

陈明,汪小名,吴伟斌,等.山地果园轮式运输机半主动悬架系统设计与试验[J].华中农业大学学报,2020,39(6):105-112.

DOI:10.13300/j.cnki.hnlkxb.2020.06.015

山地果园轮式运输机半主动悬架系统设计与试验

陈明¹,汪小名¹,吴伟斌^{1,2},刘文超¹,冉晓¹,刘强¹,岳丹丹¹

1.华南农业大学工程学院,广州 510642; 2.国家柑橘产业技术体系机械研究室/
广东省山地果园机械创新工程技术研究中心,广州 510642

摘要 为解决山地果园运输机在实际使用中因路况起伏不平而引起的剧烈振动问题,结合山地实际路面情况,设计使用 CDC 阻尼器的半主动悬架系统,并安装于华南农业大学研发的丘陵山地果园电动轮式运输机。以安装使用 CDC 阻尼器的半主动悬架系统的丘陵山地果园轮式运输机为研究对象,采用振动仪和振动传感器搭建振动测试系统,在行驶速度和载荷一定的工况下,分别测试该轮式运输机装有半主动悬架前后行驶过程中座椅位置 Z 轴的振动信号,考察半主动悬架装车前后的振动差异。结果显示,装有使用 CDC 阻尼器的半主动悬架的轮式运输机振动降幅达 50%,达到了半主动悬架系统的设计要求;装有使用 CDC 阻尼器的半主动悬架系统的车身振动频率集中,范围大于 8 Hz,表明车辆的驾驶舒适性较好。

关键词 山地果园; 运输机; 半主动悬架; 被动悬架; CDC 阻尼器; 振动; 舒适性; 减振

中图分类号 S 232.5 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2020)06-0105-08

山地果园运输机的前轴一般采用无悬架系统的刚性连接布置方式^[1-2],在山地路面行驶时车辆产生的振动对驾驶员的影响较大^[3-4],在这种工况下长时间工作会导致驾驶员的驾驶疲劳增强,影响驾驶的安全性,同时产生的激励振动对运载的果品品质有着直接的影响^[5],间接造成经济损失。半主动悬架系统相对于被动悬架具有减振和结构简单等优点,目前国内外关于车辆的半主动悬架系统的研究主要集中在悬架动力学模型和控制策略方面^[6-8]。果园运输机前轴大多数采用无悬架布置的形式,目前关于半主动悬架应用对象的研究大多数都集中于乘用车和特种车辆,而有关半主动悬架应用于农用机械的研究报道不多^[9-12]。目前,有关山地果园轮式运输机悬架系统的研究也不多见。郝正军等^[8]研究表明,采用模糊逻辑控制方法的车辆振幅更小,稳定性和安全性更高;但是他们只进行了仿真分析,没有进行实车试验。陈龙等^[10]提出了一种基于多模式切换减振器的车辆主动悬架系统及其控制方法,该半主动悬架通过 2 个高速开关电磁阀的通断状态实现

4 种不同的阻尼工作模式,在高效节能方面具有较好表现,但其研究对象为普通乘用车,选用的测试路面为 C 级路面(较好路面),并没有针对复杂路况进行研究。本研究以丘陵山地果园轮式运输机半主动悬架系统为研究对象,设计了一款适用于山地果园轮式运输机的半主动悬架系统,旨在进一步提升山地果园轮式运输机的驾驶舒适性。

1 材料与方 法

1.1 山地果园路面输入模型的建立

现代农业园区中一般有果园软路面、坚实土路和石子路等路面形式^[13]。不同地区的果园路面存在一定区别,本研究的路面对象为山地果园路面。在模拟山地果园路面随机输入,建立路面输入模型时,先选择仿真路面,其中 α 取值为 0.9,其对应的路面不平度系数为 $4.096 \times 10^{-6} \text{ m}^3$,车速设定为 10 m/s。然后采用 MATLAB/Simulink 创建路面输入模型^[14],根据路面“白噪声”的状态方程^[15],可以在 MATLAB/Simulink 中建立路面随机输入模型,其

收稿日期:2019-12-31

基金项目:广东省科技计划项目(2019B020223001; 2020B090926004); 广东省现代农业产业技术体系创新团队-茶叶产业创新团队设施与机械化岗位专家(2019LM119); 现代农业产业技术体系建设专项资金(CARS-26)

陈明,硕士研究生. 研究方向:农业工程、机电一体化和信息技术应用. E-mail: chenming123@stu.scau.cn

通信作者:吴伟斌,博士,教授. 研究方向:农业工程、机电一体化和信息技术应用. E-mail: wuweibin@scau.edu.cn

输入源为限带白噪声信号 (band-limited white noise)。

此时仿真模型中的路面速度功率谱函数可通过 $G_q(f) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 v$ 计算, 结果得到山地果园路面速度功率谱函数值为 0.016 15。最后根据建立的路面随机输入模型进行仿真, 得到路面随机输入下的激励信号。根据山地果园路面激励仿真结果, 获得山地果园路面的随机激励位移范围为 $[-0.2, 0.2]$ 。以上结果表明, 山地果园路面的随机激励振动较大, 因此, 对悬架系统的减振要求较一般路面要求高。

1.2 悬架系统动力学建模和分析

对车辆悬架系统进行简化可以得到二自由度 1/4 悬架系统模型^[16], 根据被动悬架模型和牛顿第二运动定律以及相关的振动理论可以得到车辆振动模型的微分方程^[17]:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + C_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_1(x_1 - x_2) + C_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_2 - x_3) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中: m_1 为簧载质量, kg; m_2 为非簧载质量, kg; k_1 为悬架减振弹簧刚度, N/mm; k_2 为轮胎刚度, N/mm; C_0 为阻尼系数; x_1 为簧载质量的垂向位移, mm; x_2 为非簧载质量的垂向位移, mm; x_3 为路面的垂向位移, mm。

与被动悬架相比, 半主动悬架系统增加了 1 个可调节阻尼, 提供一个可控阻尼力 f , 半主动悬架和被动悬架在结构形式上相似^[18], 不同的是半主动悬架系统增加了可调阻尼力 f , 模型如图 1 所示。

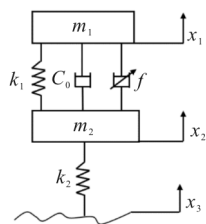


图 1 半主动悬架模型

Fig.1 Semi-active suspension model

比较半主动悬架和被动悬架的动力学模型, 结果发现 2 种悬架在结构形式上相似, 不同的是半主动悬架系统增加了可调阻尼力 f , 阻尼由固定阻尼和可调阻尼两部分组成, 半主动悬架系统的动力学方程和被动悬架类似, 具体为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + C_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - f = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_1(x_1 - x_2) + C_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_2 - x_3) + f = 0 \end{cases} \quad (2)$$

设计二维模糊控制器结构, 将运输机的车身垂直方向的速度值与设定参考值之差 e 以及车身垂直方向的加速度值 (垂直方向速度变化值) e_c 作为模糊控制器的二维输入^[9], 将 PID 控制器的 3 个控制参数 K_p 、 K_i 、 K_d 作为模糊控制器的输出, 半主动悬架系统 CDC 减振器的阻尼力 f 作为模糊 PID 控制器的输出^[19]。

在实际的应用环境中, 运输机垂直方向的加速度为 $[-30, 30]$, 设定系统偏差 e , 设置基本论域为 $[-0.6, 0.6]$, 其模糊论域 E 为 $[-3, 3]$, 由此可以得出 e 的量化因子, 表达式为 $K_e = \frac{E}{e} = \frac{3}{0.6} = 5$ 。车身垂直加速度为 $[-30, 30]$, 因此系统偏差变化率 E_c 的模糊论域为 $[-30, 30]$, 系统偏差的变化率 e_c 的基本论域为 $[-3, 3]$, 由此可以得到 e_c 的量化因子, 表达式为 $K_{e_c} = \frac{EC}{e_c} = \frac{30}{3} = 10$, 车辆轮胎的动载荷承受极限为 8 000 N。

根据模糊控制理论以及模糊控制规则设计原则, 结合相关的半主动悬架系统的控制经验^[11], 得出输入变量 e 、 e_c 与 PID 控制器的 3 个调节参数间的模糊关系, e 为运输机车身垂直方向速度的偏差, e_c 为车身垂直方向速度偏差的变化率, 结合专家经验可以得到 K_p 、 K_i 、 K_d 的控制规则表。模糊 PID 控制器设计完成后, 再基于 MATLAB/Simulink 建立半主动悬架的动力学模型 (图 2)。所涉及的相关参数及值分别为: 车身质量 363.6 kg、车轮质量 32 kg、减振器阻尼 2 000~4 000 N/m、车轮等效刚度 160 000 N/m、减振弹簧刚度 70 N/mm。

本研究采用悬架系统的各评价指标的有效值来表示各评价参数的大小和悬架性能的好坏, 得出车速为 10 m/s 时的山地果园路面悬架评价参数的有效值。在山地果园路面, 仿真分析得到被动悬架系统车身垂直加速度、悬架动挠度、轮胎动载荷有效值分别为 9.546 m/s²、0.026 m、2 450 N, 半主动悬架系统车身垂直加速度、悬架动挠度、轮胎动载荷有效值分别为 7.822 m/s²、0.023 m、2 022 N, 半主动悬架系统的减振效果有了明显的提高, 车身垂直加速度、悬架动挠度、轮胎动载荷分别提高了 18.06%、15.62%、17.47%。

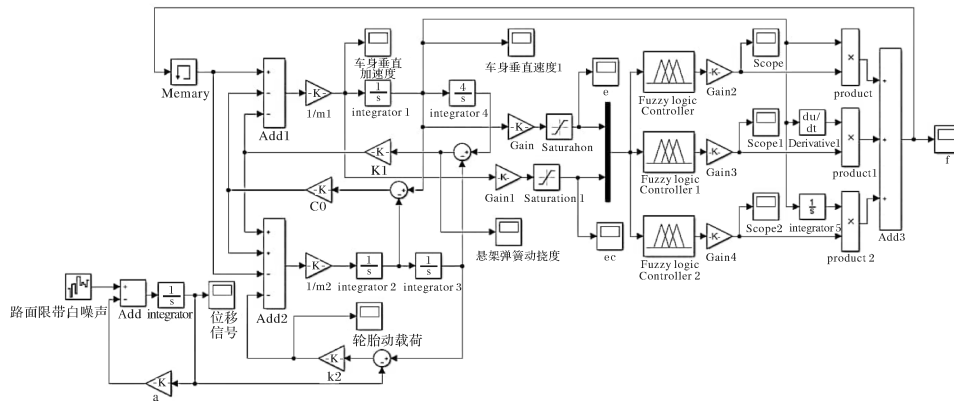


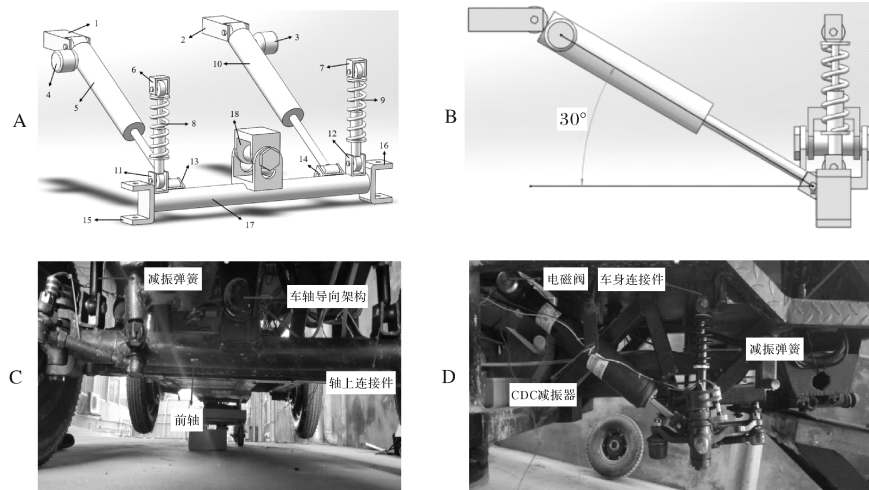
图 2 半主动悬架系统动力学模型

Fig.2 Semi-active suspension system dynamics model

1.3 半主动悬架系统设计与试验

半主动悬架系统具有结构简单、成本较低且可以保证较稳定的工作状态等优点,车辆执行运输任务时,运行更加稳定和承载能力更强。设计的半主动悬架系统结构如图 3A 所示。前轴减振部分设计时选择比较直接的刚性连接方式,由于前轴与车身之间的空间相对有限,并且前轴总成需要布置转向等机构,车轴上端面距离车身的距离为 290 mm, CDC 半主动减振器设计长度为 580 mm,前轴与车身之间的空间不足以布置半主动减振器,故采用斜向布置方案, CDC 半主动减振器与水平方向布置成 30°夹角(图 3B),减振弹簧设计为垂直于水平方向

安装。同时,考虑到机械布置方案要适合控制系统的布置方案,机械布置形式确定后进行 CDC 减振器与车身和车轴连接件设计以及减振弹簧总成与车身和车轴间的设计,连接件设计的目的是为连接固定悬架系统,更重要的一点是通过连接件的设计消除位置误差,其中,减振弹簧总成与轴间连接件的设计要考虑到连接件与车轴接触面能够较好配合,使整个系统能够完全的配合。半主动悬架系统实物图如图 3C、D 所示。半主动悬架控制系统的电路控制硬件实现方案如图 4 所示,控制系统硬件实物图如图 5A 所示。



A,C.半主动悬架系统结构设计 Structural style of semi-active suspension system; B,D.CDC 减振器布置形式 CDC damper arrangement; 1,2.CDC 减振器车身连接件 CDC damper body connector; 3,4.电磁阀 Solenoid valve; 5,10.CDC 减振器 CDC damper; 6,7.减振弹簧车身连接件 Damping spring body connector; 8,9.减振弹簧 Damping spring; 11,12.减振弹簧车轴连接件 Damping spring axle connector; 13,14.CDC减振器车轴连接件 CDC damper axle connector; 15,16.轮毂连接件 Hub connector; 17.前轴 Front axle;18.前轴导向机构 Front axle guide mechanism.

图 3 半主动悬架系统结构设计示意及实物图

Fig.3 Structural style and arrange physical objects of semi-active suspension system

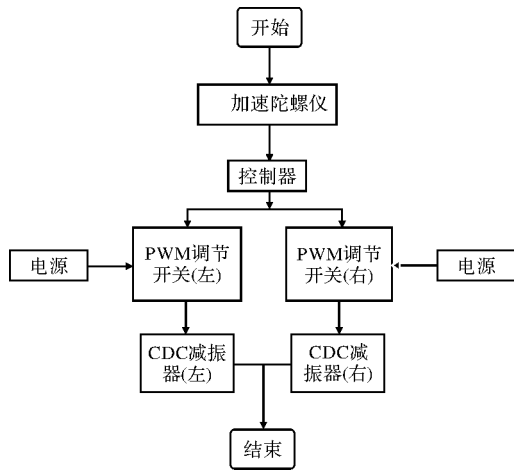


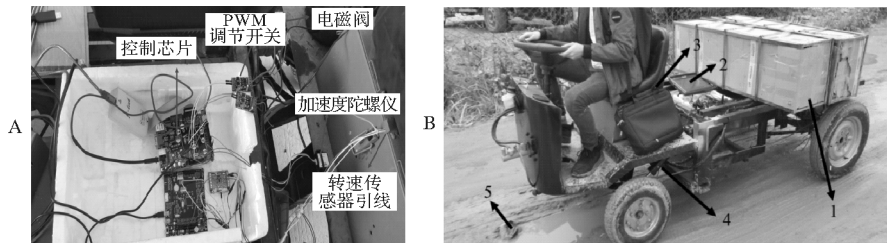
图 4 半主动悬架控制系统电路流程图

Fig.4 Control circuit flow chart of semi-active suspension system

2 结果与分析

座椅位置的振动对驾驶员的影响是最大的,参考文献[20-22]标准设计试验,考察设计的运输车在

不同速度、不同载荷情况下在山地果园路面的行驶平顺性,并对座椅位置的振动情况进行测试。实车试验选取 50 m 泥泞坑洼路面作为试验路面激励输入,试验现场如图 5B 所示。试验条件为:随机路面选择 50 m 山地泥泞坑洼路面作为试验路面(实际效果相当于果园路);信号采集装置为亿恒 MI-7008D 便携式数据采集分析仪;有效载荷试验分别准备 100、200 kg 的有效载荷进行装载;试验当日气温 14~17 ℃。试验时分别采集山地果园运输车在半主动悬架系统装车前后以不同的车速和不同载荷行驶时座椅处 X 轴、Y 轴和 Z 轴方向的振动信号,其中,运输车行驶速度分别设置为 20、23、25、27、30 km/h,运输车整车加载质量分别设置为 380、430、480、530、580 kg。采用振动仪采集车辆前部座椅处的沿 X_s、Y_s 和 Z_s 3 轴向的振动参数,主要分析 Z 轴向的振动。采用傅里叶变换法对信号数据进行时域和频域分析,检验半主动悬架减振性能和振动特性。



A: 控制系统硬件 Control system hardware; B: 振动试验 Vibration collection test; 1. 有效载荷 Payload; 2. 振动测试仪 Vibration tester; 3. 信号采集点 Signal acquisition point; 4. 半主动悬架系统 Semi-active suspension system; 5. 试验路面 Test pavement.

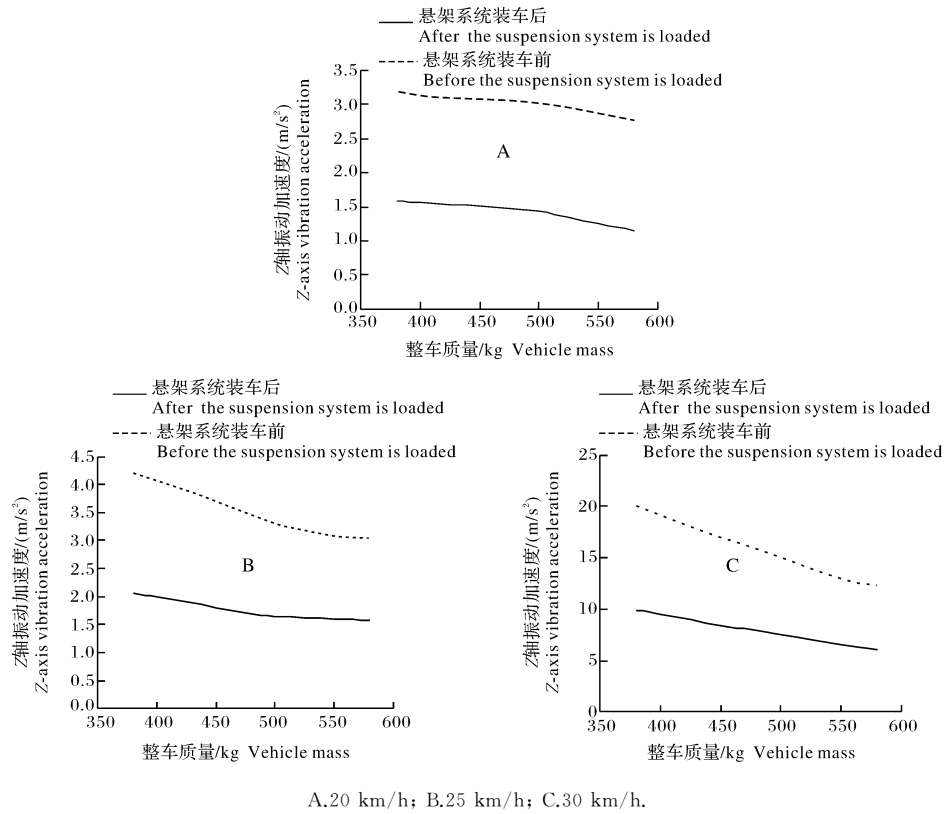
图 5 试验现场及控制系统硬件布置

Fig.5 Hardware layout of test site and control system

图 6 为不同行驶速度条件下运输车 Z 轴振动加速度和车辆质量关系。由图 6 可知,一定速度工况下,随着车辆整体质量的增大,车辆座椅位置 Z 轴方向的振动加速度在一定程度上有所减小;CDC 半主动悬架系统装车后的座椅 Z 轴方向的振动加速度均方根值有了较大程度的减弱;在速度分别为 20、25、30 km/h 时, CDC 半主动悬架系统装车后 Z 轴方向的振动加速度均方根值分别平均减小 51.24%、50.33%、52.60%。结果表明,在速度一定的工况下,悬架系统装车后的 Z 轴方向振动加速度衰减程度可以达到约 50%,达到预期设计效果。

载荷一定的工况下, CDC 半主动悬架系统装车

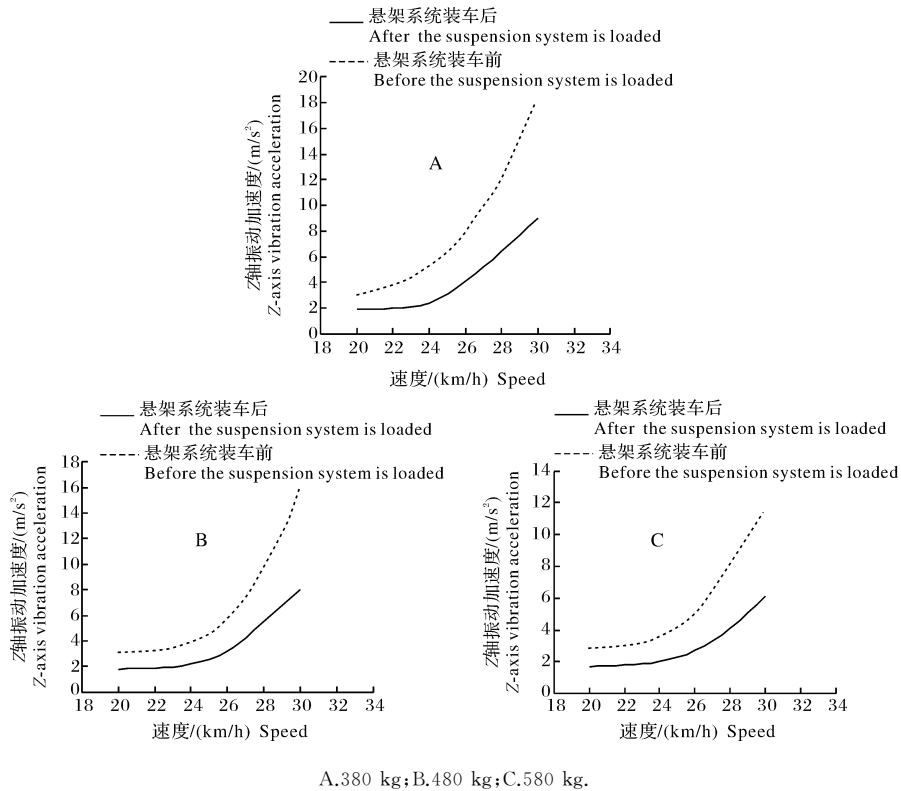
前后 Z 轴方向振动加速度和车辆速度之间的关系如图 7 所示。由图 7 可知,一定载荷工况下,随着车辆速度的增大,车辆座椅位置 Z 轴方向的振动加速度会以一个比较大的幅度增大,且车辆速度越大,加速度增大的趋势越大;在 CDC 半主动悬架系统装车后,车辆运行工况下在座椅位置 Z 轴方向的振动加速度均方根值有了一定程度的减小;在整车质量分别为 380、480、580 kg 时,悬架系统装车后 Z 轴方向的振动加速度均方根值分别平均减小 50.75%、50.64%、50.97%。结果表明,在载荷一定的工况下,悬架系统装车后的 Z 轴方向振动加速度衰减程度均超过 50%,达到预期设计效果。



A.20 km/h; B.25 km/h; C.30 km/h.

图 6 不同行驶速度条件下运输车 Z 轴振动加速度和车辆质量关系

Fig.6 Relationship between Z-axis vibration acceleration and vehicle mass at a certain speed condition



A.380 kg; B.480 kg; C.580 kg.

图 7 不同载荷条件下 Z 轴方向振动加速度和车辆速度关系

Fig.7 Relationship between Z-axis vibration acceleration and vehicle speed under certain load conditions

采用快速傅里叶变换可以计算加速度信号的频率响应函数,使用 MATLAB 软件编写 FFT 变换程序对采集的原始信号进行处理,得到每种工况下的频域响应曲线。在半主动悬架系统装车后载荷为 200 kg 工况下,随着车速的增大,座椅 Z 轴方向振动的固有频率也逐渐增大,在速度为 20 km/h 时得到的车辆座椅位置 Z 轴振动频率集中在 9~14 Hz,在速度为 25 km/h 时得到的车辆座椅位置 Z 轴振动频率集中范围在 8~16 Hz,在速度为 30 km/h 时得到的车辆座椅位置 Z 轴振动频率集中在 9~17 Hz,均大于 8 Hz,人体对 4~8 Hz 的垂直振动和 2 Hz 以下的水平振动最为敏感,可以得到装有半主动悬架系统的运输机的振动频率表现较好,驾驶员的驾驶舒适性较好。

3 讨论

本研究基于华南农业大学研制的山地果园电动轮式运输机,设计一种适用于农业运输机的半主动悬架系统,可控减振器采用 CDC 减振器,分析 CDC 减振器的电流阻尼响应特性,得到其电流阻尼响应曲线,建立悬架系统动力学模型,建立二自由度 1/4 悬架系统模型,包括被动悬架和半主动悬架系统,对被动悬架系统山地果园路面激励仿真分析,得到被动悬架系统的振动特性曲线。根据运输机前轴布置情况进行半主动悬架系统包括弹性元件、减振器、各连接件以及导向机构的设计,使其能够适用丘陵山地地形,设计的半主动悬架系统减振效果明显改善,较安装前减少 50%。利用振动仪和振动传感器搭建振动测试系统,对半主动悬架系统进行装车试验,测试车辆在驾驶过程中座椅位置 Z 轴的振动信号,主要采集加速度信号。比较半主动悬架系统装车前后测试结果,表明半主动悬架系统的减振效果达到了 50% 以上,且振动频率集中范围大于 8 Hz,驾驶舒适性较好。在后续的研究中可以采用神经网络或者遗传算法对模糊 PID 控制器进行优化,使之能对路面激励做出更好地响应。在对系统进行运动仿真时,考虑极限工况下系统的静力学表现,后续可以利用 Adams 对其进行运动学仿真分析,分析系统在运动状态下的力学表现,并对其进行优化设计。

参考文献 References

- [1] LENZO B, BUCCHI F, SORNIOTTI A, et al. On the handling performance of a vehicle with different front-to-rear wheel torque distributions [J]. *Vehicle system dynamics*, 2019, 57(11): 1685-1704.
- [2] 吴伟斌, 李泽艺, 洪添胜, 等. 基于山地果园路谱的轮式运输车钢板弹簧悬架架优化设计 [J]. *华中农业大学学报*, 2018, 37(4): 7-14. WU W B, LI Z Y, HONG T S, et al. Optimization design of mountainous orchard transporter's leaf spring suspension based on mountainous orchard road spectrum [J]. *Journal of Huazhong Agricultural University*, 2018, 37(4): 7-14 (in Chinese with English abstract).
- [3] 刘辉, 李善军, 张衍林, 等. 自走式单轨道山地果园运输机力学仿真与试验 [J]. *华中农业大学学报*, 2019, 38(2): 114-122. LIU H, LI S J, ZHANG Y L, et al. Mechanical simulation and test of self-propelled single track mountain orchard transporter [J]. *Journal of Huazhong Agricultural University*, 2019, 38(2): 114-122 (in Chinese with English abstract).
- [4] 周杰, 徐红梅, 王君, 等. 基于 ADAMS 的轮式拖拉机行驶平顺性研究 [J]. *华中农业大学学报*, 2017, 36(3): 93-100. ZHOU J, XU H M, WANG J, et al. Riding performance of wheeled tractor based on ADAMS [J]. *Journal of Huazhong Agricultural University*, 2017, 36(3): 93-100 (in Chinese with English abstract).
- [5] 程旭, 杨晓清, 董同力. 蜜瓜运输共振频率的测定及其对储藏品质的影响 [J]. *农业工程学报*, 2015, 31(11): 294-299. CHENG X, YANG X Q, DONG T L G. Measurement of resonance frequency of melon transportation and its effect on storage quality [J]. *Journal of agricultural engineering*, 2015, 31(11): 294-299 (in Chinese with English abstract).
- [6] 畅妍妍, 王志明, 周舟, 等. 基于神经网络 PID 的汽车座椅强度测试控制 [J]. *计量与测试技术*, 2018, 45(1): 1-4. CHANG Y Y, WANG Z M, ZHOU Z, et al. Strength test control of automobile seat based on neural network PID [J]. *Measurement and test technology*, 2018, 45(1): 1-4 (in Chinese with English abstract).
- [7] 顾信忠, 李舜酩, 程春. 负刚度悬架系统动力学特性及其性能研究 [J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2018, 46(9): 82-87. GU X Z, LI S Q, CHENG C. Dynamic characteristics and performance study of negative stiffness suspension system [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (natural science edition)*, 2018, 46(9): 82-87 (in Chinese with English abstract).
- [8] 郝正君, 杨柳青. 模糊逻辑控制的车辆稳定系统动力学仿真 [J]. *中国工程机械学报*, 2018, 16(4): 332-336. HAO Z J, YANG L Q. Dynamic simulation of vehicle stability system based on fuzzy logic control [J]. *Chinese journal of construction machinery*, 2018, 16(4): 332-336 (in Chinese with English abstract).
- [9] 彭辉, 王军政, 沈伟, 等. 带补偿因子的双模糊控制在电液伺服阀控非对称缸系统上的应用研究 [J]. *机械工程学报*, 2017, 53(24): 184-192. PENG H, WANG J Z, SHEN W, et al. Application of double fuzzy control with compensation factor in electro-hydraulic servo valve-controlled asymmetric cylinder system [J]. *Journal of mechanical engineering*, 2017, 53(24): 184-

- 192(in Chinese with English abstract).
- [10] 陈龙,马瑞,王寿静,等.车辆半主动悬架阻尼多模式切换控制研究[J].振动与冲击,2020,39(13):148-155.CHEN L,MA R,WANG S J,et al.Damping multi-mode switching control for a vehicle semi-active suspension[J].Journal of vibration and shock,2020,39(13):148-155(in Chinese with English abstract).
- [11] FELIX-HERRAN L C,MEHDI D, RAMIREZ-MENDOZA R A,et al. H_2 control of a one-quarter semi-active ground vehicle suspension[J].Journal of applied research and technology,2016,14(3):173-183.
- [12] 王芑,王青云,台永鹏,等.整车主动悬架系统天棚阻尼控制策略[J].科学技术与工程,2017,17(24):74-80.WANG P,WANG Q Y,TAI Y P,et al.Skylight damping control strategy for vehicle active suspension system[J].Science and technology and engineering,2017,17(24):74-80(in Chinese with English abstract).
- [13] 徐竹凤,薛新宇,崔龙飞.农田地面不平度测量与分析[J].农机化研究,2017,39(1):171-176.XU Z F,XUE X Y,CUI L F.Measurement and analysis of farmland ground roughness[J].Agricultural mechanization research,2017,39(1):171-176(in Chinese with English abstract).
- [14] 雷雪媛,顾亮,董明明,等.汽车平顺性的仿真与试验分析[J].机械设计与制造,2015(11):38-41.LEI X Y,GU L,DONG M M,et al.Simulation and experimental analysis of vehicle ride comfort[J].Mechanical design and manufacturing,2015(11):38-41(in Chinese with English abstract).
- [15] 李博超,谢金法,张正奇,等.增程式电动车神经模糊推理系统能量管理策略研究[J].现代制造工程,2018(8):63-68.LI B C,XIE J F,ZHANG Z Q,et al.Research on energy management strategy of neuro-fuzzy reasoning system for extended program electric vehicle[J].Modern manufacturing engineering,2018(8):63-68(in Chinese with English abstract).
- [16] FUJITA T,FUKAO T,KINOSHITA T,et al.Semi-active suspension improving both ride comfort and handling feel[J].IFAC proceedings volumes,2013,46(21):225-230.
- [17] 张磊,张进秋,彭志召,等.车辆半主动悬架改进型天棚阻尼控制算法[J].汽车工程,2015,37(8):931-935.ZHANG L,ZHANG J Q,PENG Z Z,et al.Improved skylight damping control algorithms for vehicle semi-active suspension[J].Automotive engineering,2015,37(8):931-935(in Chinese with English abstract).
- [18] 毛强.车辆主动悬架的智能PID控制研究[D].榆次:中北大学,2015.MAO Q. Research on intelligent PID control for active suspension of vehicles[D].Yuci:Zhongbei University,2015(in Chinese with English abstract).
- [19] PARK J W,JUNG Y D.Magnetic circuit design methodology of MR CDC dampers for semi-active suspensions[J].Journal of the Korean society for precision engineering,2008,25(10):48-57.
- [20] FILIPPI P D,TANELLI M,CORNO M,et al.Design of semi-active steering damper control strategies for sport motorcycles[J].IFAC proceedings volumes,2010,43(7):662-667.
- [21] 王玉兴,游展辉,吴伟斌,等.农用运输车果园路谱振动信号采集分析[J].华中农业大学学报,2018,37(4):24-29.WANG Y X,YOU Z H,WU W B,et al.Acquisition and analysis of vibration acceleration signal of pavement spectrum of agricultural orchard transporter[J].Journal of Huazhong Agricultural University,2018,37(4):24-29(in Chinese with English abstract).
- [22] DAS A,EGE B,GHOSH S,et al.Security analysis of industrial test compression schemes[J].IEEE transactions on computer-aided design of integrated circuits and systems,2013,32(12):1966-1977.

Design and test of semi-active suspension system of wheeled transporter for hilly orchard

CHEN Ming¹, WANG Xiaoming¹, WU Weibin^{1,2},
LIU Wenchao¹, RAN Xiao¹, LIU Qiang¹, YUE Dandan¹

1.College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China;
2.Division of Citrus Machinery, China Agriculture Research System/
Guangdong Engineering Technology Research Center for Creative Hilly Orchard Machinery,
Guangzhou 510642, China

Abstract In order to solve the severe vibration problem of hilly orchard transporter in practice, a semi-active suspension system using CDC dampers was designed and the loading tests were carried out. An orchard road input model was first established as well. When using the road input model established to select a simulated road, the α is 0.9, the coefficient of corresponding road roughness is 4.096×10^{-6}

m^3 , and the vehicle speed is 10 m/s. A road input model was created in MATLAB/Simulink, then the semi-active suspension and passive suspension models were established, and MATLAB was used to establish the Simulink model of the fuzzy PID controller based on the suspension system dynamics model. The parameters of the semi-active suspension were analyzed and adjusted to obtain the ideal simulation response results. The results showed that the performance of the semi-active suspension system is 10%-20% higher than that of the passive suspension system. Finally, the mechanical structure of the semi-active suspension system was designed and the loading test of the system was carried out. The mechanical structure of the semi-active suspension system is made up of elastic elements, shock absorber reformation, guiding mechanism and various parts connecting parts, and semi-active suspension. The system is arranged according to the layout space of the front axle. The shock absorbers are arranged in an oblique arrangement with a horizontal angle of 30° . The elastic elements are arranged vertically. The guide mechanism is installed in the middle of the front axle to limit the front and rear of the front axle and constrain the vertical movement trajectory. According to the fuzzy PID controller designed, the control circuit system is designed and the semi-active suspension is tested. The vibration test system is built using the vibration instrument and the vibration sensor and the vibration signal of the Z axis of the seat position of the vehicle is tested during driving. Under certain conditions of speed and load, the test results of the semi-active suspension before and after loading showed that the vibration reduction of the transporter equipped with the semi-active suspension reached 50%, meeting the design requirements of the semi-active suspension system. The vibration frequency range of the vehicle body equipped with a semi-active suspension system is greater than 8 Hz, indicating that the vehicle has good driving comfort. Although this paper has done a certain theoretical analysis on designing the semi-active suspension system of the wheeled transporter for hilly orchard, there are still many things that can be further studied and expanded. For example, neural network or genetic algorithm can be used to optimize the fuzzy PID controller so that it can respond better to road excitation. When the system is in motion simulation, Adams can be used to perform kinematics simulation analysis, analyze the mechanical performance of the system in motion, and optimize its design.

Keywords hilly orchard; transporter; semi-active suspension; passive suspension; CDC damper; vibration; comfort; vibration reduction

(责任编辑:陆文昌)