

DOI: 10.3901/JME.2021.22.247

# 线性高速开关阀的设计及验证\*

穆洪远<sup>1</sup> 程硕<sup>1</sup> 李凯<sup>2</sup> 李亮<sup>1</sup> 潘盼<sup>2</sup> 赵洵<sup>1</sup>

(1. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084;

2. 北京新能源汽车股份有限公司 北京 100176)

**摘要:** 受限于成本原因, 电控液压制动系统中多使用高速开关阀, 但在液压阀开关控制中电磁阀的敲击噪声、液压冲击噪声和压力波动造成制动控制品质和精度劣化, 因此通过脉冲宽度调制控制实现高速开关阀线性化调控性能是此类高速开关阀的设计关键。高速开关阀动态运动特性受瞬态液动力、非线性电磁力与机械惯性、弹簧力综合作用, 电磁阀动力学特性决定其线性调控工作范围窄, 需要系统设计电磁阀系列结构力学参数, 才能实现电磁阀阀口一定开度范围内的多种非线性力的线性化变化。为此, 建立高速开关阀与液压控制单元的动力学模型与联合仿真模型, 通过仿真与试验验证, 分析出阀座锥角、节流孔径、气隙大小等结构参数对电磁阀线性特性的影响。从而设计出合理的电磁阀结构参数, 并应用于一款液压控制回路中, 实现线性工作范围的拓宽, 满足汽车制动安全控制的要求。

**关键词:** 高速开关阀; 脉冲宽度调制; 占空比; 线性调节

**中图分类号:** U463

## Design and Verification of Linear High-speed On-off Valve

MU Hongyuan<sup>1</sup> CHENG Shuo<sup>1</sup> LI Kai<sup>2</sup> LI Liang<sup>1</sup> PAN Pan<sup>2</sup> ZHAO Xun<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084;

2. Beijing Electric Vehicle Co., Ltd., Beijing 100176)

**Abstract:** Limited by the cost, high-speed on-off valves are often used in the electro-hydraulic braking system. However, the knocking noise of the solenoid valve, hydraulic impact noise and pressure fluctuation in the switch control of the hydraulic valve lead to the quality and precision of brake control to deteriorate. Therefore, the key to the design of the high-speed on-off valve is to realize the linearization by pulse width modulation (PWM) control. The dynamic characteristics of high-speed on-off valve are affected by transient flow force, nonlinear electromagnetic force, mechanical inertia and spring force. Therefore, the dynamic model and joint simulation model of high-speed on-off valve and hydraulic control unit (HCU) are established. Through simulation and experimental verification, the influence of structural parameters such as poppet angle, orifice diameter, air gap size on the linear characteristics of solenoid valve is analyzed. The reasonable structure parameters of the solenoid valve are designed and applied to a hydraulic control circuit to widen the linear working range and meet the requirements of automobile braking safety control.

**Key words:** high-speed on-off valve; pulse width modulation; duty cycle; linear regulation

## 0 前言

随着汽车工业的高速发展, 制动防抱死系统(Antilock brake system, ABS)、电子稳定性控制系

统(Electronic stability controller, ESC)、自动紧急制动系统(Autonomous emergency braking, AEB)等汽车安全系统在车辆制动系统中逐渐普及。它们多采用电子控制单元(Electronic control unit, ECU)对液压控制单元(Hydraulic control unit, HCU)的高速开关阀进行控制, 实现对车辆轮缸压力的精确调节, 从而保障了车辆在行驶过程中的安全性与稳定性<sup>[1]</sup>。

\* 国家自然科学基金(52002213)、山东省重点研发(2019TSLH701)和安徽省新能源汽车暨智能网联汽车产业技术创新工程(JAC2019022505)资助项目。20201220 收到初稿, 20210830 收到修改稿

HCU 中的增压阀、减压阀等高速开关阀均为二位二通电磁阀, 如何通过控制高速开关阀实现比例控制的特性, 是对轮缸压力精确稳定控制的关键。传统高速开关阀的控制方法多为开关控制或低频的脉冲宽度调制(Pulse width modulation, PWM)控制, 其通过控制高速开关阀在一个脉冲循环内, 通电时间相对于总时间所占的比例, 即占空比, 使得阀芯的平均开度保持在某一中间值附近, 实现近似比例控制的特性。但这种控制方式下液压回路内压力冲击波动大, 制动踏板脚感不适, 且阀芯与阀座的频繁撞击易产生令人不悦的噪声<sup>[2]</sup>。近些年的研究发现, 在 2~4 kHz 的高频 PWM 控制下, 合理的脉冲频率和脉冲宽度可使阀芯处于悬浮状态, 从而可以实现类似比例阀的比例控制特性, 连续地、按比例地对压力、流量进行调节<sup>[3]</sup>。目前国外许多汽车零部件供应商如 BOSCH 等<sup>[1]</sup>已成功应用该技术提升了 ESC 产品的控制品质。而目前国内自主研发的 ESC 产品在电磁阀可控占空比范围、控制精度与稳定性上还存在一定差距, 直接影响产品竞争力。因此对高速开关阀的结构参数展开深入研究, 分析拓宽可控占空比范围、提高控制稳定性的设计方法, 对提高 ESC 产品的压力控制品质具有重要意义。

国内外学者对高速开关阀进行了大量的研究并取得了一些成果。YANG 等<sup>[4]</sup>建立了增压阀的数学模型, 并讨论了阀的响应时间与结构参数之间的关系; MAHRENHOLZ 等<sup>[5]</sup>建立了一种高速开关阀的非线性模型, 用于预测不同驱动电压的阀芯行程和响应时间等; 王伟玮等<sup>[6]</sup>基于仿真模型仿真分析了不同参数对高速开关阀 PWM 控制的比例开关功能的影响; 孟爱红等<sup>[7]</sup>基于仿真模型优化了开关阀的阀口结构等; ZHAO 等<sup>[2]</sup>、BRAUN 等<sup>[8]</sup>基于滑模观测器与控制器实现对电磁阀的线性控制; 周小伟等<sup>[9-11]</sup>基于仿真模型对电磁阀电磁力的影响因素如气隙、温度等进行了研究。大多数研究者基于仿真模型对高速开关阀的单一参数进行了相关分析, 但缺少最终的结构设计结果。

本文首先针对高速开关阀建立数学模型, 分析其关键参数对性能的影响; 在此基础上使用 AMESim 与 Simulink 建立起高速开关阀与 HCU 液压回路的联合仿真模型, 并在验证模型的基础上, 通过仿真与试验验证, 分析得出了阀座锥角、节流孔径、气隙大小等参数对阀芯位移以及可控占空比范围的影响, 最终综合得到一组可应用于 HCU 的高速开关阀关键结构参数, 从而为高速开关阀的设计开发提供了参考依据。

## 1 高速开关阀模型

### 1.1 电磁场模型

电磁线圈作为高速开关阀的驱动元器件, 依据基尔霍夫电压定律, 电磁场的动态变化过程可由以下方程确立

$$u_i = i \cdot R + \frac{\partial \psi(i, z)}{\partial i} \dot{i} + \frac{\partial \psi(i, z)}{\partial z} \dot{z} \quad (1)$$

式中,  $u_i$  为电磁线圈驱动电压,  $i$  为线圈电流,  $R$  为线圈电阻,  $\psi$  为磁链,  $z$  为阀芯位移。

### 1.2 机械模型

以 HCU 中常开的增压阀为例, 其结构见图 1。高速开关阀是一个多场耦合的系统, 其中包括力场、非线性电磁场和动态流场。

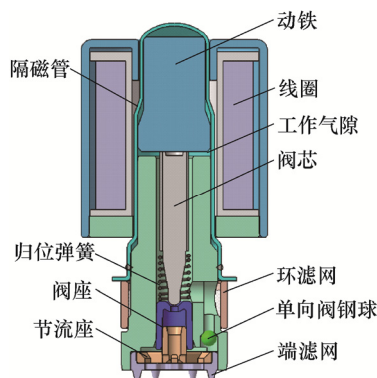


图 1 增压阀结构示意图

根据牛顿第二定律, 分析阀芯运动学方程可得

$$m\ddot{z} = F_m - F_s - F_k - F_v - F_f \quad (2)$$

式中,  $m$ 、 $z$  分别为阀芯的质量与位移,  $F_m$  为电磁力,  $F_s$  为液动力,  $F_k$  为弹簧力,  $F_v$  为黏滞力,  $F_f$  为摩擦力。

电磁力和液动力为阀芯动态特性的主要影响因素, 其余力的计算可参阅相关文献, 此处将不再赘述。

根据麦克斯韦电磁力公式, 计算电磁力

$$F_m = \frac{\psi(i, z)^2}{2\mu_0 S_0} \quad (3)$$

式中,  $\mu_0$ 、 $S_0$  分别代表真空磁导率和工作气隙面积。

而根据基尔霍夫第二定律, 磁链

$$\psi(i, z) = \frac{i \cdot N}{R_m + R_{\delta 1} + R_{\delta 2}} \quad (4)$$

式中,  $N$  为线圈匝数,  $R_m$ 、 $R_{\delta 1}$ 、 $R_{\delta 2}$  分别为软磁铁磁阻、工作气隙磁阻和配合间隙磁阻。

软磁铁磁阻较小忽略不计, 而工作气隙磁阻和配合间隙磁阻根据高速开关阀结构可分别计算

$$R_{\delta 1} = \frac{\delta_0 - z}{\pi \mu_0 S_0} \quad (5)$$

$$R_{\delta 2} = \frac{\ln(r_1 / r_2)}{2\pi \mu_0 l_n} \quad (6)$$

式中,  $\delta_0 - z$  表示工作气隙的长度,  $r_1$ 、 $r_2$  分别表示电枢和配合间隙的半径,  $l_n$  表示配合间隙的宽度。

由式(4)~(6)可知, 电磁力主要受工作气隙影响。此公式可用于计算工作气隙较小时的电磁力, 例如电磁阀处在吸合位置或接近于吸合位置时。而当工作气隙较大时, 磁通的不均匀分布等因素则会引起较大的计算误差。

为计算液动力阀芯时产生的作用力, 选定控制体见图 2, 依据雷诺输运定理可计算稳态轴向液动力

$$F_{st} = \beta_0 \rho Q v_0 - \beta_1 \rho Q v_1 \cos \alpha + P_0 A_0 + c P_2 A_2 \sin \alpha - P_1 A_1 \cos \alpha - P_1 (A_0 + A_2 \sin \alpha - A_1 \cos \alpha) \quad (7)$$

式中,  $A_0$ 、 $A_1$ 、 $A_2$  分别为阀口过流面积、节流处

$$F_{st} = \left[ 2c_d^2 A_1 \left( \beta_0 \frac{A_1}{A_0} - \beta_1 \cos \alpha \right) + A_0 + c c_d^2 A_2 \sin \alpha \left( (1 + \zeta) \frac{A_2^2}{A_1^2} - 1 \right) \right] \cdot \Delta P \quad (10)$$

式中,  $\Delta P$  为阀芯两端压差。

由式(10)可知, 稳态液动力  $F_{st}$  与电磁阀的结构参数中的阀座锥角  $2\alpha$  及入口节流孔径  $d_0$  所决定的阀口过流面积  $A_0$  有紧密的关系。各处流体流速的不均匀分布等因素会导致计算引起误差。

对于高速开关阀, 阀芯在工作过程中高频振荡, 瞬态液动力不可避免。可根据经验公式计算

$$F_i = L_h c_d W \sqrt{2\rho \Delta P \dot{z}} \quad (11)$$

式中,  $L_h$  为阻尼长度,  $W$  为过流面积的变化梯度。

由式(11)可知, 瞬态液动力主要受阀芯两端压差及阀芯运动速度等因素的影响。

## 2 模型仿真与试验验证

为进一步精确定量分析各结构参数对高速开关阀性能的影响, 本文在数学模型的基础上, 结合有限元分析, 使用 AMESim 与 Simulink 建立起高速开关阀与 HCU 的联合仿真模型见图 3。

过流面积和节流段锥形壁面积,  $\beta_0$ 、 $\beta_1$ 、 $c$  分别为  $A_0$ 、 $A_1$ 、 $A_2$  截面由于流速或压力不均产生的修正系数,  $\rho$  为制动液密度,  $Q$  为阀口流量,  $v_0$ 、 $v_1$  分别为  $A_0$ 、 $A_1$  截面处流速,  $P_0$ 、 $P_1$ 、 $P_2$  分别为  $A_0$ 、 $A_1$ 、 $A_2$  截面处压力,  $\alpha$  为阀座的半锥角。

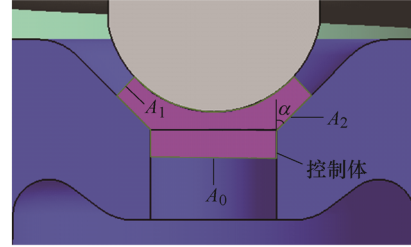


图2 控制体选取示意图

根据伯努利方程计算节流处压力

$$P_2 = P_1 + c_d^2 \left[ (1 + \zeta) \frac{A_2^2}{A_1^2} - 1 \right] (P_0 - P_1) \quad (8)$$

式中,  $c_d$  为电磁阀流量系数,  $\zeta$  为阀口局部阻力系数。

根据孔板节流方程计算阀口处流量

$$Q = c_d A_1 \sqrt{2(P_0 - P_1) / \rho} \quad (9)$$

将式(8)、(9)代入式(7), 可计算稳态轴向液动力

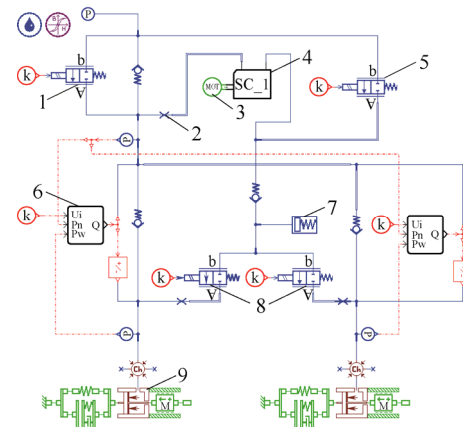


图3 高速开关阀与HCU仿真模型

1. 限压阀 2. 阻尼器 3. 电机 4. 柱塞泵 5. 吸入阀
6. 增压阀 7. 蓄能器 8. 减压阀 9. 制动轮缸

### 2.1 电磁场模型验证

为验证电磁场模型的准确性, 针对电磁阀响应时间进行仿真和试验测试。高速开关阀的响应时间包括加载时间和卸载时间。仿真过程中, 在 10~30 ms 区间内施加 12 V 直流电压, 观测线圈电流的上升和下降过程曲线。

在试验过程中,使用如图 4 所示的电磁阀性能测试台。测试台主要包括电流传感器、激光位移传感器、数据采集卡、稳压电源等。电磁阀与电磁线圈通过工装被相互固定;通电开关与稳压电源可控制电磁线圈两端电压,气隙调节器可调节电磁阀内部气隙大小;电流传感器与激光位移传感器可实时测量电磁线圈内部电流与阀芯位置;最终传感器数据通过数据采集卡保存在计算机中。同样向高速开关阀外部的电磁线圈施加 12 V 直流电压以设计验证试验,并检测线圈电流记录数据。高速开关阀电流响应时间的仿真与试验数据结果见图 5。

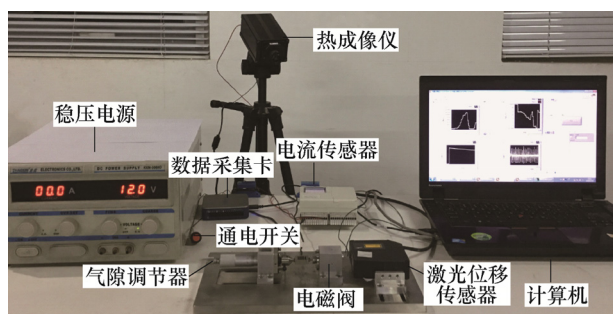


图 4 电磁阀性能测试台

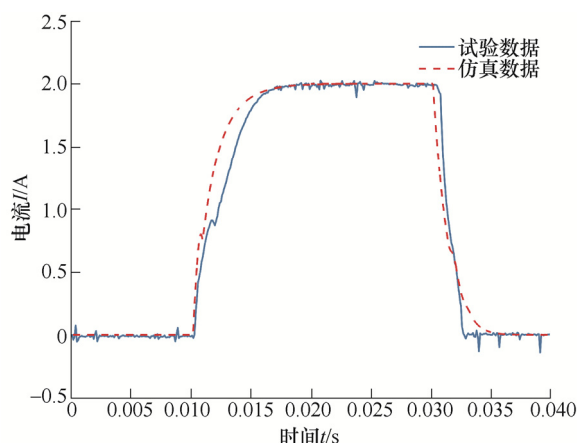


图 5 高速开关阀电流响应曲线

通过图 5 可以看出,模型仿真的响应电流在上升阶段较试验测试增长更快,高速开关阀响应时间较长;并且试验过程中电流降低出现的时刻有所延迟,这些现象与电磁场的磁滞效应及散射现象有关。

## 2.2 电磁阀与液压控制单元模型验证

为验证电磁阀与液压控制单元模型准确性,针对其线性增压调控的典型工况进行仿真与试验对比验证。仿真过程中,设置电磁阀入口压力为 10 MPa,出口压力为 0 MPa,给电磁线圈施以幅值为 12 V、2 kHz 的不同占空比范围的 PWM 电压信号,观测轮缸压力增长曲线。在试验过程中,使用 HCU 性能

测试台,通过压力传感器测量相同工况下轮缸压力的增长曲线。仿真与试验数据结果见图 6。

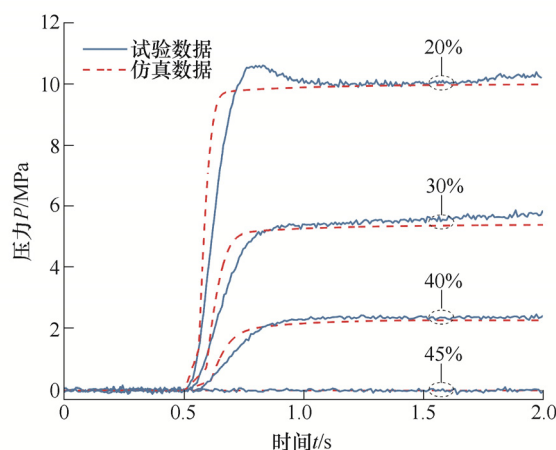


图 6 不同占空比下高速开关阀增压调控曲线

通过图 6 可以看出,模型仿真的压力曲线与试验曲线基本吻合,说明此高速开关阀的数学模型可以较为准确地反映真实的线性增压调控特性。试验曲线中,轮缸升压初期,主缸压力和轮缸压力均发生振荡现象,这主要是因为此时高速开关阀开口不稳定,入口的高压制动液对轮缸产生压力冲击。

综上可以看出,建立的联合仿真模型能够较为精确地反映高速开关阀的工作特性。

## 3 关键设计参数影响分析

优化高速开关阀结构参数,拓宽高速开关阀占空比有效工作范围,使得阀芯位置在此范围内可控地实现悬浮状态,是实现制动系统压力的精确线性调节的基础,也是当前自主研发的高速开关阀所亟需解决的问题。

为此本文针对高速开关阀的阀座锥角、节流孔径和工作气隙等参数,分析其不同占空比范围下对阀芯位移造成的影响。

### 3.1 阀座锥角

在增压工况下,仿真分析不同阀座锥角对阀芯位移的影响。设置高速开关阀入口压力为 10 MPa,出口压力 0 MPa。分别仿真在 20%~45% 占空比下,60°、90°与 120°的阀座锥角所对应的阀芯瞬态位移曲线见图 7。通过图 7 可以看出,45%高占空比条件下,阀座锥角对阀芯瞬态位移的影响较小,且稳态阀芯位移趋于一致;而在 20%低占空比条件下,仅当阀座锥角为 60°时,阀芯悬浮处于可控状态。



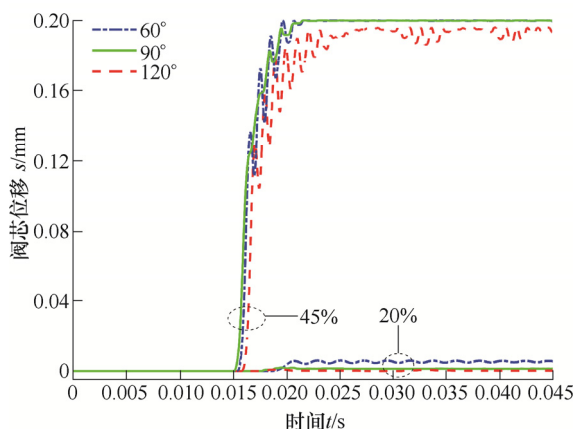


图7 不同占空比下阀座锥角对阀芯位移的影响

由此可见, 电磁阀的可控占空比范围的上限在不同阀座锥角下基本不变, 而下限在  $60^\circ$  阀座锥角下更低。这说明较小的阀座锥角可向下拓宽电磁阀的可控占空比范围。这是阀座锥角变小时液动力最大值基本不变, 但最小值明显变低, 可以平衡低占空比时较小的电磁力所致。

### 3.2 节流孔径

在增压工况下, 仿真分析不同节流孔径对阀芯位移的影响。设置高速开关阀入口压力为 10 MPa, 出口压力 0 MPa。分别仿真在 20%~45% 占空比下, 0.60 mm、0.70 mm、0.80 mm 的节流孔径所对应的阀芯瞬态位移曲线见图 8。通过图 8 可以看出, 45% 高占空比条件下, 较大的节流孔径可使得阀芯的可控性提升; 但在 20% 低占空比条件下, 仅当节流孔径为 0.60 mm 时, 阀芯悬浮处于可控状态。

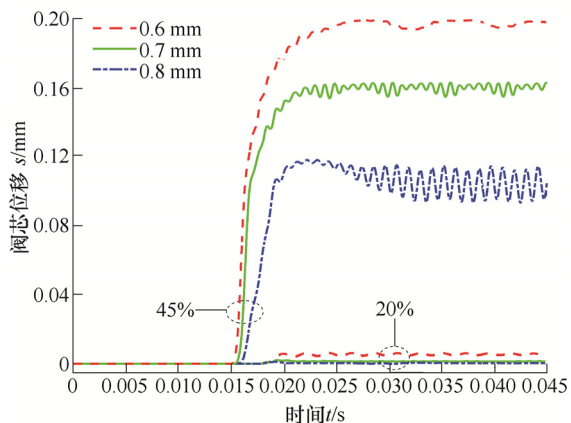


图8 不同占空比下节流孔径对阀芯位移的影响

由此可见, 较大的节流孔径可以向上拓宽电磁阀的可控占空比范围, 但同样会导致可控占空比范围下限提高。而节流孔径所影响的液动力需要与设计电磁力大小相匹配, 因此适当地扩大节流孔径可拓宽电磁阀工作范围。

### 3.3 工作气隙

在增压工况下, 仿真分析不同工作气隙对阀芯位移的影响。设置高速开关阀入口压力为 10 MPa, 出口压力 0 MPa。分别仿真在 20%~45% 占空比下, 0.22 mm、0.30 mm 与 0.40 mm 的工作气隙所对应的阀芯瞬态位移曲线见图 9。可以看出, 45% 高占空比条件下, 较大的工作气隙使得阀芯瞬态位移减小, 另外由于阀芯出现较大的动作迟滞, 快速性会被削弱; 而在 20% 低占空比条件下, 较大的工作气隙则使得阀芯位置不可控。

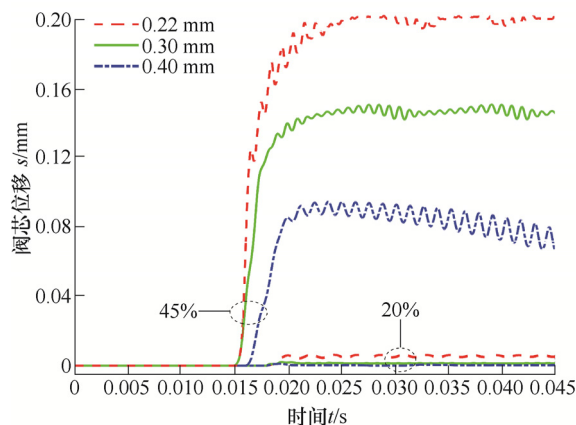


图9 不同占空比下工作气隙对阀芯位移的影响

由此可见, 较大的工作气隙使得可控占空比范围向上拓宽, 但同样会导致可控占空比下限提高。这主要是因为气隙增大导致磁阻增大。而较大的工作气隙又会导致电磁力衰减, 影响电磁阀的快速性。因此在工艺允许的前提下, 应避免过大的电磁阀工作气隙。

综上所述, 拓宽高速开关阀的占空比工作范围, 关键在于对影响其性能的结构参数综合地进行设计。结合仿真结果可以看出, 在适当增大节流孔径的基础上, 选择较小的阀座锥角, 并且在工艺允许的前提下, 应避免过大的电磁阀工作气隙。

## 4 试验验证

为试验验证高速开关阀结构参数对占空比有效工作范围的影响, 设计并搭建 HCU 性能测试台。其液压原理图及测试台实物分别见图 10、11。测试台主要使用一个电液变量泵和蓄能器为整个液压系统提供稳定的压力源; 使用气动球阀, 用于控制液压油管的通断; 使用实车 ECU 对 HCU 进行控制, 并使用模拟轮缸作为测试台轮缸, 模拟理想的定刚度轮缸; 并安装了温控箱, 用于模拟不同环境温度; 另外使用压力传感器和电流传感器分别实时采集主缸与各轮缸压力以及电磁线圈电流等。

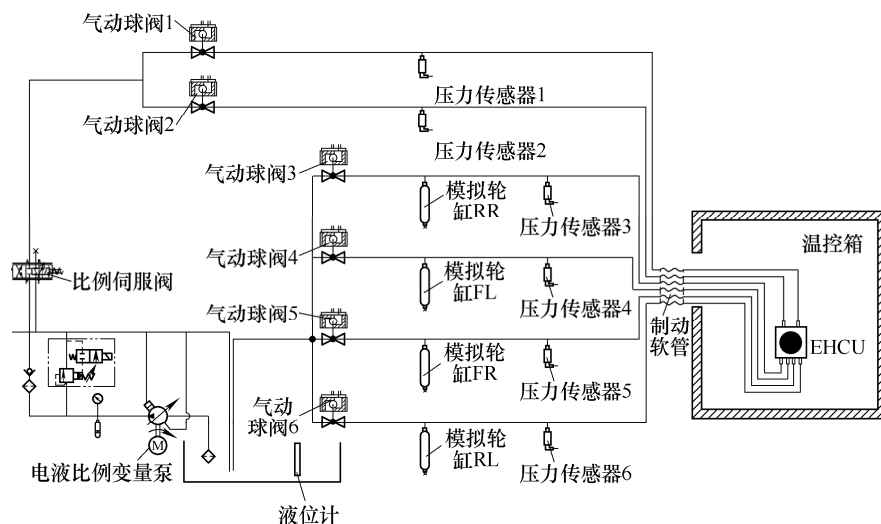


图 10 HCU 性能测试台液压原理图



图 11 HCU 性能测试台实物图

使用 HCU 性能测试台，对国内自主生产的不同关键结构参数的高速开关阀进行了系列对比测试。在实际的高压测试过程中，由于电磁球阀芯位于密封高压油液的阀体中，无法直接安装位移传感器，阀芯位移难以直接观测。而与此同时，阀芯位移实际上是影响轮缸压力重要参量，因此试验通过观测轮缸压力的变化规律，用以反映阀芯位置，间接地验证各结构参数对电磁阀性能的影响。

#### 4.1 阀座锥角

在增压工况下，设置 HCU 入口压力为 10 MPa，轮缸起始压力 0 MPa，分别测试在 20%~60% 占空比下， $60^\circ$ 、 $90^\circ$  与  $120^\circ$  的阀座锥角对应的轮缸压力增长曲线见图 12。可以看出电磁阀在占空比的有效工作范围内时，增压速率随占空比变化而变化。当阀座锥角为  $60^\circ$  时，其可控占空比范围下限为 20%，低于阀座锥角为  $90^\circ$  和  $120^\circ$  时的下限 24% 和 27%；而各个电磁阀在可控占空比范围上限区别较小，与仿真结果相符。

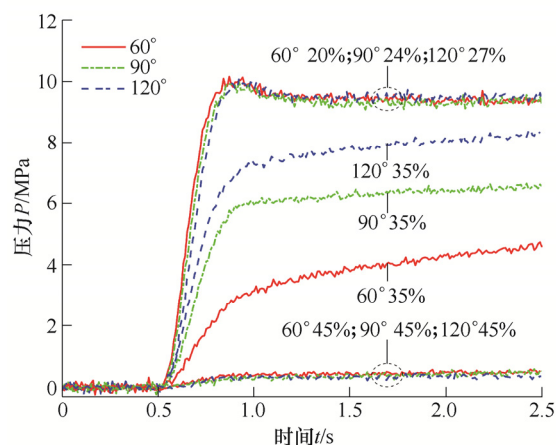


图 12 不同阀座锥角轮缸压力增长曲线

#### 4.2 节流孔径

在增压工况下，设置 HCU 入口压力为 10 MPa，轮缸起始压力 0 MPa，分别测试在 20%~60% 占空比下，0.60 mm、0.70 mm、0.80 mm 的节流孔径所对应的轮缸压力增长曲线见图 13。可以看出随节流

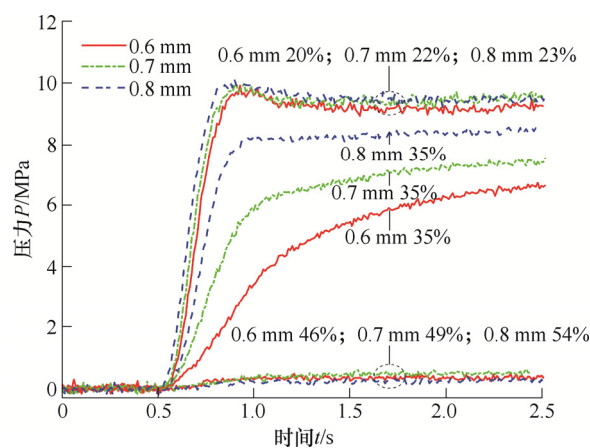


图 13 不同节流孔径轮缸压力增长曲线

孔径下的增大, 可控占空比范围的总体长度增大, 与仿真结果相符。与此同时, 随节流孔径的增大, 最快增压速度增大, 这也是 HCU 在车型匹配布置中需要考虑的问题。

### 4.3 工作气隙

在增压工况下, 设置 HCU 入口压力为 10 MPa, 轮缸起始压力 0 MPa, 分别测试在 20%~60% 占空比下, 0.22 mm、0.30 mm 与 0.40 mm 的工作气隙所对应的轮缸压力增长曲线见图 14。可以看出随工作气隙增大, 电磁阀可控占空比范围上限提高较为明显, 下限也有所提高, 与仿真结果一致。

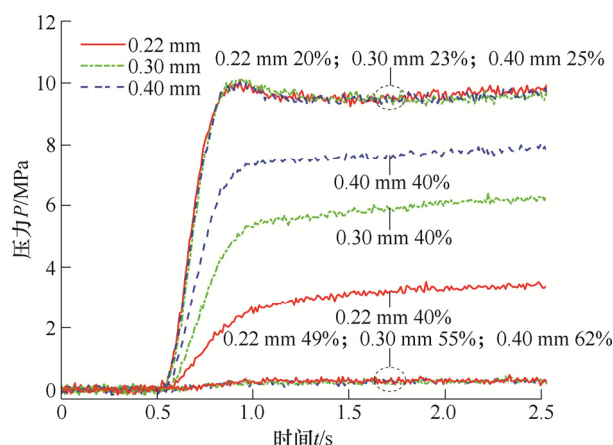


图 14 不同工作气隙轮缸压力增长曲线

### 4.4 设计样例及其线性调节验证

依据仿真与测试结果, 最终选取高速开关阀关键结构参数见表 1, 制作相关电磁阀, 并使用该类型电磁阀制作 HCU 样品。

表 1 电磁阀关键参数表

关键参数	电磁阀类型		
	前轮增压阀	后轮增压阀	限压阀
阀座锥角/(°)	60	60	90
节流孔径/mm	0.70	0.60	0.70
工作气隙/mm	0.25	0.25	0.25

因考虑车辆在 ESC 主动增压制动过程中前后轮所需求的制动力分配关系, 前轮比后轮需要更快的增压速度, 因此选择前轮增压阀节流孔径略大于后轮增压阀。使用 HCU 性能测试台, 在增压工况下, 设置 HCU 入口压力为 10 MPa, 轮缸起始压力 0 MPa, 测试在 20%~60% 不同占空比所对应的轮缸压力增长曲线见图 15。可以看出, 电磁阀可控占空比范围为 20%~55%, 且在可控占空比范围内, 轮缸压力增长速率分布较为均匀。

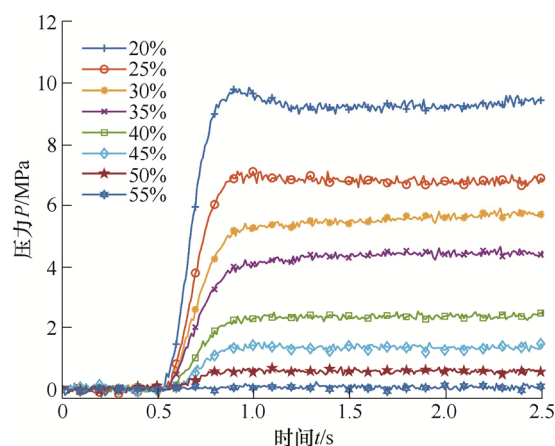


图 15 不同占空比下压力增长曲线

另使用该款型号的 HCU, 安装在实车后进行相关线性调控测试。以阶梯增压调控为例, 以 0.5 s 为周期向 ECU 发送 1~7 MPa 的阶梯状目标压力请求信号, 使用压力传感器实时采集轮缸压力。阶梯增压调控效果图见图 16, 可以看出实际轮缸压力与目标压力之间误差较小, 能够较为精确地跟踪目标压力的阶梯变化, 实现了线性调节轮缸压力的能力。

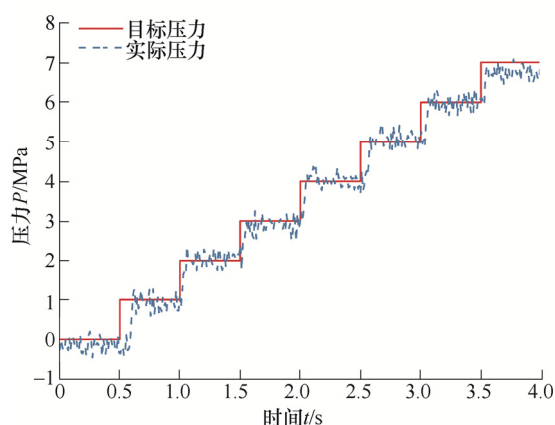


图 16 阶梯增压调控效果图

## 5 结论

(1) 阀座锥角、节流孔径与工作间隙作为影响高速开关阀的关键结构参数, 协同地影响了可控占空比工作范围, 从而影响其实现线性压力控制的能力。

(2) 适当减小阀座锥角的同时, 合适地增大节流孔径, 并在工艺允许的前提下, 应尽量降低电磁阀工作气隙, 是提高电磁阀线性调控能力的有效方法。本文综合试验数据, 最终选取了一组阀座锥角、节流孔径、工作气隙高速开关阀结构参数, 实现了较好的压力线性调控能力。

## 参 考 文 献

- [1] LIEBEMANN E, MEDER K, SCHUH J, et al. Safety and performance enhancement: The BOSCH electronic stability control (ESP)[R]. SAE Technical Paper, 2004-21-0060, 2004.
- [2] ZHAO X, LI L, SONG J, et al. Linear control of switching valve in vehicle hydraulic control unit based on sensorless solenoid position estimation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(7): 4073-4085.
- [3] ZHANG B, ZHONG Q, MA J E, et al. Self-correcting PWM control for dynamic performance preservation in high speed on/off valve[J]. Mechatronics, 2018, 55: 141-150.
- [4] YANG I, LEE W, HWANG I. A model-based design analysis of hydraulic braking system[J]. SAE Transactions, 2003: 231-236.
- [5] MAHRENHOLZ J, LUMKES J. Analytical coupled modeling and model validation of hydraulic on/off valves[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2010, 132(1): 011005.
- [6] 王伟玮, 宋健, 李亮, 等. 高速开关阀在高频 PWM 控制下的比例功能[J]. 清华大学学报, 2011, 51(5): 715-719.
- WANG Weiwei, SONG Jian, LI Liang, et al. High speed on-off solenoid valve with proportional control based on high frequency PWM control[J]. Journal of Tsinghua University, 2011, 51(5): 715-719.
- [7] 孟爱红, 王伟玮, 宋健, 等. 高速开关阀高频脉宽调制控制有效占空比工作范围的拓宽[J]. 机械工程学报, 2012, 48(10): 167-172.
- MENG Aihong, WANG Weiwei, SONG Jian, et al. Extending of the duty ratio range of pulse width modulation control on high speed on-off valve[J]. J. Mech. Eng., 2012, 48(10): 167-172.
- [8] BRAUN T, SCHWAB M, STRAUßBERGER F, et al. State estimation for fast-switching solenoid valves—A nonlinear sliding-mode-observer approach[C]//2014 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR). IEEE, 2014: 282-287.
- [9] 周小伟, 蔡斌, 陈建军, 等. 基于 ANSYS-Maxwell 的电磁阀电磁力特性影响因素分析[J]. 机电工程技术, 2016, 45(8): 55-58.
- ZHOU Xiaowei, CAI Bin, CHEN Jianjun, et al. Electromagnetic force effect on the valve characteristic factor based on ANSYS-Maxwell[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2016, 45(8): 55-58.
- [10] 方继根, 王西峰, 杨帅, 等. 基于多场耦合的先导式电磁开关阀特性研究[J]. 液压与气动, 2019, 33(5): 18-27.
- FANG Jigen, WANG Xifeng, YANG Shuai, et al. Characteristics analysis based on multi field coupling for pilot type solenoid on/off valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019, 33(5): 18-27.
- [11] 吴锐, 王仪鸣, 方继根, 等. 一种车用高速开关阀电磁力影响因素研究[J]. 液压与气动, 2020(9): 168-173.
- WU Rui, WANG Yiming, FANG Jigen, et al. Electromagnetic force influence factors of high-speed solenoid valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020(9): 168-173.

作者简介: 穆洪远, 男, 1995 年出生, 博士研究生。主要研究方向为汽车动力学与控制。

E-mail: mhy17@mails.tsinghua.edu.cn

程硕(通信作者), 男, 1994 年出生, 博士研究生。主要研究方向为智能汽车线控底盘设计、车辆动力学域控制。

E-mail: chengs16@mails.tsinghua.edu.cn