

文章编号:1007-6735(2015)05-0467-06

DOI:10.13255/j.cnki.jusst.2015.05.010

工程车全液压制动系统性能试验台设计

姜文平, 张振东, 王小燕, 胡 波, 石楠楠

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

摘要: 为了对全液压制动系统的动态响应特性及制动压力输出特性进行精确检测,设计了一套由供油、主体、制动器及测控 4 个模块组成的全液压制动系统性能试验台,为满足充液阀和制动阀高温试验空间的要求,主体模块的结构布置力求紧凑.另外,基于 LabVIEW 平台构建了制动系统参数检测与控制模块,并开发了一套制动踏板驱动机构及其反馈控制算法,实现了制动踏板运动过程的编程控制以及相关测试数据的自动化采集处理等功能.实验表明,该试验台可对不同温度和不同工况条件下的制动系统动态响应特性及制动压力输出特性等关键性能进行自动化精确检测.

关键词: 工程车; 全液压制动系统; 动态响应特性; 压力输出特性; 试验台

中图分类号: TH 137.7 **文献标志码:** A

Test Bench Design for Full Hydraulic Braking System of Construction Vehicle

JIANG Wenping, ZHANG Zhendong, WANG Xiaoyan, HU Bo, SHI Nannan

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In order to measure the dynamic response characteristics and braking pressure output characteristics of a full hydraulic braking system accurately under different working conditions, a test bench was designed using the modular design method. The test bench was consisted of four modules, namely the oil supply module, the main module, the brake module and the measurement and control module. The main module was arranged compactly to meet the requirements of high and low temperature tests. A pedal driving mechanism was designed to drive and control the motion of brake-pedal. The measurement and control module was developed based on LabVIEW, in which a feedback control was used to improve the precision of the pedal driver and realize the automatic data acquisition and management. The results show that the pedal driving mechanism can work normally at different temperature and the measurement and control system has an efficient and automatic test performance to analyze accurately the dynamic characteristics and braking pressure output characteristics of full hydraulic braking systems under different working conditions.

Key words: construction vehicle; full hydraulic braking system; dynamic response characteristic; braking pressure output characteristic; test bench

收稿日期: 2014-06-03

基金项目: 上海市科技兴农重点攻关项目[沪农科攻字(2012)第 5-4 号]

第一作者: 姜文平(1988-),男,硕士研究生.研究方向:汽车发动机电控. E-mail: jiangwenping1988@gmail.com

通信作者: 张振东(1968-),男,教授.研究方向:汽车发动机电控. E-mail: usstzdzd@126.com

全液压制动系统以其优越的性能及较高的可靠性被国外工程车辆广泛采用. 与国内应用较多的气液制动系统(俗称“气顶油”)相比较, 该系统具有回路简单、结构紧凑、制动迅速及易于维护等特点. 因此, 为了提高控制系统的性能和控制精度, 从“气顶油”到全液压制动, 是工程车辆制动系统的发展趋势^[1-3].

当前, 全液压制动系统的生产、检测方面的核心技术主要由美国 MICO、德国 Rexroth 等公司所垄断^[4]. 为形成自主研发及配套能力, 国内一些高校和相关企业对全液压制动系统进行了技术攻关. 但由于产品性能检测手段不健全, 评价方法不科学, 在产品的设计、生产、检测等各个环节均缺乏规范性指导, 造成产品质量与国外同类产品相比尚存在较大差距, 主要表现在: 压力控制不精确、动态响应滞后、阀件保压性能差等方面. 因此, 开发高性能全液压制动系统试验台, 实现制动性能的自动化检测和科学评价, 对于推动全液压制动系统关键部件的自主研发具有重要的现实意义.

本文在分析全液压制动系统工作原理的基础上, 开发了一套制动系统性能自动化检测系统, 实现了不同工况下制动系统动态响应特性以及制动压力输出特性等关键性能的精确检测, 可为全液压制动系统及其关键部件性能的试验评价提供可靠依据.

1 全液压制动系统工作原理

如图 1 所示^[5], 全液压制动系统主要由液压泵、充液阀、制动阀、蓄能器以及油箱、过滤器、制动器等部件组成.

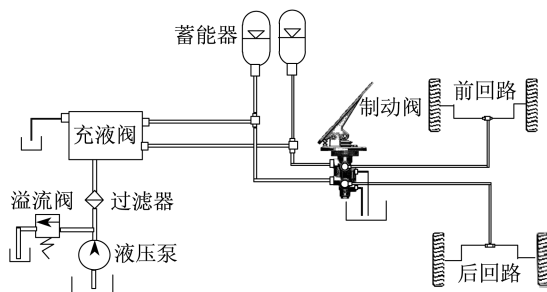


图 1 全液压制动系统布置图

Fig.1 Layout diagram of full hydraulic braking system

液压泵在电机的驱动下为系统提供动力源, 蓄能器用于存储制动能量. 充液阀和制动阀是制动系统中的两个核心部件.

充液阀的作用相当于一个压力开关, 其动作由

蓄能器压力决定. 当蓄能器压力低于规定的压力下限时, 充液阀中的单向阀开启, 来自液压泵的压力油经充液阀向蓄能器充液; 当蓄能器压力达到规定的压力上限时, 单向阀关闭, 蓄能器充液过程停止, 在单向阀的作用下, 蓄能器压力维持不变.

制动阀相当于一个受踏板行程控制的开关阀, 当踩下制动阀踏板并消除预行程后, 制动阀将蓄能器输出口与前后桥制动器压力输入口接通, 压力油经蓄能器传输至前后桥制动器, 从而实现工程车辆的有效制动.

2 全液压制动系统试验台结构方案

试验台主要设计要求: a. 实现充液及制动过程动态响应特性、压力输出特性等的自动测试; b. 实现踏板力、踏板转角、不同测点压力及温度的精确检测以及制动踏板运动过程实现程序控制; c. 采用模块化设计, 主体模块各部件布置紧凑, 满足 $-40 \sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 高低温实验场合测试要求; d. 测试界面美观, 具有良好的人机交互功能.

依据上述要求并参考 GB 12676-1999《汽车制动系统结构、性能和实验方法》等标准, 制定试验台结构方案如图 2 所示.

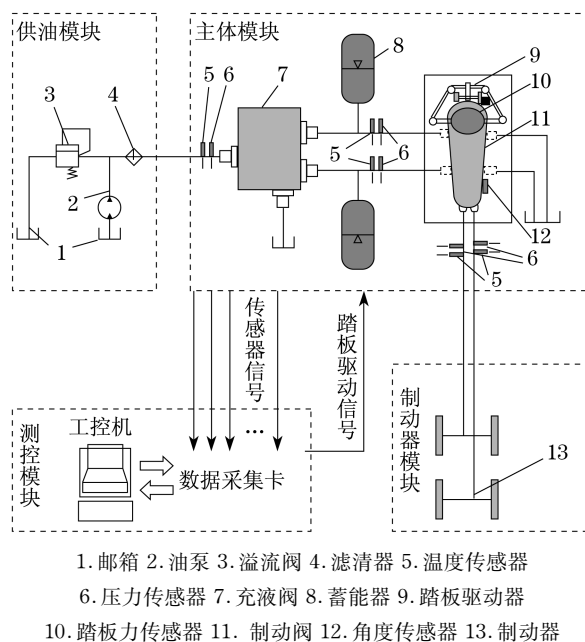


图 2 试验台结构示意图

Fig.2 Structural diagram of test bench

整个测试系统由供油模块、主体模块、制动器模块及测控模块 4 个部分组成. 其中, 供油模块包括油箱、液压泵、电机、溢流阀以及滤清器等部件, 为系统

提供具有一定压力的清洁液压油;主体模块包括充液阀、蓄能器、制动阀等部件,集成在同一个平板支架上,以减小体积并适应高低温试验箱有限容积的需要;制动器模块包括前后桥4个制动器,用于模拟刹车轮毂;测控模块由各种传感器、踏板驱动器、数据采集卡、工控机及测控界面所组成,工控机通过数据采集卡检测各传感器信号,按预定要求对踏板动作进行控制,控制界面对各种数据进行运算、显示、存储或输出等操作。

3 制动踏板驱动机构

在全液压制动系统工作过程中,车辆的制动过程由司机脚踩制动踏板完成。由于踏板的实际操作过程存在多样性的特点,而且需要适应高低温试验箱内特定场合试验操作的需要,因此,常规的脚步踏板动作方式已不能满足多样性的试验要求,需要专门设计踏板驱动机构以实现踏板运动过程的灵活控制。

基于以上要求和考虑,本系统中的制动踏板驱动机构采用了由大扭力舵机带动四杆机构的结构形式,整个机构由舵机、摇臂、两根连杆、压杆、踏板力传感器等部件组成。舵机转动时带动摇臂旋转,连杆的两端分别与摇臂和压杆铰接,压杆与固定在踏板上的踏板力传感器贴靠在一起,随着摇臂的转动,压杆通过踏板力传感器带动踏板转动。另外,在踏板转轴上安装了一个转角传感器,以实现踏板转角的检测。踏板驱动机构的原理图和实物如图3所示。

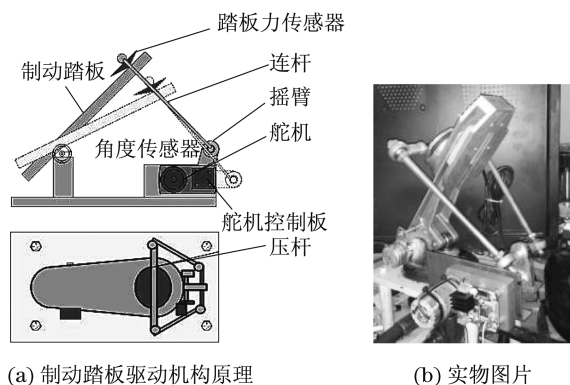


图3 制动踏板驱动机构

Fig.3 Pedal driving mechanism

舵机选用了180 kg/cm耐高低温、大扭力舵机,其最大转速可达到120(°)/s(24 V),通过上位机向舵机驱动电路发送控制信号,可实现舵机转速以及踏板转角的精确控制,角度控制精度可达到0.32°,

完全满足0.5°的角度控制误差要求。

4 测控模块设计

4.1 硬件结构

硬件部分由各种传感器及信号调理电路、数据采集卡、输出驱动电路以及工控机5部分组成,硬件电路结构如图4所示。

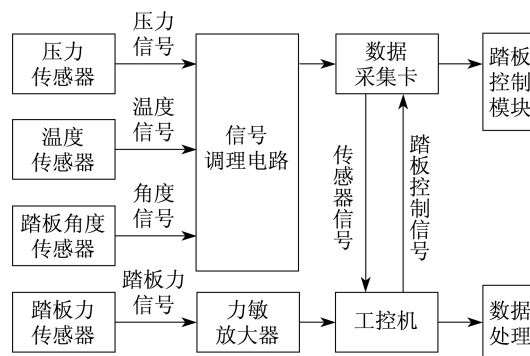


图4 硬件电路结构示意图

Fig.4 Schematic diagram of the hardware circuit

在系统中布置了4组温度和压力传感器,用于检测4个不同关键测点的温度及压力变化情况,在踏板制动阀上还安装了踏板力传感器和踏板角度传感器。角度传感器是踏板控制的重要元件,选用了WDD35D4型角位移传感器,精度达到0.25%FS;压力及温度检测分别选用了南京高华MB300型压力变送器及GW200温度变送器,其精度均达到0.5%FS;踏板力传感器选择博通TH4805型踏板力传感器,精度为0.2%FS。由于该传感器的输出电压幅值较小,为了实现传感器输出与数据采集卡的匹配,系统中配置了一个力敏放大器。上述传感器信号经过信号调理电路进行滤波等处理后转变成电压信号输入数据采集卡。

选用研华公司PCI1710U型数据采集卡对12路传感器信号进行采集,最高采样频率为100 kS/s,可完全满足数据采集需要。控制界面对检测的传感器信号进行运算处理后,完成数据的显示、存储以及油门踏板的控制操作。

4.2 测控软件

测控软件基于LabVIEW软件环境开发^[6],主要实现数据采集、数据后台处理与存储、前面板显示以及控制信号输出等功能。

软件依据设定的踏板角度、速度和踩踏次数向踏板驱动器输出相应的控制信号,使踏板到达指定

的下压角度和完成预定的踩踏次数. 测试开始前需对角度传感器进行初始化标定, 以消除传感器零点漂移产生的测量误差. 踏板角度控制通过角度传感器信号的反馈控制实现, 并采用 PID 算法提高踏板角度的控制精度, 测控软件流程图如图 5 所示.

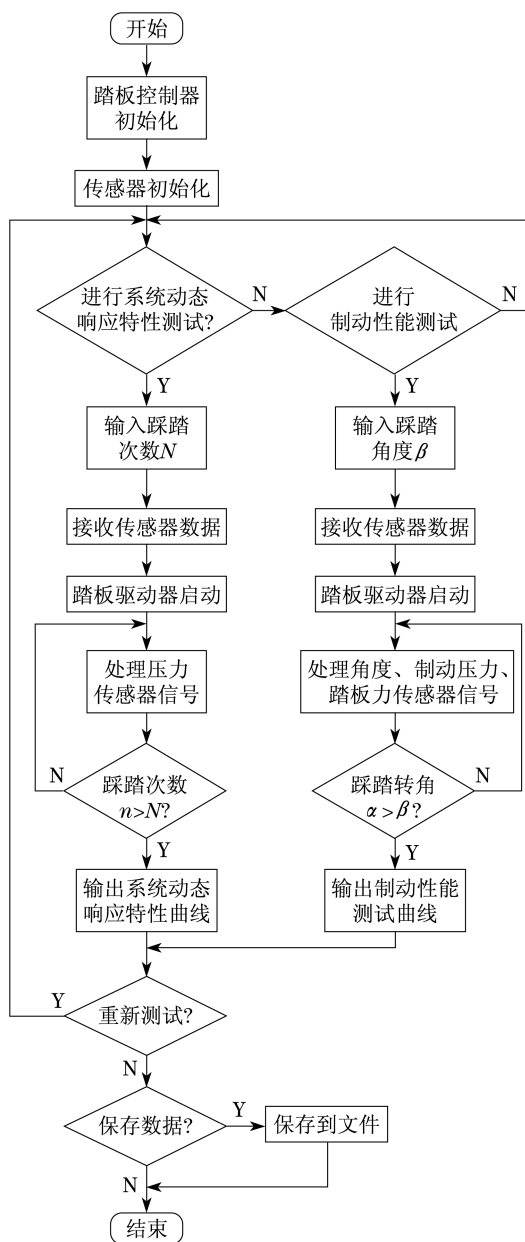
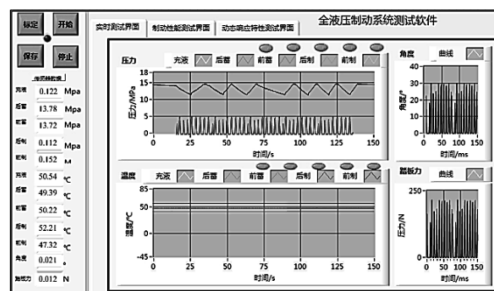


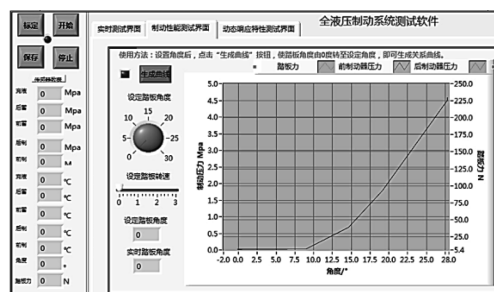
图 5 LabVIEW 测控软件流程图

Fig.5 Flow chart of the LabVIEW program

整个软件可分为动态响应特性测试和制动性能测试两部分. 动态响应特性测试界面(图 6(a))借助 DAQNavI 模块显示传感器数据, 对系统整体运行状态进行实时监测, 并用于测试系统充液特性及单次充液后安全制动次数; 制动性能测试界面(图 6(b))测试踏板力、踏板角度与制动压力关系.



(a) 动态响应特性测试界面



(b) 制动性能测试界面

图 6 测控软件前面板

Fig.6 Interface of the software

5 系统功能验证

为了对系统功能进行验证, 本文选用与 10 T 装载机配套的某型全液压制动系统为对象进行实验测试, 液压制动系统主要参数如表 1 所示.

表 1 液压制动系统主要参数

Tab.1 Parameters of braking system

系统参数	数值
油路系统压力/MPa	17.5
充液压力下限/MPa	11.4
充液压力上限/MPa	13.8
充液时间/s	<5
一次充液后安全制动次数 ^[7]	≥10
制动阀空行程/(°)	13.5
制动阀最高输出压力/MPa	5

系统中配置的液压泵额定供油压力为 20 MPa, 流量为 32 mL/r; 配套电机功率为 7.5 kW, 额定转速为 1 470 r/min; 蓄能器容积 1.6 L, 充液压力为 17.5 MPa; 选用了压力可调式溢流阀维持油泵出口油压一定, 最大溢流压力为 20 MPa.

5.1 液压制动系统动态响应特性

系统中蓄能器压力范围由充液阀控制. 充液阀工作过程分为充液和保压两个阶段, 由阀体中的控制阀控制其充液上下限. 系统充液时间、一次充液后

安全制动次数以及蓄能器压力控制范围是评价液压制动系统动态性能的重要指标^[7-8]。

实验在常温(20℃)下进行,分别进行多次充液过程和制动过程实验,系统动态响应特性测试结果如图7所示。充液过程中,蓄能器压力 p 由低于11.4 MPa上升至13.8 MPa后充液停止,充液时间为7 s。此时,踏板驱动器开始以匀速反复进行完全制动,制动过程中蓄能器压力 p 由13.8 MPa开始呈阶梯型下降至11.4 MPa。制动过程中曲线的每个阶梯表示踏板完成一次完全制动,可见每个制动过程完成的完全制动次数均为11次。3项测试指标均与系统中该充液阀标定范围一致,表明测试系统能够真实再现制动系统的动态响应过程。

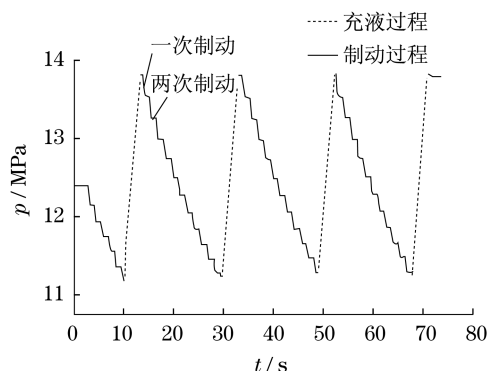


图7 充液阀的动态响应曲线(20℃)

Fig.7 Dynamic response curves of the charging valve (20℃)

5.2 制动压力输出过程

制动阀的工作过程分为空行程、制动和阀芯复位3个阶段^[9]。踏板角度 α 与制动压力的关系是评价系统制动压力输出性能的关键指标。

实验在高低温试验箱中进行,在-40℃下制动压力 p_1 输出过程如图8所示。踏板在0~13.5°为空行程,此阶段制动压力输出较小,无制动效果。踏板到达13.5°后,制动压力 p_1 随踏板角度 α 增大而呈线性上升。对制动行程阶段数据进行最小二乘法曲线拟合,得到拟合函数如图8所示。在踏板到达行程终点时,制动压力 p_1 达到最高5 MPa。实验结果与产品标定值一致,且制动压力输出表现平稳,表明系统踏板角度与制动压力具有良好的输出关系。

5.3 踏板力与制动压力的关系

制动阀制动踏板不仅是制动阀的控制开关,同时也需要其将制动力反馈给驾驶员,便于驾驶员对制动力进行控制。因此,踏板力 F 必须与制动压力 p_1 具有良好的线性关系^[10-11]。本实验以测试踏板

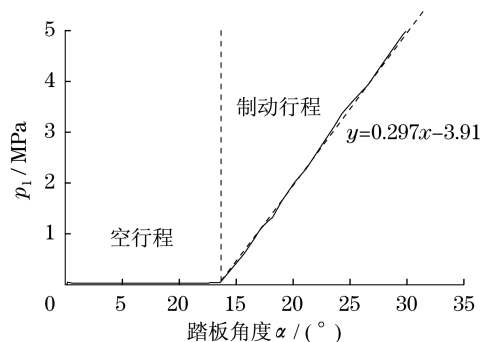


图8 踏板角度与制动压力关系曲线(-40℃)

Fig.8 Relation curve of the pedal angle and braking pressure (-40℃)

力 F 与制动压力 p_1 的关系为测试目标,由制动性能测试程序完成测试。

80℃环境下踏板力与制动压力关系曲线如图9所示。在踏板空行程阶段,踏板力 F 增大,制动压力 p_1 基本不变;踏板越过空行程后,踏板力 F 继续增大,制动压力 p_1 随之增大。从曲线中看出踏板力 F 与制动压力 p_1 具有良好的线性关系,表明该制动阀制动压力反馈性能良好。

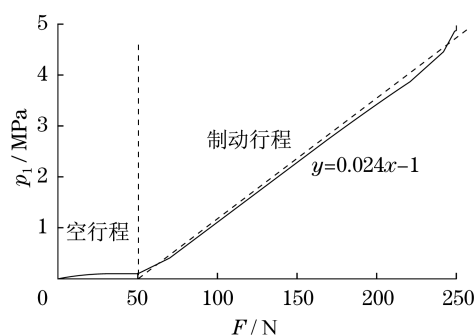


图9 踏板力与制动压力关系曲线(80℃)

Fig.9 Relation curve of the pressure and brake pedal force (80℃)

6 结论

a. 基于模块化设计理念开发了一套全液压制动系统性能测试试验台。试验台可以实现制动系统动态响应特性以及制动压力输出特性的测试功能。

b. 基于LabVIEW软件环境开发了一套可实现自动化检测的试验台测控软件。软件实现了测试过程的高度自动化和规范化,提高了检测准确度。

c. 通过实验验证,试验台对制动系统性能测试达到了预期要求。该试验台的建立实现了全液压制动系统关键部件性能的精确检测和科学评价,对于

推动全液压制动系统的自主研发具有指导意义.

参考文献:

- [1] 林慕义, 宁晓斌. 工程车辆全动力制动系统[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2007.
- [2] Wang X D, Hu Y J, Li C G, et al. Modelling and analysis of an air-over-hydraulic brake system[J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 218(8): 805-815.
- [3] 刘海丽. 基于 AMESim 的液压系统建模与仿真技术研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- [4] 宋金宝. 全动力液压制动系统充液特性研究[D]. 太原: 太原科技大学, 2008.
- [5] 王展. 全液压制动系统仿真分析与实验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2012.
- [6] 李江全, 刘恩博, 胡蓉, 等. LabVIEW 虚拟仪器数据采集与串口通信测控应用实战[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2010.
- [7] 潘社卫, 张百海, 柴森春, 等. JY-5 型井下多功能服务车液压系统动态性能的实验研究[J]. 矿冶, 2003, 12(3): 13-16.
- [8] Milanés V, González C, Napanjo J E, et al. Electro-hydraulic braking system for autonomous vehicle[J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11(1): 89-95.
- [9] 林慕义, 张文明, 申炎华. 双回路全动力液压制动阀的稳健设计[J]. 中国机械工程, 2007, 18(17): 2094-2098.
- [10] 翁文兵, 林宣乐, 吴兆琳. 四通换向阀内泄漏分析研究[J]. 上海理工大学学报, 1998, 20(3): 281-285.
- [11] 詹咏, 陈荣, 何玉武, 等. 工程中空气阀防护停泵水锤的应用[J]. 上海理工大学学报, 2012, 34(1): 93-97.

(编辑: 丁红艺)

(上接第 461 页)

- [7] 卢曦, 李萍萍, 郑松林. 高强度圆柱齿轮 $S-N$ 曲线转折点循环数 N_0 的初步研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(3): 324-327.
- [8] Lu X. Investigation of the region of fatigue crack initiation in a transmission gear[J]. Materials Science & Engineering A, 2010, 527(6): 1377-1382.
- [9] 牛勇彦, 卢曦. 剩余刚度在强化和损伤过程中的变化特性研究[J]. 机械强度, 2013, 35(5): 704-708.
- [10] 卢曦, 焦玉强. 疲劳强化和损伤过程中材料的剩余静强度研究[J]. 中国机械工程, 2013, 24(8): 1117-1121.
- [11] 卢曦, 苏亮, 宋丽. 双向应力下传动轴材料的低载强化特性研究[J]. 机械强度, 2013, 35(1): 100-104.
- [12] 牛勇彦. 强化和损伤过程中传动轴材料的典型机械性能变化规律研究[D]. 上海: 上海理工大学, 2013.
- [13] 河本実, 中川降夫, 磯原誠. あらかじめ過小応力の繰返しを受けた軟鋼の疲労強度と硬度[J]. 材料試験, 1961, 10(91): 294-303.
- [14] 叶笃毅, 王德俊, 平安. 中碳钢高周疲劳损伤过程中表面显微硬度变化特征的实验研究[J]. 机械强度, 1996, 18(2): 63-65.
- [15] Ye D Y, Wang Z L. An approach to investigate pre-nucleation fatigue damage of cyclically loaded metals using vickers microhardness tests[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(1): 85-91.

(编辑: 石 瑛)