

基于ADRC和模型预测控制的直驱伺服阀振荡抑制研究



任鹏达¹, 张伟², 谢志刚², 王彬^{1,3}

1. 南京航空航天大学, 江苏 南京 210016

2. 航空工业西安飞行自动控制研究所, 陕西 西安 710076

3. 江苏省航空动力系统重点实验室, 江苏 南京 210016

摘要:直驱伺服阀因构造简单、抗污染能力强、输出功率大等突出优势, 逐渐扩展其应用场景。作为飞控系统的关键部件之一, 电液伺服阀的特性与可靠性直接关乎飞行性能与安全。本文针对某型航空用双系统直驱伺服阀存在的阀芯振荡问题, 探究基于方法的伺服阀振荡抑制策略。建立了该直驱伺服阀系统的部件级数学模型, 并与突变液流模型联合运算; 设计了自抗扰控制器(ADRC)和模型预测的复合控制方法, 并与传统比例积分微分(PID)控制方法进行仿真对比。结果表明, ADRC和模型预测的复合控制方法对直线电机电流的高频小范围调节可有效抵消突变液流对阀芯运动的影响, 从而为直驱伺服阀在复杂受力环境下的控制器设计提供理论参考。

关键词:双系统直驱伺服阀; 自抗扰控制器; 模型预测控制; 阀芯振荡; 突变液流

中图分类号: V249.1

文献标识码: A

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2024.02.011

飞机飞行操控机构(如舵面、起落架和刹车)通常采用电液伺服系统, 其性能对飞行控制、可靠性和安全性非常重要^[1]。伺服阀具有精度高、响应快等优点, 在飞机操控机构中作为主要控制元件广泛应用^[2-3]。近年来, 直驱伺服阀由于其高抗污染能力和高可靠性成为主要研究热点之一。直驱伺服阀直接由电机驱动, 具有驱动力大、阀芯行程长、输出功率大, 及抗污染能力强等优点^[4-6]。

国内外针对伺服阀故障及控制方法开展了大量研究。伺服阀故障主要表现为阀芯振荡和啸叫等, 严重时可导致伺服系统性能恶化并带来灾难性后果。文献[7]~文献[9]以压力伺服阀为研究对象, 分析了伺服阀振荡、啸叫现象的特征与产生机理, 并提出了调整挡板尺寸形状参数等改变其阻尼的改进措施。文献[10]~文献[11]对平衡阀工作中的高频振动进行了湍流模型下二维流体仿真与试验研究, 认为射流引起的压力脉动是高频振动的重要原因。同时, 流场中的气穴、自振和剪切层振荡是阀类振动产生的主要原因。文献[12]~文献[14]认为射流流域内的剪切层振荡是导致流体自激振荡的原因, 并以溢流阀为例分析了

其自激振荡的产生机理。同时, 文献[15]~文献[18]对伺服阀前置级流动进行仿真, 认为流场内涡流的变化直接影响能量损耗和流体噪声。

控制方法方面, 各类先进控制理论逐步被应用至阀类控制领域^[19-20]。文献[21]~文献[22]分析了高频响比例换向阀的各种非线性因素来源, 提出了一种基于前馈补偿的控制方法, 该方法有效地提高了阀的频响和位置控制精度。带干扰补偿的反馈非线性鲁棒控制策略^[23-25]也被提出, 适用于具有匹配和不匹配广义不确定性(如参数导数、外部干扰、建模误差和/或未建模动态)的液压系统, 通过大量的试验验证了该控制策略能够有效提高系统位置控制性能。同时, 文献[26]~文献[28]通过引入辅助信号并结合期望轨迹前馈补偿的概念, 提出一种输出反馈反步控制策略, 控制策略中的鲁棒延迟补偿反馈可以补偿阀门动态, 扩展状态观测器用于估计系统不可测状态和匹配不确定性。这种控制策略的优势在于可以不增加系统模型的阶数来逼近阀的动态, 解决了反步法控制模型的“复杂性爆炸”问题。

收稿日期: 2023-07-17; 退修日期: 2023-11-22; 录用日期: 2023-12-26

基金项目: 航空科学基金(201907052001)

引用格式: Ren Pengda, Zhang Wei, Xie Zhigang, et al. Research on spool vibration suppression of direct drive servo valve based on ADRC and MPC[J]. Aeronautical Science & Technology, 2024, 35(02): 92-99. 任鹏达, 张伟, 谢志刚, 等. 基于ADRC和模型预测控制的直驱伺服阀振荡抑制研究[J]. 航空科学技术, 2024, 35(02): 92-99.

综上,伺服阀现有研究中针对阀芯振荡问题,多进行流体流动机理与结构参数上的探究,主要思路是以改进结构为主要方法避免产生阀芯振荡故障。但随着控制理论的发展,各类新型控制方法可有效提升伺服阀动态性能,估计系统不可测状态,通过设计高抗扰性、强预测性控制方法对阀芯位移进行主动控制变得可行。

本文针对飞控系统双系统直驱伺服阀阀芯振荡问题,建立直驱伺服阀部件模型及伺服系统模型,提出一种基于ADRC和模型预测的复合控制方法,该方法与传统PID控制方法相比,可有效抑制伺服阀阀芯振荡,为伺服阀控制器设计提供参考。

1 直驱伺服阀数学模型

1.1 直驱伺服阀结构原理

直驱式伺服阀由直线电机、拉杆、阀芯、阀套及位移传感器等组成。阀芯为两只四通阀连接为一体的结构,其通过拉杆与直线电机连接。电机驱动阀芯时带动两组阀口变化,从而实现双液压系统的同步调节。位移传感器实时测量阀芯位移并反馈至阀控制器,以构成阀内闭环回路。阀套与阀口对应部位开有四处通油节流孔,与阀芯构成非全周开口以满足最大开度内的节流边可控。

1.2 直线电机模型

PMSLM运动方程为

$$m \frac{dy}{dt} = \frac{3\pi}{2\tau} n_p i_q [\psi_f + (L_d - L_q) i_d] - F_{\text{fric}}(y) \quad (1)$$

式中, m 为等效质量; ψ_f 为磁链; y 为转子速度; i 为电流; L 为电感; τ 为极距; n_p 为极对数; $F_{\text{fric}}(y)$ 为转子所受摩擦力;下标 q 、 d 分别指代直线电机 q 轴、 d 轴。

对式(1)微分可得

$$\ddot{y} = \frac{1.5\pi n_p}{m\tau} [\psi_f i_q + (L_d - L_q)(\dot{i}_d i_q + i_d \dot{i}_q)] - \frac{\partial F_{\text{fric}} y}{m \partial y} \quad (2)$$

当PMSLM采样周期为 T 时,对式(2)进行离散化得

$$\begin{aligned} \frac{y(k+1) - 2y(k) + y(k-1))}{T^2} = & \left[\frac{1.5\pi}{mT\tau} n_p \psi_f + \frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k)}{mT\tau} \right] i_q(k) - \\ & \left[\frac{1.5\pi}{mT\tau} n_p \psi_f + \frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k)}{mT\tau} \right] i_q(k-1) + \\ & \frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k)}{mT\tau} [i_d(k) - i_d(k-1)] - \\ & \frac{1}{mT} \frac{\partial F_{\text{fric}} [y(k) - y(k-1)]}{\partial y} \end{aligned} \quad (3)$$

式(3)两边同乘 T^2 ,整理可得

$$\begin{aligned} y(k+1) = & \left[\frac{1.5\pi}{m\tau} n_p \psi_f T + \frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k) T}{m\tau} \right] i_q(k) + \\ & \left[2 - \frac{1}{m} \frac{\partial F_{\text{fric}} T}{\partial y} \right] y(k) + \left[\frac{1}{m} \frac{\partial F_{\text{fric}} T}{\partial y} - 1 \right] y(k-1) + \\ & \left[\frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k) T}{m\tau} - \frac{1.5\pi}{m\tau} n_p \psi_f T \right] i_q(k-1) + \\ & \frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k) T}{m\tau} [i_d(k) - i_d(k-1)] = \\ & \beta_1(k) i_q(k) + \alpha_1(k) y(k) + \alpha_2(k) y(k-1) + \Delta(k) \end{aligned} \quad (4)$$

式中,系统输入以 $i_q(k)$ 表示;系统输出以 $y(k)$ 表示; α_1 、 α_2 、 β_1 为系统特征参数,定义如下

$$\begin{aligned} \alpha_1(k) &= 2 - \frac{1}{m} \frac{\partial F_{\text{fric}} T}{\partial y} \\ \alpha_2(k) &= \frac{1}{m} \frac{\partial F_{\text{fric}} T}{\partial y} - 1 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\beta_1(k) = \frac{1.5\pi}{m\tau} n_p \psi_f T + \frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k) T}{m\tau}$$

$\Delta(k)$ 为集总未知非线性函数,包含建模误差和未知扰动等,其表达为

$$\begin{aligned} \Delta(k) = & \left[\frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k) T}{m\tau} - \frac{1.5\pi}{m\tau} n_p \psi_f T \right] i_q(k-1) + \\ & \frac{1.5\pi n_p (L_d - L_q) i_d(k) T}{m\tau} [i_d(k) - i_d(k-1)] \end{aligned} \quad (6)$$

1.3 功率级滑阀及作动器模型

零开口四通滑阀负载流量为

$$q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{p_s - p_L}{\rho}} \quad (7)$$

式中, C_d 为阀口流量系数,对于薄壁型阀口, $C_d=0.60\sim 0.65$; ω 为阀口面积梯度; x_v 为阀芯位移; p_L 为液压缸负载压力; p_s 为伺服阀供油压力; ρ 为油液密度。

式(7)经过线性化处理后可得伺服阀线性化流量方程

$$\Delta q_L = K_q \Delta x_v - K_c C_d \Delta p_L \quad (8)$$

式中, Δq_L 为某点负载流量变化; K_q 为该点流量增益; Δx_v 为阀芯位移变化; K_c 为该点流量—压力系数; Δp_L 为负载压力变化。

液压缸进油腔油液流量连续方程为

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep} p_1 + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \quad (9)$$

液压缸回油腔油液流量连续方程为

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep} p_2 + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} \quad (10)$$

式中, A_p 为液压缸有效作用面积; x_p 为缸活塞位移; C_{ip} 为液压缸内泄漏系数; C_{ep} 为液压缸外泄漏系数; β_e 为油液等效体积弹性模量,约 $\beta_e = 7 \times 10^8$; V 为进回油腔体积; p 为进回油口压力;1、2分别代指进油口和回油口。

联立式(9)、式(10)获得液压缸流量连续方程

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip} p_2 + \frac{V_1}{4\beta_e} \frac{dp_2}{dt} \quad (11)$$

式中, C_{ip} 为液压缸总泄漏系数, $C_{ip} = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}$ 。

液压缸动态平衡方程为

$$A_p p_L = m_l \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L \quad (12)$$

式中, m_l 为活塞及负载等效质量; B_p 为黏性摩擦系数; K 为负载弹簧刚度; F_L 为外负载力。

2 ADRC 及模型预测控制器设计

2.1 ADRC 控制器

ADRC 主要由跟踪微分器(TD)、扩张状态观测器(ESO)、非线性状态误差反馈(NLSEF)组成。TD的过渡过程可以解决超调量与快速性之间相矛盾的问题,实现快速无超调跟踪输入信号。ESO对系统输出和内(系统未建模部分)外扰动进行观测,并在控制律中实时加以补偿,有效地提高系统抗干扰能力。NLSEF为TD的输出和ESO的状态变量观测估计输出和非线性组合,同时NLSEF的输出与ESO对系统“总扰动”估计量组合后作用于被控对象。

二阶被控对象的状态方程表示为

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{x}_2 \\ \dot{x}_2 &= f_1(x_1, x_2) + f_2(x_1, x_2) + bu \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (13)$$

式中, u 为系统控制量; b 为系统控制量增益; f_1 为系统已知部分, f_2 为系统未知部分, 令 $w(t) = f_1(x_1, x_2) + f_2(x_1, x_2, t)$, 则 $w(t)$ 为系统总扰动。

典型二阶 ADRC 表达式为

TD:

$$\begin{aligned} z_{11}(k+1) &= z_{12}(k) + T z_{12}(k) \\ z_{12}(k+1) &= z_{12}(k) + T f_{han}(z_{11}(k) - \omega(k), z_{12}(k), r, h_0) \end{aligned}$$

ESO:

$$\begin{aligned} e(k) &= z_{21}(k) - y(k) \\ z_{21}(k+1) &= z_{21}(k) + T(z_{22}(k) - \beta_{01} e) \\ z_{22}(k+1) &= z_{22}(k) + T(z_{23}(k) - \beta_{02} \text{fal}(e(k), \alpha_{01}(k), \delta) + bu(k)) \\ z_{23}(k+1) &= z_{23}(k) - T\beta_{03} \text{fal}(e(k), \alpha_{02}(k), \delta) \end{aligned}$$

NLSEF:

$$\begin{aligned} e_1(k) &= z_{11}(k) - z_{21}(k) \\ e_2(k) &= z_{12}(k) - z_{22}(k) \\ u_0(k) &= \beta_1 \text{fal}(e_1(k), \alpha_1, \delta) + \beta_2 \text{fal}(e_2(k), \alpha_2, \delta) \\ u(k) &= u_0(k) - z_{23}(k) / b_0 \end{aligned} \quad (14)$$

2.2 模型预测控制器

将直驱伺服阀数学模型线性化,求得系统雅克比矩阵并转化为线性状态空间表达式为

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (15)$$

系数矩阵为计算得到的雅克比矩阵: $A = \partial f / \partial x$, $B = \partial f / \partial u$, 离散化后可得

$$\begin{cases} x(k+1) = A(k)x(k) + B(k)u(k) + d(k) \\ y(k) = C(k)x(k) \end{cases} \quad (16)$$

式中, $d(k)$ 为可测误差。系统矩阵和控制矩阵可分别表示为: $A(k) = I + TA$, $B(k) = TB$, 其中 T 为采样步长。为得到关于控制增量的状态方程,构建状态矢量如下

$$\xi(k) = \begin{bmatrix} x(k) \\ u(k-1) \end{bmatrix} \quad (17)$$

整理可得新状态空间方程

$$\begin{cases} \xi(k+1) = \tilde{A}_k \xi(k) + \tilde{B}_k \Delta u(k) + \tilde{d}_k \\ y(k) = \tilde{C}_k \xi(k) \end{cases} \quad (18)$$

对式(18)进行状态预测,则 k 时刻系统输出和输入定义分别为

$$Y = \begin{bmatrix} y(k+1) \\ \vdots \\ y(k+N_c) \\ y(k+N_p) \end{bmatrix}, \Delta U = \begin{bmatrix} \Delta u(k) \\ \Delta u(k+1) \\ \vdots \\ \Delta u(k+N_c) \end{bmatrix} \quad (19)$$

式中, N_p 为测试时域; N_c 为控制时域。

3 仿真结果

3.1 控制结构及仿真模型

基于 ADRC 和模型预测控制的直驱伺服阀控缸系统控制逻辑如图 1 所示。直驱伺服阀控缸系统各仿真参数见表 1。

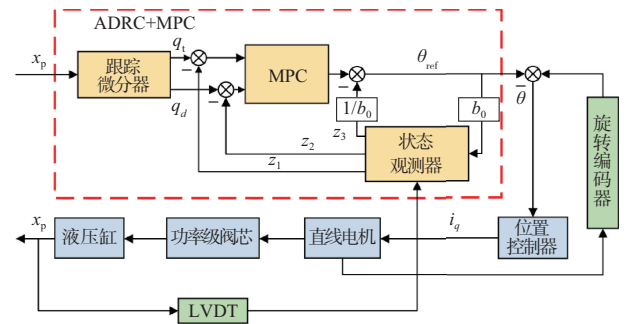


图1 系统控制结构

Fig.1 System control structure

表 1 系统仿真参数

Table 1 Parameters for simulation

参数符号	物理意义	数值
p_g/Pa	供油压力	21×10^6
$B_v/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	黏性阻尼系数	47
m_i/kg	等效质量	2
β_v/Pa	有效体积弹性模量	7×10^8
V_t/m^3	总压缩体积	14.28×10^{-5}
A_p/m^2	有效作用面积	7.14×10^{-4}
n_p	极对数	7
τ/mm	极距	12
L_q/mH	q 轴电感	8
L_d/mH	d 轴电感	8
ψ_f/Wb	永磁体磁链	61.02

本文前期研究中,基于对双系统直驱伺服阀回油腔数值模拟,研究得到伴随气穴规律性溃灭而产生的高频压力脉动导致阀腔内两阀芯凸肩面所受流体合力不平衡,进而引发阀芯高频振荡。对数值模拟结果进行面积积分后处理可得到各凸肩面受油液合力,提取其特征形成液流模型,其曲线如图2所示,将该液流模型以负载形式代入直驱伺服阀阀芯运动学模型,可实现突变液流环境下的直驱伺服阀响应探究。

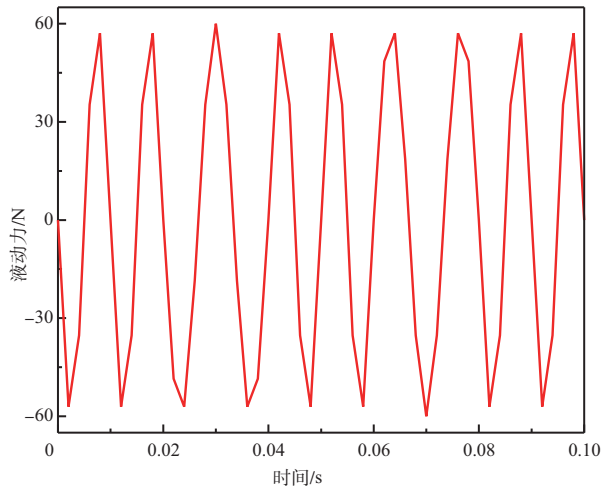
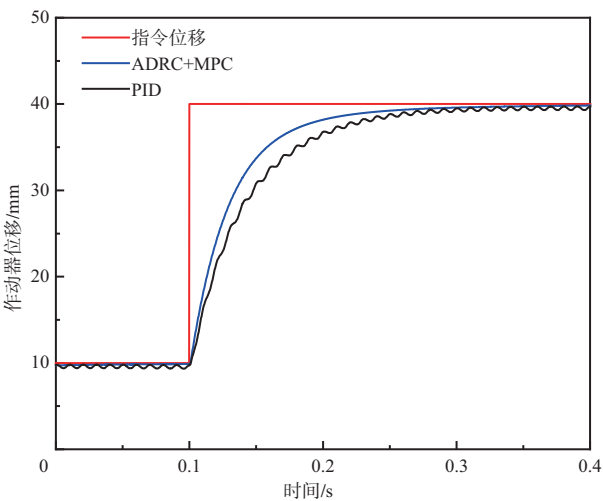


图2 液流曲线

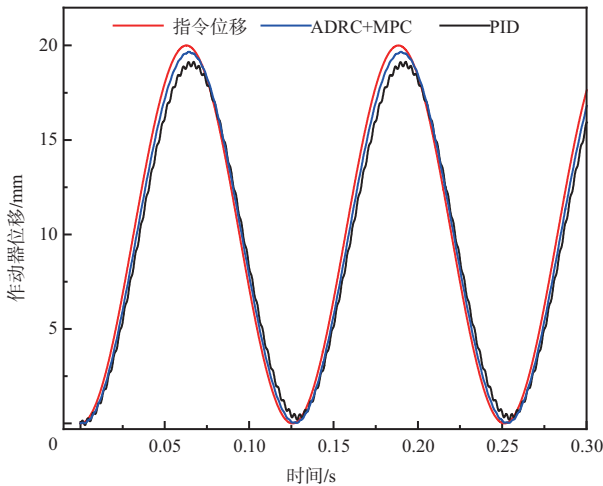
Fig.2 Fluid flow force curve

3.2 仿真结果及分析

基于上述直驱伺服阀系统仿真模型探究控制方法,对阀芯振荡抑制效果进行探究,输入阶跃指令,ADRC+MPC和PID控制方法响应曲线如图3所示。



(a) 阶跃响应



(b) 正弦响应

图3 不同控制方法响应曲线对比

Fig.3 Correlation of corresponding curves

由图3仿真结果可以发现,由于突变液流对伺服阀阀芯的作用,作动器在控制指令输入前,已不能保持稳态,在小范围内抖振,响应曲线呈类正弦状。阶跃指令输入后,两种控制方法下的模型均较快爬升,响应初段,PID方法与ADRC+MPC方法并未产生较大差距,但由于阀芯所受阻力复杂,在上升后段,PID方法下模型响应速度明显降低,并且抖振现象加剧,爬升曲线呈阶梯状。且随着对控制指令的接近,抖振现象加剧,最终在稳态值附近恢复高频抖振。当指令信号为正弦曲线时,PID方法下模型跟踪指令效果明显较差。图4为两种控制方法在阶跃响应下的阀芯位移。

由图4可更直观地发现突变液流对伺服阀阀芯的影

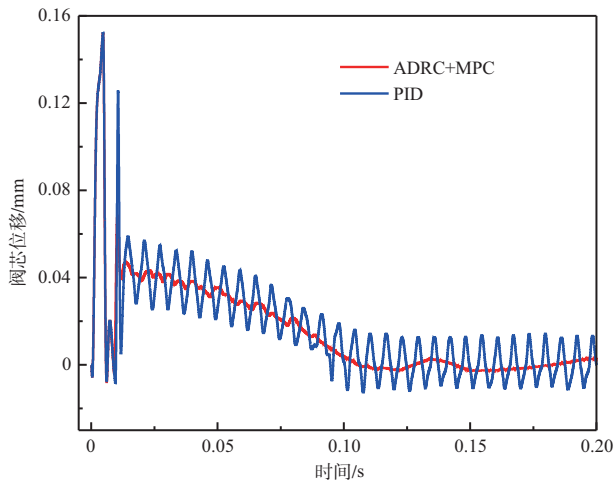


图4 阀芯位移响应对比

Fig.4 Spool displacement response comparison

响。PID方法下,控制器不能完全抵消突变液流带来的阀芯抖振,在响应过程中和接近稳态时,阀芯位移始终出现抖振现象,从而影响伺服系统中作动器位移。而ADRC+MPC控制方法下,阀芯位移变化更为平缓,抖振现象也明显削弱,且在接近稳态后,能保证阀芯位移在0附近,偏移量较PID方法有明显改善。

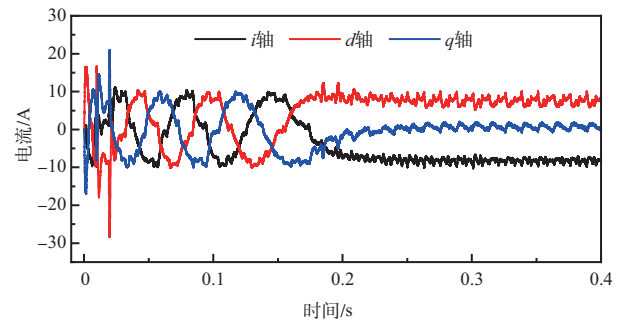
图5所示为直线电机各轴电流变化曲线对比,两种控制方法下的直线电机电流曲线变化趋势并无较大区别,但ADRC+MPC方法下电流值存在更多的小范围调节,以抵消突变液流对阀芯控制效果的影响。

图6所示为增大突变液流幅值和频率后,两种控制方法对阶跃指令的响应效果对比。从图6中曲线对比可发现,当突变液流幅值频率均增大后,PID方法下的模型响应效果明显下降,响应速度减慢并且出现较大的稳态误差,稳态下的抖振现象也明显变强,而ADRC+MPC方法下的模型响应虽同时出现抖振现象,但强度较小,未对实际响应过程产生影响。

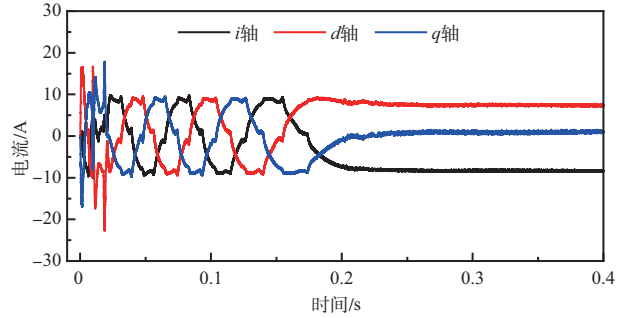
图7所示为突变液流与外部负载共同作用下的作动器响应曲线对比。于0.3s引入外部突变负载,PID方法下位移出现大幅振荡且调节较慢,而ADRC+MPC方法下模型响应在位移突变后迅速调整回指令位移处。

4 结论

本文针对某型航空用双系统直驱伺服阀阀芯振荡问题,基于直线电机、伺服阀等部件数学原理搭建了该直驱伺服阀系统数学模型。结合前期研究中获得的阀芯振荡机理,建立突变液流模型,并代入直驱伺服阀系统数学模



(a) ADRC+MPC



(b) PID

图5 直线电机各轴电流曲线对比

Fig.5 Current of each shaft of linear motor

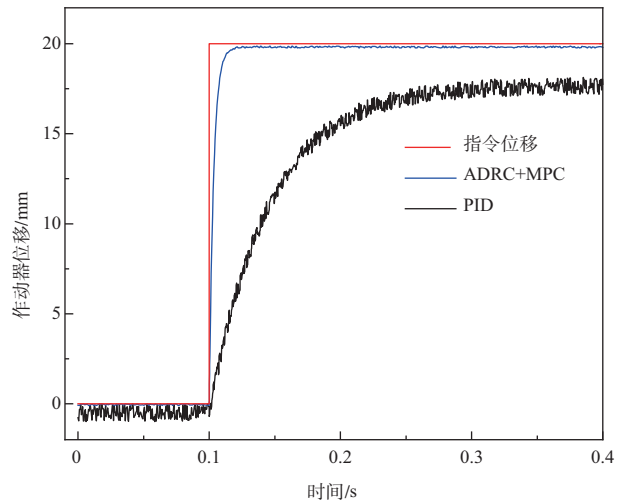


图6 突变液流幅值频率增大后控制效果对比

Fig.6 Comparison between control effect of abrupt fluid with increasing amplitude and frequency

型。设计了ADRC和主动预测控制的复合控制方法并与传统PID控制方法开展对比仿真研究。主要结论如下:

(1)受突变液流影响,直驱伺服阀阀芯始终属于小范围抖振运动,在对控制指令响应过程中,抖振现象会极大影响作动器响应速度和响应精度。

(2)相比于传统PID方法,ADRC+MPC复合控制方法

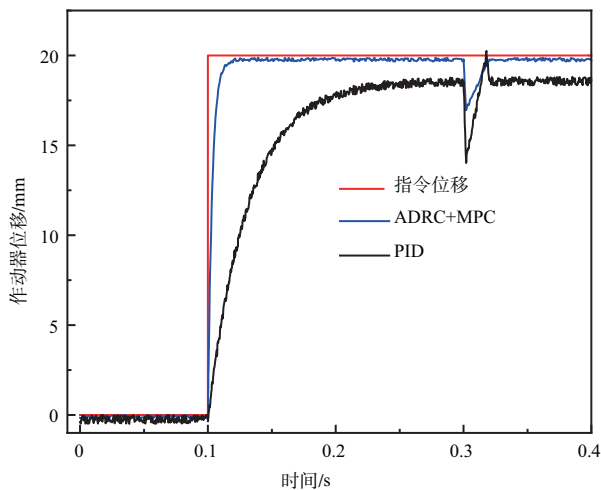


图7 引入外部负载后控制效果对比

Fig.7 Comparison between control effect after introducing external load

能有效控制伺服阀阀芯抖振,其通过高频小范围调节直线电机各轴电流,抵消突变液流,使阀芯运动平缓,进而提升作动器的响应效果。

AST

参考文献

- [1] 陈元章. 电液伺服阀初始设计理念与应用[J]. 机床与液压, 2019, 47(9): 114-118.
Chen Yuanzhang. The initial design concept and applications for the electrohydraulic servovalve[J]. Hydromechatronics Engineering, 2019, 47(9): 114-118. (in Chinese)
- [2] 王军政, 赵江波, 汪首坤. 电液伺服技术的发展与展望[J]. 液压与气动, 2014(5): 1-12.
Wang Junzheng, Zhao Jiangbo, Wang Shoukun. The development and future trends of electro-hydraulic servo technology[J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2014(5): 1-12. (in Chinese)
- [3] 褚渊博. 射流管伺服阀耐久性与可靠性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2017.
Chu Yuanbo. Research on the durability and reliability of jet pipe servo valve[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2017. (in Chinese)
- [4] 涂福泉, 石理, 李圣伟, 等. 直接驱动式电液伺服阀研究进展[J]. 流体机械, 2022, 50(6): 61-70.
Tu Fuquan, Shi Li, Li Shengwei, et al. Research progress of direct drive electro-hydraulic servo valve [J]. Fluid Machinery, 2022, 50(6): 61-70. (in Chinese)
- [5] 杨朝舒, 何忠波, 俞军涛, 等. 液压放大式超磁致伸缩直驱式伺服阀的设计与实验[J]. 航空动力学报, 2015, 30(7): 1772-1783.
Yang Chaoshu, He Zhongbo, Yu Juntao, et al. Design and experiment of hydraulic amplified direct valve based on giant magnetostrictive material[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(7): 1772-1783. (in Chinese)
- [6] 程相, 左哲清, 王书铭, 等. 高集成直驱数字伺服阀技术研究[C]//第九届全国流体传动与控制学术会议, 2016: 1-5.
Cheng Xiang, Zuo Zheqing, Wang Shuming, et al. Research on highly integrated digital direct drive servo valve technology [C]//Proceedings of 9th FPTC, 2016: 1-5. (in Chinese)
- [7] Elsheikh M. A numerical and experimental investigation of flow induced noise in hydraulic counterbalance valves[M]. Florida: University of South Florida ProQuest Dissertations Publishing, 2015.
- [8] Ziada S, Buhlmann E T, Bolleter U. Flow impingement as an excitation source in control valves[J]. Journal of Fluids and Structures, 1989, 3(5): 529-549.
- [9] Gao Dianrong, Qiao Haijun, Lu Xianghui. Finite element numerical simulation and PIV measurement of flow field inside metering-in spool valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1): 102-108.
- [10] Zhang Li, Luo Jing, Yuan Ruibo, et al. The CFD analysis of twin flapper-nozzle valve in pure water hydraulic[J]. Procedia Engineering, 2012, 31(1): 220-227.
- [11] Liu Xiumei, He Jie, Li Beibei, et al. Study on unsteady cavitation flow and pressure pulsation characteristics in the regulating valve[J]. Shock and Vibration, 2021, 2021(3): 1-10.
- [12] Qiu Chang, Jiang Chenghang, Zhang Han, et al. Pressure drop and cavitation analysis on sleeve regulating valve[J]. Processes, 2019, 7(11): 829.
- [13] Lindler J E, Anderson E H. Piezoelectric direct drive servo valve[J]. Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, 2002, 4698: 488-496.
- [14] 张鹤然, 欧阳小平, 郭生荣, 等. 基于回油液阻的压力伺服阀啸叫分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2019, 53(11): 2085-2091.
Zhang Heran, Ouyang Xiaoping, Guo Shengrong, et al.

- Analysis on whistle of pressure servo-valve based on oil-return resistance[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2019, 53(11): 2085-2091.(in Chinese)
- [15] Porteiro J L F, Weber S T, Rahman M M. An experimental study of flow induced noise in counterbalance valves[C]. International Symposium on Fluid-Structure Interactions, Aeroelasticity, Flow-Induced Vibration and Noise, 1997:557-562.
- [16] Aung N Z, Li Songjing. A numerical study of cavitation phenomenon in a flapper-nozzle pilot stage of an electrohydraulic servo-valve with an innovative flapper shape[J]. Energy Conversion & Management, 2014,77: 31-39.
- [17] 陆亮,夏飞燕,阎耀保,等. 小球式旋转直驱压力伺服阀动态特性分析优化[J]. 航空学报,2018, 39(10): 266-275.
- Lu Liang, Xia Feiyan, Yin Yaobao, et al. Dynamic analysis and optimization of ball-type rotary direct drive pressure servo valve[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(10): 266-275.(in Chinese)
- [18] 张晋,朱汉银,姚静,等. 某双阀芯电液比例多路阀主阀进口节流流场及阀口压降特性研究[J]. 中国机械工程,2017, 28(10): 1135-1143.
- Zhang Jin, Zhu Hanyin, Yao Jing, et al. Research on flow field and pressure drop characteristics of main valve inlet throttle of a dual spool electro-hydraulic proportional multi-way valve[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(10): 1135-1143. (in Chinese)
- [19] 王伟,赵哲. 具有动态和输入不确定性的航空发动机自抗扰控制[J]. 航空科学技术,2023,34(7):36-42.
- Wang Wei, Zhao Zhe. Active disturbance rejection control for aeroengine with dynamic and input uncertainty[J]. Aeronautical Science & Technology, 2023, 34(7):36-42.(in Chinese)
- [20] 米涵芑,胡超芳,杨晓荷,等. 弹性高超声速飞行器可调Tube-MPC容错控制[J]. 航空科学技术,2022,33(8):88-94.
- Mi Hanpeng, Hu Chaofang, Yang Xiaohe, et al. Fault-tolerant Tube-MPC control of flexible hypersonic vehicle under state-dependent saturation[J]. Aeronautical Science & Technology, 2022, 33(8): 88-94.(in Chinese)
- [21] Xu Zhangbao, Ma Dawei, Yao Jianyong, et al. Feedback nonlinear robust control for hydraulic system with disturbance compensation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2016, 230(9): 978-987.
- [22] Deng Wenxiang, Yao Jianyong, Wang Yaoyao, et al. Output feedback backstepping control of hydraulic actuators with valve dynamics compensation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 158: 107769.
- [23] Qiu Hanyu, Su Qi. Simulation research of hydraulic stepper drive technology based on high speed on/off valves and miniature plunger cylinders[J]. Micromachines, 2021, 12(4): 438.
- [24] 高强,朱玉川,王睿,等. 高速开关阀控电液位置伺服系统自适应鲁棒控制[J]. 航空动力学报,2019, 34(2): 503-512.
- Gao Qiang, Zhu Yuchuan, Wang Rui, et al. Research on highly integrated digital direct drive servo valve technology [J]. Journal of Aerospace Power, 2019,34(2): 503-512. (in Chinese)
- [25] Xu Bing, Shen Jun, Liu Shihao, et al. Research and development of electro-hydraulic control valves oriented to industry 4.0: A review[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2020, 33(2): 5-24.
- [26] Jiao Zongxia, Zhang Hao, Shang Yaoxing, et al. A power-by-wire aircraft brake system based on high-speed on-off valves [J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 106: 106177.
- [27] Zeng Yishan, Wang Daoming, Zi Bin, et al. Dynamic characteristics of priority control system for high-speed on-off digital valve[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(4): 1-8.
- [28] 钟麒,杨华勇,张斌. 面向负载口独立控制的可编程阀关键技术研究[J]. 机械工程学报,2021,57(22):200.
- Zhong Lin, Yang Huayong, Zhang Bin. Research on key technologies of programmable valve for independent metering control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(22):200. (in Chinese)

Research on Spool Vibration Suppression of Direct Drive Servo Valve Based on ADRC and MPC

Ren Pengda¹, Zhang Wei², Xie Zhigang², Wang bin^{1,3}

1. *Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China*

2. *AVIC Xi'an Flight Automatic Control Research Institute, Xi'an 710076, China*

3. *Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System, Nanjing 210016, China*

Abstract: Direct drive servo valve gradually expands its application scenarios because of its advantages such as simple structure, strong antipollution ability and large output power. As one of the key components of flight control system, the characteristics and reliability of electro-hydraulic servo valve are directly related to flight performance and safety. In order to solve the problem of spool oscillation of a type of dual-system direct drive servo valve for aviation, a new control method for spool oscillation suppression is proposed in this paper. The component level mathematical model of the direct drive servo valve system is established, and the calculation is combined with the sudden fluid flow force model in the previous study. The composite control method of ADRC and active prediction is designed and compared with the traditional PID control method. The results show that the combined control method of ADRC and active prediction can effectively counteract the influence of sudden fluid flow force on the spool movement of linear motor current, and provide a theoretical reference for the controller design of direct drive servo valve under complex stress environment.

Key Words: dual-system direct drive servo valve; ADRC; MPC; spool oscillation; sudden fluid flow force

Received: 2023-07-17; **Revised:** 2023-11-22; **Accepted:** 2023-12-26

Foundation item: Aeronautical Science Foundation of China (201907052001)