

基于变刚度变阻尼的柔性喷管动态模型

胡嘉鑫¹, 薛牧遥², 杨敬贤², 童悦², 邹杰², 郑庆², 任军学¹

(1. 北京航空航天大学宇航学院, 北京 100191; 2. 上海航天动力技术研究所, 上海 200125)

摘要: 针对柔性接头动态迟滞曲线受控制系统控制位置精度和动态响应速度影响较大的问题, 基于电液伺服机构和柔性接头变刚度变阻尼模型, 构建了柔性喷管的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型, 将其和电液伺服机构-定刚度定阻尼模型进行了对比。分析了电液伺服机构主要参数、柔性接头工作参数等对电液伺服机构-柔性接头系统动态特性的影响。分析结果表明: 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型所构造的迟滞曲线可更准确地与实验结果相吻合, 并符合迟滞曲线随频率变化的规律, 反馈系数、放大器静态放大系数、电液伺服机构增益、滑阀流量增益等参数对系统动态特性的影响更为明显。该模型为固体火箭发动机电液伺服机构-柔性接头系统动态特性的调整提供理论依据。

关键词: 固体火箭发动机; 柔性喷管; 动态特性; 电液伺服机构; 变刚度-变阻尼模型

中图分类号: V 430 **文献标志码:** A

DOI: 10.19328/j.cnki.1006-1630.2020.01.013

Dynamic Model for Flexible Nozzles Based on Variable Stiffness and Damping

HU Jiabin¹, XUE Muyao², YANG Jingxian², TONG Yue²,

ZOU Jie², ZHENG Qing², REN Junxue¹

(1. School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Shanghai Space Propulsion Technology Research Institute, Shanghai 200125, China)

Abstract: In view of the problem that the control position precision and dynamic response of the control system of a flexible joint have great effects on its dynamic hysteresis curve, based on the variable stiffness and damping model with electro-hydraulic servo mechanisms and flexible joints, a electro-hydraulic servo mechanism-variable stiffness and variable damping model for flexible nozzles is constructed and compared with the electro-hydraulic servo mechanism-constant stiffness and damping model. The effects of the key parameters of the electro-hydraulic servo mechanism and the working parameters of the flexible joint on the dynamic characteristics of the system are analyzed. The results show that the hysteresis curves constructed by the electro-hydraulic servo mechanism-variable stiffness and variable damping model could be more accurately consistent with the experimental results, it conforms to the change law of the hysteresis curve with the frequency, and the effects of the parameters such as the feedback coefficient, the static amplification factor of the amplifier, the gain of the electro-hydraulic servo mechanism, and the gain of the spool valve on the dynamic characteristics of the system are more significant. This model provides a theoretical basis for adjusting the dynamic characteristics of the electro-hydraulic servo-flexible joint system of a solid propellant rocket engine.

Key words: solid propellant rocket engine; flexible nozzle; dynamic characteristic; electro-hydraulic servo mechanism; variable stiffness and damping model

0 引言

柔性喷管主要由活动体、固定体、柔性接头等部件组成^[1], 其与伺服系统共同构成推力矢量控制

系统^[2], 主要应用于高过载机动飞行的防空导弹及反导导弹中^[3-4]。柔性喷管的动态特性主要由柔性接头和伺服系统决定。由于实现摆动的柔性接头

收稿日期: 2018-05-16; 修回日期: 2018-09-11

基金项目: 上海航天科技创新基金资助项目(SAST2016100)

作者简介: 胡嘉鑫(1995—), 男, 硕士, 主要研究方向为航空宇航推进理论与工程。

中的橡胶材料的黏弹性和摩擦性,柔性喷管在受正弦激励力作用做正弦摆动时,其恢复力矩-摆角曲线会出现迟滞现象,形成迟滞曲线。迟滞曲线受柔性接头工作压强、工作温度、摆动振幅、摆动频率,以及橡胶材料性能等多方面因素的影响^[5-6],使柔性喷管的动态特性变得十分复杂,模型难以将各个因素均考虑在内,影响了控制系统的控制精度^[7]。针对柔性接头动态特性问题,通常将柔性接头视作简单的质量-弹簧系统^[8](定刚度定阻尼模型),未考虑摆动振幅、摆动频率对刚度系数和阻尼系数的影响,无法反映迟滞曲线的变化趋势。Naupapac 等^[9]使用查表法作为柔性接头的运动模型,但只适用于某一振幅下某一频率的迟滞曲线;郑开发等^[10]提出了刚度系数可变、阻尼系数可变的柔性接头运动模型,可以预测某一振幅下不同频率的恢复力矩。此外可借鉴橡胶隔振器的研究方法,Markou 等^[11]将隔振器视为非线性弹簧、弹塑性模块、迟滞阻尼器的组合,可以预测隔振器在同一频率下不同振幅的迟滞曲线,但不能预测同一振幅下不同频率的迟滞曲线。龚宪生等^[12]考虑到了隔振器存在的黏性阻尼、干阻尼以及高阶阻尼,构建了新的阻尼模型,该模型能够清晰地反映隔振器中阻尼的组成成分及其大小,但对信噪比要求高,参数识别困难。上述研究对柔性接头的动态模型很有借鉴意义,但除了文献^[8]中的定刚度-定阻尼模型和文献^[9]中的查表法模型之外,其余研究均未结合伺服机构模型进行研究。

为了更准确模拟柔性接头的迟滞特性,并明确电液伺服机构和柔性接头在系统中的作用,本文将基于柔性接头变刚度-变阻尼模型构造电液伺服机构-变刚度变阻尼模型,与电液伺服机构-定刚度定阻尼模型进行了对比,并研究电液伺服机构不同参数和柔性接头工作参数对模型的影响。

1 柔性接头动态实验

柔性接头的实验装置如图 1 所示。该装置由高压气瓶向压力容器填充高压 N_2 模拟柔性接头的工作压力,并通过电液伺服机构驱动作动器产生设定振幅,设定频率的正弦激励力,用于产生柔性接头摆动所需要的摆动力矩。2 个水平安装的位移传感器用来测试柔性接头的摆角,结合铅垂的位移传感器可测量柔性接头的摆心^[13],拉压力传感器用于测

试作动器所施加的作用力,在得出摆心和作动力后,按照文献^[1]所提到的方式即可计算出作动力矩。

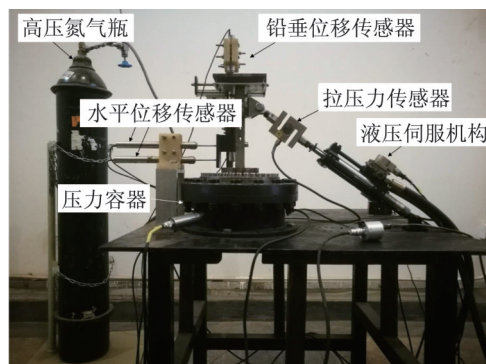


图 1 柔性接头实验系统

Fig.1 Experimental system for flexible joints

当工作压力为 9、6、3 MPa,柔性接头摆动振幅为 6° 、 5° 、 4° ,频率为 0.1~1.0 Hz(间隔为 0.1 Hz)时,分别测量了摆动力矩随摆动角度的变化关系,即迟滞曲线,相关实验结果如图 3(a)、图 4(a)、图 5(a)所示。柔性接头变刚度变阻尼模型是在实验结果的基础上建立的,并进一步结合电液伺服机构模型构建了电液伺服机构-变刚度变阻尼模型。

2 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型

2.1 变刚度变阻尼模型

将柔性接头的摆动力矩分解为惯性力矩 $M_I = I \cdot \ddot{\delta}$ (其中, I 为转动惯量, δ 为摆角),阻尼力矩 $M_c = K_r \cdot \dot{\delta}$,以及弹性力矩 $M_k = K \delta$,其角运动符合二阶非线性齐次微分方程,即

$$I \ddot{\delta} + K_r \dot{\delta} + K \delta = M \quad (1)$$

在之前的研究中,一般将柔性接头简化为刚度系数 K 和阻尼系数 K_r 不变的质量-弹簧系统(定刚度定阻尼模型),忽略了摆动振幅、摆动频率、工作压力、橡胶材料特性等对 K 、 K_r 的影响^[8]。柔性接头的定刚度定阻尼模型与迟滞曲线实验结果吻合较差,且不能反映迟滞曲线随频率的变化趋势(参见 2.3 节)。本文采用了刚度系数与阻尼系数均可变化的模型(变刚度变阻尼模型)^[10],预测某一摆动振幅下不同摆动频率的恢复力矩与摆角之间的关系。

在变刚度-变阻尼模型中,仍将恢复力矩 M 分

解为弹性力矩 M_k 、阻尼力矩 M_c 、惯性力矩 M_I 3 部分,所不同的是刚度系数可随频率 f 变化,弹性力矩为 $M_k = K_0 + K_1 \cdot \delta + K_2 \cdot \delta^2 + K_3 \cdot \delta^3$,阻尼系数也可随频率 f 变化,阻尼力矩为 $M_c = c \cdot \dot{\delta}$,

$$M = M_k + M_c + M_I = I \cdot \ddot{\delta} + c \cdot \dot{\delta} + K_0 + K_1 \cdot \delta + K_2 \cdot \delta^2 + K_3 \cdot \delta^3 \quad (2)$$

根据第 1 节的试验方法得到摆动力矩-摆角试验数据后,在某一振幅下 4 组不同频率迟滞曲线实验结果(频率分别为 0.1、0.4、0.7、1.0 Hz)的基础上,运用最小二乘法对刚度系数和阻尼系数进行识别,可得到该振幅下刚度系数和阻尼系数关于频率的函数关系,函数形式为

$$K_n = k_{n0} + k_{n1}f + k_{n2}f^2 + k_{n3}f^3 \quad (3)$$

$$c = c_0 f^{-c_1} \quad (4)$$

2.2 电液伺服机构

柔性喷管的动态特性不仅取决于柔性喷管本身,也取决于与之匹配的伺服系统^[8,14]。本模型采用电液伺服系统作为柔性喷管的伺服系统。为方便分析,忽略电液伺服机构的非线性因素、结构变形、油泵动态、蓄能器影响等因素,所构建的信号综合方程为

$$\Delta U = K_t(\delta_t - \delta) \quad (5)$$

式中: δ_t 为指令摆角; K_t 为反馈系数; ΔU 为误差信号。

伺服器放大变换方程为

$$I_v = K_{ui} \Delta U \quad (6)$$

式中: K_{ui} 为放大器静态放大系数; I_v 为放大器的输出电流。

电液伺服机构一阶传递函数为

$$Y_v = \frac{K_s}{\frac{S}{\omega_s} + 1} I_v \quad (7)$$

式中: Y_v 为阀芯的真实位移; K_s 为电液伺服机构增益; ω_s 为电液伺服阀一阶表现频率。

流量分配方程^[8]为

$$K_Q Y_v = ARS\delta + P_L \left(\frac{V_T}{4B} S + K_{ce} \right) \quad (8)$$

式中: δ 为实际摆角; K_Q 为滑阀流量增益; A 为作动器的活塞面积; R 为力臂长度; P_L 为滑阀卸载压差; B 为油液容积弹性模数; V_T 为受压容积; K_{ce} 为总压力流量系数。

结合柔性接头变刚度变阻尼模型,由于电液伺服机构作动器所提供的力矩 $M = ARP_L$ 和柔性接头变刚度-变阻尼模型的摆动力矩 $M = M_k + M_c + M_I = K_0 + K_1 \cdot \delta + K_2 \cdot \delta^2 + K_3 \cdot \delta^3 + c \cdot \dot{\delta} + I \cdot \ddot{\delta}$ 相等,则可得方程

$$ARP_L = K_0 + K_1 \delta + K_2 \delta^2 + K_3 \delta^3 + cS\delta + IS^2\delta \quad (9)$$

结合式(5)~式(9)构建电液伺服机构-变刚度变阻尼模型,如图 2 所示。

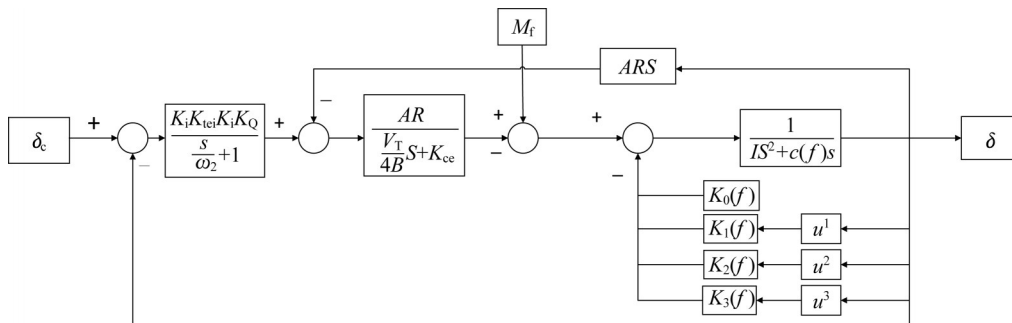


图 2 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型示意图

Fig.2 Schematic diagram of the electro-hydraulic servo mechanism-variable stiffness and variable damping model

2.3 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型与电液伺服机构-定刚度定阻尼模型的对比

摆动频率对迟滞曲线影响如图 3 所示。图 3(a)为柔性接头在不同摆动频率作用下的迟滞曲线实验结果。由图 3(a)可以看出:随着频率的增加,迟

滞曲线所围成的面积稍有增大,在 0° 摆角位置的力矩稍有增大,迟滞曲线沿顺时针方向发生了转动。图 3(b)为不同摆动频率作用下的电液伺服机构-定刚度定阻尼模型迟滞曲线。由图 3(b)可以看出:随着频率的增加,迟滞曲线所围成的面积大幅增加,在 0° 摆角位置的力矩也大幅增大,迟滞曲线不发生

转动,与图 3(a)实验结果相差较大。图 3(c)为不同摆动频率下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线。由图 3(c)可以看出:与电液伺服机构-定刚度定阻尼模型相比,电液伺服机构-变刚度变阻尼模型所构造的迟滞曲线可以更加准确地与实验结果相吻合,并符合实验结果随频率变化的规律。

3 柔性接头工作参数对电液伺服机构-变刚度变阻尼模型的影响

为了明确柔性接头工作参数对电液伺服机构-变刚度变阻尼模型的作用,需研究柔性接头工作压强、摆动振幅等参数对电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线和动态响应的影响。

柔性接头工作压强对系统迟滞曲线影响如图 4 所示。图 4(a)为柔性接头在不同工作压强下的迟滞曲线实验结果。由图 4(a)可以看出:随着柔性接头工作压强的增大,迟滞曲线所围成的面积增大,在 0° 摆角位置的力矩增大,迟滞曲线沿顺时针发生了转动。图 4(b)为柔性接头不同工作压强作用下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线。由图 4(b)可以看出:电液伺服机构-变刚度变阻尼模型所构造的迟滞曲线可以准确地与实验结果相吻合,并符合实验结果随压强变化的规律。

摆动振幅对系统迟滞曲线影响如图 5 所示。图 5(a)为柔性接头在不同摆动振幅作用下的迟滞曲线实验结果。由图 5(a)可以看出:随着摆动振幅的增大,迟滞曲线所围成的面积增加,在 0° 摆角位置的力矩增大,并沿逆时针旋转。图 5(b)为不同摆动振幅作用下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线。由图 5(b)可以看出:电液伺服机构-变刚度变阻尼模型所构造的迟滞曲线可以准确地与实验结果相吻合,并符合实验结果随振幅变化的规律。

此外由图 4 还可以看出:电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线的最大振幅及其对应的力矩相对迟滞曲线实验结果较小一些。这是由于当有指令 δ_c 输入,系统会产生与之相对应的跟随输出 δ ,跟随输出 δ 将产生惯性力矩 M_I 、阻尼力矩 M_c 、弹性力矩 M_k ,系统需要建立压差力矩 $M = ARP_L$ 以平衡 M_I 、 M_c 、 M_k 之和,从而产生压差 P_L ,在流量压力系数有限的情况下($K_{ce} \neq 0$),系统需产生一定的偏差 $\Delta\delta = \delta - \delta_c$ 用来弥补压差 P_L 所引起的流量变

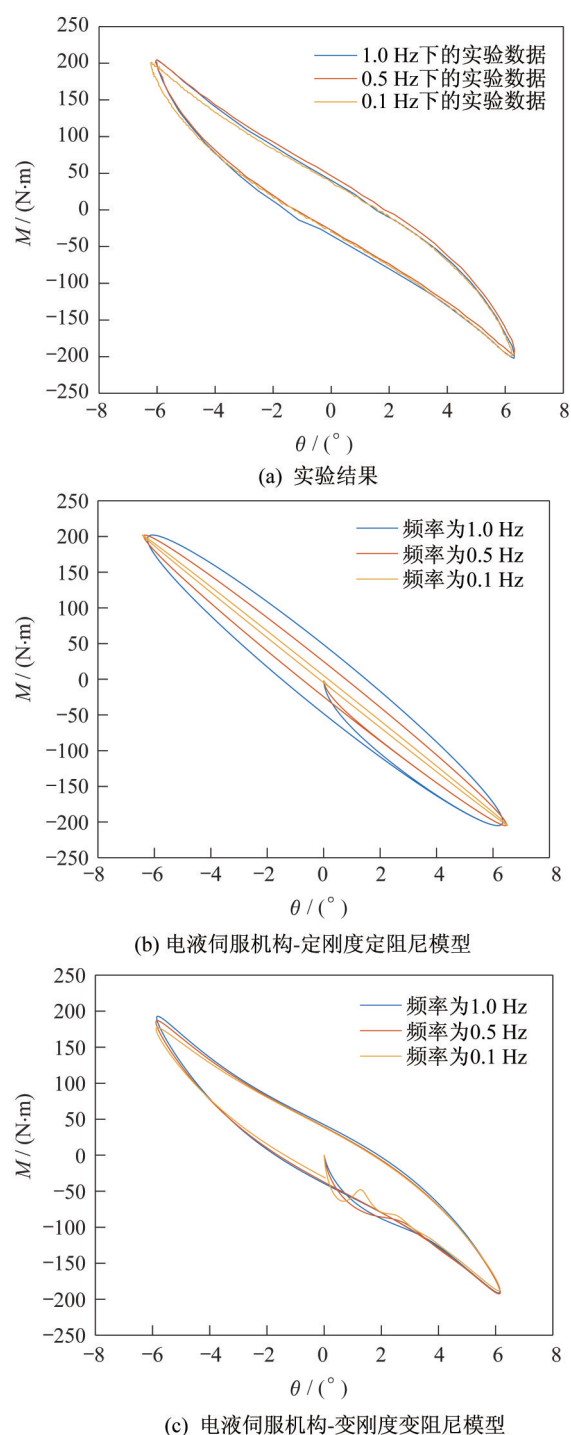


图 3 摆动频率对迟滞曲线影响

Fig.3 Effects of the oscillating frequency on the hysteresis curves

化,使得跟随输出 δ 相对指令输入 δ_c 较小,电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线最大振幅及其所对应的力矩相对实验结果较小。图 5 中摆动振幅对系统迟滞曲线影响的原因同理。

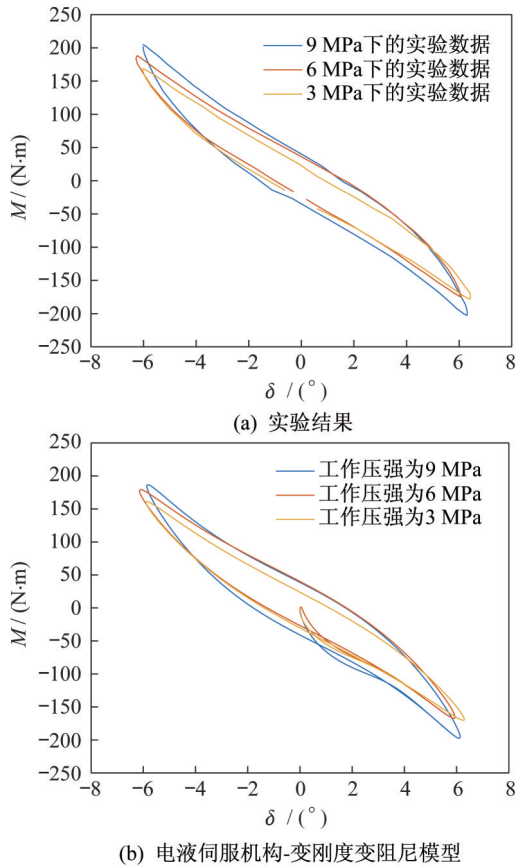


图 4 柔性接头工作压强对系统迟滞曲线影响

Fig.4 Effects of the flexible joint working pressure on the hysteresis curves

4 伺服机构参数对电液伺服机构-变刚度变阻尼模型的影响

为了明确电液伺服机构对电液伺服机构-变刚度变阻尼系统的作用,需研究电液伺服机构反馈系数 K_t 、放大器静态放大系数 K_{ui} 、电液伺服机构一阶表现系数 K_s 、电液伺服机构一阶表现频率 ω_s 、滑阀流量增益 K_Q 、作动器活塞面积 A 、力臂长度 R 等伺服机构主要参数对电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线和动态响应的影响。由于电液伺服机构-变刚度变阻尼模型可简化为图2中的形式,则可将 K_t 、 K_{ui} 、 K_s 、 K_Q 视作 $K_t K_{ui} K_s K_Q$,将 A 、 R 视作 AR 。

图6为 $K_t K_{ui} K_s K_Q$ 增大为设定值的2倍、保持不变以及缩小为设定值的1/2后对系统动态特性的影响。图6(a)为不同 $K_t K_{ui} K_s K_Q$ 作用下的系统闭环幅频特性曲线。由图6(a)可以看出:随着反馈系数 K_t 、放大器静态放大系数 K_{ui} 、电液伺服机构增益 K_s 、滑阀流量增益 K_Q 的增加,带宽变大,响应也随之变快。图6(b)为不同 $K_t K_{ui} K_s K_Q$ 作用下的电液

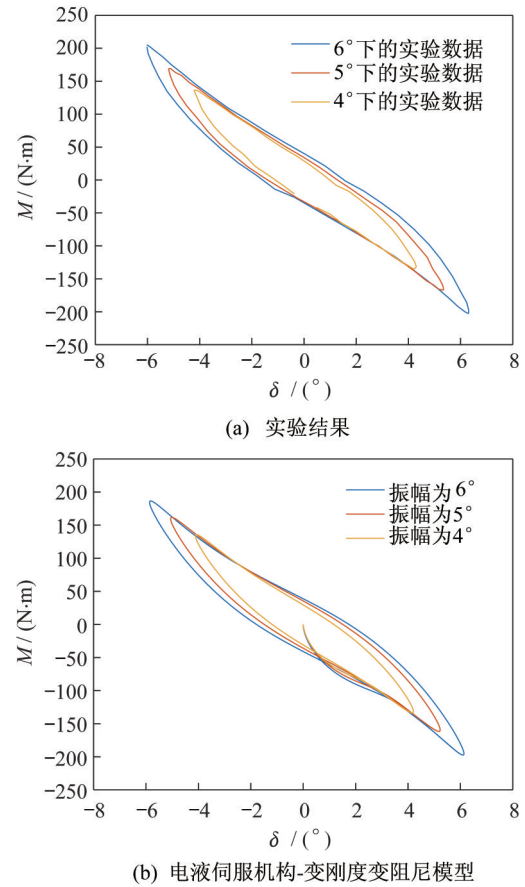
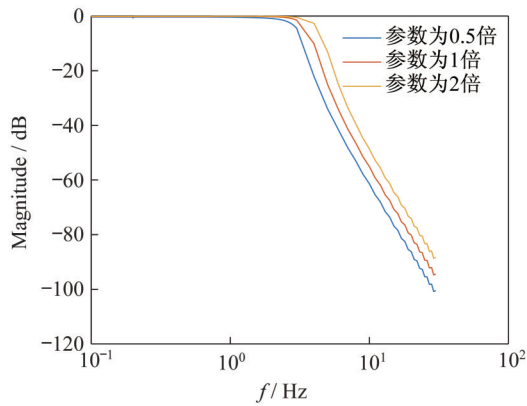


图 5 摆动振幅对系统迟滞曲线影响

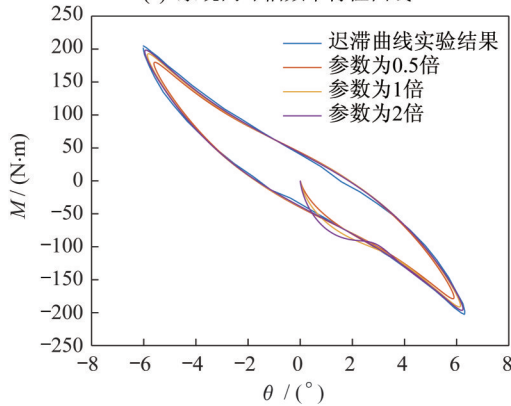
Fig.5 Effects of the oscillating amplitude on the hysteresis curves

伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线。由图6(b)可以看出:电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线的最大振幅及其对应的力矩相对迟滞曲线实验结果较小,且变小程度随着 K_t 、 K_{ui} 、 K_s 、 K_Q 的增大而变小。图6(c)为不同 $K_t K_{ui} K_s K_Q$ 作用下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型动态响应曲线。由图6(c)可以看出:随着 K_t 、 K_{ui} 、 K_s 、 K_Q 的增大,响应速度变快,振荡变剧烈,超调量增加,稳态误差减小。由此可见, K_t 、 K_{ui} 、 K_s 、 K_Q 对系统动态影响很大。

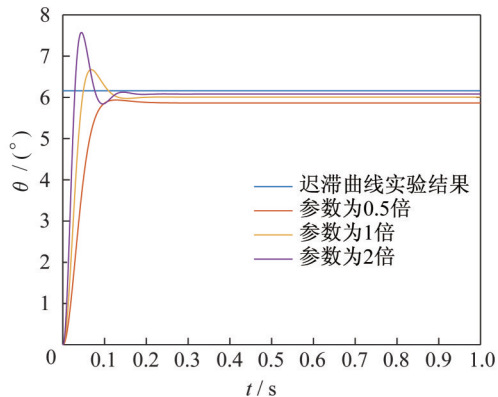
图7为作动器活塞面积 A 与力臂长度 R 的乘积 AR 增大为设定值的2倍、保持不变以及缩小为设定值的1/2后对系统动态特性的影响。图7(a)为不同 AR 作用下的系统闭环幅频特性曲线。由图7(a)可以看出:随着作动器活塞面积 A 、力臂长度 R 的增加,带宽变大,响应也随之变快。图7(b)为不同的 AR 作用下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线。由图7(b)可以看出:随着作动器活塞面积 A 、力臂长度 R 的增大,电液伺服机构-变刚度变阻



(a) 系统闭环幅频率特性曲线



(b) 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线

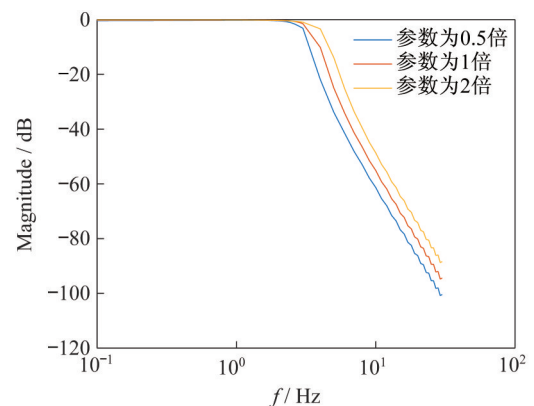


(c) 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型动态响应曲线

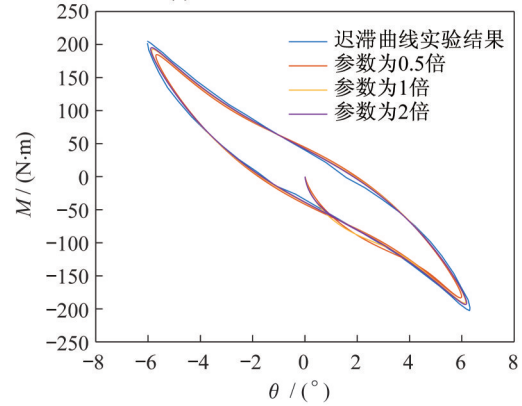
图 6 K_t, K_{ui}, K_s, K_Q 对系统动态特性影响Fig.6 Effects of K_t, K_{ui}, K_s, K_Q on the dynamic characteristics of the system

尼模型迟滞曲线在振幅最大处的相对迟滞曲线实验结果变宽。图 7(c) 为不同作动器活塞面积 A 、力臂长度 R 作用下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型动态响应曲线。由图 7(c) 可以看出: 随着作动器活塞面积 A 、力臂长度 R 的增大, 响应速度变快, 超调量、振荡次数、调节时间、稳态误差均减小。

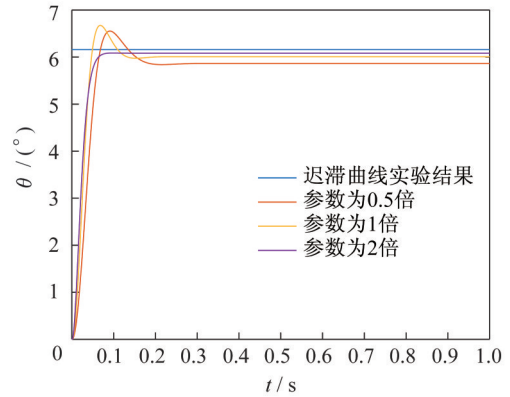
图 6 中 K_t, K_{ui}, K_s, K_Q 对系统动态特性影响的原



(a) 系统闭环幅频率特性曲线



(b) 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线



(c) 电液伺服机构-变刚度变阻尼模型动态响应曲线

图 7 由作动器活塞面积 A 与力臂长度 R 的乘积 AR 对系统动态特性影响Fig.7 Effects of the product (AR) of the piston area of the actuator (A) and the length of the moment arm (R) on the dynamic characteristics of the system

因是: 当有指令 δ_c 输入, 系统会产生压差 P_L 以及用来弥补压差 P_L 所引起的流量变化的偏差 $\Delta\delta = \delta - \delta_c$, 而当 K_t, K_{ui}, K_s, K_Q 增大时, 单位偏差可以产生更大的流量变化, 则可以用更小的偏差 $\Delta\delta$ 来弥补压差 P_L 所造成的流量变化。因此 K_t, K_{ui}, K_s, K_Q 增加, 系统所产生的偏差 $\Delta\delta$ 减小 (见图 6(b)); 稳态误差减

小(见图 6(c));相同频率下,闭环幅频特性曲线所对应的对数幅频值增大,闭环幅频特性曲线衰减减慢,带宽随之增加(见图 6(a))。此外,当摆角到达最大值附近时,速度很小,接近于 0,目标角与输出角之差约等于稳态误差,而随着 K_t 、 K_{ui} 、 K_s 、 K_Q 的增加,稳态误差减小,电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线最大振幅及其力矩也随之增加。图 7 中 AR 对系统动态特性影响的原因同理。

由图 6 和图 7 还可以看出:作动器活塞面积 A 、力臂长度 R 对系统动态特性影响次于电液伺服机构反馈系数 K_t 、放大器静态放大系数 K_{ui} 、电液伺服机构一阶表现系数 K_s 、滑阀流量增益 K_Q 。

图 8 为电液伺服阀频率 ω_s 对系统动态特性的影响。图 8(a)为不同 ω_s 作用下的系统闭环幅频特性曲线。由图 8(a)可以看出:随着 ω_s 的增加,带宽基本不变。图 8(b)为不同 ω_s 作用下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型迟滞曲线。由图 8(b)可以看出: ω_s 对迟滞曲线影响不大。图 8(c)为不同 ω_s 作用下的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型动态响应曲线。由图 8(c)可以看出:随着 ω_s 的增大,动态响应曲线的超调量略增加,响应速度、调节时间、稳态误差的变化均不大。综上所述,电液伺服阀频率 ω_s 远大于系统带宽频率,对系统的动态特性基本无影响。

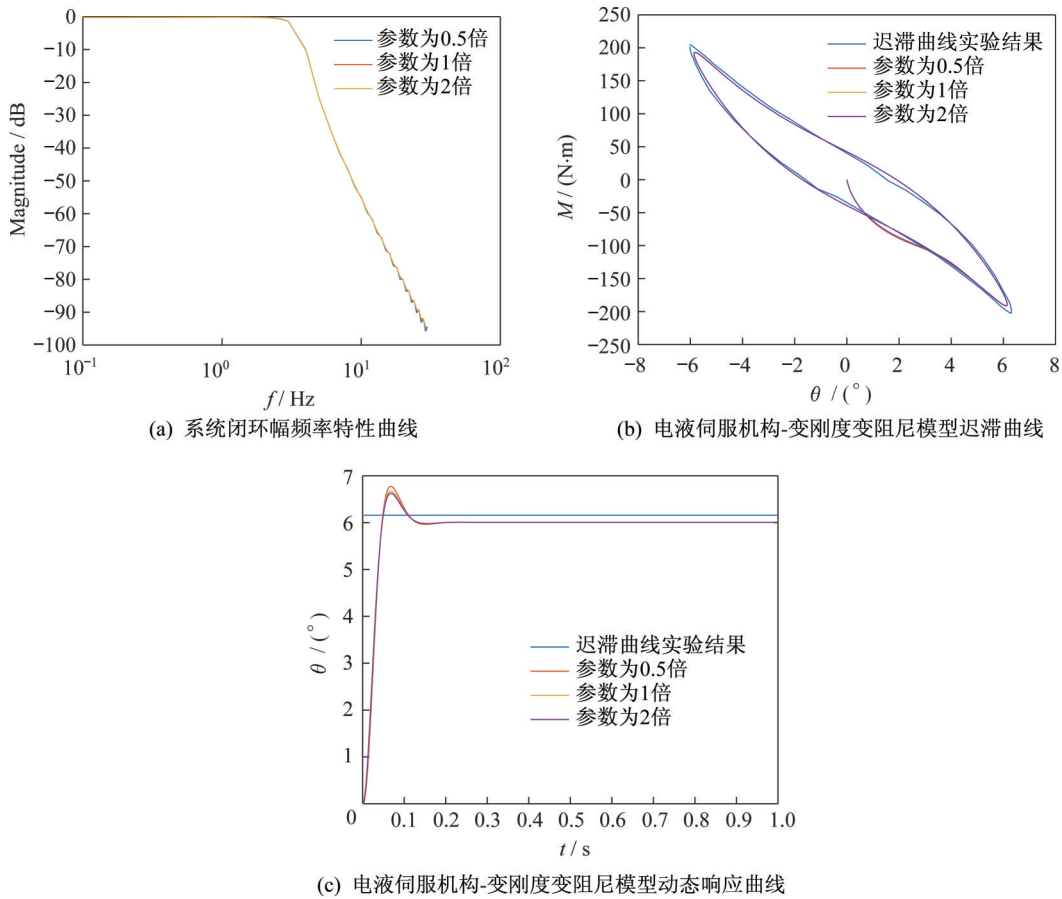


图 8 ω_s 对系统动态特性影响

Fig.8 Effects of ω_s on the dynamic characteristics of the system

5 结束语

本文结合电液伺服机构和柔性接头变刚度-变阻尼模型,构造了柔性喷管的电液伺服机构-变刚度变阻尼模型,分析了不同参数对电液伺服机构-变刚度变阻尼模型动态特性的影响,并和柔性喷管的电

液伺服机构-定刚度定阻尼模型相比较。分析结果表明:与电液伺服机构-定刚度定阻尼模型相比,电液伺服机构-变刚度变阻尼模型所构造的迟滞曲线可以更准确地与迟滞实验结果相吻合,预测实验结果随频率变化的规律,并可以准确地模拟不同工作

压强、振幅条件下的柔性接头迟滞曲线实验结果;电液伺服机构反馈系数、放大器静态放大系数、电液伺服机构增益、滑阀流量增益对系统动态特性的影响最为显著,作动器活塞面积、力臂长度对系统动态特性影响次之,电液伺服阀一阶表现频率对系统动态特性影响最小。此外,值得注意的是,本文所构造的模型只能预测迟滞曲线实验结果随频率的变化规律,无法对实验结果随振幅、压强的变化规律进行预测,在之后的工作中将针对这一问题进行改进。

参考文献

- [1] 王元有. 固体火箭发动机设计[M]. 北京:国防工业出版社,1984:344-349.
- [2] WASSOM S R, FAUPELL L C, PERLEY T. Integrated aerofin/thrust vector control for tactical missiles [J]. *Journal of Propulsion & Power*, 2015, 7(3): 374-381.
- [3] 万夕干,余祖铸. 防空导弹控制系统分析[J]. 上海航天,2009,26(2):22-26.
- [4] SHANI S, PUTTER S, PERETZ A. Development of a high-performance flexible joint for thrust vector control [R]. AIAA 95-3017, 1995.
- [5] 杨敬贤,王超,任军学,等. 小型柔性接头力矩特性数值与试验研究[J]. 固体火箭技术,2015(4):497-502.
- [6] 苏浩,任军学,郑开发,等. 温度对小型柔性接头力矩特性的影响[J]. 航空动力学报,2017,32(4):976-982.
- [7] 杨世学. 柔性喷管力矩特性的识别[J]. 宇航学报,1989,10(4):16-22.
- [8] 朱忠惠. 推力矢量控制伺服系统[M]. 北京:宇航出版社,2006:310-318.
- [9] NAUPARAC D B, PRSIĆ D H, MILOŠ M, et al. Design criterion to select adequate control algorithm for electro-hydraulic actuator applied to rocket engine flexible nozzle thrust vector control under specific load [J]. *FME Transactions*, 2013, 41(1):33-40.
- [10] 郑开发,王超,郝文强,等. 柔性接头迟滞阻尼特性识别[J]. 航空动力学报,2017,32(2):486-491.
- [11] MARKOU A A, MANOLIS G D. Mechanical models for shear behavior in high damping rubber bearings [J]. *Soil Dynamics & Earthquake Engineering*, 2016, 90: 221-226.
- [12] 龚宪生,谢志江,骆振黄,等. 非线性隔振器阻尼特性研究[J]. 振动工程学报,2001,14(3):334-338.
- [13] 张晓光,刘宇,任军学,等. 小型柔性接头推力矢量性能试验[J]. 航空动力学报,2012,27(12):2836-2841.
- [14] 李冠华,许化龙. 伺服机构模型参数辨识方法研究[J]. 上海航天,2001,18(5):25-38.

(上接第 69 页)

参考文献

- [1] 张慧,王辉,潘嘉祺. W 波段 FMCW 体制 ISAR 系统成像及试验验证[J]. 上海航天,2018,35(6):24-29.
- [2] 梁毅,王虹现,邢孟道. 调频连续波 SAR 信号分析与成像研究[J]. 电子与信息学报,2008,30(5):1017-1021.
- [3] 张大伟. 机载 SAR 实时处理技术和 FMCW-SAR 成像的研究[D]. 北京:中国科学院研究生院(电子学研究所),2007.
- [4] 何学辉. 机载合成孔径雷达成像实时信号处理研究[D]. 西安:西安电子科技大学,2004.
- [5] 保铮. 雷达成像技术[M]. 北京:电子工业出版社,2005:24-30.
- [6] 邢孟道,保铮. 基于运动参数估计的 SAR 成像[J]. 电子学报,2001,29(增刊1):1824-1828.
- [7] 张雨轮,张涛,李涛. 基于惯导的机载斜视 SAR 运动补偿研究[J]. 火控雷达技术,2014,43(1):18-21.
- [8] 龚伟,向茂生. 利用惯导与 GPS 数据对雷达成像做运动补偿[J]. 电子测量技术,2006,29(2):11-13.
- [9] 刘瑞华,赵云仙. 一种基于低成本 INS 的 SAR 运动补偿算法[J]. 雷达科学与技术,2009(4):257-261.
- [10] ZHANG L, WANG G, QIAO Z, et al. Azimuth motion compensation with improved subaperture algorithm for airborne SAR imaging [J]. *IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing*, 2016, 10(1):1-10.
- [11] 皮亦鸣,杨建宇,付毓生. 合成孔径雷达成像原理[M]. 成都:电子科技大学出版社,2007:115-120.