

# 基于 AMESim 的恒流量控制阀流量特性分析

王佳怡<sup>1</sup>, 刘昕晖<sup>1</sup>, 王展<sup>2</sup>, 陈晋市<sup>1</sup>, 韩亚方<sup>3</sup>, 王禹琪<sup>1</sup>

(1. 吉林大学机械与航空航天工程学院, 长春 130022; 2. 北京博科测试系统股份有限公司, 北京 101102;  
3. 中国商飞上海飞机设计研究院, 上海 200232)

**摘要:**为研究恒流量控制阀的流量恒定机理,依据某型号阀的实际结构对影响恒流量控制阀特性的阀口过流面积及梯度因素进行分析。首先,建立其数学模型、控制理论模型和动态系统传函框图,定性分析了这些因素对恒流量控制阀特性的影响;然后,建立其 AMESim 仿真模型,分析了这些因素对该阀稳态特性和动态特性的影响机理,并通过实验验证了仿真模型的可靠性。结果表明:恒流量控制阀结构存在级间负反馈,补偿节流孔两侧压差可降低流量调节偏差;调节压力补偿器阀口过流面积有助于改善恒流量控制阀的稳态特性;调整压力补偿器阀口过流面积梯度可显著改善恒流量控制阀的静、动态特性。

**关键词:**机械设计;恒流量控制阀;过流面积;AMESim;稳态特性;动态特性

**中图分类号:**TH137.5 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2023)09-2499-09

**DOI:**10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20211265

## Flow characteristics analysis of constant flow control valve based on AMESim

WANG Jia-yi<sup>1</sup>, LIU Xin-hui<sup>1</sup>, WANG Zhan<sup>2</sup>, CHEN Jin-shi<sup>1</sup>, HAN Ya-fang<sup>3</sup>, WANG Yu-qi<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. BBK Test Systems Co., Ltd., Beijing 101102, China; 3. Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 200232, China)

**Abstract:** To study the constant flow mechanism of the constant flow control valve, the influence of flow area and gradient on the characteristics of constant flow control valve are analyzed based on the actual structure of a certain type of valve. Firstly, the mathematical model, the control theoretical model and the transfer function block diagram of the dynamic system are established to quantitatively analyze the influence of these factors. Then the AMESim simulation model is established, and the influence mechanism of these factors on the steady-state and dynamic characteristics of the valve is analyzed. The reliability of the simulation model is verified by the experiment. The results show that there exists negative feedback between stages in the constant flow control valve, which compensates the pressure difference between the two sides of throttle and reduces the flow adjustment deviation. Adjusting the flow area of the pressure compensator can improve the steady-state characteristics of the constant flow control valve. Adjusting the flow area gradient of the pressure compensator can significantly improve the static and dynamic

**收稿日期:**2021-11-23.

**基金项目:**国家重点研发计划项目(2018YFB2000900).

**作者简介:**王佳怡(1987-),女,博士研究生.研究方向:流体传动与控制.E-mail:jywang13@jlu.edu.cn

**通信作者:**陈晋市(1983-),男,副教授,博士.研究方向:流体传动与控制.E-mail:spreading@jlu.edu.cn

characteristics of the constant flow control valve.

**Key words:** mechanical design; constant flow control valve; flow area; AMESim; steady-state characteristics; dynamic characteristics

## 0 引言

液压系统控制流量的方式可分为泵控系统、阀控系统以及基于流量反馈的伺服系统等<sup>[1]</sup>,其中由于泵控系统控制模式单一、控制精度较低、伺服系统的代价昂贵,所以常用流量控制阀对液压系统中的流量进行调控<sup>[2,3]</sup>。恒流量控制阀广泛用于高压和低流量液压系统,如直升机制动系统<sup>[4]</sup>。阀门的流量特性、稳态和动态特性对液压系统的性能有重大影响<sup>[5-7]</sup>,液压系统工作压力的突然变化会导致系统和部件的不稳定。因此,响应迅速和性能稳定的恒流量控制阀是决定整个液压系统性能的关键元件。此前,许多学者对流量控制阀的基本特性做了大量研究。Tao等<sup>[8]</sup>分析了数字先导速度控制阀的流量特性,使用固定流量先导的方式控制流量,有效缓解压力损失过大的问题。Okhotnikov等<sup>[9]</sup>研究了流量控制阀的稳态流动状态和水力特性,预测了稳态流动引起的扭矩和压降,改善了阀的控制特性。Xie等<sup>[10]</sup>基于液压半桥原理分析了静态流量控制性能模型,从而确定了阀的位移特性,实现了比例流量控制。Lisowski等<sup>[11,12]</sup>确定了比例流量阀的流量特性,并比较了不同节流间隙宽度下圆形和三角形阀口的流量和压力,但是缺少对恒流量控制阀特性影响因素的深入研究,导致大多流量控制阀的恒流特性较差。因此,研究恒流量控制阀的过流面积及梯度对其静、动态特性和响应速度的影响规律,满足液压系统对于调速精度与运动速度高精度控制之间的平衡需求,具有重要的实际应用意义。

国内外对于控制阀的研究多采用仿真技术,一维仿真技术已成为研究控制阀的流行方法,Zhang等<sup>[13]</sup>开发了七阶模型模拟电液伺服阀的动态响应,并与AMESim仿真模型进行比较。Wen等<sup>[14]</sup>基于AMESim构建的特殊数学模型研究了流体机械中平衡阀的冲击问题。此外,研究人员也开始应用计算流体动力学的方法研究许多类型的阀门流量特性,压力降,气蚀效果等<sup>[15]</sup>。

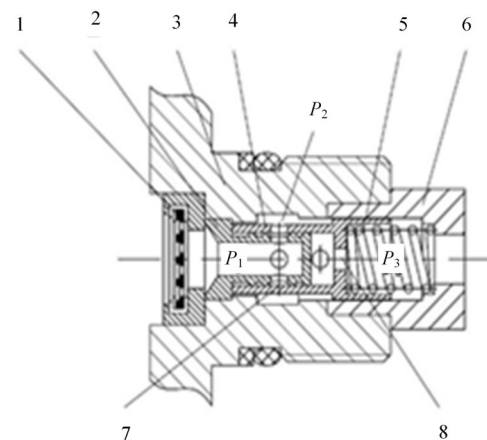
本文以某恒流量控制阀为研究对象,首先研究了其工作原理并建立其数学模型,通过理论分

析确定影响恒流量特性的因素为过流面积及梯度;然后,结合AMESim仿真软件搭建了液压元件设计(Hydraulic component design, HCD)模型,分析了过流面积及梯度对其稳态及动态性能的影响,平衡了控制阀精度与响应速度之间的关系,为恒流量控制阀的后续研究优化奠定了良好的理论研究基础。

## 1 恒流量控制阀的理论分析

### 1.1 恒流量控制阀的结构原理

恒流量控制阀由进口口过滤组件、阀芯、阀体、阀套、弹簧及后座组成,其结构如图1所示。图1中, $P_1$ 、 $P_3$ 分别为阀的入口压力和出口压力; $P_2$ 为节流孔的前腔压力,也是经压力补偿器降压后的压力;压力补偿器采用阀套与阀芯嵌套结构。阀套底部开有定值节流孔,侧面开有补偿阀口,其开孔方式如图2和图3所示。开孔位置在侧面不同高线位置上,其中在 $72^\circ$ 和 $216^\circ$ 的孔在一条等高线位置, $144^\circ$ 和 $288^\circ$ 的孔在一条等高线位置, $0^\circ$ 与其余孔单独在一条高线,所有孔在周向等距离排列<sup>[16]</sup>。



1-进口口过滤组件;2-阀芯;3-阀体;4-阀套;5-弹簧;6-后座;  
7-压力补偿器阀口;8-节流口

图1 恒流量控制阀结构

Fig. 1 Structure of constant flow control valve

节流口8大小为定值,当系统负载变化时,阀的入口压力 $P_1$ 和出口压力 $P_3$ 发生变化,此时压力补偿器阀口起到压力补偿作用,调节节流口前、后

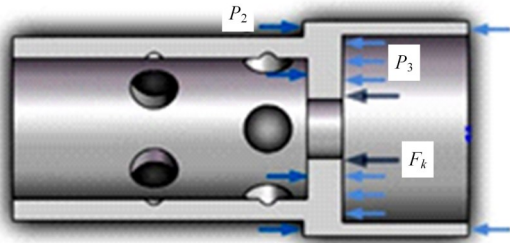


图 2 阀套剖面结构

Fig. 2 Valve sleeve profile structure

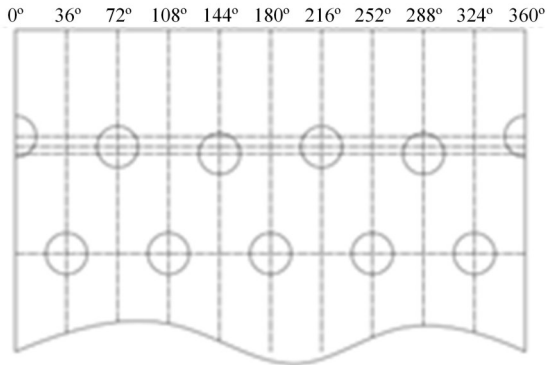


图 3 三条轴线分布阀口形态展开图

Fig. 3 Shape expansion diagram of three axis distribution valve ports

的压力差  $\Delta P$  保持恒定,从而保证流经压力补偿阀的流量恒定<sup>[17,18]</sup>。

当恒流量控制阀的入口压力  $P_1$  增大时,阀套向后座方向移动,此时过流面积减小,使阀体的压降变大,节流孔前腔压力  $P_2$  减小,最终至定值,节流孔达到变化前状态,流量基本保持不变;反之亦然。

### 1.2 数学模型的建立

图 4 为恒流量控制阀内阻尼回路,其中,  $R_1$  为由两条控制棱边调节的 5 个错落孔开度,  $R_2$  为节流孔开度,其值恒定<sup>[19]</sup>。

稳定的工况下,阀套的力平衡方程(忽略阀套与阀芯的摩擦力)如下所示。

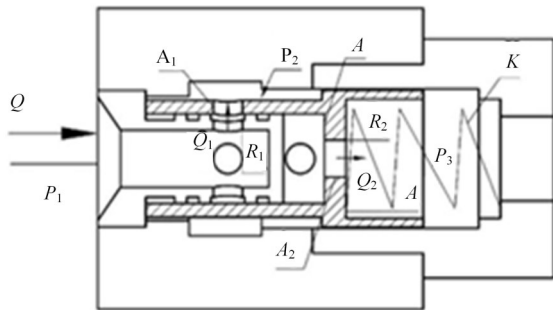


图 4 恒流量控制阀阻尼结构

Fig. 4 Structure of constant flow control valve damping

$$A(P_2 - P_3) + F_s = K(x_1 - x) \quad (1)$$

式中:  $A$  为压力补偿器的有效作用面积;  $F_s$  为稳态液动力;  $K$  为弹簧刚度;  $x_1 = x_0 + h$  为压力补偿器的预开口长度  $h$  与弹簧预压缩量  $x_0$  之和;  $x$  为压力补偿器的开口量。

$$F_s = 2C_1^2 \omega x (P_1 - P_2) \cos \theta \quad (2)$$

式中:  $C_1$  为压力补偿器的流量系数;  $\omega$  为阀口过流面积梯度,即阀口的过流周长;  $\theta$  为阀口射流角。

通过压力补偿器的阀口出流方程为:

$$Q_1 = C_1 A_1 \sqrt{2(P_1 - P_2)/\rho} \quad (3)$$

式中:  $A_1$  为压力补偿器阀口的过流面积;  $\rho$  为油液密度。

通过节流口的出流方程为:

$$Q_2 = C_2 A_2 \sqrt{2(P_2 - P_3)/\rho} \quad (4)$$

式中:  $C_2$  为节流口的流量系数;  $A_2$  为节流口的过流面积。

根据流量连续性方程:

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (5)$$

由式(3)(4)(5)可得:

$$Q = C_2 A_2 \sqrt{\frac{2(P_2 - P_3)}{\rho} \cdot \frac{1}{1 + C_2^2 A_2^2 / (C_1^2 A_1^2)}} \quad (6)$$

即有一个  $Q = f(P_1 - P_2)$  的函数关系式,这就是恒流量控制阀的稳态特性关系式,由式(6)可以看出,恒流量控制阀出口流量和过流面积  $A_1$  与节流孔口面积  $A_2$  相关。当阀口过流面积减小时,梯度小就会造成出口流量的增大。

恒流量控制阀的功能是通过压力补偿措施实现的,是一个动态过程,阀套的动态力平衡方程为:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = A(P_2 - P_3) + 2C_1^2 \omega x (P_1 - P_2) \cos \theta - K(x_1 - x) - \rho L \frac{dQ_1}{dt} - C_f \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

式中:  $m$  为阀套与弹簧的当量质量;  $C_f$  为当量阻尼系数;  $L$  为阻尼长度。

通过压力补偿器的阀口出流方程为:

$$Q_1 = C_1 A_1(x) \sqrt{2(P_1 - P_2)/\rho} \quad (8)$$

通过节流口的出流方程为:

$$Q_2 = C_2 A_2(x) \sqrt{2(P_2 - P_3)/\rho} \quad (9)$$

阀腔流量连续性方程为:

$$Q_1 + A \frac{dx}{dt} = Q_2 \quad (10)$$

将式(7)~(10)在某一稳态下进行线性化处理并改写成增量模式,进行拉氏变换,得到控制理论数学模型如下:

$$\begin{cases} (ms^2 - 2C_1^2\tau\omega(P_1 - P_2)\cos\theta + C_1s + K)\Delta x = \\ A\Delta(P_2 - P_3) + 2C_1^2\tau\omega x \cos\theta\Delta(P_1 - \\ P_2) - \rho Ls\Delta Q_1 \\ \Delta Q_1 = K_{Q_1,x}\Delta x + K_{Q_1,P_{12}}\Delta(P_1 - P_2) \\ \Delta Q_2 = K_{Q_1,P_{23}}\Delta(P_2 - P_3) \\ \Delta Q_1 + As\Delta x = \Delta Q_2 \end{cases} \quad (11)$$

式中: $s$ 为阀口开度; $K_{Q_1,x}$ 、 $K_{Q_1,P_{12}}$ 、 $K_{Q_1,P_{23}}$ 分别为 $Q_1$ -位移增益、 $Q_1$ -压差增益、 $Q_2$ -压差增益。

$$K_{Q_1,x} = C_1 \frac{\partial A_1(x)}{\partial x} \sqrt{2(P_1 - P_2)/\rho} \quad (12)$$

$$K_{Q_1,P_{12}} = C_1 A_1(x) \frac{1}{\sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}} \quad (13)$$

$$K_{Q_1,P_{23}} = C_2 A_2(x) \frac{1}{\sqrt{2\rho(P_2 - P_3)}} \quad (14)$$

根据上述控制理论数学模型(11)可得动态系统框图如图5所示。由图5可以看出:恒流量控制阀是一个闭环系统,当系统压力差发生变化时,流量波动形成流量差,此时产生负反馈对系统进行压力补偿,使节流孔前、后的压力差保持恒定,从而使阀的流量基本保持不变。

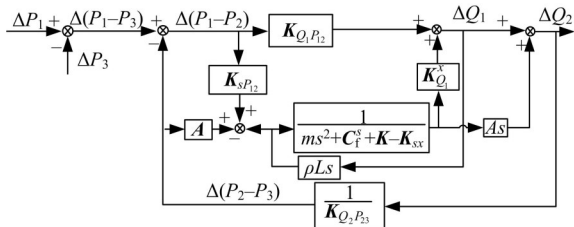


图5 动态系统框图

Fig. 5 Dynamic system block diagram

## 2 恒流量控制阀的稳态特性试验分析

根据试验期望设计的恒流量控制阀试验回路如图6所示。A、B两点分别代表被测阀的出口和入口, $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 为测试回路中3个截止阀,控制测量油路通断。调节溢流阀 $F_1$ 保证供油压力在恒流量控制阀的入口压力为6.0 MPa,然后调节出口溢流阀 $F_2$ 的溢流压力,即改变负载压力,使得待测阀门出口压力分别为5.0、4.5、0.0 MPa,同时记录各测量数据如表1所示,经过数据处理得到不同 $\Delta P(P_1 - P_3)$ 与出口流量 $Q$ 的关系。

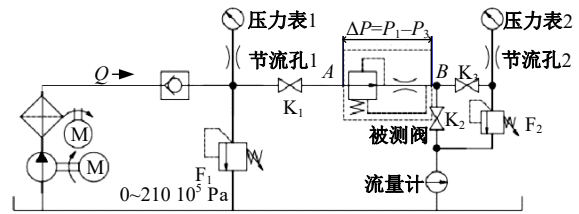


图6 系统测试回路

Fig. 6 System test loop

表1 测试中压差-流量关系

Table 1 Pressure difference-flow relationship in testing

压差/MPa	流量/(L·min <sup>-1</sup> )	压差/MPa	流量/(L·min <sup>-1</sup> )
1.0	2.82	4.0	2.90
1.5	2.90	4.5	2.92
2.0	2.91	5.0	2.95
2.5	2.85	5.5	2.98
3.0	2.87	6.0	3.00
3.5	2.89		

## 3 恒流量控制阀的AMESim仿真分析

### 3.1 AMESim仿真模型建立

恒流量控制阀的基本参数如表2所示,根据阀的实际结构和工作原理,利用AMESim仿真软件构建恒流量控制阀的1D模型,如图7所示。

表2 恒流量控制阀基本参数

Table 2 Basic parameters

参数	数值
阀芯直径/mm	3.6
阀套直径/mm	5.5
压力补偿器开口直径/mm	1.2×5
节流口直径/mm	1.56
弹簧刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	3.43
弹簧预紧力/N	6.86
射流角/(°)	69
油液密度/(g·cm <sup>-3</sup> )	0.86
流量系数	0.69

模型中的所有参数均按照测试的工况和恒流量控制阀的具体结构设置,恒流量控制阀的过流面积及梯度设置如下:弹簧刚度为3.43 N/mm、阀芯直径为3.6 mm、阀套直径为5.5 mm、5个圆孔阀口直径为1.2 mm、节流口直径为1.56 mm、采样频率为10 kHz。压力补偿器阀口由两条棱边控制,如图8所示。

由图8可以看出,不同阀芯-阀套的相对位移下,两条控制棱边对阀口过流面积变化的影响不

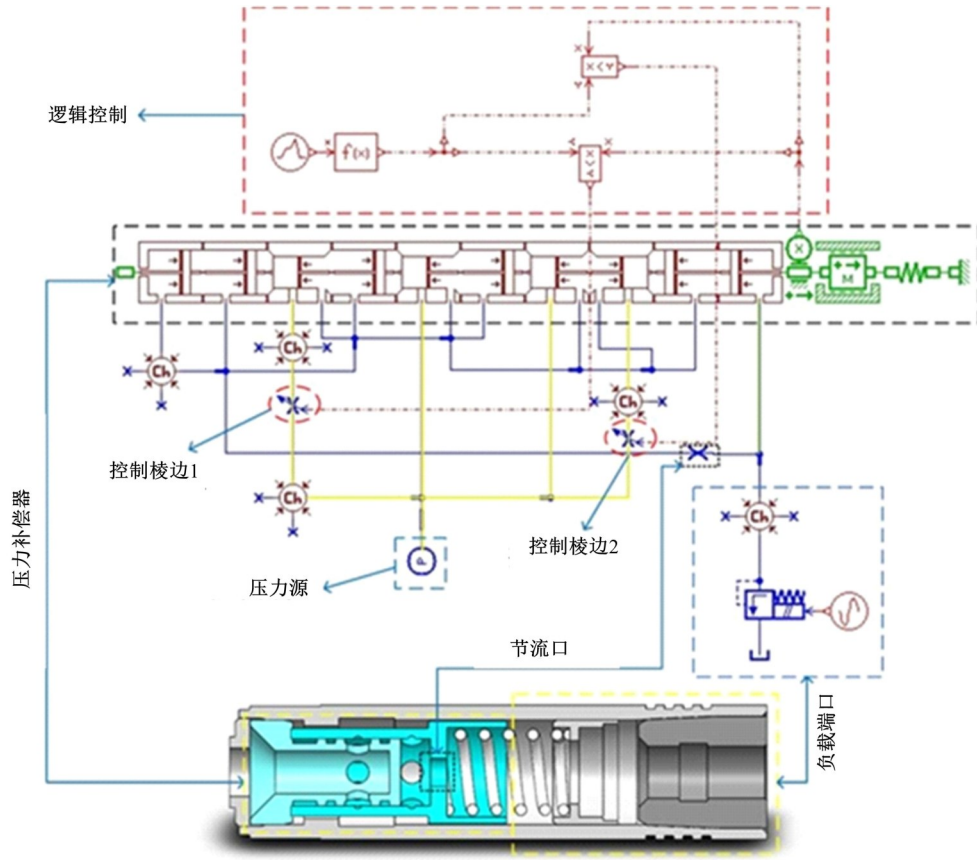


图 7 恒流量控制阀的AMESim仿真模型

Fig. 7 AMESim simulation model of constant flow control valve

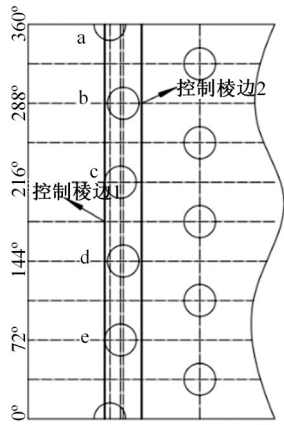


图 8 阀口控制形式

Fig. 8 Valve control form

同。在仿真模型中,利用两可变节流孔的开关模拟两条控制棱边对过流面积的调节作用;利用逻辑控制部分检测并比较阀芯-阀套的相对位移,实现单向相对位移情况下两条控制棱边对阀口过流面积影响的等效模拟。

### 3.2 AMESim 仿真分析

通过改变 1D 仿真模型中恒流量控制阀的过

流面积和梯度分析其对于该阀稳态特性和动态特性的影响。

图 9 为恒流量控制阀试验以及 AMESim 仿真模型的压差-流量特性曲线。由图 9 可以看出,最大相对误差约为 5.2%,两者的特性曲线趋势与稳态值基本吻合,验证了 AMESim 仿真模型的准确性。

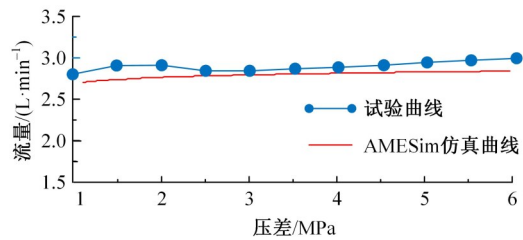


图 9 恒流量控制阀稳态特性曲线

Fig. 9 Steady state characteristic curve of constant flow control valve

图 10 为恒流量控制阀流量随压力的变化曲线。由图 10 可知,该恒流量控制阀的入口压力从  $1.5 \times 10^6$  Pa 变化到  $2.10 \times 10^7$  Pa, 阀出口负载端直接接回油口,即出口压力为 0,流量调节偏差为

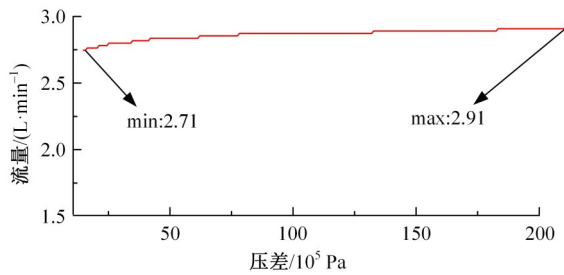


图 10 流量随压力变化曲线

Fig. 10 Flow curve with pressure

0.2 L/min, 稳态流量调节偏差较小。

分析可知,影响恒流量控制阀过流面积和梯度的主要因素是压力补偿器的阀口过流面积、压力补偿器阀口过流面积梯度以及液动力,由于液动力具有不稳定性且目前鲜有对于液动力的清晰研究,本文只针对压力补偿器阀口过流面积及其梯度对于恒流量控制阀静、动态特性的影响进行阐述。

图 11 和图 12 分别为三轴线三孔和三轴线七孔的阀口形式,孔直径为 1.2 mm,相比该阀原结构,阀孔数不同,过流面积不同,将 3 种阀口形式进行仿真分析,结果如图 13 所示,可知不同的阀口过流面积会使恒流量控制阀稳态调节的流量产生差异,过流面积越大,调节的稳态流量值越大。

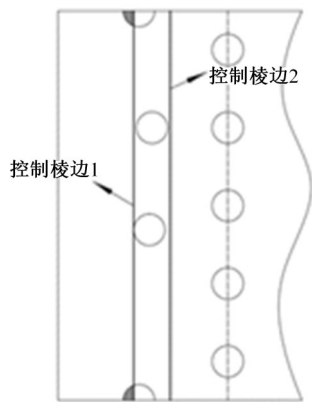


图 11 三条轴线分布三个孔

Fig. 11 Distribution diagram of three holes

图 14 和图 15 为不同于恒流量控制阀原结构的阀口孔分布形式。图 14 为 5 个孔等轴距错落分布,图 15 为 5 个孔同轴分布。图 16 和图 17 分别为这两种形式的 AMESim 仿真模型。图 18 为 3 种分布形式过流面积随阀套位移变化的曲线,即面积梯度,恒流量控制阀原结构的面积梯度较小,其他两种孔分布方式面积梯度较大且相近。由图 18 可以看出,孔三轴线分布时过流面积随位移

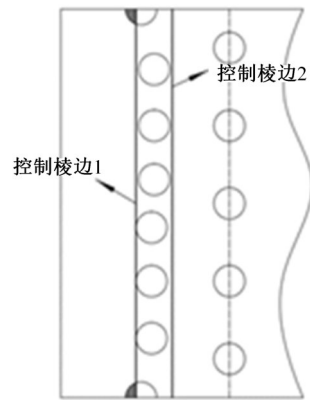


图 12 三条轴线分布七个孔

Fig. 12 Distribution diagram of seven holes

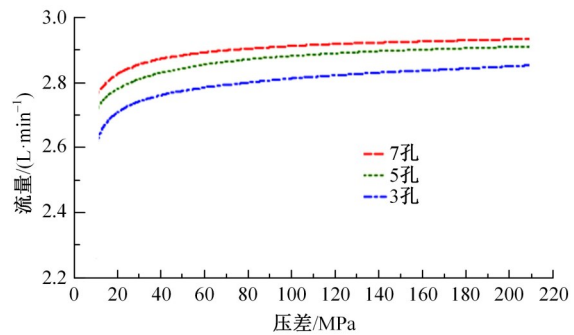


图 13 不同过流面积下压差-流量曲线

Fig. 13 Pressure difference flow curve under different overcurrent area

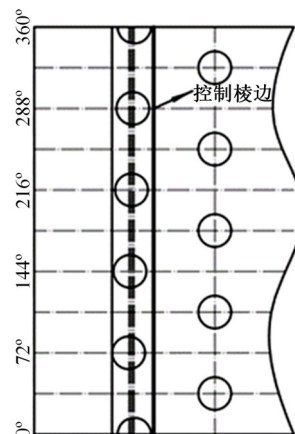


图 14 孔五轴线分布轴向等距分布图

Fig. 14 Axial equidistant distribution diagram of five-axis

先微小上升后下降,是因为初始阀口有一个孔由一条控制棱边使其处于半遮盖状态,随阀套向右移动先至全开,这时增加的过流面积要大于减小的过流面积,此时总的过流面积有上升趋势,当达到一定位移后,增加的过流面积开始小于减小的过流面积,此时总的过流面积开始减小,形成如图 18 所示的面积变化趋势。

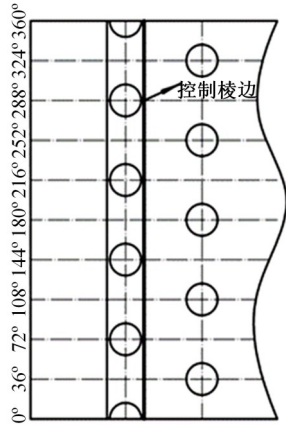


图 15 孔单轴线分布轴向等距分布图  
Fig. 15 Equidistant distribution diagram of uniaxial axis

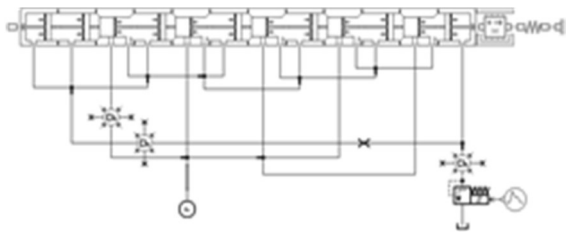


图 16 孔五轴线分布仿真模型  
Fig. 16 Simulation model of hole five-axis distribution

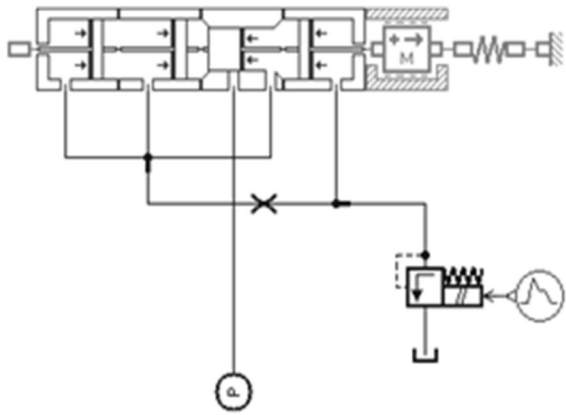


图 17 孔单轴线分布仿真模型  
Fig. 17 Simulation model of uniaxial distribution

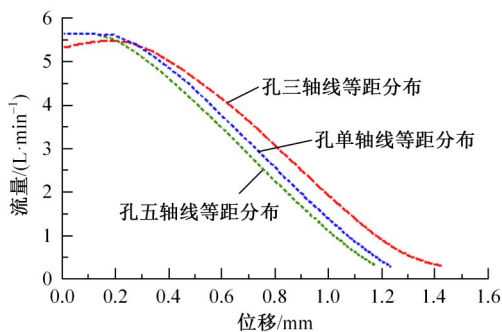


图 18 孔不同分布下面积梯度  
Fig. 18 Area gradient under different pore distribution

由图 19 可以看出:相同负载阶跃下,孔三轴线分布的恒流量控制阀响应速度较慢,超调量较大,而孔单轴线分布的恒流量控制阀响应速度较快,超调量较小,即面对相同的负载压力变化时过流面积梯度小的需要较长时间进行调整,但是调节的稳态流量偏差小。这说明此恒流量控制阀在阀的动态响应速度与稳态流量调节偏差之间取得了相对平衡,牺牲部分响应时间以减小稳态流量的调节偏差。

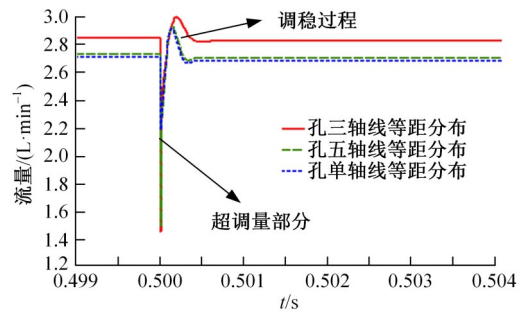


图 19 负载阶跃输入下 3 种阀口流量变化曲线  
Fig. 19 Flow change curve of three kinds of valves under load step input

图 20~图 22 分别为该恒流量控制阀在额定压力为  $2.1 \times 10^7$  Pa, 不同负载阶跃输入信号下 3 种阀孔分布方式的流量调节情况。随着负载压力的增大,3 种阀孔分布方式的超调量都变得更大,都属于典型的欠阻尼系统,存在振荡环节。当负载压力增大至额定压力( $9.0 \times 10^6$  Pa)时,孔三轴线等距分布超调量较大,调稳时间较长;孔单轴线等距分布超调量较小,调稳时间较短。调稳后孔单轴线和孔五轴线两种面积梯度较大的结构,随着负

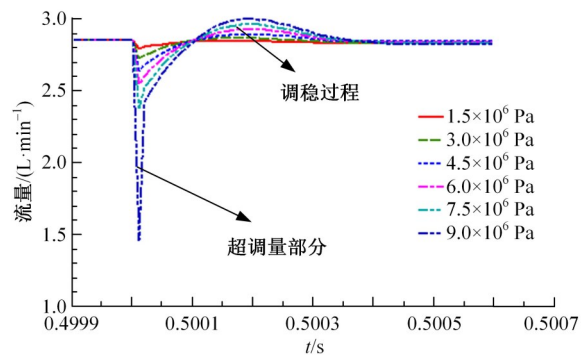


图 20 孔三轴线等距分布不同负载阶跃压力下流量变化曲线  
Fig. 20 Flow variation curve under different load step pressure with the equidistant distribution of the three-axis

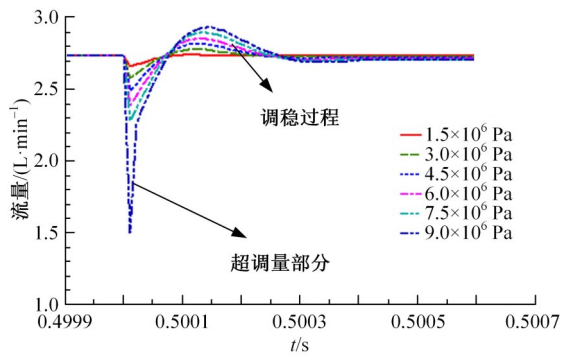


图 21 孔五轴线等距分布不同负载阶跃压力下流量变化曲线

Fig. 21 Flow variation curve under different load step pressure with the equidistant distribution of the five-axis

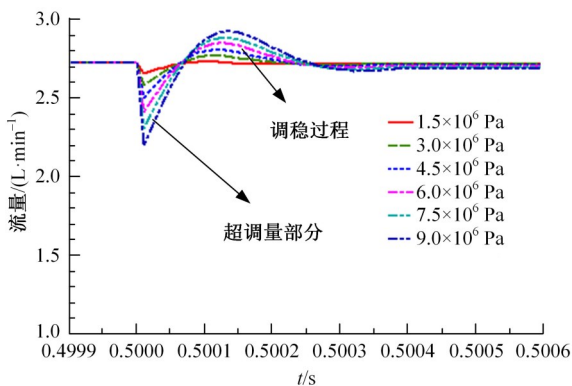


图 22 孔单轴线等距分布不同负载阶跃压力下流量变化曲线

Fig. 22 Flow variation curve under different load step pressure with equidistant distribution of single axis

载压力的升高,流量调节偏差增大,孔三轴线分布的结构流量调节偏差则保持较小,稳定性良好。

## 4 结 论

(1)建立了恒流量控制阀的理论模型和动态系统框图,理论分析结果表明,恒流量控制阀存在级间负反馈,降低了流量调节偏差;阀的响应速度和稳定性与阀口过流面积和面积梯度有关。

(2)利用 AMESim 软件建立了恒流量控制阀的仿真模型,对比了不同进出口压差条件下阀的稳态特性实验结果,二者最大相对误差约为 5.2%,验证了 AMESim 仿真模型的准确性。

(3)通过采集不同阀口分布形式下恒流量控制阀的仿真数据,对比了不同阀孔分布、不同负载阶跃压力下阀流量调节的响应速度和稳定性,分

析了阀口过流面积及梯度对恒流量控制阀静、动态特性的影响。

## 参考文献:

- [1] 陈晋市, 王国强, 龚勋, 等. 插装式单向溢流阀特性[J]. 吉林大学学报:工学版, 2016, 46(2): 467-468.  
Chen Jin-shi, Wang Guo-qiang, Gong Xun, et al. Characteristics of cartridge one-way relief valve[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2016, 46(2): 467-468.
- [2] Lu Z, Zhang J, Xu B, et al. Deadzone compensation control based on detection of micro flow rate in pilot stage of proportional directional valve[J]. ISA Transactions, 2019, 94: 234-245.
- [3] Coskun G, Kolcuoglu T, Dogramaci T, et al. Analysis of a priority flow control valve with hydraulic system simulation model[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering, 2017, 39(5): 1597-1605.
- [4] Gu F, Jiang J H, Meng D, et al. The modeling and simulation of hydraulic actuated control system of helicopter in volumetric speed control[J]. Applied Mechanics and Materials, 2015, 779: 169-174.
- [5] Hao Q, Wu W, Liang X, et al. Effects of structure parameters on abnormal opening of pilot-operated relief valve under alternating pressure[J]. IEEE Access, 2019, 7: 33932-33942.
- [6] Zhang J, Lu Z, Xu B, et al. Investigation on the dynamic characteristics and control accuracy of a novel proportional directional valve with independently controlled pilot stage[J]. ISA Transactions, 2019, 93(3): 218-230.
- [7] Amirante R, Vescovo G D, Lippolis A. Flow forces analysis of an open center hydraulic directional control valve sliding spool[J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(1): 114-131.
- [8] Tao X X, Li T, Huang J H, et al. Characteristic analysis of the digital pilotflow control valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(6): 25-29.
- [9] Okhotnikov I, Noroozi S, Sewell P, et al. Evaluation of steadyflow torques and pressure losses in a rotaryflow control valve by means of computational fluid dynamics[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2017, 64(16): 89-102.
- [10] Xie H B, Liu J B, Yang H Y, et al. Design of pilot-assisted load control valve with load velocity control ability and fast opening feature[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(11): 1-9.

- [11] Lisowski E, Filo G, Rajda J. Analysis of flow forces in the initial phase of throttle gap opening in a proportional control valve[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2017, 59: 157-167.
- [12] Lisowski E, Filo G. Analysis of a proportional control valve flow coefficient with the usage of a CFD method[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2017, 53: 269-278.
- [13] Zhang J, Lu Z, Xu B, et al. Investigation on the dynamic characteristics and control accuracy of a novel proportional directional valve with independently controlled pilot stage[J]. ISA Transactions, 2019, 93: 218-230.
- [14] Wen R W, Yue L Y. Characteristics analysis of proportional control valve on vane damp[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 541-542: 1266-1270.
- [15] 彭刚, 周维科. 一种新型二通调速阀的结构分析与应用[J]. 液压气动与密封, 2011, 31(1): 53-55.  
Peng Gang, Zhou Wei-ke. Structure analysis and application of a new two-way speed regulating valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2011, 31(1): 53-55.
- [16] 王琦, 张江兵, 饶军, 等. 恒流量控制阀的数值模拟和优化设计[J]. 液压与气动, 2013(12): 38-41.  
Wang Qi, Zhang Jiang-bing, Rao Jun, et al. Numerical simulation and optimization design of constant flow control valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(12): 38-41.
- [17] 王书翰, 杨伟, 李晓东, 等. 8挡自动变速器系统压力与流量控制阀设计及动态仿真[J]. 西华大学学报:自然科学版, 2020, 39(5): 84-90.  
Wang Shu-han, Yang Wei, Li Xiao-dong, et al. Design and dynamic simulation of system pressure valve in FWD 8AT[J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition), 2020, 39(5): 84-90.
- [18] 余翔. 基于AMESim的汽车发动机冷却系统仿真分析[D]. 西安: 长安大学汽车学院, 2014.  
She Xiang. Research of cooling system of automobile engine based on AMESim[D]. Chang'an: School of Automobile, Chang'an University, 2014.
- [19] 罗艳蕾, 李渊, 邱雪, 等. 基于AMESim的挖掘机负荷传感多路阀建模和仿真[J]. 机床与液压, 2012, 40(3): 142-144.  
Luo Yan-lei, Li Yuan, Qiu Xue, et al. Modeling and Simulation of hydraulic excavator load-sensing multi-passage valve based on AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012, 40(3): 142-144.