

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J1905435

高速机车防滑阀动特性仿真及测试方法研究*

胡晓峰¹, 闫富菊², 郭斌¹, 陆艺¹, 赵静³

(1. 中国计量大学 杭州 310018; 2. 南京航空航天大学 南京 211100;
3. 杭州沃镭智能科技股份有限公司 杭州 310018)

摘要:防滑阀为高速机车防滑制动的关键执行部位,当前缺少对其动特性的全面研究,存在仿真结果和检测结果无法统一的问题。首先,基于 MATLAB/Simulink 软件设计了防滑阀的物理仿真模型,获得了不同工作压力下防滑阀动特性的仿真曲线。其次,基于数据采集技术及气动控制技术研制了检测系统,实现对其动特性检测;通过获得高度拟合的仿真曲线和实验曲线,交互验证了仿真模型的正确性和检测系统的可靠性。最后,为全面分析相关参数对防滑阀动特性的影响,基于显著性分析理论和回归分析理论,在完成试验因子和动特性显著性分析的基础上,采用响应曲面法应用拟合总效果判定系数 $R^2 = 0.999\ 9$ 、 $0.996\ 7$,修正判定系数 $R_{\text{adj}}^2 = 0.998\ 5$ 、 $0.995\ 2$ 和预测判定系数 $R_{\text{pre}}^2 = 0.997\ 7$ 、 $0.992\ 7$ 的量化指标评估了试验设计的合理性,为防滑阀的结构优化设计提供了合理、可行的方法。

关键词: 防滑阀;动特性;仿真模型;响应曲面法

中图分类号: TH7 文献标识码: A 国家标准学科分类代码: 460.40

Dynamic characteristics simulation and test method for the high speed locomotive anti-skid valve

Hu Xiaofeng¹, Yan Fujun², Guo Bin¹, Lu Yi¹, Zhao Jing³

(1. China Jiliang University, Hangzhou 310018, China; 2. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211100, China; 3. Hangzhou Wolei Intelligent Technology Co., Ltd., Hangzhou 310018, China)

Abstract: The anti-skid valve is a key part in the anti-skid braking system. At present, the comprehensive research on the dynamic characteristics of anti-skid valves is relatively missing. Especially, the simulation results and test results cannot be unified. Firstly, a simulation model of anti-skid valve based on MATLAB/Simulink software is formulated. The simulation curve of anti-skid valve dynamic characteristics is obtained. Secondly, the dynamic characteristics test of the anti-skid valve is achieved according to the data acquisition technology and the pneumatic control technology. In this way, the detection of dynamic characteristics is realized. The correctness of the simulation model and the reliability of the detection system are interactively verified with the highly fitted simulation curve and experimental curve. Finally, to comprehensively analyze the influence of relevant parameters on the dynamic characteristics, the saliency analysis theory and the regression analysis theory are utilized. The response surface method is used to complete the mathematical analysis of the experimental parameters and the dynamic characteristics. Experimental results show that the effect determination coefficients R^2 are $0.999\ 9$ and $0.996\ 7$, the correction determination coefficients R_{adj}^2 are $0.998\ 5$ and $0.995\ 2$, and the prediction determination coefficients R_{pre}^2 are $0.997\ 7$ and $0.992\ 7$. These numerical values verify the rationality of the experiment design, which provide a reasonable and feasible method for optimizing the structure of the anti-skid valve.

Keywords: anti-skid valve; dynamic characteristics; simulation model; response surface methodology

0 引言

防滑阀是轨道车辆防滑制动系统的执行部件,广泛应用于轨道交通车辆的防滑制动系统。当轮轨间发生滑行时,列车可通过防滑制动的控制单元控制防滑阀的充排气动作,进而调节制动压力的大小,减少列车的滑行故障,确保列车制动安全。

当前,对防滑阀动特性的研究主要有:李邦国等^[1]采用 AMESim 软件建立了防滑阀的仿真模型,但其仅根据测试标准验证了模型仿真结果的正确性;王旭如等^[2]提出基于数据采集技术开发试验台,实现了防滑阀充排气性能检测;陈宁等^[3-5]研制了防滑器的综合性能检测台,实现了对防滑阀动特性的部分功能检测。

另一方面,防滑阀核心部件为气控型高速电磁阀,该类电磁阀种类及检测项目众多。当前对气控型高速电磁阀研究主要有:黄维纲等^[6]从电磁阀的数学模型入手,仿真分析了高速电磁阀的开启关闭特性,提出高速电磁阀的优化设计建议。此外,文献[7-10]在建立气控型高速电磁阀仿真模型模型的基础上,研究了基于 PWM 波的电磁阀控制优化问题。

上述研究工作对防滑阀动特性进行了初步的研究,但在实现防滑阀研究的系统化、全面化和检测的自动化、智能化的需求下,以上研究存在保密性、检测标准不统一、检测项目不全面、仿真结果和检测结果无法统一等问题。基于此,本文在以上工作的基础上开展了对防滑阀性能检测及仿真开展研究。首先在分析防滑阀结构特征与工作原理的基础上,应用 MATLAB/Simulink 软件建立防滑阀数学模型,基于数据采集、气动控制、虚拟仪器技术研制了检测台,实现对其动特性测试,再通过实测曲线和仿真曲线交叉验证了仿真模型的仿真精度和测试系统的测试精度。基于显著性分析理论和回归分析理论,采用响应曲面法以结构参数为试验因子分析其对动特性的影响,为防滑阀的结构优化设计提供理论依据及可行方法。

1 防滑阀工作原理

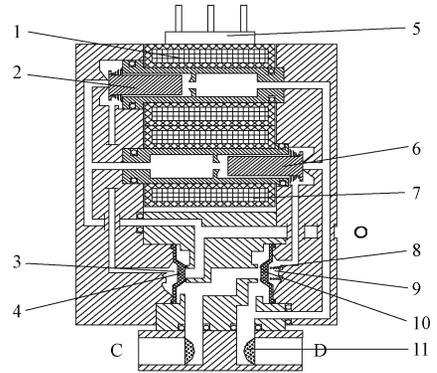
防滑阀内部结构原理如图 1 所示,其动特性响应主要由两个电磁阀——进气电磁阀、排气电磁阀控制。通过接线柱 5 分别控制进气电磁阀和排气电磁阀通断电压,控制动铁芯 VM1、VM2 开启与关闭,进而控制进气膜板 8、排气膜板 4 开度,实现进气口 D、出气口 C 和排气口 O 的通断。

防滑阀具有进气、保压、排气 3 个工作状态。

1) 进气工作状态:进气电磁阀和排气电磁阀均不带电,压缩空气由进气口 D 经由出气口 C 输出至制动缸,实现制动;

2) 保压工作状态:进气电磁阀得电,排气电磁阀不带电,进气膜板 10 关闭,排气膜板 4 关闭,此时出气口 C 处于压力保持状态,制动缸压力保持不变;

3) 排气工作状态:进气电磁阀、排气电磁阀均得电,进气膜板关闭,排气膜板导通,防滑阀出气口与排气口导通,制动缸压缩气体经出气口 C 外排,制动压力下降。



1. 排气电磁阀励磁线圈; 2. 排气动铁芯 VM2; 3. 排气控制室; 4. 排气膜板; 5. 接线柱; 6. 进气动铁芯 VM1; 7. 进气电磁阀励磁线圈; 8. 进气弹簧; 9. 进气控制室; 10. 进气膜板; 11. 过滤塞; C. 气体输出口; D. 气体输入口; O. 排气口

图 1 防滑阀结构原理

Fig.1 Schematic of the anti-skid valve structure

2 防滑阀动特性数值仿真

防滑阀进气、排气电磁阀均为气控型高速电磁阀,动铁芯在电磁力的作用下做往复开启、关闭运动,控制进气、排气膜板开闭开度,在腔室压力、复位弹簧等多重作用下,控制进气口 D、出气口 C 和排气口 O 的气路通断,实现防滑阀工作状态的转换,其内部器件非线性耦合关系如图 2 所示。

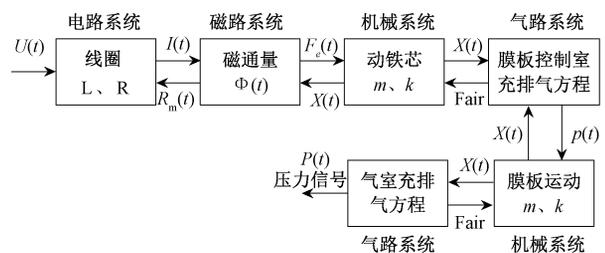


图 2 防滑阀数值模型耦合关系

Fig.2 Coupling relation of numerical model

结合电磁系统、机械系统、气路系统及气室充排气数学模型完成防滑阀的数学模型设计。为简化数学模型建立,首先做如下假设^[11-15]:

1) 阀体内部温度分布均匀,流经阀口的气体视为一

元等熵流动, 阀体无泄漏;

2) 复位弹簧等弹性零件在形变过程中刚度固定不变;

3) 对防滑阀的电磁阀建模, 可忽略由温度和漏磁等现象引起的电路、磁路中的电阻、磁阻的变化;

4) 电磁阀控制电压为理想阶跃信号。

2.1 电磁系统数学模型

电磁阀励磁线圈得电, 动铁芯在电磁力的作用下运动, 应用基尔霍夫电压定律建立输入电压和励磁电流响应关系, 进而建立电流和电磁的关系方程。

$$\begin{cases} U = IR + L \frac{di}{dt} \\ L \frac{di}{dt} = N \frac{d\phi}{dt} \end{cases} \quad (1)$$

式中: U 为电磁阀驱动电压; I 为线圈内电流; R 为线圈电阻; L 为电感; N 为匝数; Φ 为磁通量。

由于磁路中总磁阻由导磁体的磁阻、非工作气隙磁阻和工作气隙磁阻组成, 由基尔霍夫磁压定律求得由电压变化引起的磁路中磁通量数值, 结合麦克斯韦电磁方程求得电磁力的大小, 如下式:

$$NI = \Phi R_m$$

$$\begin{cases} R_m = R_{mf} + R_\delta + R_f \\ R_{mf} = \frac{l_m}{\mu S} \\ R_\delta = \frac{\delta_0 - x}{\mu_0 A} \end{cases} \quad (2)$$

$$U = \frac{R \left(R_{mf} + \frac{\delta_0 - x}{\mu_0 A} + R_0 \right)}{N} \phi + N \frac{d\phi}{dt} \quad (3)$$

$$F_e = \frac{\phi^2}{2\mu_0 A} \quad (4)$$

式中: R_m 为磁路中总磁阻; R_{mf} 为导磁体磁阻; R_f 为磁路中非工作气隙磁阻; R_δ 为磁路中工作气隙磁阻; δ_0 为阀芯与固定铁芯的最大气隙长度, 单位为 m; x 为动铁芯位移; A 为气隙处横截面积; μ_0 为真空磁导率, 取 $4\pi \times 10^{-7}$ Wb/A·m; F_e 为电磁力; Φ 为磁通量。

2.2 机械系统数学模型

应用牛顿第二定律建立动铁芯的数学模型、进排气膜的数学模型。动铁芯 VM1、VM2 在电磁力、气压作用力和动铁芯弹簧复位力的作用下运动。

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{e1} + p_1 a_1 - k_1(x_1 + x_{10}) - c\dot{x}_1 \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_{e2} - p_2 a_2 - k_2(x_2 + x_{20}) - c\dot{x}_2 \quad (6)$$

式中: m_1 、 m_2 分别为动铁芯 VM1、VM2 质量; F_{e1} 、 F_{e2} 为动铁芯受到的电磁力; p_1 、 p_2 为气体压力; k 为弹簧刚度; x_1 、 x_2 为动铁芯的位移, x_{10} 、 x_{20} 为复位弹簧预紧量; c 为阀芯

运动阻尼。

防滑阀进气膜板运动过程中受到其左、右侧腔室压力及进气膜板复位弹簧的多重作用; 排气膜板则承受其左、右侧腔室压力作用, 两者运动方程如式(9)。

$$m_3 \ddot{x}_3 = p_{3l} a_{3l} - k_3(x_3 + x_{30}) - c\dot{x}_3 - p_{3r} a_{3r} \quad (7)$$

$$m_4 \ddot{x}_4 = p_{4l} a_{4l} - p_{4r} a_{4r} - c\dot{x}_4 \quad (8)$$

式中: m_3 、 m_4 为进排气膜板的质量; p_l 、 p_r 为膜板左右气室的压力; k 为弹簧刚度; x_3 、 x_4 为进排气膜板开度的大小; x_{30} 、 x_{40} 为复位弹簧预紧量; c 为阀芯运动阻尼。

2.3 气室充排气数学模型

防滑阀气体流量特性通过气室充排气过程来反映, 利用气体进入气室的瞬时质量流量方程结合一元等熵质量流量方程和理想气体状态方程, 得到压力变化的微分方程, 如下式所示。

$$\frac{dp}{dt} = \begin{cases} \frac{kAp_0}{V} \left(\frac{2}{k+1} \right) \sqrt{\frac{2kTR_0}{k+1}} & (0 \leq p/p_0 < 0.528) \\ \frac{kAp_0}{V} \sqrt{\frac{2kTR_0}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} \right]} & (0.528 \leq p/p_0 \leq 1) \end{cases} \quad (9)$$

式中: 绝热系数 $k = 1.4$; 气体常数 $R_0 = 287.1$ J/(kg·k); 气体绝对温度 $T = 313$ K; V 为腔室内容积; p_0 为输入压力; p 为输出压力; A 为节流口表面积, 由防滑阀阀芯结构可知, 其阀芯结构满足截式阀芯结构, 其节流口表面积 $A(t) = \pi dx(t)$ 单位为 m^2 。

2.4 防滑阀物理仿真模型

基于以上对防滑阀数学模型分析可知, 动特性仿真模型主要分为: 电磁仿真模型、动铁芯 VM1、VM2 仿真模型、进排气膜板仿真模型和负载气室充排气仿真模型; 输入信号为气源压力信号和控制电磁阀的电压信号, 输出信号为腔室压力值。图 3 所示为基于 MATLAB/Simulink 的防滑阀物理仿真模型, 表 1 所示为物理仿真模型关键参数。

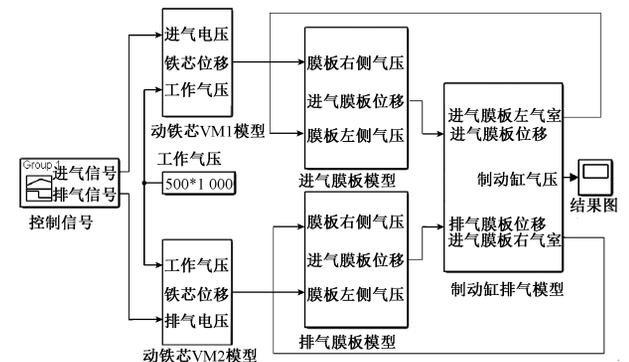


图3 防滑阀的仿真模型

Fig.3 Anti-skid valve simulation model

表 1 防滑阀结构参数

Table 1 Structural parameters of antiskid valve

仿真参数	数值
工作电压/v	24
线圈匝数	200
工作气隙/mm	0.10
气隙横截面直径/mm	8.00
动铁芯气压作用直径/mm	3.40
复位弹簧的弹性系数/(N·m ⁻¹)	600
进排气动铁芯的质量/g	3
进气膜板左侧受力直径/mm	20.00
进气膜板右侧受力直径/mm	36.00
进气弹簧的弹性系数/(N·m ⁻¹)	1200
进气弹簧的初始压缩量/mm	6.00
进、排气膜板的质量/g	7
排气膜板左侧受力直径/mm	36.00

3 防滑阀动特性仿真试验验证

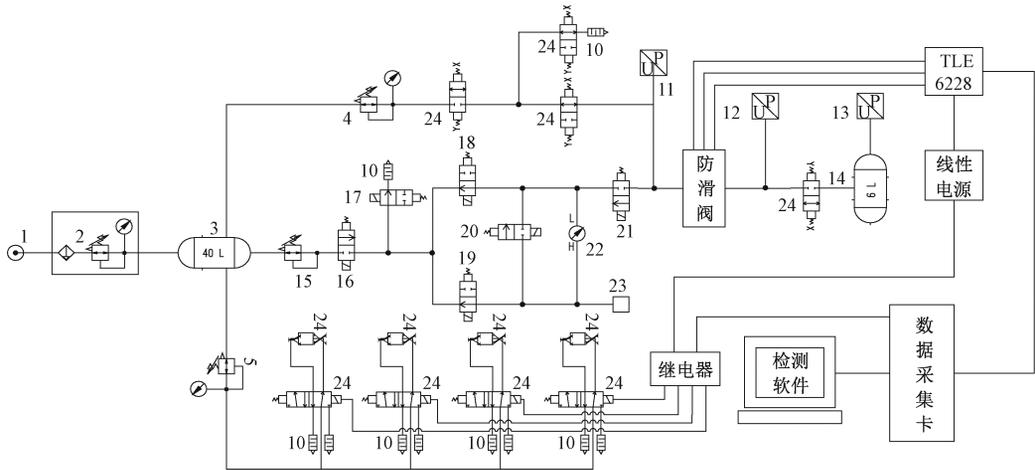
分析防滑阀结构特性和工作原理,参考铁道行业标

准 TB/T 3009-2011《铁道客车及动车组防滑装置》^[16] 和防滑阀制造企业试验规范,研制一套防滑阀动特性性能检测系统,以 LabVIEW 为测试软件开发平台,完成防滑阀的动特性检测实验。

3.1 检测系统设计

防滑阀动特性项目:动作响应特性,对防滑阀进气膜板和排气膜板的灵敏度进行检测,包括进气响应时间、排气响应时间的检测;充排气特性,对防滑阀制动压力控制能力进行检测,包括快速排气特性、阶段排气特性和阶段充气特性。

检测系统原理如图 4 所示。以工控计算机为核心,通过数据采集卡高速采集进气口压力 11、出口口压力 12、差压 22 等模拟量信号及控制按钮、安全防护等数字量信号,输出电磁阀控制信号、合格报警指示信号等数字量信号。动作响应特性检测采用高速电磁阀控制,采集卡最大输出频率为 1 MHz;充排气阶梯响应检测利用数据采集卡直接数字频率合成技术生成任意控制波形^[17]。气路模块:高压气源 1 经二联件 2 过滤降压后分为测试气路和气控阀控制气路。测试气路分别由调压阀 4 和 15 输出工作压力,实现动特性、充排气特性及密封性检测;调压阀 5 实现对气控阀输入压力的控制。



1.气源; 2.二联件; 3. 14. 40 L 储气罐、6 L 储气罐; 4~5、15.调压阀; 6~9.两位五通电磁阀; 10.消音器; 11~13.气压传感器; 16~21.两位三通电磁阀; 22.差压传感器; 23.标准件; 24.气缸

图 4 检测系统原理

Fig.4 Design principle of detection system

3.2 仿真和试验对比分析

在完成检测台搭建的基础上,为保证动特性检测数据的有效性,首先完成了防滑阀产品及检测系统自身管路的密封性检测。采用差压测试法,设置工作压力为 500 kPa,输出口负载为 6 L 储气罐,测试时间为 60 s,完成密封性检测。图 5 所示为防滑阀泄漏量曲线,测试结

果表明,测试时间内泄漏量数值小于 0.2 kPa,表明产品及系统密封性良好。

1) 防滑阀动作响应特性

防滑阀动作响应特性包括进气响应特性和排气响应特性,其主要由电磁阀线圈的固有电磁惯性、阀芯机械惯性及腔室内压力建压波动等因素引起的电压作用信号和

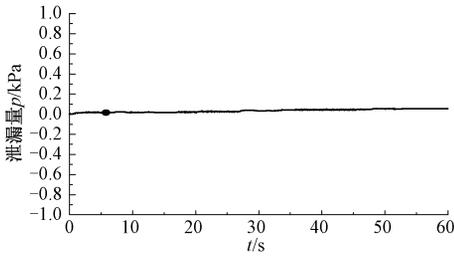


图5 密封性测试曲线

Fig.5 Sealing test curve

气压作用信号间延时而滞后。

在工作气压依次为 100、200、300、400 和 500 kPa 的工况下,设置防滑阀的动作周期:进气 45 ms,保压 45 ms,排气 40 ms,保压 40 ms 得到不同工作压力下防滑阀动作响应仿真与检测。如图 6 所示,进气响应时间为 0 ms 到气压开始显著上升的时间间隔,排气响应时间为 90 ms 到气压开始显著下降的时间。设定气压变化阈值进而获得进气响应时间和排气响应时间,仿真与实验测试数据如表 2 所示。

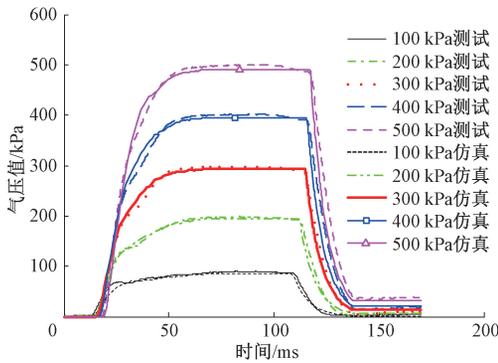


图6 动态响应特性仿真与测试结果

Fig.6 Simulation and test result for dynamic response

表2 动作响应仿真与实验测试数据

Table 2 Simulation and test data for dynamic response

压力/kPa	进气响应时间/ms			排气响应时间/ms		
	测试	仿真	差值	测试	仿真	差值
100	13.36	13.32	0.04	19.45	19.38	0.07
200	14.53	14.32	0.21	22.31	22.18	0.13
300	16.02	15.80	0.22	24.33	24.21	0.12
400	17.46	17.33	0.13	25.67	25.55	0.12
500	18.71	18.65	0.06	27.03	26.95	0.08

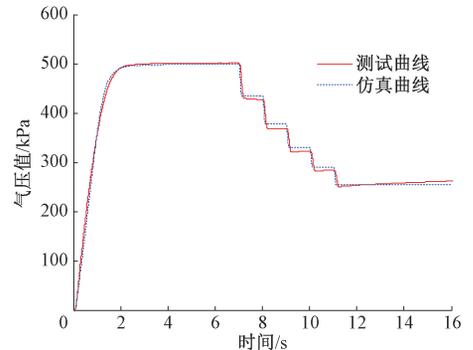
对比分析动作响应仿真与实验测试曲线及特征点结果可知,仿真曲线与实验测试曲线变化趋势一致;而仿真曲线最大工作压力略低于实验测试曲线,进、排气响应时

间均较实验测试曲线偏短,主要由于实际检测气路的气压不够稳定,这和实际气路布局、实际工业环境等因素有关。

2) 防滑阀充排气特性

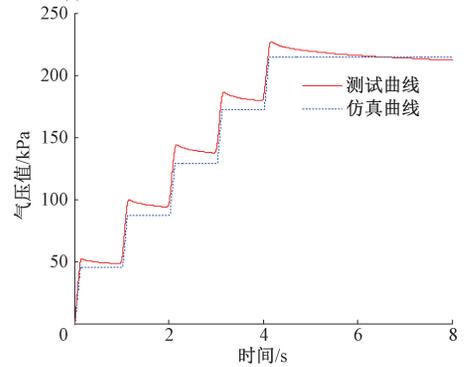
防滑阀充排气动作基于开关控制的增压、保压,排气、保压的控制逻辑,用于实现对制动压力的平稳控制。其特性包括:阶段充气特性、阶段排气特性及快速排气特性的压力响应特性检测。

在负载为 6 L 储气罐,额定工作气压为 500 kPa 的条件下,完成充排气特性仿真与测试,如图 7 所示。



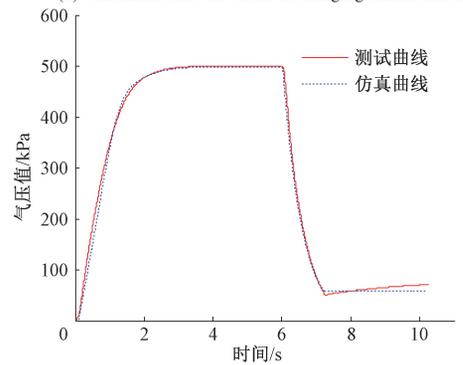
(a) 阶段排气特性仿真与实验结果

(a) Simulation and test result forexhaust characteristic



(b) 阶段充气特性仿真与实验结果

(b) Simulation and test result forcharging characteristic



(c) 快速排气特性仿真与实验测试结果

(c) Simulation and test result forfast exhaust characteristic

图7 充排气特性仿真与实验测试结果

Fig.7 Simulation and test result for charging and exhaust

如图 7(a) 所示,首先进行了由 0~500 kPa 的快速充

气动作,在气压稳定于 500 kPa 的情况下进行了阶段排气操作。气压由 0 kPa 稳定至额定工作气压 500 kPa,电磁阀以 1 s 为周期,完成 0.1 s 排气,0.9 s 保压的动作 5 次,实现阶段排气,记录此时阶段排气气压值;如图 7(b) 所示,初始工作压力为 0 kPa,电磁阀以 1 s 周期,完成 0.1 s 增压,0.9 s 保压的动作 5 次,实现阶段充气,记录此时阶段充气气压值;如图 7(c) 示,工作压力稳定为 500 kPa 时,排气 1.2 s,保压 3 s,记录此时快速排气气压值。仿真与实验测试数据如表 3 所示。

表 3 充排气特性仿真与实验测试数据

Table 3 Simulation and test data for inflation and exhaust

检测项目	6 L 负载		
	测试	仿真	差值
阶段排气气压值/kPa	264.06	246.88	17.18
阶段充气气压值/kPa	213.09	219.52	-6.43
快速排气气压值/kPa	71.29	52.39	18.9

对比分析充排气特性仿真、实验测试曲线及实验测试数据可知,阶段排气气压差值为 17.18 kPa,阶段充气气压差值为-6.43 kPa,快速排气气压差值为 18.9 kPa。气压稳定性较差,而差值的正、负反映了气压稳定性的影响,其导致实际进气气压值略低于仿真进气气压值,实际排气后气压值远高于仿真排气后气压值,在实际测量中可根据需要适当增加防滑阀的保压时间以增加负载储气罐的气压稳定时间。但仿真曲线与实测曲线变化趋势基本一致,其交互验证了仿真模型正确性和检测系统可靠性。

4 基于响应曲面法的分析

在交互验证仿真模型正确性和检测系统可靠性的基础上,为深入研究防滑阀结构参数对防滑阀动特性的影响,基于显著性分析理论和回归分析理论,采用响应曲面法,应用 Minitab 软件全面准确地分析试验因子对动特性的影响。

4.1 基于响应曲面法的仿真分析

响应曲面法研究响应变量 y 如何依赖于自变量 x_n ^[18-19]。假设在自变量维数为 n 的条件下,自变量 x 和响应 y 之间的关系可以表示为:

$$y(x) = f(x) + \varepsilon \quad (10)$$

式中: $f(x)$ 为目标近似回归模型函数,表示响应面; ε 为综合误差项,包括建模误差和随机误差。

在实际应用中,采用二次多项式模型来表示响应 $f(x)$ 与自变量 x 间的关系如式 (11) 所示,该模型比因子设计模型增加了各自变量的平方项,可以满足试验设计

需要,减少回归模型的失拟。

$$f(x) = \alpha_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i + \sum_{i=1}^n \alpha_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j}^n \alpha_{ij} x_i x_j = \sum_{i=0}^k \alpha_i \varphi_i(x) \quad (11)$$

式中: α_0 为常数项; α_i 为一次项系数; α_{ii} 为平方项系数; α_{ij} 为交互作用项系数。 $\varphi_i(x)$ 是基函数,其个数等于 $(n+1)(n+2)/2$;回归系数向量 $A = [\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_k]$ 可在误差项平方最小的条件下求得。

$$E(\varepsilon) = \sum_{j=1}^q \varepsilon^2 = \sum_{j=1}^q [y(x_j) - \sum_{i=0}^k \alpha_i \varphi_i(x_j)]^2$$

$$\left. \frac{\partial E(\varepsilon)}{\partial \alpha_i} \right|_{\alpha_i} = 2X^T A - 2X^T Y = 0 \quad (12)$$

$$A = (X^T X)^{-1} X^T Y$$

1) 基于响应曲面的试验设计

完成试验设计首先确定试验因子和试验响应。

(1) 试验因子的选取

依据动特性检测实验的工作条件,选择工作气压和管路孔径作为试验因子,管路孔径可由被测件的进排气口孔径表示。根据防滑阀的结构设计,选择动铁芯工作间隙、动铁芯励磁线圈匝数、进气膜板弹簧刚度、膜板气室进排气孔、进气膜板位移、排气膜板位移和进排气口孔径作为试验因子。为简化 8 因子试验设计首先确定采用 1/2 的响应曲面试验设计。试验因子的取值范围首先根据防滑阀的实际尺寸进行确定,但为保证试验因子在仿真模型中可有效完成仿真,基于“序贯试验”策略,采用 $\alpha = 1$ 的中心复合表面设计(central composite face-centered design, CCF) 确定水平数为 $(-1, 0, 1)$ ^[20-21],进而确定了每个试验因子的上下限中心点设计为 2,轴点中心点为 16,试验因子及水平如表 4 所示。

表 4 试验因子及其水平

Table 4 Experimental factors and their levels

试验因子	水平		
	-1	0	1
工作气压 A/kPa	100	300	500
动铁芯工作间隙 B/mm	0.10	0.11	0.12
励磁线圈匝数 C/turns	190	215	240
进气膜板弹簧刚度 D/(N·m ⁻¹)	800	1 150	1 500
膜板气室进排气孔 E/mm	1.00	2.00	3.00
进气膜板位移 F/mm	0.60	0.80	1.00
排气膜板位移 G/mm	0.60	0.80	1.00
进排气口孔径 H/mm	9.00	10.50	12.00

(2) 响应的选择

防滑阀动特性主要包括动作响应特性和充排气特

性。为避免试验因子对多个响应的重复分析,本文采用相关性分析理论,在显著水平为0.05的条件下,依据 $p \leq 0.05$ 为显著相关的标准,结合相关性系数 R 值来定量评价不同响应间的相关性,如表5所示。

$$R = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (13)$$

表5 试验因子及其水平

Table 5 Experimental factors and their levels

相关项	评估参数	
	R 值	P 值
进气响应时间 * 阶段进气量	-0.185	0.024
进气响应时间 * 快速排气量	-0.261	0.001
排气响应时间 * 阶段排气量	0.309	0.000
排气响应时间 * 快速排气量	0.598	0.000

基于以上响应的分析数据可知: $p \leq 0.05$ 表明动作响应特性和充排气特性具有较强的相关性。所以,本文仅分析试验因子对进气响应时间和排气响应时间的影响。

2) 量化评估试验设计的可行性

利用软件 Minitab 完成基于响应曲面法的试验设计。在显著水平为0.05的条件下,依据显著性评价标准 $p \leq 0.05$,确定试验因子对防滑阀动特性的显著影响作用,进而利用软件 Minitab 在获得试验因子和进、排气响应间的回归模型后,用回归模型的拟合量化评估参数:拟合总效果判定系数 R^2 ,修正判定系数 R_{adj}^2 和预测判定系数 R_{pre}^2 对回归模型进行量化评估,具体评估指标数值如表6所示。

$$R^2 = 1 - \frac{SS_{Error}}{SS_{Error} + SS_{Model}}$$

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{SS_{Error}/(n-p)}{(SS_{Error} + SS_{Model})/(n-1)} \quad (14)$$

$$R_{pre}^2 = 1 - \frac{PRESS}{SS_{Error} + SS_{Model}}$$

式中: SS_{Error} 为残差平方和; SS_{model} 为回归误差平方和; $PRESS$ 为预测误差的平方和; n 为观测值的个数; p 为回归方程的总项数。

表6 试验因子和响应间的回归模型量化评估指标

Table 6 Evaluation between Test Factor and Response

回归模型评估项	评估参数		
	R^2	R_{adj}^2	R_{pre}^2
评估进气响应时间回归模型	0.999 0	0.998 5	0.997 7
评估排气响应时间回归模型	0.996 7	0.995 2	0.992 7

R^2 、 R_{adj}^2 、 R_{pre}^2 在0~1间取值, R^2 、 R_{adj}^2 、 R_{pre}^2 值越接近于1,说明近似模型的拟合程度越好; R^2 、 R_{adj}^2 需大于0.9,两值越接近越好; R_{pre}^2 需大于0.5,且与 R_{adj}^2 差值需小于0.3。由表6量化数据可知,回归模型具有良好的有效性、一致性和预测性。

4.2 试验因子对进、排气响应时间影响作用分析

以上试验确定了回归模型具有较好的一致性和预测性,保证了下述结论的正确性:1)进、排气膜板位移(F、G)和进排气孔(H)大小不影响进、排气响应时间;2)其他试验因子(A、B、C、D、E)会不同程度的影响进、排气响应时间。下面就部分试验因子的交互作用等值线图,讨论不同试验因子对进、排气响应时间(等值线单位为s)的影响作用。

1) 试验因子对进气响应时间影响作用分析

如图8(a)工作气压和动铁芯工作间隙的交互作用等值线所示,进气响应时间的最小值出现在等值线图的左上角;在图8(b)所示工作气压和膜板气室进排气孔径的交互作用等值线中,进气响应时间的最小值出现在等值线图的左上角;在图8(c)所示动铁芯工作间隙和进气膜板弹簧刚度的交互作用等值线中,进气响应时间的最小值出现在等值线图的右下角;图8(d)所示动铁芯工作间隙和膜板进排气孔的交互作用等值线中,进气响应时间的最小值出现在等值线图的右下角。可得出结论,工作气压增大,进气响应时间变长;动铁芯工作间隙增大,进气响应时间缩短;膜板气室进排气孔径增大,进气响应时间缩短;进气膜板弹簧刚度增大,进气响应时间增长。

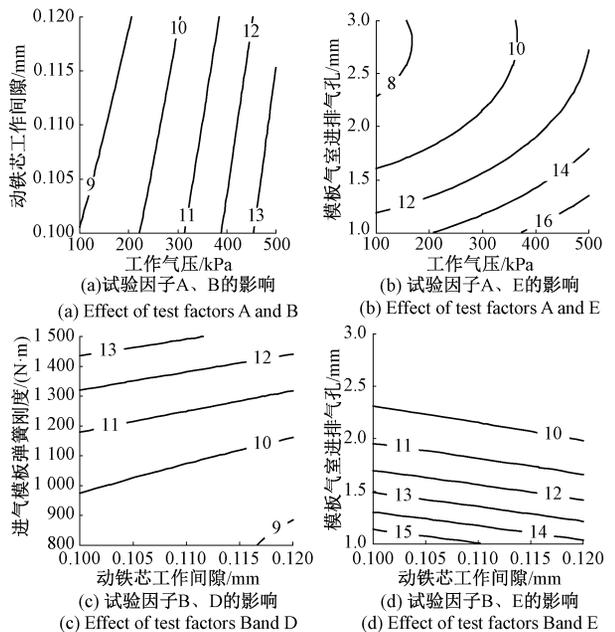


图8 试验因子对进气响应时间的交互作用等值线图
Fig.8 Contour map of the interaction of test factors on intake response time

工作气压增大,进气响应时间变长。防滑阀由保压状态转换为进气状态时,随着工作气压的增大,动铁芯 VM1 恢复到初始状态需要克服的气压力增强,进而造成进气膜板打开的时间增长,进气响应时间增长。由等值线的疏密程度和弯曲方向可知,随着工作气压增大,进气响应时间增长变快。为保证动铁芯的正常工作,动铁芯所受弹簧初始预紧力必须大于动铁芯右侧所受气体压力,而当动铁芯 VM1 在电磁力作用下运动到最左侧时,动铁芯所受的弹簧复位力大于动铁芯所受的气体压力,但随着工作气压的增大动铁芯所受气体压力增大,在其逐渐逼近弹簧压缩力的情况下,其影响作用越来越明显,等值线越来越密集。

动铁芯工作间隙增大,进气响应时间缩短。动铁芯工作间隙增大会增大电磁仿真模型中的磁阻,理论上会增加进气响应时间,但动铁芯工作间隙的大小同时也决定了进气膜板右气室进气孔的大小,所以动铁芯工作间隙的大小会影响进气膜板右气室的进排气速率,进而影响进气膜板的打开时间,影响进气响应时间。随着工作间隙的增大,进气膜板气室进排气速率加快,进气膜板打开时间加快,进气响应时间缩短。

膜板气室进排气孔径增大,进气响应时间缩短。随着膜板进排气孔径增大,进气膜板右气室充排气速率提高,进气膜板在左气室压力的作用下,打开速度加快,进气响应时间缩短。由等值线可知,确定设置区间的情况下,在工作气压较小的时候,随着进气膜板孔径的增大,进气响应时间更容易趋于稳定值,而工作气压较大的情况下,随着进气膜板孔径的增大,进气响应时间明显缩短,进排气膜板孔径的作用更明显。

进气膜板弹簧刚度增大,进气响应时间增长;进气膜板弹簧刚度的增大,进气膜板向右运动需要克服的弹簧作用力加大,进而进气膜板打开的速率减小,进气响应时间增长。对比分析图 8(c)和图 8(d)等值线的疏密程度可知,相比增大进气膜板弹簧刚度增长进气响应时间,增大膜板气室进排气孔对缩短进气响应时间具有更加明显的作用。

2) 试验因子对排气响应时间影响作用分析

由图 9(a)所示工作气压和动铁芯工作间隙的交互作用等值线可知,排气响应时间最小值出现在等值线图的左上角;在图 9(b)所示工作气压和励磁线圈匝数的交互作用等值线中,排气响应时间最小值出现在等值线图的左上角;在图 9(c)所示工作气压和膜板气室进排气孔的交互作用等值线中,排气响应时间最小值出现在等值线图的左上角;在图 9(d)所示工作间隙和励磁线圈匝数的交互作用等值线中,排气响应时间最小值出现在等值线图的右上角,可得出结论,工作气压增大,排气响应时间增长;工作间隙增大,排气响应时间缩短;线圈匝数增

大,排气响应时间缩短;膜板气室进排气孔增大,排气响应时间缩短。

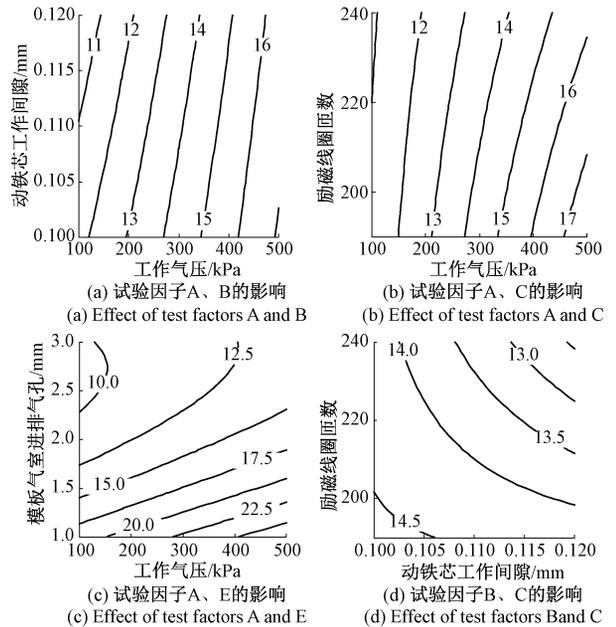


图 9 试验因子对排气响应时间的交互作用等值线

Fig.9 Contour map of the interaction of test factors on exhaust response time

工作气压增大,排气响应时间增长。工作气压增大,动铁芯 VM2 在电磁力作用下向右运动需要克服的气体压力增大,动铁芯 VM2 运动的时间增长,排气膜板左气室排气孔打开的时间增长,排气膜板打开的时间增长,排气响应的的时间增长。

工作间隙增大,排气响应时间缩短;线圈匝数增大,排气响应时间缩短。工作间隙增大,排气膜板气室进排气孔径的大小增大,排气膜板左气室排气速率增大,排气膜板打开的时间缩短。由图 9(a)的等值线可知,相比于图 8(a)工作气压对进气响应时间的非等差距影响作用,工作气压对排气响应时间的等差距影响是因为防滑阀排气时工作在带电状态下,其主要作用力为电磁力大小,而电磁力的作用远大于气体压力的作用,即使随着工作气压的增大,其对排气响应时间的影响属于等间距影响。而增大电磁线圈匝数会增大排气电磁阀电磁力上升的速度,进而缩短电磁力克服复位弹簧的时间,缩短排气响应时间。

膜板气室进排气孔增大,排气响应时间缩短。增大膜板进排气孔会增大排气膜板左气室的排气速率,进而排气膜板可以在很短的时间内被打开,缩短排气响应时间。由等值线可知,在确定工作气压的情况下,膜板气室进排气孔对排气响应时间的影响为非等间距影响作用。在工作气压越小的情况下,随着膜板气室进排气孔径的

增大,排气响应时间越容易趋于稳定值。

5 结 论

本文在分析防滑阀工作原理的基础上,设计了防滑阀的物理仿真模型,完成了防滑阀的动特性检测实验,通过全面拟合防滑阀动特性特征曲线,交叉验证了防滑阀仿真模型的正确性和实验检测台的可靠性。采用响应曲面法分析了试验因子对动作响应时间的影响作用,为防滑阀的结构优化设计提供了理论依据,由分析得出结论:工作气压增大,进气响应时间变长,排气响应时间增长;动铁芯工作间隙增大,进气响应时间缩短,排气响应时间缩短;膜板气室进排气孔径增大,进气响应时间缩短,排气响应时间缩短;进气膜板弹簧刚度增大,进气响应时间增长。线圈匝数增大,排气响应时间缩短。通过评价响应曲面法得到回归模型的量化评价参数为:拟合总效果判定系数 $R^2 = 0.999\ 9$ 、 $0.996\ 7$,修正判定系数 $R_{\text{adj}}^2 = 0.998\ 5$ 、 $0.995\ 2$ 和预测判定系数 $R_{\text{pre}}^2 = 0.997\ 7$ 、 $0.992\ 7$;以上评价指标证明了回归模型具有良好的有效性、一致性和预测性,验证了试验设计的合理性。

参考文献

- [1] 李邦国,范荣巍,杨伟君,等.高速动车组制动防滑阀建模及仿真分析[J].铁道机车车辆,2011,31(5):128-131.
LI B G, FAN R W, YANG W J, et al. Modeling and simulation analysis of Anti-skid valve [J]. Railway Locomotive & Car, 2011, 31(5): 128-131.
- [2] 王旭如,莫钧,苗勇.防滑器部件试验台计算机数据采集系统设计与实现[J].铁道机车车辆,2000(1):40-42.
WANG X R, MO J, MIAO Y. Design and realization of computer data acquisition system for Anti-skid device test bench [J]. Railway Locomotive & CAR, 2000 (1): 40-42.
- [3] 陈宁,焦高军.SY-A型防滑器试验台及其微机测控系统的设计[J].铁道车辆,2000,38(6):37-40.
CHEN N, JIAO G J. Design of the SY-A test stand for Anti-skid devices and its computer measurement control system [J]. Rolling Stock, 2000, 38(6): 37-40.
- [4] 王淑娟,赵铁滨,王志萍.铁路客车电子防滑器仿真综合试验系统的研制[J].测控技术,2004,23(1):63-65.
WANG SH J, ZHAO T B, WANG ZH P. Development of synthetical simulated experimental system of railway electronic antiskid devices [J]. Measurement & Control Technology, 2004, 23(1): 63-65.
- [5] 庞元凤,丁辉.城轨制动系统阀类部件综合试验台的研制[J].铁道车辆,2012,50(9):34-37.
PANG Y F, DING H. Development valve parts of the comprehensive test bench for in the urban rail braking system [J]. Rolling Stock, 2012, 50(9): 34-37.
- [6] 黄维纲,王旭永.高速电磁开关阀开关特性的机理研究[J].上海交通大学学报,1998,32(12):38-41.
HUANG W G, WANG X Y, et al. Investigation on the mechanism of switching characteristic of high-speed on-off solenoid valve [J], Journal of Shanghai Jiaotong University, 1998, 32(12): 38-41.
- [7] SARAVANAKUMAR D, MOHAN B, MUTHURAMALINGAM T. A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems [J]. Precision Engineering, 2017, 49: 481-492.
- [8] DONG D, LI X. Development of a novel parallel-spool pilot operated high-pressure solenoid valve with high flow rate and high speed [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(2): 369-378.
- [9] TAGHIZADEH M, GHAFFARI A, NAJAFI F. Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications [J]. Comptes Rendus Mecanique, 2009, 337(3): 131-140.
- [10] PIPAN M, HERAKOVIC N. Volume flow characterization of PWM-controlled fast-switching pneumatic valves [J]. Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 2016, 62(9): 543-550.
- [11] 陆艺,郭斌,潘小旺.直动型气动电磁阀综合性能测试系统研究[J].仪器仪表学报,2011,32(4):795-800.
LU Y, GUO B, PAN X W. Study on integrative performance test system for direct-driven pneumatic solenoid valve [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2011, 32(4): 795-800.
- [12] YE Q F, CHEN J P. Dynamic analysis of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in pneumatic system [J]. Simulation Modelling Practice & Theory, 2009, 17(5): 794-816.
- [13] 范伟军,赵晨馨,毛民.四回路保护阀启闭特性检测系统建模仿真与实验验证[J].农业机械学报,2017,48(2):385-392.
FAN W J, ZHAO CH X, MAO M. Modeling and experiment verification of open and shut characteristic detection system for four-circuit protection valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 385-392.
- [14] 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 ZH P, WANG X Y, LUO Y X. 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.
- [15] 徐国卿, 骆媛媛, 杨影, 等. 面向汽车动力学性能测试的新型轮-地模拟负载模型与系统[J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(5): 214-223.
XU G Q, LUO Y Y, YANG Y, et al. Novel tire-road simulation load model for vehicle dynamic performance test[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39(5): 214-223.
- [16] 中华人民共和国铁道部. TB/T 3009—2011 铁道客车及动车组防滑装置[S]. 中国: 中华人民共和国铁道部, 2011: 1-5.
Ministry of Railways of the People's Republic of China. TB/T 3009—2011 Anti-skid device for railway passenger car and powered car train-set[S]. China: Ministry of Railways of the People's Republic of China, 2011: 1-5.
- [17] 郭斌, 闫富菊, 胡晓峰, 等. 高速机车防滑阀检测系统设计[J]. 液压与气动, 2017(10): 46-51.
GUO B, YAN F J, HU X F, et al. Design of detecting dystem for anti-skid valve of high speed locomotive[J]. Hydraulic and Pneumatic, 2017(10): 46-51.
- [18] 刘永, 李淑娟, 李言. 基于中心复合设计试验的 SiC 单晶片超声振动加工工艺参数优化[J]. 机械工程学报, 2013, 49(7): 193-198.
LIU Y, LI SH J, LI Y. Central composite design test based process parameters optimizing for compound machining with ultrasonic vibration on SiC wafer[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(7): 193-198.
- [19] LIU P, FAN L Y, HAYAT Q, et al. Research on key factors and their interaction effects of electromagnetic force of high-speed solenoid valve[J]. The Scientific World Journal, 2014(1): 1-14.
- [20] YANG A, HAN Y, PAN Y, et al. Optimum surface roughness prediction for titanium alloy by adopting response surface methodology[J]. Results in Physics, 2017, 7: 1046-1050.
- [21] ZHAO Q, CHEN X, MA Z D, et al. Reliability-based topology optimization using stochastic response surface method with sparse grid design[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015(1): 1-13.

作者简介



胡晓峰, 分别在 2009 年和 2012 年于中国计量学院获得学士学位、硕士学位, 现为中国计量大学计量测试工程学院实验师, 研究方向为汽车零部件智能检测技术研究及精密仪器研制。

E-mail: 12b0202094@cjl.u.edu.cn

Hu Xiaofeng received his B. Sc. degree and M. Sc. degree both from China Jiliang University in 2009 and 2012, respectively. He is currently an experimenter in the College of Metrology & Measurement Engineering at China Jiliang University. His research interests include the intelligent detection technology of automobile parts and the development of precision instruments.



闫富菊(通信作者), 2015 于山东科技大学获得学士学位, 2018 年于中国计量大学获得硕士学位, 现为南京航空航天大学博士研究生, 研究方向为工业自动化智能检测。

E-mail: 729574644@qq.com

Yan Fujun (Corresponding author) received her B. Sc. degree from Shandong University of Science and Technology in 2015, and received her M. Sc. degree from China Jiliang University in 2018. She is currently Ph.D. candidate at Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. Her research interests is the intelligent detection of industrial automation.