

弓形和矩形先导级 2D 伺服阀动态特性分析

陈 烜¹ 阮 健¹ 刘 奎¹ 朱兆良¹ 赵 伟² 李 胜¹

(1. 浙江工业大学二维(2D)液压/气动元件及系统工程技术研究中心, 杭州 310023;

2. 嘉兴学院机电工程学院, 嘉兴 314001)

摘要: 2D 伺服阀基于螺旋伺服的原理将先导级和功率级集成在阀芯上,具有功率密度高和响应速度快的特点,其动态特性易受先导级节流口的影响。本文对弓形和矩形两种先导级结构的 2D 伺服阀动态特性及其结构参数对动态特性的影响进行研究。首先,阐述 2D 伺服阀的结构及工作原理,分别建立弓形和矩形先导级结构 2D 伺服阀的数学模型;然后,采用数值计算的方法对两种先导级结构 2D 伺服阀进行仿真分析,获得两者在不同结构参数(斜槽角 β 、先导级零位开口量 h_0)和不同工作压力 p_s 下的阶跃响应特性;最后,搭建 2D 伺服阀的阶跃特性实验平台,获得弓形和矩形两种先导级结构 2D 伺服阀的阶跃特性实验曲线,并与仿真结果进行比较。结果表明,在相同结构参数(斜槽角 β 为 82° 、先导级零位开口量 h_0 为 0.02 mm)和 20 MPa 工作压力条件下,2D 伺服阀采用矩形先导级结构将阀芯轴向位移对阀芯转角的阶跃响应时间,从弓形先导级结构的 3.4 ms 缩短为 1.4 ms。将矩形先导级结构应用于以力矩马达作为电-机械转换器驱动阀芯旋转构成的 2D 电液伺服阀中,当阀芯轴向位移为 0.3 mm 时,其阶跃响应时间为 10 ms,基本满足 2D 电液伺服阀对响应速度的要求。

关键词: 2D 伺服阀; 先导级; 数值计算; 动态特性

中图分类号: TH137.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)02-0418-09

OSID:



Dynamic Characteristics Analysis of Bow and Rectangular Pilot-stage 2D Servo Valve

CHEN Xuan¹ RUAN Jian¹ LIU Kui¹ ZHU Zhaoliang¹ ZHAO Wei² LI Sheng¹

(1. R&D Center of Two-dimensional Hydraulic Components and Systems, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, China

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Jiaxing University, Jiaxing 314001, China)

Abstract: 2D servo valve combines the pilot-stage and power-stage together based on the spiral servo principle. The throttles of the pilot-stage have a decisive influence on the characteristics of the 2D servo valve. The dynamic characteristics of bow and rectangular pilot-stage 2D servo valves were analyzed, especially under the influence of structural parameters. Firstly, the structure and working principle of the 2D servo valve were introduced, and then the mathematical models of the bow pilot-stage 2D servo valve and the rectangular pilot-stage 2D servo valve were established respectively. Secondly, the step characteristics of the bow and rectangular pilot-stage 2D servo valves under different structural parameters (inclined groove β , pilot stage zero opening h_0 , system pressure p_s) were simulated by numerical method. Finally, a test rig was set up to verify the step characteristics of the bow and rectangular pilot-stage 2D servo valves. As a result, the experimental curves of step characteristics of the bow and rectangular pilot-stage 2D servo valves were obtained. Under the same structural parameters (inclined groove β was 82° , pilot zero opening h_0 was 0.02 mm) and system pressure p_s (20 MPa), the step response time of the 2D servo valve was shortened from 3.4 ms (bow pilot-stage 2D servo valve) to 1.4 ms by adopting the rectangular pilot-stage structure. Moreover, the rectangular pilot-stage structure was applied to a 2D electro-hydraulic servo valve which a torque motor was employed as electro-mechanical converter to drive the rotary motion of the spool. When the displacement of the spool was 0.3 mm,

收稿日期: 2019-07-09 修回日期: 2019-08-16

基金项目: 国家自然科学基金项目(51405443)和国防科技创新特区项目

作者简介: 陈烜(1988—),男,博士生,主要从事 2D 电液伺服阀及其电-机械转换器研究,E-mail: 571230381@qq.com

通信作者: 阮健(1963—),男,教授,博士生导师,主要从事二维(2D)液压元件及系统研究,E-mail: ruanjian@zjut.edu.cn

the step response time of whole system was 10 ms, which showed that rectangular pilot-stage electrical-hydraulic 2D servo valves driven by the torque motor can demonstrate a high speed of response.

Key words: 2D servo valve; pilot stage; numerical calculation; dynamic characteristic

0 引言

电液比例/伺服控制系统因其输出功率大、结构紧凑以及优良的静动态特性而广泛应用于工业及工程自动化装备中^[1-2]。随着自动化技术的发展,对电液伺服控制系统提出了更高要求,比如更高的工作压力、良好的抗污染能力和可靠性等^[3]。

电液比例/伺服阀作为电液比例/伺服控制系统的核心元件,其静动态特性基本决定了整个系统的特性^[4-7]。为了克服液动力,实现高压、大流量控制,绝大多数的电液伺服(比例)阀采用多级结构。典型的两级电液伺服阀由先导级和功率级构成,先导级结构主要有喷嘴-挡板式、射流管式和滑阀式^[8]。喷嘴-挡板式伺服阀先导级的喷嘴与挡板间的环形面积构成可变节流口,但喷嘴和挡板间的间隙仅0.03~0.05 mm^[9],易堵塞,因此该类伺服阀的进油口必须加装滤油装置。射流管式伺服阀先导级可变节流口的节流面积为喷嘴和接收孔间的重叠面积,由于喷嘴和接收孔间隙较大,因此与喷嘴-挡板式伺服阀相比,电液伺服阀的抗污染能力得以改善^[10]。先导级为滑阀(转阀),可设计成电液伺服阀或者比例阀,前者一般采用高频响的音圈电机作为电-机械转换器,后者一般采用比例电磁铁作为电-机械转换器。此外,在系统压力不高或流量较小的场合,也可以采用大功率的电-机械转换器构成直驱式电液伺服阀或比例阀,如采用大功率马达或者比例电磁铁作为电-机械转换器的直驱式伺服阀^[11-12],也可以采用音圈电机作为电-机械转换器构成直驱式的电液伺服阀^[13],或者采用旋转电机驱动的直驱式电液伺服阀^[14-15]。

RUAN等^[16]基于2D螺旋伺服原理提出2D伺服阀结构,利用阀芯转动自由度和直动自由度,将先导级和功率级集成在单个阀芯上,其结构紧凑,可满足高压大流量的要求,同时具有很高的抗污染能力(达到NAS11级)。采用电机作为电-机械转换器,构成2D电液数字伺服阀,成功地应用于新一代战机的液压控制系统中。2D电液数字伺服阀的先导级节流口形状为弓形^[17],采用电机通过传动机构驱动阀芯旋转角较大^[18],因此弥补了弓形先导级流量增益的不足,保证了阀的响应速度。2D数字伺服阀由于存在传动机构,导致整体结构复杂,另外,传动机构间存在间隙使得阀的滞环增大^[19]。为此采用

力矩马达作为电-机械转换器,将衔铁和阀芯固连,直接驱动阀芯转动^[20-21]。由于力矩马达的转角很小,若2D伺服阀仍采用弓形的先导级开口,其先导级流量增益无法满足整个阀快速响应的要求,因此有必要对先导级节流口开口形式进行研究。

本文对弓形和矩形两种先导级结构的2D伺服阀动态特性及其结构参数对动态特性的影响进行研究。首先,阐述2D伺服阀的结构及工作原理,分别建立弓形和矩形先导级2D伺服阀的数学模型,采用数值计算的方法对两者进行仿真分析,获得在不同结构参数(斜槽角 β 、先导级零位开口量 h_0 、系统压力 p_s)下的阶跃响应特性;然后,搭建2D伺服阀的阶跃响应特性实验平台,获得两类先导级结构2D伺服阀的阶跃响应特性实验曲线,并与仿真结果进行比较;最后,将弓形2D伺服阀用于力矩马达驱动的2D电液伺服阀中,测试其阶跃响应特性。

1 2D 伺服阀结构及工作原理

2D伺服阀结构及工作原理如图1所示。2D伺服阀阀芯具有转动和直动两个运动自由度,其中阀芯转动起到先导级的作用,阀芯直动起到功率级的作用。2D伺服阀阀芯最左端台肩上有两对高低压油口,其中高压油口通过阀芯内部油道与系统压力相连通,低压油口与低压腔相沟通。在高低压油口之间的位置,阀套内表面开有斜槽与阀芯左端的敏感腔相连。从而使得斜槽、高压油口和低压油口三者共同构成一个液压阻尼半桥,控制敏感腔压力 p_c 。

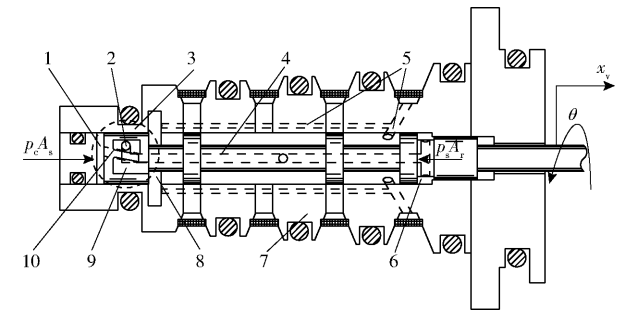


图1 2D 伺服阀结构及工作原理图

Fig. 1 Structure and working principle of 2D servo valve

- 1.敏感腔 2.高压油口 3.2D 伺服阀先导级 4.2D 伺服阀阀芯 5.回油通道 6.高压油腔 7.2D 伺服阀阀套 8.低压腔 9.低压油口 10.斜槽

在稳态条件下,高压油口与斜槽重叠形成的开口面积 A_1 和低压油口与斜槽重叠形成的开口面积 A_2 相等,敏感腔的压力 p_c 为系统压力 p_s 的一半,由于

阀芯左侧敏感腔静压力作用面积 A_s 为右侧高压油腔静压力作用面积 A_r 的两倍,同时阀芯受到的摩擦力和伯努利力相比阀芯两端的静压力可以忽略不计,因此 $p_c A_s = p_s A_r$, 阀芯处于静压平衡。

当电-机械转换器驱动阀芯转动角 θ 时,高压油口开口面积 A_1 与低压油口开口面积 A_2 不再相等,导致敏感腔压力 p_c 发生变化,稳态条件下的阀芯静压力平衡被打破,此时阀芯在静压力作用下产生轴向位移。阀芯在轴向运动过程中,由于阀套内表面斜槽的存在,高压油口开口面积 A_1 与低压油口开口面积 A_2 逐渐恢复相等,敏感腔压力 p_c 重新达到系统压力 p_s 的一半,最终阀芯在静压力作用下,稳定在轴向位移 x_v 处,实现对负载流量的控制。

图1圆圈中是2D伺服阀的先导级结构,为了研究2D伺服阀先导级结构形式(弓形和矩形)及其结构参数对2D伺服阀动态特性的影响,给出弓形和矩形2D伺服阀两种先导级结构。

图2为2D伺服阀弓形先导级结构,即阀套内表面斜槽分别与高压油口和低压油口重叠形成的先导级可变节流口的形状为弓形(一定情况下会变成圆形)。图3为2D伺服阀矩形先导级结构,即阀套内表面斜槽分别与高压油口和低压油口重叠形成的先导级可变节流口形状为矩形。

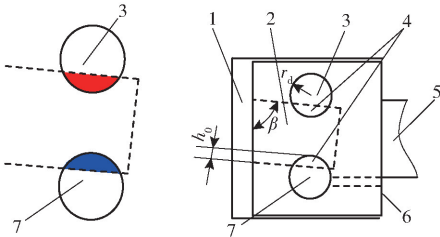


图2 2D 伺服阀弓形先导级结构

Fig. 2 Bow pilot-stage structure of 2D servo valve
1. 敏感腔 2. 斜槽 3. 高压油口 4. 弓形开口 5. 2D 伺服阀阀芯 6. 低压腔 7. 低压油口

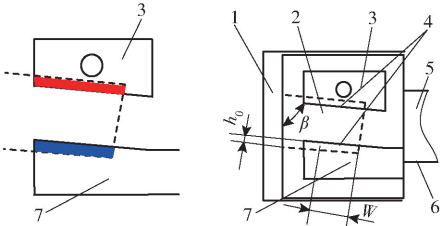


图3 2D 伺服阀矩形先导级结构

Fig. 3 Rectangular pilot-stage structure of 2D servo valve
1. 敏感腔 2. 斜槽 3. 高压油口 4. 矩形开口 5. 2D 伺服阀阀芯 6. 低压腔 7. 低压油口

2 2D 伺服阀数学模型

由于阀芯左侧台肩开有一对高低压油口,即有2个高压油口和2个低压油口,因此流出高压油口

的流量为

$$Q_1 = 2C_d A_1 \sqrt{\frac{2(p_s - p_c)}{\rho}} \tag{1}$$

式中 C_d ——流量系数,取0.61
 ρ ——油液密度

同理,流进低压油口的流量为

$$Q_2 = 2C_d A_2 \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} \tag{2}$$

由图2和图3可知,本文两种2D伺服阀先导级结构形式,各自的高低压油口开口面积 A_1 和 A_2 的表达式需要分情况讨论。

若2D伺服阀先导级可变节流口形状为弓形(图4),则高压油口开口面积为

$$A_1 = \begin{cases} 0 & (h_1 \leq 0) \\ h_1 \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} + r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_1 - h_1^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} & (0 < h_1 \leq r_d) \\ \pi r_d^2 + h \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} - r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_1 - h_1^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_1 - h_1^2} & (r_d < h_1 \leq 2r_d) \\ \pi r_d^2 & (h_1 > 2r_d) \end{cases} \tag{3}$$

其中 $h_1 = h_0 + \Delta h$

式中 h_1 ——开口面积 A_1 的开口量,即弓形可变节流口开口面积的弓高
 h_0 ——初始开口
 Δh ——开口量的变化量
 r_d ——高低压油口半径

同理低压油口开口面积为

$$A_2 = \begin{cases} 0 & (h_2 \leq 0) \\ h_2 \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} + r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_2 - h_2^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} & (0 < h_2 \leq r_d) \\ \pi r_d^2 + h_2 \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} - r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_2 - h_2^2}}{r_d} - r_d \sqrt{2r_d h_2 - h_2^2} & (r_d < h_2 \leq 2r_d) \\ \pi r_d^2 & (h_2 > 2r_d) \end{cases} \tag{4}$$

其中 $h_2 = h_0 - \Delta h$

式中 h_2 ——开口面积 A_2 的开口量,即弓形可变节流口开口面积的弓高

若2D伺服阀先导级可变节流口形状为矩形(图5)。则高压油口开口面积为

$$A_1 = \begin{cases} 0 & (h_1 \leq 0) \\ Wh_1 & (h_1 > 0) \end{cases} \tag{5}$$

式中 W ——高压油口面积梯度
同理低压油口开口面积为

$$A_2 = \begin{cases} 0 & (h_2 \leq 0) \\ Wh_2 & (h_2 > 0) \end{cases} \tag{6}$$

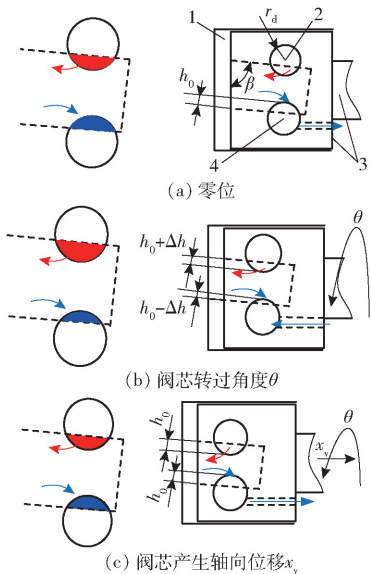


图 4 弓形先导级 2D 伺服阀示意图

Fig. 4 Bow pilot-stage 2D servo valve

1. 敏感腔 2. 高压油口 3. 低压腔 4. 低压油口

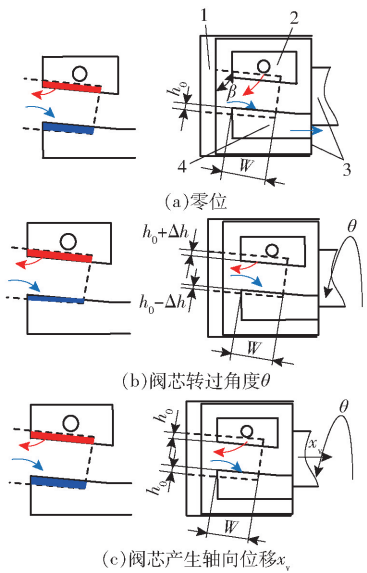


图 5 矩形先导级 2D 伺服阀示意图

Fig. 5 Rectangular pilot-stage 2D servo valve

1. 敏感腔 2. 高压油口 3. 低压腔 4. 低压油口

由图 4 和图 5 可知,当电-机械转换器驱动阀芯逆时针方向旋转时, h_1 和 h_2 表示为

$$\begin{cases} h_1 = h_0 + R\theta\sin\beta - x_v\cos\beta \\ h_2 = h_0 - R\theta\sin\beta + x_v\cos\beta \end{cases} \tag{7}$$

式中 R ——阀芯最左端台肩半径
 β ——斜槽倾角

若不考虑阀芯最左端台肩与阀套间的间隙泄漏流量,根据 2D 伺服阀先导级流量连续性方程可得

$$Q_1 - Q_2 = A_s \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_c}{dt} \tag{8}$$

式中 V_1 ——敏感腔体积
 β_e ——液压油的体积弹性模量

忽略伯努利力及摩擦力的影响,2D 伺服阀阀芯的力平衡方程为

$$p_c A_s - p_s A_r = m_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_s \frac{dx_v}{dt} + K_s x_v + F_L \tag{9}$$

式中 m_s ——2D 伺服阀阀芯质量
 B_s ——阻尼系数 K_s ——弹性模量
 F_L ——作用在阀芯上的外界干扰力

由式(1)、(2)、(8)、(9)共同构成 2D 伺服阀的基本方程,通过求解可以获得 2D 伺服阀的动态特性。

在先导级零位附近线性化处理式(1)和式(2),式(8)可变为

$$K_q \Delta h - K_c \Delta p_c = A_s \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_c}{dt} \tag{10}$$

式中 K_q ——2D 伺服阀先导级流量增益
 K_c ——2D 伺服阀先导级流量-压力系数
若为矩形先导级 2D 伺服阀,则

$$K_q = 4C_d W \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \tag{11}$$

$$K_c = 4C_d W h_0 \sqrt{\frac{1}{\rho p_s}} \tag{12}$$

且 W 为恒值。

若为弓形先导级 2D 伺服阀,在零位附近,有

$$K_q = 4C_d \sqrt{2h_0 r_d - h_0^2} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \tag{13}$$

$$K_c =$$

$$2C_d \left[r_d^2 \arcsin \frac{\sqrt{2r_d h_0 - h_0^2}}{r_d} - (r_d - h_0) \sqrt{2r_d h_0 - h_0^2} \right] \frac{1}{\sqrt{p_s \rho}} \tag{14}$$

2D 伺服阀的结构组成类似一个阀控缸系统,先导级结构类似阀控缸系统中的控制滑阀,而功率级结构类似阀控缸系统中的液压缸,2D 伺服阀先导级的流量增益 K_q 直接影响功率级阀芯轴向运动的响应速度,同时 2D 伺服阀先导级的流量-压力系数 K_c 会直接影响阀芯轴向运动的阻尼比。

3 2D 伺服阀动态特性方程求解

3.1 动态特性的数值求解

由于弓形和矩形先导级 2D 伺服阀的基本方程都为结构复杂的常微分方程,很难求得解析解,因此

本文采用数值解法,即经典龙格-库塔法^[22]求取弓形和矩形先导级 2D 伺服阀的动态响应。

数值计算中的弓形先导级 2D 伺服阀和矩形先导级 2D 伺服阀参数如表 1 所示。

表 1 2D 伺服阀参数		
Tab. 1 Structure parameters of 2D servo valve		
参数	弓形先导级 2D 伺服阀	矩形先导级 2D 伺服阀
2D 阀芯质量 m/kg	9.9×10^{-3}	9.9×10^{-3}
高低压油口初始开口量 h_0/m	2.0×10^{-5}	2.0×10^{-5}
矩形开口面积梯度 W/m	1.0×10^{-3}	
高低压圆孔半径 r_d/m		1.0×10^{-3}
敏感腔长度 L_v/m	1.0×10^{-3}	1.0×10^{-3}
系统压力 p_s/MPa	20	20
斜槽角 $\beta/(\text{^\circ})$	82	82
2D 阀芯左端台肩半径 R/m	3.0×10^{-3}	3.0×10^{-3}

弓形及矩形先导级 2D 伺服阀阶跃响应的数值计算结果如图 6 所示,弓形先导级 2D 伺服阀的阶跃响应时间为 3.48 ms,矩形先导级 2D 伺服阀的阶跃响应时间为 1.4 ms,在相同主要结构参数(斜槽角 β 、先导级零位开口量 h_0 、系统压力 p_s)条件下,矩形先导级 2D 伺服阀阶跃响应速度远快于弓形先导级 2D 伺服阀。

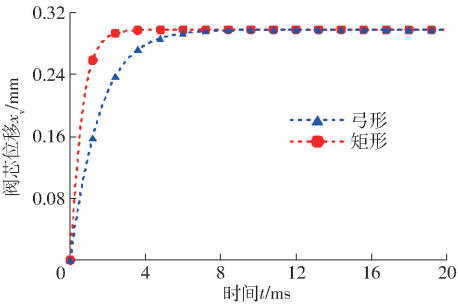


图 6 弓形及矩形先导级 2D 伺服阀的阶跃特性(数值计算)

Fig. 6 Step characteristics of bow and rectangular pilot stage 2D servo valve (numerical calculation)

由表 1 可知 r_d 远大于 h_0 , 因此式(13)可简化为

$$K_q = 4C_d \sqrt{2h_0 r_d} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (15)$$

根据表 1 和式(11),此时在零位附近,矩形先导级流量增益大于弓形先导级流量增益。由于先导级的流量增益 K_q 决定了阀芯的轴向位移响应速度。因此使得矩形先导级 2D 伺服阀阶跃响应速度远快于弓形先导级 2D 伺服阀。若为了提高弓形先导级 2D 伺服阀的响应速度需增大 r_d ,但此时 r_d 的尺寸会受到阀芯台肩尺寸限制。

3.2 结构参数对动态特性的影响

采用经典龙格-库塔法研究结构参数(斜槽角 β 、先导级零位开口量 h_0 、系统压力 p_s)对弓形以及

矩形先导级 2D 伺服阀动态特性的影响。

斜槽角 β 对矩形以及弓形先导级 2D 伺服阀动态特性的影响如图 7 所示。在阀芯轴向位移 x_v 相同的条件下,弓形先导级 2D 伺服阀阶跃响应时间随斜槽角 β 的增大而增大,矩形先导级 2D 伺服阀阶跃响应时间随斜槽角 β 的增大而减小(图 7)。

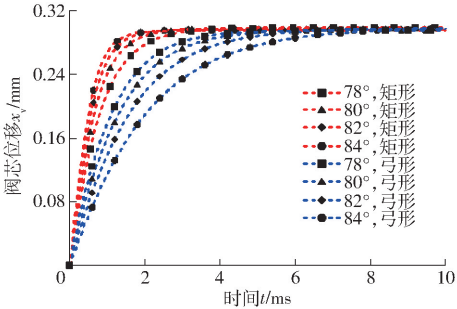


图 7 不同斜槽角 β 下的 2D 伺服阀阶跃特性(数值计算)

Fig. 7 Step characteristics of 2D servo valve with different inclined groove angle β (numerical calculation)

由于阀套内表面斜槽角 β 的存在,对阀芯轴向位移 x_v 产生位置反馈,因此当阀芯达到稳态时,斜槽角 β 与阀芯轴向位移 x_v 存在几何关系,即

$$x_v = R\theta \tan \beta \quad (16)$$

在保证阀芯轴向位移 x_v 不变的情况下,若斜槽角 β 增大时,阀芯所需的转角 θ 就减小。弓形先导级 2D 伺服阀在小角度(小于 2°)驱动阀芯转动条件下,制约其响应速度的主要因素是 K_q ,随着斜槽角 β 的减小,转角 θ 增大,使得流量增益增大,阀芯轴向位移 x_v 响应速度加快。而矩形先导级 2D 伺服阀制约其响应速度的主要因素是转角 θ ,当斜槽角 β 增大时,转角 θ 行程缩短,所需的响应时间更短。

先导级零位开口量 h_0 对矩形以及弓形先导级 2D 伺服阀动态特性的影响如图 8 所示。当先导级零位开口量 h_0 在区间 $0 \sim 0.02 \text{ mm}$ 增大时,矩形以及弓形先导级 2D 伺服阀的阶跃响应时间随 h_0 增大而减小,但 h_0 的增大使系统响应加快的同时,也会导致零位泄漏的增加。同时由图 8 可知,当先导级

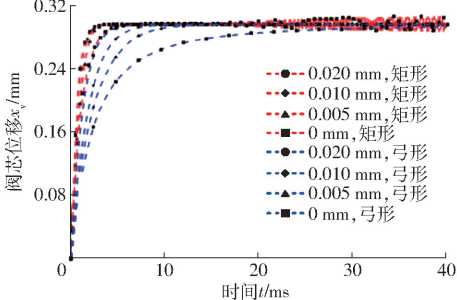


图 8 不同先导级零位开口量 h_0 下的 2D 伺服阀阶跃特性(数值计算)

Fig. 8 Step characteristics of 2D servo valve with different pilot zero opening h_0 (numerical calculation)

零位开口量 h_0 逐渐接近 0 时,矩形先导级 2D 伺服阀阀芯的稳定性变差,产生振荡的现象,由式(12)可知,矩形先导级 2D 伺服阀先导级的流量-压力系数 K_c 与 h_0 成正比,同时 2D 伺服阀先导级的流量-压力系数直接影响阀芯轴向运动的阻尼比。若 h_0 趋向于零,矩形先导级流量-压力系数也会趋向于零,导致其提供的阻尼减小,使得系统稳定性下降产生振荡。另外矩形先导级 2D 伺服阀在相同先导级零位开口条件下,响应时间小于弓形先导级 2D 伺服阀,甚至在 h_0 为零的条件下,矩形先导级 2D 伺服阀的响应时间小于 h_0 为 0.02 mm 下弓形先导级 2D 伺服阀的响应时间(图 8)。

系统压力 p_s 对矩形和弓形先导级 2D 伺服阀阶跃响应的影响如图 9 所示。当系统压力 p_s 在 5 ~ 20 MPa 区间内,矩形以及弓形 2D 伺服阀阶跃响应时间都随系统压力 p_s 增大而减小。同时矩形 2D 伺服阀在相同系统压力 p_s 条件下,响应时间小于弓形 2D 伺服阀,甚至在系统压力 5 MPa 条件下矩形 2D 伺服阀的响应时间小于 20 MPa 下弓形 2D 伺服阀的响应时间(图 9)。

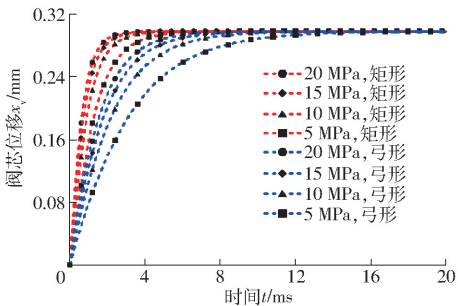


图 9 不同系统压力 p_s 下的 2D 伺服阀阶跃特性
(数值计算)

Fig.9 Step characteristics of 2D servo valve with different system pressure p_s (numerical calculation)

4 实验与结果分析

4.1 摆轮法测 2D 伺服阀的阶跃特性

由矩形以及弓形先导级 2D 伺服阀动态特性的数值仿真结果可知,2D 伺服阀的阀芯轴向位移 x_v 对阀芯转角 θ 的响应速度极快,仅有几毫秒。实验中转角为 0.8° ,理想条件下要求其转角的响应时间趋向零,但阀芯本身存在一定的转动惯量,实际无法做到转角信号 θ 响应时间绝对为零。为此本文采用摆轮法测 2D 伺服阀的阶跃特性,通过直流电机带动凯夫拉线快速拉动阀芯转动,使得阀芯转角信号的响应时间趋近于零。

图 10 为摆轮法测 2D 伺服阀阶跃特性的实验原理,相应的实验装置如图 11 所示。由于直流电机

(最大转速约 6 000 r/min)启动达到最大速度需要一定的响应时间,为了获得 2D 伺服阀转角 θ 极短的响应时间,采用直流电机驱动主动轮,当电机达到最高速度时,从动轮上缠绕凯夫拉线被主动轮绕完,进而通过凯夫拉线拉动摆杆,产生实验所需的阀芯转角 θ 的阶跃输入信号。摆杆两端的限位块用于限制阀芯的转角 θ 。实验台有 2 台激光位移传感器 (Keynes LK - G150H 型,分辨率为 0.6 μm),其中激光位移传感器 I 用于采集阀芯的转角信号 θ ,即用小角度的线位移替代角位移。激光位移传感器 II 用于采集阀芯的轴向位移信号 x_v 。实验使用 AgilentDSO6014A 型数字示波器,其有 4 个输入通道,本实验用 2 个通道,分别显示和记录阀芯的转角信号 θ 和轴向位移信号 x_v 。

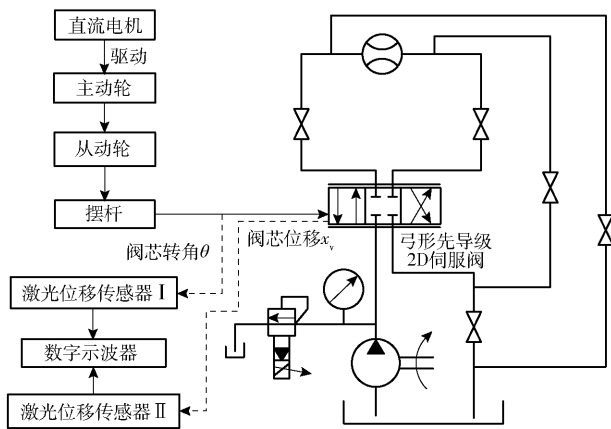


图 10 摆轮法测 2D 伺服阀阶跃特性实验原理图

Fig.10 Experimental schematic of step characteristics of 2D servo valve by pendulum wheel method

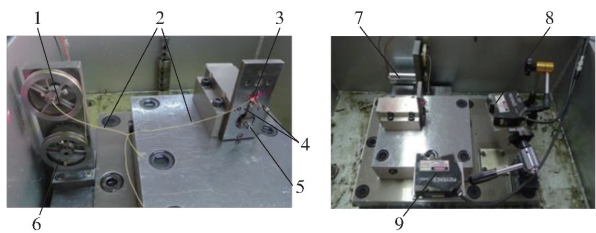


图 11 摆轮法测 2D 伺服阀动态特性响应实验装置图

Fig.11 Experimental device for measuring dynamic response of 2D servo valve by pendulum method

1. 从动轮 2. 拉线 3. 摆杆 4. 限位块 5. 2D 伺服阀 6. 主动轮 7. 直流电机 8. 激光位移传感器 I 9. 激光位移传感器 II

同时实验中系统压力 p_s 为 20 MPa,矩形先导级 2D 伺服阀和弓形先导级 2D 伺服阀阀套内表面的斜槽角 β 均为 82° ,高低压油口的初始开口量 h_0 均为 0.02 mm。

图 12 为矩形先导级 2D 伺服阀和弓形先导级 2D 伺服阀的阶跃响应实验曲线。其中矩形先导级 2D 伺服阀的响应时间为 1.4 ms,弓形先导级 2D 伺服阀的响应时间为 3.4 ms,矩形先导级 2D 伺服阀

的响应时间明显短于弓形先导级 2D 伺服阀,实验结果与数值仿真的结果基本吻合。但直流电机通过凯夫拉绳拉动阀芯转角的过程存在一定的响应时间,所以实验响应时间约 0.1 ms。因此 2D 伺服阀阀芯轴向位移对阀芯转角的响应时间相比数值仿真稍长。

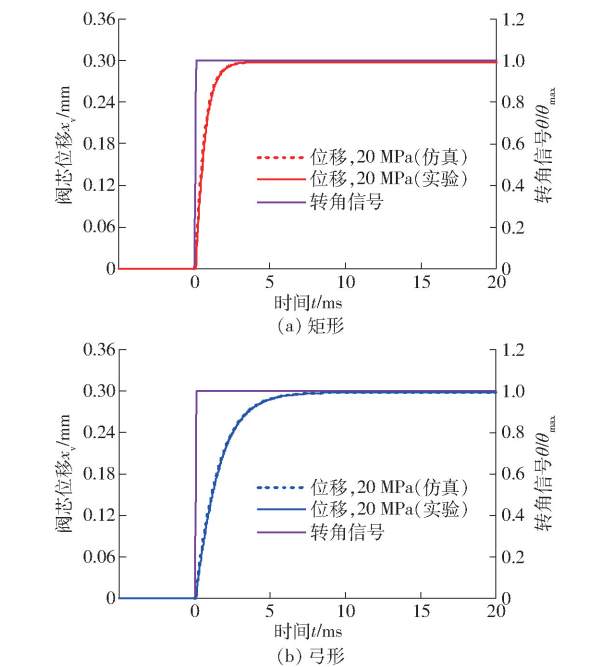


图 12 不同先导级结构 2D 伺服阀阶跃特性实验曲线
Fig. 12 Step characteristics experimental curves of 2D servo valve with different pilot-stage structures

4.2 力矩马达驱动 2D 伺服阀的阶跃特性

由于在阀芯转角 θ 极小并且相关结构参数(斜槽角 β 、先导级零位开口量 h_0 、系统压力 p_s)相同的情况下,矩形先导级 2D 伺服阀阀芯轴向位移 x_v 对阀芯转角 θ 的响应速度明显快于弓形先导级 2D 伺服阀,因此矩形先导级结构适用于力矩马达小角度驱动的 2D 电液伺服阀。

为了验证力矩电机驱动矩形先导级 2D 伺服阀的可行性,搭建图 13 所示力矩电机驱动矩形先导级 2D 伺服阀阶跃特性实验台,图 14 为相应的实验装置图。实验中系统压力 p_s 为 20 MPa,所用矩形先导级 2D 伺服阀阀套内表面斜槽角 β 为 82° ,先导级零位开口量 h_0 为 0.02 mm。

信号发生器用于输出实验用的阶跃信号(图 13),该信号经控制器功率放大后,输入到力矩马达中驱动矩形先导级 2D 伺服阀阀芯旋转。LVDT 用于采集阀芯的位移信号 x_v ,并反馈回控制器构成阀芯的位置闭环。激光位移传感器用于采集力矩马达驱动矩形先导级 2D 伺服阀阀芯轴向位移 x_v ,数字示波器用于记录阀芯轴向位移 x_v 以及信号发生器发出的阶跃信号。

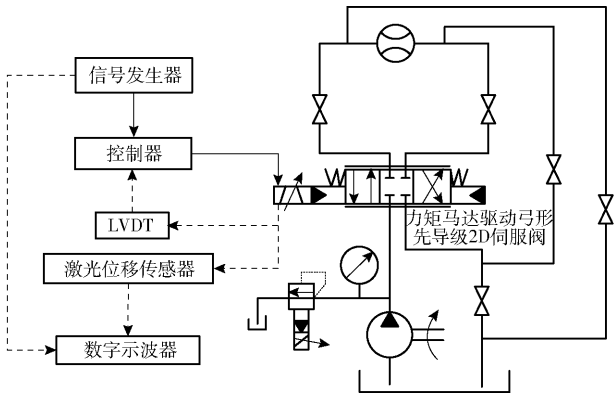


图 13 力矩电机驱动 2D 电液伺服阀阶跃特性实验原理图
Fig. 13 Experimental schematic of step response of 2D electric-hydraulic servo valve driven by torque motor

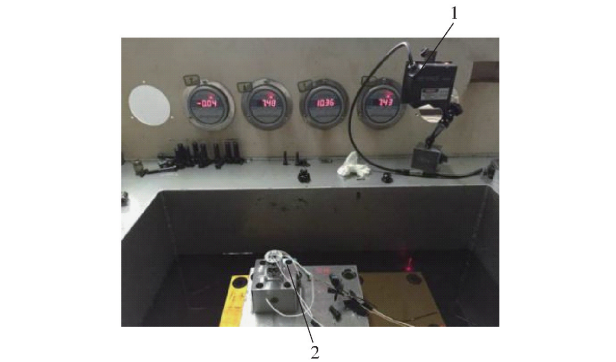


图 14 力矩电机驱动矩形先导级 2D 电液伺服阀阶跃特性的实验装置图
Fig. 14 Experimental device diagram of step response of 2D electric-hydraulic servo valve driven by torque motor
1. 激光位移传感器 2. 力矩电机驱动矩形先导级 2D 电液伺服阀

由图 15 可知,力矩马达驱动矩形先导级 2D 伺服阀在阀芯轴向位移 x_v 为 0.3 mm 时,其阶跃响应时间为 10 ms。由图 16 可得,力矩马达驱动矩形先导级 2D 伺服阀幅频宽为 100 Hz,相频宽为 80 Hz。

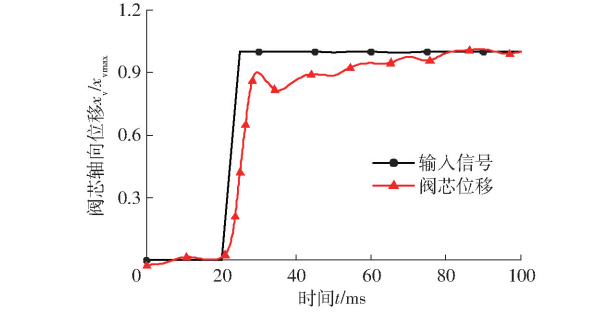


图 15 力矩马达驱动矩形先导级 2D 电液伺服阀的阶跃特性实验曲线($x_v = 0.3$ mm)
Fig. 15 Step response experimental curves of 2D electric-hydraulic servo valve driven by torque motor

由于矩形先导级 2D 伺服阀的阶跃响应时间为 1.4 ms(实际阀芯轴向位移 x_v 对阀芯转角 θ 需要消除转角的响应时间),因此阀部分的响应时间占整个力矩马达驱动矩形先导级 2D 电液伺服阀阶跃响

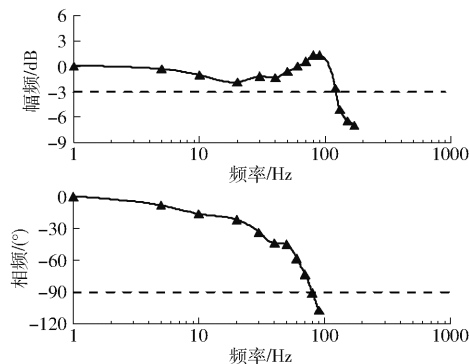


图 16 力矩电机驱动矩形先导级 2D 电液伺服阀的频率特性实验曲线

Fig. 16 Frequency characteristic experimental curves of 2D electric-hydraulic servo valve driven by torque motor

应时间的 14%。若仍采用早期 2D 伺服阀的弓形先导级结构,会大大减慢整个 2D 电液伺服阀的响应时间。因此 2D 电液伺服阀在使用小角度电-机械转换器直接驱动的条件下,例如力矩马达,若为了保证响应速度,其 2D 伺服阀的先导级结构需采用矩形先导级结构,使得在初始条件下即获得较大的流量增益 K_q ,从而获得极短的阀芯轴向位移 x_v 对阀芯转角 θ 需要转角的响应时间,进一步提高 2D 电液伺服阀整个系统的响应速度。

5 结论

(1) 先导级的流量增益 K_q 决定了 2D 伺服阀的

响应速度,且矩形先导级流量增益大于弓形先导级流量增益,在相同主要结构参数(斜槽角 β 、先导级零位开口量 h_0 、系统压力 p_s) 条件下,矩形先导级 2D 伺服阀阶跃响应速度优于弓形先导级 2D 伺服阀。

(2) 在阀芯轴向位移 x_v 相同的条件下,弓形先导级 2D 伺服阀阶跃响应时间随斜槽角 β 的增大而增大,矩形先导级 2D 伺服阀阶跃响应时间随斜槽角 β 的增大而减小;先导级零位开口量 h_0 在一定范围内的增大,能够减小 2D 伺服阀的响应时间,同时当 h_0 接近于零时,影响了 2D 伺服阀先导级的流量-压力系数 K_c ,造成系统阻尼比下降,从而降低了系统稳定性,矩形先导级 2D 伺服阀还出现了振荡现象;系统压力 p_s 的增大可以提高 2D 伺服阀的响应速度。

(3) 采用摆轮法获得弓形和矩形先导级 2D 伺服阀的阶跃响应实验曲线,与数值计算结果基本吻合。综合理论和实验结果表明,2D 伺服阀采用矩形先导级结构,增大了先导级流量增益 K_q ,相比弓形先导级结构,能够进一步提高整个伺服阀的响应速度。

(4) 将矩形先导级 2D 伺服阀用于力矩马达驱动 2D 伺服阀中,在阀芯轴向位移 x_v 为 0.3 mm 时,其阶跃响应时间为 10 ms。可以满足 2D 电液伺服阀在阀芯转角极小的条件下的响应速度要求。

参 考 文 献

[1] 阎耀保. 高端液压元件理论与实践[M]. 上海:上海科学技术出版社, 2017.

[2] 李明生,叶进,谢斌,等. 拖拉机液压底盘液控比例流量阀设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 397-403. LI Mingsheng, YE Jin, XIE Bin, et al. Design and test of hydraulic proportional flow valve for hydraulic chassis in tractor[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 397-403. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180447&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.04.047. (in Chinese)

[3] 李磊,赵升吨,范淑琴,等. 电磁直驱式大规模电液伺服阀的研究现状和发展趋势[J]. 重型机械, 2012, 53(7): 17-24. LI Lei, ZHAO Shengdun, FAN Shuqin, et al. Research status and development trend of large gauge electromagnetic direct drive electro-hydraulic servo-valve[J]. Heavy Machinery, 2012, 53(7): 17-24. (in Chinese)

[4] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京:机械工业出版社, 1999.

[5] 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]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(9): 114-118. (in Chinese)

[6] 左希庆,刘国文,江海兵,等. 2D 电液伺服流量阀特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(2): 400-406. ZUO Xiqing, LIU Guowen, JIANG Haibing, et al. Characteristics of airborne 2D electro-hydraulic servo flow valve [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 400-406. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20170254&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.054. (in Chinese)

[7] 何忠波,郑佳伟,薛光明,等. 阀用超磁致伸缩致动器弓张结构静、动态建模与优化[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 397-405. HE Zhongbo, ZHENG Jiawei, XUE Guangming, et al. Static and dynamic property optimization design on bow-type structure of giant magnetostrictive actuator for valve[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 397-405. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180947&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.047. (in Chinese)

[8] 欧阳小平,杨华勇,郭生荣,等. 现代飞机液压技术[M]. 杭州:浙江大学出版社, 2016.

- [9] 陈元章, 陈晓东. 也谈喷嘴挡板伺服阀与射流管伺服阀的比较[J]. 液压与气动, 2012(11):103-109.
CHEN Yuanzhang, CHEN Xiaodong. Revisiting the comparison of servovalve between flapper-nozzle and jet pipe [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2012(11):103-109. (in Chinese)
- [10] 阎耀保. 射流管伺服阀在飞机液压系统中的应用[J]. 液压气动与密封, 2012(7):8-12.
YIN Yaobao. Applications of jet pipe servovalve on airplane hydraulic system [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2012(7):8-12. (in Chinese)
- [11] 刘劲松, 周世民, 何学工, 等. 飞机刹车系统应用直接驱动伺服阀(DDV)的研究[J]. 航空精密制造技术, 2013, 49(2):48-51.
LIU Jinsong, ZHOU Shimin, HE Xuegong, et al. Research on aircraft braking system by using direct drive servo valve [J]. Aviation Precision Manufacturing Technology, 2013, 49(2):48-51. (in Chinese)
- [12] 姚建庚. 直接驱动式电液伺服阀[J]. 液压与气动, 1999(4):36-38.
YAO Jiangeng. Direct drive electro-hydraulic servo valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 1999(4):36-38. (in Chinese)
- [13] WU Shuai, JIAO Zongxia, YAN Liang. Development of a direct-drive servo valve with high-frequency voice coil motor and advanced digital controller [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 19(3):932-942.
- [14] 钱占松. 旋转直接驱动电液压力伺服阀的设计研究[J]. 液压与气动, 2015(11):90-94.
QIAN Zhansong. Design and research of rotate direct drive pressure control servo valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(11):90-94. (in Chinese)
- [15] 陆亮, 夏飞燕, 阎耀保, 等. 小球式旋转直驱压力伺服阀卡滞机理的研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2019, 53(7):1-9.
LU Liang, XIA Feiyan, YIN Yaobao, et al. Study on spool stuck mechanism of ball-type rotary direct drive pressure servo valve [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(7):1-9. (in Chinese)
- [16] RUAN J, BURTON R, UKRAINETZ P. An investigation into the characteristics of a two dimensional "2D" flow control valve [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2002, 124(1):214-220.
- [17] 李胜, 阮健, 孟彬, 等. 2D 数字伺服阀频率特性研究[J]. 中国机械工程, 2011, 22(2):215-219.
LI Sheng, RUAN Jian, MENG Bin, et al. Study on frequency response for a 2D digital servo valve [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(2):215-219. (in Chinese)
- [18] 李胜. 2D 伺服阀数字控制的关键技术的研究[D]. 杭州:浙江工业大学, 2011:65-80.
- [19] 李胜, 阮健, 孟彬. 2D 数字阀滞环颤振补偿技术研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3):212-218.
LI Sheng, RUAN Jian, MENG Bin. Dither compensation technology for hysteresis of 2D digital valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3):212-218. (in Chinese)
- [20] 刘奎, 陈烜, 朱兆良, 等. 直驱式 2D 阀用湿式力矩马达的研究[J]. 液压气动与密封, 2019, 40(5):4-7.
LIU Kui, CHEN Xuan, ZHU Zhaoliang, et al. The research of wet-type torque motor for direct-acting 2D valve [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2019, 40(5):4-7. (in Chinese)
- [21] 何晋飞, 陈烜, 鲁鹏勇, 等. 插装式二维(2D)伺服阀的理论分析与实验研究[J]. 航空学报, 2019, 40(5):287-297.
HE Jinfei, CHEN Xuan, LU Pengyong, et al. Theoretical analysis and experimental study two-dimensional cartridge servo valve [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2019, 40(5):287-297. (in Chinese)
- [22] 易大义, 沈云宝, 李有法, 等. 计算方法[M]. 杭州:浙江大学出版社, 2002.

(上接第 391 页)

- [21] PRAUSE I, CHARAF E. Comparison of parallel kinematic machines with three translational degrees of freedom and linear actuation [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(4):841-850.
- [22] MAHMOOD M, MOSTAFA T. Kinematic analysis and design of a 3-DOF translational parallel robot [J]. International Journal of Automation and Computing, 2017, 14(4):432-441.
- [23] 沈惠平, 熊坤, 孟庆梅, 等. 并联机构运动解耦设计方法与应用研究[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(6):348-356.
SHEN Huiping, XIONG Kun, MENG Qingmei, et al. Kinematic decoupling design method and application of parallel mechanism [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6):348-356. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160646&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.046. (in Chinese)
- [24] 沈惠平, 李菊, 王振, 等. 基于结构降耦和运动解耦的并联机构拓扑结构优化及其性能改善[J]. 机械工程学报, 2017, 53(19):176-186.
SHEN Huiping, LI Ju, WANG Zhen, et al. Topology structure optimization and performance improvement for parallel mechanisms based on structure coupling-reducing and motion decoupling [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(19):176-186. (in Chinese)
- [25] 吴存存, 杨桂林, 陈庆盈, 等. 四自由度 2PPPaR 并联机构运动学及性能分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(3):36-45.
WU Cuncun, YANG Guilin, CHEN Qingying, et al. Kinematic and performance analysis of a 4-DOF 2PPPaP parallel manipulator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(3):36-45. (in Chinese)