

二维插装式流量调节阀的理论分析和实验研究^①

戴权超^{②*} 尤逸铭^{*} 赵建涛^{***} 李胜^{③***} 阮健^{***}

(* 浙江工业大学机械工程学院 杭州 310023)

(** 浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室 杭州 310023)

摘要 针对流量阀功重比低、体积大的问题,提出一种新型二维插装式流量调节阀。阀体后端的力矩马达带动具有双自由度的二维活塞转动并进行功率放大驱动阀芯,阀体上的压差反馈杆可精准地测量进出口压差,无需安装额外的压力传感器。首先建立该阀的数学模型,并使用 Matlab 进行了稳定性分析;其次以 AMESim 为平台搭建了模型,对其动静特性进行了仿真分析;最后进行实验验证。该阀滞环为 4.4%,线性度为 1.6%,响应时间约为 44 ms,幅频宽约为 17 Hz,相频宽约为 28 Hz,压差测量范围为 8 MPa。理论分析和实验结果均表明,二维插装式流量调节阀不仅结构简单、功重比高,且具有良好的动静特性,是较为合适的解决方案。

关键词 二维阀;流量阀;高集成度;AMESim 仿真软件;实验研究

目前的流量阀大致可以分为无压力补偿型流量阀和压力补偿流量控制阀^[1]。无压力补偿型流量阀的流量与阀芯位移以及进出口压降的平方根成正比,需要多个液压元件的配合才能实现流量的精确控制,例如采用流量传感器可构成输出流量的闭环控制^[2]。但元件数量的增加导致控制系统体积增大和功重比降低,在航空航天等空间有限的情况下并不适用。同时流量阀的性能也决定了系统性能的高低,例如阀芯在高压差、小节流口的情况下会产生阀芯材料磨损快、振动剧烈等现象^[3-4]。

为了提高流量阀的工作性能,国内外研究学者做了大量研究。Huang 等人^[5]提出了一种带先导数字式压力补偿的流量阀,通过压力传感器检测先导阀计量口压降并进行压力补偿,理论和实验的对比分析表明了该方案的可行性,其缺点是需要的元件较多、体积大且随着工作油温的上升,补偿精度会有所下降。赵斌等人^[6]基于 Valvistor 阀放大先导流量的原理,在主阀回路中取消了压力补偿器和流量传

感器,利用主阀对先导流量的比例放大来控制主阀流量,减少了压力损失。这种方法虽然减少了元件数量和体积,但是未考虑主流和导流之间的放大系数受到如压力波动、加工误差和液动力等诸多因素的影响^[7-8]。艾超等人^[9]采用单通道双溢流的方法,设计了一种新型大流量三通压力补偿阀来解决定量泵液压系统的负载独立流量分配多路阀内压力补偿阀流量小的问题。Okhotnikov 等人^[10]对大流量流体系统的旋转流量阀的稳态流动状态和水力特性做了研究,使用计算流体动力学(computational fluid dynamics,CFD)仿真预测了稳态流动引起的扭矩和压降,提高了流量阀的可控性能,但并未对影响阀特性的因素做深入研究。王佳怡等人^[11]通过建立并分析某型号流量阀的数学模型来定量分析阀口过流面积及梯度等因素对阀特性的影响,并通过 AMESim 仿真对影响机理作了进一步的分析,发现调节压差补偿器过流面积和梯度可显著提高流量阀的静动态性,但该方法忽略了液动力对流量阀的影

① 国家重点研发计划(2019YFB2005201)资助项目。

② 男,1997年生,硕士生;研究方向:流体传动及控制;E-mail: 2112002139@zjut.edu.cn。

③ 通信作者,E-mail: lishengjx@zjut.edu.cn。

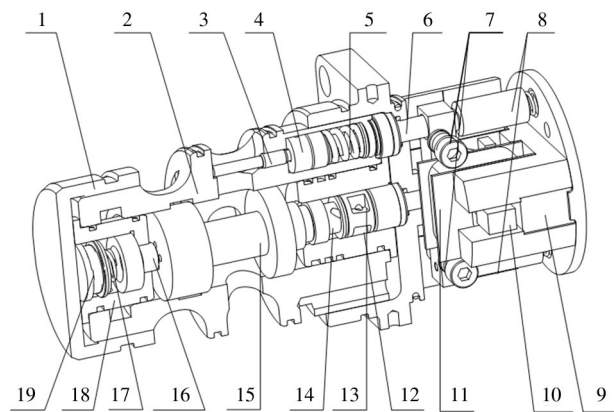
(收稿日期:2023-01-03)

响。

液压元件的发展方向趋于体积小、高功重比等, Ruan 等人^[12-13]提出的二维阀, 不仅结构简单、响应速度快而且有优秀的抗污染能力。在此基础上设计的二维插装式流量调节阀, 阀体外部设计安装了压差反馈结构, 可直接测量进出口压降, 无需安装额外的压力传感器, 降低了质量和体积, 提高了集成度和功重比。本文详细描述了二维插装式流量调节阀的结构及工作原理, 建立了其先导级和功率级的传递函数, 并以 AMESim 作为仿真平台对该阀整体进行了建模及仿真, 最后进行了实验验证。

1 结构原理

如图 1 所示, 二维插装式流量调节阀主要包括力矩马达、主阀体、压力反馈杆、阻尼活塞以及位移传感器等模块。力矩马达通过二维活塞将自身的转角位移转化为轴向位移, 使阀口开度发生变化; 压差反馈杆可随工作口和高压口之间压降的变化发生相应的位移。集成安装于力矩马达上的 2 个直线位移传感器可分别将压差反馈杆和阀芯的位移反馈到控制器中, 实现阀芯位移和压差的双闭环控制。



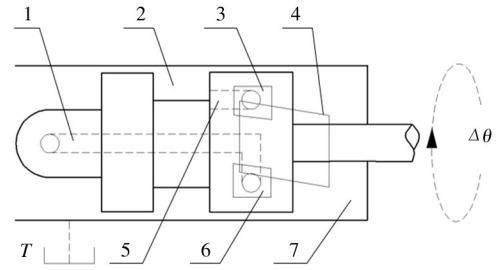
1-左端盖; 2-阀套; 3-感压活塞; 4-阻尼活塞; 5-感压弹簧; 6-位移反馈杆; 7-调零螺钉; 8-LVDT 位移传感器; 9-永磁体; 10-衔铁; 11-线圈; 12-高压槽; 13-低压槽; 14-二维活塞; 15-主阀芯; 16-阻尼活塞; 17-归零弹簧; 18-活塞套; 19-弹簧座

图 1 二维插装式流量调节阀结构示意图

1.1 二维活塞工作原理

二维活塞结构示意图如图 2 所示。二维活塞是

二维插装式流量调节阀的心脏模块, 由高压腔、敏感腔、斜槽、低压槽组成。当力矩马达接通电流输出转角位移带动二维活塞转动, 阀体上的斜槽与高低压槽的重叠面积发生变化; 高压腔流入敏感腔的流量变化导致敏感腔压力改变, 阀芯受力不再平衡, 敏感腔压力与高压腔的压力差将驱使阀芯发生轴向位移。



1-回油通道; 2-高压腔; 3-高压槽; 4-斜槽; 5-高压油通道; 6-低压槽; 7-敏感腔

图 2 二维活塞结构示意图

1.2 压差测量原理

一般情况下, 流量阀的进出口压差是通过压力传感器进行测量的。一方面, 随着工作时间的增加, 油液温度升高, 普通压力传感器会产生零飘, 精度将会显著下降; 另一方面, 安装压力传感器会占用额外的空间、增大整体质量, 在空间小、质量低的工作场合并不太适用。因此, 为实现减少元件数量、缩小体积的目标, 在阀体外部设计增加了压差反馈杆, 其结构原理如图 3 所示。

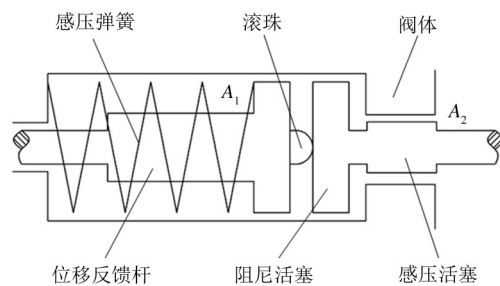


图 3 压差反馈杆结构示意图

右侧感压活塞与左侧位移反馈杆通过滚珠相连, 位移反馈杆左侧与直线位移传感器连接, 可将位移采集反馈给控制器, 控制器可根据进出口压差与位移之间的关系计算出当前进出口压差。感压活塞右侧与高压口 P 输入的高压油直接接触; 工作口 A

处一圆孔与位移反馈杆弹簧腔相连通,工作口油液经圆孔流至感压活塞左侧提供压力并与阻尼活塞形成阻尼。

压差反馈杆力平衡方程如式(1)所示。

$$p_s A_2 - p_k A_1 = K_q \Delta x \quad (1)$$

式中, A_1 为位移反馈杆左侧有效受力面积, A_2 为感压活塞右侧有效受力面积, p_k 为油液出口压力, p_s 为油液入口压力, K_q 为测压弹簧刚度, Δx 为压差反馈杆位移大小。

易得进出口压差 Δp 与压差反馈杆位移 Δx 之间的关系为

$$\Delta p = \frac{K_q \Delta x - p_s (A_2 - A_1)}{A_1} \quad (2)$$

初始时,压差反馈杆处于零位。当工作口压力变小,压差反馈杆受力不再平衡,在进油口压力的作用下开始向左移动,随着感压弹簧的压缩,弹簧力逐渐增大,压差反馈杆重新到达平衡状态;当工作口压力变大,左侧受力变大,压差反馈杆向右发生位移,感压弹簧伸长,弹簧力逐渐增大使得反馈杆受力重新平衡。与位移反馈杆直接相连的直线位移传感器将采集到的位移反馈给控制器并计算压差。

1.3 工作原理

二维插装式流量调节阀的结构如图4所示,调节阀由先导级二维活塞、功率级阀芯、压差反馈杆、阻尼活塞以及复位弹簧等部件构成。

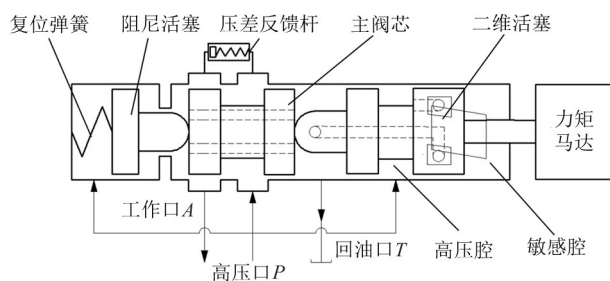


图4 二维插装式流量调节阀结构原理

初始情况下阀口开度为零,力矩马达转角处于零位。当力矩马达接通电流,带动二维活塞逆时针转动(从力矩马达看向主阀方向)时,高压槽与斜槽重叠面积变大,流入右侧敏感腔的高压油流量增大导致敏感腔压力增高,阀芯在高压腔和敏感腔的压差作用下向左发生轴向运动,复位弹簧被压缩;由于

二维活塞做轴向运动也会改变高低压槽与斜槽交接面积的大小,此时斜槽与高压槽的重叠面积变小,流入敏感腔的流量减少,敏感腔压力降低而高压腔压力保持不变。因此阀芯受力重新到达平衡状态,阀芯到达指定位置,工作口A流量增大。当力矩马达输出反方向转角时,阀芯运动状态刚好与上述情况相反,高压槽与斜槽重叠面积变小,流入敏感腔的高压油流量减少导致敏感腔压力降低,阀芯因受力不再平衡向右发生轴向运动;由于二维活塞向右移动导致高压槽与斜槽的重合面积逐渐变大,敏感腔压力也逐渐变大,阀芯受力重新达到平衡状态,工作口A流量减小。二维活塞可将力矩马达输出的较小力矩进行功率放大,转化为较大的液动力并以此为动力进而推动阀芯,同时兼有自反馈的特性。

当工作口负载压力发生变化时,压差反馈杆因为受力不再平衡开始发生轴向位移。控制器首先通过直线位移传感器采集压差反馈杆的位移并根据压差反馈杆的位移与压差之间的关系计算出当前进出口压差,而无需额外的空间来安装压力传感器。直线位移传感器采集到的阀芯位移并反馈完成位移闭环,还能将压差反馈杆的位移反馈至控制器完成压差、位移双闭环。

2 数学模型

2.1 传递函数

为缩短响应时间,将传统高低压孔的结构改为采用高低压槽的结构,二维插装式流量调节阀二维活塞转动示意图如图5所示。力矩马达转轴与二维活塞固连,当力矩马达转动角度为 θ 时(从右向左看,逆时针旋转),二维活塞上高压槽与斜槽的重叠高度可用式(2)来表示。

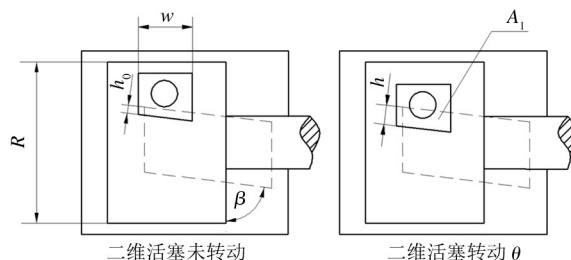


图5 二维活塞转动示意图

$$h = R\theta\sin\beta + h_0 \quad (3)$$

式中, R 为二维活塞半径; β 为斜槽的倾斜角, 取 84° ; θ 为二维活塞旋转角度; h_0 为高压槽与斜槽的初始重叠高度。

二维活塞结构存在自我反馈环节, 即轴向位移会影响高低压槽与斜槽的重叠面积, 继而影响敏感腔压力, 使二维活塞停止移动, 达到新的平衡状态。阀芯轴向位移 x_v 与二维活塞高低压槽重叠高度变化量 Δh 的关系为

$$\Delta h = R\theta\sin\beta - x_v\cos\beta \quad (4)$$

在不计油液压缩和泄漏的情况下, 敏感腔内的流量连续性方程为

$$q_1 - q_2 = A_s \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_c}{\beta_c} \frac{dp_c}{dt} \quad (5)$$

式中, q_1 为高压槽经斜槽流入敏感腔的流量, q_2 为敏感腔经斜槽流入低压槽的流量, A_s 为敏感腔压力对二维活塞的有效作用面积, V_c 为敏感腔的体积, β_c 为油液的体积弹性模量, p_c 为敏感腔压力。

$$q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2(p_s - p_c)}{\rho}} \quad (6)$$

式中, C_d 为流量系数, 取 0.62; $A_1 = wh_0/\sin\beta + R\theta w$ 为高压槽与斜槽间的重叠面积, w 为高低压槽槽宽; ρ 为油液密度。

$$q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2p_c}{\rho}} \quad (7)$$

式中, $A_2 = wh_0/\sin\beta - R\theta w$ 为低压槽与斜槽间的重叠面积。

为了提高二维插装式流量调节阀的稳定性, 设计增加了阻尼活塞装置, 其结构如图 6 所示。

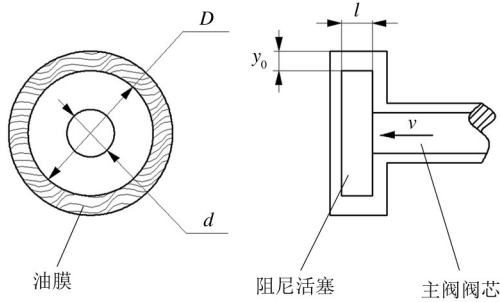


图 6 阻尼活塞结构示意图

根据龙谦等人^[14]对阻尼活塞的建模研究, 增加阻尼活塞后并不会增加或减少主阀芯受到的力, 只

会增加一项与速度有关的阻尼 B_1 , 其大小为

$$B_1 = \frac{3\pi\mu l(D^2 - d^2 + 2y_0D)(D^2 - d^2)}{4y_0^3D} + \pi\mu lD\left(\frac{3(D^2 - d^2 + 2y_0D)}{2y_0^2D} + \frac{1}{y_0}\right) \quad (8)$$

式中, μ 为油液的粘性系数, 取 $0.03956 \text{ Pa} \cdot \text{s}$; l 为阻尼活塞厚度; D 为阻尼活塞大径; d 为阻尼活塞小径; y_0 为油膜厚度。

可列出阀芯的动力学平衡方程:

$$p_c A_s - p_s A_r = m \frac{d^2 x_v}{dt^2} + (B_p + B_1) \frac{dx_v}{dt} + (K_v + K_f) x_v + F_L \quad (9)$$

式中, A_r 为高压腔有效作用面积, m 为折算到阀芯上的质量, B_p 为总成轴向粘性阻尼系数, K_v 为轴向弹簧刚度, F_L 为外部负载力, K_f 为液压等效刚度。

根据式(3)~(9)在忽略泄漏及一些非线性因素影响的情况下, 得到如图 7 所示的控制框图, 然后可得如式(10)所示的传递函数。

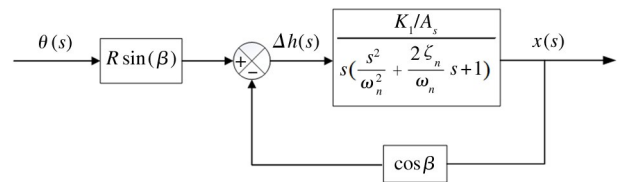


图 7 二维活塞的控制框图

$$\frac{x(s)}{\theta(s)} = \frac{R \tan\beta}{s \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta_n s}{\omega_n} + 1 \right) \cos\beta \cdot (K_f/A_s)} + 1 \quad (10)$$

式中, ω_n 为二维阀活塞固有频率, K_f 为二维阀活塞流量增益系数, ζ_n 为二维阀活塞阻尼比。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\beta_c A_s^2}{m V_c}} \quad (11)$$

$$K_f = 2C_d w \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (12)$$

$$\zeta_n = \frac{\sqrt{A_s^2 \beta_c}}{2A_s^2} \left(\frac{(B_p + B_1) V_c}{\beta_c} + m K_2 \right) \quad (13)$$

式中, K_2 为二维阀活塞压力流量增益系数。

$$K_2 = \frac{2C_d h_0 w}{\sqrt{\rho p_s}} \quad (14)$$

在二维活塞位移(阀芯位移)的基础上,根据滑阀阀口流量公式易得工作口流量与阀芯位移的关系为

$$Q = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (15)$$

式中, Q 为阀口流量, ω 为阀口通流面积梯度, Δp 为进出口压差。

2.2 稳定性分析

根据式(10)所示二维插装式流量调节阀的传递函数,结合表1中的参数利用 Matlab 可分别绘制有阻尼活塞和无阻尼活塞的开环伯德图如图8所示。

表1 伯德图绘制关键参数表

参数	值
阀芯直径/mm	25
阀芯质量/g	104
斜槽倾角/°	84
高(低)压槽槽宽/mm	5
敏感腔最大体积/mm ³	271.278
流量系数	0.620
油液密度/(kg·m ⁻³)	860
体积弹性模量/MPa	700
敏感腔面积/mm ²	93.460
系统压力/MPa	9
高低压槽初始弓高/mm	0.005

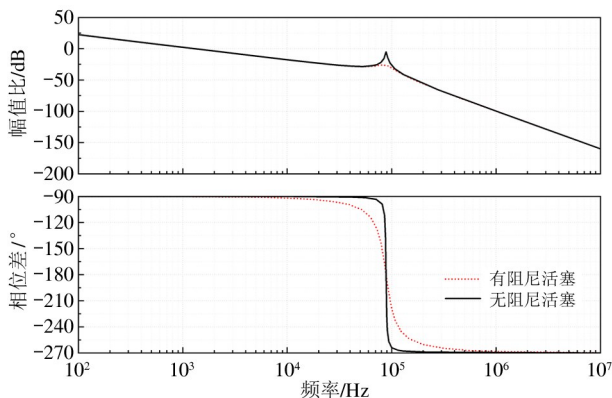


图8 二维活塞和主阀芯伯德图

比较二维插装式流量调节阀有阻尼活塞和无阻尼活塞的开环伯德图可知,增加阻尼活塞后其幅值裕度由原来的约4.6增加到了约26.4;相位裕度基本保持不变,仍旧为90°左右。阻尼活塞结构极大

地增加了二维插装式流量调节阀的稳定性而且不会影响其固有频率和转折频率。

3 二维插装式流量调节阀的仿真

3.1 仿真模型建立

二维活塞负责将自身的转动转化为轴向位移并带动阀芯输出流量,而与二维活塞固连的力矩马达就是负责将输入的电信号转化为转角信号的电-机械转换器。

根据力矩马达的工作原理和结构,基于 AMESim 中的机械库、电磁库以及信号库搭建了力矩马达的仿真模型如图9所示。

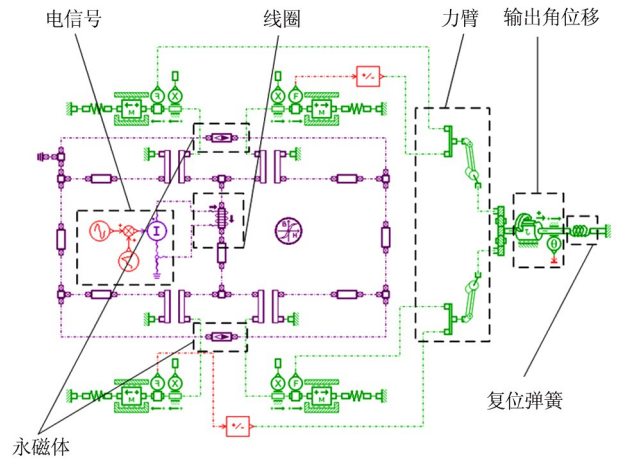


图9 力矩马达仿真模型

二维活塞是二维插装式流量调节阀的先导级部分,通过接收力矩马转化电信号而来的机械信号,使高低压槽与斜槽的重叠面积发生变化,敏感腔压力改变后在压差的作用下推动阀芯,最终将转角位移转化为轴向位移。

由于通过 AMESim 机械库以及液压库无法直接搭建二维活塞模型,因此在式(4)的基础上将转角信号与二维活塞位移通过转角-位移公式进行转化,为模拟二维活塞的自反馈环节,将当前二维活塞位移反馈至转角-位移公式完成闭环。基于 AMESim 中的机械库、液压库、液压元件设计(hydraulic component design, HCD)库以及信号库搭建了二维活塞的仿真模型如图10所示。

根据主阀体的结构特征和工作原理、阀芯位移

和流量之间的关系,基于 AMESim 中的机械库、液压库、信号库以及 HCD 库在考虑主要参数的同时忽略一些对流量阀工作影响较小的因素分别搭建了阀体、阻尼活塞以及压差反馈杆的理想仿真模型如图 11 所示。

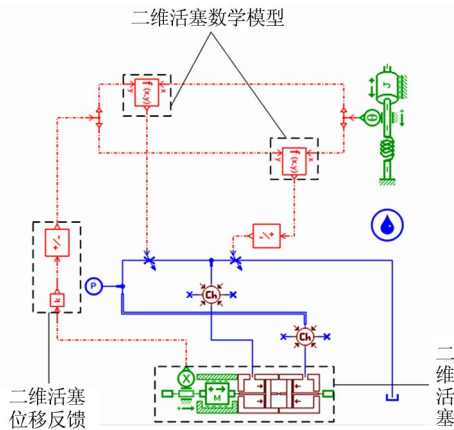


图 10 二维活塞仿真模型

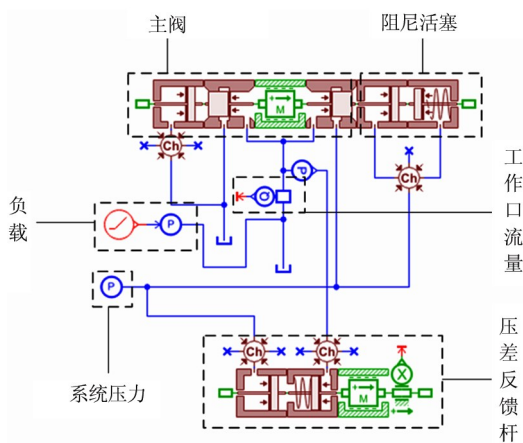


图 11 主阀体仿真模型

在上述模型以及控制思想的基础上,将各模块组合便可得到如图 12 所示的二维插装式流量调节阀整体仿真模型。力矩马达作为电-机械转换器是整体模型的第 1 级,二维活塞负责将力矩马达的转角信号转化为轴向位移作为第 2 级,主阀体则作为第 3 级,将轴向位移转化为流量输出。工作口负载可根据仿真需要,通过调节不同的信号源来模拟负载变化的情况。

AMESim 仿真关键参数设置如表 2 所示。

3.2 静态特性仿真

基于上述搭建的模型以及表 1 中所示的参数,

在空载情况下,设置力矩马达的输入信号为频率 1 Hz、最大值分别为 1.8 V、2.4 V、3.0 V 的正弦信号,并观察二维插装式流量调节阀工作口流量的变化,其仿真结果如图 13 所示。

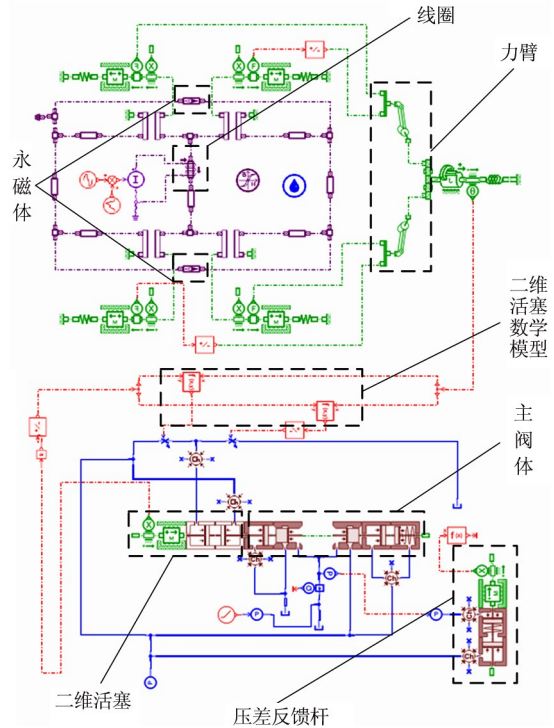
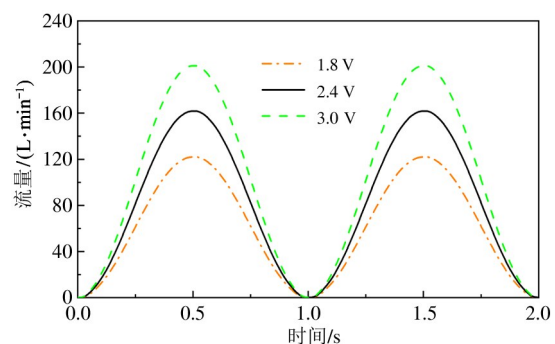


图 12 二维插装式流量调节阀整体仿真模型

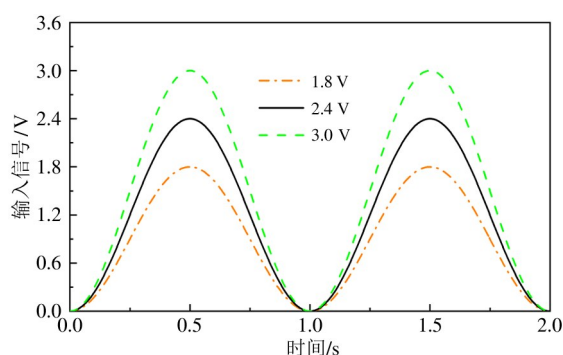
表 2 AMESim 仿真关键参数

参数	值
油液源温度/°C	20
油液密度/(kg · m ⁻³)	860
系统输入油压/MPa	9
油液绝对粘度/Pa · s	0.039 56
阀芯直径/mm	25
阀芯质量/g	96
最大流量系数	0.620
斜槽倾角/°	84
敏感腔面积/mm ²	93.460
高低压槽初始弓高/mm	0.005
磁极面积/mm ²	32.500
线圈匝数/匝	500

从图 13 可知,二维插装式流量调节阀有良好的跟随特性,控制信号可精准地控制二维插装式流量调节阀的输出流量大小,输出的流量随输入信号幅值的增大而增大且二者呈线性关系。



(a) 流量随输入信号的变化



(b) 输入信号

图 13 静态跟随曲线

3.3 阶跃响应及关键参数仿真

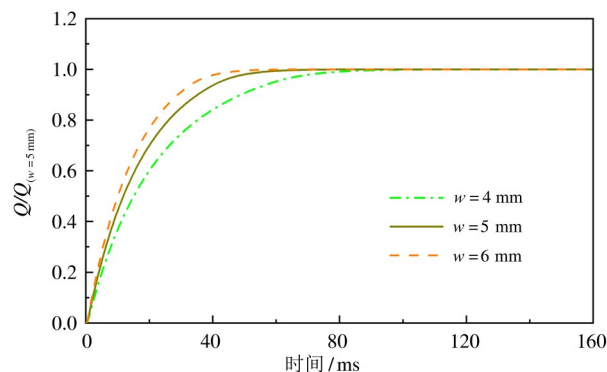
为了探究二维插装式流量调节阀在空载情况下的阶跃响应特性,在空载情况下,设置力矩马达的输入信号为阶跃信号来观察不同关键参数对二维插装式流量调节阀阶跃响应的影响,三组数据分别以高低压槽宽 $w = 5 \text{ mm}$ 、阻尼活塞直径 $D = 16 \text{ mm}$ 以及线圈匝数 $= 500$ 匝为基准进行归一化处理,其结果如图 14 所示。

由图 14(a)可知,当高低压槽槽宽分别等于 3 mm 、 4 mm 、 5 mm 时,阶跃响应时间分别为 43 ms 、 40 ms 、 38 ms 。增大高低压槽槽宽会使响应速度加快,但不会影响到阀芯位移的稳态值。根据式(12)可知,增大高低压槽槽宽会增大流量增益系数,提高响应速度,但是会增加泄漏。

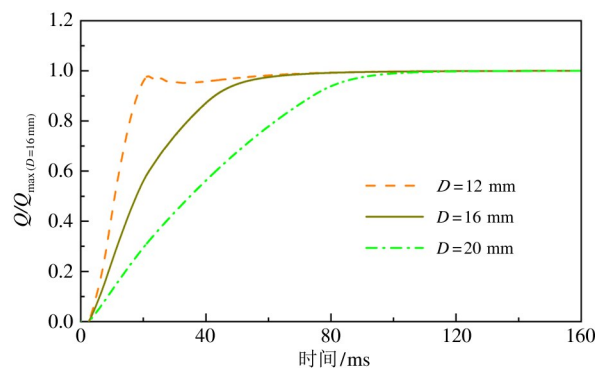
由图 14(b)可知,当阻尼活塞直径分别等于 12 mm 、 16 mm 、 20 mm 时,阶跃响应时间分别为 10 ms 、 40 ms 、 54 ms 。随着阻尼活塞直径变大,响应速度显著变慢,而阻尼活塞直径等于 12 mm 时阶跃响应曲线出现了一定的超调。由式(8)可知,阻尼活塞直径越大那么提供的阻尼也越大,因此阻尼活塞直径

增大会使系统阻尼比增大,导致响应速度变慢,但可以提高系统的稳定性。

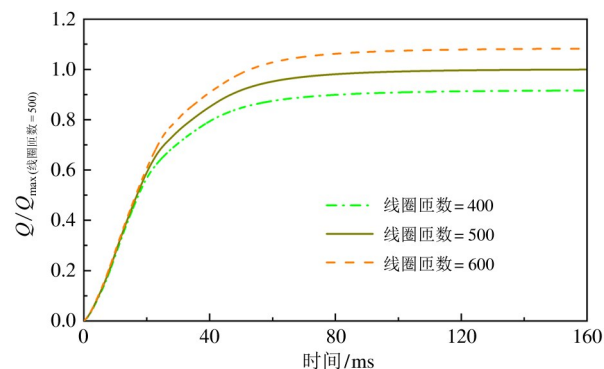
由图 14(c)可知,力矩马达线圈的匝数分别等于 400 匝、 500 匝、 600 匝时,阶跃响应时间并没有发生变化,仍为 40 ms 左右。但是随着线圈匝数的增加,流量的稳态值也不断上升,而且大小与线圈的匝数成正比,因此线圈的匝数在系统中应当属于一个放大系数。



(a) 高低压槽宽



(b) 阻尼活塞直径



(c) 线圈匝数

图 14 阶跃响应曲线

调节高低压槽槽宽、阻尼活塞直径均可提高二维插装式流量调节阀的响应速度,但是减小阻尼活

塞的直径会降低系统的稳定性,而增大高低压槽槽宽虽然可以提高响应速度但会增大泄漏;力矩马达线圈的匝数则在系统中充当一个放大系数的角色,并不会影响到系统响应速度的快慢。同时通过阶跃响应曲线也可以看出二维插装式流量调节阀为过阻尼系统,阶跃曲线没有任何震荡和超调,与之前稳定性分析的结果是相符合的。

3.4 频率响应仿真

使用 AMESim 的频域仿真模块,以输入电压信号为控制对象,工作口的输出流量为观察对象,设置输入信号为频率为 2 Hz、幅值为 0.00 ~ 0.75 V(满量程的 25%)的正弦波信号,线性化时间为 2 s,得到二维插装式流量调节阀的频率响应结果如图 15 所示。

从图 15 可知,二维插装式流量调节阀在 20 Hz 时幅值衰减至 -3 dB,相频宽在 80 Hz 左右衰减至 -90°。因此根据仿真结果可知二维插装式流量调节阀的工作频宽约为 20 Hz 左右。

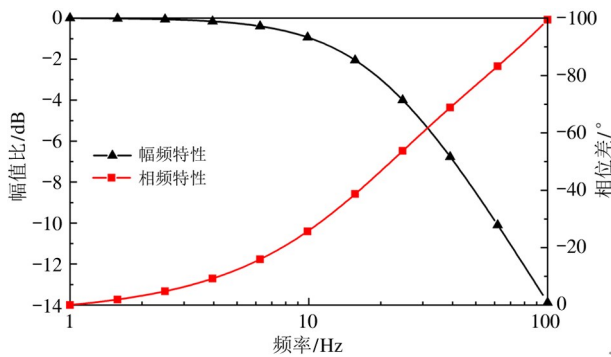


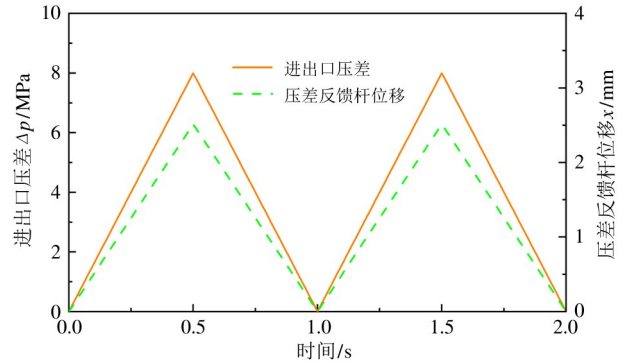
图 15 频率响应

3.5 压差测量仿真

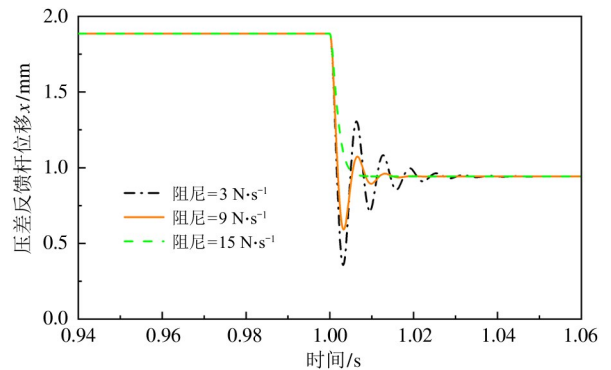
图 16 为压差反馈杆的压差测量仿真结果。其中图 16(a)为工作口负载呈三角波变化时压差反馈杆的位移随进出口压差变化的曲线;图 16(b)则为压差反馈杆的阻尼活塞提供不同的阻尼大小时,负载压力从 6 MPa 阶跃至 3 MPa 时,压差反馈杆的位移响应曲线。

从图 16(a)可知,压差反馈杆可以通过其位移准确地反馈进出口压差的大小,且二者呈线性关系,进出口压差越大则压差反馈杆位移越大。从图 16(b)可以看出,当阻尼等于 $3 \text{ N} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,随着压差的阶跃

变化,压差反馈杆的位移有比较大的波动。当阻尼增大,波动逐渐变小,当阻尼为 $15 \text{ N} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,波动消失。但是阻尼的增大会导致响应速度变慢,因此设计阻尼活塞参数时应兼顾稳定性和响应速度。



(a) 压差测量曲线



(b) 不同阻尼下的压差反馈杆位移响应曲线

图 16 压差反馈杆压差测量仿真

4 实验研究

4.1 实物介绍

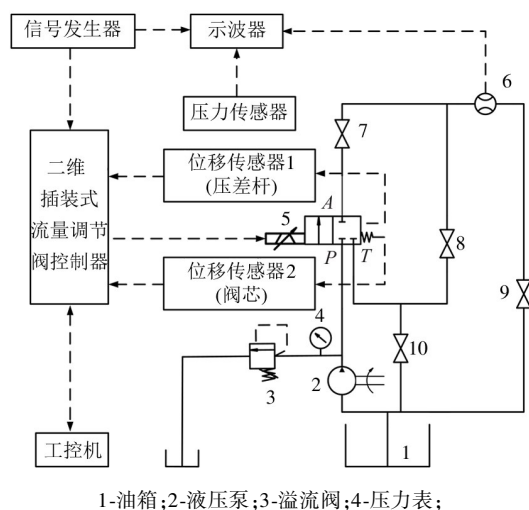
二维插装式流量调节阀样机的实际尺寸为 $70 \text{ mm} \times 70 \text{ mm} \times 147 \text{ mm}$,质量为 1 535 g,最大输出流量为 $200 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$,样机实物如图 17 所示。



图 17 二维插装式流量调节阀

4.2 实验平台

为了对二维插装式流量调节阀进行实验验证,搭建了相关的实验平台,其原理框图如图 18 所示。实验系统的设备主要包括信号发生器、差动变压器式直线位移传感器(linear variable differential transformer, LVDT)(型号为 CD375,量程为 ± 0.63 mm,精度为 ± 3 μm)、压力传感器(型号为 CYYZ11,量程为 $0 \sim 40$ MPa,精度为 ± 0.1 MPa)、流量计(型号为 MF1,量程为 $0 \sim 200$ $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$,精度为 $\pm 0.2\%$)、二维电反馈流量调节阀的控制器、示波器以及计算机等。信号发生器用于产生实验的输入信号,通过二维插装式流量调节阀的控制器控制力矩马达的转角大小,同时二维电反馈流量调节阀的阀芯位移以及



1-油箱;2-液泵;3-溢流阀;4-压力表;

5-二维插装式流量调节阀;6-流量计;7~10-截止阀

图 18 实验系统原理图

压差反馈杆的位移会被直线位移传感器采集,通过控制器调节输出信号进行流量补偿;压力传感器用来实时监测二维插装式流量调节阀的系统压力;流量计用来观察判断当前流量是否符合预期;示波器用来显示各个信号的运行情况。实验平台实物图如图 19 所示,实验设备实物图如图 20 所示。

4.3 静态特性

为测试二维插装式流量调节阀的静态特性是否满足设计要求,设置系统压力为 9 MPa,负载压力为 0 MPa。信号发生器设置为输出频率为 0.02 Hz 的正弦波电压信号,满量程输入,通过流量计检测其输出的流量信号;用示波器记录多个周期内流量信号

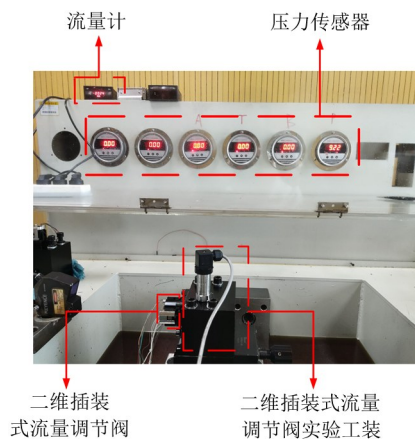


图 19 实验平台实物图



图 20 实验设备实物图

随输入信号的变化,截取其中一个完整的周期,整理实验数据后得二维电反馈流量阀的流量静态特性曲线如图 21 所示。

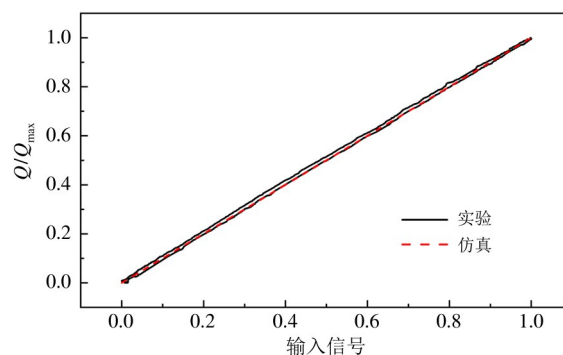


图 21 二维电反馈流量阀的流量静态特征曲线

由图 22 所示曲线可知,二维插装式流量调节阀在空载情况下其输出流量的滞环大小为 4.4% ,线

性度为 1.6%，均满足滞环和线性度小于 5.0% 的设计标准。理论值优于实验值可能是因为仿真时没有考虑力矩马达的滞环大小，同时在建立位移-转角公式时将一些参数线性化导致的。

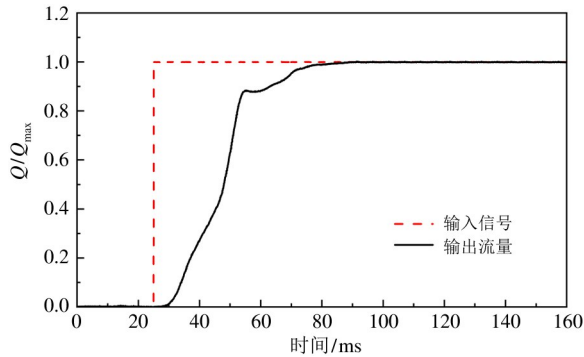


图 22 二维插装式流量调节阀的阶跃响应曲线

4.4 阶跃响应

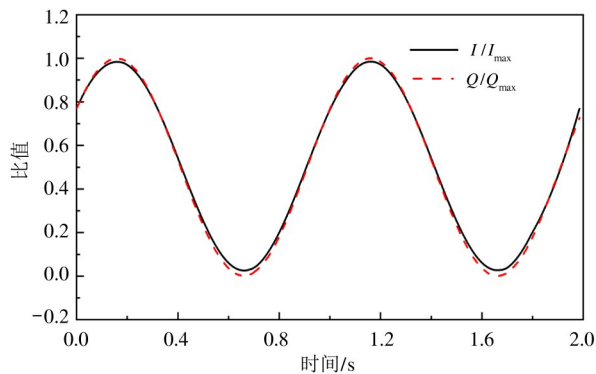
图 22 是二维插装式流量调节阀的阶跃响应曲线，系统压力为 9 MPa，负载压力为 0 MPa，信号发生器输出幅值为 0 ~ 3 V 的方波信号（满量程输入），用

示波器记录流量信号随输入信号的阶跃变化，并对数据进行归一化处理。

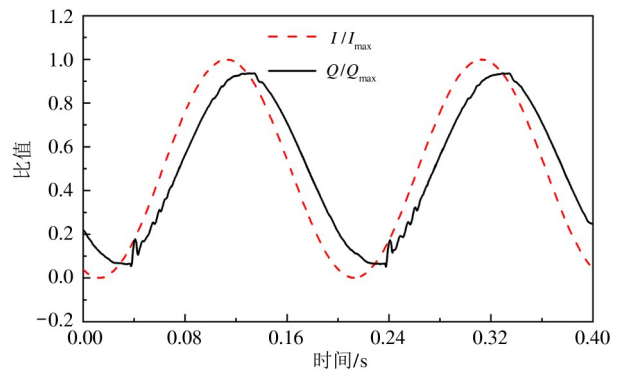
二维插装式流量调节阀的阶跃响应曲线表现为过阻尼，没有任何超调，这点与仿真结果是一致的。阶跃响应时间约为 44 ms，满足设计标准 50 ms，但慢于仿真结果的 40 ms。这可能是因为仿真没有考虑到力矩马达滞环的影响。

4.5 频率特性

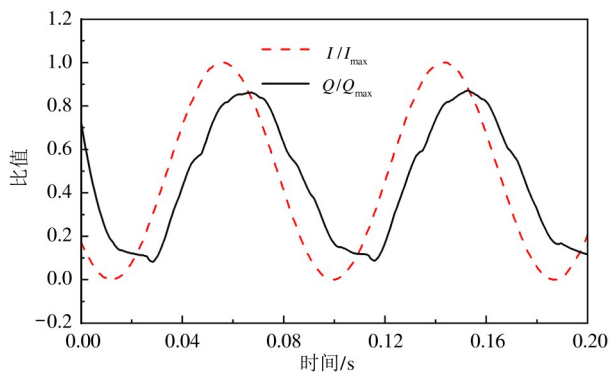
设置信号发生器使其产生一个幅值为 0.00 ~ 0.75 V（满量程的 25%）的正弦波，改变正弦波的频率大小，多次进行实验并通过示波器来查看不同频率控制信号下流量跟随的情况并保存相关数据。将这些数据处理后可得幅值和相角随频率变化而变化的频率特性曲线。当幅值比衰减至 70.7% 或是相位滞后 90° 时表示二维插装式流量调节阀已经没有良好的跟随特性了。1 Hz、5 Hz、10 Hz 以及 20 Hz 的流量跟随曲线如图 23 所示。



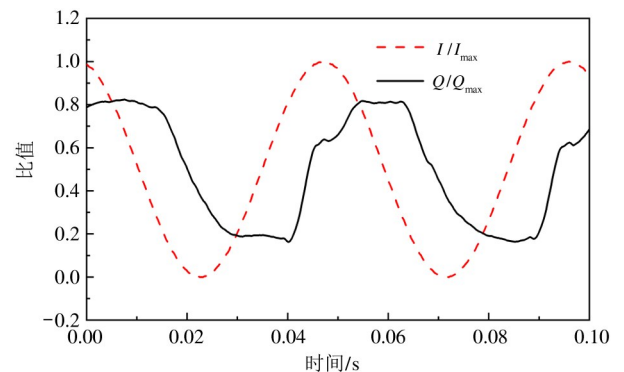
(a) 1 Hz



(b) 5 Hz



(c) 10 Hz



(d) 20 Hz

图 23 不同频率下的流量跟随曲线

图 24 即为数据处理后绘制的二维插装式流量调节阀频率特性曲线。从图中可以看出,二维插装式流量调节阀的流量信号在控制信号频率约为 17 Hz 时衰减至 -3 dB,相位约在 28 Hz 时滞后 90° 。因此二维插装式流量调节阀的实际工作频宽为 17 Hz,与仿真结果基本吻合。

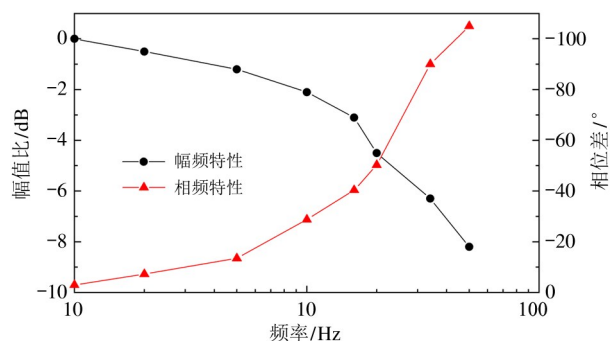


图 24 频率响应实验结果

4.6 压差测量

图 25 是压差变化时压差反馈杆的位移曲线,系统压力为 9 MPa,调节节流口大小使二维插装式流量调节阀的进出口压降逐渐升高,反复多次操作,得到多组压差反馈杆位移(LVDT)传感器位移码值与压差之间的对照关系。

压差反馈杆的位移曲线总体呈线性,个别位置呈非线性,与仿真结果不符的原因可能是摩擦力导致的。当进出口的压降升高至 8 MPa 左右时,压差反馈杆因弹簧腔限制位移几乎不再发生变化,因此有效压差测量范围约为 8 MPa 左右,满足设计需求。

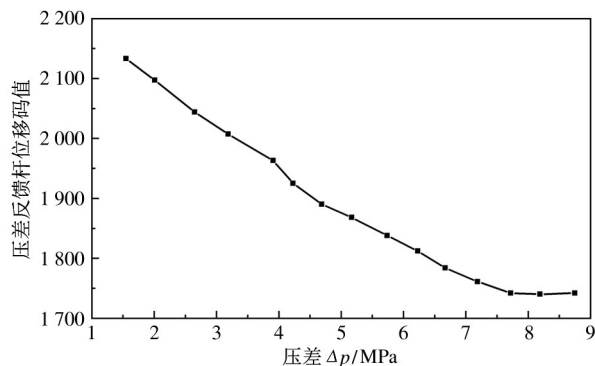


图 25 位移随压差的变化

5 结论

(1)本文提出的二维插装式流量调节阀,使用

力矩马达作为电机械转换器来输出转角信号,驱动阀芯产生轴向运动;阀体上设计增加了压差反馈杆结构,通过集成于力矩马达上的 LVDT 直线位移传感器可直接测量压差,无需安装额外的压力传感器,提高了集成度和功重比。

(2)仿真结果显示二维插装式流量调节阀有良好的静态跟随特性,阶跃响应时间为 40 ms,频宽为 20 Hz,压差反馈杆可准确地测量进出口压降的大小并转化为对应的位移大小。同时通过仿真选取了合适的关键性参数并在此基础上加工了样机。

(3)实验结果表明,二维插装式流量调节阀具有良好的静态特性以及控制精度。该阀滞环为 4.4%,线性度为 1.6%,阶跃响应时间约为 44 ms;系统稳定无超调,幅频宽约为 17 Hz,相频宽约为 28 Hz,压差反馈杆测量范围约为 0 ~ 8 MPa,各项性能均满足设计指标,在航空航天以及军工领域有广阔的应用前景。

参考文献

- [1] CHENG M. Modeling and analysis of a pressure compensated flow control valve[C] // Proceedings of the ASME Fluids Engineer Summer Meeting. Houston, USA: ASME, 2005:17-25.
- [2] 路甬祥. 流量控制技术的新进展[J]. 液压与气动, 1982,2(4):23-29.
- [3] 骆寅,董健,韩岳江,等. 离心泵空化下的转速瞬变特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2021,40(1):23-28.
- [4] 赵伟国,朱昌健,徐泽鑫,等. 旁通装置控制离心泵空化特性的数值模拟与试验[J]. 振动与冲击, 2021, 10(1):119-126.
- [5] HUANG J H, DAI J H, QUAN L, et al. Performance of proportional flow valve with pilot pressure drop-spool opening compensation[J]. Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, 2017,139(1):1-8.
- [6] 赵斌,权龙,黄家海,等. 先导流量压差变化-位移校正电液比例阀特性[J]. 机械工程学报, 2017,53(14):195-201.
- [7] HUANG J H, WANG X N, WANG H, et al. Development of a flow control valve with digital flow compensator [J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2019,66: 157-169.

- [8] ZHANG J, DENG Y W, ZHANG N, et al. Vibration performance analysis of a mining vehicle with bounce and pitch tuned hydraulically interconnected suspension[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1):195-211.
- [9] 艾超, 林加城, 孔祥东, 等. 新型大流量三通压力补偿阀的设计与研究[J]. 高技术通讯, 2016, 41(20): 284-290.
- [10] OKHOTNIKOV I, NOROOZI S, SEWELL P, et al. Evaluation of steady flow torques and pressure losses in a rotary flowcontrol valve by means of computational fluid dynamics[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2017, 64(16):89-102.
- [11] 王佳怡, 刘昕晖, 王展, 等. 基于 AMESim 的恒流量控制阀流量特性分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2023, 53(9):2499-2507.
- [12] 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.
- [13] RUAN J, UKRAINETZ P, BURTON R. Frequency domain modeling and identification of 2D digital servo valve[J]. International Journal of Fluid Power, 2000, 1(2):76-85.
- [14] 龙谦, 阮健, 李胜, 等. 考虑气穴影响的 2D 压力伺服阀稳定性[J]. 航空学报, 2020, 41(5):286-299.

Theoretical analysis and experimental study of two-dimensional cartridge flow control valve

DAI Quanchao^{*}, YOU Yiming^{*}, ZHAO Jiantao^{***}, LI Sheng^{***}, RUAN Jian^{***}

(^{*} School of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

(^{**} Key Laboratory of Special Equipment Manufacturing and Advanced Processing Technology, Ministry of Education/Zhejiang Province, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023)

Abstract

A novel two-dimensional cartridge flow control valve is proposed to address the problems of low power-to-weight ratio and large size of flow valves. The torque motor at the back of the valve body drives a two-dimensional piston with two degrees of freedom and amplifies the power to drive the spool movement, and the differential pressure feedback lever on the valve body can accurately measure the inlet and outlet pressure difference without installing additional pressure sensors. In this paper, the mathematical model of the valve is firstly established, and the stability analysis is carried out by using Matlab. Then the model is built by using AMESim, and the dynamic and static characteristics are simulated and analyzed. Finally, it is verified by experiment. This valve have a hysteresis loop of 4.4%, linearity of 1.6%, response time of about 44 ms, amplitude frequency width of about 17 Hz, phase frequency width of about 28 Hz, and the pressure difference measurement range is 8 MPa. Both theoretical analysis and experimental results show that two-dimensional cartridge flow control valve is a suitable solution not only for its simple structure and high work-to-weight ratio, but also for its good dynamic and static characteristics.

Key words: two-dimensional valve, flow valve, high integration, AMESim simulation software, experimental study