

面向混联液压机械臂的高精度运动控制方法

李林安¹, 程敏¹, 丁孺琦², 马金辉³

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 400044, 重庆; 2. 华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室, 330013, 南昌; 3. 江苏八达重工机械股份有限公司, 221400, 江苏徐州)

摘要: 针对串并混联液压臂中因结构耦合和系统非线性导致其末端位置控制精度差的问题, 基于虚拟分解建模方法和液压系统控制理论, 提出了一种混联液压臂的高精度运动控制方法。该方法通过对系统进行精确建模, 消除了传统液压臂控制方法由于忽略结构耦合和系统非线性而引入的误差, 从而提高了运动控制精度。首先, 将混联液压臂复杂的串并联驱动结构分为摆动缸驱动的开链结构、活塞缸驱动的闭链结构和活塞缸驱动的并联结构3类, 并根据3类结构的特征将机械臂进一步虚拟分割成简单的子系统; 然后, 根据刚体动力学方程和流量连续方程分别建立了各子系统的动力学模型和液压执行器驱动模型, 通过引入基于模型的前馈控制量和实时位置误差的反馈控制量设计了面向混联液压机械臂的高精度运动控制器。在七自由度混联液压机械臂试验平台上对该方法的有效性进行验证, 结果表明: 与传统PID控制器相比, 采用该方法后液压臂末端在 x 和 z 方向的误差分别从59.63 mm和19.6 mm降低至11.17 mm和6.48 mm, 仅为PID控制器的18.73%和33.06%, 有效提高了混联液压机械臂的运动控制精度。

关键词: 液压机械臂; 串并混联; 运动控制; 虚拟分解; 动力学模型

中图分类号: TP242 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202306011 **文章编号:** 0253-987X(2023)06-0095-10

High Precision Motion Control Method for Hybrid Hydraulic Manipulator

LI Lin'an¹, CHENG Min¹, DING Ruqi², MA Jinhui³

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. Key Laboratory of Conveyance and Equipment of the Ministry of Education, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China; 3. Jiangsu Bada Heavy Industry Machinery Co., Ltd., Xuzhou, Jiangsu 221400, China)

Abstract: To address the problem of low position control accuracy of the end-effector in a series-parallel hybrid hydraulic manipulator due to structural coupling and system nonlinearity, a high-precision motion control method for the hybrid hydraulic manipulator was proposed based on virtual decomposition modeling method and hydraulic system control theory. This method eliminated the errors introduced by traditional hydraulic manipulator control methods that ignore structural coupling and system nonlinearity by accurately modeling the system, thereby improving the motion control accuracy. Firstly, the complex series-parallel driving structure of the hybrid hydraulic manipulator was divided into three types: open-chain structure driven by swing cylinder,

收稿日期: 2022-11-02。 作者简介: 李林安(1996—), 男, 博士生; 程敏(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2021YFB2011901, 2020YFB2009702); 工信部战略基础产品项目(TC220H064)。

网络出版时间: 2023-02-27

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20230227.1351.002.html>

closed-chain structure driven by piston cylinder, and parallel structure driven by piston cylinder, and the manipulator was further virtually decomposed into simple subsystems based on the characteristics of these three types of structures. Then, dynamic models of each subsystem and drive models of the hydraulic actuator were established based on rigid body dynamics equations and flow continuity equations, and a high-precision motion controller for the hybrid hydraulic manipulator was designed by introducing model-based feedforward control and real-time position error feedback control. The effectiveness of this method was verified on a seven-degree-of-freedom hybrid hydraulic manipulator test platform. The results showed that compared with a traditional PID controller, the end-effector errors of the proposed method in x and z directions were reduced from 59.63 mm and 19.6 mm to 11.17 mm and 6.48 mm respectively, which were only 18.73% and 33.06% of a PID controller's error, effectively improving the motion control accuracy of the hybrid hydraulic manipulator.

Keywords: hydraulic manipulator; series-parallel hybrid; motion control; virtual decomposition; dynamic model

液压机械臂具有功率重量比高、响应速度快、环境适应性好等特点,在建筑施工、水下作业、核废料处理、采矿冶金等领域应用广泛^[1-2]。大多数液压臂采用活塞式液压缸驱动,液压缸与刚体连杆形成闭链机构,导致它们在运动学和动力学上的耦合。此外,液压系统还存在流体压缩性、流量/压力耦合等特点,使得液压机械臂相比电驱机械臂更难以实现高精度运动控制。

目前,液压臂的运动控制可分为无模型控制和基于模型的控制两类。无模型控制方法主要包括PID控制^[3-4]、模糊控制^[5-6]、神经网络控制^[7-8]等。无模型控制器没有考虑液压臂的动力学特性,因此无法从原理上抵消惯性力、重力和摩擦力等因素对运动控制的影响,从而限制了控制精度的提升。传统的基于模型的控制器,如滑模控制^[9-10]和自适应控制^[11-12],采用了液压臂的动力学模型,但忽略了油缸与连杆之间形成的闭链机构,这将导致动力学模型不准确,从而影响控制的精度和稳定性。因此,建立液压臂准确的动力学模型十分必要。

机械臂动力学建模方面,目前广泛采用的方法有Lagrange法^[13]和Newton-Euler法^[14]等。Lagrange法通过拉格朗日公式导出系统动力学模型,其紧凑的解析表达式有利于控制器设计,但当系统自由度较多时,公式推导过程复杂且计算效率较低。Newton-Euler法建立了各连杆力平衡关系并进行递归求解,计算效率较高,但对于存在闭链机构的串联式液压臂,需要通过特定的约束条件单独求解闭链处的外力,求解过程较为繁琐,不利于算法实现。

针对该问题,由Zhu^[15-16]提出的虚拟分解控制

理论(virtual decomposition control, VDC)通过引入虚拟分割点(virtual cutting point, VCP)将闭链机构分解成开链,进而将液压机械臂分解成多个简单子系统,实现了系统动力学解耦和精确建模,降低了计算复杂度和控制周期。Mattila等^[17-18]将该控制理论应用在三自由度平面串联液压机械臂,提高了末端运动控制精度。陈光荣等^[19]将该理论应用到三自由度串联液压机械腿上,实现了良好的系统稳定性控制和环境交互性。刘阳^[20]应用该控制理论,实现了下层液压驱动Stewart平台和上层电驱Stewart平台的协调运动控制。

相比上述纯串联或纯并联液压驱动结构,混联液压机械臂具有刚度大、结构紧凑、承载能力强等优点,在抢险救援、拆弹防爆等需狭小空间下重载精细作业的领域具有广泛应用前景。但是,由于多自由度混联液压机械臂同时存在串联、并联以及闭链机构,不同结构之间的关联耦合使得其建模和控制十分复杂,高精度运动控制更为困难。本文以一种典型的七自由度混联液压机械臂为研究对象,建立了整体结构虚拟分解模型,提出将复杂的串并联驱动结构分解成摆动缸驱动的开链结构、活塞缸驱动的闭链结构和活塞缸驱动的并联结构等3大类子系统,建立了各子系统的刚体动力学模型和液压执行器驱动模型,设计了基于动力学模型前馈与实时位置反馈的高精度运动控制器。

1 混联液压机械臂结构

本文中使用的自研七自由度混联液压机械臂如图1所示。该液压臂最大负载可达500 kg,最大作

业半径约 2 m。其结构采用仿人手设计,第 1~7 关节功能分别为肩回转、大臂俯仰、大臂旋转、肘俯仰、腕俯仰/偏摆/旋转,其中 1、3、7 关节由摆动缸直接驱动,2、4、5、6 关节由活塞缸驱动并形成闭链结构,关节 5 和 6 处通过十字轴形成并联结构,其具体结构设计参数见文献[21]。

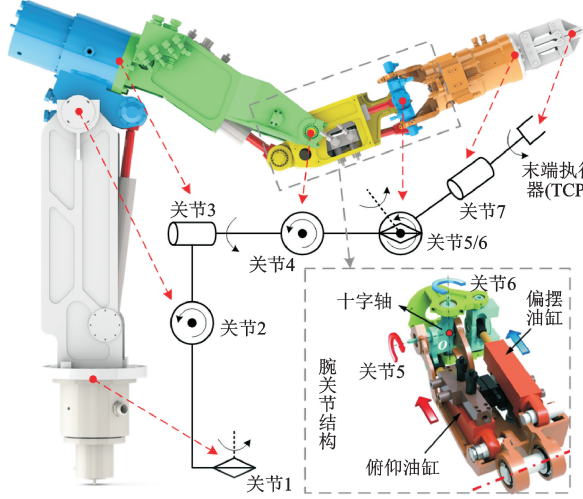


图 1 七自由度重载液压臂结构示意图

Fig. 1 Structure schematic of 7 DOFs heavy duty hydraulic manipulator

2 混联机械臂运动学与动力学建模

2.1 数学定义

对于任意刚体上固连的坐标系 $\{B\}$ (下文以同样方式定义坐标系,不再赘述),定义广义速度

$${}^B\mathbf{V} \triangleq \begin{bmatrix} {}^B\mathbf{v} \\ {}^B\boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} \in \mathbf{R}^6 \quad (1)$$

式中: ${}^B\mathbf{v} \in \mathbf{R}^3$ 和 ${}^B\boldsymbol{\omega} \in \mathbf{R}^3$ 分别表示 $\{B\}$ 中的线速度和角速度。同理,可定义广义力

$${}^B\mathbf{F} \triangleq \begin{bmatrix} {}^B\mathbf{f} \\ {}^B\mathbf{m} \end{bmatrix} \in \mathbf{R}^6 \quad (2)$$

式中: ${}^B\mathbf{f} \in \mathbf{R}^3$ 和 ${}^B\mathbf{m} \in \mathbf{R}^3$ 分别表示 $\{B\}$ 中的力矢量和转矩矢量。定义坐标系 $\{A\}$ 相对于 $\{B\}$ 的转换矩阵为

$${}^B\mathbf{U}_A = \begin{bmatrix} {}^B\mathbf{R}_A & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ ({}^B\mathbf{r}_A \times) {}^B\mathbf{R}_A & {}^B\mathbf{R}_A \end{bmatrix} \in \mathbf{R}^{6 \times 6} \quad (3)$$

式中: ${}^B\mathbf{R}_A \in \mathbf{R}^{3 \times 3}$ 表示 $\{A\}$ 相对于 $\{B\}$ 的旋转矩阵; ${}^B\mathbf{r}_A = [r_1 \ r_2 \ r_3]^T \in \mathbf{R}^3$ 表示在坐标系 $\{B\}$ 中 $\{B\}$ 原点指向 $\{A\}$ 原点的向量。根据式(3),可以得到以下广义速度 ${}^B\mathbf{V}$ 和广义力 ${}^B\mathbf{F}$ 之间的转换关系

$${}^A\mathbf{V} = {}^B\mathbf{U}_A^T {}^B\mathbf{V} \quad (4)$$

$${}^B\mathbf{F} = {}^B\mathbf{U}_A {}^A\mathbf{F} \quad (5)$$

对于固连 $\{B\}$ 的连杆,其刚体动力学方程为

$${}^B\mathbf{F}^* = \mathbf{M}_B \frac{d}{dt}({}^B\mathbf{V}) + \mathbf{C}_B {}^B\mathbf{V} + \mathbf{G}_B \quad (6)$$

式中: ${}^B\mathbf{F}^*$ 为 $\{B\}$ 中表示的连杆所受外力; $\mathbf{M}_B$ 、 $\mathbf{C}_B$ 和 $\mathbf{G}_B$ 分别为连杆的质量、科氏力和离心力矩阵以及重力向量。

2.2 整体系统分解

对于图 1 所示的混联液压机械臂,可按不同的关节驱动结构分为 3 类:第 1 类为由摆动缸直接驱动的开链结构,第 2 类为由活塞缸驱动的闭链结构,第 3 类为由两个活塞缸驱动的并联结构。

由于运动学和动力学模型均是基于连杆坐标系描述的,对于第 1 类结构对应的关节,可在其相邻连杆的坐标系原点添加虚拟分割点 VCP(下同),直接得到 1 个开链 OC(关节 1、3、7 对应开链 1、4、11)。对于第 2 类结构对应的关节,可在形成闭链的首尾两个转动副处添加 VCP,从而得到 1 个闭链 CC(关节 2、4、5 对应闭链 1、2、3),且每个闭链结构可进一步分解为 2 个开链结构。对于第 3 类结构对应的关节(关节 6),由于其运动由关节 5 和驱动活塞缸的运动共同决定,故在相邻连杆上添加 VCP 后,可形成独立的开链 9 和开链 10。最终虚拟分解后的机械臂如图 2 所示,将其表示为有向图,如图 3 所示。进行虚拟分解后,每一个开链均为一个子系统,每一个子系统都是简单的串联结构。下面将根据结构特征的不同,对这 3 类结构分别进行介绍和建模。

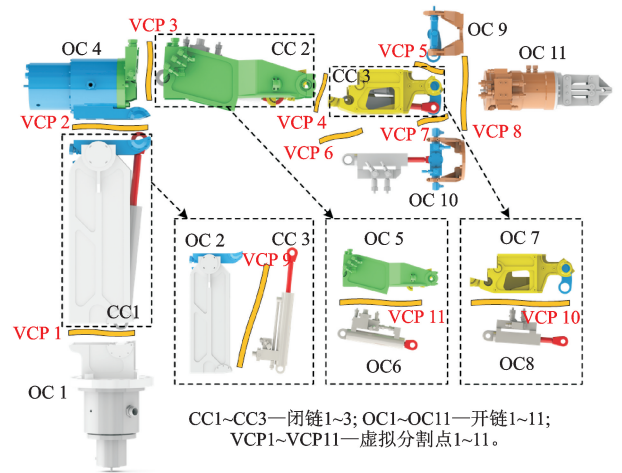


图 2 混联液压机械臂的虚拟分解

Fig. 2 Virtual decomposition of hybrid hydraulic manipulator

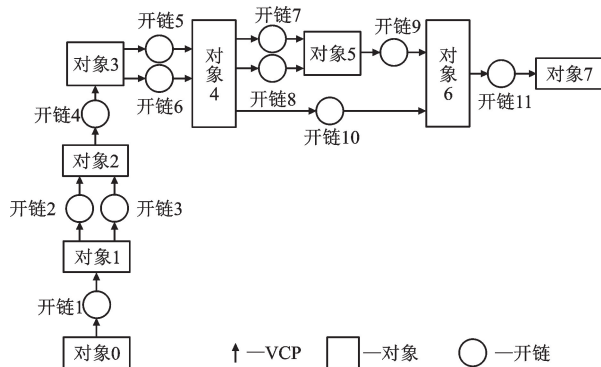


图 3 虚拟分解后的机械臂有向图

Fig. 3 Oriented graphs of the manipulator after virtual decomposition

2.3 第 1 类结构分解

第 1 类结构为开链 1、4、11 这些均由转动副连接的二连杆。对于第 1 类结构，可以在旋转关节 $n(n=1, 3, 7)$ 处继续虚拟分割，将其分解为 2 个独立的连杆，然后在每个连杆的前端（靠近机械臂基座的一端）固连一坐标系，其 X 轴方向沿着连杆， Z 轴方向沿着关节轴线， Y 轴方向由右手螺旋法则确定，如图 4 所示（下文中未说明的坐标系均按同样的规则建立，且坐标系编号与连杆编号一致）。

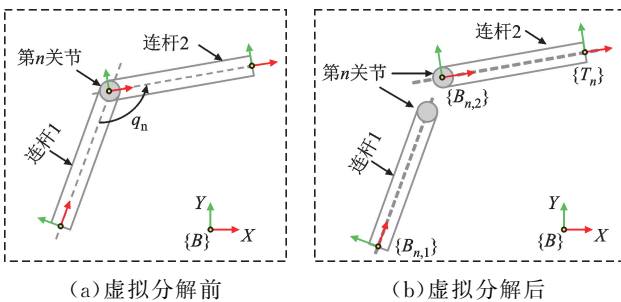


图 4 转动副铰接的二连杆结构虚拟分解

Fig. 4 Virtual decomposition of two bar structure hinged by a rotating pair

图 4 中， $\{B_{n,1}\}$ 的广义速度 ${}^{B_{n,1}}\mathbf{V}$ 可由前端的连杆速度正向迭代求得，则 $\{B_{n,2}\}$ 的广义速度为

$${}^{B_{n,2}}\mathbf{V} = {}^{B_{n,1}}\mathbf{U}_{B_{n,2}}^T {}^{B_{n,1}}\mathbf{V} + \mathbf{z}_6 \dot{q}_n \quad (7)$$

式中： $\dot{q}_n$ 为第 n 个关节的角速度， $\mathbf{z}_6 = [0, 0, 0, 0, 0, 1]^T$ 。

将 ${}^{B_{n,1}}\mathbf{V}$ 和 ${}^{B_{n,2}}\mathbf{V}$ 代入式 (6) 中，可以得到对应的 ${}^{B_{n,1}}\mathbf{F}^*$ 和 ${}^{B_{n,2}}\mathbf{F}^*$ 。已知作用在连杆 2 末端的坐标系 $\{T_n\}$ 上的力 ${}^{T_n}\mathbf{F}$ ，则连杆 1、连杆 2 所需的力 ${}^{B_{n,1}}\mathbf{F}$ 、 ${}^{B_{n,2}}\mathbf{F}$ 分别为

$${}^{B_{n,2}}\mathbf{F} = {}^{B_{n,2}}\mathbf{F}^* + {}^{B_{n,2}}\mathbf{U}_{T_n} {}^{T_n}\mathbf{F} \quad (8)$$

$${}^{B_{n,1}}\mathbf{F} = {}^{B_{n,1}}\mathbf{F}^* + {}^{B_{n,1}}\mathbf{U}_{B_{n,2}} {}^{B_{n,2}}\mathbf{F} \quad (9)$$

关节对应的摆动缸所需的输出力 $f_{c,n}$ 为

$$f_{c,n} = \mathbf{z}_6^{B_{n,2}} \mathbf{F} \quad (10)$$

2.4 第 2 类结构分解

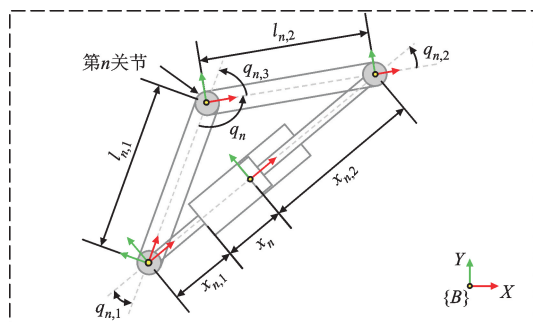
第 2 类结构为闭链 1、2、3 这些由关节连杆和驱动油缸组成的闭链结构。对于第 2 类结构，首先将闭链分解成两个开链，然后在开链的旋转或移动关节处继续虚拟分解，得到 4 个独立的连杆。在每个连杆的前端添加相应的坐标系，如图 5 所示。其中，关节坐标系 $\{B_n\}$ ($n=2, 4, 5$) 和坐标系 $\{B_{n,1}\}$ 重合，固连于连杆 1 的前端；坐标系 $\{T_n\}$ 和坐标系 $\{T_{n,2}\}$ 、 $\{T_{n,4}\}$ 重合，固连于连杆 2 的末端。

此闭链结构有 1 个提供驱动力的移动关节和 3 个被驱动的转动关节，自由度为 1。由余弦定理可求得 $q_{n,1}$ 、 $q_{n,2}$ 、 $q_{n,3}$ 与 x_n 的关系如下

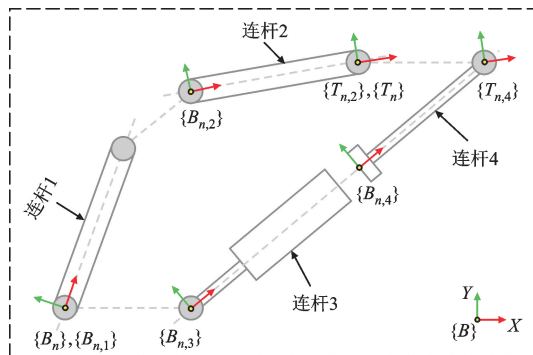
$$l_{n,2}^2 = (x_{n,1} + x_{n,2} + x_n)^2 + l_{n,1}^2 - 2(x_{n,1} + x_{n,2} + x_n)l_{n,1}\cos q_{n,1} \quad (11)$$

$$l_{n,1}^2 = (x_{n,1} + x_{n,2} + x_n)^2 + l_{n,2}^2 - 2(x_{n,1} + x_{n,2} + x_n)l_{n,2}\cos q_{n,2} \quad (12)$$

$$(x_{n,1} + x_{n,2} + x_n)^2 = l_{n,1}^2 + l_{n,2}^2 + 2l_{n,1}l_{n,2}\cos q_{n,3} \quad (13)$$



(a) 虚拟分解前



(b) 虚拟分解后

图 5 闭链结构的虚拟分解

Fig. 5 Virtual decomposition of closed chain structure

对式 (11)~(13) 两端分别求导，可得

$$\dot{q}_{n,1} = -\frac{(x_{n,1} + x_{n,2} + x_n) - l_{n,1}\cos q_{n,1}}{(x_{n,1} + x_{n,2} + x_n)l_{n,1}\sin q_{n,1}} \dot{x}_n \quad (14)$$

$$\dot{q}_{n,2} = -\frac{(x_{n,1} + x_{n,2} + x_n) - l_{n,2} \cos q_{n,2}}{(x_{n,1} + x_{n,2} + x_n) l_{n,2} \sin q_{n,2}} \dot{x}_n \quad (15)$$

$$\dot{q}_{n,3} = -\frac{x_{n,1} + x_{n,2} + x_n}{l_{n,1} l_{n,2} \sin q_{n,3}} \dot{x}_n \quad (16)$$

$\{B_n\}$ 的广义速度 ${}^{B_n}\mathbf{V}$ 可由前端的连杆速度正向迭代求得,其余坐标系的广义速度 ${}^{B_{n,1}}\mathbf{V}$ 、 ${}^{B_{n,2}}\mathbf{V}$ 、 ${}^{B_{n,3}}\mathbf{V}$ 、 ${}^{B_{n,4}}\mathbf{V}$ 和 ${}^{T_n}\mathbf{V}$ 则可表示为

$${}^{B_{n,1}}\mathbf{V} = {}^{B_n}\mathbf{V} \quad (17)$$

$${}^{B_{n,2}}\mathbf{V} = {}^{B_{n,1}}\mathbf{U}_{B_{n,2}}^T {}^{B_{n,1}}\mathbf{V} + \mathbf{z}_6 \dot{q}_{n,3} \quad (18)$$

$${}^{B_{n,3}}\mathbf{V} = {}^{B_n}\mathbf{U}_{B_{n,3}}^T {}^{B_n}\mathbf{V} + \mathbf{z}_6 \dot{q}_{n,1} \quad (19)$$

$${}^{B_{n,4}}\mathbf{V} = {}^{B_{n,3}}\mathbf{U}_{B_{n,4}}^T {}^{B_{n,3}}\mathbf{V} + \mathbf{z}_1 \dot{x}_n \quad (20)$$

$${}^{T_n}\mathbf{V} = {}^{B_{n,2}}\mathbf{U}_{T_n}^T {}^{B_{n,2}}\mathbf{V} \quad (21)$$

式中: $\mathbf{z}_1 = [1, 0, 0, 0, 0, 0]^T$ 。对于闭链末端,存在合力

$${}^{T_n}\mathbf{F} = {}^{T_{n,2}}\mathbf{F} + {}^{T_{n,4}}\mathbf{F} \quad (22)$$

式中: ${}^{T_{n,2}}\mathbf{F}$ 和 ${}^{T_{n,4}}\mathbf{F}$ 分别为两个开链末端的力。设两开链之间的内力为 $\boldsymbol{\eta}_n$, 则 ${}^{T_{n,2}}\mathbf{F}$ 和 ${}^{T_{n,4}}\mathbf{F}$ 可由下式计算

$${}^{T_{n,2}}\mathbf{F} = \alpha_1 {}^{T_n}\mathbf{F} + \boldsymbol{\eta}_n \quad (23)$$

$${}^{T_{n,4}}\mathbf{F} = \alpha_2 {}^{T_n}\mathbf{F} - \boldsymbol{\eta}_n \quad (24)$$

式中: α_1 、 α_2 为比例分配因子,且 $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$, 计算公式如下

$$\alpha_1 = \cos(\theta) \frac{\sin(q_{n,2} - \theta)}{\sin(\pi - q_{n,2})} \quad (25)$$

$$\alpha_2 = \sin(\theta) \frac{\cos(q_{n,2} - \theta)}{\sin(\pi - q_{n,2})} \quad (26)$$

$$\theta = \text{atan2}({}^{T_n}f_y, {}^{T_n}f_x) \quad (27)$$

式中: ${}^{T_n}f_x$ 、 ${}^{T_n}f_y$ 是 ${}^{T_n}\mathbf{F}$ 在 x 、 y 轴方向上的力分量。认为 3 个被驱动的转动关节扭矩为 0, 故 $\boldsymbol{\eta}_n$ 可根据下式求得^[17]

$$\mathbf{z}_6^{B_{n,3}}\mathbf{F} = 0 \quad (28)$$

$$\mathbf{z}_6^{B_{n,2}}\mathbf{F} = 0 \quad (29)$$

$$\mathbf{z}_6^{T_{n,4}}\mathbf{F} = 0 \quad (30)$$

与第 1 类结构的求解过程类似,第 2 类结构各连杆所需的力分别为

$${}^{B_{n,2}}\mathbf{F} = {}^{B_{n,2}}\mathbf{F}^* + {}^{B_{n,2}}\mathbf{U}_{T_{n,2}} {}^{T_{n,2}}\mathbf{F} \quad (31)$$

$${}^{B_{n,4}}\mathbf{F} = {}^{B_{n,4}}\mathbf{F}^* + {}^{B_{n,4}}\mathbf{U}_{T_{n,4}} {}^{T_{n,4}}\mathbf{F} \quad (32)$$

$${}^{B_{n,1}}\mathbf{F} = {}^{B_{n,1}}\mathbf{F}^* + {}^{B_{n,1}}\mathbf{U}_{B_{n,2}} {}^{B_{n,2}}\mathbf{F} \quad (33)$$

$${}^{B_{n,3}}\mathbf{F} = {}^{B_{n,3}}\mathbf{F}^* + {}^{B_{n,3}}\mathbf{U}_{B_{n,4}} {}^{B_{n,4}}\mathbf{F} \quad (34)$$

可求得液压缸所需的输出力 $f_{c,n}$ 为

$$f_{c,n} = \mathbf{z}_1^{B_{n,4}}\mathbf{F} \quad (35)$$

闭链前端的合力 ${}^{B_n}\mathbf{F}$ 为

$${}^{B_n}\mathbf{F} = {}^{B_{n,1}}\mathbf{F} + {}^{B_{n,3}}\mathbf{F} \quad (36)$$

2.5 第 3 类结构分解

第 3 类结构对应腕偏摆关节(关节 6),如图 6 所示。其中, $\{O\}$ 固连于肘部,原点 O 与十字轴中心重合,在分析腕部关节时充当世界坐标系(以长箭头

区分)。连杆 5 为万向节(右侧青色结构),其坐标系 $\{B_{6,5}\}$ 的原点为万向节中心点 D , Y 轴/ Z 轴方向分别沿着连杆 5 和连杆 6(紫色结构)/连杆 4(红色结构)铰接关节的轴线。 $\{B_{6,6}\}$ 与 $\{B_{6,5}\}$ 的原点重合, Y 轴沿 DO 方向, Z 轴与 $\{B_{6,5}\}$ 的 Y 轴方向相同。连杆 2 为十字轴(左侧蓝色结构),其坐标系 $\{B_{6,2}\}$ 的原点为 O , 坐标轴方向与 $\{B_{6,6}\}$ 一致。点 C 是偏摆油缸与肘部相连的球副中心,也是 $\{B_{6,3}\}$ 的原点。由于关节 6 轴线随关节 5 的角度绕 $\{O\}$ 的 Z 轴方向旋转,所以关节 6 的运动由偏摆液压缸和关节 5 的驱动油缸共同决定。因此,对于第 3 类结构,其运动链分为 2 条:第 1 条为主驱动链(开链 10),第 2 条为副驱动链(开链 9)。对于主驱动链,可按涉及的转动或移动副继续分割,得到 4 个独立的连杆 3~6。对于副驱动链,可按第 1 类结构分割得到连杆 2 和闭链 3,其中闭链 3 可按第 2 类结构进一步分割,从而将第 3 类结构也分解成单个简单的子系统。

为描述第 3 类结构分割中各子系统的运动学关系,在图 6 中引入:点 C' 为点 C 在 $\{B_{6,6}\}$ 中 xy 平面的投影点,点 C'' 为点 C 在 $\{B_{6,5}\}$ 中 xy 平面的投影点。相对于 $\{O\}$,点 C 和 O 为定点,点 D 、 C' 和 C'' 为动点。 x_6 为液压缸位移, $x_{6,0}$ 为液压缸的最小长度, $x_{6,3}$ 为线段 OD 的长度, $q_{6,4}$ 为 $\{B_{6,4}\}$ 的 X 轴与 $\{B_{6,5}\}$ 的 X 轴夹角, $q_{6,5}$ 为 $\{B_{6,5}\}$ 的 X 轴与 $\{B_{6,6}\}$ 的 X 轴夹角。其中, $x_{6,0}$ 和 $x_{6,3}$ 为常量, x_6 、 $q_{6,4}$ 和 $q_{6,5}$ 为变量。

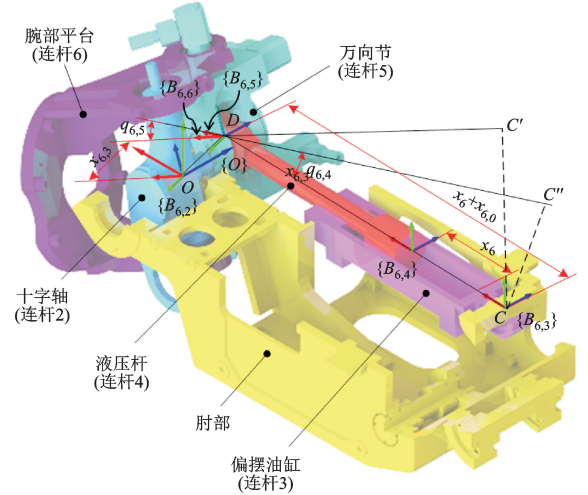


图 6 腕偏摆关节结构

Fig. 6 Structure of wrist yaw joint

坐标系 $\{O\}$ 中,点 C 的坐标 ${}^O\mathbf{P}_C$ 和点 D 的坐标 ${}^O\mathbf{P}_D$ 为

$${}^O\mathbf{P}_C = [x_c \quad 0 \quad z_c]^T \quad (37)$$

$${}^O\mathbf{P}_D = [x_{6,3} \cos q_5 \sin q_6 \quad x_{6,3} \sin q_5 \sin q_6 \quad x_{6,3} \cos q_6]^T \quad (38)$$

则液压缸的位移为

$$x_6 = \| {}^O \mathbf{P}_{CD} \| - x_{6,0} = \| {}^O \mathbf{P}_D - {}^O \mathbf{P}_C \| - x_{6,0} \quad (39)$$

为求解 $q_{6,5}$, 可先求余角 $\angle C'DO$, 其求解思路为: 已知点 C 在 $\{O\}$ 中的坐标 ${}^O \mathbf{P}_C$, 以及齐次变换矩阵 ${}^{B_{6,6}} \mathbf{T}_{B_{6,2}}$ ($\{B_{6,6}\}$ 由 D 平移至 O 得 $\{B_{6,2}\}$) 和 ${}^{B_{6,2}} \mathbf{T}_O$ ($\{B_{6,2}\}$ 绕 Z, Y, X 轴依次旋转 $-q_6, q_5, 90^\circ$ 得 $\{O\}$), 可求解点 C 在 $\{B_{6,6}\}$ 中的坐标 ${}^{B_{6,6}} \mathbf{P}_C$, 易得其投影点 C' 在坐标系 $\{B_{6,6}\}$ 中的坐标 ${}^{B_{6,6}} \mathbf{P}_{C'}$ 。由于点 D 是 $\{B_{6,6}\}$ 的原点, 线段 OD 与 $\{B_{6,6}\}$ 的 Y 轴重合, 则根据三角公式可求得 $\angle C'DO$ 为

$$\angle C'DO = \arctan \left(\frac{x_c \cos q_5 \cos q_6 - z_c \sin q_6}{x_c \cos q_5 \sin q_6 + z_c \cos q_6 - x_{6,3}} \right) \quad (40)$$

因为 $\angle C'DO$ 和 $q_{6,5}$ 互为余角, 所以 $q_{6,5}$ 为

$$q_{6,5} = \operatorname{arccot} \left(\frac{x_c \cos q_5 \cos q_6 - z_c \sin q_6}{x_c \cos q_5 \sin q_6 + z_c \cos q_6 - x_{6,3}} \right) \quad (41)$$

已知点 C 在 $\{B_{6,5}\}$ 中的坐标 ${}^{B_{6,5}} \mathbf{P}_C$ 和齐次变化矩阵 ${}^{B_{6,5}} \mathbf{T}_{B_{6,6}}$, 易得其投影点 C'' 的坐标 ${}^{B_{6,5}} \mathbf{P}_{C''}$ 。 $q_{6,4}$ 的正切值为 ${}^{B_{6,5}} \mathbf{P}_{C''}$ 坐标中 $y_{C''}$ 和 $x_{C''}$ 的比值, 则可以求得 $q_{6,4}$ 为

$$q_{6,4} = \arctan \left(\frac{-x_c \sin q_5}{x_{C''}} \right) \quad (42)$$

式中

$$x_{C''} = x_c \cos q_5 \cos (q_6 - q_{6,5}) - z_c \sin (q_6 - q_{6,5}) - x_{6,3} \sin q_{6,5} \quad (43)$$

分别对式 (39)、(41) 和 (42) 求导, 可得 $\dot{x}_6, \dot{q}_{6,4}$ 和 $\dot{q}_{6,5}$, 易知它们的值取决于关节角度 q_5 和 q_6 以及关节角速度 $\dot{q}_5$ 和 $\dot{q}_6$ 。坐标系 $\{B_{6,3}\}$ 的广义速度 ${}^{B_{6,3}} \mathbf{V}$ 可由前端相连的连杆求得, 其余坐标系的广义速度可表示为

$${}^{B_{6,4}} \mathbf{V} = {}^{B_{6,3}} \mathbf{U}_{B_{6,4}}^T {}^{B_{6,3}} \mathbf{V} + \mathbf{z}_1 \dot{x}_6 \quad (44)$$

$${}^{B_{6,5}} \mathbf{V} = {}^{B_{6,4}} \mathbf{U}_{B_{6,5}}^T {}^{B_{6,4}} \mathbf{V} + \mathbf{z}_6 \dot{q}_{6,4} \quad (45)$$

$${}^{B_{6,6}} \mathbf{V} = {}^{B_{6,5}} \mathbf{U}_{B_{6,6}}^T {}^{B_{6,5}} \mathbf{V} + \mathbf{z}_6 \dot{q}_{6,5} \quad (46)$$

将 ${}^{B_{6,3}} \mathbf{V}, {}^{B_{6,4}} \mathbf{V}, {}^{B_{6,5}} \mathbf{V}$ 和 ${}^{B_{6,6}} \mathbf{V}$ 代入式 (6) 中, 可求得对应的 ${}^{B_{6,3}} \mathbf{F}^*, {}^{B_{6,4}} \mathbf{F}^*, {}^{B_{6,5}} \mathbf{F}^*$ 和 ${}^{B_{6,6}} \mathbf{F}^*$, 则连杆 6、5、4 和 3 所需的力为

$${}^{B_{6,6}} \mathbf{F} = {}^{B_{6,6}} \mathbf{F}^* + {}^{B_{6,6}} \mathbf{U}_{T_{6,2}}^T {}^{T_{6,2}} \mathbf{F} \quad (47)$$

$${}^{B_{6,5}} \mathbf{F} = {}^{B_{6,5}} \mathbf{F}^* + {}^{B_{6,5}} \mathbf{U}_{B_{6,6}}^T {}^{B_{6,6}} \mathbf{F} \quad (48)$$

$${}^{B_{6,4}} \mathbf{F} = {}^{B_{6,4}} \mathbf{F}^* + {}^{B_{6,4}} \mathbf{U}_{B_{6,5}}^T {}^{B_{6,5}} \mathbf{F} \quad (49)$$

$${}^{B_{6,3}} \mathbf{F} = {}^{B_{6,3}} \mathbf{F}^* + {}^{B_{6,3}} \mathbf{U}_{B_{6,4}}^T {}^{B_{6,4}} \mathbf{F} \quad (50)$$

腕偏摆油缸所需的输出力为

$$f_{c,6} = \mathbf{z}_1 {}^{B_{6,4}} \mathbf{F} \quad (51)$$

3 液压执行器建模

各个关节液压执行器采用伺服阀控制, 由于伺服阀动态特性明显高于液压关节, 故忽略伺服阀动力学特性并假定阀芯位移与控制电压成正比, 则液体流经伺服阀的流量连续方程可写为^[18]

$$Q = c \sqrt{\Delta p} u \quad (52)$$

式中: Q 为流量; c 为流量系数; Δp 为压力差; u 为伺服阀控制电压。定义选择函数

$$\varepsilon(x) = \begin{cases} 1, & x > 0 \\ 0, & x \leq 0 \end{cases} \quad (53)$$

定义符号函数

$$\operatorname{sgn}(x) = \begin{cases} 1, & x > 0 \\ 0, & x = 0 \\ -1, & x < 0 \end{cases} \quad (54)$$

为消除液压阀流量压力耦合带来的非线性, 定义压力差函数

$$f(x) = \sqrt{|x|} \operatorname{sgn}(x) \quad (55)$$

对于采用的三位四通伺服阀, 可推出相应的流量方程为

$$Q_{a,n} = c_{sa,n} f(p_s - p_{a,n}) u_n \varepsilon(u_n) + c_{ar,n} f(p_{a,n} - p_r) u_n \varepsilon(-u_n) \quad (56)$$

$$Q_{b,n} = -c_{br,n} f(p_{b,n} - p_r) u_n \varepsilon(u_n) - c_{sb,n} f(p_s - p_{b,n}) u_n \varepsilon(-u_n) \quad (57)$$

式中: $Q_{a,n}$ 和 $Q_{b,n}$ 分别表示进出无杆腔和有杆腔的流量; $p_{a,n}$ 和 $p_{b,n}$ 分别表示无杆腔和有杆腔的压力; p_s 和 p_r 分别表示供油压力和回油压力; u_n 表示伺服阀电压; $c_{sa,n}, c_{br,n}, c_{ar,n}$ 和 $c_{sb,n}$ 为伺服阀的 4 个流量系数, 下标 n 表示第 n 关节对应的液压系统。

将流体体积弹性模量公式 $\beta = -V_c (dp/dV_c)$, 应用于液压缸两腔, 可得

$$\dot{p} = \frac{\beta}{V_c} (Q - \dot{V}_c) \quad (58)$$

式中: $\dot{p}$ 表示压力 p 对时间的一阶导数; V_c 表示液压缸腔室体积; Q 表示进出活塞缸两腔的流量; β 表示流体体积弹性模量。

对于活塞缸, 其无杆腔体积为 $S_{a,n} x_n$, 有杆腔体积为 $S_{b,n} (x_{0,n} - x_n)$, 代入式 (58), 得

$$\dot{p}_{a,n} = \frac{\beta}{S_{a,n} x_n} (Q_{a,n} - S_{a,n} \dot{x}_n) \quad (59)$$

$$\dot{p}_{b,n} = \frac{\beta}{S_{b,n} (x_{0,n} - x_n)} (Q_{b,n} + S_{b,n} \dot{x}_n) \quad (60)$$

式中: $S_{a,n}$ 和 $S_{b,n}$ 分别表示活塞缸无杆腔和有杆腔的面积; x_n 表示活塞杆的位移; $x_{0,n}$ 表示活塞的行程且

$0 < x_n < x_{0,n}$ 。由液压缸两腔压力所产生的力为

$$f_{p,n} = S_{a,n} p_{a,n} - S_{b,n} p_{b,n} \quad (61)$$

对式(61)两端求导,并将式(59)和(60)代入可得

$$\dot{f}_{p,n} = \beta [u_{f,n} - (S_{a,n}/x_n + S_{b,n}/(x_{0,n} - x_n)) \dot{x}_n] \quad (62)$$

其中

$$\begin{aligned} u_{f,n} &= Q_{a,n}/x_n - Q_{b,n}/(x_{0,n} - x_n) = \\ &\left(\frac{c_{sa,n} f(p_s - p_{a,n})}{x_n} + \frac{c_{br,n} f(p_{b,n} - p_r)}{x_{0,n} - x_n} \right) u_n \varepsilon(u_n) + \\ &\left(\frac{c_{ar,n} f(p_{a,n} - p_r)}{x_n} + \frac{c_{sb,n} f(p_s - p_{b,n})}{x_{0,n} - x_n} \right) u_n \varepsilon(-u_n) \end{aligned} \quad (63)$$

将活塞缸的位移和行程分别替换成角度 q_n 和摆角 $q_{0,n}$ ($0 < q_n < q_{0,n}$),两侧腔室面积均替换成排量 V_n ,可得摆动缸两腔压力所产生的力矩为

$$m_{p,n} = V_n p_{a,n} - V_n p_{b,n} \quad (64)$$

对其求导得

$$\dot{m}_{p,n} = \beta \left[u_{f,n} - \left(\frac{V_n}{q_n} + \frac{V_n}{q_{0,n} - q_n} \right) \dot{q}_n \right] \quad (65)$$

其中

$$\begin{aligned} u_{f,n} &= Q_{a,n}/q_n - Q_{b,n}/(q_{0,n} - q_n) = \\ &\left(\frac{c_{sa,n} f(p_s - p_{a,n})}{q_n} + \frac{c_{br,n} f(p_{b,n} - p_r)}{q_{0,n} - q_n} \right) u_n \varepsilon(u_n) + \\ &\left(\frac{c_{ar,n} f(p_{a,n} - p_r)}{q_n} + \frac{c_{sb,n} f(p_s - p_{b,n})}{q_{0,n} - q_n} \right) u_n \varepsilon(-u_n) \end{aligned} \quad (66)$$

4 混联液压机机械臂运动控制

4.1 子系统刚体动力学控制

液压机机械臂的控制采用关节空间控制,关节的需求速度可设计成

$$\dot{q}_{r,n} = \dot{q}_{d,n} + \lambda_n (q_{d,n} - q_n) \quad (67)$$

式中: $\dot{q}_{r,n}$ 表示第 n 关节的需求速度; $\dot{q}_{d,n}$ 和 $q_{d,n}$ 分别表示第 n 关节 n 的期望速度和期望角度; q_n 表示第 n 关节的实际角度; λ_n 为关节角度误差反馈增益,且 $\lambda_n > 0$ 。

已知实际和需求的关节速度 $\dot{q}_n$ 和 $\dot{q}_{r,n}$,根据第2章广义速度的计算公式,可正向迭代出每个刚体的实际和需求广义速度 ${}^N\mathbf{V}$ 和 ${}^N\mathbf{V}_r$ 。将各个刚体的需求广义速度带入对应的刚体动力学方程,同时加入速度误差反馈,可以得到刚体动力学的控制方程

$$\begin{aligned} {}^N\mathbf{F}_r^* &= \mathbf{M}_N \frac{d}{dt} ({}^N\mathbf{V}_r) + \mathbf{C}_N {}^N\mathbf{V}_r + \\ &\mathbf{G}_N + \mathbf{K}_N ({}^N\mathbf{V}_r - {}^N\mathbf{V}) \end{aligned} \quad (68)$$

式中: $\mathbf{K}_N \in \mathbf{R}_{6 \times 6}$ 为正定阵,表示速度误差反馈增益。

考虑无末端负载的情况,末端连杆的需求驱动力为

$${}^{B_{7,2}}\mathbf{F}_r = {}^{B_{7,2}}\mathbf{F}_r^* \quad (69)$$

${}^{B_{7,2}}\mathbf{F}_r$ 同时也为作用在前一刚体上的外力,根据式(68)以及第2章的需求力计算公式,可反向迭代得到各个刚体的需求驱动力 ${}^N\mathbf{F}_r$,进而得到各液压执行器的需求输出力 $f_{cr,n}$ 和力矩 $m_{cr,n}$ 。

4.2 液压执行器控制

在机械臂中,由于被驱动关节的摩擦力远小于液压执行器的摩擦力,因此可忽略不计。设活塞缸 n 的内部摩擦力为 $f_{f,n}$,具体计算方法见文献[22],则活塞缸 n 两腔所需要产生的力 $f_{pr,n}$ 为

$$f_{pr,n} = f_{cr,n} + f_{f,n} \quad (70)$$

式中: $f_{cr,n}$ 为各执行器的需求输出力。将式(62)中的实际量 $\dot{f}_{p,n}$ 和 $u_{f,n}$ 分别替换成需求量 $\dot{f}_{pr,n}$ 和 $u_{fr,n}$,并添加需求驱动力和速度与实际量之间的误差反馈项,可得需求中间量

$$\begin{aligned} u_{fr,n} &= \frac{\dot{f}_{pr,n}}{\beta} + \left(\frac{S_{a,n}}{x_n} + \frac{S_{b,n}}{x_{0,n} - x_n} \right) \dot{x}_{r,n} + \\ &k_{f,n} (f_{pr,n} - f_{p,n}) + k_{x,n} (\dot{x}_{r,n} - \dot{x}_n) \end{aligned} \quad (71)$$

式中: $k_{f,n}$ 和 $k_{x,n}$ 分别表示力反馈增益和速度反馈增益,且都为正常数。同样,将式(63)中的 $u_{f,n}$ 替换成 $u_{fr,n}$,可得活塞缸的伺服阀控制电压

$$\begin{aligned} u_n &= \left(\frac{c_{sa,n} f(p_s - p_{a,n})}{x_n} + \right. \\ &\left. \frac{c_{br,n} f(p_{b,n} - p_r)}{x_{0,n} - x_n} \right)^{-1} u_{fr,n} \varepsilon(u_{fr,n}) + \left(\frac{c_{ar,n} f(p_{a,n} - p_r)}{x_n} + \right. \\ &\left. \frac{c_{sb,n} f(p_s - p_{b,n})}{x_{0,n} - x_n} \right)^{-1} u_{fr,n} \varepsilon(-u_{fr,n}) \end{aligned} \quad (72)$$

对于摆动缸,只需将上述推导过程中的力和速度分别替换成力矩和角速度,即可得到摆动缸的伺服阀控制电压

$$\begin{aligned} u_n &= \left(\frac{c_{sa,n} f(p_s - p_{a,n})}{q_n} + \frac{c_{br,n} f(p_{b,n} - p_r)}{q_{0,n} - q_n} \right)^{-1} + \\ &u_{fr,n} \varepsilon(u_{fr,n}) + \left(\frac{c_{ar,n} f(p_{a,n} - p_r)}{q_n} + \right. \\ &\left. \frac{c_{sb,n} f(p_s - p_{b,n})}{q_{0,n} - q_n} \right)^{-1} u_{fr,n} \varepsilon(-u_{fr,n}) \end{aligned} \quad (73)$$

最终的混联液压机机械臂控制框图如图7所示。

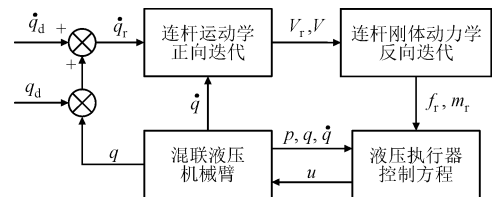


图7 混联液压机机械臂控制框图

Fig. 7 Control block diagram of hybrid hydraulic manipulator

5 实验验证与分析

为检验所提出方法的实际效果,本文在自主研发的重载救援机器人试验平台上与 PID 算法进行对比实验。图 8 为混联七自由度液压机械臂试验台的原理图,其主要由机械结构、液压系统和控制系统组成。液压系统由变频电机驱动负载敏感泵供油,比例溢流阀用于调节系统供油压力,伺服阀用于控制液压缸两腔压力与流量。控制系统由宿主机、目标机、绝对值编码器、压力传感器和采集输出卡组成,编码器通过 EtherCAT 总线将关节角度信号实时反馈给目标机。压力传感器安装于液压缸两腔和泵出口,通过信号采集卡将压力信号反馈给目标机。目标机上的运动控制程序根据反馈信号和宿主机的指令信号计算出伺服阀的控制电压,通过采集输出卡控制伺服阀动作。

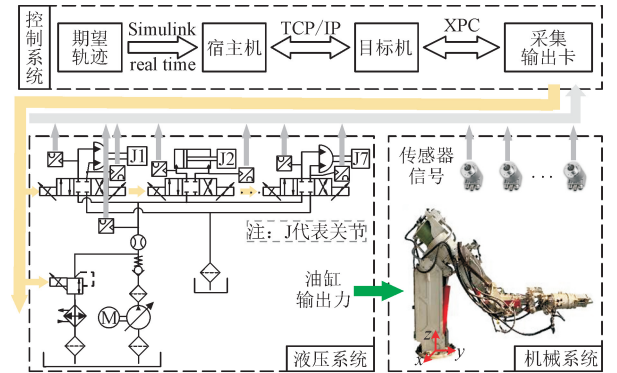


图 8 混联七自由度液压机械臂试验台原理图
Fig. 8 Schematic diagram of test rig with 7 DOFs hybrid hydraulic manipulator

实验中,使用机械臂的 1、2、4、5 和 6 关节控制末端跟踪在 xoz 平面的圆形轨迹(如图 9 所示),运动关节涉及本文描述的 3 类分割。轨迹的圆心坐标为 $(0, 0.8, 0.82)$ m,半径为 0.14 m。机械臂逆运动学算法采用典型的最小范数法^[22]以生成各关节角度的期望速度,并分别输入到 2 种控制器中。机械臂的惯性参数由 CAD 模型测得,阀口流量系数根据伺服阀样本得到。实验中液压系统溢流压力设置为 8.6 MPa,最大流量设置为 13 L/min,所提出方法(文中简称为 VDC)的关键参数设置如表 1 所示。机械臂关节角度和关节角度误差的对比分别如图 10 和图 11 所示,关节角度最大绝对误差 e_{MAX} 和平均绝对误差 e_{MAE} 统计如表 2 所示。

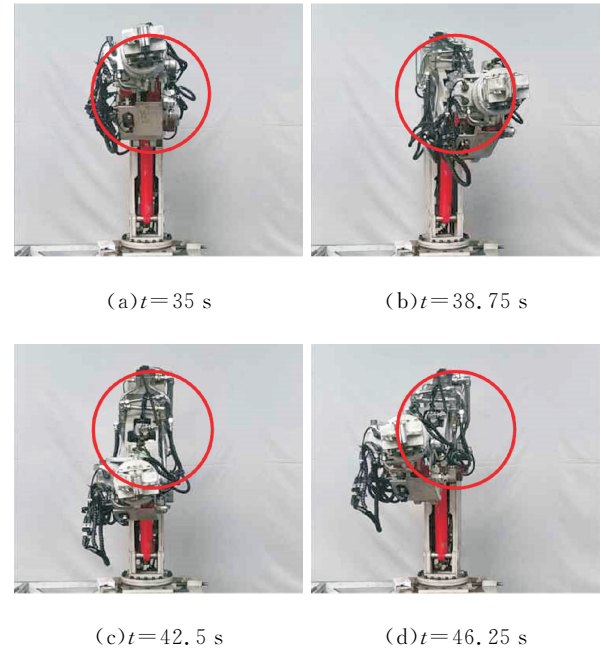


图 9 使用 VDC 控制器的实验照片
Fig. 9 Photos taken during the experiment using VDC controller

表 1 VDC 方法的关键参数			
Table 1 Key parameter of the proposed method			
关节 n	λ_n	$k_{f,n}$	$k_{x,n}$
1	15	1×10^{-7}	1×10^{-2}
2、4	18	1×10^{-7}	1×10^{-2}
5、6	23	1.5×10^{-7}	1.5×10^{-2}

表 2 关节角度最大和平均绝对误差						
Table 2 Maximum and average absolute error of joints						
控制方法	误差类型	$q_1/(^{\circ})$	$q_2/(^{\circ})$	$q_4/(^{\circ})$	$q_5/(^{\circ})$	$q_6/(^{\circ})$
PID	e_{MAX}	4.48	1.30	0.23	0.79	1.40
	e_{MAE}	2.20	0.39	0.07	0.49	0.36
VDC	e_{MAX}	0.84	0.43	0.15	0.57	0.44
	e_{MAE}	0.55	0.14	0.04	0.33	0.20

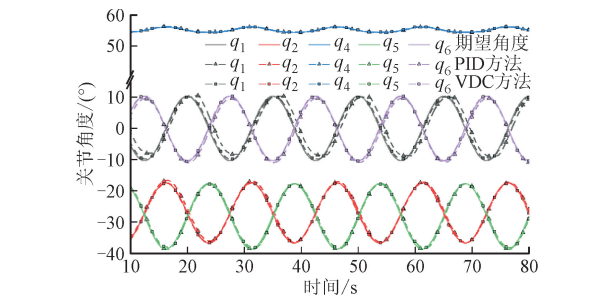


图 10 机械臂关节角度对比
Fig. 10 Comparison of joint angles

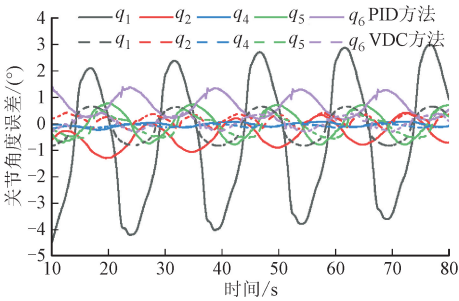


图 11 机械臂关节角度误差对比

Fig. 11 Comparison of joint angle errors

由图 10 和图 11 可以看出,由于 PID 方法仅依靠误差反馈去调节系统输出,缺少合适的前馈项,无法很好地处理系统中由于结构耦合、惯性力和重力影响、流量压力耦合等因素带来的非线性,从而导致关节产生较大的跟踪误差。VDC 方法通过虚拟分割实现混联机械臂的运动学和动力学解耦,并根据连杆的刚体动力学模型和执行器的流体动力学模型计算前馈控制电压,再通过误差反馈项消除建模误差,从而显著提高了机械臂的控制精度。由表 2 可知,在采用 VDC 控制器后,关节 1 的 e_{MAX} 和 e_{MAE} 相比于 PID 方法分别降低了 81.25% 和 75%,其他关节的跟踪精度也均得到了明显提升。

x 轴和 z 轴方向的末端位置误差如图 12 所示,2 种控制器的末端轨迹如图 13 所示,2 个方向末端位置的最大和平均绝对误差统计如表 3 所示。可知采用 VDC 方法后相较于 PID 方法,其 x 轴和 z 轴方向的最大绝对值误差分别下降了 81.27% 和 66.94%,平均绝对误差分别下降了 74.98% 和 62.96%。因此,VDC 方法的末端轨迹跟踪效果相比于 PID 方法更优。

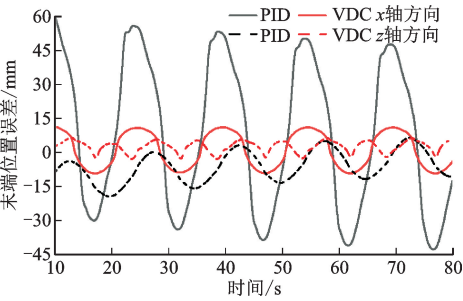


图 12 x 轴和 z 轴方向末端位置误差

Fig. 12 Errors of end-effector position in the x -axis and y -axis direction

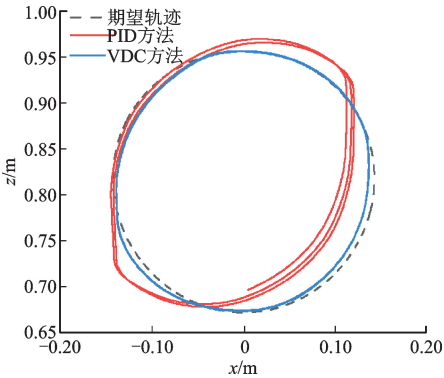


图 13 机械臂末端轨迹对比图

Fig. 13 Comparison of trajectory of manipulator end-effector

表 3 不同方向末端位置的最大和平均绝对误差

Table 3 Maximum and average absolute error of end-effector for different directions

方向	PID 方法		VDC 方法	
	e_{MAX} /mm	e_{MAE} /mm	e_{MAX} /mm	e_{MAE} /mm
x 轴	59.63	30.18	11.17	7.55
z 轴	19.60	5.75	6.48	2.13

6 结 论

多自由度串并混联重载液压臂存在闭链和并联结构耦合、系统非线性等问题,导致其末端位置控制精度差。针对该问题,本文以一种典型的混联液压机械臂为研究对象,提出了一种虚拟分解建模与高精度运动控制方法,研究结果如下:

(1)通过添加虚拟分割点,将混联液压臂复杂的串并联驱动结构分解成摆动缸驱动的开链结构、活塞缸驱动的闭链结构和活塞缸驱动的并联结构等 3 类结构,并按结构特征将 3 类结构进一步分割成简单的子系统,从而实现了复杂非线性系统的动力学解耦和精确建模。

(2)建立液压执行器的流体动力学模型与控制方程,得到执行器的期望力、速度和位置与控制电压的映射关系,从而减小了流量非线性、容腔压力响应等液压特性对控制性能的影响,提高了控制精度。

(3)对所提出方法进行了实验验证,结果表明:采用 VDC 方法后, x 轴和 z 轴方向的末端误差相比于 PID 方法,分别从 59.63 mm 和 19.6 mm 降低到 11.17 mm 和 6.48 mm,仅为 PID 方法的 18.73% 和 33.06%。

参考文献:

[1] 李运华,范茹军,杨丽曼,等. 智能化挖掘机的研究

- 现状与发展趋势[J]. 机械工程学报, 2020, 56(13): 165-178.
- LI Yunhua, FAN Rujun, YANG Liman, et al. Research status and development trend of intelligent excavators[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(13): 165-178.
- [2] 梁涛, 张晓刚, 权龙, 等. 泵阀双源协同驱动多执行器系统特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(3): 1-11.
- LIANG Tao, ZHANG Xiaogang, QUAN Long, et al. Characteristics of pump and valve dual-source collaborative driving multi-actuator system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(3): 1-11.
- [3] LI I H, CHIANG H H, LEE L W. Development of a linear delta robot with three horizontal-axial pneumatic actuators for 3-DOF trajectory tracking[J]. Applied Sciences, 2020, 10(10): 3526.
- [4] REGINALD N, SEO J, CHA M. Integrative tracking control strategy for robotic excavation[J]. International Journal of Control Automation and Systems, 2021, 19(10): 3435-3450.
- [5] DO T C, TRAN D T, DINH T Q, et al. Tracking control for an electro-hydraulic rotary actuator using fractional order fuzzy PID controller[J]. Electronics, 2020, 9(6): 926.
- [6] SUN Cong, CAO Liang. Research on trajectory tracking control of 7-DOF picking manipulator[J]. Science Progress, 2021, 104(1): 00368504211003383.
- [7] 潘昌忠, 费湘尹, 周兰, 等. 柔性关节机械臂的自适应命令滤波输出反馈控制[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(5): 199-208.
- PAN Changzhong, FEI Xiangyin, ZHOU Lan, et al. Adaptive command filtered output feedback control for flexible joint manipulator[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(5): 199-208.
- [8] KIM S W, CHO B, SHIN S, et al. Force control of a hydraulic actuator with a neural network inverse model[J]. IEEE Robotics and Automation Letters, 2021, 6(2): 2814-2821.
- [9] HOANG Q D, ROSAS-CERVANTES V A, LEE S G, et al. Robust finite-time convergence control mechanism for high-precision tracking in a hybrid fluid power actuator[J]. IEEE Access, 2020, 8: 196775-196789.
- [10] KADU C B, KOTHULE P S, VIKHE P S, et al. Design, analysis and motion control of hydraulic excavator using discrete sliding mode control with inertial delay[C]//2021 7th International Conference on Advanced Computing and Communication Systems (ICACCS). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2021: 255-260.
- [11] HELIAN Bobo, CHEN Zheng, YAO Bin. Energy-saving and accurate motion control of a hydraulic actuator with uncertain negative loads[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(5): 253-264.
- [12] MOHANTY A, YAO Bin. Indirect adaptive robust control of hydraulic manipulators with accurate parameter estimates[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2011, 19(3): 567-575.
- [13] 张蕾, 刘宇航, 王晓华, 等. 融合速度信息的机械臂自适应轨迹跟踪控制方法[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(7): 47-55.
- ZHANG Lei, LIU Yuhang, WANG Xiaohua, et al. Adaptive trajectory tracking control of manipulator based on velocity information fusion[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(7): 47-55.
- [14] BOYER F, KHALIL W. An efficient calculation of flexible manipulator inverse dynamics[J]. The International Journal of Robotics Research, 1998, 17(3): 282-293.
- [15] ZHU Wenhong. Virtual decomposition control: toward hyper degrees of freedom robots[M]. Berlin, Germany: Springer, 2010.
- [16] ZHU Wenhong, PIEDBOEUF J C. Adaptive output force tracking control of hydraulic cylinders with applications to robot manipulators[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2005, 127(2): 206-217.
- [17] KOIVUMÄKI J, ZHU Wenhong, MATTILA J. Addressing Closed-chain dynamics for high-precision control of hydraulic cylinder actuated manipulators[C]//BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, NY, USA: ASME, 2018: V001T01A018.
- [18] KOIVUMÄKI J, MATTILA J. High performance nonlinear motion/force controller design for redundant hydraulic construction crane automation[J]. Automation in Construction, 2015, 51: 59-77.
- [19] 陈光荣, 王军政, 赵江波, 等. 基于虚拟分解控制的液压足式机器人单腿稳定阻抗控制[J]. 机器人, 2017, 39(5): 704-714.
- CHEN Guangrong, WANG Junzheng, ZHAO Jiangbo, et al. Stable impedance control of a single leg of hydraulic legged robot based on virtual decomposition control[J]. Robot, 2017, 39(5): 704-714.
- [20] 刘阳. 2-6UCU 型串并联机构的虚拟分解控制[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
- [21] CHENG Min, HAN Zenan, DING Ruqi, et al. Development of a redundant anthropomorphic hydraulically actuated manipulator with a roll-pitch-yaw spherical wrist[J]. Frontiers of Mechanical Engineering, 2021, 16(4): 698-710.
- [22] CHENG Min, LI Linan, DING Ruqi, et al. Real-time anti-saturation flow optimization algorithm of the redundant hydraulic manipulator[J]. Actuators, 2021, 10(1): 11.

(编辑 李慧敏 刘杨)