

装备与成套技术

考虑多变负载扰动的电液系统速度追踪控制

许文斌¹, 曾 乐^{1,2}, 周密乐¹

- (1. 空军航空维修技术学院 航空机械制造学院, 湖南 长沙 410124;
2. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实训室, 湖南 长沙 410083)

摘要: 成形速度是影响金属成形性能的关键因素之一。为了提高成形速度的稳定性, 改善金属成形质量, 考虑电液系统多变负载扰动, 构建了电液系统动力学模型。对成形过程中的不同工况进行了负载模拟, 建立了表征系统不同阶段特性的动力学分段子模型。通过引入边界层函数代替符号函数设计了切换控制律, 对多变负载扰动增加补偿项。基于鲁棒反馈线性化控制提出了统一切换控制策略。通过仿真和实验对比, 分析了统一切换控制、PD 控制、鲁棒控制在不同负载状态及不同成形速度下的系统响应。结果表明: 统一切换控制可以提高系统速度控制的精度和鲁棒性, 验证了统一切换控制策略对多变负载扰动抑制的有效性。

关键词: 电液系统; 负载扰动; 速度追踪; 多模型控制; 统一切换控制

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.08.025

中图分类号: TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2022) 08-0163-08

Speed tracking control on electro-hydraulic system considering variable load disturbance

Xu Wenbin¹, Zeng Le^{1,2}, Zhou Mile¹

- (1. College of Aeronautical Machinery Manufacturing, Airforce Aviation Repair Institute of Technology, Changsha 410124, China;
2. State Key Laboratory of High Performance Complicated Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: Forming speed is one of the key factors affecting metal forming performance. Therefore, in order to improve the stability of forming speed and the quality of metal forming, a dynamic model of electro-hydraulic system was established considering the variable load disturbance electro-hydraulic system. Then, the load simulation of the forming process was carried out under different working conditions, and the dynamic segmented sub-models representing the characteristics of the system at different stages were established. Furthermore, the switching control law was designed by introducing the boundary layer function to replace the sign function, and the compensation term was added to the variable load disturbance. Finally, based on robust feedback linearization control, the unified switching control strategy was proposed, and the system responses of unified switching control, PD control and robust control under different load states and different forming speeds were compared and analyzed by simulation and experiment. The results show that the unified switching control can improve the accuracy and robustness of the system speed control, and the effectiveness of the unified switching control strategy for suppression of the variable load disturbance is verified.

Key words: electro-hydraulic system; load disturbance; speed tracking; multi-model control; unified switching control

液压机具有响应速度快、负载刚度大、功率大等特点, 是重型机械制造业、各种锻压及加压成形加工的重要设备, 被广泛应用于汽车、航空航天等领域^[1-2]。电液系统作为成形液压机的重要结构, 本身固有的非线性、参数不确定性及成形过程负载多变等特点, 导致其控制难度大、控制精度难以保证^[3-4]。Guan C 等^[5]针对电液系统非线性、参数不

确定性提出了一种自适应滑模控制方法。邹璇等^[6]针对电液负载模拟器中因外部扰动引起的跟踪精度不高的问题, 提出了一种基于扩展观测器的自适应鲁棒控制器。王立新等^[7]针对电液位置伺服控制系统的比例阀死区、参数不确定及外部未知扰动等问题, 设计了由自抗扰控制器与死区逆补偿构成的串联控制器。Li M J 等^[8]为实现电液执行器的高速跟踪性能和降低能耗, 提出了一种非线性并行控制算法。李胜永^[9]采用误差反馈的同步控制结构实现双液压缸同步精确控制, 利用遗传算法进行了 PID 参数整定, 提高了锻造液压机双缸同步控制精度。Teng B G 等^[10]采用自适

收稿日期: 2022-04-11; 修订日期: 2022-07-10

基金项目: 湖南省科教联合基金项目 (2020JJ7084)

作者简介: 许文斌 (1977-), 男, 硕士, 副教授

E-mail: xwb_770210@126.com

应仿真方法结合模糊控制算法对液压成形 T 形管的加载路径进行了优化。姚静等^[11]针对传统自由锻造油压机泵控系统发热量大以及功率回收率较低等问题,提出了开式变量泵控快锻油压机系统。徐济宣等^[12]为了提高重型液压机在执行器故障情况下的容错控制能力和控制精度,设计了自适应滑模容错控制器。贾超等^[13]针对一类具有过驱动特性的多缸液压机,提出了一种基于扰动观测器的新型滑模容错动态分配方法。成形速度是影响成形性能的重要因素之一,为了获得高质量的产品,成形速度应尽量保持稳定。本文考虑液压机电液系统多变负载扰动,设计了统一切换控制策略以提高系统速度的追踪精度。

1 电液系统数学模型

电液系统原理图如图 1 所示,其中, A_A 、 A_B 分别为液压缸无杆腔和有杆腔的面积, p_A 、 p_B 分别为液压缸无杆腔和有杆腔的压力, V_A 、 V_B 分别为液压缸无杆腔和有杆腔的体积, q_A 、 q_B 分别为液压缸无杆腔和有杆腔的进油流量, P_s 为液压泵的输出压强, P_o 为系统的回油压力, m 为等效质量, F_L 为成形负载力, ξ 为活塞杆位移。

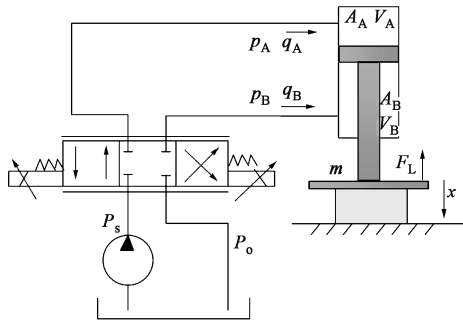


图 1 电液系统原理图

Fig. 1 Principle diagram of electro-hydraulic system

1.1 力学模型

1.1.1 系统驱动力

液压系统的驱动力 F 是由无杆腔和有杆腔的系统压力、介质的粘性阻力和运动部件的惯性力合成,即:

$$F = p_A A_A - p_B A_B - \beta_e \dot{\xi} - m \ddot{\xi} \quad (1)$$

式中: β_e 为液压油的粘性阻力系数。

1.1.2 系统成形负载力

电液系统运行过程中,在给定的参考速度下,系统的成形负载力与液压系统的驱动力平衡,即:

$$F_L = F_f + F_\delta \quad (2)$$

式中: F_f 为摩擦力; F_δ 为金属的变形抗力。

1.2 动力学模型

空载运行阶段,负载平衡方程为:

$$A_A p_A - A_B p_B = m \ddot{\xi} + \beta_e \dot{\xi} - F_f \quad (3)$$

液压机成形过程,负载平衡方程为:

$$A_A p_A - A_B p_B = m \ddot{\xi} + \beta_e \dot{\xi} - F_\delta - F_f \quad (4)$$

回程阶段,负载平衡方程为:

$$A_B p_B - A_A p_A = m \ddot{\xi} + \beta_e \dot{\xi} - F_f \quad (5)$$

1.3 流量方程

1.3.1 正向运行 (伺服阀阀芯位移 $\xi_v \geq 0$)

比例伺服阀的进油流量方程为:

$$q_A = C_d w \xi_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - p_A)} \quad (6)$$

$$q_B = C_d w \xi_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B} \quad (6)$$

忽略液压缸外泄漏,液压缸的流量连续方程为:

$$q_A = A_A \dot{\xi} + C_{in} (p_A - p_B) + \frac{V_{A0} + A_A \xi}{E} \dot{p}_A$$

$$q_B = A_B \dot{\xi} + C_{in} (p_A - p_B) - \frac{V_{B0} - A_B \xi}{E} \dot{p}_B \quad (7)$$

式中: C_d 为比例阀流量系数; w 为比例阀开口度; ρ 为液压油密度; C_{in} 为液压缸内泄漏系数; V_{A0} 、 V_{B0} 分别为液压缸无杆腔和有杆腔处于平衡点时的体积; E 为液压油的体积模量。

1.3.2 反向运动 (伺服阀阀芯位移 $\xi_v < 0$)

比例伺服阀的进油流量方程为:

$$q_A = C_d w \xi_v \sqrt{\frac{2}{\rho} p_A}$$

$$q_B = C_d w \xi_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - p_B)} \quad (8)$$

忽略液压缸外泄漏,液压缸的连续性方程为:

$$q_A = A_A \dot{\xi} + C_{in} (p_B - p_A) + \frac{V_{A0} - A_A \xi}{E} \dot{p}_A$$

$$q_B = A_B \dot{\xi} + C_{in} (p_B - p_A) - \frac{V_{B0} + A_B \xi}{E} \dot{p}_B \quad (9)$$

2 多模型构建

2.1 模型分段

金属成形过程是变形抗力和成形速度共同作用的结果,其本质是时变负载作用下的电液速度伺服控制,在时变负载力的作用下,保持指定的速度运动规律。基于成形速度和外负载力的变化规律,根据系统动力学模型对成形过程进行分段,如图 2 所

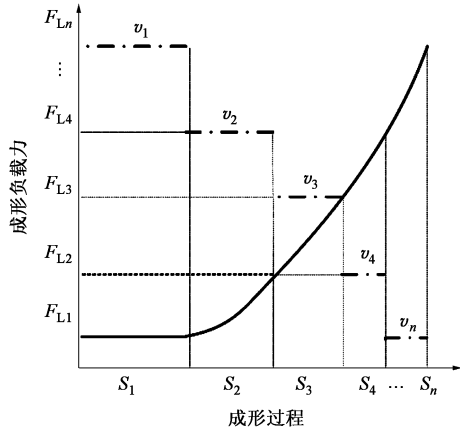


图2 阶段速度规律的分段示意图

Fig. 2 Schematic diagram of segmentation for stage velocity law

示, 分段的数量可以由成形负载力的近似程度确定。在图2中, 将成形过程分为 $S_1 \sim S_n$ 共 n 段, $n \in \mathbf{R}$ (\mathbf{R} 为自然数集); $v_1 \sim v_n$ 为各段对应的成形速度; $F_{L1} \sim F_{Ln}$ 为各段的成形负载力。

2.2 多模型构建

选择系统的位移、速度、液压缸两腔压力为状态变量, 则有: $\mathbf{x} = [\xi \quad \dot{\xi} \quad p_A \quad p_B]^T$ 。

定义的系统状态方程为:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, t)_i + \mathbf{g}(\mathbf{x}, t)_i \cdot u(t) \\ \mathbf{y} = \mathbf{h}(\xi)_i = \dot{\xi} \end{cases} \quad (10)$$

式中: \mathbf{x} 为系统状态; \mathbf{y} 、 $\mathbf{h}(\xi)_i$ 为系统输出; $u(t)$ 为关于时间 t 的控制输入; $\mathbf{f}(\mathbf{x}, t)_i =$

$$\begin{bmatrix} \dot{\xi} \\ 1/m \cdot (A_B(\varepsilon p_A - p_B) - F_{fi} - F_{\delta i}) \\ E/V_A(\xi) \cdot (-A_A \dot{\xi}) \\ E/V_B(\xi) \cdot (A_B \dot{\xi}) \end{bmatrix}; F_{\delta i} \text{ 为第 } i \text{ 个状}$$

态下的变形抗力; F_{fi} 为第 i 个状态下的摩擦力; $\varepsilon =$

$$\frac{A_A}{A_B}; \mathbf{g}(\mathbf{x}, t)_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ E/V_A(\xi) \cdot B_v \sqrt{\Delta(p_A)} \\ -E/V_B(\xi) \cdot B_v \sqrt{\Delta(p_B)} \end{bmatrix}; \Delta(p_A) =$$

$$\begin{cases} P_s - p_A & \xi_v \geq 0 \\ p_A - P_o & \xi_v < 0 \end{cases}; \Delta(p_B) = \begin{cases} p_B - P_o & \xi_v \geq 0 \\ P_s - p_B & \xi_v < 0 \end{cases};$$

$$B_v = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}}.$$

由 $\mathbf{f}(\mathbf{x}, t)_i$ 可知, 成形过程中不同阶段的变形抗力是不一致的, 相当于一个状态, 建立子模型集, 即可构建系统多模型。

3 统一切换控制策略

3.1 统一控制结构

文献 [14] 论证了系统:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_{n \times n} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_{n \times 1} u(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C}_{1 \times n} \mathbf{x}(t) \end{cases} \quad (11)$$

式中: $\mathbf{A}_{n \times n}$ 为 $n \times n$ 矩阵; $\mathbf{B}_{n \times 1}$ 为 $n \times 1$ 矩阵; $\mathbf{C}_{1 \times n}$ 为 $1 \times n$ 矩阵; γ 为正常数; \mathbf{I} 为单位矩阵; $\mathbf{T}_n = [\mathbf{C}_{1 \times n}, \mathbf{C}_{1 \times n} \mathbf{A}_{n \times n}, \dots, \mathbf{C}_{1 \times n} \mathbf{A}_{n \times n}^{n-1}]^T$ 。

式 (11) 满足:

(1) 对于所有的 $1 \leq \lambda \leq n$, $0 \leq k \leq n-2$, 满足

$$\mathbf{C}_{1 \times \lambda} \mathbf{A}_{\lambda \times \lambda}^k \mathbf{B}_{\lambda \times 1} = 0;$$

(2) 对于所有的 $0 \leq j \leq n-1$, $j \neq \lambda$, 满足

$$\mathbf{C}_{1 \times \lambda} \mathbf{A}_{\lambda \times \lambda}^{n-1} \mathbf{B}_{\lambda \times 1} = \mathbf{C}_{1 \times j} \mathbf{A}_{j \times j}^{n-1} \mathbf{B}_{j \times 1} = \gamma \neq 0;$$

(3) $(\mathbf{C}_{1 \times 1} \mathbf{A}_{1 \times 1}^n, \dots, \mathbf{C}_{1 \times n} \mathbf{A}_{n \times n}^n) \in I(\mathbf{T}_1, \dots, \mathbf{T}_n)$ 。

则系统具有式 (12) 所示的统一控制结构, 并给出了系统稳定性证明。

$$u(t) = \frac{1}{\gamma} (y^{(n)} - \sum_{j=0}^{n-1} l_j y^{(j)}) \quad (12)$$

式中: l_j 为不同状态下的实系数, $j=0, 1, 2, \dots, n-1$; $y^{(n)}$ 为 y 的 n 阶导数; $y^{(j)}$ 为 y 的 j 阶导数。

设 $\dot{\mathbf{e}}_{\sigma, \lambda} = \mathbf{e}_{\sigma, \lambda+1} = y^{(\lambda+1)}$, 当 $\lambda=0$ 时, $\mathbf{e}_{\sigma, 1} = y(t) = \mathbf{C}_{1 \times \sigma} \mathbf{x}(t)$, $1 \leq \sigma \leq n$, $\sigma \neq \lambda$, 由式 (11) 和式 (12) 可得:

$$\dot{\mathbf{e}}_{\sigma} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \\ 0 & 0 & \dots & 0 \end{pmatrix} \mathbf{e}_{\sigma} + \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \mathbf{C}_{1 \times \sigma} \mathbf{A}_{\sigma \times \sigma}^n \mathbf{x}(t) + \mathbf{C}_{1 \times \sigma} \mathbf{A}_{\sigma \times \sigma}^{n-1} \mathbf{B}_{\sigma \times 1} u(t) \end{pmatrix} \quad (13)$$

式中: $\mathbf{e}_{\sigma} = [\mathbf{e}_{\sigma, 1}, \mathbf{e}_{\sigma, 2}, \dots, \mathbf{e}_{\sigma, n}]^T$ 。

对于式 (13), 选择控制律为:

$$u(t) = \frac{1}{\gamma} \left(- \sum_{j=0}^{n-1} l_j y^{(j)} - \sum_{j=1}^n k_j y^{(j)} \right) \quad (14)$$

式中: k_j 为实数, $k_j \neq l_j$, 其值选择可确保 Hurwitz 多项式 $k_1 + k_2 \zeta + \dots + k_n \zeta^{n-1} = 0$ 是成立的, 其中 ζ 为自然变量。

将式 (14) 代入式 (13) 中, 可得:

$$\dot{\mathbf{e}}_\sigma = \mathbf{A}\mathbf{e}_\sigma \quad (15)$$

$$\text{式中: } \mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \\ -k_1 & -k_2 & \cdots & -k_j \end{pmatrix}.$$

则式 (15) 可以变换为:

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{T}_n^{-1} \mathbf{A} \mathbf{T}_n \mathbf{y} \quad (16)$$

对式 (10) 进行微分同胚变换, 转换为标准型, 可得:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{pmatrix} \mathbf{x} + \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \alpha(\mathbf{x}) + \beta(\mathbf{x})u(t) \end{pmatrix} \quad (17)$$

$$\text{式中: } \alpha(\mathbf{x}) = -\left(\varepsilon^2 \frac{E}{V_A(\xi)} + \frac{E}{V_B(\xi)}\right) \cdot \frac{A_B^2}{m} \dot{\xi} - \dot{F}_{Li}/m;$$

$$\beta(\mathbf{x}) = \frac{A_B B_v}{m} \left(\varepsilon \frac{E}{V_A(\xi)} \cdot \sqrt{\Delta(p_A)} + \frac{E}{V_B(\xi)} \cdot \sqrt{\Delta(p_B)} \right);$$

F_{Li} 为第 i 个状态下的成形负载力。

选择控制律为:

$$\alpha(\mathbf{x}) + \beta(\mathbf{x})u(t) = K\mathbf{x} \quad (18)$$

式中: K 为控制增益。

将式 (17) 转换为:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \\ -k_1 & -k_2 & \cdots & -k_j \end{pmatrix} \mathbf{x} = K\mathbf{x} \quad (19)$$

针对第 i 个状态, 控制律为:

$$\alpha(\mathbf{x})_i + \beta(\mathbf{x})_i u(t) = K_i \mathbf{x} \quad (20)$$

式中: K_i 为第 i 个状态下的控制增益。

则有:

$$\dot{\mathbf{x}}_i = \begin{pmatrix} 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \\ -k_{1i} & -k_{2i} & \cdots & -k_{ji} \end{pmatrix} \mathbf{x} = K_i \mathbf{x} \quad (21)$$

3.2 切换控制设计

对于第 i 个状态, 其对应的子模型为:

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}, t)_i = \begin{bmatrix} \dot{\xi} \\ 1/m \cdot (A_B(\varepsilon p_A - p_B) - F_{Li}) \\ E/V_A(\xi) \cdot (-A_A \dot{\xi}) \\ E/V_B(\xi) \cdot (A_B \dot{\xi}) \end{bmatrix} \quad (22)$$

(1) 速度伺服系统的相对阶 r 的求取

当 $r=1$ 时, $\square \mathbf{h}(\xi)_i = [0 \ 1 \ 0 \ 0]$, 其中 $\square \mathbf{h}(\xi)$ 为 $\mathbf{h}(\xi)_i$ 的梯度。

$$L_g \mathbf{h}(\xi)_i = [0 \ 1 \ 0 \ 0] \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ g_1(\xi) \\ g_2(\xi) \end{bmatrix} = 0 \quad (23)$$

式中: $L_g \mathbf{h}(\xi)_i$ 为 $\mathbf{h}(\xi)_i$ 在变量 g 状态下的李导数; $g_1(\xi) = E/V_A(\xi) \cdot B_v \cdot \sqrt{\Delta(p_A)}$; $g_2(\xi) = -E/V_B(\xi) \cdot B_v \cdot \sqrt{\Delta(p_B)}$ 。

当 $r=2$ 时:

$$L_f \mathbf{h}(\xi)_i = [0 \ 1 \ 0 \ 0] \begin{bmatrix} \dot{\xi} \\ 1/m \cdot (A_B(\varepsilon p_A - p_B) - F_{Li}) \\ E/V_A(\xi) \cdot (-A_A \dot{\xi}) \\ E/V_B(\xi) \cdot (A_B \dot{\xi}) \end{bmatrix} = 1/m \cdot (A_B(\varepsilon p_A - p_B) - F_{Li})$$

$$L_g L_f \mathbf{h}(\xi)_i = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{\varepsilon A_B}{m} & -\frac{A_B}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ g_1(\xi) \\ g_2(\xi) \end{bmatrix} =$$

$$g_1(\xi) \cdot \frac{\varepsilon A_B}{m} - g_2(\xi) \cdot \frac{A_B}{m} \neq 0 \quad (24)$$

式中: $L_f \mathbf{h}(\xi)_i$ 为 $\mathbf{h}(\xi)_i$ 在变量 f 状态下的李导数。

系统的相对阶为 2 时比较适中, 因此选择 2 阶系统来处理。

(2) 控制律的设计

选取系统输出和 $\mathbf{h}(\xi)_i$ 在变量 f 状态下的李导数的微分同胚变换 \mathbf{z}_1 和 \mathbf{z}_2 如下:

$$\begin{cases} \mathbf{z}_1 = \mathbf{h}(\xi)_i = \dot{\xi} \\ \mathbf{z}_2 = L_f \mathbf{h}(\xi)_i = \frac{(A_A p_A - F_{Li} - A_B p_B)}{m} \end{cases} \quad (25)$$

将式 (25) 转换为 Brunovsky 标准型, 为:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{z}}_1 = \mathbf{z}_2 \\ \dot{\mathbf{z}}_2 = \alpha(\mathbf{x}) + \beta(\mathbf{x}) \cdot u(t) \\ \dot{\boldsymbol{\Sigma}} = q_i(\boldsymbol{\Sigma}, \mathbf{x}) \end{cases} \quad (26)$$

式中: $\boldsymbol{\Sigma}$ 为系统存在的内动态, 且必须稳定; q_i 为内动态导数 $\dot{\boldsymbol{\Sigma}}$ 关于内动态 $\boldsymbol{\Sigma}$ 和系统状态 \mathbf{x} 的函数表达式。

选择反馈线性化控制律:

$$u(t) = \frac{v - \alpha(\mathbf{x})}{\beta(\mathbf{x})} \quad (27)$$

当变量 v 满足以下条件时，可以按照线性系统的设计方法来设计控制器：

$$v = v_d^{(2)} + K_v e + K_a \dot{e} \tag{28}$$

式中： $e = v_d - v$ ，其中， v 为成形速度， v_d 为期望成形速度； K_v 和 K_a 分别为速度误差和加速度误差的反馈系数，严格为正，其值将系统的极点配置在左半平面。

为提高系统鲁棒性，对多变负载和其他不确定性参数增加补偿项，可得：

$$u(t) = \frac{v - \alpha(x) - K_i \cdot \text{sgn}(s)}{\beta(x)} \tag{29}$$

式中： K_i 包括了一部分对不确定参数和具有上界干扰的补偿和另外一部分控制收敛速度； $\text{sgn}(s)$ 为符号函数，其中， s 为滑模变量。

为了减小系统的控制能量和控制律的波动，对 $K_i \cdot \text{sgn}(s)$ 进行等效分解：

$$K_i \cdot \text{sgn}(s) \triangleq \eta_i + K \cdot \text{sgn}(s) \tag{30}$$

式中： \triangleq 为恒等、定义的含义； η_i 为切换增益； $K \cdot \text{sgn}(s)$ 为切换分量。

则有：

$$u(t) = \frac{v - \alpha(x) - \eta_i - K \cdot \text{sgn}(s)}{\beta(x)} \tag{31}$$

对于每个子系统均有统一的控制结构，区别在于切换增益需要根据子系统进行切换。利用边界层函数 sgns 替换 $\text{sgn}(s)$ ，则有：

$$u(t) = \frac{v - \alpha(x) - \eta_i - K \cdot \text{sgns}}{\beta(x)} \tag{32}$$

3.3 稳定性分析

构造系统的共同 Lyapunov 函数 $V = \frac{1}{2} s^2$ ， $\dot{s} = -K_i \cdot \text{sgns}$ ，有： $\dot{V} = s \cdot \dot{s} \leq -s^2 - K_i s \cdot \text{sgns}$
当在边界层以外时，只要选择 $K_i > 0$ ， $\dot{V} < 0$ ，则系统是稳定的；当在边界层以内时，选择 $\dot{V} = s \cdot \dot{s} \leq -s^2 - K_i \cdot s \cdot \text{sgns} = -s^2 - K_i \cdot s^2 / \Phi < 0$ ，系统也是稳定的，其中 Φ 为边界层厚度。将式（30）代入，只需要保证 $K > 0$ 。所以对于任意的 $K_i > 0$ ，系统均存在着共同 Lyapunov 函数，故系统均是稳定的。

4 仿真与实验

4.1 仿真分析

利用 Amesim 和 Simulink 软件进行仿真，系统仿真模型如图 3 所示，其中通过 MATLAB 函数将力的大小转换为控制电压的大小。

负载回路模拟负载状态如图 4 所示，模拟 3 个

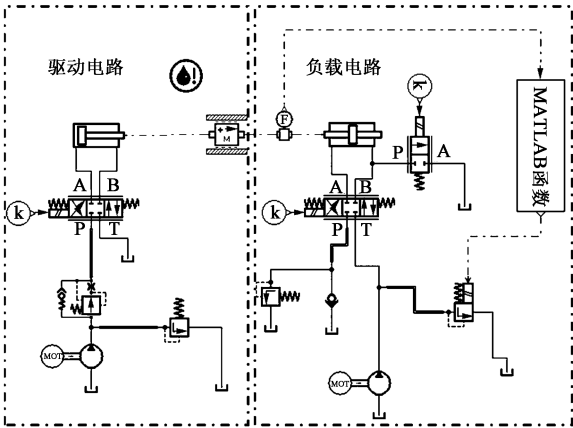


图 3 系统仿真模型
Fig. 3 Simulation model of system

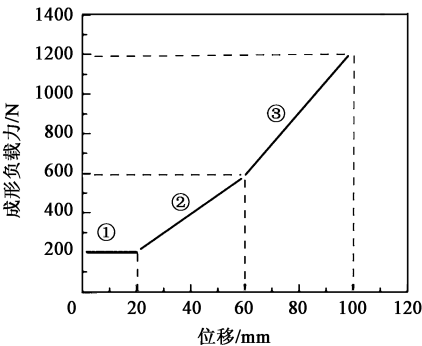


图 4 仿真多状态负载设计
Fig. 4 Multi-state load design by simulation

运行状态，分别为液压缸空载运行①、负载状态②、负载状态③（下文同），设定液压缸行程为 100 mm，每个负载状态的具体参数如表 1 所示。

表 1 仿真模拟负载状态参数			
Table 1 Load state parameters by simulation			
运行状态	运行范围/ mm	运行速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	成形负载力/N
①	0~20	0.03	200
②	20~60	0.02	$20 + 10000(\xi - 0.02)$
③	60~100	0.01	$600 + 15000(\xi - 0.06)$

对比 PD 控制、鲁棒控制策略和切换控制策略，模型参数如表 2 所示。

图 5 和图 6 为不同的控制策略下的系统速度响应与误差响应。空载时，鲁棒控制与切换控制的稳态误差极小，PD 控制存在约 $0.5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 的稳态误差。变负载时，鲁棒控制的稳态误差增加，PD 控制策略的稳态误差基本未变化，统一切换控制的稳态误差始终近似为零，说明统一切换控制对于时变负载具有比较好的控制效果，能够实现电液系统的无差速度追踪。

表 2 仿真控制参数表

Table 2 Control parameters for simulation

控制策略	参数	数值
PD 控制	比例系数 K_p	100
	微分系数 K_d	12
鲁棒控制	速度误差反馈系数 K_v	12675
	加速度误差反馈系数 K_a	195
	边界层厚度 Φ/mm	200
	控制增益 K	450
	速度误差反馈系数 K_v	12675
切换控制	加速度误差反馈系数 K_a	195
	第 1 次切换增益 η_1	100
	边界层厚度 Φ/mm	200
	控制增益 K	450
	第 2 次切换增益 η_2	150

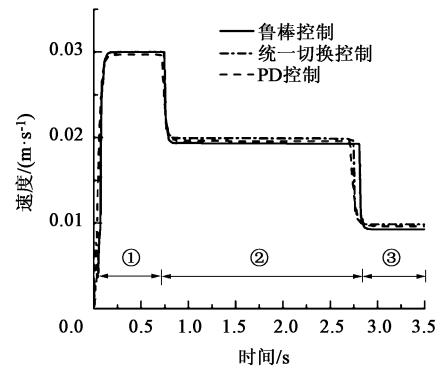


图 5 不同控制策略的速度响应

Fig. 5 Speed responses of different control strategies

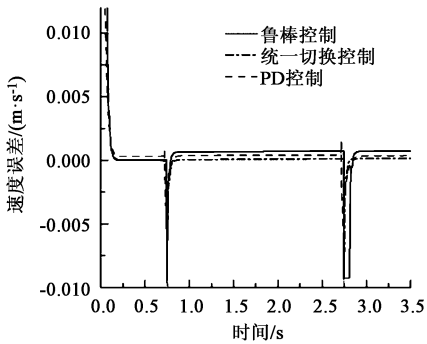


图 6 不同控制策略速度响应误差

Fig. 6 Speed response errors of different control strategies

4.2 实验研究

图 7 为系统实验实物图。

液压系统参数设置如表 3 所示。

设定系统参考速度为 $0.01\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，设置比例阀、设置无缸腔压力，如图 8 所示，控制参数设置为速度系数 $K_v=320000$ ，加速度系数 $K_a=225$ ，边界层厚度 $\Phi=3200$ ，控制增益 $K=50$ ，切换增益 $\eta_1=100$ 、 $\eta_2=200$ 。

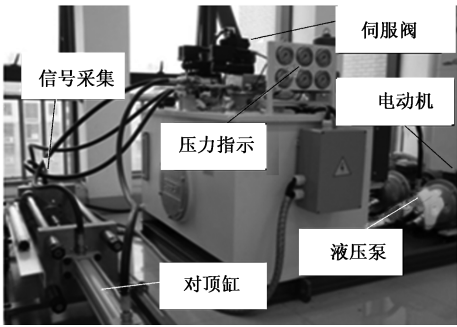


图 7 系统实验实物图

Fig. 7 Physical diagram of system experiment

表 3 液压系统参数值

Table 3 Parameter values of hydraulic system

参数	数值
液压泵排量 $D_p/(\text{mL}\cdot\text{r}^{-1})$	20
液压泵输出压强 P_s/MPa	0~6 (可调)
液压缸内泄漏系数 C_{in}	0.7
等效弹性模量 E_e/GPa	1.4×10^4
液压缸直径 d_p/mm	$\Phi 63$
活塞杆直径 d_r/mm	$\Phi 35$
活塞行程长度 L/mm	100
等效质量 m/kg	50

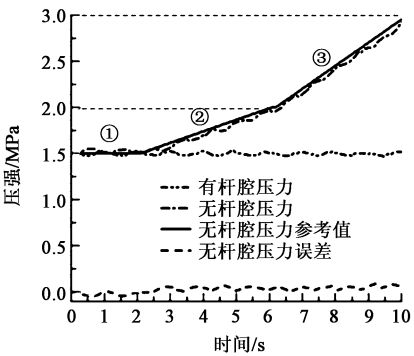


图 8 实验过程负载设置

Fig. 8 Load setting during experiment

图 9 为采用 PD 控制下的速度响应曲线。空载时，PD 控制速度在 $0.01\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 附近波动，误差最大，为 $0.5\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ 。变负载时，其变化比较明显，误差达到了 $1.1\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ ，且波动的中心发生了变化，其稳态值降低至 $0.0095\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，且随着载荷的增加，稳态误差随之增加，说明了 PD 控制策略不能解决变负载的高性能速度控制问题。

图 10 对比了鲁棒控制和统一切换控制的速度追踪，结果发现：鲁棒控制的稳态误差增大，在负载状态②时稳态误差为 $0.5\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ ，在状态负载③

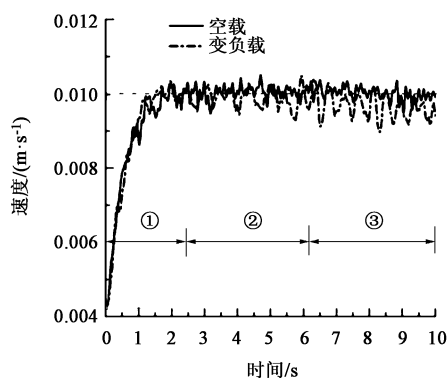


图9 PD控制速度响应

Fig. 9 Speed responses of PD control

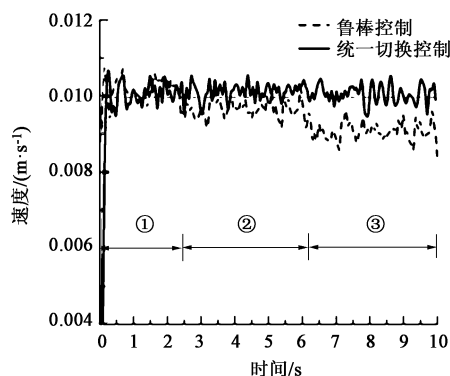


图10 多状态负载下速度响应

Fig. 10 Speed responses under multi-state loads

时稳态误差达到了 $1.0 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, 速度误差达到了 10%; 切换控制下速度均在 $0.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 上下波动, 稳态误差基本在 $0.1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 范围内。说明统一切换控制对变负载扰动具有较好的控制效果, 对负载的变化具有鲁棒性。

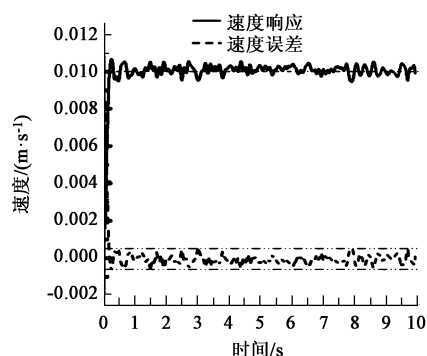
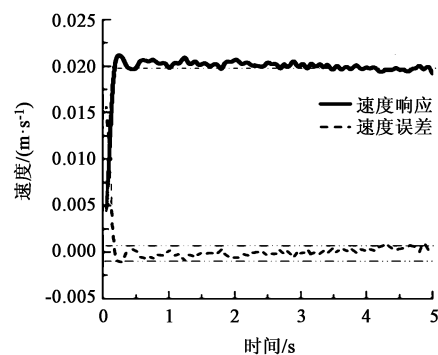
图 11 和图 12 对比了在变负载时切换控制对于不同参考速度的系统响应情况, 追踪 $0.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的速度误差为 $0.1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, 追踪 $0.02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的速度误差也约为 $0.1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, 两者的速度误差基本相等。说明统一切换控制对在一定范围内变化的速度具有较强的鲁棒性。

5 结论

(1) 针对电液系统负载多变, 提出将不同工况等效为一个负载状态处理, 建立系统的分段子模型集合, 构建系统多模型。

(2) 针对多变负载控制复杂的问题, 提出了电液系统统一切换控制结构与控制策略。

(3) 对设计的控制策略进行了仿真与实验, 对比统一切换控制、PD 控制和鲁棒控制响应, 结果表明统一切换控制能够有效地解决变负载扰动下速度

图11 参考速度为 $0.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的速度响应Fig. 11 Speed responses under reference speed of $0.01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 图12 参考速度为 $0.02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的速度响应Fig. 12 Speed responses under reference speed of $0.02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

追踪问题。

参考文献:

- [1] 刘凯磊, 李兴成, 陈菊芳, 等. 大型液压机负载口独立调平控制系统研究 [J]. 机械科学与技术, 2019, 38 (4): 522-529.
Liu K L, Li X C, Chen J F, et al. Research on independent metering leveling control system of large hydraulic press [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38 (4): 522-529.
- [2] 赵长财, 杨盛福, 刘培培, 等. 大型模锻压机平衡系统原理及其理论研究 [J]. 机械工程学报, 2012, 48 (10): 82-89.
Zhao C C, Yang S F, Liu P P, et al. Principle and theoretical analysis of the balancing system for large die forging hydraulic press [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48 (10): 82-89.
- [3] 王玄, 陶建峰, 张峰榕, 等. 基于预测控制的单向比例泵控非对称液压缸系统控制方法 [J]. 上海交通大学学报, 2016, 50 (5): 696-701.
Wang X, Tao J F, Zhang F R, et al. Unidirectional proportional pump controlled asymmetric cylinder control method based on predictive control [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2016, 50 (5): 696-701.
- [4] Komsta J, Oijen N V, Antoszkiewicz P. Integral sliding mode compensator for load pressure control of die-cushion cylinder drive [J]. Control engineering practice, 2013, 21 (5): 708-718.
- [5] Guan C, Pan S X. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters [J]. Control Engineering Practice, 2008, 16 (11): 1275-1284.

- [6] 邹璇, 刘鑫宇, 赵海鸣, 等. 基于扩展观测器的电液负载模拟器自适应鲁棒控制 [J]. 上海理工大学学报, 2021, 43 (6): 551-559.
Zou X, Liu X Y, Zhao H M, et al. Adaptive robust control of electro-hydraulic load simulator based on extended observer [J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2021, 43 (6): 551-559.
- [7] 王立新, 赵丁选, 刘福才, 等. 基于死区补偿的电液位置伺服系统自抗扰控制 [J]. 中国机械工程, 2021, 32 (12): 1432-1442.
Wang L X, Zhao D X, Liu F C, et al. ADRC for electro-hydraulic position servo systems based on dead-zone compensation [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32 (12): 1432-1442.
- [8] Li M J, Shi W Z, Wei J H, et al. Parallel velocity control of an electro-hydraulic actuator with dual disturbance observers [J]. IEEE Access, 2019, 7: 56631-56641.
- [9] 李胜永. 锻造液压机双缸同步控制系统研究 [J]. 液压与气动, 2020, (7): 99-105.
Li S Y. Research on the synchronous control system of two cylinders for forging hydraulic press [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (7): 99-105.
- [10] Teng B G, Li K, Yuan S J. Optimization of loading path in hydro-forming T-shape using fuzzy control algorithm [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013, 69 (5-8): 1079-1086.
- [11] 姚静, 任旭辉, 曹晓明, 等. 开式变量泵控快锻油压机系统能耗特性实验研究 [J]. 中国机械工程, 2017, 28 (4): 462-470.
Yao J, Ren X H, Cao X M, et al. Experimental study on energy consumption characteristics of fast hydraulic forging press with open variable pump-controlled system [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28 (4): 462-470.
- [12] 徐济宣, 马辉. 重型液压机执行器自适应滑模容错控制 [J]. 锻压技术, 2020, 45 (4): 140-147.
Xu J X, Ma H. Adaptive sliding mode fault-tolerant control of actuator for heavy-duty hydraulic press [J]. Forging & Stamping Technology, 2020, 45 (4): 140-147.
- [13] 贾超, 何浩成, 董恩增. 基于扰动观测器的液压机滑模容错动态分配 [J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2021, 49 (8): 33-39.
Jia C, He H C, Dong E Z. Dynamic allocation of sliding mode fault tolerance of hydraulic press based on disturbance observer [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2021, 49 (8): 33-39.
- [14] Zheng G, Boutat D, Barbot J P. On uniform controller design for linear switched systems [J]. Nonlinear Analysis Hybrid Systems, 2010, 4 (1): 189-198.

(上接第 101 页)

- 图片、表格应随文给出, 先见文后见图、表。
- 图题 (包括 (a)、(b) 等分图题)、表题要求同时用中、英文标注。
- 照片或灰度图反差适当, 鲜明可见; 金相照片放大倍数均用比例尺表示, 如 5 μm 。
- 双栏排图片的宽度应控制在 7.8 cm 左右; 通栏排图片宽度应控制在 16 cm 左右。
- 表格使用三线表, 必要时可加横线, 但一般不得有竖线; 表格的宽度最好设计成 25 个汉字 (相当于 48 个字符) 以内; 表中所有文字一律左齐。
- 公式后应当注明公式中各符号的含义。
- 计量单位一律采用法定计量单位 (国际单位制)。
- 参考文献应按其在正文中被引用的顺序依次列出 (在正文中引用处必用 “[序号]” 标注); 列出的参考文献应是重要的、近期的、已正式发表的文献资料, 每篇论文应列出 12 篇以上参考文献; 作者不多于 3 个的姓名全部写出, 多于 3 个的, 余者用 “, 等 (, et al)” 表示; 无论中外署名、一律姓 (首字大写) 先后 (例如: Zhang Y H)。

原文为非英文的参考文献, 需要同时用英文著录。

格式如下:

- [1] 期刊 文章作者. 论文题目 [J]. 刊名, 出版年, 卷号 (期号): 起页码-终页码.
- [2] 专著 作者. 书名 (英文实词首字大写) [M]. 版本. 出版地: 出版社, 出版年.
- [3] 译著 作者. 书名 (英文实词首字大写) [M]. 译者, 译. 版本. 出版地: 出版社, 出版年.
- [4] 论文集 论文作者. 论文题目 [A]. 论文集编者. 论文集名 (英文实词首字大写) [C]. 出版地: 出版者, 出版年.
- [5] 技术报告 作者. 论文题目 (英文实词首字大写) [R].

地名: 责任单位, 出版年.

[6] 学位论文 作者. 论文题目 (英文实词首字大写) [D]. 所在城市: 保存单位, 年份.

[7] 专利文献 专利申请者或所有者. 专利题名 [P]. 专利国别: 专利号, 公告日期或公开日期 (如, 2008-02-03).

[8] 技术标准 标准号, 标准名称 [S].

[9] 在线文献 作者. 论文题目 [EB/OL]. 获取和访问路径 <http://>, 发表或更新日期 (如, 2008-02-03).

[10] 光盘文献 (数据库) 作者. 论文题目 [DB/CD]. 出版地: 出版者, 出版年.

原文为非英文的参考文献著录举例:

[1] 王博, 张凯锋, 赖小明, 等. $\text{SiC}_p/2024\text{Al}$ 复合材料板材脉冲电流辅助拉深成形 [J]. 锻压技术, 2012, 37 (5): 22-26.

Wang B, Zhang K F, Lai X M, et al. Pulse current auxiliary deep drawing of $\text{SiC}_p/2024\text{Al}$ composites sheet [J]. Forging & Stamping Technology, 2012, 37 (5): 22-26.

3 投稿方式及要求

(1) 请通过本刊网站的“作者投稿”系统投稿。

(2) 来稿文责自负, 请勿抄袭他人论文, 请勿一稿多投。对抄袭者和一稿多投者, 一经发现, 本刊将无条件退稿, 并作不良作者记录; 同时, 本刊将保留追索抄袭者浪费本刊资源和其他纷争的权利。

(3) 编辑部对来稿拥有修改权, 遇重大删改时将与作者协商; 排版后的清样将通过 E-mail 发给作者进行核对。

4 编辑部联系方式

地址: 北京市海淀区学清路 18 号《锻压技术》编辑部

邮编: 100083 电话: 010-62920652, 010-82415085

E-mail: fst@263.net

网址: <http://www.fstjournal.net/>

《锻压技术》编辑部