

四回路保护阀启闭特性检测系统建模仿真与实验验证

范伟军¹ 赵晨馨¹ 毛民¹ 郭斌² 张培培¹

(1. 中国计量大学计量测试工程学院, 杭州 310018; 2. 杭州沃镭智能科技股份有限公司, 杭州 310018)

摘要: 四回路保护阀(简称四保阀)启闭特性检测系统中,管路孔径、压力数据采集频率对四保阀的开启压力、关闭压力检测结果影响较大,由于目前缺乏相关研究,导致不同检测系统的检测结果无法比对。在研究阀体力学模型及流量特性模型的基础上,构建了四保阀检测的启闭动态过程数学模型,搭建了启闭特性检测系统的 AMESim 仿真模型并进行了研究。结合实测实验数据,对管路孔径和采样间隔对四保阀启闭检测结果的影响进行了分析。结果表明:进气节流孔越大,开启压力检测时间越短,检测数据稳定性越差;排气管路孔径越大,关闭压力越大;数据采集频率越高,开启压力检测数据稳定性越好;进气节流孔面积为 0.5 mm²,采样间隔为 0.001 s,可同时兼顾开启压力检测的稳定性和效率。

关键词: 四回路保护阀; 启闭特性; 检测系统; 数学模型; 仿真模型

中图分类号: TH138 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)02-0385-08

Modeling and Experiment Verification of Open and Shut Characteristic Detection System for Four-circuit Protection Valve

FAN Weijun¹ ZHAO Chenxin¹ MAO Min¹ GUO Bin² ZHANG Peipei¹

(1. College of Metrology Technology and Engineering, China Jiliang University, Hangzhou 310018, China
2. Hangzhou Wolei Intelligent Technology Co., Ltd., Hangzhou 310018, China)

Abstract: In the study of open and shut characteristic detection system for four-circuit protection valve, the pipe aperture and pressure acquisition frequency have great influence on the detection result of opening pressure and closing pressure for four-circuit protection valve. There is no relevant research, so it causes that detection results of different detection systems cannot be compared. On the basis of studying mechanical model and flow characteristics model of valve, dynamic process mathematical model and AMESim simulation model of open and shut detection system for four-circuit protection valve were established. Based on the experimental data, the effect of pipe aperture and sampling interval on detection results of open and shut characteristic for four-circuit protection valve was analyzed and verified. Results showed that the greater the intake orifice was, the shorter the opening pressure detection time was, the higher the detection efficiency was, the worse the stability of the data was. The greater the exhaust pipe aperture was, the greater the closing pressure was. The higher the data acquisition frequency was, the better the stability of the data was. When the effective flow area of intake orifice was 0.5 mm² and the system sampling interval was 0.001 s, it can guarantee the detection stability and efficiency of opening pressure detection.

Key words: four-circuit protection valve; open and shut characteristic; detection system; mathematical model; simulation model

引言

目前,汽车制动系统多采用双回路气压制动系

统,相比单回路系统,制动系统不会由于其中某个部件失效而导致整个系统失效^[1]。四回路保护阀(以下简称四保阀)作为汽车双回路气压制动系统的重

收稿日期: 2016-06-14 修回日期: 2016-08-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(51405463)、国家质量监督检验检疫总局科技计划项目(2015QK288)、浙江省公益技术研究工业项目(2016C31048)和杭州市汽车零部件智能检测科技创新服务平台项目(20151433S01)

作者简介: 范伟军(1973—),男,副教授,博士,主要从事汽车零部件检测及仿真研究,E-mail: 352797065@qq.com

要部件,其启闭特性直接影响制动距离和整车制动性能,对汽车的安全性能具有重要意义。

四保阀启闭特性检测系统中,测试管路孔径、压力数据采集频率对四保阀的开启压力、关闭压力检测结果影响较大,不同测试系统下的数据无法比对。国内行业标准 QC/T 37—2011 仅对四保阀启闭特性检测的试验方法和流程进行了描述,对测试关键参数如进气节流孔口径和采样时间间隔并没有标准规定;国外的知名汽车零部件生产商如 WABCO、KNORR 等跨国公司对四保阀测试有自己的企业标准,但由于技术壁垒,测试关键技术及测试指标都对外封锁,国内企业无法借鉴,导致不同厂家生产的检测系统规格参数均不一致。

本文建立阀体启闭动态过程的数学模型,并引入多领域建模软件 AMEsim 对四保阀检测系统进行建模^[2-4],对启闭过程进行仿真分析。研究系统控制管路孔径、系统采样频率对启闭特性检测的影响。

1 四回路保护阀结构及检测系统设计

1.1 四回路保护阀结构及工作原理

四回路保护阀由 4 个限压止回阀构成并按一定的顺序排列。限压止回阀由调压弹簧和密封膜片组成^[5],如图 1 所示。

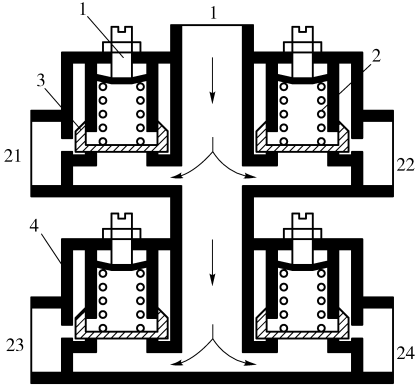


图 1 四回路保护阀结构图

Fig. 1 Structure sketch of four-circuit protection valve

1. 调压螺栓 2. 调压弹簧 3. 密封膜片 4. 阀体

工作时,压缩空气从 1 口进入保护阀,通过通孔,克服单向阀的阻力进入限压止回阀腔内。当腔内气压达到足够克服调压弹簧的预紧力后,密封膜片上移,通道打开,压缩空气经 21 口、22 口、23 口和 24 口分别进入各个气压制动回路。假使 21 口漏气,阀体通过 21 口排放空气,使得阀内压力低于一定压力,阀门封死,从而保证了其他回路的工作气压^[6]。

阀门开启压力是当出气口开始输出压力时进气口的气压;关闭气压旨在用于保护其他回路能在剩余压力下正常工作:当气源的供气气压降为零时各

制动管路所能维持的稳定压力为关闭压力。

1.2 启闭特性检测系统设计

依据国家汽车行业标准 QC/T 37—2011《汽车和挂车气压调节保护装置性能要求及台架试验方法》^[7]及企业测试指导,双回路气压制动系统中,气制动管路可能发生断、漏等故障,为了完成对启闭特性的检测,需要模拟正常或故障工况下的工作情况,以获得准确的压力特性。测试原理图如图 2 所示。在被测件四保阀测试气路中设置节流电磁阀,电磁阀用于控制气路通断,实现系统的充排气,制动管路通过节流阀通向大气,节流阀导通,总成泄压,即制动管路失效。为了实时监测制动回路气压的变化,在四保阀进出口设置压力传感器。四保阀 1 口通过可调节流孔供气,用于控制供气流量,实现可靠稳定的开启压力测试。

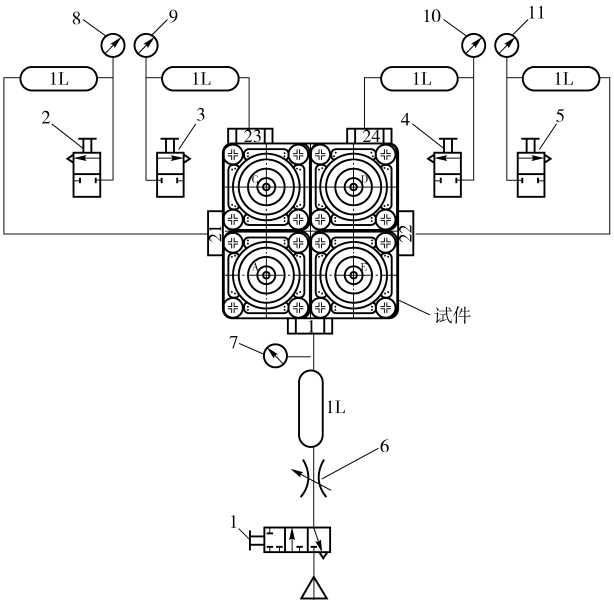


图 2 启闭特性测试原理图

Fig. 2 Schematic diagram of open and shut characteristic test

1~5. 节流阀 6. 可调节流孔 7~11. 压力传感器

节流孔和节流阀的口径对启闭特性检测结果影响较大,口径大小在行业标准中没有明确规定,企业上也没有统一标准,通过建模分析管路孔径对四保阀启闭特性的影响,为检测系统设计以及检测数据比对提供理论依据。

2 四回路保护阀检测系统建模

2.1 数学模型建立

四保阀启闭特性最终由气压来反映,根据四保阀的结构原理及运动学理论,结合以下假设条件:①忽略阀体的泄漏因素。②忽略阀芯产生的摩擦力和重力。③忽略弹簧刚度在运动工程中的变化和密封膜片的形变。④气源稳定,阀内气体温度和气压

均匀分布。⑤气体为理想气体,在进入阀体或流出外界时,不会损失总压,每个流体质点在流动过程中保持不变^[8-10]。以阀体的力学模型以及工作状态下的气体流量特性模型为基础构建四保阀检测时的启闭动态过程数学模型。

2.1.1 阀体的力学模型

以其中一个限压止回阀为例,稳压气源对四保阀进行充气,气压推动由密封膜片等组成的阀芯产生位移 Δx ,气体通过阀芯和密封唇口的空隙向出气口供气。当 $\Delta x = 0$ 时,阀门未开启,出气口气压为零;当 $\Delta x > 0$ 时,阀门开启,出气口产生气压;当 $\Delta x = \Delta x_{\max}$ 时,出气口和进气口气压逐渐趋向稳定。

对单个阀门启闭过程中的密封膜片进行受力分析,可知密封膜片受到两侧气压力和弹簧弹力的作用,如图 3 所示, d_i 为进气口气压作用面直径, d_f 为密封膜片直径。1 口输入稳定气压作用于密封唇口的密封面上,气体顶开密封膜片后,从空隙流向出气口,进气口气压 p_{in} 作用于密封膜片,受力面为圆形区域;出气口 p_{out} 也同样对密封膜片产生作用力,受力面为环形区域^[11]。阀门开启后,弹簧膜片受到阀体内部的压力 p_m 。

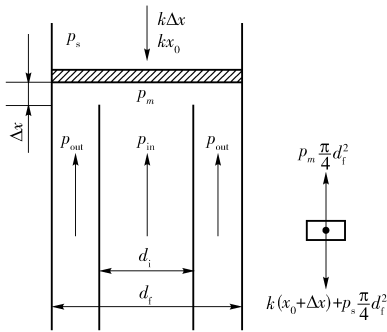


图 3 密封膜片受力图

Fig. 3 Free-body diagram of sealing film

绝压环境中,根据牛顿第二定律,得到密封膜片的受力方程

$$M \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} = p_m \frac{\pi}{4} d_f^2 - k(x_0 + \Delta x) - p_s \frac{\pi}{4} d_f^2 \quad (1)$$

式中 M ——阀芯质量 k ——弹簧刚度
 x_0 ——弹簧初始压缩量
 Δx ——膜片位移
 p_s ——弹簧一侧的气压,即标准大气压

2.1.2 气体流量特性模型

四保阀工作时,由空气压缩机提供空气经干燥器等设备至四保阀,再流至储气罐、制动回路,实现汽车制动。气源由稳压源 p_0 提供,经过干燥器等节流器件,进气质量流量为 q_{m1} ,进气有效流通面积为 A_1 ,四保阀进气口压力为 p_{in} ,阀门内部压力为 p_m ,出气口气压为 p_{out} ,经过四保阀为全车供气,初始气压

为 p_{atm} ,出气质量流量为 q_{m2} ,出气有效流通面积为 A_2 。

根据气体流量方程可知,流经阀门的气体质量流量^[12-15]为

$$q_m = \begin{cases} \frac{pA}{RT_0} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \left(0.528 < \frac{p_0}{p} \leq 1 \right) \\ \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \sqrt{\frac{\kappa}{RT_0}} pA & \left(\frac{p_0}{p} \leq 0.528 \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中 q_m ——气体的质量流率, kg/s
 p ——阀内气压, Pa
 V ——阀的容积, m^3
 T_0 ——阀内气体的温度, K
 R ——理想气体常数,为 287 J/(kg·K)
 A ——气管有效流通面积, m^2
 κ ——等熵系数

2.1.3 启闭动态过程数学模型

进气过程中,随着进气压力的不断增大,阀门打开,阀芯不断移动至最大位移,在此过程中,阀芯位移 Δx 分为 3 种情况,即 $\Delta x = \Delta x_{\max}$ 、 $0 < \Delta x < \Delta x_{\max}$ 、 $\Delta x = 0$ 。四保阀由于制动管路失效,排气时,阀芯位移减小,阀芯位移量 Δx 具备 2 种情况,即 $0 < \Delta x < \Delta x_{\max}$ 、 $\Delta x = 0$ 。

(1) 进气过程 $\Delta x = 0$

进气过程中,当进气压力正好克服弹簧预紧力,此时加速度和阀芯位移 Δx 取零,出气口 p_{out} 为标准大气压 p_{atm} ,此时进气压力为开启压力 p_0 ,为

$$p_0 = p_{atm} + \frac{4kx_0}{\pi d_i^2} \quad (3)$$

进气气体流量方程为

$$\frac{dp_{in}}{dt} = \begin{cases} \frac{p_{in} A_1}{V} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_{in}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_0}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \left(0.528 < \frac{p_0}{p_{in}} \leq 1 \right) \\ \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} p_{in} A_1 \sqrt{\frac{\kappa}{RT_0}} & \left(\frac{p_0}{p_{in}} \leq 0.528 \right) \end{cases} \quad (4)$$

(2) 进气过程 $0 < \Delta x < \Delta x_{\max}$

阀门开启后,出气口压力上升,此过程为阀门开度逐渐增大的过程。密封膜片的受力为

$$M \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} = \frac{\pi}{4} d_f^2 (p_m - p_{atm}) - k(x_0 + \Delta x) \quad (5)$$

此时阀内气体增量的流量方程为

$$A_s \Delta x dp_m + p_m A_s d\Delta x = RT_0 (q_{m1} - q_{m2}) \quad (6)$$

其中 $A_s = \pi d_f^2$

式中 A_s ——密封膜片面积

(3) 进气过程 $\Delta x = \Delta x_{\max}$

阀芯移动至最大位移时, 阀门完全打开, 此时进出口压力平衡, 阀门进口流量与出口流量相等。密封膜片的运动方程为

$$p_m A_s - k(x_0 + \Delta x) - p_{\text{atm}} A_s = 0 \tag{7}$$

流经阀门总成的气体质量流量 q_m 为

$$q_m = q_{m1} = q_{m2} \tag{8}$$

(4) 排气过程 $0 < \Delta x < \Delta x_{\max}$

进气管路失效或某一制动回路失效时, 阀体内气压下降, 阀门在弹簧作用力下逐渐变小, 直至关闭。密封膜片受力方程、气体增量流量方程和进气过程 $0 < \Delta x < \Delta x_{\max}$ 相同。

(5) 排气过程 $\Delta x = 0$

此时, 阀门完全关闭, 四保阀总成各处流量为零。密封膜片的运动方程为

$$p_{\text{atm}} \frac{\pi}{4} d_i^2 + p_{\text{out}} \frac{\pi}{4} (d_f^2 - d_i^2) - kx_0 - p_{\text{atm}} \frac{\pi}{4} d_f^2 + F_N = 0 \tag{9}$$

式中 F_N ——密封唇口对密封膜片的支撑力

经计算, 关闭压力 p_c 满足

$$p_c \leq \frac{1}{A_s - A_{\text{in}}} (kx_0 + p_{\text{atm}} A_s - p_{\text{atm}} A_{\text{in}}) \tag{10}$$

其中 $A_{\text{in}} = \pi d_i^2$

式中 A_{in} ——密封唇口密封面积

由式(3)可知, 阀口的开启压力与调压弹簧和密封唇口密封面积相关, 然而阀门开启是一个动态瞬态过程, 检测系统对阀口开启压力检测实际是对阀口进气口气压检测。结合式(4), 阀口的进气压

力 p_{in} 是关于气源压力 p_0 、进气管径 A_1 及测试时间 t 的连续函数: 时间间隔 Δt 越大, 进气压力变化量 Δp_{in} 越大; 进气管径 A_1 直接关系进气速率, 在相同时间间隔同样影响 Δp_{in} 。当判定阀门开启时检测进气口压力, 进气速率和数据采样频率会对进气口气压检测造成影响偏差, 即进气管径和采样时间间隔等测试因素会对开启压力的检测造成影响。

制动管路失效时, 阀体内气压下降, 阀门在弹簧作用力下关闭, 气体质量流量遵循式(2)。结合式(10)可知, 关闭压力与调压弹簧的选用和调定、密封唇口反向密封面积、失效回路排气管径等多种因素相关。关闭压力检测取得是稳态值, 因此采样时间间隔并不会对关闭压力的检测造成影响。

2.2 检测系统模型建立

四回路保护阀启闭过程是机械和气动的相互作用完成控制的过程, 通过研究四保阀结构原理, 结合阀体启闭过程数学模型, 建立四保阀启闭特性检测系统的 AMESim 模型, 对阀门的开启关闭过程进行仿真。

四保阀有串联式和并联式, 现以并联四保阀为研究对象。在上述理论分析的基础上, 运用 AMESim 元件库中机械库、信号控制库、气动库和气动元件设计库搭建模型^[16-19]。其中通过一个带有环形截面口的喷嘴阀来模拟阀体的排气和进气^[20]; 质量块模拟阀芯的质量、摩擦和惯性, 完成阀芯的机械运动; 活塞模拟密封膜片的往复运动; 通过带复位弹簧的气动活塞模拟调压弹簧和阀芯的关系; 设计气路并在进气端和出气端分别布置进气节流孔、排气电磁阀模拟检测系统。图 4 为搭建的并联四保阀启闭特性检测系统的仿真模型。

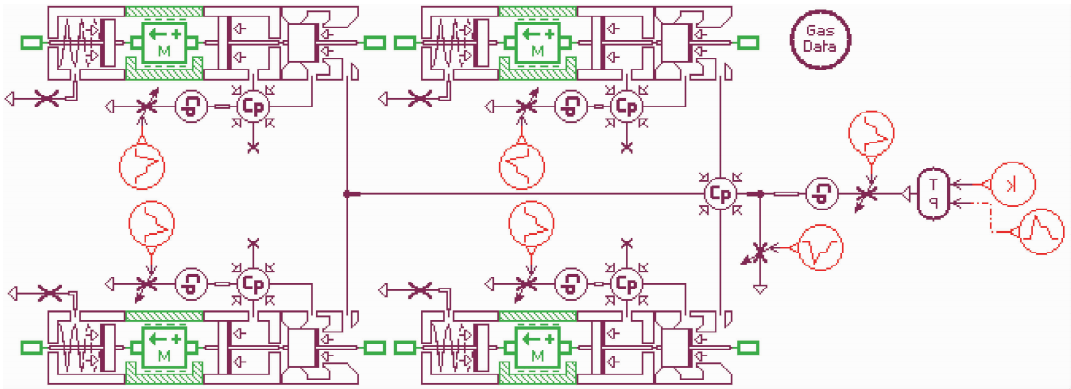


图 4 四回路保护阀检测系统的仿真模型

Fig.4 Simulation model of four-circuit protection valve detection system

对搭建的四保阀启闭特性检测系统仿真模型进行参数设置。根据市场流通的四保阀各个部件尺寸数据, 设置四保阀模型的参数: 质量块为 36 g; 阀芯最大位移为 2 mm; 弹簧刚度为 45 N/mm; 21 ~ 24 口

弹簧的初始压缩量 x_0 分别为 9.58、9.93、9.99、10.15 mm; 密封膜片的直径 d_f 为 33 mm; 密封唇口密封直径 d_i 为 30 mm; 死区容积为 0.001 L。

根据设计的检测系统实际测试环境, 设置检测

系统仿真参数：气源压力 700 kPa；常温 (293.15 K)；进气节流孔有效流通面积为 0.5 mm²；排气电磁阀有效流通面积为 2.7 mm²；仿真步长，即采样时间间隔为 0.001 s。通过设置 1 口进气与排气，对四保阀的开启、关闭进行仿真，记录进气端及 4 个出气端的压力，得到仿真曲线如图 5 所示。

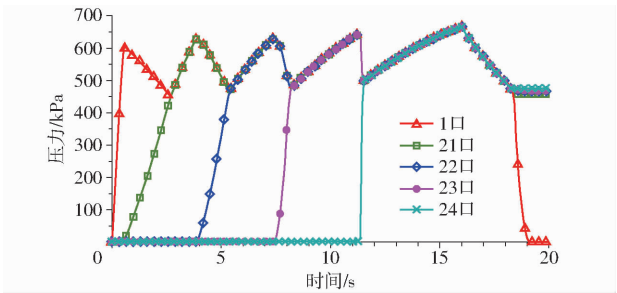


图 5 四回路保护阀启闭特性仿真曲线

Fig. 5 Simulation curves of open and shut characteristic for four-circuit protection valve

气源向四回路保护阀总成供气，当 1 口气压 p_1 增大到足够克服调压弹簧预紧力，阀门开启，此时 p_1 为开启压力，1 口的压力通过开启的回路泄压，从而出现短暂下降过程；进气口压力减少，出气口压力增加，直至两者相同时，1 口压力才逐渐增加，其余 3 口均出现相似情况。通过 1 口排气模拟进气管路失效：当进气管路失效，总成的压力通过失效口损失，直至压力不足克服弹簧的预紧力，阀门关闭，其余各口均能维持部分压力，此时的压力为关闭压力。

3 仿真分析

通过对四保阀检测的启闭动态过程数学模型分析研究得知，在检测系统设计中，管路孔径和采样时间间隔会影响开启压力和关闭压力的检测。由于目前国内科研机构对测试管路孔径、压力数据采集频率影响缺乏研究，导致管路孔径与采样时间间隔设定缺乏相关标准。利用所设计的仿真模型对管路孔径与采样时间间隔影响进行分析。

3.1 开启压力仿真分析

根据式(4)可知，进气管径和采样时间间隔等测试因素会对开启压力的检测造成影响。

保持其他仿真参数设置不变，设置不同的采样时间间隔和进气节流孔径：采样间隔分为 0.01 s 和 0.001 s；进气节流孔径设置为与节流口有效流通面积对应的 0.1、0.2、0.3、…、1.5 mm²，对四保阀开启过程进行仿真分析，以出口气压 $p_{out} \geq 10$ kPa 作为阀门开启的标准，得到 21 口开启压力特征值，如图 6 所示。

结合图 6 分析，进气节流孔径和采样时间间隔对开启压力检测有影响。在相同采样间隔下，节流孔有效流通面积小于 0.5 mm² 时，开启压力变化幅

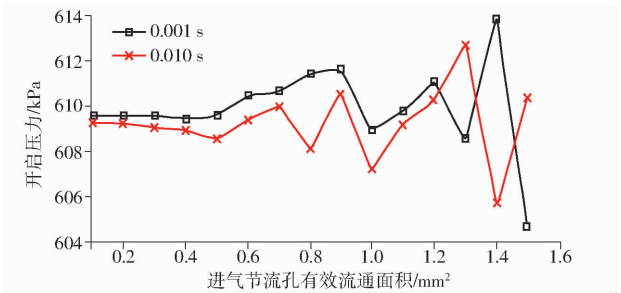


图 6 不同进气孔和采集间隔下的开启压力仿真值

Fig. 6 Simulation data of opening pressure at different air intake and sampling intervals

度不明显，随着进气节流孔径的增大，开启压力仿真值的变化幅度增大，稳定性明显降低。相同进气节流孔径下，采样间隔影响开启压力。在实际检测环境中，进气节流孔口径越大，进气速率也越大，检测时间越短，开启压力检测的稳定性就会降低，而口径过小则会影响检测效率。选择一个合适的进气节流孔有效流通面积对检测系统的设计具有重要意义。

3.2 关闭压力仿真分析

根据式(2)和式(10)可知，除四保阀自身结构因素影响外，检测系统排气口有效流通面积也会对关闭压力有影响。

保持其他仿真参数设置不变，设置不同排气口有效流通面积：向四保阀充入 700 kPa，保持阀门各口全部打开，排气口选取常用的电磁阀、气控阀有效流通面积，即 0.9、1.8、2.7、…、9.0 mm²，对四保阀关闭过程进行仿真分析，以 $p_{in} = 0$ kPa 作为阀门关闭的标准，得到 21 口关闭压力，如图 7 所示。

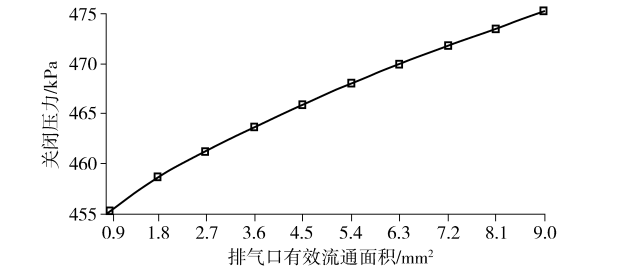


图 7 不同排气口有效流通面积下的关闭压力仿真值

Fig. 7 Simulation data of closing pressure under different exhaust diameters

由图 7 可得，排气口有效流通面积影响四保阀的关闭压力。整体上看，随着排气口有效流通面积的增大，关闭压力越大；相同间隔的排气口有效流通面积，随着排气口有效流通面积增大，关闭压力增量逐渐减少。实际工况下，气制动管路可能发生漏气、断裂，排气孔有效流通面积不同，最后所能维持的压力也不同。

4 实验分析及验证

为了验证模型的正确性，必须保证实验测试条

件与仿真测试条件相同。在常温,700 kPa 的测试压力下,选择有效面积为 0.5 mm²的进气节流孔和有效面积为 2.7 mm²的排气节流阀,系统采样间隔为 0.001 s,利用设计的四保阀启闭特性检测系统对四保阀进行测试。启闭特性测试曲线如图 8 所示,表 1 为开启压力、关闭压力的实验数据和仿真数据。

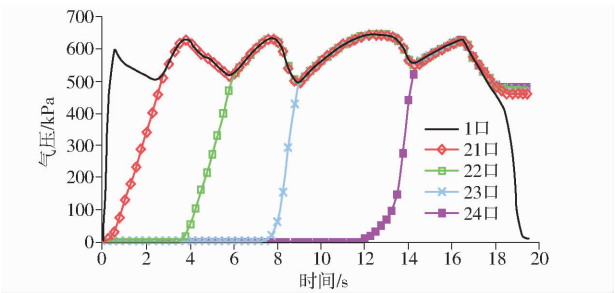


图 8 四回路保护阀启闭特性测试曲线
Fig. 8 Testing curves of open and shut characteristic for four-circuit protection valve

表 1 仿真与实验数据
Tab.1 Simulation and experimental data kPa

阀口	仿真		实验	
	开启压力	关闭压力	开启压力	关闭压力
21 口	609. 6	461. 7	609. 7	462. 8
22 口	631. 1	473. 6	632. 3	472. 1
23 口	636. 1	475. 2	635. 6	473. 8
24 口	645. 9	478. 3	645. 1	478. 9

仿真数据与实验数据相近,且启闭特性测试曲线与仿真曲线相似,证明四保阀检测系统仿真模型准确可靠,可以用于四保阀检测系统设计指导。但存在些许误差:实际测量中,四保阀检测系统的电磁干扰及传感器等误差,以及气动元件的有效截面积、气源的波动、阀门体积等参数均会对测试结果造成影响。

由图 6 可知,进气节流孔有效流通面积小于 0.5 mm²时压力取值比较稳定。因此,在采样间隔 0.01 s 和 0.001 s,取 0.3、0.5、1.5 mm²做开启压力实验分析。取出口气压 $p_{out} \geq 10$ kPa 作为阀门开启的标准,获得四保阀的各口开启压力如表 2 所示。

表 2 不同采样间隔与节流孔下开启压力
Tab.2 Test data of opening pressure at different sampling intervals and intake pipe

采样间隔/ s	节流孔有效流 通面积/mm ²	开启压力/kPa			
		21 口	22 口	23 口	24 口
0.01	1.5	608. 1	632. 1	635. 1	644. 3
0.01	0.5	609. 5	632. 2	635. 3	644. 8
0.01	0.3	609. 3	632. 1	635. 5	644. 9
0.001	1.5	611. 6	634. 6	636. 0	646. 0
0.001	0.5	609. 7	632. 3	635. 6	645. 1
0.001	0.3	609. 7	632. 3	635. 5	645. 3

由表 2 可知,相同采样间隔情况下,1.5 mm²的节流孔有效流通面积下测得的开启压力与 0.3 mm²和 0.5 mm²的节流孔有效流通面积相比差别较大。在节流孔有效流通面积 1.5 mm²情况下,0.01 s 和 0.001 s 采样间隔对开启压力的影响较为明显;而在 0.3 mm²和 0.5 mm²的节流孔有效流通面积情况下,0.01 s 和 0.001 s 采样间隔对开启压力影响不明显。采样时间间隔会对开启压力的检测有影响,在实际检测中,应选择合适的节流孔有效流通面积使采样间隔对开启压力检测影响降低。

以 21 口为例,通过改变 1 口的进气节流孔有效流通面积以及检测系统的采样时间间隔,分别在设计的检测系统中对开启压力进行 20 次实验,测量得到的均值和标准差如表 3 所示。

表 3 不同采样间隔与节流孔有效流通面积下
21 口开启压力测试值
Tab.3 Test data of 21 opening pressure at different sampling intervals and intake pipe

采样时间 间隔/s	节流孔有效 流通面积/mm ²	均值/ kPa	标准差/ kPa
0.01	1.5	611. 1	3. 086
0.01	0.5	609. 8	0. 647
0.01	0.3	609. 8	0. 522
0.001	1.5	610. 6	2. 371
0.001	0.5	609. 8	0. 466
0.001	0.3	609. 7	0. 452

由表 3 可知,增大节流孔有效流通面积,即增大进气速率,检测得到的开启压力标准差变大,检测数据稳定性变差。数据采集频率越高,检测数据稳定性越好。节流孔有效流通面积为 1.5 mm²时,检测得到的开启压力变化明显、稳定性显著变差,有效流通面积小于 0.5 mm²时,孔有效流通面积的变化对检测数据的影响很小,检测结果稳定性趋好。检测压力采样间隔的变化对检测结果的影响与节流孔有效流通面积的大小相关,在节流孔有效流通面积为 1.5 mm²时,采样间隔对检测结果的影响相对较大,在小孔有效流通面积情况下,由于压力变化平缓,采样间隔对开启压力的检测结构影响很小。在工业现场生产过程中,考虑到生产效率,在采样间隔为 0.001 s 的前提下,将进气节流孔有效流通面积设置为 0.5 mm²,可以同时兼顾开启压力检测结果的稳定性和检测效率。

为验证关闭压力仿真结果,在不同采样间隔 0.01 s 和 0.001 s,以及不同的排气口有效流通面积 9.0、3.6、2.7 mm²情况下分别对四保阀关闭压力进行实验,测试得 21 ~ 24 口关闭压力如表 4 所示。

表 4 不同采样间隔与排气口有效流通面积下
关闭压力测试值

Tab. 4 Closing pressure test data at different sampling
intervals and intake pipe

仿真步 长/s	排气口有效流 通面积/mm ²	关闭压力/kPa			
		21 口	22 口	23 口	24 口
0. 01	9. 0	492. 8	502. 8	504. 6	509. 8
0. 01	3. 6	467. 0	476. 3	477. 6	483. 2
0. 01	2. 7	462. 8	472. 1	473. 8	478. 9
0. 001	9. 0	492. 8	502. 8	504. 6	509. 8
0. 001	3. 6	467. 0	476. 3	477. 6	483. 2
0. 001	2. 7	462. 8	472. 1	473. 8	478. 9

关闭压力取的是稳态值,由表 4 可知,采样间隔对结果无影响。但是排气口有效流通面积不同,阀门最后所能维持的压力也不同。排气口有效流通面积越大,关闭压力检测时间越短,关闭压力越大。因此,在检测系统中,关闭压力的测试需要根据实际测试需求合理设置排气口有效流通面积,才能测得准确稳定的特征值。不同排气口有效流通面积检测系统下得到关闭压力之间存在系统偏差,不能直接对比。如需比对不同排气口有效流通面积下的关闭压

力,需要添加通过理论仿真计算的偏移量。

5 结束语

在分析四回路保护阀结构原理的基础上,建立四保阀检测的启闭动态过程数学模型和启闭特性检测系统的 AMESim 仿真模型,对四保阀的启闭过程进行了仿真,分析了检测系统管路管径和采样时间间隔对启闭特性检测的影响,并结合实验数据进行了分析验证:减小进气节流孔有效流通面积能够明显提高开启压力的测试稳定性,数据采集频率越高,检测结果稳定性越好,在采样间隔为 0. 001 s 的前提下,将进气节流孔有效流通面积设置为 0. 5 mm²,可同时兼顾开启压力检测结果的稳定性和检测效率;排气口有效流通面积越大,关闭压力越大,排气口有效流通面积根据实际测试需求设置,不同排气口有效流通面积检测系统下得到关闭压力之间存在系统偏差,不能直接对比,如需比对不同排气口有效流通面积下的关闭压力,需要添加通过理论仿真计算的偏移量。

参 考 文 献

1 徐石安,季学武,仇斌,等. 汽车构造: 底盘工程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2011: 309 – 393.

2 ZHANG Hongchang, WU Jinglai, CHEN Wei, et al. Object oriented modeling and simulation of a pneumatic brake system with ABS[C] //2009 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 2009:780 – 785.

3 孟爱红,王治中,宋健,等. 汽车 ESP 液压控制单元关键部件建模与系统仿真[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(2):1 – 5. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130201. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2013. 02. 001.

MENG Aihong, WANG Zhizhong, SONG Jian, et al. Critical component modeling and system simulation of hydraulic control unit of automotive electronic stability program[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 1 – 5. (in Chinese)

4 闫政,权龙,张晓刚. 电液比例变量泵动态特性仿真与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(5):380 – 387. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160552&journal_id=jcsam. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2016. 05. 052.

YAN Zheng, QUAN Long, ZHANG Xiaogang. Simulation and experimental research on dynamic characteristics of electro-hydraulic proportional variable pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(5):380 – 387. (in Chinese)

5 范伟军,毛民,郭斌. 四回路保护阀检测系统的研制[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2015(1):106 – 109.

FAN Weijun, Mao Min. GUO Bin. Design of test system for four-circuit protection valve[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2015(1):106 – 109. (in Chinese)

6 秦基磊. 挂车气动刹车系统关键部件的仿真与优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.

QIN Jilei. Simulation and optimization of trailer pneumatic brake system and key parts [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011. (in Chinese)

7 QC/T 37—2011 汽车和挂车气压调节保护装置性能要求及台架试验方法[S]. 2011.

8 NÉMETH P A H. Nonlinear modelling and model verification of a single protection valve[J]. Periodica Polytechnica, 2002, 30(1 – 2): 69 – 92.

9 SZENTE V, HÖS C, KRISTÓF G, et al. Gas dynamic pipe flow effects in controlled pneumatic systems—a simulation study[J]. Periodica Polytechnica, 2001, 45(2): 239 – 250.

10 胡晓峰. 气制动阀综合性能检测系统的研制[D]. 杭州: 中国计量大学, 2012.

HU Xiaofeng. The development of comprehensive performance detection system for air brake valve[D]. Hangzhou: China Jiliang University, 2012. (in Chinese)

11 黄玮. 东风系列汽车的结构与维修[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003: 209 – 261.

12 杨丽红. 容器放气过程的数值模拟及热力学模型研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.

YANG Lihong. Study on the numerical simulation and the thermodynamic model of the tank discharge process[D]. Shanghai:

- Shanghai Jiao Tong University, 2007. (in Chinese)
- 13 SUBRAMANIAN S C, DARBHA S, RAJAGOPAL K R. Modeling the pneumatic subsystem of a s-cam air brake system[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2003, 126(1):1416–1421.
- 14 BOWLIN C L, SUBRAMANIAN S C, DARBHA S, et al. Pressure control scheme for air brakes in commercial vehicles[J]. IEE Proceedings-Intelligent Transport Systems, 2006, 153(1):21–32.
- 15 鲍官军, 王志恒, 杨庆华, 等. 气动柔性扭转关节动态特性研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(6):204–207.
BAO Guanjun, WANG Zhiheng, YANG Qinghua, et al. Dynamic characteristics of flexible pneumatic torsion joint[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6):204–207. (in Chinese)
- 16 施岩, 陆艺, 王学影, 等. 基于 AMEsim 的汽车制动阀特性研究[J]. 仪表技术与传感器, 2014(8):23–26.
SHI Yan, LU Yi, WANG Xueying, et al. Analysis of brake valve dynamic characteristics based on AMEsim[J]. Instrument Technique and Sensor, 2014(8):23–26. (in Chinese)
- 17 贺志凯. 立柱液控单向阀的仿真分析与流场可视化研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2012.
HE Zhikai. Simulation analysis of prop pilot operated check valve and research on visualization of flow filed[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2012. (in Chinese)
- 18 张晓艳. 客车制动系统的建模和仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.
ZHANG Xiaoyan. Modeling and simulation research on passenger train breaking system[D]. Chengdu: Southwest Jiao Tong University, 2011. (in Chinese)
- 19 廖湘平, 龚国芳, 孙晨辰, 等. 基于 AMESim 的液粘调速离合器动态接合特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(6):324–332. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160643&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.043.
LIAO Xiangping, GONG Guofang, SUN Chenchen, et al. Dynamic engagement performance of hydro-viscous clutch based on AMESim[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(6):324–332. (in Chinese)
- 20 徐志鹏, 王宣银, 罗语溪. 高压气动比例减压阀设计与仿真[J]. 农业机械学报, 2011, 42(1):209–212.
XU Zhipeng, WANG Xuanyin, LUO Yuxi. Design and simulation of a high pressure proportional pneumatic pressure reducing valve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(1):209–212. (in Chinese)
- ~~~~~

(上接第 369 页)

- 20 LI H, ZHANG Q. Multi-objective optimization problems with complicated Pareto sets, MOEA/D and NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2009, 13(2):284–302.
- 21 赵选民. 实验设计方法[M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- 22 LEUNG Y W, WANG Y. An orthogonal genetic algorithm with quantization for global numerical optimization[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2001, 5(1):41–53.
- 23 蔡自兴, 江中央, 王勇, 等. 一种新的基于正交实验设计的约束优化进化算法[J]. 软件学报, 2010, 33(5):855–864.
CAI Z X, JIANG Z Y, WANG Y, et al. A novel constrained optimization evolutionary algorithm based on orthogonal experimental design[J]. Journal of Software, 2010, 33(5):855–864. (in Chinese)
- 24 公茂果, 焦李成, 杨咚咚, 等. 进化多目标优化算法研究[J]. 软件学报, 2009, 20(2):271–289.
GONG M G, JIAO L C, YANG D D, et al. Research on evolutionary multi-objective optimization algorithms[J]. Journal of Software, 2009, 20(2):271–289. (in Chinese)
- 25 NEBRO A J, DURILLO J J, GARCÍA J, et al. SMPSO: a new PSO-based metaheuristic for multiobjective optimization[C]// IEEE Symposium on Computational Intelligence in Multi-criteria Decision-making, 2009:66–73.
- 26 NEBRO A J, LUNA F, ABLE E, et al. AbYSS: adapting scatter search to multi-objective optimization[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2008, 12(4):439–457.
- 27 HUBAND S, BARONE L, WHILE L, et al. A scalable multi-objective test problem toolkit[C]// Proceedings of the 3rd International Conference on Evolutionary Multi-Criterion Optimization (EMO 2005), Springer, Berlin, Heidelberg, 2005:280–295.
- 28 ZHANG Q, LIU W, LI H. The performance of a new version of MOEA/D on CEC09 unconstrained MOP test instances[C]// IEEE Congress on Evolutionary Computation, 2009:203–208.
- 29 DEB K. An efficient constraint handling method for genetic algorithms[J]. Computation Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2000, 86(2–4):311–338.
- 30 ZOU F, WANG L, HEI X, et al. Multi-objective optimization using teaching-learning-based optimization algorithm[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2013, 26(4):1291–1300.