



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 118564508 A

(43) 申请公布日 2024. 08. 30

(21) 申请号 202410799851.0

F15B 13/06 (2006.01)

(22) 申请日 2024.06.20

(71) 申请人 福州大学

地址 350108 福建省福州市闽侯县福州大学
学城乌龙江北大道2号福州大学(72) 发明人 杜恒 伍烨 张志忠 黄惠
罗嘉合 李苏 倪连森 廖青龙
李泽荣 王浩杰

(74) 专利代理机构 福州元创专利商标代理有限公司 35100

专利代理师 张灯灿 蔡学俊

(51) Int. Cl.

F15B 11/22 (2006.01)

F15B 21/02 (2006.01)

F15B 21/08 (2006.01)

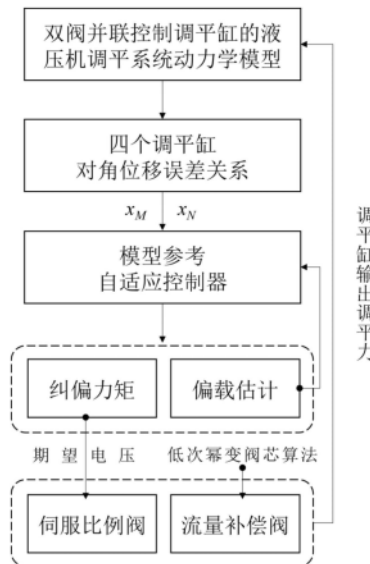
权利要求书4页 说明书10页 附图2页

(54) 发明名称

一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统
自适应控制方法

(57) 摘要

本发明涉及一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法,包括:建立基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型;将四个调平缸对角位移设计为对角调平缸位移误差之和与位移误差之差的位移误差关系,将位移误差关系输入到模型参考自适应控制器中,通过模型参考自适应控制器不断更新控制参数,实现对偏载的估计与纠偏力矩的输出;根据纠偏力矩的输出获得四个调平缸的期望控制电压,将期望控制电压输入至伺服比例阀,此外通过位移与速度变化关系得到双阀并联中流量补偿阀的期望控制电压,通过双阀并联共同控制调平缸,实现四个调平缸鲁棒调平控制。该方法可缓解液压机多余力冲击的干扰并对未知偏载进行估计,从而实现高精度同步控制。



1. 一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法,其特征在于,包括以下步骤:

步骤1:建立基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型;

步骤2:基于所建立的液压机多缸调平系统的动力学模型,将四个调平缸对角位移设计为对角调平缸位移误差之和与对角调平缸位移误差之差的位移误差关系,将位移误差关系输入到模型参考自适应控制器中,通过模型参考自适应控制器不断更新控制参数,实现对偏载的估计与纠偏力矩的输出;

步骤3:根据纠偏力矩的输出获得四个调平缸的期望控制电压,将期望控制电压输入至伺服比例阀,此外通过位移与速度变化关系得到双阀并联中流量补偿阀的期望控制电压,通过双阀并联共同控制调平缸,实现四个调平缸鲁棒调平控制。

2. 根据权利要求1所述的一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法,其特征在于,步骤1中,所述基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型的具体实现方法如下:

所述液压机多缸调平系统主要由活动梁和四个调平缸、伺服比例阀及流量补偿阀组成,通过四个调平缸作用实现活动梁的被动式调平:恒压油源流经减压阀到达调平缸有杆腔,使得调平缸有杆腔压力为恒值,调平缸无杆腔由伺服比例阀与流量补偿阀并联控制压力,从而使得调平缸两腔具有压力差,实现调平力的输出;

针对所述液压机多缸调平系统,作出如下假设:

- (1) 系统进油压力 p_s 即是泵源压力,默认为恒定压力,回油压力为零;
- (2) 忽略液压油在液压管路中的压力沿程损失以及液压油温变化对油液粘度的影响;
- (3) 伺服比例阀与流量补偿阀之间的阀口流量系数相同,且控制电压与阀芯位移看作比例关系;
- (4) 伺服比例阀与流量补偿阀都是理想的零开口四边滑阀,节流口之间均视为匹配对称;

因此,由小孔节流流量方程得到单个调平缸的数学模型为:

$$\begin{cases} \dot{p}_{j1} = \frac{\beta_e}{V_0 + A_1 x_{jp}} (q_j - A_1 \dot{x}_{jp} - C_{tp} p_{j1}) \\ q_j = C_d w_1 x_{jv1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{(1 + \operatorname{sgn}(x_{jv1})) p_s}{2} \operatorname{sgn}(x_{jv1}) p_{j1} \right|} + C_d w_2 x_{jv2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{(1 + \operatorname{sgn}(x_{jv2})) p_s}{2} \operatorname{sgn}(x_{jv2}) p_{j2} \right|} \\ F_L = A_1 p_{j1} - A_2 p_{j2} - m_t \ddot{x}_{jp} - B \dot{x}_{jp} - K x_{jp} \end{cases} \quad (1)$$

式中, p_{j1} 、 p_{j2} 分别为j号调平缸无杆腔、调平缸有杆腔的压力值; β_e 为调平缸有效体积弹性模量; V_0 为调平缸无杆腔的初始容积; A_1 为调平缸无杆腔的面积; A_2 为调平缸有杆腔的面积; x_{jp} 为j号调平缸活塞的位移值; q_j 为流入j号调平缸无杆腔的总流量; C_{tp} 为液压缸总泄漏系数; C_d 为流量系数; w_1 、 w_2 分别为伺服比例阀、流量补偿阀的面积梯度; x_{jv1} 、 x_{jv2} 分别为伺服比例阀、流量补偿阀的阀芯位移; m_t 为活塞及相应负载折算的总质量; F_L 为作用在活塞杆上的外负载力,与调平缸对活动梁作用力相等; B 为粘性阻尼系数; K 为弹簧刚度;

将所述活动梁视为均匀刚体,以平行于活动梁长的方向为x轴,平行于活动梁宽的方向为y轴,垂直于活动梁平面的方向为z轴,活动梁的几何中心为原点建立直角坐标系,考虑活

动梁绕x、y轴方向的旋转运动以及沿z轴方向的上下移动,根据动力学方程与活动梁的几何关系,得到活动梁的动力学方程:

$$\begin{cases} M\ddot{x}_o = F_z + G - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \\ J_x\ddot{\theta}_x = (F_2 + F_3 - F_1 - F_4)l_y + M_x \\ J_y\ddot{\theta}_y = (F_1 + F_2 - F_3 - F_4)l_x + M_y \end{cases} \quad (2)$$

式中, l_x 、 l_y 分别为调平缸到活动梁的x、y轴的距离; M 为活动梁总质量; x_o 为活动梁中心沿z轴位移; F_z 为液压机的主缸对活动梁的压力; G 为活动梁总重力; $F_1 \sim F_4$ 为四缸对活动梁的压力; J_x 、 J_y 分别为活动梁绕x、y轴旋转的转动惯量; θ_x 、 θ_y 分别为活动梁绕x、y轴的转角; M_x 、 M_y 分别为活动梁绕x、y轴的偏载力矩;

四个调平缸与活动梁紧密接触,故其位移(x_{1p} , x_{2p} , x_{3p} , x_{4p})等于活动梁各角在Z方向的位移,且活动梁偏转位移量相对于其尺寸极小,偏转角 θ_x 和 θ_y 很小,故将 $\sin\theta$ 处理为 θ ,得到:

$$\begin{cases} x_{1p} = x_o - l_y\theta_x + l_x\theta_y \\ x_{2p} = x_o + l_y\theta_x + l_x\theta_y \\ x_{3p} = x_o + l_y\theta_x - l_x\theta_y \\ x_{4p} = x_o - l_y\theta_x - l_x\theta_y \end{cases} \quad (3)$$

由式(2) - (3) 整理得到活动梁的数学模型为:

$$\begin{cases} M\ddot{x}_o = F_z + G - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \\ \ddot{x}_{1p} = \ddot{x}_o + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 - \frac{l_y M_x}{J_x} + \frac{l_x M_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{2p} = \ddot{x}_o + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 + \frac{l_y M_x}{J_x} + \frac{l_x M_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{3p} = \ddot{x}_o + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 + \frac{l_y M_x}{J_x} - \frac{l_x M_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{4p} = \ddot{x}_o + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 - \frac{l_y M_x}{J_x} - \frac{l_x M_y}{J_y} \end{cases} \quad (4)$$

结合式(1)、(4) 即得到所述基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型。

3. 根据权利要求2所述的一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法,其特征在于,步骤2中,所述位移误差关系为:

所述液压机多缸调平系统的四个调平缸位移能直接反应活动梁偏转状态,将四个调平缸对角位移关系进行设计,消去式(4)中的活动梁中心位移 x_o ,使

$$\begin{cases} x_M = (x_{1p} - x_{3p}) + (x_{2p} - x_{4p}) \\ x_N = (x_{2p} - x_{4p}) - (x_{1p} - x_{3p}) \end{cases} \quad (5)$$

则活动梁的数学模型为:

$$\ddot{X} = AU + AM \quad (6)$$

$$\text{式中, } \ddot{X} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_M \\ \ddot{x}_N \end{bmatrix}; \quad M = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_y \\ M_x \end{bmatrix}; \quad A = \text{diag}[A_1, A_2] = \text{diag}\left[\frac{4l_x}{J_y + 4m_l l_x^2}, \frac{4l_y}{J_x + 4m_l l_y^2}\right];$$

$$U = \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (F_1 + F_2 - F_3 - F_4)l_x \\ (F_2 + F_3 - F_1 - F_4)l_y \end{bmatrix}。$$

4. 根据权利要求3所述的一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法, 其特征在于, 步骤2中, 所述模型参考自适应控制器为:

基于式(6)的活动梁的数学模型, 设计对位移偏差量 x_M 、 x_N 的控制, 其动态描述为:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_M &= A_1 U_1 + A_1 M_1 \\ \ddot{x}_N &= A_2 U_2 + A_2 M_2 \end{aligned} \quad (7)$$

设定位移偏差量 x_M 的期望值为 x_{Md} , 位移偏差量 x_N 的期望值为 x_{Nd} , 则其跟踪误差表示为 $e_1 = x_{Md} - x_M$, $e_2 = x_{Nd} - x_N$; 设定 x_M 、 x_N 的估计补偿项分别为 $\hat{M}_1$ 、 $\hat{M}_2$, 则定义其补偿项误差为 $\tilde{M}_1 = M_1 - \hat{M}_1$, $\tilde{M}_2 = M_2 - \hat{M}_2$; 将期望纠偏输出力矩 U_1 、 U_2 设计为:

$$\begin{aligned} U_1 &= -\hat{M}_1 + \frac{1}{A_1} [\ddot{x}_M + (k_{10} + k_{11})\dot{e}_1 + k_{10} \cdot k_{11} e_1] \\ U_2 &= -\hat{M}_2 + \frac{1}{A_2} [\ddot{x}_N + (k_{20} + k_{21})\dot{e}_2 + k_{20} k_{21} e_2] \end{aligned} \quad (8)$$

式中: k_{10} 、 k_{11} 和 k_{20} 、 k_{21} 均为一个大于零的常数;

联立式(7)和(8)得到一个按照指数形式进行收敛的闭环动态误差 $\ddot{e}_1 = \ddot{x}_{Md} - \ddot{x}_M$ 、 $\ddot{e}_2 = \ddot{x}_{Nd} - \ddot{x}_N$, 整理得:

$$\begin{aligned} \dot{E}_1 + k_{10} s_1 + A_1 \tilde{M}_1 &= 0 \\ \dot{E}_2 + k_{20} s_2 + A_2 \tilde{M}_2 &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

式中: E_1 、 E_2 为组合型的跟踪误差, $E_1 = \dot{e}_1 + k_{11} e_1$, $E_2 = \dot{e}_2 + k_{21} e_2$;

通过李雅普诺夫第二法对模型参考自适应的稳定性进行分析; 建立Lyapunov函数如下:

$$\begin{aligned} V(e_1) &= \frac{1}{2} (E_1^2 + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{M}_1^2) \\ V(e_2) &= \frac{1}{2} (E_2^2 + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{M}_2^2) \end{aligned} \quad (10)$$

取偏载的估计自适应律为:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{M}}_1 &= \text{proj} \hat{M}_1 (-\gamma_1 A_1 E_1) \\ \dot{\hat{M}}_2 &= \text{proj} \hat{M}_2 (-\gamma_2 A_2 E_2) \end{aligned} \quad (11)$$

由Barbalat引理可知, $V(e_1) > 0$, $\dot{V}(e_1) < 0$ 与 $V(e_2) > 0$, $\dot{V}(e_2) < 0$ 恒成立, 有 E_1 、 E_2 收敛至零, 同时位置误差 e_1 、 e_2 以及速度误差 $\dot{e}_1$ 、 $\dot{e}_2$ 也不断趋近于零, 实现稳定运动。

5. 根据权利要求4所述的一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法, 其特征在于, 双阀并联的具体连接方式为:

所述双阀并联中的一个为伺服比例阀, 另一个为流量补偿阀, 二者的进油皆为油源供油, 二者阀芯正向运动时出油口连接在一起流入调平缸无杆腔内, 二者阀芯反向运动时调平缸无杆腔的液压油流入油箱。

6. 根据权利要求5所述的一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法,

其特征在于,步骤3中,流量补偿阀的期望控制电压为:

考虑液压机多余力冲击的时变形与压制工艺流程的需求,设计综合考虑位移与速度的低次幂变补偿阀芯值,第j号调平缸的流量补偿阀的期望控制电压为:

$$u_{j2} = \frac{A_1 v}{K_a C_d w_1 \sqrt{\frac{2e_{j1}}{\rho}} \cdot x_d^{0.5}} \cdot x^{0.5} \quad (12)$$

式中: A_1 为调平缸无杆腔面积; v 为活动梁的压制速度; x 为活动梁与调平缸的初始接触位置与活动梁下行的最终位置的距离之差; K_a 为伺服比例阀的阀芯位移的放大系数; e_{j1} 为第j号调平缸无杆腔压力控制误差; x_d 为合模位置位移。

一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法

技术领域

[0001] 本发明属于液压控制系统领域,具体涉及一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法。

背景技术

[0002] 热塑性复合材料常采用拉挤、缠绕及模压等成型工艺,使用模压成型工艺的复合材料液压机应用最为广泛。复合材料液压机的活动梁在压制过程中极易发生偏斜,导致压制加载不均影响压制件的精度,因此常配有被动式四角调平系统抑制活动梁发生倾斜,从而提升制品品质。然而在压制行程中仍存在目前被动式四角调平系统无法解决的问题:一是加压下行过程中调平缸需要通过活动梁实现下行建压,因此二者速度处于不匹配状态,导致压力突变成多余力,其干扰压力输出从而无法实现预期压力,影响活动梁位置精度;另一方面是活动梁压制负载后产生的偏载力矩对调平系统而言是未知的扰动量,无法精准实现调平缸压力实时调配,从而影响活动梁位置精度。因此需要设计一种新的控制方法,能够解决多余力与未知偏载干扰的问题,实现高精度同步控制。参考专利CN210034034U构建了并联双阀结构电液伺服阀加载系统,缓解现有技术中舵机电液加载系统误差大的技术问题。又如参考专利CN112096696B泵控非对称液压位置系统自适应反演控制方法,设计了多个Lyapunov函数,减少了负载干扰的影响。

[0003] 上述控制方法虽然能够提升液压系统控制精度,但仍存在一些不足与局限性:

[0004] (1) 液压机通过活动梁加压下行过程中调平缸产生的强迫流量干扰压力输出从而无法实现预期压力,影响活动梁受力而降低位置精度。针对此问题直接采用双阀并联虽然能一定程度减少多余力冲击,但未考虑实际活动梁压制负载瞬间速度突变情况,忽略了位移与速度变化将导致阀口开度过大甚至调平失效,从而在液压机多缸调平系统中无法起到良好的改善作用;

[0005] (2) 液压机多缸调平系统在压制负载时将面临未知的偏载扰动,降低了多缸调平系统的稳定性从而影响活动梁压制精度。针对此问题,简单的泵控或阀控系统所设计的自适应策略虽然能对未知状态进行设计与观测,但液压机多缸调平系统作为过驱动系统,常规的自适应控制器难以适应四角调平系统存在的四输入二输出关系,造成控制解耦难度大,无法实现精准同步控制。

发明内容

[0006] 本发明的目的在于提供一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法,该方法可缓解液压机多余力冲击的干扰并对未知偏载进行估计,从而实现高精度同步控制。

[0007] 为了实现上述目的,本发明采用的技术方案是:一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法,包括以下步骤:

[0008] 步骤1:建立基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型;

[0009] 步骤2:基于所建立的液压机多缸调平系统的动力学模型,将四个调平缸对角位移设计为对角调平缸位移误差之和与对角调平缸位移误差之差的位移误差关系,将位移误差关系输入到模型参考自适应控制器中,通过模型参考自适应控制器不断更新控制参数,实现对偏载的估计与纠偏力矩的输出;

[0010] 步骤3:根据纠偏力矩的输出获得四个调平缸的期望控制电压,将期望控制电压输入至伺服比例阀,此外通过位移与速度变化关系得到双阀并联中流量补偿阀的期望控制电压,通过双阀并联共同控制调平缸,实现四个调平缸鲁棒调平控制。

[0011] 进一步地,步骤1中,所述基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型的具体实现方法如下:

[0012] 所述液压机多缸调平系统主要由活动梁和四个调平缸、伺服比例阀及流量补偿阀组成,通过四个调平缸作用实现活动梁的被动式调平:恒压油源流经减压阀到达调平缸有杆腔,使得调平缸有杆腔压力为恒值,调平缸无杆腔由伺服比例阀与流量补偿阀并联控制压力,从而使得调平缸两腔具有压力差,实现调平力的输出;

[0013] 针对所述液压机多缸调平系统,作出如下假设:

[0014] (1) 系统进油压力 p_s 即是泵源压力,默认为恒定压力,回油压力为零;

[0015] (2) 忽略液压油在液压管路中的压力沿程损失以及液压油温变化对油液粘度的影响;

[0016] (3) 伺服比例阀与流量补偿阀之间的阀口流量系数相同,且控制电压与阀芯位移看作比例关系;

[0017] (4) 伺服比例阀与流量补偿阀都是理想的零开口四边滑阀,节流口之间均视为匹配对称;

[0018] 因此,由小孔节流流量方程得到单个调平缸的数学模型为:

$$[0019] \begin{cases} \dot{p}_{j1} = \frac{\beta_e}{V_0 + A_1 x_{jp}} (q_j - A_1 \dot{x}_{jp} - C_{tp} p_{j1}) \\ q_j = C_d w_1 x_{jv1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{(1 + \text{sgn}(x_{jv1})) p_s}{2} - \text{sgn}(x_{jv1}) p_{j1} \right|} + C_d w_2 x_{jv2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{(1 + \text{sgn}(x_{jv2})) p_s}{2} - \text{sgn}(x_{jv2}) p_{j2} \right|} \\ F_L = A_1 p_{j1} - A_2 p_{j2} - m_r \ddot{x}_{jp} - B \dot{x}_{jp} - K x_{jp} \end{cases} \quad (1)$$

[0020] 式中, p_{j1} 、 p_{j2} 分别为j号调平缸无杆腔、调平缸有杆腔的压力值; β_e 为调平缸有效体积弹性模量; V_0 为调平缸无杆腔的初始容积; A_1 为调平缸无杆腔的面积; A_2 为调平缸有杆腔的面积; x_{jp} 为j号调平缸活塞的位移值; q_j 为流入j号调平缸无杆腔的总流量; C_{tp} 为液压缸总泄漏系数; C_d 为流量系数; w_1 、 w_2 分别为伺服比例阀、流量补偿阀的面积梯度; x_{jv1} 、 x_{jv2} 分别为伺服比例阀、流量补偿阀的阀芯位移; m_r 为活塞及相应负载折算的总质量; F_L 为作用在活塞杆上的外负载力,与调平缸对活动梁作用力相等; B 为粘性阻尼系数; K 为弹簧刚度;

[0021] 将所述活动梁视为均匀刚体,以平行于活动梁长的方向为x轴,平行于活动梁宽的方向为y轴,垂直于活动梁平面的方向为z轴,活动梁的几何中心为原点建立直角坐标系,考虑活动梁绕x、y轴方向的旋转运动以及沿z轴方向的上下移动,根据动力学方程与活动梁的几何关系,得到活动梁的动力学方程:

$$[0022] \quad \begin{cases} M\ddot{x}_o = F_z + G - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \\ J_x\ddot{\theta}_x = (F_2 + F_3 - F_1 - F_4)l_y + M_x \\ J_y\ddot{\theta}_y = (F_1 + F_2 - F_3 - F_4)l_x + M_y \end{cases} \quad (2)$$

[0023] 式中, l_x 、 l_y 分别为调平缸到活动梁的x、y轴的距离; M 为活动梁总质量; x_o 为活动梁中心沿z轴位移; F_z 为液压机的主缸对活动梁的压力; G 为活动梁总重力; $F_1 \sim F_4$ 为四缸对活动梁的压力; J_x 、 J_y 分别为活动梁绕x、y轴旋转的转动惯量; θ_x 、 θ_y 分别为活动梁绕x、y轴的转角; M_x 、 M_y 分别为活动梁绕x、y轴的偏载力矩;

[0024] 四个调平缸与活动梁紧密接触, 故其位移 (x_{1p} , x_{2p} , x_{3p} , x_{4p}) 等于活动梁各角在Z方向的位移, 且活动梁偏转位移量相对于其尺寸极小, 偏转角 θ_x 和 θ_y 很小, 故将 $\sin\theta$ 处理为 θ , 得到:

$$[0025] \quad \begin{cases} x_{1p} = x_o - l_y\theta_x + l_x\theta_y \\ x_{2p} = x_o + l_y\theta_x + l_x\theta_y \\ x_{3p} = x_o + l_y\theta_x - l_x\theta_y \\ x_{4p} = x_o - l_y\theta_x - l_x\theta_y \end{cases} \quad (3)$$

[0026] 由式 (2) - (3) 整理得到活动梁的数学模型为:

$$[0027] \quad \begin{cases} M\ddot{x}_o = F_z + G - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \\ \ddot{x}_{1p} = \ddot{x}_o + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 - \frac{l_yM_x}{J_x} + \frac{l_xM_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{2p} = \ddot{x}_o + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 + \frac{l_yM_x}{J_x} + \frac{l_xM_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{3p} = \ddot{x}_o + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 + \frac{l_yM_x}{J_x} - \frac{l_xM_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{4p} = \ddot{x}_o + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 - \frac{l_yM_x}{J_x} - \frac{l_xM_y}{J_y} \end{cases} \quad (4)$$

[0028] 结合式 (1)、(4) 即得到所述基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型。

[0029] 进一步地, 步骤2中, 所述位移误差关系为:

[0030] 所述液压机多缸调平系统的四个调平缸位移能直接反应活动梁偏转状态, 将四个调平缸对角位移关系进行设计, 消去式 (4) 中的活动梁中心位移 x_o , 使

$$[0031] \quad \begin{cases} x_M = (x_{1p} - x_{3p}) + (x_{2p} - x_{4p}) \\ x_N = (x_{2p} - x_{4p}) - (x_{1p} - x_{3p}) \end{cases} \quad (5)$$

[0032] 则活动梁的数学模型为:

$$[0033] \quad \dot{X} = AU + AM \quad (6)$$

$$[0034] \quad \text{式中, } \ddot{X} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_M \\ \ddot{x}_N \end{bmatrix}; \quad M = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_y \\ M_x \end{bmatrix}; \quad A = \text{diag}[A_1, A_2] = \text{diag}\left[\frac{4l_x}{J_y + 4m_l l_x^2}, \frac{4l_y}{J_x + 4m_l l_y^2}\right];$$

$$U = \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (F_1 + F_2 - F_3 - F_4)l_x \\ (F_2 + F_3 - F_1 - F_4)l_y \end{bmatrix}.$$

[0035] 进一步地,步骤2中,所述模型参考自适应控制器为:

[0036] 基于式(6)的活动梁的数学模型,设计对位移偏差量 x_M 、 x_N 的控制,其动态描述为:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_M &= A_1 U_1 + A_1 M_1 \\ \ddot{x}_N &= A_2 U_2 + A_2 M_2 \end{aligned} \quad (7)$$

[0038] 设定位移偏差量 x_M 的期望值为 x_{Md} ,位移偏差量 x_N 的期望值为 x_{Nd} ,则其跟踪误差表示为 $e_1 = x_{Md} - x_M$, $e_2 = x_{Nd} - x_N$;设定 x_M 、 x_N 的估计补偿项分别为 $\hat{M}_1$ 、 $\hat{M}_2$,则定义其补偿项误差为 $\tilde{M}_1 = M_1 - \hat{M}_1$, $\tilde{M}_2 = M_2 - \hat{M}_2$;将期望纠偏输出力矩 U_1 、 U_2 设计为:

$$\begin{aligned} U_1 &= -\hat{M}_1 + \frac{1}{A_1} [\ddot{x}_M + (k_{10} + k_{11})\dot{e}_1 + k_{10} \cdot k_{11} e_1] \\ U_2 &= -\hat{M}_2 + \frac{1}{A_2} [\ddot{x}_N + (k_{20} + k_{21})\dot{e}_2 + k_{20} k_{21} e_2] \end{aligned} \quad (8)$$

[0040] 式中: k_{10} 、 k_{11} 和 k_{20} 、 k_{21} 均为一个大于零的常数;

[0041] 联立式(7)和(8)得到一个按照指数形式进行收敛的闭环动态误差 $\ddot{e}_1 = \ddot{x}_{Md} - \ddot{x}_M$ 、 $\ddot{e}_2 = \ddot{x}_{Nd} - \ddot{x}_N$,整理得:

$$\begin{aligned} \dot{E}_1 + k_{10} s_1 + A_1 \tilde{M}_1 &= 0 \\ \dot{E}_2 + k_{20} s_2 + A_2 \tilde{M}_2 &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

[0043] 式中: E_1 、 E_2 为组合型的跟踪误差, $E_1 = \dot{e}_1 + k_{11} e_1$, $E_2 = \dot{e}_2 + k_{21} e_2$;

[0044] 通过李雅普诺夫第二法对模型参考自适应的稳定性进行分析;建立Lyapunov函数如下:

$$\begin{aligned} V(e_1) &= \frac{1}{2} (E_1^2 + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{M}_1^2) \\ V(e_2) &= \frac{1}{2} (E_2^2 + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{M}_2^2) \end{aligned} \quad (10)$$

[0046] 取偏载的估计自适应律为:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{M}}_1 &= \text{proj} \hat{M}_1 (-\gamma_1 A_1 E_1) \\ \dot{\hat{M}}_2 &= \text{proj} \hat{M}_2 (-\gamma_2 A_2 E_2) \end{aligned} \quad (11)$$

[0048] 由Barbalat引理可知, $V(e_1) > 0$, $\dot{V}(e_1) < 0$ 与 $V(e_2) > 0$, $\dot{V}(e_2) < 0$ 恒成立,有 E_1 、 E_2 收敛至零,同时位置误差 e_1 、 e_2 以及速度误差 $\dot{e}_1$ 、 $\dot{e}_2$ 也不断趋近于零,实现稳定运动。

[0049] 进一步地,双阀并联的具体连接方式为:

[0050] 所述双阀并联中的一个压力控制阀为伺服比例阀,另一个流量补偿阀为小通径的比例阀,二者的进油皆为油源供油,二者阀芯正向运动时出油口连接在一起流入调平缸无杆腔内,二者阀芯反向运动时调平缸无杆腔的液压油流入油箱。

[0051] 进一步地,步骤3中,流量补偿阀的期望控制电压为:

[0052] 考虑液压机多余力冲击的时变形与压制工艺流程的需求,设计综合考虑位移与速度的低次幂变补偿阀芯值,第j号调平缸的流量补偿阀的期望控制电压为:

$$u_{j2} = \frac{A_1 v}{K_a C_d w_1 \sqrt{\frac{2e_{j1}}{\rho} \cdot x_d^{0.5}}} \cdot x^{0.5} \quad (12)$$

[0054] 式中： A_1 为调平缸无杆腔面积； v 为活动梁的压制速度； x 为活动梁与调平缸的初始接触位置与活动梁下行的最终位置的距离之差； K_a 为伺服比例阀的阀芯位移的放大系数； e_{j1} 为第 j 号调平缸无杆腔压力控制误差； x_d 为合模位置位移。

[0055] 与现有技术相比，本发明具有以下有益效果：本发明针对液压机多缸调平系统，提出了一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法，能够在具有多余力冲击与未知偏载干扰的情况下实现高精度调平；其显著优点包括：

[0056] (1) 针对四角调平系统大流量工况下多余力问题设计了综合考虑位移与速度的低次幂变阀芯的双阀并联方案，缓解了液压机压制过程存在的多余力冲击问题，有助于实现更精准的压力调配，提升了液压机压制全过程的控制精度；

[0057] (2) 针对液压机压制负载存在未知偏载问题，设计模型参考自适应控制器，将四个调平缸位移关系转换为位移误差关系，模型参考自适应将位移误差作为控制目标，实现了对偏载的估计下的高精度四缸同步控制，为偏载干扰工况的高精度复合材料压制提供了一种新方法。

附图说明

[0058] 图1是本发明实施例的方法实现流程图；

[0059] 图2是本发明实施例中基于双阀并联的液压机多缸调平系统的受力情况图；

[0060] 图3是本发明实施例中基于双阀并联的液压机多缸调平系统的实现原理图。

[0061] 图中：1、油箱，2、油泵，3、伺服比例阀，4、流量补偿阀，5、减压阀，6、无杆腔压力传感器，7、有杆腔压力传感器，8、调平缸，9、活动梁。

具体实施方式

[0062] 下面结合附图及实施例对本发明做进一步说明。

[0063] 应该指出，以下详细说明都是示例性的，旨在对本申请提供进一步的说明。除非另有指明，本文使用的所有技术和科学术语具有与本申请所属技术领域的普通技术人员通常理解的含义。

[0064] 需要注意的是，这里所使用的术语仅是为了描述具体实施方式，而非意图限制根据本申请的示例性实施方式。如在这里所使用的，除非上下文另外明确指出，否则单数形式也意图包括复数形式，此外，还应当理解的是，当在本说明书中使用术语“包含”和/或“包括”时，其指明存在特征、步骤、操作、器件、组件和/或它们的组合。

[0065] 如图1所示，本实施例提供了一种基于双阀并联的液压机多缸调平系统自适应控制方法，包括以下步骤：

[0066] 步骤1：建立基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型。

[0067] 步骤2：基于所建立的液压机多缸调平系统的动力学模型，将四个调平缸对角位移设计为对角调平缸位移误差之和与对角调平缸位移误差之差的位移误差关系，将位移误差关系输入到模型参考自适应控制器中，通过模型参考自适应控制器不断更新控制参数，实现对偏载的估计与纠偏力矩的输出。

[0068] 步骤3：根据纠偏力矩的输出获得四个调平缸的期望控制电压，将期望控制电压输入至伺服比例阀，此外通过位移与速度变化关系得到双阀并联中流量补偿阀的期望控制电

压,通过双阀并联共同控制调平缸,实现四个调平缸鲁棒调平控制。

[0069] 下面对本方法涉及到的相关内容作进一步详细阐述。

[0070] 图2、图3分别是本实施例中基于双阀并联的液压机多缸调平系统的受力图与液压原理图。所述液压机多缸调平系统主要由活动梁9和四个调平缸8、四个伺服比例阀3及四个流量补偿阀4组成,通过四个调平缸8作用实现活动梁9的被动式调平:恒压油源(油泵2从油箱1中抽出)通过液压管路流经减压阀5到达调平缸有杆腔(液压管路上安装有有杆腔压力传感器7),使得调平缸有杆腔压力为恒值,调平缸无杆腔由伺服比例阀3与流量补偿阀4并联控制压力(伺服比例阀3与流量补偿阀4并联后连接调平缸无杆腔的液压管路上安装有无杆腔压力传感器6),从而使得调平缸两腔具有压力差,实现调平力的输出。

[0071] 针对所述液压机多缸调平系统,忽略影响较小的因素,作出如下假设:

[0072] (1) 系统进油压力 p_s 即是泵源压力,默认为恒定压力,回油压力为零;

[0073] (2) 忽略液压油在液压管路中的压力沿程损失以及液压油温变化对油液粘度的影响;

[0074] (3) 伺服比例阀与流量补偿阀之间的阀口流量系数相同,且控制电压与阀芯位移看作比例关系;

[0075] (4) 伺服比例阀与流量补偿阀都是理想的零开口四边滑阀,节流口之间均视为匹配对称。

[0076] 因此,由小孔节流流量方程得到单个调平缸的数学模型为:

$$[0077] \begin{cases} \dot{p}_{j1} = \frac{\beta_e}{V_0 + A_1 x_{jp}} (q_j - A_1 \dot{x}_{jp} - C_{tp} p_{j1}) \\ q_j = C_d w_1 x_{jv1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{(1 + \text{sgn}(x_{jv1})) p_s}{2} - \text{sgn}(x_{jv1}) p_{j1} \right|} + C_d w_2 x_{jv2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left| \frac{(1 + \text{sgn}(x_{jv2})) p_s}{2} - \text{sgn}(x_{jv2}) p_{j2} \right|} \\ F_L = A_1 p_{j1} - A_2 p_{j2} - m_t \ddot{x}_{jp} - B \dot{x}_{jp} - K x_{jp} \end{cases} \quad (1)$$

[0078] 式中, p_{j1} 、 p_{j2} 分别为j号调平缸无杆腔、调平缸有杆腔的压力值; β_e 为调平缸有效体积弹性模量; V_0 为调平缸无杆腔的初始容积; A_1 为调平缸无杆腔的面积; A_2 为调平缸有杆腔的面积; x_{jp} 为j号调平缸活塞的位移值; q_j 为流入j号调平缸无杆腔的总流量; C_{tp} 为液压缸总泄漏系数; C_d 为流量系数; w_1 、 w_2 分别为伺服比例阀、流量补偿阀的面积梯度; x_{jv1} 、 x_{jv2} 分别为伺服比例阀、流量补偿阀的阀芯位移; m_t 为活塞及相应负载折算的总质量; F_L 为作用在活塞杆上的外负载力,与调平缸对活动梁作用力相等; B 为粘性阻尼系数; K 为弹簧刚度。

[0079] 所述活动梁具有大平面、高刚度与小变形特点,故将其视为均匀刚体,以平行于活动梁长的方向为x轴,平行于活动梁宽的方向为y轴,垂直于活动梁平面的方向为z轴,活动梁的几何中心为原点建立直角坐标系,考虑活动梁绕x、y轴方向的旋转运动以及沿z轴方向的上下移动,根据动力学方程与活动梁的几何关系,得到活动梁的动力学方程:

$$[0080] \begin{cases} M \ddot{x}_o = F_z + G - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \\ J_x \ddot{\theta}_x = (F_2 + F_3 - F_1 - F_4) l_y + M_x \\ J_y \ddot{\theta}_y = (F_1 + F_2 - F_3 - F_4) l_x + M_y \end{cases} \quad (2)$$

[0081] 式中, l_x 、 l_y 分别为调平缸到活动梁的x、y轴的距离; M 为活动梁总质量; x_o 为活动梁

中心沿z轴位移; F_z 为液压机的主缸对活动梁的压力; G 为活动梁总重力; $F_1 \sim F_4$ 为四缸对活动梁的压力; J_x, J_y 分别为活动梁绕x、y轴旋转的转动惯量; θ_x, θ_y 分别为活动梁绕x、y轴的转角; M_x, M_y 分别为活动梁绕x、y轴的偏载力矩。

[0082] 四个调平缸与活动梁紧密接触,故其位移($x_{1p}, x_{2p}, x_{3p}, x_{4p}$)等于活动梁各角在Z方向的位移,且活动梁偏转位移量相对于其尺寸极小,偏转角 θ_x 和 θ_y 很小,故将 $\sin\theta$ 处理为 θ ,得到:

$$[0083] \quad \begin{cases} x_{1p} = x_o - l_y \theta_x + l_x \theta_y \\ x_{2p} = x_o + l_y \theta_x + l_x \theta_y \\ x_{3p} = x_o + l_y \theta_x - l_x \theta_y \\ x_{4p} = x_o - l_y \theta_x - l_x \theta_y \end{cases} \quad (3)$$

[0084] 由式(2) - (3) 整理得到活动梁的数学模型为:

$$[0085] \quad \begin{cases} M\ddot{x}_o = F_z + G - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \\ \ddot{x}_{1p} = \ddot{x}_o + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 - \frac{l_y M_x}{J_x} + \frac{l_x M_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{2p} = \ddot{x}_o + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 + \frac{l_y M_x}{J_x} + \frac{l_x M_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{3p} = \ddot{x}_o + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 + \frac{l_y M_x}{J_x} - \frac{l_x M_y}{J_y} \\ \ddot{x}_{4p} = \ddot{x}_o + \left(\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_1 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} - \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_2 + \left(-\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_3 + \left(\frac{l_y^2}{J_x} + \frac{l_x^2}{J_y}\right)F_4 - \frac{l_y M_x}{J_x} - \frac{l_x M_y}{J_y} \end{cases} \quad (4)$$

[0086] 结合式(1)、(4)即得到所述基于双阀并联的液压机多缸调平系统的动力学模型。

[0087] 在步骤2中,调平系统有 $\ddot{x}_{1p}, \ddot{x}_{2p}, \ddot{x}_{3p}, \ddot{x}_{4p}$ 四个输入,然而活动梁在实际中为仅有 θ_x 与 θ_y 两个旋转自由度的平面,是输入大于实际自由度的过驱动系统,实现精准控制的难度大,因此设计四个调平对角位移误差关系。

[0088] 所述液压机多缸调平系统的四个调平缸位移能直接反应活动梁偏转状态,将四个调平缸对角位移关系进行设计,消去式(4)中的活动梁中心位移 x_o ,使

$$[0089] \quad \begin{cases} x_M = (x_{1p} - x_{3p}) + (x_{2p} - x_{4p}) \\ x_N = (x_{2p} - x_{4p}) - (x_{1p} - x_{3p}) \end{cases} \quad (5)$$

[0090] 则活动梁的数学模型为:

$$[0091] \quad \ddot{X} = AU + AM \quad (6)$$

$$[0092] \quad \text{式中, } \ddot{X} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_M \\ \ddot{x}_N \end{bmatrix}; \quad M = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_y \\ M_x \end{bmatrix}; \quad A = \text{diag}[A_1, A_2] = \text{diag}\left[\frac{4l_x}{J_y + 4m_t l_x^2}, \frac{4l_y}{J_x + 4m_t l_y^2}\right];$$

$$U = \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (F_1 + F_2 - F_3 - F_4)l_x \\ (F_2 + F_3 - F_1 - F_4)l_y \end{bmatrix}.$$

[0093] 步骤2中,基于Lypunov函数设计模型参考自适应控制器,完成对偏载的估计与输出纠偏力矩。

[0094] 基于式(6)的活动梁的数学模型,设计对位移偏差量 x_M, x_N 的控制,其动态描述为:

[0095]
$$\begin{aligned}\ddot{x}_M &= A_1 U_1 + A_1 \tilde{M}_1 \\ \dot{x}_N &= A_2 U_2 + A_2 \tilde{M}_2\end{aligned}\quad (7)$$

[0096] 设定位移偏差量 x_M 的期望值为 x_{Md} ,位移偏差量 x_N 的期望值为 x_{Nd} ,则其跟踪误差表示为 $e_1 = x_{Md} - x_M$, $e_2 = x_{Nd} - x_N$;设定 x_M 、 x_N 的估计补偿项分别为 $\hat{M}_1$ 、 $\hat{M}_2$,则定义其补偿项误差为 $\tilde{M}_1 = M_1 - \hat{M}_1$, $\tilde{M}_2 = M_2 - \hat{M}_2$;将期望纠偏输出力矩 U_1 、 U_2 设计为:

[0097]
$$\begin{aligned}U_1 &= -\hat{M}_1 + \frac{1}{A_1} [\ddot{x}_M + (k_{10} + k_{11})\dot{e}_1 + k_{10} \cdot k_{11} e_1] \\ U_2 &= -\hat{M}_2 + \frac{1}{A_2} [\ddot{x}_N + (k_{20} + k_{21})\dot{e}_2 + k_{20} k_{21} e_2]\end{aligned}\quad (8)$$

[0098] 式中: k_{10} 、 k_{11} 和 k_{20} 、 k_{21} 均为一个大于零的常数。

[0099] 联立式(7)和(8)得到一个按照指数形式进行收敛的闭环动态误差 $\ddot{e}_1 = \ddot{x}_{Md} - \ddot{x}_M$ 、 $\ddot{e}_2 = \ddot{x}_{Nd} - \ddot{x}_N$,整理得:

[0100]
$$\begin{aligned}\dot{E}_1 + k_{10} s_1 + A_1 \tilde{M}_1 &= 0 \\ \dot{E}_2 + k_{20} s_2 + A_2 \tilde{M}_2 &= 0\end{aligned}\quad (9)$$

[0101] 式中: E_1 、 E_2 为组合型的跟踪误差, $E_1 = \dot{e}_1 + k_{11} e_1$, $E_2 = \dot{e}_2 + k_{21} e_2$ 。

[0102] 通过李雅普诺夫第二法对模型参考自适应的稳定性进行分析。建立Lyapunov函数如下:

[0103]
$$\begin{aligned}V(e_1) &= \frac{1}{2} (E_1^2 + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{M}_1^2) \\ V(e_2) &= \frac{1}{2} (E_2^2 + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{M}_2^2)\end{aligned}\quad (10)$$

[0104] 对上式进行具体证明:

[0105] 对式(10)求导得:

[0106]
$$\begin{aligned}\dot{V}(e_1) &= E_1 \cdot \dot{E}_1 + \frac{1}{\gamma_1} \cdot \tilde{M}_1 \cdot \dot{\tilde{M}}_1 \\ \dot{V}(e_2) &= E_2 \cdot \dot{E}_2 + \frac{1}{\gamma_2} \cdot \tilde{M}_2 \cdot \dot{\tilde{M}}_2\end{aligned}$$

[0107] 将式(9)代入到上式中,在调平系统压制负载的过程中,可将沿y轴方向上的未知偏载力矩的变化量近似成0处理,所以此处定义 $\dot{M}_1 = 0$ 的前提下,可将上式化简为:

$$\begin{aligned}
\dot{V}(e_1) &= -k_{10}E_1^2 - (A_1 \cdot E_1 + \frac{1}{\gamma_1} \cdot \dot{\hat{M}}_1) \\
&= E_1(-k_{10}E_1 - A_1\tilde{M}_1) - \frac{1}{\gamma_1} \cdot \tilde{M}_1 \cdot (\dot{M}_1 - \dot{\hat{M}}_1) \\
&= E_1(-k_{10}E_1 - A_1\tilde{M}_1) + \frac{1}{\gamma_1} \cdot \tilde{M}_1 \cdot \dot{\hat{M}}_1 \\
&= -k_{10}E_1^2 - \tilde{M}_1(A_1 \cdot E_1 + \frac{1}{\gamma_1} \cdot \dot{\hat{M}}_1) \\
[0108] \quad \dot{V}(e_2) &= -k_{20}E_2^2 - (A_2 \cdot E_2 + \frac{1}{\gamma_2} \cdot \dot{\hat{M}}_2) \\
&= E_2(-k_{20}E_2 - A_2\tilde{M}_2) - \frac{1}{\gamma_2} \cdot \tilde{M}_2 \cdot (\dot{M}_2 - \dot{\hat{M}}_2) \\
&= E_2(-k_{20}E_2 - A_2\tilde{M}_2) + \frac{1}{\gamma_2} \cdot \tilde{M}_2 \cdot \dot{\hat{M}}_2 \\
&= -k_{20}E_2^2 - \tilde{M}_2(A_2 \cdot E_2 + \frac{1}{\gamma_2} \cdot \dot{\hat{M}}_2)
\end{aligned}$$

[0109] 取偏载的估计自适应律为:

$$\begin{aligned}
\dot{\hat{M}}_1 &= \text{proj} \hat{M}_1(-\gamma_1 A_1 E_1) \\
[0110] \quad \dot{\hat{M}}_2 &= \text{proj} \hat{M}_2(-\gamma_2 A_2 E_2)
\end{aligned} \quad (11)$$

[0111] 由Barbalat引理可知, $V(e_1) > 0$, $\dot{V}(e_1) < 0$ 与 $V(e_2) > 0$, $\dot{V}(e_2) < 0$ 恒成立, 有 E_1 、 E_2 收敛至零, 同时位置误差 e_1 、 e_2 以及速度误差 $\dot{e}_1$ 、 $\dot{e}_2$ 也不断趋近于零, 实现稳定运动。

[0112] 步骤2中, 双阀并联的具体连接方式为:

[0113] 所述双阀并联中的一个压力控制阀为伺服比例阀, 另一个流量补偿阀为小通径的比例阀, 其并联的具体方式是: 二者的进油皆为油源供油, 二者阀芯正向运动时出油口连接在一起流入调平缸无杆腔内, 二者阀芯反向运动时调平缸无杆腔的液压油流入油箱。

[0114] 步骤3中, 流量补偿阀的期望控制电压为:

[0115] 考虑液压机多余力冲击的时变形与压制工艺流程的需求, 设计综合考虑位移与速度的低次幂变补偿阀芯值, 第j号调平缸的流量补偿阀的期望控制电压为:

$$[0116] \quad u_{j2} = \frac{A_1 v}{K_a C_d w_1 \sqrt{\frac{2e_{j1}}{\rho}} \cdot x_d^{0.5}} \cdot x^{0.5} \quad (12)$$

[0117] 式中: A_1 为调平缸无杆腔面积; v 为活动梁的压制速度; x 为活动梁与调平缸的初始接触位置与活动梁下行的最终位置的距离之差; 活动梁下行的最终位置, 即为液压机的合模位置, 也即调平缸调平的最终位置; K_a 为伺服比例阀的阀芯位移的放大系数; e_{j1} 为第j号调平缸无杆腔压力控制误差; x_d 为合模位置位移。

[0118] 本领域内的技术人员应明白, 本申请的实施例可提供为方法、系统、或计算机程序产品。因此, 本申请可采用完全硬件实施例、完全软件实施例、或结合软件和硬件方面的实施例的形式。而且, 本申请可采用在一个或多个其中包含有计算机可用程序代码的计算机可用存储介质 (包括但不限于磁盘存储器、CD-ROM、光学存储器等) 上实施的计算机程序产品的形式。

[0119] 本申请是参照根据本申请实施例的方法、设备(系统)、和计算机程序产品的流程图和/或方框图来描述的。应理解可由计算机程序指令实现流程图和/或方框图中的每一流程和/或方框、以及流程图和/或方框图中的流程和/或方框的结合。可提供这些计算机程序指令到通用计算机、专用计算机、嵌入式处理机或其他可编程数据处理设备的处理器以产生一个机器,使得通过计算机或其他可编程数据处理设备的处理器执行的指令产生用于实现在流程图一个流程或多个流程和/或方框图一个方框或多个方框中指定的功能的装置。

[0120] 这些计算机程序指令也可存储在能引导计算机或其他可编程数据处理设备以特定方式工作的计算机可读存储器中,使得存储在该计算机可读存储器中的指令产生包括指令装置的制造品,该指令装置实现在流程图一个流程或多个流程和/或方框图一个方框或多个方框中指定的功能。

[0121] 这些计算机程序指令也可装载到计算机或其他可编程数据处理设备上,使得在计算机或其他可编程设备上执行一系列操作步骤以产生计算机实现的处理,从而在计算机或其他可编程设备上执行的指令提供用于实现在流程图一个流程或多个流程和/或方框图一个方框或多个方框中指定的功能的步骤。

[0122] 以上所述,仅是本发明的较佳实施例而已,并非是对本发明作其他形式的限制,任何熟悉本专业的技术人员可能利用上述揭示的技术内容加以变更或改型为等同变化的等效实施例。但是凡是未脱离本发明技术方案内容,依据本发明的技术实质对以上实施例所作的任何简单修改、等同变化与改型,仍属于本发明技术方案的保护范围。

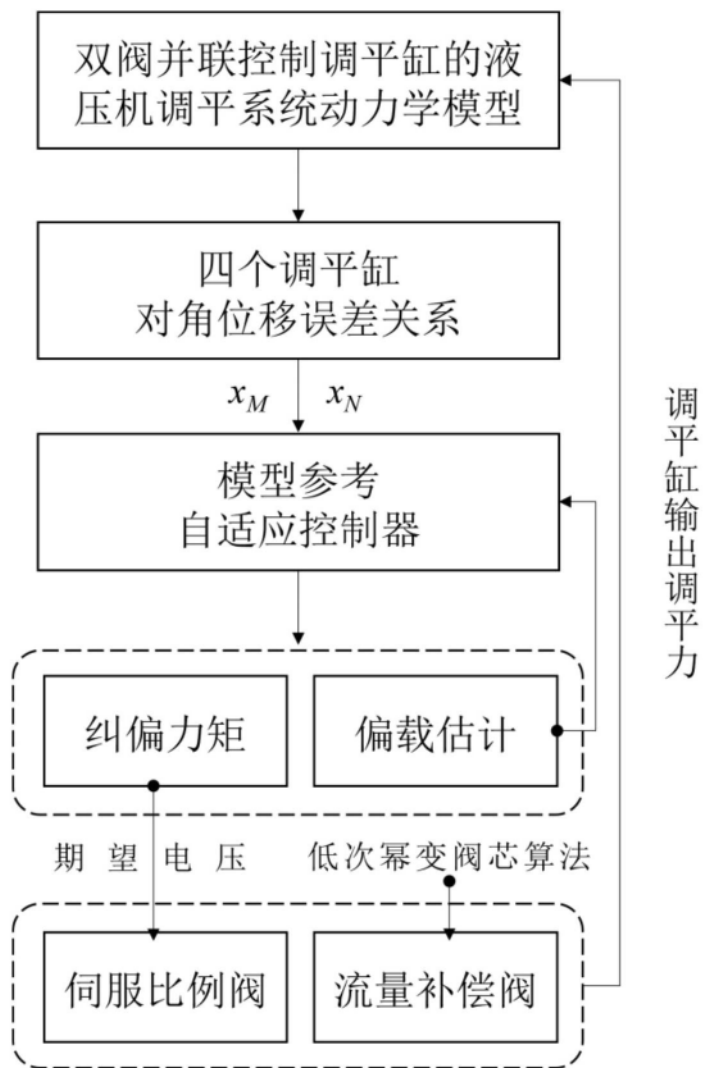


图1

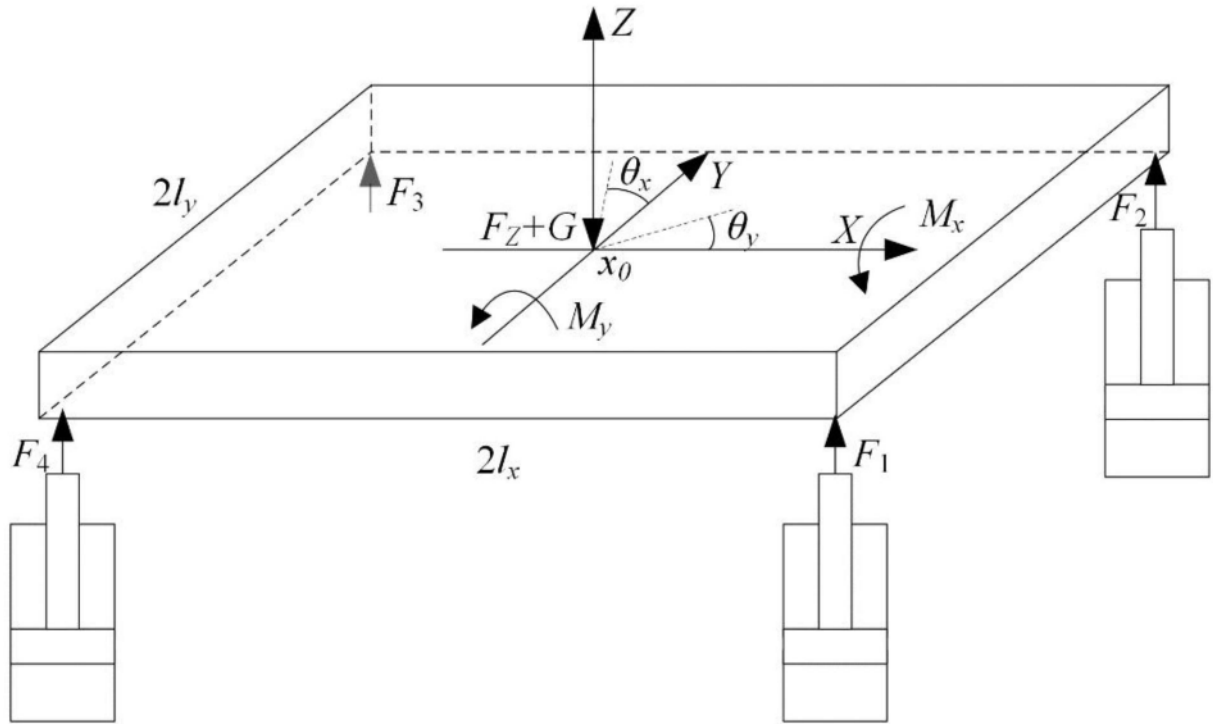


图2

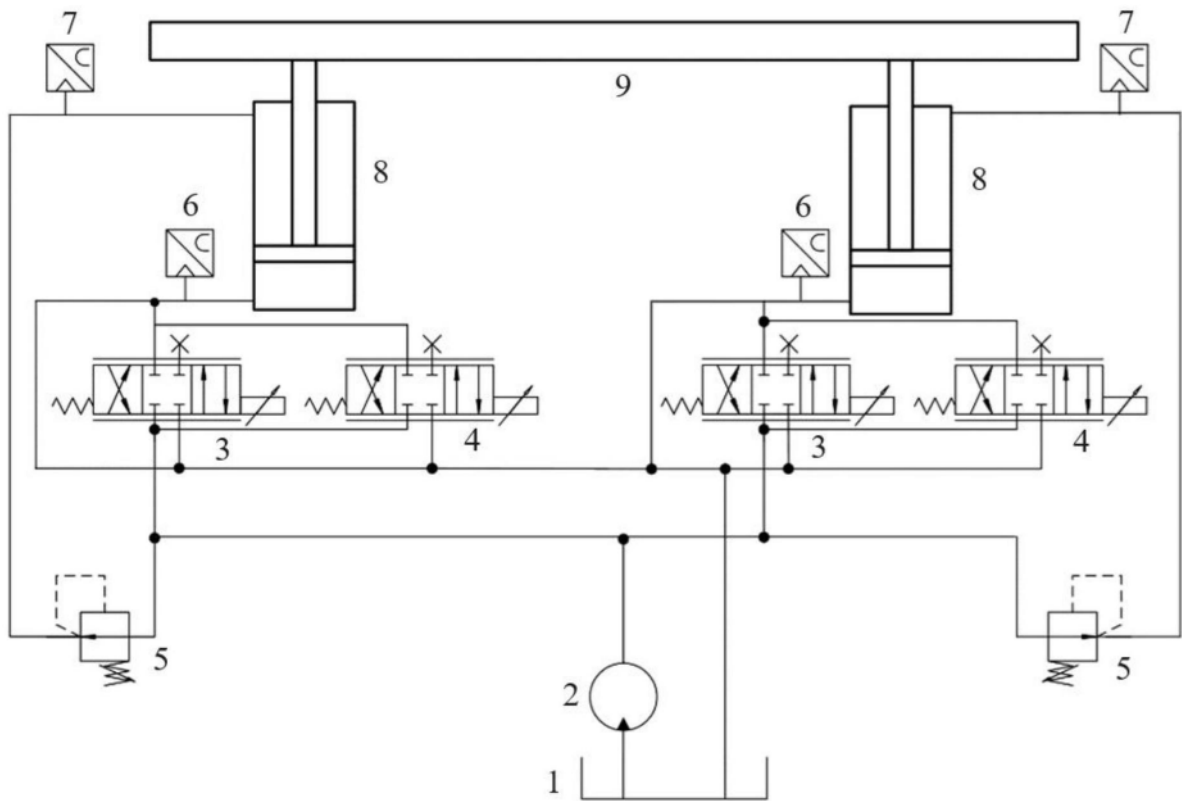


图3