

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2015.09.017

# 基于 AMESim 的高压气动减压阀的稳定特性

张远深, 薛 飞, 柳志姣, 於又玲

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

**摘 要:** 针对氢能源汽车中气动减压阀高压化减压时减压阀稳定性下降的现象, 对一种带有先导稳定流量器的高压气动减压阀进行特性研究。建立高压气动减压阀的 AMESim 仿真模型, 仿真分析了其压力、流量特性、高压气动减压阀先导阀弹簧刚度、先导稳定流量器活塞阻尼孔、高压气动减压阀主阀弹簧刚度、主阀出口腔等参数对高压气动减压阀稳定性的影响。研究表明, 带有先导稳定流量器的高压气动减压阀在高压化减压时, 其出口压力稳定, 压力振荡小, 动态响应快。同时, 适当地增大复位弹簧刚度, 先导稳定流量器活塞阻尼孔, 出口腔容积的增大, 可提高阀的输出压力的稳定性和快速性。

**关键词:** 先导稳定流量器; 高压气动减压阀; 气动桥路; AMESim; 稳定性

中图分类号: TH138.5 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2015)09-0068-05

## Characteristic Analysis Based on AMESim for High-pressure Pneumatic Reducing Valve

ZHANG Yuan-shen, XUE Fei, LIU Zhi-jiao, YU You-ling

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050)

**Abstract:** Facing stability decreasing of the pneumatic pressure reducing valve which works under high pressure in hydrogen cars, we study the characteristics of a high pressure pneumatic reducing valve which has a pilot steady flow valve and establish the AMESim simulation mode of valve to analyze the effect of pressure, flow characteristics, spring stiffness of the pilot valve and main valve, the orifice diameter of the pilot steady flow valve and outlet chamber volume of main valve on the stability of high pressure pneumatic reducing valve. Result shows that the high pressure pneumatic reducing valve with the pilot steady flow valve has advantages of stable outlet pressure, small pressure oscillation and fast dynamic response. Meanwhile, appropriately increasing the stiffness of the return spring, the orifice diameter of the pilot steady flow valve and the outlet chamber volume can improve the stability and speed of the valve output pressure.

**Key words:** pilot flow stabilizer, high pressure pneumatic reducing valve, pneumatic bridge, AMESim, stability

### 引言

随着雾霾天气影响不断加重, 石化燃料消耗量日益增加, 在环境恶化和经济发展的双重压力下, 氢能源作为一种理想的新的合能体能源, 以其特有的性质越来越受到人们的重视。随着汽车行业、氢能源汽车逐步发展, 高压气动减压阀是气动汽车中氢气运输系统中重要的控制元件。为保证燃料电池所需的工作压力的恒定, 经过减压阀后的输出压力值应不会随着流量和输入压力的变化而变化<sup>[1]</sup>。但由于依靠节流实现

减压的气动减压阀, 在减压过程中势会有较大的能量损失, 而气动汽车所携带的能量是有限的, 能量的损失将会降低系统的利用率。基于此高压气动减压阀既快速又稳定减压, 使能量损失较少就成为了关键问题<sup>[2]</sup>。

收稿日期: 2014-12-30

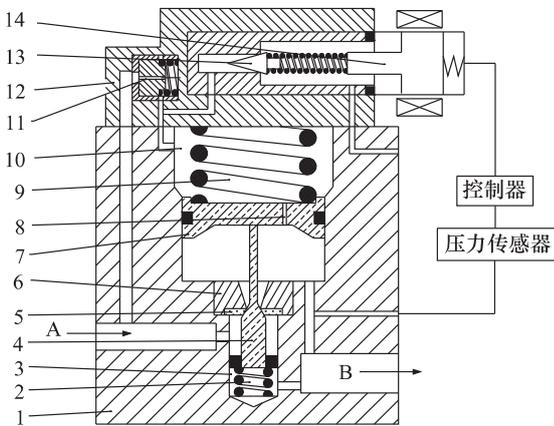
作者简介: 张远深(1962—)男, 辽宁鞍山人, 高级工程师, 硕士, 主要从事液压、气动技术方面的科研和教学工作。

本研究选择一种带有先导稳定流量器的高压气动减压阀,采用 AMESim 软件对其进行建模仿真,研究其压力和流量控制特性<sup>[3]</sup>,是否满足氢能源汽车输气控制的要求。

### 1 高压气动减压阀结构及原理

#### 1.1 高压气动减压阀结构

图 1 所示 先导式高压气动定压比例减压阀,其结构为主阀口常闭型减压阀,主要由主阀、先导阀、控制器、比例电磁铁等组成。先导阀采用锥阀结构,主阀采用具有锥阀和滑阀的结构形式。当 B 口没有压力时,调节弹簧 9 使主阀芯组件处于进口 A 和出口 B 断开状态,当高压气体先经过进口 A 和先导流量稳定器,进入主阀弹簧腔,再通过阻尼口 8 进入主阀下腔,上、下腔形成压差,将主阀打开后,减压原理同常开型一致。



1. 主阀体 2. 复位弹簧 3. 反馈腔 4. 主阀芯 5. 密封挡圈  
6. 主阀座 7. 活塞 8. 阻尼口 9. 调节弹簧 10. 调压腔  
11. 先导流量稳定器 12. 先导阀体 13. 先导阀芯 14. 比例电磁铁

图 1 先导平衡式高压气动减压阀

#### 1.2 气动减压阀中先导流量稳定器

如图 2,先导流量稳定器由两个气阻构成,活塞上细长孔  $R_0$  为固定气阻,轴向移动的活塞与阀套后部径向小孔构成可变气阻  $R_1$ 。可以看出,先导流量稳定器实际上是按气动 B 型半桥原理工作。当进口压力  $p_A$  升高时,活塞左右原有的气压力与弹簧力的平衡被破坏,气压力的升高推动阀芯向右移动,阀套上径向小孔被活塞挡住一部分,使孔开度关小,可变气阻  $R_1$  增大。由于阀芯向右移动,内腔体积变小,压力  $p_R$  增大,固定气阻  $R_0$  前后的压差  $p_A - p_R$  保持不变,使的流过固定气阻  $R_0$  与可变气阻  $R_1$  的流量保持基本不变,当  $p_A$  减小时  $p_R$  也减小,  $R_0$  前后压差与流过流量也基本保持

不变。因此,在进口压力波动的情况下先导流量稳定器很好地保持先导阀进气腔和主阀调压腔的流量稳定。

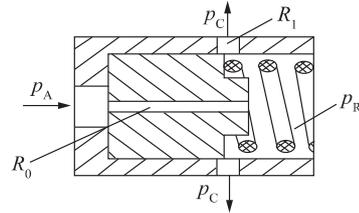


图 2 先导流量稳定器

### 2 高压气动减压阀数学模型分析

AMESim 软件平台中的物理模型参数的调整与设置需基于模型对象底层的数学模型,对高压气动减压阀仿真之前,首先需要分析高压气动减压阀的数学模型,在此基础上进行物理模型搭建,可以合理高效地设置模型参数,对物理模型进行优化及故障分析与检测。本节将对高压气动减压阀的核心部件及概念进行数学模型分析。

#### 2.1 模型的假设条件

为方便模型的建立和简化,作如下假设:

- (1) 气体通过高压气动减压阀的阀口可看作一个等效的收缩喷嘴来计算;
- (2) 气体在各阀口或节流通道的流动为绝热流动;
- (3) 气源温度为环境温度  $T = 293 \text{ K}$ ;
- (4) 不计密封比压及密封不良造成的气体泄漏;
- (5) 不考虑重力场的影响。

#### 2.2 高压气动减压阀主阀模型

先导式减压阀基于流量连续性方程和力学平衡方程。氢气具有可压缩性,工作过程中在减压阀的各个容腔中会发生体积的改变<sup>[4]</sup>。为了简化计算,将气动技术中气流通过的气动回路(气动元件和连接元件的管道系统等效成收缩喷嘴或节流小孔来计算,在根据具体的要求修正各个参数。因此,气体在各个阀口的流动可视为经过收缩喷管流动,流量方程为<sup>[5,6]</sup>:

$$Q_m = \frac{C_d p_u S}{\sqrt{RT}} \varphi\left(\frac{p_d}{p_u}\right) \quad (1)$$

式中:

$$\varphi\left(\frac{p_d}{p_u}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[ \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & 0.528 < \frac{p_d}{p_u} \leq 1 \\ \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1}} & \frac{p_d}{p_u} \leq 0.528 \end{cases}$$

式中:  $\kappa$  为气体绝热指数, 氢气  $\kappa$  为 1.4;  $C_d$  流量系数;  $T$  为系统温度 (K);  $S$  为阀口节流面积 ( $\text{m}^2$ );  $p_u$ 、 $p_d$  为前、后腔压力 (Pa)。

### 1) 主阀口流量方程

根据式 (1), 可得到:

$$q_{\pm} = \frac{C_d p_A S_{\pm}}{\sqrt{RT}} \varphi\left(\frac{p_2}{p_A}\right) \quad (2)$$

### 2) 主阀阀芯动态力平衡方程为:

$$m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 A_2 + K_1(x_{01} - x) - K_2(x_{02} + x) - \beta_1 \frac{dx}{dt} - p_B A_1 - p_B A_3 - F_{f1} - F_{f1} \quad (3)$$

式中:  $F_{f1}$  为主阀芯受到的摩擦力;  $F_{f1}$  为气体流动作用力;  $p_B$ 、 $p_t$  分别为减压阀输出压力值、调压腔压力值;  $m_1$  为主阀阀芯的质量;  $x$  为主阀阀芯位移;  $\beta_1$  为主阀阀芯的阻尼比;  $K_1$ 、 $K_2$  为主阀预紧弹簧、主阀复位弹簧刚度;  $x_{01}$ 、 $x_{02}$  为主阀预紧弹簧、复位弹簧预压缩量;  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$  为活塞在出口腔侧、调压腔及复位弹簧腔气体压力的作用面积。

### 2.3 先导稳定流量器模型

从主阀引出的气流通过细长孔到先导稳定流量器, 即气体从 A 腔流向先导稳定流量器弹簧腔的流量记为  $q_{先}$ , 在细长管中的流动为层流, 其质量流量为:

$$q_{先} = \frac{\pi d^2}{128 \mu l_d RTg} \cdot \frac{p_A^2 - p_R^2}{2} \quad (4)$$

式中:  $\mu$  为气体的黏度 ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ );  $d$  为细长孔的直径 (m);  $g$  为重力加速度 ( $\text{m/s}^2$ );  $l_d$  为细长孔的长度 (m)。

### 2.4 高压气动减压阀先导阀模型

先导阀芯动态力平衡方程为:

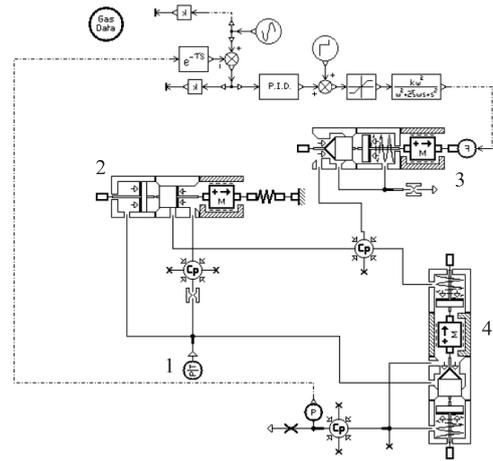
$$m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} = p_t A_y + F_e - \beta_2 \frac{dy}{dt} - K_3(y_0 + y) - p_c A_4 - p_B A_3 - F_{f2} - F_{f1} \quad (5)$$

式中:  $F_{f2}$  为先导阀芯受到的摩擦力;  $F_{f1}$  为气体流动作用力;  $F_e$  比例电磁铁输出的推力;  $p_c$  为先导流量稳定器输出的压力值;  $m_2$  为主阀阀芯质量;  $y$  为先导阀阀芯的位移;  $\beta_2$  为先导阀阀芯的阻尼比;  $K_3$  为先导阀复位弹簧刚度;  $y_0$  为先导阀复位弹簧预压缩量;  $A_3$  为复位弹簧腔气体压力的作用面积;  $A_y$ 、 $A_4$  为先导阀出气腔、进气腔中气体压力对阀芯的作用面积。

## 3 高压气动减压阀仿真模型

### 3.1 建立仿真模型

带先导流量稳定器的比例减压阀模型, 见图 3。



1. 压力气源 2. 先导流量稳定器 3. 先导阀 4. 主阀  
图3 带先导流量稳定器的比例减压阀模型

### 3.2 设置仿真模型参数

仿真模型中主要的参数设置如下: 气体介质为氢气, 气态氢密度为  $0.0899 \text{ g/L}$ 。压力出口设定压力为  $5 \text{ MPa}$ ; 先导阀控制电流  $600 \text{ mA}$ , 先导阀芯质量为  $0.073 \text{ kg}$ , 先导阀芯直径为  $4.2 \text{ mm}$ ; 先导流量稳定器最大位移为  $10 \text{ mm}$ , 先导流量稳定器弹簧刚度  $3.8 \text{ N/mm}$ ; 主阀调节弹簧刚度为  $25 \text{ N/mm}$ ; 主阀阀芯质量为  $0.1 \text{ kg}$ 。

## 4 仿真结果分析

### 4.1 减压阀静态特性

图4为减压阀压力特性曲线, 由曲线可知: 输入减压阀的压力在  $0 \sim 35 \text{ MPa}$  范围内变化, 输出压力对输入压力的响应尽管出现振荡, 但很快就会稳定于期望值上 ( $5 \text{ MPa}$ ), 即高压气动减压阀的响应具有收敛的性质。

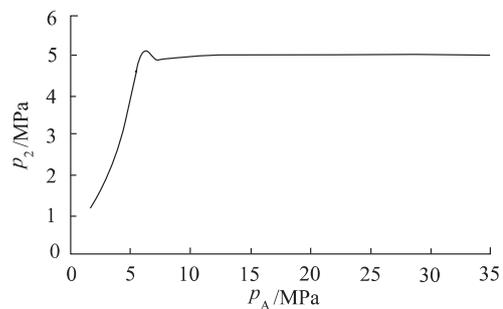


图4 减压阀压力特性

图5为流量特性曲线, 由图得出: 随着减压阀主流量的增加, 减压压力逐渐下降, 但下降幅度极小, 具有良好的负载能力。

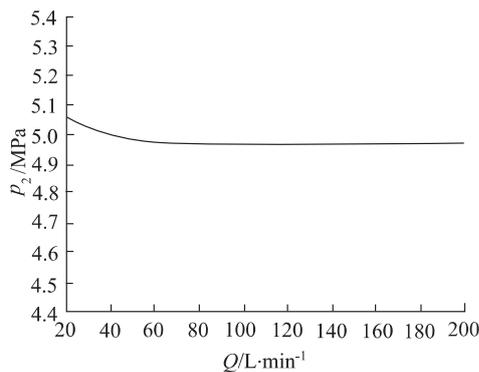


图 5 减压阀流量特性

由图 6 分析可知: 曲线 1 为带先导稳定流量器的比例减压阀, 超调量为 10%。曲线 2 为传统先导比例减压阀, 超调量达到 20%; 对比表明: 带先导稳定流量器的比例减压阀其超调量小, 振荡衰减快, 即带先导稳定流量器的比例减压阀稳定性与快速性更好。

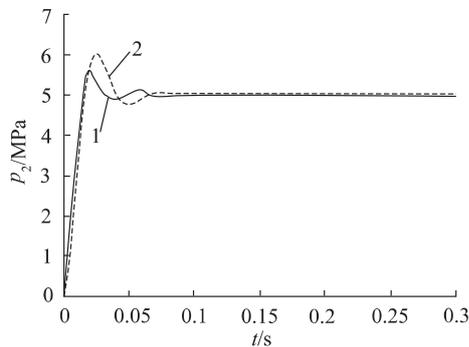


图 6 带先导稳定流量器型与传统型先导减压阀

#### 4.2 主要参数对输出稳定性影响分析

##### 1) 先导阀弹簧刚度影响

如图 7 所示, 保持其他参数不变, 先导阀弹簧刚度不同情况下, 对减压阀输出压力的影响。弹簧的刚度分别设置为 15 N/mm、20 N/mm、25 N/mm。

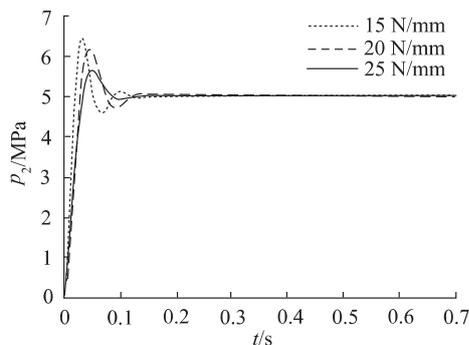


图 7 先导阀复位弹簧刚度对减压阀输出压力影响

由图 7 仿真结果表明: 当弹簧刚度增加时, 减压阀

出口压力波动幅度减小, 稳定性好, 在短时间内达到稳定的压力输出。反之, 随着弹簧刚度的减小, 阀出口波动幅度变大, 频率变高, 在较大的出口压力波动的影响下, 到达平衡位置的时间变长。

##### 2) 先导流量稳定器的活塞阻尼孔直径的影响

图 8 为不同先导流量稳定器的活塞阻尼孔直径的情况下, 对减压阀输出压力影响曲线。活塞阻尼孔直径分别设置为 0.2 mm、0.4 mm、0.8 mm。

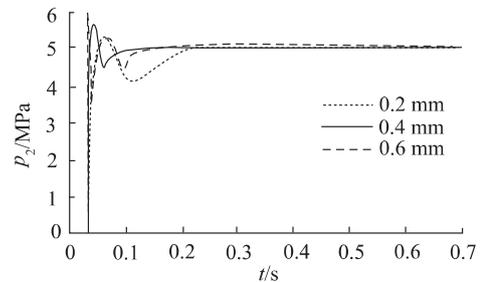


图 8 活塞阻尼孔直径对输出压力影响

由图 8 的仿真结果表明: 随着先导流量稳定器的活塞阻尼孔直径增大, 减压阀输出稳定压力为 5 MPa 不变; 但其开启时, 随着活塞阻尼孔直径增大, 压力振荡越大, 稳定时间增大, 动态响应变慢; 当活塞阻尼孔直径为 0.2 mm 时在 0.2 s 以后才可稳定; 直径为 0.4 mm 时在 0.1 s 就可达到稳定; 当活塞阻尼孔直径为 0.8 mm 时, 虽动态响应快, 但输出压力的稳定性差。

##### 3) 主阀复位弹簧刚度影响

如图 9 保证其他的参数不变, 主阀的复位弹簧刚度不同情况下, 对减压阀输出压力的影响。弹簧的刚度分别设置为 35 N/mm、40 N/mm、45 N/mm。

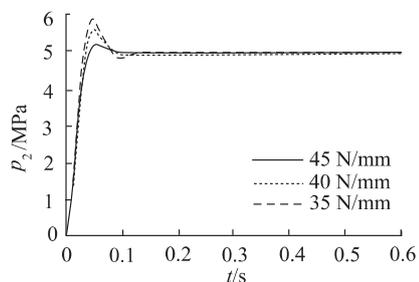


图 9 主阀复位弹簧刚度对减压阀输出压力的影响

由图 9 仿真结果表明: 当弹簧刚度小时, 输出压力超调量大; 随着刚度增加时, 减压阀输出压力的稳定性也在变强, 压力颤动的振幅变小, 且到达稳定状态所需的时间也减少, 但增大弹簧的刚度会增大阀的尺寸。

#### 4) 出口腔的容积变化对减压阀动态响应影响

图 10 为出口腔的容积变化对减压阀动态响应的影 响曲线。仿真中的出口腔体积分别为设计值的 200%、100% 和 50%。

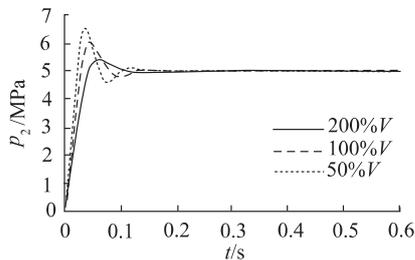


图 10 主阀不同出口容积对输出压力影响

由图 10 仿真曲线表明: 随着出口容积变小, 气体在阀口处急剧收缩, 然后开始释放, 所以出口体积过小会影响气体的释放, 会造成很大的压力波动; 因此适当增大出口腔容积是很有必要的。经过阀口的高速气体在较大的出口容腔中能够缓慢释放, 能够有效降低压力梯度, 减小压力波动, 表现在曲线上为震荡幅值和超调量相对较小。

#### 5 结论

(1) 用 AMESim 软件对高压气动减压阀进行仿真, 通过合理的建模与参数设置, 可知带有先导稳定流

量器的高压气动减压阀在高压化减压时, 其出口压力稳定、压力振荡小、动态响应快; 能够有效地抑制出口的压力波动;

(2) 在设计先导式高压气动减压阀时, 采用基于气动半桥原理的先导稳定流量器结构; 同时, 适当地增大主阀复位弹簧刚度, 先导稳定流量器活塞阻尼孔, 出口腔容积的增大, 可提高阀的输出压力的稳定性和快速性。

#### 参考文献:

- [1] 李宝仁, 杨刚, 杜经民. 高压随动压力控制阀动态性能的仿真研究[J]. 华中理工大报, 1998, 26(7): 24-26.
- [2] 刘祖前. 超高压气动减压阀的研究[J]. 机床与液压, 1999, (3): 62-63.
- [3] 王飞. 基于 AMESim 的流量-压力复合阀静特性研究[J]. 液压气动与密封, 2009, (6): 20-22.
- [4] 李建藩. 气压传动系统动力学[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 1991.
- [5] 魏东, 孙启顺, 谢华. 一种新型小流量、高压差减压阀的研制[J]. 液压与气动, 2002, (11): 51.
- [6] Massimo Sorli, Giorgio Figliolini, Stefano Pastorelli. Dynamic Model and Experimental Investigation of a Pneumatic Proportional Pressure Valve[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2004, 9(1): 78-85.

(上接第 67 页)

阀口没有油液通过, 所以铲斗缸无杆腔压力为零。

图 5 所示为铲斗内收过程, 铲斗缸活塞杆位移随时间的变化曲线, 在 0~2.8 s 内, 活塞杆位移为零, 这是进油阀口还未打开阶段, 第 12 s 活塞杆行程达到最大值 1.12 m, 在实际情况中铲斗内收大概为 10.5 s 左右, 结果与实际情况吻合, 能够证明模型的合理性。

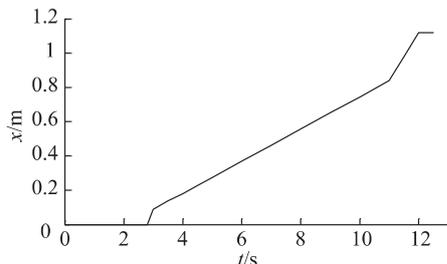


图 5 铲斗内收液压缸活塞杆位移随时间变化结果

#### 4 结论

建立了铲斗液压回路 AMESim 模型, 结果显示, 随着阀芯的移动, 中位过流面积逐渐减小, 系统开始建立压力。开始时有杆腔压力一直大于无杆腔压力, 而后

铲斗与斗杆平行, 铲斗继续内收过程中必须克服自重才能保证顺利进行, 所以之后无杆腔的压力必须大于回油路有杆腔的压力。从斗内收过程, 铲斗缸活塞杆位移随时间的变化曲线显示结果与实际情况吻合, 能够证明模型的合理性。

#### 参考文献:

- [1] 成凯, 张静, 王鹏宇, 等. 挖掘机液压系统建模与仿真[J]. 工程机械, 2010, (41): 29-33.
- [2] 贾文华, 殷晨波, 曹东辉, 等. 挖掘机正流量泵控液压系统的特性分析[J]. 南京工业大学学报, 2011, 33(6): 98-101.
- [3] 贾文华, 殷晨波, 曹东辉. 挖掘机动臂顶升优先功能的协调性分析[J]. 煤矿机械, 2013, (5): 123-124.
- [4] 尚刚, 权龙. 基于 AMESim 的挖掘机回转液压系统仿真分析[J]. 液压气动与密封, 2009, (5): 49-51.
- [5] Kai, Cheng. Modeling and Simulation of Hybrid Hydraulic Excavator Based on AMESim [J]. Applied Mechanics and Materials, 2010, 29(32): 2071-2075.
- [6] 贾文华, 殷晨波, 曹东辉. 比例阀节流负载阀口的匹配特性研究与结构改进[J]. 液压与气动, 2013, (1): 83-84.