

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.047

阀用超磁致伸缩致动器弓张结构静、动态建模与优化

何忠波 郑佳伟 薛光明 荣策 柏果
(陆军工程大学石家庄校区车辆与电气工程系, 石家庄 050003)

摘要: 为满足大流量超磁致伸缩电液伺服阀的驱动需要,设计了一种结构紧凑的弓张放大式超磁致伸缩致动器;基于力学基本原理和振动理论知识建立了弓张结构的静、动态模型;分析了弓张结构尺寸参数对其静、动态性能的影响;结合弓张放大式超磁致伸缩致动器应用于电液伺服阀的要求,利用多目标优化法确定了其结构尺寸最佳参数值,并利用有限元法对其静、动态模型进行了验证;设计了弓张放大式超磁致伸缩致动器样机,搭建了实验系统,并进行了静、动态实验。实验结果表明,弓张结构的放大倍数在 8.13~8.72 间波动,输出端最大位移可达 107.9 μm ,固有频率约为 168 Hz,测试所得结果与其静、动态模型计算值基本吻合;通过与优化前的性能相比,弓张结构的静态放大倍数在满足要求的条件下,其动态固有频率提高了 55.6%;所设计的弓张放大式超磁致伸缩致动器基本上能够满足伺服阀的驱动要求,证明了该优化设计方法的有效性。

关键词: 超磁致伸缩材料;弓张结构;致动器;优化设计;伺服阀

中图分类号: TH703.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)09-0397-09

Static and Dynamic Property Optimization Design on Bow-type Structure of Giant Magnetostrictive Actuator for Valve

HE Zhongbo ZHENG Jiawei XUE Guangming RONG Ce BAI Guo
(Department of Vehicle and Electrical Engineering, Shijiazhuang Campus, Army Engineering University, Shijiazhuang 050003, China)

Abstract: A compact giant magnetostrictive actuator with bow-type amplifier structure was designed to meet the driving needs of large-flow electro-hydraulic servo valve. Based on mechanics and vibration theory, the static and dynamic models of this structure were established. The influence of the dimensional parameters towards its static and dynamic performance was analyzed, and it was concluded that its static and dynamic properties were mutually restrictive. Combining with the application requirements of giant magnetostrictive actuator in electro-hydraulic servo valve, the multi-objective optimization design was conducted for the bow-type structure, and then the static and dynamic models were validated by the finite element analysis. Finally, the giant magnetostrictive actuator with bow-type displacement amplifier structure was prototyped to test its static and dynamic properties. The results showed that the amplification ratio of this structure was fluctuated from 8.13 to 8.72, the maximum output displacement was 107.9 μm , and the natural frequency reached 168 Hz. The results were basically in consistent with the theoretical models. Compared with the performance before optimization, the natural frequency was increased by 55.6% when the requirement of the static magnification was met. The actuator designed can basically meet the driving requirements of servo valve, which proved that the optimized design method was effective.

Key words: giant magnetostrictive material; bow-type structure; actuator; optimization design; servo valve

0 引言

电液伺服阀 (Electro-hydraulic servo valve, EHSV) 是电液伺服控制系统的核心部件。它具有控制精度高、输出功率大、动作灵活等优点,因而在航空航天、国防工业等领域获得了广泛应用^[1-3]。

近年来,随着电液伺服系统应用领域的不断拓展,市场对 EHSV 提出了更高的性能要求,如高频率、大流量、抗油污等,而传统 EHSV 已经很难满足上述要求^[4-5]。

目前,限制 EHSV 发展的主要瓶颈在于先进致动器的研究。现阶段用于 EHSV 的致动器主要包括伺服电机、力矩马达及音圈电机等,但传统的致动器往往不能兼具高频响、高输出等特性,因此在一定程度上限制了 EHSV 在某些动态性能要求较高的场合上的应用^[6-10]。当前,基于新型功能材料的高性能致动器研究已经成为热点,其中以超磁致伸缩材料(Giant magnetostrictive material, GMM)为驱动元件的超磁致伸缩致动器(Giant magnetostrictive actuator, GMA)因具有精度高、能量大、响应快、结构简单等优点而备受青睐^[11-13]。由于 GMM 磁致伸缩应变变量有限,因而在研制大流量超磁致伸缩电液伺服阀时往往需为 GMA 加设放大机构^[14-16]。目前,对于精密伺服阀用致动器,输出位移放大方式主要有液压放大式、悬臂梁放大式和柔性铰链放大式,其中柔性铰链放大式因具有位移精度高、无需润滑、结构简单等优点被广泛地应用于伺服阀用致动器设计^[17-22]。

本文设计一种基于柔性铰链的弓张式位移放大结构,为配合阀芯的输出方向要求,通过调整铰链的分布位置,使其垂直于固定端面向外侧输出。建立弓张结构静、动态模型,分析其结构特征参数对本身静、动态性能的影响,在此基础上,结合弓张放大式 GMA 的应用要求对其结构参数进行优化设计,以提高所设计的弓张放大式 GMA 的整体性能。

1 弓张放大式 GMA 结构及工作原理

弓张放大式 GMA 结构如图 1 所示。基于模块化设计思想,将弓张放大式 GMA 划分为 5 个功能模块,分别为预压模块、驱动模块、磁致伸缩模块、冷却模块及输出模块。预压模块由碟簧、前后端盖及外壳组成,端盖与外壳间采用螺纹连接,通过调整其间距可为 GMM 棒提供合适的预紧力,有利于 GMA 输出特性的提升;驱动模块由线圈骨架及线圈组成,其作用是为 GMA 提供驱动磁场;磁致伸缩模块由交替排布的永磁体及 GMM 棒组成,该结构能提高所施加偏置磁场的均匀度,可更好地消除 GMM 在交变磁场下的倍频现象,从而提高 GMA 的输出特性;冷却模块主要由进出液口及冷却腔组成,其作用是通过循环流动的低温油液对整个 GMA 进行降温,以保证 GMM 棒工作在适宜的温度环境中;输出模块由弓张放大机构、输出杆等组成,其作用是输出

GMM 棒产生的伸缩变形,并将该位移进行放大,以满足 EHSV 的输入要求。

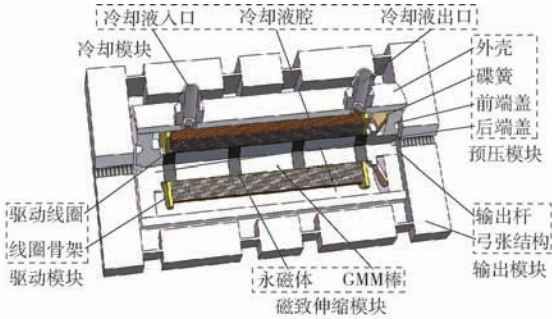


图 1 弓张放大式 GMA 结构图

Fig. 1 Structure diagram of GMA with bow-type amplifier

整个弓张放大式 GMA 工作原理为:向线圈中施加驱动电流时,线圈内产生驱动磁场,GMM 棒在驱动磁场和偏置磁场的作用下产生磁致伸缩微位移,该微位移通过输出杆传递至弓张结构内侧两端并被放大,最终经弓张结构外侧输出端输出。

2 弓张结构静、动态建模

用于放大 GMA 输出位移的弓张结构如图 2a 所示,其中 m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 、 m_5 、 m_6 、 m_7 分别为弓张结构各部分的质量, l 、 t 分别为铰链的长度和厚度, w_1 、 L 分别为支臂的宽度和长度, l_1 为输出端的长度, l_2 、 w_2 为横梁的长度和宽度, l_x 、 l_y 分别为支臂两端的铰链间的水平距离和垂直距离, α 为刚体模型中支臂 AB 与水平方向的夹角。整个弓张结构采用整块金属材料经线切割制成,各支臂间采用直梁型柔性铰链连接。由图 2b 可知,当 GMA 通入电流时,弓张结构的

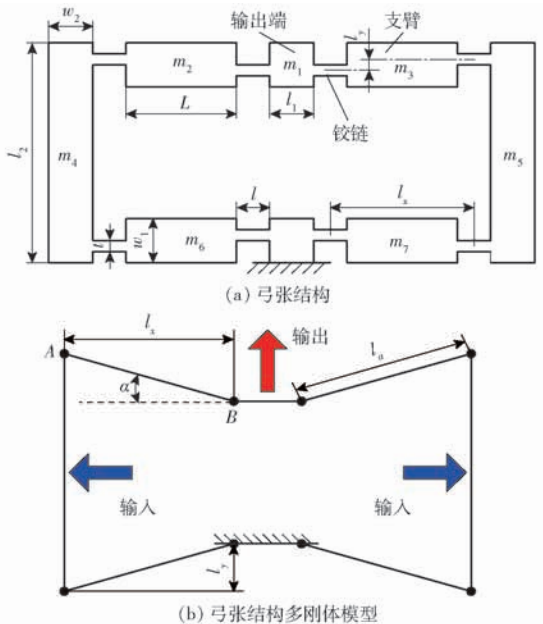


图 2 弓张结构原理图

Fig. 2 Schematic diagrams of bow-type structure

左右两端面产生水平方向的微位移,而输出端则可获得一沿竖直方向的放大位移。

2.1 静态建模

通过分析可知,弓张结构受力弯曲的部位主要集中于柔性铰链及输入端的横梁,考虑到弓张结构的对称性,可取整个结构的1/4作为研究对象。分析时,将支臂近似为刚性杆,引入铰链拉伸刚度 K_l 和弯曲刚度 K_θ ,弓张结构简化后的1/4模型如图3所示。

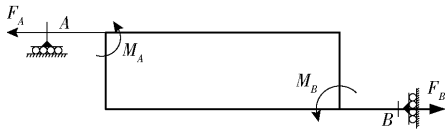


图3 1/4 模型图
Fig.3 Quarter of model

弓张机构支臂两侧分别受到水平力 F_A 、 F_B 的作用,该力在铰链A、B处产生力矩 M_A 、 M_B ,由静力平衡理论易得出

$$\begin{cases} F_A = F_B \\ 2M_A = 2M_B = F_A l_y \end{cases} \quad (1)$$

令 $F_A = F_B = F$ 、 $M_A = M_B = M$,由于铰链A、B受力的状态相同,因此二者弯曲角度相同,图4显示了铰链A的受力弯曲状态。

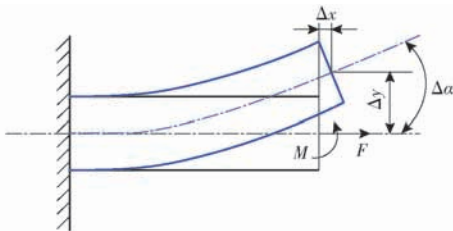


图4 铰链受力弯曲图

Fig.4 Force bending diagram of flexure hinge

基于弹性梁理论可求得

$$\Delta x = \frac{F}{K_l} \quad (2)$$

式中 Δx ——铰链在力 F 作用下产生的拉伸应变变量

考虑到支臂在力矩 M 的作用下,所受力 F 的方向会发生改变及两铰链的对称关系,因而铰链实际弯曲角可表示为

$$\Delta \alpha = \frac{M}{2K_\theta} \quad (3)$$

铰链受力弯曲后沿竖直方向的位移 Δy 可表示为

$$\Delta y = \frac{l \Delta \alpha}{2} \quad (4)$$

弓张结构两端的横梁可直接看作中间施加集中力的简支梁,由材料力学知识可知,简支梁中点处相

对于其支点位移为

$$\Delta z = \frac{F(l_2 - w_1 + l_y)^3}{4Ebw_2^3} \quad (5)$$

式中 E ——材料的弹性模量,Pa

b ——弓张结构的厚度,mm

相对于整个机构而言,GMM棒的伸长量很小,相应的弯曲角 $\Delta \alpha$ 也很小,因此由支臂旋转所产生的弦长近似等价于其弧长,由此可得1/4弓张结构在输入力的作用下产生的水平位移 d_x 和竖直位移 d_y 分别为

$$\begin{cases} d_x = 2\Delta y + \sqrt{L^2 + l_y^2} \Delta \alpha \cos \alpha \\ d_y = 2\Delta x + \sqrt{L^2 + l_y^2} \Delta \alpha \sin \alpha + \Delta z \end{cases} \quad (6)$$

将铰链拉伸刚度 $K_l = Ebt/l$,转角刚度 $K_\theta = Ebt^3/(12l)$ 的计算公式代入式(6),最终可得整个弓张结构在输入力 F 作用下产生的水平位移 D_x 与竖直位移 D_y ,分别为

$$\begin{cases} D_x = 2d_x \\ D_y = 2d_y \end{cases} \quad (7)$$

结合式(6),弓张结构的放大倍数 $R = D_y/D_x$,可表示为

$$R = \frac{12l_y l(l+L)w_2^3}{4l(2t^2 + 3l_y^2)w_2^3 + (l_2 - w_1 + l_y)^3 t^3} \quad (8)$$

整个弓张放大式GMA的输出位移 x_{out} 可用其输入位移(即GMA的输出位移) x_{in} 与其放大倍数 R 的乘积来表示,即

$$x_{out} = R x_{in} \quad (9)$$

根据材料力学知识及悬臂梁理论可知,放大机构受力变形时,其铰链弯曲的外侧面处所受最大应力为

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} + \frac{F}{A} = \frac{Et(3h+t)}{6hl(l+L)} R x_{in} \quad (10)$$

式中 W ——抗弯截面系数

A ——铰链横截面积, m^2

2.2 动态建模

动态建模时,将整个弓张结构视作单自由度系统,根据振动理论,其固有频率表达式为

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_e}{M_e}} \quad (11)$$

式中 K_e ——弓张结构的等效刚度

M_e ——弓张结构的等效质量

计算弓张结构的势能时,将柔性铰链部分与支臂AB的等效刚度视为串联,由此,弓张结构的弹性势能可表示为

$$U = \frac{2K_\theta K_\alpha}{K_\theta + K_\alpha} \Delta \alpha^2 \quad (12)$$

其中

$$K_\alpha = Ebt^3/(12L)$$

式中 K_α ——支臂 AB 的等效刚度

弓张结构的动能由 x 、 y 方向的振动和绕 z 轴的转动动能组成(忽略铰链动能),可以表示为

$$\begin{cases} T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^7 m_k (\dot{u}_x^2 + \dot{u}_y^2) + \frac{1}{2} \sum_{k=2}^7 J_k \omega^2 \\ J_k = \frac{1}{12} m_k [l_y^2 + (l + L)^2] \\ \omega = \frac{\dot{u}_y}{4 \sqrt{l_y^2 + (l + L)^2}} \end{cases} \quad (13)$$

其中

$$u_x = D_x \quad u_y = D_y$$

式中

u_x ——弓张结构沿 x 方向的位移

u_y ——弓张结构沿 y 方向的位移

m_k ——弓张结构各部分质量(满足 $m_2 = m_3 = m_6 = m_7, m_4 = m_5$)

J_k ——各支臂的转动惯量, $k = 2, 3, 6, 7$

ω ——支臂转动角速度

将式(13)化解可得

$$T = \left[\frac{m_1}{2} + \left(\frac{1}{2R^2} + \frac{5}{8} \right) m_2 + \left(\frac{1}{R^2} + \frac{1}{4} \right) m_4 \right] \dot{u}_y^2 \quad (14)$$

将式(12)、(14)代入到 Lagrange 方程可得

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial(T-U)}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial(T-U)}{\partial q_i} = Q_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (15)$$

式中 q_i ——系统的广义坐标,此处为沿 y 方向的位移 u_y

$Q_i(t)$ ——系统广义力,此处为 GMA 驱动力

n ——系统的自由度

由式(15)可得弓张结构输出位移的动力学微分方程为

$$M_e \ddot{u}_y + C \dot{u}_y + K_e u_y = \frac{F}{R} \quad (16)$$

其中

$$\begin{cases} K_e = \frac{K_\theta K_\alpha}{(K_\theta + K_\alpha)(l + L)^2} \\ M_e = m_1 + \left(\frac{1}{R^2} + \frac{5}{4} \right) m_2 + \left(\frac{2}{R^2} + \frac{1}{2} \right) m_4 \end{cases} \quad (17)$$

式中 $\ddot{u}_y$ ——弓张结构输出的加速度

C ——等效阻尼

结合式(11)、(17),并将 $m_1 = \rho l_1 w_1 b, m_2 = \rho L w_2 b, m_4 = \rho l_2 w_2 b$ 代入可得

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Et^3 w_1^3 R^2}{\rho (Lt^3 + lw_1^3)(l + L)^2}}$$

$$\sqrt{\frac{1}{12l_1 w_1 R^2 + (12 + 15R^2)Lw_2 + (24 + 6R^2)l_2 w_2}} \quad (18)$$

式中 ρ ——弓张结构的材料密度, kg/m^3

3 弓张结构参数优化设计

考虑到所设计 GMA 的尺寸约束及通过对弓张结构特征参数的分析可得,弓张结构的静、动态性能主要取决于其铰链长度 l 、厚度 t 、支臂的长度 L 及与支臂相连两铰链间的垂直距离 l_y (优化前结构尺寸: $t = 0.60 \text{ mm}$ 、 $l = 4.11 \text{ mm}$ 、 $l_y = 2.12 \text{ mm}$ 、 $L = 19.90 \text{ mm}$),因而主要通过分析该 4 个结构尺寸参数对弓张结构的影响进而对其进行结构的优化设计(其他结构尺寸分别为 $w_1 = 8.00 \text{ mm}$ 、 $w_2 = 10.00 \text{ mm}$ 、 $l_1 = 10.00 \text{ mm}$ 、 $l_2 = 45.00 \text{ mm}$ 、 $b = 10.00 \text{ mm}$)。

3.1 静态分析

由式(9)可知,当 GMA 输入位移 x_{in} 一定时,弓张放大式 GMA 的最终输出位移 x_{out} 主要取决于弓张结构的放大比 R 。通过 Matlab 软件对放大比 R 进行分析,结果如图 5 所示。

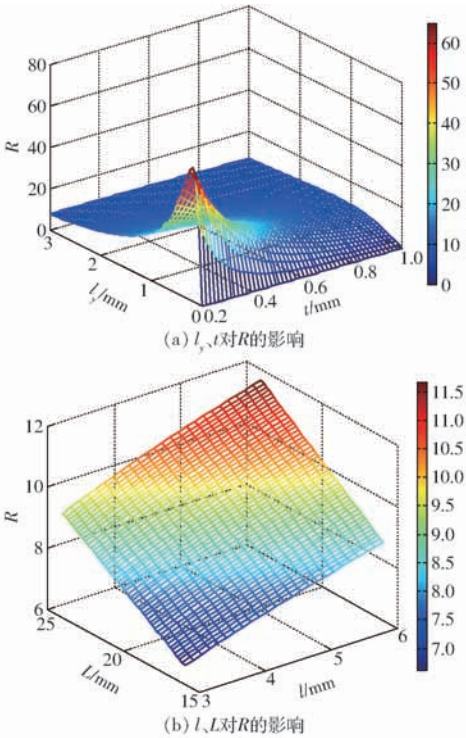


图 5 各尺寸参数对 R 的影响

Fig. 5 Effects of each dimensional parameter on R

由图 5a 可知,铰链厚度 t 、相邻铰链间垂直距离 l_y 与放大比 R 均呈现出非线性关系,当 $t \in [0.2 \text{ mm}, 0.4 \text{ mm}]$ 时,放大比 R 随 t 的增大急剧减小,当 t 大于 0.4 mm 时,放大比 R 下降减缓;而随着 l_y 增大,放大比 R 则先急剧增大到最值后逐渐减小。由图 5b 可知,铰链长度 l 、支臂长度 L 与放大比 R 间表现为正相关,即随着 l 、 L 增大,放大比 R 逐渐增大。

3.2 动态分析

通过式(18)可知支臂长度 L 、相邻铰链间垂直距离 l_y 、铰链厚度 t 及长度 l 对弓张结构的固有频率

的影响,其结果如图6所示。

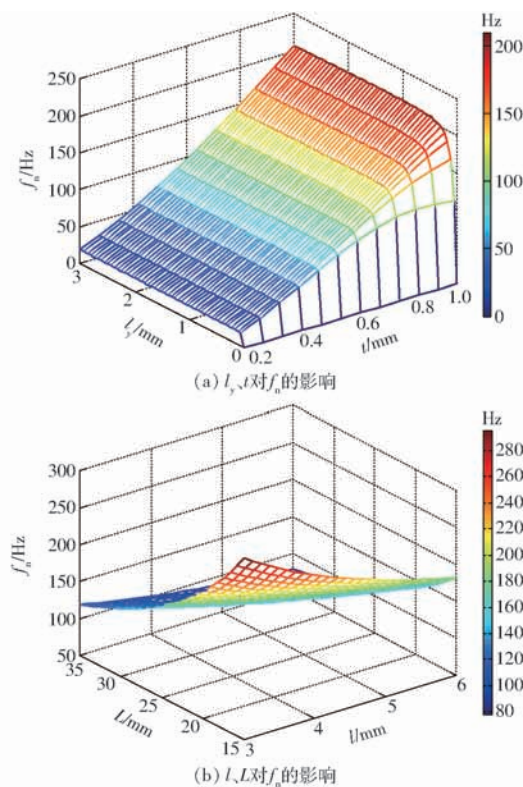


图6 各尺寸参数对 f_n 的影响

Fig. 6 Effects of each dimensional parameter on f_n

$$\begin{cases} f_1(x) = \frac{4 \times 10^3 (2x_1^2 + 3x_2^2) + x_1^3 (x_3 + 37)^3}{1.2 \times 10^4 x_2 x_3 (x_2 + x_4)} \frac{1}{D_x} \\ f_2(x) = 2\pi \sqrt{\frac{(4019.2x_1 + 7.85x_2x_4) [0.9x_3^2(x_2 + x_4)(0.5x_4 + 11.2) + 0.4(2x_1^2 + 3x_3^2)^2(0.1x_4 + 9)]}{3.2256 \times 10^{14} x_1^3 x_3^2}} \end{cases} \quad (19)$$

由于所设计 GMA 结构尺寸参数已确定,同时为避免弓张结构的静、动态性能差异过大,因而设定目标函数的线性约束条件为: $0.6 \text{ mm} \leq t \leq 1.2 \text{ mm}$, $3.5 \text{ mm} \leq l \leq 5.0 \text{ mm}$, $1.6 \text{ mm} \leq l_y \leq 2.6 \text{ mm}$, $19.0 \text{ mm} \leq L \leq 22.0 \text{ mm}$ 。

目标函数的非线性约束条件包括:

(1) 考虑到所设计弓张式 GMA 用于伺服阀阀芯的驱动,因而其输出位移需满足阀的性能要求,由于 GMA 的输出位移一定,因此弓张结构的放大比 R 需满足 $8 \leq R \leq 10$ 。

(2) 弓张放大式 GMA 驱动阀芯工作还需满足驱动力(弓张放大式 GMA 的输出力 F_{out}) 要求。弓张放大式 GMA 的输出力与其输入力 F_{in} (GMA 的输

由图 6a 可知,随着铰链厚度 t 增大,固有频率 f_n 亦增大,而随着相邻铰链间垂直距离 l_y 增大, f_n 先急剧增大到最值后出现极小幅度的减小;由图 6b 可知,铰链长度 l 、支臂长度 L 与固有频率 f_n 间表现为负相关,即随着 l 、 L 增大,固有频率 f_n 逐渐减小。

3.3 优化设计

考虑到优化设计时涉及到静、动态性能的 2 个指标,因而选用可进行多目标优化的 gamultiobj 函数对弓张结构进行设计。该方法基于遗传算法,相对于其他数值优化算法,具有更好的鲁棒性和寻优能力,能够高效地获取最优解。

通过上述对弓张结构静、动态分析可知,要提高其输出位移量,需增大铰链长度 l 、支臂长度 L 或减小铰链厚度 t ,而要提高其固有频率,则需减小铰链长度 l 、支臂长度 L 或增大铰链厚度 t 。由此可知,弓张结构的静、动态性能是相互制约的。因而需对弓张结构的特征参数 t 、 l 、 l_y 、 L 进行优化,合理设计该参数取值,使得弓张结构的静、动态性能达到最优。令 $t = x_1$ 、 $l = x_2$ 、 $l_y = x_3$ 、 $L = x_4$ 、 $1/D_y = f_1(x)$ 、 $1/f_n = f_2(x)$,由此建立弓张结构的双目标函数为(考虑到 f_n 的算式较复杂,计算时,忽略 Δz 对 f_n 的影响)

出力)之间满足 $F_{\text{in}} \approx RF_{\text{out}}$,而 GMA 的输出力即 $F_{\text{in}} = K_{\text{in}} d_x$,因此弓张结构的输入刚度需满足 $2.5 \times 10^7 \text{ N/m} \leq K_{\text{in}} \leq 3.2 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。

(3) 弓张结构的固有频率 f_n 会限制所设计伺服阀的响应频宽,因而要求其 f_n 满足 $f_n \geq 150 \text{ Hz}$ 。

(4) 当弓张结构发生变形时,其铰链外侧面所承受的最大应力 σ_{max} 满足 $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$ 。

$$8 \leq \frac{1.2 \times 10^4 x_2 x_3 (x_2 + x_4)}{4 \times 10^3 (2x_1^2 + 3x_2^2) + x_1^3 (x_3 + 37)^3} \leq 10 \quad (20)$$

$$2.5 \times 10^7 \leq \frac{8.4 \times 10^{12} x_1^3}{4 \times 10^3 (2x_1^2 + 3x_2^2) + x_1^3 (x_3 + 37)^3} \leq 3.2 \times 10^7 \quad (21)$$

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3.2256 \times 10^{14} x_1^3 x_3^2}{(4019.2x_1 + 7.85x_2x_4) [0.9x_3^2(x_2 + x_4)(0.5x_4 + 11.2) + 0.4(2x_1^2 + 3x_3^2)^2(0.1x_4 + 9)]}} \geq 150 \quad (22)$$

$$\frac{4.2 \times 10^{17} x_1 (x_1 + 3x_3)}{4 \times 10^3 (2x_1^2 + 3x_2^2) + x_1^3 (x_3 + 37)^3} \leq 7.8 \times 10^9 \quad (23)$$

利用 Matlab 对 gamultiobj 函数进行调用。该遗传算法中,种群大小关系到全局寻获最优解及寻优运行时间长短,综合考虑,此处设置为 100;为获取

30 个最优解以便于最终优化结果的筛选,最优前端个体系数设置为 0.3;最大进化代数(算法最大迭代次数)设置为 200,停止代数也为 200,适应度函数值偏差为 1×10^{-100} ,使得算法能在进化 200 代后停止。绘制算法运行后获取的 Pareto 前端个体分布如图 7 所示。

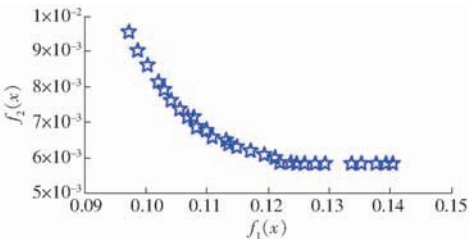


图 7 Pareto 前端个体分布图

Fig. 7 Distribution diagram of Pareto front

通过 Matlab 获取 gamultiobj 函数的 Pareto 解集,整个优化过程如图 8 所示。

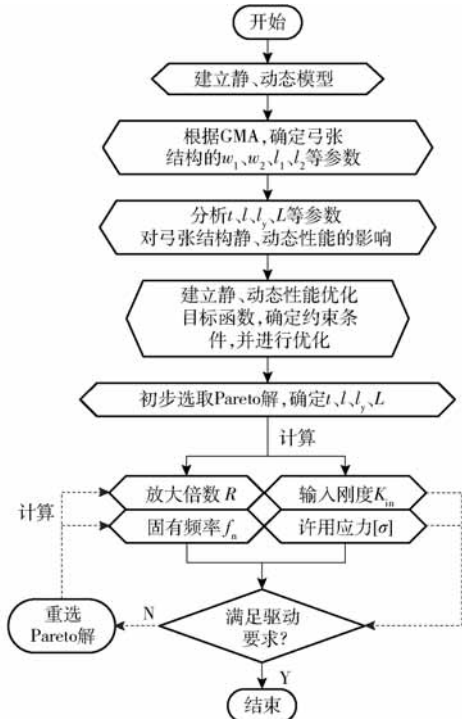


图 8 优化流程图

Fig. 8 Flowchart of optimization

最终确定优化结果为: $t = 0.9 \text{ mm}$ 、 $l = 4.2 \text{ mm}$ 、 $l_y = 2.0 \text{ mm}$ 、 $L = 20.0 \text{ mm}$,并由此得出弓张结构的输出位移 $D_y = 8.96 D_x$,固有频率 $f_n = 179.1 \text{ Hz}$ 。

4 仿真及实验

为验证弓张结构静、动态模型建立的正确性,使用有限元软件对其进行仿真分析。弓张结构材料选用合金弹簧钢(65Si₂Mn),弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$,密度为 $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$,屈服极限为 $1\,176 \text{ MPa}$,许用应力 $[\sigma]$ 为 780 MPa ,泊松比为 0.28。

4.1 静态仿真

分析时将横向位移输出端面的对应面设为固定约束,其他面均为自由,在两侧轴向输入的内端面的中心局部面积上施加均布力。弓张结构的相对位移及应力分布如图 9 所示。

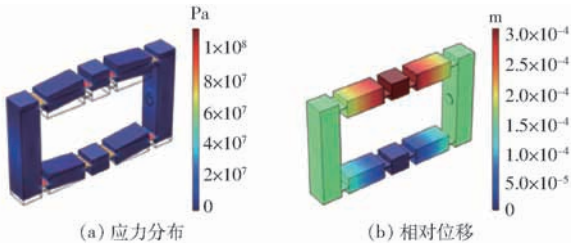


图 9 有限元分析图

Fig. 9 Diagrams of finite element analysis

通过施加 0 ~ 800 N 的均布力,经仿真得到弓张结构输入、输出位移量与理论计算得到输入、输出位移量关系,如图 10 所示。

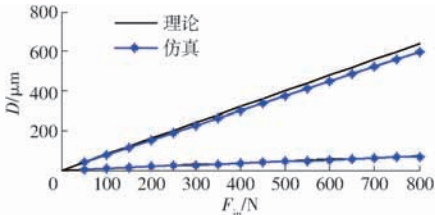


图 10 输入与输出关系曲线

Fig. 10 Relationship curves of input and output

由图 10 可知,经有限元分析得到的输入、输出位移量与理论计算所得结果基本吻合,说明所建立模型正确;同时观察到仿真结果随着输入均布力的增加呈线性关系,由此可得在弓张结构各尺寸参数确定的条件下,其放大倍数及静态等效刚度基本不变。经数据处理得,仿真分析所得弓张结构的放大倍数 R 在 8.50 ~ 8.68 之间,理论分析得 $R = 8.96$,相对误差为 3.1% ~ 5.1%。

4.2 动态仿真

弓张结构的动态仿真主要是对其进行模态分析,通过有限元软件对其进行特征频率研究,振型阶数设置为 4,频率间隔设置为 1 Hz,得其前 4 阶模态及谐振频率如图 11 所示。

由图 11 可知,弓张结构的 2 阶模态振型与其单自由度模型的振动方式相同,而其他阶次的振型会引起位移输出端的侧向振动。利用有限元仿真得到弓张结构的 2 阶振型的频率为 196.8 Hz,对比动力学分析得到的固有频率 179.1 Hz,两者间误差为 8.9%,说明模型计算结果与有限元仿真结果基本吻合。

4.3 静、动态实验

为验证上文静、动态分析及有限元分析的正确性,按照优化设计后参数加工制作了弓张放大式

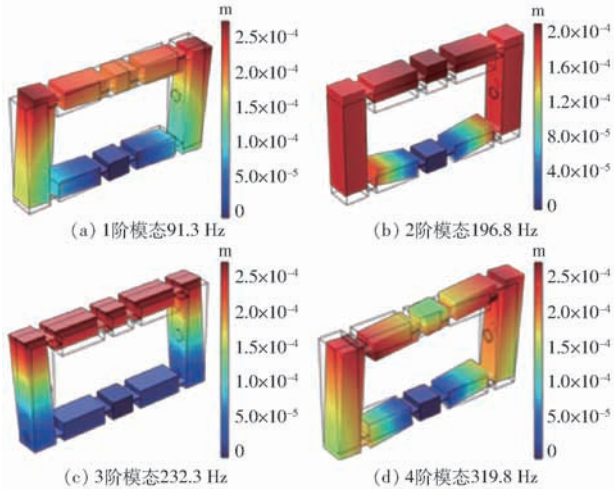


图 11 弓张结构模态分析

Fig. 11 Modal analysis of bow-type structure

GMA 实验样机,并搭建了实验测试系统,如图 12、13 所示。



图 12 弓张结构及 GMA 样机

Fig. 12 Prototype of bow-type structure and GMA



图 13 实验系统组成图

Fig. 13 Photo of experimental system

1. 冷却机构 2. Microtrak 3-LTS-025-02 型激光位移传感器
3. pico-TA189 型电流钳 4. 弓张放大式 GMA 样机 5. Rigol-DS1074Z 型数字示波器
6. IT6932A 型可编程电压源 7. Rigol-DG1022U 型信号发生器 8. GF800 型功率放大器

4.3.1 静态实验

弓张放大式 GMA 的静态性能测试可通过其不同幅值的直流电流信号的响应曲线获取。即分别向线圈中通入幅值为 ± 1 、 ± 2 、 ± 3 、 ± 4 、 ± 5 A 的直流电流,实验时,每个幅值对应位移量测量 10 次,数据处理时取平均值,最终得到弓张式 GMA 的输入、输出位移,如图 14 所示。

经数据处理可知,静态实验测得弓张结构放大倍数在 8.13 ~ 8.72 之间,最大输出位移可达 $107.9\text{ }\mu\text{m}$,与理论计算所得值间的相对误差为 2.7% ~ 9.2%,其中最大误差出现在驱动电流为 -4 A 时,误差约为 $7.1\text{ }\mu\text{m}$ 。

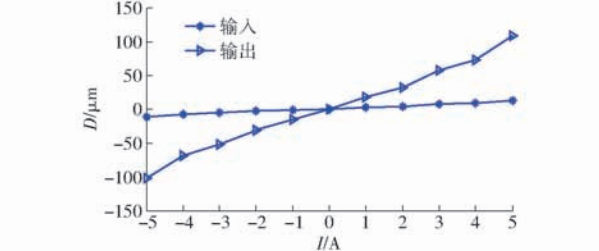


图 14 静态响应曲线

Fig. 14 Curves of static response

4.3.2 动态实验

弓张放大式 GMA 的动态性能的测试可通过其对不同频率的正弦电流信号的响应曲线获取,即通过扫频实验以探究弓张结构的固有频率。设置电流幅值为 3 A,频率范围为 0 ~ 200 Hz,扫频时间为 1 s,各频率停留时间均等,其时域检测结果如图 15 所示。

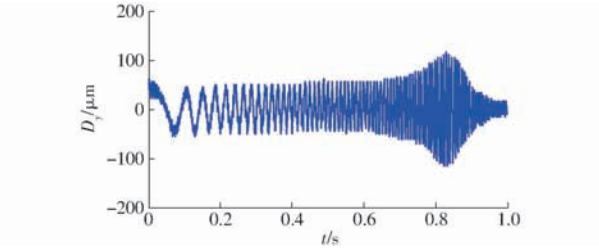


图 15 动态响应曲线

Fig. 15 Curve of dynamic response

由数据分析可得,弓张结构输出位移在 168 Hz 处达到峰值,此处扫描频率导致其产生结构谐振,即实验所得固有频率为 168 Hz,与理论计算值间相对误差为 6.2%。同时由图 15 可知,当扫描频率小于 168 Hz 时,其输出位移较为稳定;当扫描频率超过 168 Hz 时,其输出位移急剧减小。说明当输入电流频率超过 168 Hz 时,弓张放大式 GMA 输出性能较差,其原因可能是高频条件,GMA 内部驱动线圈阻抗增大,影响了其输出特性。

4.3.3 优化前后性能对比

经优化后所得弓张结构静、动态性能理论、仿真、实验结果与优化前结果对比如表 1 所示。

表 1 优化前后性能对比

Tab.1 Optimized performance comparison

	放大倍数		固有频率/Hz	
	优化前	优化后	优化前	优化后
理论值	10.68	8.96	105.9	179.1
仿真值	10.18	8.50	115.7	196.8
实验值	10.3 ~ 11.1	8.13 ~ 8.72	108.0	168.0

由表 1 可知,弓张结构在静态放大倍数满足伺服阀驱动要求的条件下,固有频率由 108 Hz 增大到 168 Hz,动态性能提高了 55.6%,说明了该优化设计方法的有效性。

5 结论

(1)设计了一种体积小、结构紧凑的弓张放大式 GMA,能够较好地放大 GMA 的输出位移。

(2)基于理论力学、材料力学及振动理论等知识建立了弓张结构静、动态模型,并通过 Matlab 分析了弓张结构主要尺寸参数对其静、动态性能的影响,结果表明其静、动态性能是相互制约的。

(3)利用可进行多目标优化的 gamultiobj 函数对弓张结构的静、动态性能进行设计,确定了其结构

尺寸参数,并利用有限元法对其静、动态性能进行仿真分析,仿真结果与理论计算值相吻合。

(4)针对弓张结构静、动态模型分析,搭建了相关实验测试系统,静态实验测得其放大倍数在 8.13 ~ 8.72 之间,最大输出位移可达 107.9 μm ;动态实验测试得其固有频率为 168 Hz,对比于优化前,提高了 55.6%;结果表明测试所得与静、动态模型计算值相符,弓张结构静、动态性能基本能满足伺服阀驱动要求,证明了该优化设计方法的有效性。

参 考 文 献

- 1 阎耀保. 极端环境下的电液伺服控制理论及应用技术[M]. 上海:上海科学技术出版社,2012.
- 2 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.
- 3 赵冉, 卢全国, 雍康俊, 等. 磁致伸缩执行器驱动的精密流量阀建模与仿真[J]. 机械设计与研究, 2015(6): 115 – 118. ZHAO Ran, LU Quanguo, YONG Kangjun, et al. Modeling and simulation of precision flow valve by magnetostrictive actuator[J]. Mechanical Design and Research, 2015(6): 115 – 118. (in Chinese)
- 4 贾振元, 郭东明. 超磁致伸缩微位移执行器原理与应用[M]. 北京:科学出版社,2008.
- 5 郑佳伟, 何忠波, 荣策, 等. 超磁致伸缩材料在电液阀中的应用现状[J]. 液压与气动, 2018(3): 22 – 31. ZHENG Jiawei, HE Zhongbo, RONG Ce, et al. Application of giant magnetostrictive material in electro-hydraulic serve valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018(3): 22 – 31. (in Chinese)
- 6 薛光明, 张培林, 何忠波, 等. 强偏置超磁致伸缩致动器准静态位移建模与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(7): 318 – 324. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150745&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.07.045. XUE Guangming, ZHANG Peilin, HE Zhongbo, et al. Modelling and experiment of strong bias giant magnetostrictive actuator's semi static displacement[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(7): 318 – 324. (in Chinese)
- 7 薛光明, 张培林, 何忠波, 等. 喷油器用超磁致伸缩致动器设计方法和驱动波形研究[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(6): 365 – 372. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170648&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.06.048. XUE Guangming, ZHANG Peilin, HE Zhongbo, et al. Design method and driving voltage waveform of giant magnetostrictive actuator used on electronic controlled injector[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(6): 365 – 372. (in Chinese)
- 8 张雷, 郭义杰, 刘孝亮, 等. 嵌入式超磁致伸缩构件多场耦合优化[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 190 – 196. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20120533&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.05.033. ZHANG Lei, WU Yijie, LIU Xiaoliang, et al. Multi-field coupling model of embedded giant magnetostrictive components optimization[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 190 – 196. (in Chinese)
- 9 薛光明, 何忠波, 李冬伟, 等. 超磁致伸缩棒磁场强度建模及线圈优化分析[J]. 纳米技术与精密工程, 2014, 12(2): 85 – 90. XUE Guangming, HE Zhongbo, LI Dongwei, et al. Magnetic field intensity model for giant magnetostrictive rod and coil optimization analysis[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2014, 12(2): 85 – 90. (in Chinese)
- 10 郭咏新, 张臻, 王贞艳, 等. 超磁致伸缩作动器的率相关振动控制实验研究[J]. 振动与冲击, 2015, 32(12): 51 – 57. GUO Yongxin, ZHANG Zhen, WANG Zhenyan, et al. Experiment investigation on rate-dependent vibration control of giant magnetostrictive actuators[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 32(12): 51 – 57. (in Chinese)
- 11 URAI T, TANAKA H. Development of a giant magnetostrictive tandem actuator and the application to a servo valve[J]. Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, 2001, 32(1): 1 – 4.
- 12 杨理华, 李践飞, 吴海平, 等. 超磁致伸缩作动器非线性模型辨识研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(18): 142 – 146. YANG Lihua, LI Jianfei, WU Haiping, et al. Parameter identification of nonlinear model of giant magnetostrictive actuator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(18): 142 – 146. (in Chinese)
- 13 杨旭磊, 朱玉川, 费尚书, 等. 超磁致伸缩电静液作动器磁场分析与优化[J]. 航空动力学报, 2016, 31(9): 2210 – 2217. YANG Xulei, ZHU Yuchuan, FEI Shangshu, et al. Magnetic field analysis and optimization of giant magnetostrictive electro-hydrostatic actuator[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(9): 2210 – 2217. (in Chinese)
- 14 刘慧芳, 王汉玉, 王洁, 等. 精密磁致伸缩致动器的动态非线性多场耦合建模[J]. 光学精密工程, 2016, 24(5): 1128 – 1137. LIU Huifang, WANG Hanyu, WANG Jie, et al. Modeling of dynamic nonlinear multi-field coupling for precision magnetostrictive

- actuator[J]. Optics and Precision Engineering, 2016, 24(5): 1128–1137. (in Chinese)
- 15 YANG Zhaoshu, HE Zhongbo, LI Dongwei, et al. Direct drive servo valve based on magnetostrictive actuator: multi-coupled modeling and its compound control strategy [J]. Sensors and Actuators: Physical, 2015, 235: 119–130.
- 16 邱大龙, 田东林, 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, 25(11): 90–93.
- QIU Dalong, TIAN Donglin, LIU Hao, et al. Research on structures for displacement amplifier of direct-acting valve based on GMM[J]. Journal of Hydraulic and Pneumatic, 2013, 25(11): 90–93. (in Chinese)
- 17 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 by piezoelectric actuator using hydraulic amplification[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(2): 151–158. (in Chinese)
- 18 林超, 才立忠, 纪久祥, 等. 多维微传动平台设计及基于 RPY 角的运动特性分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 42(9): 46–52.
- LIN Chao, CAI Lizhong, JI Jiuxiang, et al. Multidimensional micro transmission platform design and RPY angle-based movement characteristic analysis[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(9): 46–52. (in Chinese)
- 19 赵正龙, 何忠波, 李东伟, 等. 骨导耳听器发音振子的弓张结构设计仿真研究[J]. 计算机仿真, 2016, 33(5): 235–239.
- ZHAO Zhenglong, HE Zhongbo, LI Dongwei, et al. Analysis and research on the bow-type structure of GMM pronunciation vibrator[J]. Journal of Computer Simulation, 2016, 33(5): 235–239. (in Chinese)
- 20 马立, 谢炜, 刘波, 等. 柔性铰链定位平台的设计[J]. 光学精密工程, 2014, 22(2): 338–345.
- MA Li, XIE Wei, LIU Bo, et al. Design of micro-positioning stage with flexible hinges[J]. Optics and Precision Engineering, 2014, 22(2): 338–345. (in Chinese)
- 21 杜志元, 闫鹏. 基于桥式放大机构的柔顺微定位平台的研究[J]. 机器人, 2016, 38(2): 185–192.
- DU Zhiyuan, YAN Peng. Analysis on compliant micro positioning stage based on bridge-type amplification mechanism[J]. Robot, 2016, 38(2): 185–192. (in Chinese)
- 22 林超, 俞松松, 陶桂宝, 等. 微/纳米定位平台的桥式机构静、动态优化设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2012, 46(6): 1068–1073.
- LIN Chao, YU Songsong, TAO Guibao, et al. Static and dynamic optimal design of bridge-type mechanism of micro/nano-positioning platform[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2012, 46(6): 1068–1073. (in Chinese)
- ~~~~~

(上接第 366 页)

- 12 李强, 王宣银, 程佳. 基于逆动力学模型的 Stewart 平台干扰力补偿[J]. 机械工程学报, 2009, 45(1): 14–19.
- LI Qiang, WANG Xuanyin, CHENG Jia. Interference force compensation of Stewart platform based on inverse dynamic model [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(1): 14–19. (in Chinese)
- 13 MORINAGA S, KOSUGE K. Collision detection system for manipulator based on adaptive impedance control law[C]//IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2003. Proceedings. ICRA. IEEE, 2009: 1080–1085.
- 14 FLOHIC J L, PACCOT F, BOUTON N, et al. Application of hybrid force/position control on parallel machine for mechanical test [J]. Mechatronics, 2018, 49: 168–176.
- 15 ROVEDA L, PEDROCCHI N, BESCHI M, et al. High-accuracy robotized industrial assembly task control schema with force overshoots avoidance[J]. Control Engineering Practice, 2018, 71: 142–153.
- 16 黄玲涛, 倪涛, 黄海东, 等. 面向柔软物体抓取的遥操作工程机器人位置反力控制[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(10): 357–363. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20151048&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.10.048.
- HUANG Lingtao, NI Tao, HUANG Haidong, et al. Position reaction force control of teleoperation construction robot for grasping soft objects[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(10): 357–363. (in Chinese)
- 17 郑国昆, 李道平, 王小军. 运载火箭加泄连接器自动对接尾段轨迹规划研究[C]//第 33 届中国控制会议, 2014: 7854–7857.
- ZHENG Guokun, LI Daoping, WANG Xiaojun. Research on trajectory planning at the end of auto-docking of launch vehicle fuel connector [C]//Proceedings of the 33rd Chinese Control Conference, 2014: 7854–7857. (in Chinese)
- 18 李保平, 徐华, 何庆. 某加注连接器位姿补偿机构设计及优化[J]. 导弹与航天运载技术, 2017(5): 80–83.
- LI Baoping, XU Hua, HE Qing. Design and optimization of a position and pose compensation mechanism of fuel loading connector [J]. Missiles and Space Vehicle, 2017(5): 80–83. (in Chinese)
- 19 TA T N, TRAN C S, HWANG Y L. The kinematic and dynamic analysis of hydraulic control system based on the Lagrangian force method[J]. International Journal of Computational Methods, 2017(4): 1850041.
- 20 NGUYEN M N, TRAN D T, AHN K K. Robust position and vibration control of an electrohydraulic series elastic manipulator against disturbance generated by a variable stiffness actuator[J]. Mechatronics, 2018, 52: 22–35.