频运动的惯性力和密闭油腔内的预压力均比较大,会增加 GMM 棒的负载;④直角过渡的密闭油腔会增加液体的流阻,进而增大油腔内的压力损失;⑤在直角过渡位置会产生缩流,同样会带来压力损失;⑥前腔的轴向尺寸较小,当大膜片横向位移较大时在油腔边缘容易发生困油现象.

本文采用文献[3]提出的柔性铰链膜片作为活塞,并设计了一种锥角过渡型密闭油腔,用于 GMM 的微位移放大.采用柔性活塞,可以避免摩擦问题,降低油腔泄漏的影响,并减少动态下 GMM 负载;所设计的锥角过渡油腔,可以减少轴向流阻,防止困油现象的产生,并降低由于流道突变带来的缩流影响.所设计的本文液压放大机构如图 1(b)所示.

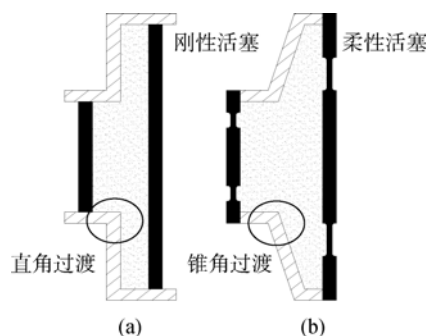


图1 传统液压放大机构与本文液压放大机构对比

Fig.1 Comparison between traditional and proposed hydraulic amplifier

本文构建了 GMM 驱动机构的磁路模型和动力学模型;综合了弹性小挠度理论以及有限元方法,分析了膜片的静、动态特性,并进行了结构

优化. 运用 CFD 方法对密闭油腔结构进行了优化, 并在 AMESim 下建立了液压放大式 GMM 驱动机构的非线性耦合模型; 制作了超磁致伸缩直驱阀样机, 并进行了静、动态特性的测试. 仿真和实验表明: 所设计的超磁致伸缩直驱阀的负载流量可以达到 30 L/min, 频带达到 100 Hz 以上.

1 超磁致伸缩直驱阀的设计

1.1 工作原理

超磁致伸缩直驱阀的结构组成包括: GMM 驱动机构、液压放大机构、滑阀部分、LVDT 位移传感器. 采用超磁致伸缩材料(GMM)作为 DDV 驱动机构的核心元件. 利用 GMM 棒在外加磁场作用下产生的轴向变形, 通过放大机构将变形量放大, 进而驱动阀芯工作, 阀芯位移信号通过 LVDT 传感器采集. 其结构简图如图 2 所示.

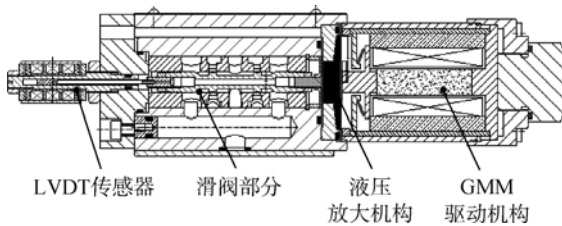


图 2 超磁致伸缩直驱阀的结构简图

Fig. 2 Sketch of GMM-DDV

超磁致伸缩直驱阀设计的主要技术问题在于 GMM 驱动机构的输出特性分析; 液压放大机构中柔性活塞、密闭油腔的设计及优化; 滑阀驱动力计算等方面, 这些问题将在以下章节分别进行探讨.

1.2 GMM 驱动机构动态建模

1.2.1 磁路模型

由基尔霍夫定律, 线圈充电微分方程为

$$RI(t) + LdI(t) = U \quad (1)$$

式中 I, U, R 为线圈电流、电压、电阻; L 为电感. 如果考虑线圈感生电动势, 则线圈两端的实际输入电压为

$$U_{in} = U_0 - n \frac{d\Phi}{dt} \quad (2)$$

式中 Φ, N 为磁通量和线圈匝数; U_0 为初始电压; t 为时间.

联立式(1)、式(2)并进行拉氏变换

$$I(s) = \frac{U_0(s) - ns\Phi(s)}{R + Ls} \quad (3)$$

因为 GMM 的磁导率相对较低, 所以在驱动机构的设计中应尽量闭合磁路, 以提高 GMM 棒内的磁场强度. GMM 驱动机构的等效磁路图如图 3 所示. 图中 X_{mmf} 为环路的总磁势; r_{gmm} 为 GMM 棒的磁阻; r_1, r_2, r_3, r_4, r_5 分别为轭铁、气隙、端盖、外壳、底座的磁阻.

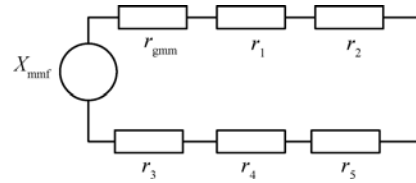


图 3 GMA 磁路模型

Fig. 3 Magnetic model of GMA

对于 GMM 棒, 考虑其固有的滞回特性以及磁致伸缩应变的 ΔE 效应, 其磁阻具有较强的非线性.

根据安培环路定理

$$H_{gmm}(l_{gmm} + x) + \sum_{i=1}^5 H_i l_i = X_{mmf} \quad (4)$$

式中 H_{gmm} 为 GMM 棒激励磁场强度, l_{gmm} 为 GMM 棒原长, x 为 GMM 棒变形量. 下标 $i=1 \sim 5$. 则 GMM 棒的磁阻的表达式为

$$r_{gmm} = \frac{H_{gmm}(l_{gmm} + x)}{\Phi} = \frac{H}{B(H)} \cdot \frac{l_{gmm} + x}{A} \quad (5)$$

式中 $B(H)$ 代表 GMM 的磁化特性. 通过实验测量尺寸为 $50 \text{ mm} \times \phi 10 \text{ mm}$ 的 GMM 棒在不同预应力的条件下的 $B(H)$ 值来描述其磁化特性. 实验数据如图 4 所示. 图中 B 为磁感应强度, H 为激励磁场强度.

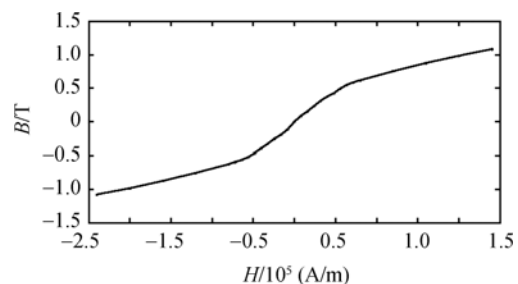


图 4 DDV 用 GMM 棒磁化特性曲线

Fig. 4 Magnetization characteristics of GMM

GMM 驱动机构内部回路的磁通量可表示为

$$\Phi = \frac{NI + x/d_{33}}{\sum_{j=1}^5 r_j} \quad (6)$$

1.2.2 动力学模型

不考虑涡流效应,并假定 GMM 的磁化过程完全可逆,外磁场加载下材料的变形主要来自磁致伸缩效应^[13]

$$x \approx d_{33} H l_{\text{gmm}} \quad (7)$$

式中 d_{33} 为 GMM 的磁致伸缩率; H 为激励磁场强度,由第 1.2.1 节的磁路模型求出; l_{gmm} 为 GMM 棒原长. GMM 产生的磁致伸缩力可表示为

$$F_{\text{gmm}} = m_e (d^2 x / dt^2) + c_e (dx / dt) + k_e x \quad (8)$$

式中 m_e , k_e 为单端固定的 GMM 棒在轴向伸缩时的等效质量和等效刚度. 其表达式为^[14]

$$m_e = \frac{1}{2} m_{\text{gmm}} + m_d \quad k_e = \frac{AE}{l_{\text{gmm}}} + k_d \quad (9)$$

式中 m_{gmm} , m_d 分别为 GMM 棒和顶杆的质量; k_d 为碟簧的刚度; A , E 为 GMM 棒的截面积和弹性模量. 对式(8)进行拉氏变换,并写成标准的 2 阶方程形式

$$F_{\text{gmm}}(s) = \frac{1}{m_e s^2 + c_e s + k_e} X(s) \quad (10)$$

式中 c_e 为等效阻尼.

综合磁路模型和动力学模型,空载条件下 GMM 驱动机构的传递函数框图如图 5 所示(其中 F_{out} 为输出力).

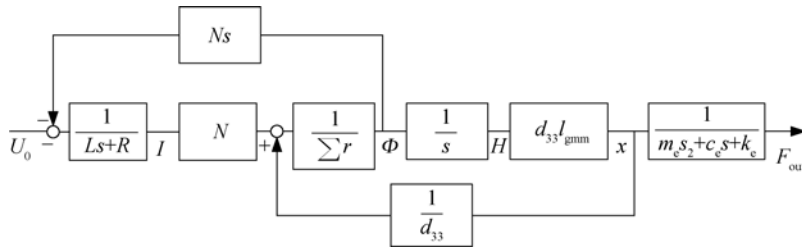


图 5 GMM 驱动机构传递函数框图

Fig. 5 Transfer function diagram of GMM driver

1.3 液压式位移放大机构建模

1.3.1 工作原理

对于图 1(b)所示的液压放大机构,右端大活寨力平衡方程为

$$P_1 - qS_1 = k_{m1} x_1 + m_1 (d^2 x_1 / dt^2) \quad (11)$$

左端小活寨力平衡方程为

$$qS_2 - P_2 = k_{m2} x_2 + m_2 (d^2 x_2 / dt^2) \quad (12)$$

式中 P_1 为大活寨所受集中力; m_1 为大活寨等效质量; S_1 为大活寨等效面积; k_{m1} 为大活寨柔性铰链膜片刚度; x_1 为大活寨位移; P_2 为小活寨所受集中力; m_2 为小活寨等效质量; S_2 为小活寨等效面积; k_{m2} 为小活寨柔性铰链膜片刚度; x_2 为小活寨位移; q 为液压均布力.

忽略油液压缩性影响,其位移放大(力衰减)关系可表示为

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{x_2}{x_1} = \frac{S_1}{S_2} \quad (13)$$

1.3.2 柔性铰链膜片动力学分析

1.3.2.1 基于弹性小挠度理论的膜片动力学分析

由于膜片横向弯曲的挠度远小于其厚度,可以忽略其横向弯曲引起的面内位移和运动过程中的张力,利用弹性小挠度理论进行分析.

膜片采用弹性较好的铍青铜(QBe2)材料. 对

膜片进行受力分析时,可将其等效为中心厚,边缘薄,四周固支,一侧受均布力,另外一侧受集中力的变厚度圆形薄板. 膜片变形和受力如图 6 所示. 图中 a 为膜片外径, b 为膜片内径, w 为膜片横向挠度, h 为膜片最小厚度, P 为集中力.

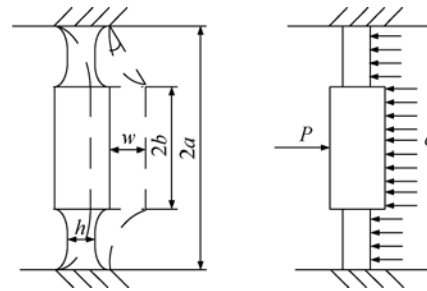


图 6 膜片变形及受力情况

Fig. 6 Profile of the film with flexure-hinges

对于膜片的合理设计,需要从静态、动态两种情况进行分析. 静态条件下,驱动机构不工作,膜片在密闭容腔内液压均布力 q 的作用下产生一定的预变形,膜片最大静挠度(中心点处)为 w_s ; 在动态条件下,在交变驱动力的作用下,膜片的运动可理解成以 $z = w_d$ 为初始位置的受迫振动,其最大动挠度为 w_d . 可见在静态条件下,应主要分析膜片所受液压均布力的作用;在动态条件下,应主要分析集中力的作用.

1) 膜片静态特性分析

根据弹性小挠度板的弯曲基本方程

$$D \nabla^4 w_s = q \quad (14)$$

式中 w_s 为膜片静挠度, ∇^2 为拉普拉斯算子. $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ 为薄板的弯曲刚度(其中 ν 为泊松比).

最终得到柱坐标下薄圆板横向弯曲微分方程

$$\frac{d^4 w_s}{dr^4} + \frac{2}{r} \cdot \frac{d^3 w_s}{dr^3} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{d^2 w_s}{dr^2} + \frac{1}{r^3} \cdot \frac{dw_s}{dr} = \frac{q}{D} \quad (15)$$

$$M_r = -D \left[\frac{d^2 w_s}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \cdot \frac{dw_s}{dr} \right] \quad (16)$$

$$Q_r = -D \frac{d}{dr} \left[\frac{dw_s}{dr} + \frac{\nu}{r} \cdot \frac{dw_s}{dr} \right] \quad (17)$$

式中 r 为膜片上任一点到中心点的距离, M_r 为弯矩, Q_r 为剪力.

如果忽略硬芯部分的变形,可将整个膜片等效为外圈固支,内圈带有约束力和约束力矩的圆环,如图7所示.图中 M_{req} 为约束力矩, Q_{eq} 为约束力.

其边界条件可表示为

$$\begin{cases} Q_r(b_i) = Q_{eq} \\ \frac{dw_s}{dr}(b_i) = 0 \\ w_s(a_i) = 0 \\ \frac{dw_s}{dr}(a_i) = 0 \end{cases} \quad (18)$$

式中 $a_i, b_i (i=1, 2)$ 分别代表大、小膜片柔性铰链部分的内径和外径;最终得到膜片的横向弯曲静挠度可近似由式(19)表示

$$w_s = A_1 r^2 + B_1 r^2 \ln r + C_1 \ln r + F_1 + \frac{qr^4}{64D} \quad (19)$$

$$\begin{bmatrix} J_0(ka_i) & Y_0(ka_i) & I_0(ka_i) & K_0(ka_i) \\ J_1(ka_i) & Y_1(ka_i) & -I_1(ka_i) & K_1(ka_i) \\ J_1(kb_i) & Y_1(kb_i) & -I_1(kb_i) & K_1(kb_i) \\ J_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} J_0(kb_i) & Y_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} Y_0(kb_i) & I_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} I_0(kb_i) & K_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} K_0(kb_i) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_2 \\ B_2 \\ C_2 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{P}{G} \end{bmatrix} \quad (23)$$

式中 $k^4 = \rho h \omega^2 / D$, k 为无量纲量; $J_0(kr), I_0(kr), Y_0(kr), K_0(kr)$ 分别为 0 阶第 1 类贝塞尔函数以及虚宗量贝塞尔函数; 0 阶第 2 类贝塞尔函数以及虚宗量贝塞尔函数; $G = 2\pi k^3 D$.

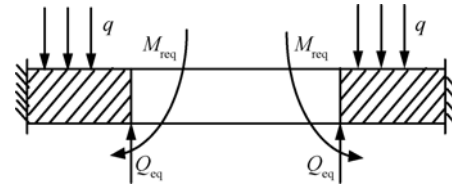


图7 膜片受力情况简化分析

Fig. 7 Simplified analysis of film

其中 A, B, C, F 为待定系数; $(A_1, B_1, C_1, F_1)^T$ 由式(20)确定.

$$\begin{bmatrix} a_i^2 & a_i^2 \ln a_i & \ln a_i & 1 \\ 2a_i & a_i + 2a_i \ln a_i & \frac{1}{a_i} & 0 \\ 2b_i & b_i + 2b_i \ln b_i & \frac{1}{b_i} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ B_1 \\ C_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-qa_i^4}{64D} \\ \frac{-qa_i^3}{16D} \\ \frac{-qb_i^3}{16D} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

2) 膜片动态特性分析

对于膜片的横向振动问题,以振动的平衡位置为原点,其振动基本微分方程为^[15]

$$\nabla^4 w_d + \frac{\bar{m}}{D} \cdot \frac{\partial^2 w_d}{\partial t^2} = 0 \quad (21)$$

式中 $\bar{m}$ 为膜片集总质量.

采用图7提出的膜片简化方法和式(18)的边界条件,列写直梁型柔性铰链膜片横向振动挠度方程

$$w_d(r, t) = [A_2 J_0(kr) + B_2 Y_0(kr) + C_2 I_0(kr) + F_2 K_0(kr)] \exp(j\omega t) \quad (22)$$

其中 ω 为激励信号角频率, $(A_2, B_2; C_2, F_2)^T$ 由式(23)确定.

本文采用能量方法推导膜片的等效质量和刚度.由式(22)可知,膜片圆环部分的横向振动动能为

$$V_1 = -\pi\rho h_1 \omega^2 \exp(2j\omega t) \int_b^a [A_2 J_0(kr) + B_2 Y_0(kr) + C_2 I_0(kr) + F_2 K_0(kr)]^2 r dr \quad (24)$$

式中 ρ 为膜片密度。

硬芯部分的横向振动动能为

$$V_2 = -\frac{1}{2}\pi\rho h_2 b^2 \omega^2 \exp(2j\omega t) [A_2 J_0(kb) + B_2 Y_0(kb) + C_2 I_0(kb) + F_2 K_0(kb)]^2 \quad (25)$$

膜片的 1 阶振动动能可表示为

$$V = V_1 + V_2 \quad (26)$$

以圆板中心点为参考点,膜片横向振动等效质量和刚度可以表示为

$$m_e = \frac{2EN}{v_2^2} \quad k_e = m_e \omega_e^2 \quad (27)$$

式中 ω_e 可以通过令式(23)的系数行列式为零来确定。 v_2 为硬芯部分的速度。

3) 膜片的强度校核

以大膜片为例,对铰链强度进行校核。可根据平面轴对称应力状态下的 Misses 屈服条件给出判别式

$$\sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_\theta + \sigma_\theta^2 \leq \sigma_s^2 \quad (28)$$

式中 σ_r, σ_θ 为 r 方向、 θ 方向的应力; σ_s 为屈服极限。

理论分析可知,膜片的危险点坐标为 $r=a_1$, $z=h/2$ 。其应力为^[16]

$$\sigma_r = \frac{-3P}{2\pi^2} \left(1 - \frac{2a_i^2}{a_i^2 - b_i^2} \ln \frac{a_i}{b_i} \right) \quad (29)$$

$$\sigma_\theta = \nu \sigma_r$$

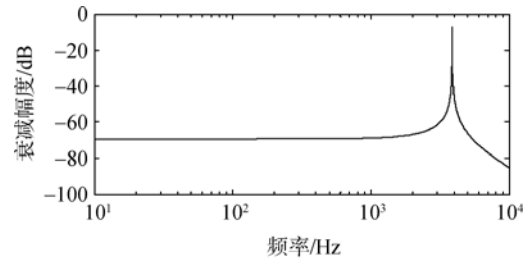
根据 DDV 对驱动机构的输出要求并取 50% 的余量,通过式(19)、式(22)的理论计算,并通过式(28)进行校核,最终确定大、小膜片尺寸如表 1 所示。

表 1 柔性铰链膜片参数
Table 1 Parameters of the films

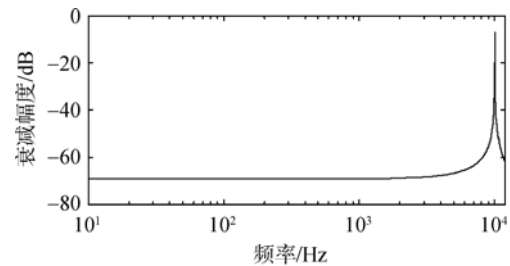
参数	数值
大膜片外径 a_1 /mm	16
大膜片内径 b_1 /mm	8
大膜片最小厚度 h_1 /mm	0.5
小膜片外径 a_2 /mm	8
小膜片内径 b_2 /mm	2.5
小膜片最小厚度 h_2 /mm	0.4

将表 1 的参数代入式(22)~式(23)中,得到以平衡位置为原点的大、小膜片幅频特性曲线如图 8 所示。

从图 8 中可以看出,大小膜片的 1 阶固有频



(a) 大膜片幅频特性



(b) 小膜片幅频特性

图 8 膜片幅频特性曲线

Fig. 8 Amplitude-frequency curve of films

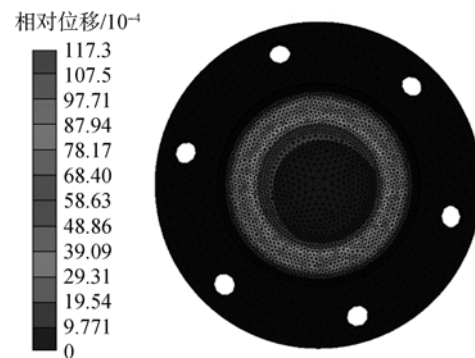
率分别为 3.8 kHz 和 10.03 kHz,远高于致动器的工作频段。

1.3.2.2 基于有限元方法的膜片动力学分析及优化

1) 静态特性分析

利用 ABAQUS 软件下对膜片进行有限元分析,以验证理论推导的正确性。采用表 1 中大膜片的尺寸,建立其三维模型。并将膜片外圈固支,在铰链及硬芯部分施加 0.2 MPa 的均布力,采用尺寸为 0.3 mm 的 Tet 网格进行划分。分析液压力作用下最小厚度 t 对膜片静挠度的影响。大膜片的有限元分析结果如图 9 所示。

为了与弹性小挠度理论的分析结果相互验证,改变膜片的最小厚度,并与文中理论计算结果相比较,结果如图 10 所示。



(a) 相对位移云图

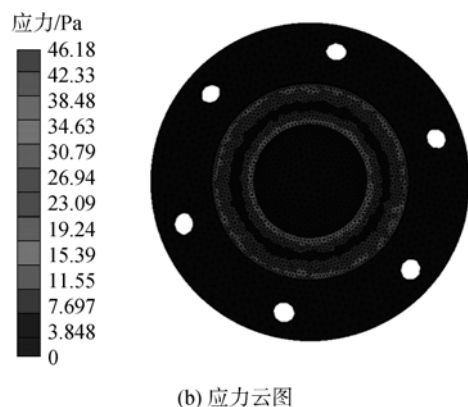


图9 大膜片有限元分析结果
Fig.9 FEM analysis of big film

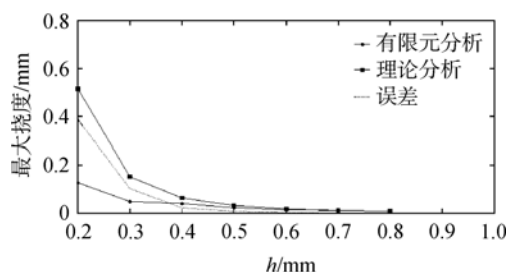


图10 理论推导与有限元分析对比
Fig.10 Comparison of theory result and FEM

从图10中发现,当最小厚度大于0.5 mm,理论推导与有限元分析的结果比较吻合,验证了两种分析方法的有效性。

当 $h \leq 0.4$ mm,误差相对较大。这是因为随挠度与最小厚度比值的增大,中性面各点产生的纵向位移已经不能略去,必须考虑板的平面张力问题,采用大挠度的计算方法进行求解。对于液压放大机构而言,最小厚度 t 的取值在0.4 mm以上,否则会影响结构强度;降低柔性铰链横向振动的刚度,从而减小整个伺服阀的工作频带;还会造成加工上的困难。所以对于薄板的大挠度弯曲问题本文不予讨论。

从图8中可以看出,膜片在厚度发生突变处应力较大,为了提高其强度,需要在这些位置设计圆角。但随着圆角半径的增大,膜片挠度减小,通过有限元分析,得到圆角半径与最大挠度的关系如图11所示。

从图11中观察,当圆角半径在0~0.2 mm之间时,最大挠度下降率较低,所以取圆角半径为0.2 mm。

2) 动态特性分析

为了分析膜片的动态性能,分析了其前4阶

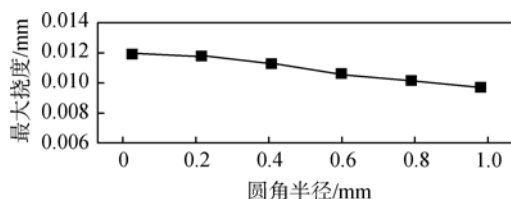


图11 圆角半径对膜片最大挠度的影响
Fig.11 Relation of film fillet and deflection

模态。其约束条件与静态特性分析一致,最终得到膜片的前4阶固有频率见表2。

表2 膜片前4阶固有频率(单位:kHz)

Table 2 Natural frequencies of films (unit: kHz)

膜片类型	固有频率/kHz			
	1阶	2阶	3阶	4阶
大膜片	3.70	3.98	3.91	7.75
小膜片	10.03	24.10	24.21	36.72

从表2中可以看出,有限元分析得到的大小膜片1阶固有频率与弹性小挠度理论计算结果接近,进一步验证了两种分析方法的有效性。

综上所述,柔性铰链膜片的设计可遵循以下步骤和原则:首先,根据DDV对驱动机构的要求初步确定膜片的预变形量 w_s ,横向振动挠度等效刚度 k_c ;再根据式(19)、式(22)及式(27)推导膜片内径、外径以及最小厚度;再通过式(28)进行校核;最后通过有限元方法对膜片输出特性进行验证,以及圆角结构的优化。

1.3.3 密闭容腔结构设计

由流体力学知识可知,随着密闭油腔锥角过渡部分梯度的减小,油腔内的流阻会降低,但过小的梯度会导致密闭腔内油液体积的增大,影响其动态性能,所以要选取合适的过渡梯度。本文采用理论推导结合CFD方法,对密闭腔结构进行优化。

油液从前腔进入后腔时,在前后腔连接壁和大膜片形成的径向缝隙内流速可为

$$u_r = \frac{Q}{2\pi r_c h_c} \quad (30)$$

其中 Q 为通过缝隙的流量; r_c , h_c 分别为径向缝隙的半径和宽度。由于缝隙的截面变化量比较小,可认为流量 Q 基本不变。

将式(30)代入伯努利方程,最终得到压力损失

$$\Delta p_c = \frac{\rho Q^2}{8\pi^2 h_c^2 a_c^2} \quad (31)$$

如果将连接面设计成梯度为 κ 的锥面,此时的压力损失 Δp_c 可表示为

$$\Delta p_c = \frac{\rho Q^2}{8\pi^2 [h_0 + \kappa(a_1 - a_2)]^2 a_2^2} \quad (32)$$

经过计算,当 $\kappa=0.2$ 时,压降减小到垂直连接面的 10% 以上,所以锥面的梯度选为 0.2. 对传统油腔和优化后油腔结构分别进行 CFD 分析(箭头方向代表流动方向),采用 FLUENT 软件,密闭腔内的油液选择 aviation oil,网格尺寸选为 10^{-4} mm. 将膜片与油腔的接触面定义为速度边界,其轴向速度根据第 1.3.2 节求出,并通过解释型 UDF 文件加载到仿真环境之中. 经过 10 000 步迭代,其压力和速度分布如图 12 所示.

通过图 12(a) 可知,油液压力最大值位于油腔边缘,采用本文设计的梯度连接,困油现象得到了明显好转;从图 12(b) 可以发现,油液在进入前腔处的流速明显降低,这样有利于减小通过缝隙的流量,进而减少压力损失;同时缩流现象得到缓解. 所以,CFD 分析结果验证了本文提出的优化方法的有效性.

1.4 功率滑阀的设计

1.4.1 流量计算

本文设计的滑阀为三位四通零开口节流阀.

已知 GMM 驱动机构输出的最大位移为 $\pm 25 \mu\text{m}$, 经过位移放大机构放大 10 倍,即阀芯位移为 $\pm 250 \mu\text{m}$,系统油压为 21 MPa 下的负载流量达到 30 L/min,阀芯直径为 8 mm,忽略阀芯、阀套之间的圆角和间隙,面积梯度 W 为

$$W = \pi d_s \quad (33)$$

式中 d_s 为阀芯直径.

DDV 的负载流量为

$$Q = C_d W x_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (34)$$

式中 C_d 为流量系数, x_v 为阀芯位移, Δp 为阀口压差.

由式(34)计算可知,DDV 的负载流量达到 30 L/min,可以满足负载要求. 设计的伺服阀的阀体结构以及内部油路如图 13 所示.

伺服阀的控制电路部分选用南京普申特机电科技有限公司的 DDV 用控制电路盒,其控制方式为脉宽调制(PWM)控制,位移传感器为 LVDT 传感器,制造的超磁致伸缩直驱阀样机内部结构及实物如图 14 所示.

1.4.2 阀芯驱动力计算

阀芯负载力包括回位板的弹力、瞬态液动力以及阀芯阀套组件的摩擦力. 其中稳态液动力起主要作用^[1]. 其计算公式为

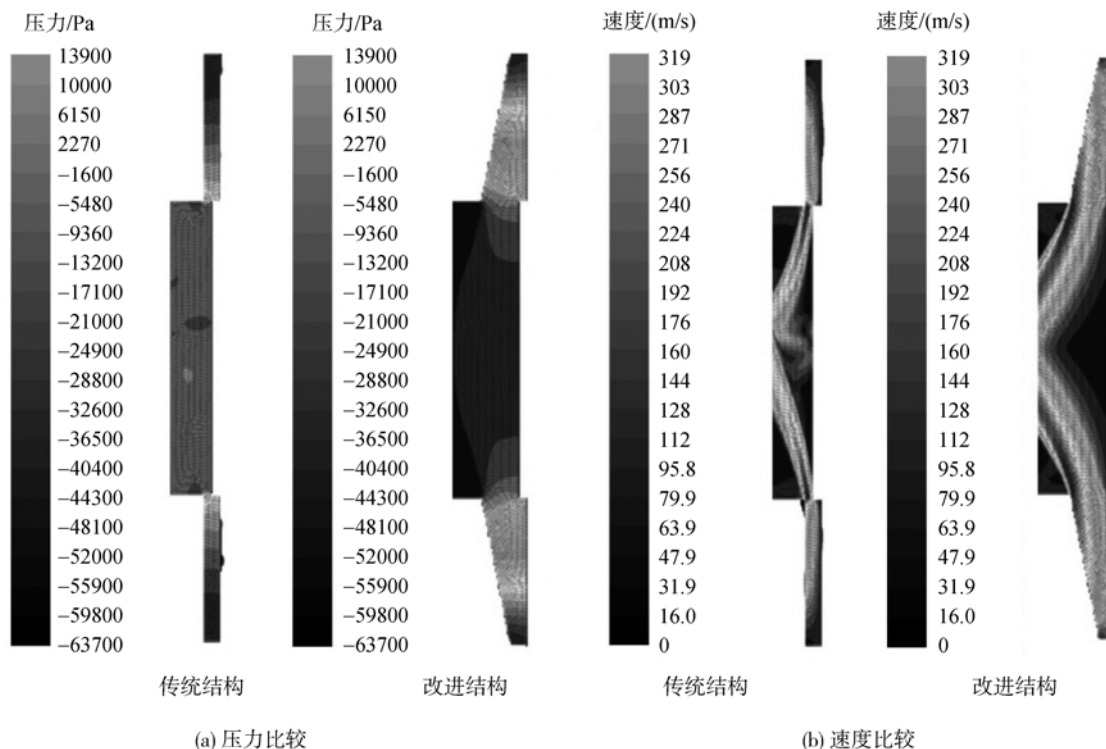


图 12 密闭油腔前腔的 CFD 分析

Fig. 12 CFD analysis of front chamber

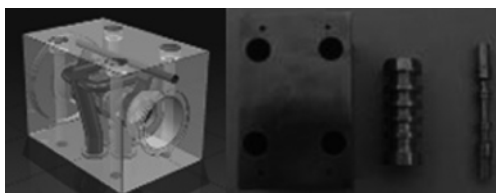


图13 阀体及阀芯、阀套组件

Fig. 13 Body, spool and sleeve of valve

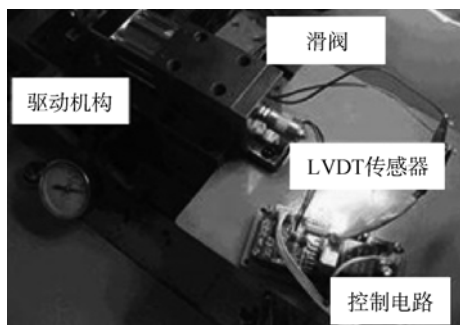


图14 超磁致伸缩直驱阀结构及实物图

Fig. 14 Structure and photo of GMM-DDV

$$F_{st} = 2C_d C_v W x_v \Delta p \cos \theta = 0.43 W \Delta p x_v \quad (35)$$

其中 C_d 为流量系数; C_v 为体积系数; θ 为射流角。经过计算, 阀芯运动到最大位移时的稳态液动力约为 20 N。

通过实验发现, DDV 采用的弹性回复板的弹力在阀芯运动过程中保持在 100 N 左右, 所以阀芯运动的最大驱动力约为 120 N, 经过校核, 驱动机构出力满足要求。

2 仿真与实验

2.1 仿真分析

基于 AMESim 软件^[17-18]搭建超磁致伸缩直驱阀模型如图 15 所示。

在仿真中用长度可变的径向磁阻来模拟 GMM 棒磁阻, 用图 3 中 $B(H)$ 曲线来描述 GMM 棒的磁化特性, 用弹簧阻尼质量系统来仿真 GMM 驱动机构的动力学特性; 用两个带有弹簧的不同半径的活塞来模拟液压放大机构的大小膜片; 系统油压设定为 21 MPa, 通过可压缩油腔和小孔来模拟阀体中的油路。

通过 AMESim 批处理工具, 分别改变液压放大机构密闭油腔的容积(由上至下依次为 10, 100, 500, 1000 mL)和密闭油液的等效弹性模量(由上至下依次为 1700, 170, 17, 1.7 MPa), 得到两组 DDV 阀芯位移的阶跃曲线如图 16、图 17 所示。

通过图 16、图 17 可知: 密闭油腔容积越小、油液等效弹性模量越大, 伺服阀响应越快。以上结

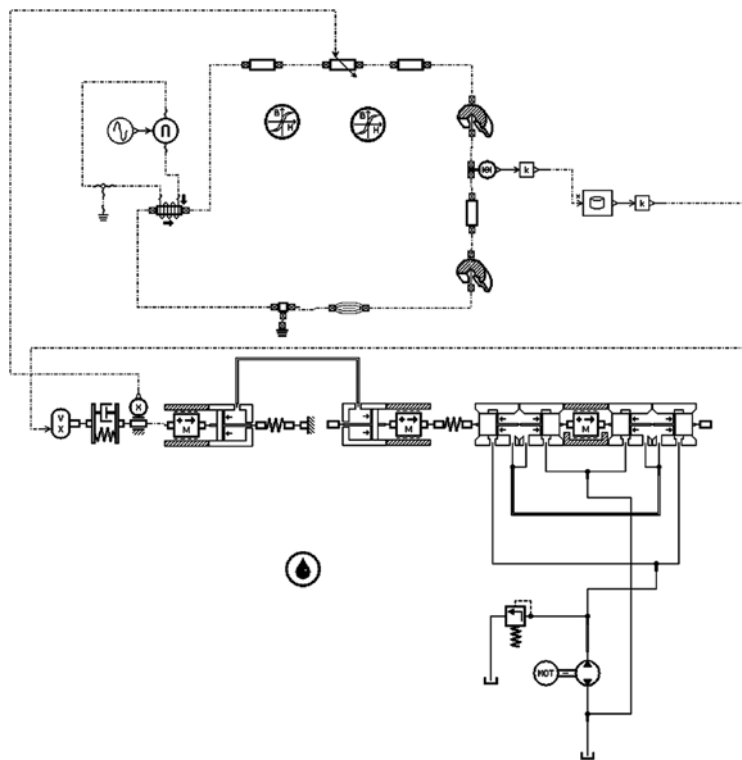


图15 超磁致伸缩直驱阀的 AMESim 模型

Fig. 15 AMESim model of GMM-DDV

论对于 DDV 的设计具有十分重要的意义: 一是对于容腔结构的优化, 必须合理确定其轴向长度和连接梯度以尽量减少内部油液体积; 二是对于液压放大机构的装配, 必须在油液环境中进行装配, 以减少空气混入对于等效弹性模量的影响; 三是对于超磁致伸缩直驱阀的控制, 必须设计相应的控制器, 降低液压放大机构时滞特性对于 DDV 性能的影响。

利用 AMESim 的线性化仿真模块分析, 得到 DDV 的在 -3 dB 处的频响为 108 Hz, 放大机构放大倍数约为 9, 满足负载的频率特性要求。

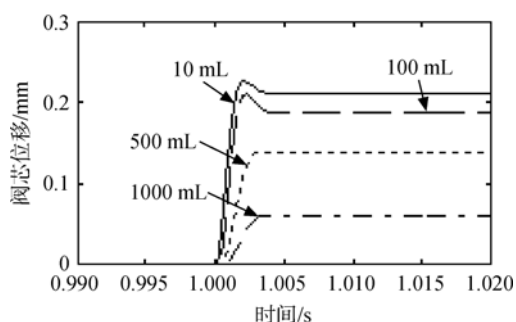


图 16 密闭油腔容积变化对 DDV 响应速度的影响
Fig. 16 Response time of different chamber volume

2.2 静态特性实验

采用如图 18 所示的实验系统对超磁致伸缩直驱阀进行静态测试(图中 A, B 为工作油口; T 为回油门, P 为进油口)。实验中系统油压为 21 MPa, 其工作原理为: 通过工控机产生激励信号, 经过放大电路产生 ± 10 V 的激励信号, 带动伺服阀工作, 阀芯位移通过 LVDT 传感器采集并反馈给工控机, 可以实现 DDV 的闭环控制。DDV 的静态特性测试曲线及各项性能指标如图 19~图 21 及表 3 所示。

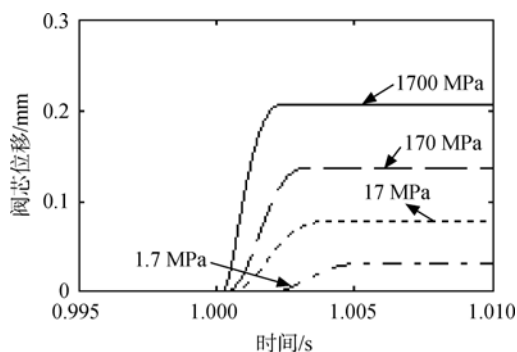


图 17 密闭腔油液弹性模量变化对 DDV 响应速度的影响
Fig. 17 Response time of different oil elastic modules

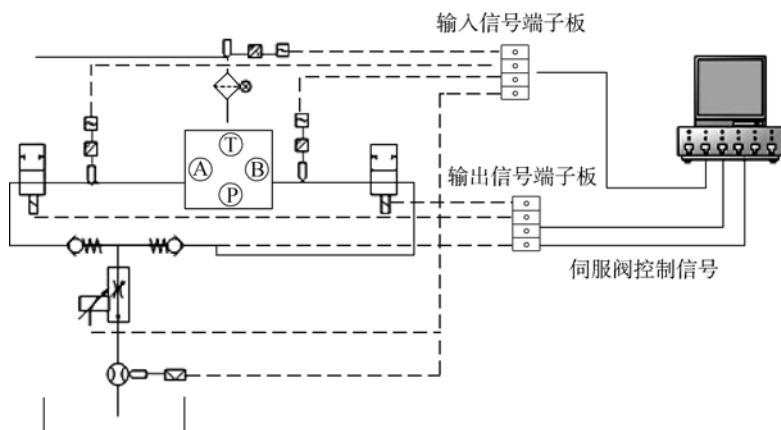


图 18 超磁致伸缩直驱阀的静态测试系统
Fig. 18 Static characteristic test system of GMM-DDV

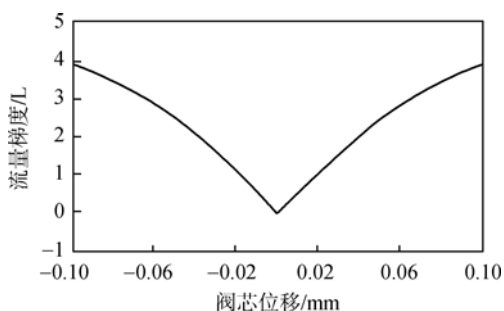


图 19 空载流量特性曲线
Fig. 19 Low flow characteristic curve

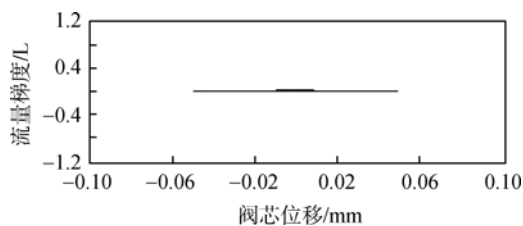


图 20 内泄漏曲线
Fig. 20 Internal leakage curve

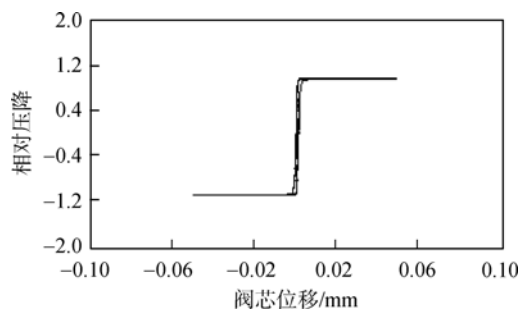


图 21 压力特性曲线

Fig. 21 Pressure characteristic curve

表 3 GMM-DDV 静态性能指标

Table 3 Static performance of GMM-DDV

指标	数值
负载流量/(L/min) ($2\Delta p=14\text{ MPa}$)	30
相对滞环宽度	≤ 0.01
内泄漏流量/L	≤ 0.1

2.3 动态特性实验

由于直接测量空载条件下 DDV 的动态特性难度较大,也缺乏工程意义.所以 DDV 动态特性测试系统需要在静态特性测试系统的基础上增加零负载油缸和电感式速度传感器.增加零负载油缸的作用是反映 DDV 在负载极小情况下控制流量和指令电压之间的频率特性,由于负载极小,可近似认为与 DDV 的动态特性等价.电感式速度传感器的作用是检测油缸活塞速度信号,计算伺服阀流量.表 4 为使用的零负载油缸的参数.图 22 为正在进行动态测试的 DDV 及伺服油缸.

利用图 22 所示的动态特性测试系统,得到超磁致伸缩直驱阀的频率响应特性如图 23 所示.

从图 23 可知,DDV 样机的带宽约为 110 Hz,与仿真分析结果相近,满足负载的频率特性要求.

表 4 零负载油缸技术指标

Table 4 Indicators of zero-load cylinder

指标	数值
使用压力/MPa	21
启动压力/MPa	0.3
行程/mm	± 10
带载能力/N	± 100
线速度/(m/s)	0.5

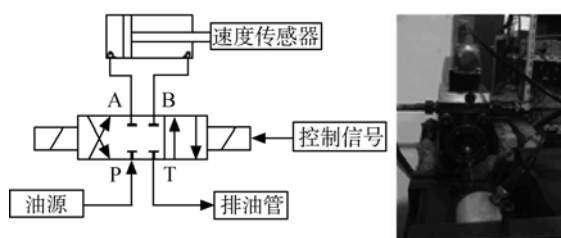


图 22 油缸与超磁致伸缩直驱阀的连接关系及实物图

Fig. 22 Connection of cylinder and GMM-DDV

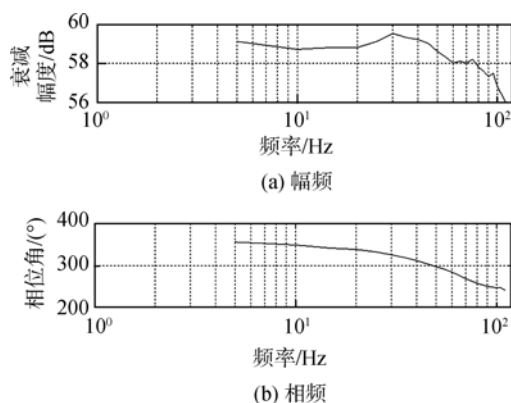


图 23 超磁致伸缩直驱阀频率响应测试

Fig. 23 Bode diagram of GMM-DDV

3 结 论

1) 研制了一种基于液压式微位移放大机构的超磁致伸缩直驱阀. 负载流量达到 30 L/min, 频响超过 100 Hz. 相对于传统的直驱阀而言, 具有流量更大, 频响更高, 抗污染能力更强的特点.

2) 设计了锥角过渡式密闭油腔结构, 建立了柔性活塞式液压放大机构的数学模型, 并采用有限元、CFD 方法对其结构进行分析.

3) 在 AMESim 下进行了超磁致伸缩直驱阀的动、静态特性的仿真, 对于超磁致伸缩直驱阀的设计和控制具有指导意义.

参考文献:

- [1] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
 - [2] Yang Z, He Z, Li D, et al. Hydraulic amplifier design and its application to direct drive valve based on magnetostrictive actuator[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2014, 216(1): 52-63.
 - [3] 俞军涛, 焦宗夏, 吴帅. 基于液压微位移放大结构的新型压电陶瓷直接驱动阀设计及仿真[J]. 机械工程学报, 2013, 49(2): 151-158.
- YU Juntao, JIAO Zongxia, WU Shuai. Design and simulation study on new servo valve direct driven by piezoelectric actuator using hydraulic amplification [J]. Journal of

- Mechanical Engineering, 2013, 49(2): 151-158. (in Chinese)
- [4] Tanaka H, Sato Y, Urai T. Development of a common-rail proportional injector controlled by a tandem arrayed giant magnetostrictive actuator[J]. Jsaie Review, 2001, 22(4): 369-371.
- [5] Lindler J E, Anderson E H. Piezoelectric direct drive servo-valve[R]. San Diego, CA, US; SPIE's 9th Annual International Symposium on Smart Structures and Material, 2002.
- [6] 沈传亮. 压电型直动式电液伺服阀的基本理论与实验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2006.
- SHEN Chuanliang. Basic theory and experimental study of piezoelectric directly driven electro-hydraulic servo valves [D]. Changchun: Jilin University, 2006. (in Chinese)
- [7] 王博文, 曹淑英, 黄文美. 超磁致伸缩材料与器件[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2008.
- [8] 黄迷梅. 用稀土超磁致伸缩材料制作的致动器驱动的高速开关阀; 中国, 201020293368. 9[P]. 2011-06-22.
- [9] Karunanidhi S, Singaperumal M. Design, analysis and simulation of magnetostrictive actuator and its application to high dynamic valve[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 157(2): 185-197.
- [10] 邱大龙, 田冬林, 刘浩, 等. 基于 GMM 直动阀位移放大机构的结构研究[J]. 液压与气动, 2013(11): 90-93.
- QIU Dalong, TIAN Donglin, LIU Hao, et al. Research on structure for displacement amplifier of direct-acting valve based on GMM[J]. Chinese Hydraulic and Pneumatics, 2013(11): 90-93. (in Chinese)
- [11] Yoon H, Columbus O H, Washington G, et al. A millimeter-stroke piezoelectric hybrid actuator using hydraulic displacement amplification mechanism[R]. Montreal, Canada; 2006 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, 2006(4): 2809-2813.
- [12] Chakbati S, Dapino M J. Design and modeling of a hydraulic amplified magnetostrictive actuator for automotive engine mounts[C]// Proceedings of the International Society for Optical Engineering (SPIE). [S. l.]: SPIE, 2010: 1-12.
- [13] Bryant M D, Wang N. Audio range dynamic models and controllability of linear motion Terfenol actuators[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1994, 5(3): 431-436.
- [14] 卢全国. 基于 GMM 的微致动器研究及应用[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2007.
- LU Quanguo. Study and application of actuator based on GMM[D]. Wuhan: Wunhan University of Technology, 2007. (in Chinese)
- [15] 张光斌. 纵-弯模式转换空气换能器的圆形弯曲振动辐射器研究[D]. 西安: 陕西师范大学, 2000.
- ZHANG Guangbin. Study on the vibration and radiation characteristics of circular plates in longitudinal-flexural airborne transducer[D]. Xi'an: Shanxi Normal University, 2000. (in Chinese)
- [16] 杨兴, 贾振元, 郭东明, 等. 基于圆形膜片柔性铰链结构的超磁致伸缩执行器的研究[J]. 中国机械工程, 2002, 13(6): 474-477.
- YANG Xing, JIA Zhenyuan, GUO Dongming, et al. Study on giant magnetostrictive actuator based on disk-shape diaphragm compliant structure[J]. China Mechanical Engineering, 2002, 13(6): 474-477. (in Chinese)
- [17] 任新宇, 郭迎清, 姚华延, 等. 基于 AMESim 的航空发动机放喘调节器仿真性能研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 572-576.
- REN Xinyu, GUO Yingqing, YAO Huayan, et al. A simulation of anti-surge regulator performance for the aero-engine using AMESim[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4): 572-576. (in Chinese)
- [18] 任新宇, 王建礼, 赵小龙, 等. 基于 AMESim 的涡扇发动机控制系统综合仿真[J]. 航空动力学报, 2010, 25(12): 2816-2820.
- REN Xinyu, WANG Jianli, ZHAO Xiaolong. Simulation of turbofan engine main fuel control system based on AMESim[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(12): 2816-2820. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)