

油气悬挂压力连通装置设计与性能仿真*

黄夏旭 杨 珏 张文明 申焱华

(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

【摘要】 矿用自卸车在空载及满载状态下前、后轴荷变化较大导致油气悬挂内部压力变化也很大,进而不能直接连通,为此设计了一种具有压差控制功能的油气悬挂连通装置。该装置能使前、后桥油气悬挂内部压力在一定压差范围内连通并达到平衡的效果。建立了由压力协调装置连接的连通式悬挂二分之一车模型,对前、后轮顺序通过台阶和扫频激励工况进行了仿真分析。以簧上质量质心垂向加速度和俯仰角加速度、前后悬挂输出力的特性作为标准对结果进行了分析。结果表明,相对独立式悬挂,压力协调装置连接的连通式悬挂具有更好的抗俯仰性能,输出力特性也更加平稳。

关键词: 矿用自卸车 油气悬挂 连通装置

中图分类号: U463.3+4.3; TD562+.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)12-0043-05

Design and Characteristics Analysis of Coordination Device for Hydro Pneumatic Suspension

Huang Xiaxu Yang Jue Zhang Wenming Shen Yanhua

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract

A coordination device was constructed to solve the problem that the front and rear hydro pneumatic suspension of off-highway dump trucks cannot be directly connected, which was caused by the great changes of the front and rear axle load ratio in no-load and full load conditions. A simulation analysis was carried out under a half car model, in which the front and rear hydro pneumatic suspensions were connected by the coordination device. The simulation was divided into the front and rear wheels order thought the step and sine sweep excitation conditions. Sprung mass vertical acceleration, pitch angel acceleration and output force characteristics of suspensions were selected as the stand to evaluate the result. The results showed that compared with the independent suspension, the hydraulically interconnected suspensions which are connected by the coordination device had better anti-pitch performance, as well as more stable output force characteristics. Meanwhile, the extension implementation modality of the connected device was proposed.

Key words Off-high way trucks, Hydro pneumatic suspension, Connect devices

引言

油气悬挂按使用方式可分为独立式和连通式。相对于独立悬挂,连通式悬挂可以使车辆获得更好的抗侧倾刚度和抗俯仰刚度,提高汽车的乘坐舒适

性^[1-2]。在整车性能方面,王汉平等就混合连通式油气悬挂对重型车辆振动性能的影响进行了研究^[3];杜恒等研究了具有连通式悬挂的车辆高度调节控制方案^[4]。Rosam N等提出了一种新连通式油气悬挂的侧倾控制系统并进行了仿真分析^[5]。

收稿日期: 2011-05-05 修回日期: 2011-05-31

* 北京市科技计划资助项目(Z101103055010004)

作者简介: 黄夏旭,博士生,主要从事非公路矿用自卸车设计研究,E-mail: solar1985@sina.com

通讯作者: 杨珏,副教授,主要从事非公路矿用自卸车设计研究,E-mail: yangjue@ustb.edu.cn

Zhang Nong 建立了连通式悬挂数学模型^[6],并讨论了在频域内分析的方法。在具体细节上,Wade Smith 等对影响连通式油气悬挂特性的参数进行了研究^[7]。

已有研究结果表明,连通式悬挂可以提高车辆的抗侧倾和抗俯仰性能,还能改善车辆行驶的垂直振动性能。研究结果也对各个悬挂之间连接方式进行了对比,但是上述研究的车辆前后悬挂多为直接连接,并未考虑前后悬挂之间具有压差的情况。同时,目前国内外对其研究都集中在轿车或者是军用车辆方面,涉及矿用自卸车油气悬挂连通的很少。相对其他车辆,矿用自卸车有其自身特殊性:行驶路面恶劣,前后桥载荷变动大等,一般的油气悬挂连通方式难以满足矿用车油气悬挂连通要求。为此,本文提出一种新的连通装置,实现矿用汽车的前后油气悬挂连通,用来提高矿用车舒适性,延长车辆使用寿命和提高路面友好性。

1 油气悬挂连通装置设计

与轿车接近 1:1 的前、后轴荷比不同,矿用自卸车的前、后轴荷比变动很大。在空载时前、后轴荷比为 1:1,而在满载时前、后轴荷比为 1:2,故这种载荷的变化势必导致前、后油气悬挂内部压力相差很大。在差值很大情况下,前、后油气悬挂连通时相互间油气流动过多,使车辆的姿态发生改变,例如平衡状态下车身不能保持水平。因此导致矿用自卸车前、后油气悬挂不能直接连通。为此设计一种新的连接方式,其系统简图如图 1 所示。

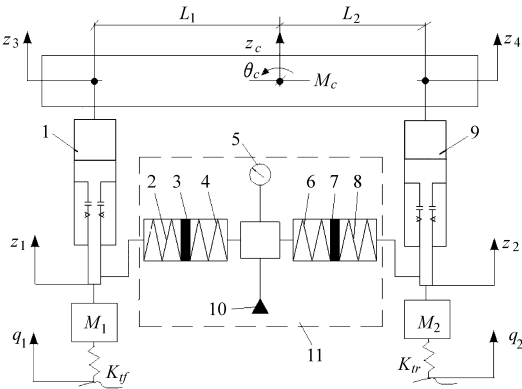


图 1 连通式悬挂系统简图

Fig. 1 Coordination device interconnecting system

1. 前悬挂缸 2. 弹簧 1 3. 活塞 1 4. 弹簧 2 5. 压力传感器
6. 弹簧 3 7. 活塞 2 8. 弹簧 4 9. 后悬挂缸 10. 油源 11. 阀块

前、后悬挂缸的主腔油液、压力传感器、外接油源都通过管道与阀块相连接。阀块中内置弹簧和活塞,弹簧布置在活塞的两侧,且刚度不相同。阀块具

体结构如图 2 所示,前后悬挂、压力传感器、油源管道相互贯通,活塞的位移可以由静磁栅位移传感器测出。

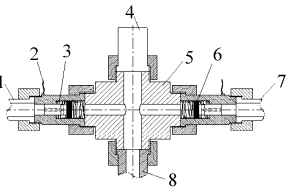


图 2 压力连接装置结构简图

Fig. 2 Structural of coordination device

1. 前悬挂缸管道 2. 静磁栅位移传感器 3. 弹簧 4. 压力传感器接口 5. 阀体 6. 活塞 7. 后悬挂缸管道 8. 油源管道

图 1、2 所示装置中,活塞两侧的弹簧在安装时有一定的预压缩量,4 个弹簧的弹性系数关系为:弹簧 2 刚度大于弹簧 1 刚度、弹簧 3 刚度大于弹簧 4 刚度 ($K_2 > K_1$ 、 $K_3 > K_4$), 弹簧预紧力关系为:弹簧 2

与弹簧 1 预紧力之差大于等于前悬挂作用于活塞 1 上的力,弹簧 3 与弹簧 4 预紧力之差大于等于后悬挂作用于活塞 2 上的力 ($F_2 - F_1 \geq p_f A_{p1}$ 、 $F_3 - F_4 \geq p_r A_{p2}$)。在车辆处于静止平衡状态时,阀体内油液可不受前后悬挂缸压力,即通过这种装置可使前后油气悬挂之间保持一定的压力差值。当车辆处于运动状态时,悬挂压力超过平衡压力,装置运作,前后悬挂连通。预紧力差值与悬挂作用于活塞的力之差可视为连通装置开启阈值 ($\Delta F_f = F_2 - F_1 - p_f A_{p1}$ 、 $\Delta F_r = F_3 - F_4 - p_r A_{p2}$),车型不同阈值取值不同,同时调整阈值可使悬挂在不同情况下连通。

连接管路的长度、直径和刚度对整个连通式悬挂性能有影响。为了简化分析,暂不考虑连接管路对系统特性影响,对油气悬挂做适当简化,图 1 所示连通式悬挂二分之一车模型的运动方程可以表示为

$$M_c \ddot{z}_c - F_f - F_r = 0 \tag{1}$$

$$I_c \ddot{\theta}_c + L_1 F_f - L_2 F_r = 0 \tag{2}$$

$$M_1 \ddot{z}_1 + F_f = K_{fj}(z_1 - q_1) \tag{3}$$

$$M_2 \ddot{z}_2 + F_r = K_{rr}(z_2 - q_2) \tag{4}$$

- 式中 M_c ——簧上质量 I_c ——俯仰转动惯量
 M_1 、 M_2 ——前、后悬架下质量
 L_1 、 L_2 ——质心到前、后铰接点距离
 K_{fj} 、 K_{rr} ——前、后轮胎垂直刚度
 z_c ——质心垂直位移 θ_c ——俯仰角度
 z_1 、 z_2 ——前、后悬架下质量垂直位移
 q_1 、 q_2 ——前、后轮路面激励
 F_f 、 F_r ——前、后悬挂输出力

悬挂结构如图 3 所示,主要由缸筒以及活塞杆、活塞组件组成,内部空间中上部有惰性气体,其他为油液。图 3 所示阻尼孔和单向阀的数量在实际结构中为 2 个。

前、后悬挂输出力为

矿山路面有修缮过的道路,也有临近开采区的崎岖路面,在修缮过道路上可以认为是平稳行驶,在崎岖路面上可认为是遭遇障碍。平稳行驶时车辆振动特性可以由正弦扫频分析代替,遭遇障碍时车辆振动特性可以由前后轮顺序通过台阶模拟得到,故选取前后轮顺序通过台阶和扫频路面为仿真工况。

取簧上质量质心垂向加速度和俯仰角加速度、前后悬挂输出力的特性作为标准对仿真结果进行评价。

2.1 前、后轮顺序通过 100 mm 高度台阶

根据设计要求车辆满载时最高以 12 km/h 速度行驶;根据轴距计算的满载时前、后轮顺序越过障碍时间间隔分别为 1.65 s。

不考虑轮胎和路面的相对滑动及受冲击时轮胎变形,车轮从接触台阶到车轮中心通过台阶所需时间为

$$\Delta t = \frac{\arccos((r-h)/r)}{\frac{v}{r}}$$

(12)

式中 r ——车轮滚动半径 h ——台阶高度
 v ——车辆行驶速度

计算车辆满载时激励从 0 到 100 mm 用时 0.052 s。

前、后轮顺序通过台阶的仿真结果如图 5~8 所示。

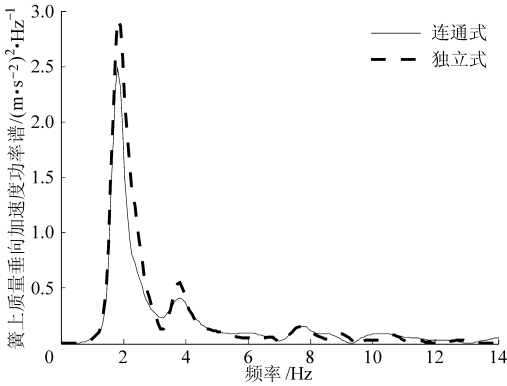


图 5 通过台阶时质心垂向加速度功率谱
Fig.5 PSD of sprung mass vertical acceleration with order step excitation

从图 5、6 可以得出,连通式悬挂模型的簧上质量质心垂向加速度功率谱值 2 Hz 和 4 Hz 附近的两个峰值都小于独立式悬挂模型的加速度功率谱。在 2 Hz 附近峰值下降了 15%,在 4 Hz 附近峰值下降了 20%,说明连通式悬挂能有效削减垂向振动。质心的俯仰角加速度功率谱曲线峰值下降了 30%,也反映出连通式悬挂的抗俯仰性能要优于独立式悬挂。

在前、后轮顺序通过台阶时,前、后悬挂输出力特性如图 7、8 所示。前、后轮接触台阶有时间间隔,在前轮通过台阶时,连通式悬挂和独立式悬挂的输出力峰值没有明显的差距,前者比后者稍小。在后

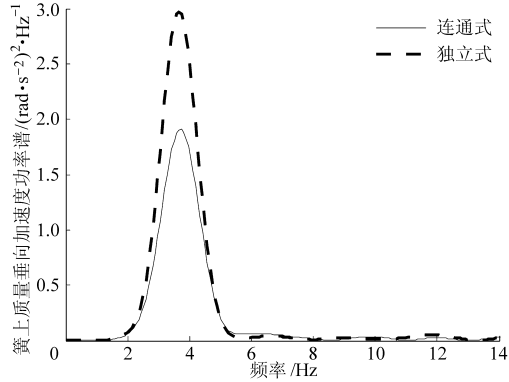


图 6 通过台阶时俯仰角加速度功率谱
Fig.6 PSD of pitch angle acceleration with order step excitation

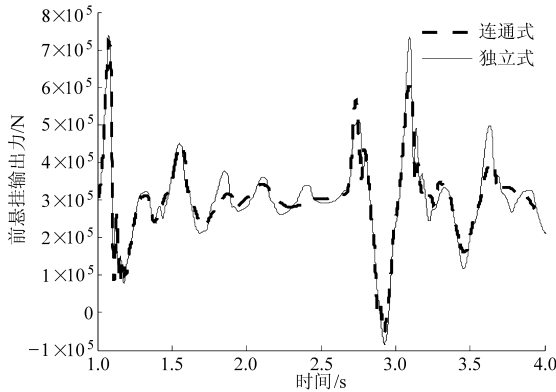


图 7 通过台阶时前悬挂输出力曲线
Fig.7 Output force of front suspensions with order step excitation

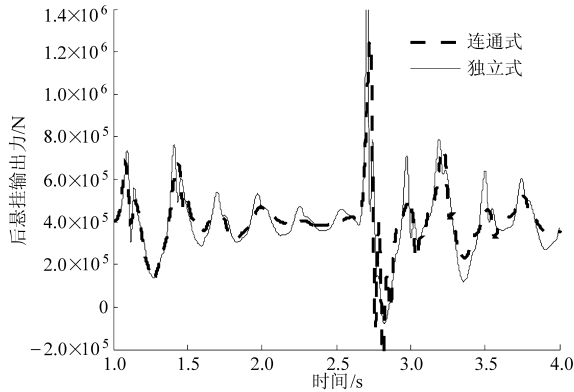


图 8 通过台阶时后悬挂输出力曲线
Fig.8 Output force of rear suspensions with order step excitation

轮通过台阶时,前者使峰值降低 14%。输出力峰值的降低意味着车架受到的冲击力峰值减小,能减小车架等结构件的变形量,也意味着悬挂缸内气体压力峰值的降低,道路友好性也有提高。

2.2 前、后轮扫频激励路面

悬架研究频率范围 0.25~15 Hz,根据相关文献取扫频信号^[7]频率为 0.5~15 Hz,频率变化速度为 5 Hz/min。扫频激励可分为同相和异相,异相时选取相位差为 180°。仿真结果如图 9~12 所示。

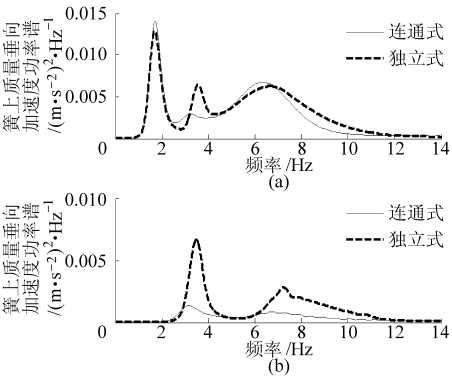


图 9 扫频时质心垂向加速度功率谱
Fig.9 PSD of sprung mass vertical acceleration
with sine sweep excitation
(a) 同相扫频 (b) 异相扫频

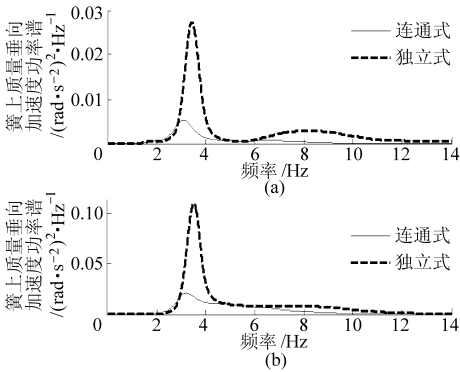


图 10 扫频时俯仰角加速度功率谱
Fig.10 PSD of pitch angle acceleration
with sine sweep excitation
(a) 同相扫频 (b) 异相扫频

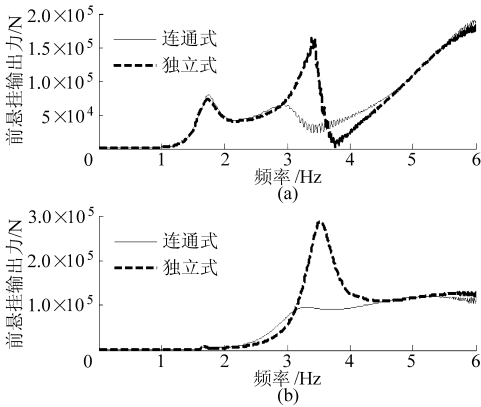


图 11 通过台阶时前悬挂输出力幅频特性
Fig.11 Amplitude-frequency characteristics of front
suspensions output force with sine sweep excitation
(a) 同相扫频 (b) 异相扫频

从图 9、10 可看出,同相扫频时质心垂直加速度功率谱曲线有 2 个峰值,异相时只有 1 个。同相扫频时独立式悬挂的簧上质量固有频率为 1.8 Hz 和 3.7 Hz,连通式悬挂的簧上质量固有频率为 1.8 Hz 和 3.3 Hz;在异相扫频时峰值分别为 3.7 Hz 和

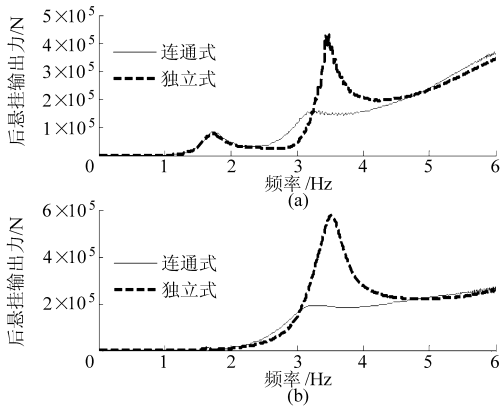


图 12 通过台阶时后悬挂输出力幅频特性
Fig.12 Amplitude-frequency characteristics of rear
suspensions output force with sine sweep excitation
(a) 同相扫频 (b) 异相扫频

3.2 Hz。在前一个峰值时,独立式悬挂功率谱曲线峰值稍低于连通式悬挂,而在后一个峰值时,连通式悬挂能降低 40% 的峰值。峰值的大小和它对应的频率变化反映出在正常行驶时连通式悬挂在保证低频率性能情况下,能改善车辆振动的能量分布。

在异相扫频时,独立式悬挂俯仰角加速度相对同相扫频时有明显上升,而幅值没有改变,即连通式悬挂抗俯仰的性能在同相和异相扫频两种情况下都优于独立式悬挂。

同相、异相扫频时悬挂输出力的幅频特性如图 11、12 所示。曲线峰值对应的频率与加速度功率谱曲线对应峰值一致,总体上连通式悬挂输出力特性比独立式悬挂输出力特性平稳,对其自身内部压力冲击和车架等其他结构件的冲击都小,更利于延长车辆寿命。

异相扫频时前后轮不处于同一个高度,路面激励相对同相扫频更恶劣,图 7、8 结果显示在两种情况下,采用矿用自卸车油气悬挂连通装置连通的油气悬挂性能更加稳定。

3 结论

(1) 采用具有压差控制功能的矿用自卸车连通式油气悬挂系统,在阶跃激励输入与扫频输入条件下,整车的衰减振动、抗俯仰性能及输出力特性都优于非连通式悬挂。

(2) 压力连通装置的活塞直径和弹簧元件刚度是本系统动力学特性重要影响因素。活塞面积和弹簧刚度的选取会影响到加速度功率谱曲线峰值削减量的大小及峰值对应频率的移动量,同时会影响到悬挂输出力特性的平滑程度。

- 4 Kai Muller, Werner Leonhard. Computer control of a robotic driver for emission tests[C] // Proceedings of International Conference on Industrial Electronics, Control, Instrumentation, and Automation. San Diego, America, 1992; 1 506 ~ 1 511.
- 5 陈刚, 张为公, 龚宗洋, 等. 汽车驾驶机器人多机械手协调控制研究[J]. 仪器仪表学报, 2009, 30(9): 1 836 ~ 1 840.
Chen Gang, Zhang Weigong, Gong Zongyang, et al. Coordinated control of multiple manipulators for vehicle robot driver[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2009, 30(9): 1 836 ~ 1 840. (in Chinese)
- 6 张为公, 陈晓冰. 汽车驾驶机器人关键技术研究[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2005, 26(1): 20 ~ 23.
Zhang Weigong, Chen Xiaobing. Key technologies of vehicle robot driver[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2005, 26(1): 20 ~ 23. (in Chinese)
- 7 Chen Xiaobing, Zhang Weigong. Robot driver for vehicle durability emission test on chassis dynamometer[J]. Journal of Southeast University: English Edition, 2005, 21(1): 33 ~ 38.
- 8 Cho D, Hedrick J K. Automotive powertrain modeling for control[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1989, 111(4): 568 ~ 576.
- 9 蔡忠法, 章元安. 汽车模拟驾驶模型与仿真的研究[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2002, 36(3): 327 ~ 330.
Cai Zhongfa, Zhang Anyuan. Study of automobile emulated driving model and simulation[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2002, 36(3): 327 ~ 330. (in Chinese)
- 10 侯德藻, 高峰, 李克强, 等. 应用于汽车主动避撞系统的车辆纵向动力学模型[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2004, 44(2): 258 ~ 261.
Hou Dezao, Gao Feng, Li Keqiang. Vehicle longitudinal dynamic model for vehicle collision avoidance systems[J]. Journal of Tsinghua University: Science & Technology, 2004, 44(2): 258 ~ 261. (in Chinese)
- 11 陈刚, 张为公, 常思勤. 汽车驾驶机器人模糊神经网络换挡控制方法[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 6 ~ 11.
Chen Gang, Zhang Weigong, Chang Siqin. Shift control method of vehicle robot driver based on fuzzy neural network[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 6 ~ 11. (in Chinese)

(上接第 47 页)

参 考 文 献

- 1 刘凤国, 王晓燕, 封士彩. 连通式油气悬挂车辆三种行驶状况下数学模型的建立[J]. 机械制造与自动化, 2006(3): 36 ~ 40.
Liu Fengguo, Wang Xiaoyan, Feng Shicai. The math-models found of interconnect oil-air suspension vehicle in three exercise state [J]. Machine Building & Automation, 2006(3): 36 ~ 40. (in Chinese)
- 2 王玉安. 连通式油气悬挂装置的设计及性能分析[J]. 机械制造与自动化, 2008, 37(5): 46 ~ 48.
Wang Yu'an. Design and performance analysis for an advanced suspension in vehicles[J]. Machine Building & Automation, 2008, 37(5): 46 ~ 48. (in Chinese)
- 3 王汉平, 张聘义, 邵自然. 混合连通式油气悬挂重型车辆的振动性能研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2003(4): 7 ~ 11.
Wang Hanping, Zhang Pinyi, Shao Ziran. The vibration characteristics of the heavy vehicle with composite interconnecting oil-air suspension[J]. Missiles and Space Vehicles, 2003(4): 7 ~ 11. (in Chinese)
- 4 杜恒, 魏建华, 孔晓武. 连通式油气悬架升降同步控制[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 29 ~ 32.
Du Heng, Wei Jianhua, Kong Xiaowu. Lifting synchronization control for interconnected hydro-pneumatic suspension [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 29 ~ 32. (in Chinese)
- 5 Rosam N, Darling J. Development and simulation of a novel roll control system for the interconnected hydragas suspension [J]. Vehicle System Dynamics, 1997, 27(1): 1 ~ 8.
- 6 Zhang Nong, Wade Smith, Jeku Jeyakumaran. Hydraulically interconnected vehicle suspension: background and modeling [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(1): 17 ~ 40.
- 7 Wade Smith, Zhang Nong, Jeku Jeyakumaran. High frequency parameter sensitivity in hydraulically interconnected suspensions[C] // Australasian Congress on Applied Mechanics, Brisbane, Australia, 2007.
- 8 John Woodrooffe. Heavy truck suspension dynamics: methods for evaluating suspension road friendliness and ride quality [C]. SAE Paper 962152, 1996.