

七桥混合耦合油气悬架车辆仿真与试验

田文朋¹ 易小刚¹ 郭磊² 郭雁军²

1.长安大学公路养护装备国家工程实验室,西安,710061

2.三一石油智能装备有限公司,北京,102202

摘要:将某七桥车辆的油气悬架系统混合耦合并对其原理和结构进行分析,建立了整车十七自由度动力学模型。基于整车结构和数学模型,以Simulink为主平台,搭建了整车的Simulink/AMESim联合仿真模型,仿真激励为白噪声法生成的相关性路面时域模拟信号。确定所需仿真参数后,进行整车的联合仿真和实际道路试验研究,得到了40 km/h和60 km/h车速下的对比曲线。对比结果显示,质心加速度均方根和功率谱密度峰值的仿真数据与试验数据的相对误差小于8%,仿真结果与试验结果基本吻合,说明所建立的整车模型具有较高的准确性,可以作为整车特性研究的依据。

关键词:七桥车辆;油气悬架;混合耦合;仿真与试验

中图分类号:TH136;U461.6

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2018.09.012

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Simulation and Experiments for Seven Spindled Hybrid Coupled Hydro Pneumatic Suspension Vehicles

TIAN Wenpeng¹ YI Xiaogang¹ GUO Lei² GUO Yanjun²

1.The National Engineering Laboratory for Highway Maintenance Equipment,
Chang'an University, Xi'an, 710061

2.Sany Oil Intelligent Equipment Co., Ltd., Beijing, 102202

Abstract: A seventeen degrees of freedom dynamics model of vehicles was established based on the principles of seven spindled hybrid coupled hydro pneumatic suspension and vehicle model. A vehicle joint simulation model including Simulink model and AMEsim model was established based on Simulink platform. The time domain analog signals generated by white noise were used as simulation excitation to carry out joint simulation analysis. Combined simulation and actual road tests were carried out under the speed of 40km/h and 60km/h. The data show that the experimental results are in good agreement with the simulation results. The relative errors between the simulated data and the experimental data of the root mean square acceleration peak mean square root and power spectral density peak is less than 8%. It shows that the established simulation model has higher accuracy, which may be used as a basis for the study of vehicle characteristics.

Key words: seven spindled vehicle; hydro-pneumatic suspension; hybrid coupling; simulation and experiment

0 引言

多桥车辆要求多桥悬架之间互相协作、动态配合,因此多桥车辆目前越来越多地采用性能优良的油气悬架系统。油气悬架可有效缓冲外界冲击,快速衰减车辆振动,将多桥间的油气悬架通过油液管路按照一定方式进行耦合,可进一步提高车辆的平顺性和稳定性,并减小车身所受的扭矩,延长车辆的使用寿命。

国内外关于耦合式油气悬架的车辆振动研究较多。蔡炎龙等^[1]、王增全等^[2]对单桥连通式油气

悬架进行了建模仿真和试验研究,分析了悬架参数对悬架系统及整车的振动特性的影响;CAO等^[3-5]研究了连通式油气悬架的非线性特性和车辆的抗俯仰与侧倾能力;郭孔辉等^[6]研究了双轴车辆的后轴油气悬架连通对车辆平顺性和操纵稳定性的影响。关于多桥车辆油气悬架的研究也有很多。YANG等^[7]研究了油气平衡悬架多轴车辆的平顺性;林国间等^[8]仿真分析了基于1/4车模型的多轴连通式和独立式油气悬架对某型导弹发射车的振动性能的影响。以上关于耦合式油气悬架的研究主要为同轴或同侧的油气悬架单独耦合特性的相关研究。考虑综合以上两种耦合方式的优

点,本文将七桥车辆的油气悬架进行混合耦合,建立整车联合仿真模型,并利用实际道路试验验证仿真模型的正确性,最后借助仿真模型分析了油气悬架特性参数对车辆振动特性的影响。

1 油气悬架耦合原理及整车模型

1.1 油气悬架系统耦合原理

图1为本文所研究的七桥车辆的油气悬架系统完整的液压原理图。原理图中前后主阀块上安装有多种液压阀,这些液压阀只是起到油路通断、

溢流保护等作用,在油气悬架系统正常工况下,主阀块与悬架系统接口全部切断,7个车桥可分为前后两个相互独立的部分。图1中,上下两条实线表示的为进出油路,在某些特殊的工况下(例如提高车身高度),通过控制主阀块的通断实现油气悬架系统的充放油,正常工作时可不予考虑。

油气悬架系统被分成前后两个部分,前三桥悬架左侧油缸连通的有杆腔与右侧连通的无杆腔耦合,左侧油缸连通的无杆腔与右侧连通的有杆腔耦合;后四桥悬架左侧油缸连通的有杆腔与右

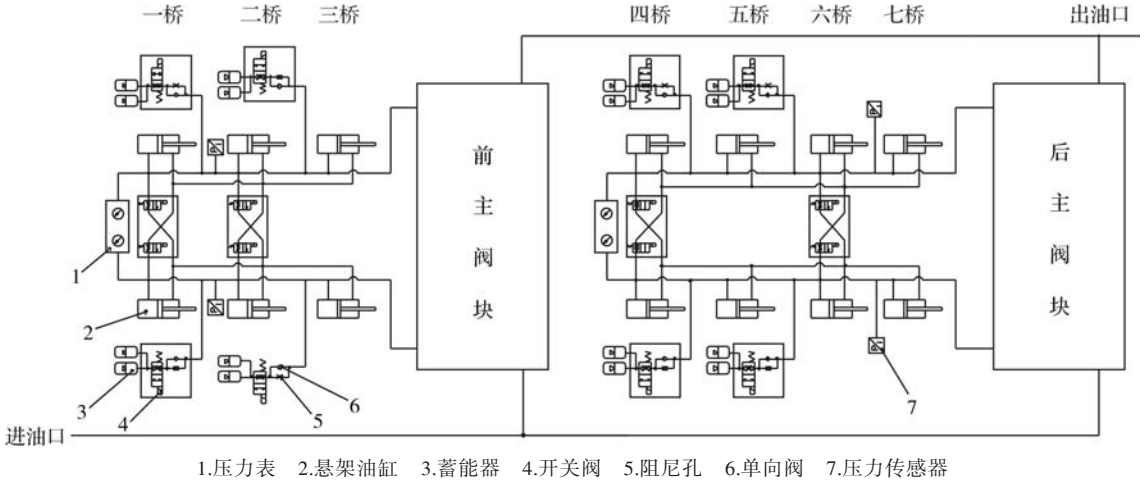


图1 七桥混合耦合油气悬架液压原理图

Fig.1 Hydraulic schematic diagram of seven spindled hybrid coupled hydro-pneumatic suspension

侧连通的无杆腔耦合,左侧油缸连通的无杆腔与右侧连通的有杆腔耦合。将以上这种连通形式称作混合耦合。蓄能器油路上的阻尼孔和单向阀配合实现不同行程的不同阻尼特性,压力表和压力传感器用来监测系统压力,开关阀只起到油路通断的作用,在本文研究的工况下,开关阀全部处于接通的状态,可忽略。混合耦合形式的油气悬架可以提高整车的侧倾刚度及俯仰刚度,实现多桥

车辆的载荷均匀分配。

1.2 七桥车辆整车结构模型

将某公司七桥混合耦合式油气悬架车辆进行必要简化,只保留与整车振动特性相关的主要部分,忽略次要因素,具体结构模型如图2所示。整车模型主要由车身、悬架油缸、蓄能器、单向阀、阻尼孔、管路和车轮组成,轮胎等效成弹簧和阻尼系统。悬架油缸分别固定在车架和车轮上,承载车

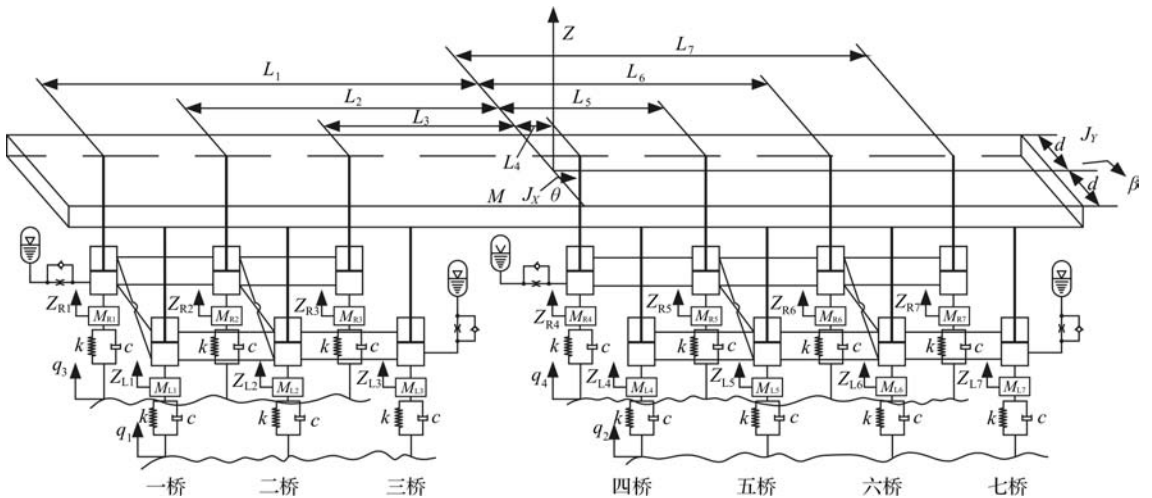


图2 七桥混合耦合油气悬架车辆模型

Fig.2 Model of seven axle hybrid coupled hydro pneumatic suspension vehicle

身质量并缓解车身或车轮振动,在车辆行驶过程中,路面对车轮的冲击造成油缸拉伸或压缩,油液往复地通过阻尼元件使车辆振动能量衰减,蓄能器作为刚度元件,通过充放油来减小车辆振动冲击。油气悬架的刚度和阻尼特性相互配合,可有效降低车身振动,缓解路面冲击。

2 整车联合仿真建模

本文所研究的七桥车辆是一个复杂的车辆系统,涉及较多的零部件,通过求解数学模型或单一软件仿真均难以获得其有效的振动特性,需根据各系统特点,选择较适应的仿真软件,在动力学分析的基础上,进行整车的联合仿真。

2.1 十七自由度整车动力学模型

为了能够准确地反映车辆的振动情况,本文

选取整车 17 个自由度进行动力学分析。17 个自由度分别为:车身垂向振动 z ;侧倾角 β ;俯仰角 θ ;左侧第一桥至第七桥车轮悬架油缸垂向位移 $Z_{L1}, Z_{L2}, \dots, Z_{L7}$;右侧第一桥至第七桥车轮悬架油缸垂向位移 $Z_{R1}, Z_{R2}, \dots, Z_{R7}$ 。根据 1.1 节的原理分析,整个油气悬架系统被分成前后两个相互独立部分,为简化路面模型的复杂性,距离较近的车轮采用同一种路面激励。考虑四个部分的路面随机激励: q_1 为前三桥左侧车轮的路面激励; q_2 为后四桥左侧车轮的路面激励; q_3 为前三桥右侧车轮的路面激励; q_4 为后四桥右侧车轮的路面激励。

取静平衡位置作为系统原点,根据运动力学定律,得到整车动力学微分方程如下:

$$\left. \begin{aligned} M(\ddot{z} + \dot{\theta}v) &= \sum_{i=1}^7(p_{WLi}S_W - p_{YLi}S_Y) + \sum_{i=1}^7(p_{Ri}S_W - p_{YRi}S_Y) - Mg \cos \theta \cos \beta \\ J_X \ddot{\theta} &= \sum_{i=1}^3(p_{WLi}S_W - p_{YLi}S_Y)L_i + \sum_{i=1}^3(p_{WRi}S_W - p_{YRi}S_Y)L_i - \sum_{i=4}^7(p_{WRi}S_W - p_{YRi}S_Y)L_i - \sum_{i=4}^7(p_{WRi}S_W - p_{Ri}S_Y)L_i + Mgh_\theta \sin \theta \cos \beta \\ J_Y \ddot{\beta} &= \sum_{i=1}^7(p_{WRi}S_W - p_{YRi}S_Y)d - \sum_{i=1}^7(p_{WRi}S_W - p_{YRi}S_Y)d + Mgh_\beta \sin \beta \cos \theta \\ M_{L1}\ddot{Z}_{L1} &= k(q_1 - Z_{L1}) + c(\dot{q}_1 - \dot{Z}_{L1}) - (p_{WLi}S_W - p_{YLi}S_Y) \quad i=1, 2, 3 \\ M_{L4}\ddot{Z}_{L4} &= k(q_2 - Z_{L4}) + c(\dot{q}_2 - \dot{Z}_{L4}) - (p_{WLi}S_W - p_{YLi}S_Y) \quad i=4, 5, 6, 7 \\ M_{R1}\ddot{Z}_{R1} &= k(q_3 - Z_{R1}) + c(\dot{q}_3 - \dot{Z}_{R1}) - (p_{WRi}S_W - p_{YRi}S_Y) \quad i=1, 2, 3 \\ M_{R4}\ddot{Z}_{R4} &= k(q_4 - Z_{R4}) + c(\dot{q}_4 - \dot{Z}_{R4}) - (p_{WRi}S_W - p_{YRi}S_Y) \quad i=4, 5, 6, 7 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中, M 为车身质量,kg; v 为车辆行驶的速度; J_X 为车身俯仰转动惯量,kg·m²; J_Y 为车身侧倾转动惯量,kg·m²; L_1, L_2, \dots, L_7 为各个车桥到车身质心的距离,m; d 为两侧悬架油缸支撑处到车身质心的距离,m; h_θ 、 h_β 分别为簧载质心到俯仰中心、侧倾中心的高度; $M_{L1}, M_{L2}, \dots, M_{L7}$ 为 7 个车桥左侧的非簧载质量,kg; $M_{R1}, M_{R2}, \dots, M_{R7}$ 为 7 个车桥右侧的非簧载质量,kg; k 为车轮等效刚度; c 为车轮等效阻尼; S_Y 为悬架油缸有杆腔有效作用面积; S_W 为悬架油缸无杆腔有效作用面积; p_{YRi} 、 p_{WRi} 分别为右侧第 i 个悬架油缸有杆腔和无杆腔压力; p_{YLi} 、 p_{WLi} 分别为左侧第 i 个悬架油缸有杆腔和无杆腔压力。

2.2 联合仿真模型

油气悬架系统主要包含油缸、蓄能器、卸荷阀、开关阀、节流孔、管路、液压油,考虑油液的压缩性、管路的沿程阻尼以及元件的内泄漏等因素,为了使得仿真结果尽可能接近事实,采用专业液压系统建模仿真平台 AMESim 进行仿真分析,该平台充分考虑液压系统特性,利用其提供的各种物理库中的元件搭建系统,然后配置所需参数即可仿真分析。

采用以 Simulink 仿真平台为主的联合仿真方式,将悬架系统的 AMESim 仿真模型,经过编译后

生成 Simulink 可以直接调用的 S-Function 模块,根据油气悬架的耦连原理和整车动力学模型,建如图 3 所示的基于 Simulink/AMESim 的整车联合仿真模型。

3 路面时域模型

路面激励作为汽车的主要振源输入,是整车性能仿真中必不可少的环节,路面时域模拟是汽车性能仿真分析的前提,本文采用物理意义明确的滤波整形白噪声法生成路面时域模型^[9]。对于本文连通式油气悬架系统,需考虑左右轮路面输入相关性和前后轮输入相关性,建立四部分相关路面输入状态方程如下:

$$\left. \begin{aligned} \dot{q}_1 &= 12\pi n_c v_0 q_1 + 2\pi n_0 \sqrt{S_q(n_0)v_0} W(t) \\ \dot{q}_2 &= e^{-4\pi n_c d} \frac{v_0}{2d} q_1 - \frac{v_0}{2d} q_2 \\ \dot{q}_3 &= e^{-(2K^2+K)q_1} \int_0^{q_1} (24K^2 t + 2K) e^{-(2K^2+K)t} dt - 2Kq_1 + \dot{q}_1 \\ \dot{q}_4 &= -e^{-(2K^2+K)q_1} \int_0^{q_1} (24K^2 t - 2K) e^{-6(2K^2+K)t} dt - 2Kq_2 + \dot{q}_2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中, v_0 为车辆行驶速度; n_c 为路面空间下截止频率,取 $n_c = 0.01$ Hz; $S_q(n_0)$ 为路面不平度系数; n_0 为参考空间频

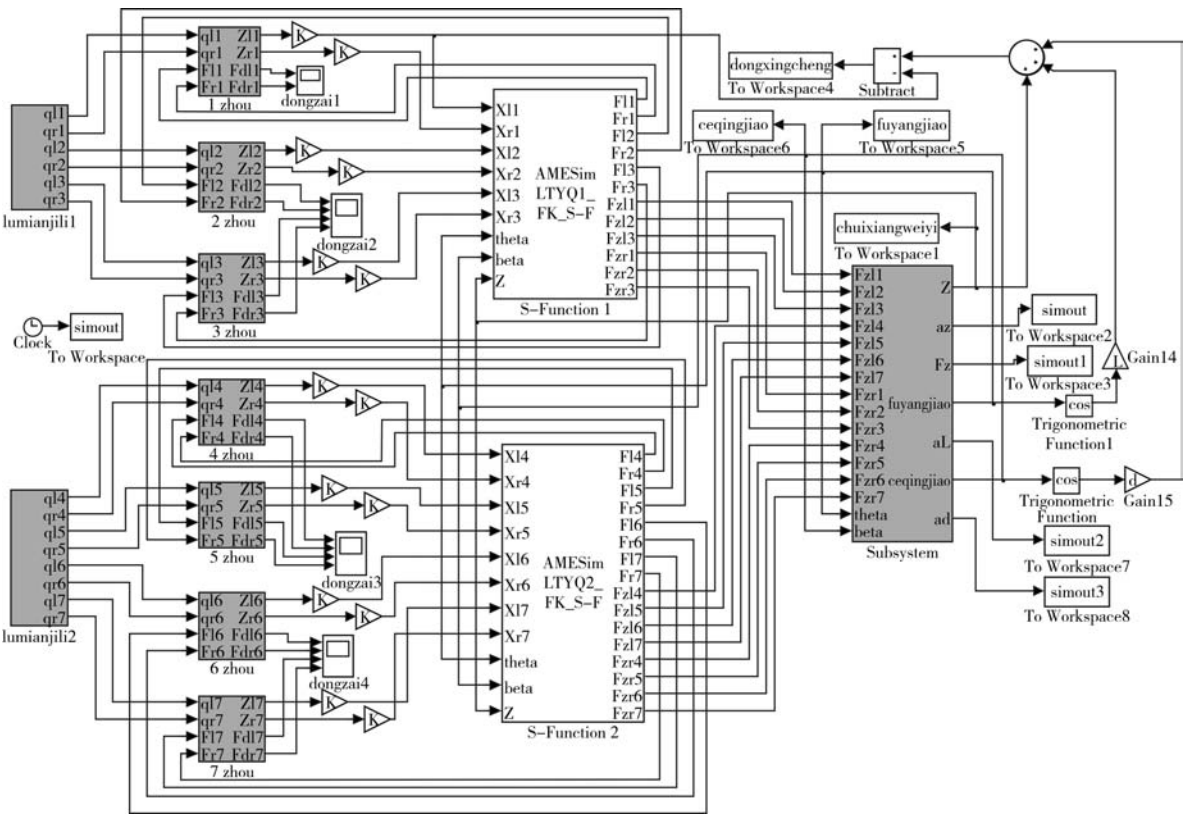


图3 基于Simulink/AMESim的整车联合仿真模型
Fig.3 Joint simulation model based on Simulink/AMESim

率,取 $n_0=0.1\text{ Hz}$; $W(t)$ 为均值为零的高斯白噪声;
 $K = \frac{12v_0}{L}$, L 近似为 $2L_2 + L_5 + L_6$ 。

根据以上路面输入状态方程,在 Simulink 中建立路面仿真模型,选择常用的 C 级路面分析,由此噪声序列生成路面时域信号如图 4 所示。将构建的 C 级路面模拟信号作为联合仿真的输入激励。

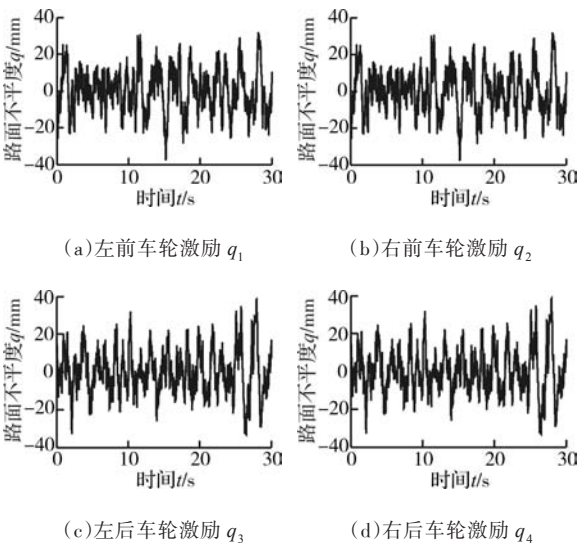


图4 C级路面时域模拟信号

Fig.4 Time-domain simulation signal of C class road surface

4 整车试验与仿真研究

为验证仿真模型的正确性,基于某型七桥混合耦合油气悬架车辆进行实际道路行驶试验。

4.1 试验过程及车辆参数

试验用车是某公司自行研制的大型七桥全液压底盘消防车,参照 GB/T 4970—2009《汽车平顺性试验方法》在公司的调试场地进行随机道路行驶试验^[10],试验道路为平直路面,长度不小于 500 m,纵坡不大于 1%,不平度均匀无突变,路面干燥。

将磁环式加速度传感器和压力传感器分别安装在质心和悬架处,数据采集系统将来自于传感器的电压信号处理成所需的图形和数据文件,试验现场如图 5 所示。



图5 车辆实际道路试验

Fig.5 Actual road test of vehicle

此次试验中,上车臂架部分未安装,以配重代替上车部分,理论建模时也是把簧载质量作为质量块处理的,这样试验车况与仿真更接近。整车试验及仿真参数如表 1 所示。

表 1 七桥全液压底盘车辆主要参数

Tab.1 Main parameters of seven spindled vehicle

参数名称	取值
车身质量(kg)	84 000
非簧载质量(kg)	670
每一车桥距车辆质心距离(mm)	6 540/4 990/3 440/410/2 010/ 3 595/5 145
车辆宽度(mm)	2 560
侧倾转动惯量(kg·m ²)	65 730
俯仰转动惯量(kg·m ²)	298 410
轮胎等效刚度(N/m)	1.24×10 ⁶
轮胎等效阻尼(N/(m·s))	1 000
悬架油缸缸径/杆径(mm)	160/125
阻尼孔直径(mm)	4.5
单向阀通径(mm)	12
蓄能器充气压力(MPa)/容积(L)	5/3

4.2 试验和仿真结果分析

对车辆质心处的振动特性进行分析,选取质心垂向加速度作为分析指标,对比分析试验和仿真结果,选取 C 级路面下车速为 40 km/h 和 60 km/h 的仿真和试验数据,得到质心加速度曲线和功率谱密度曲线对比如图 6~图 9 所示。

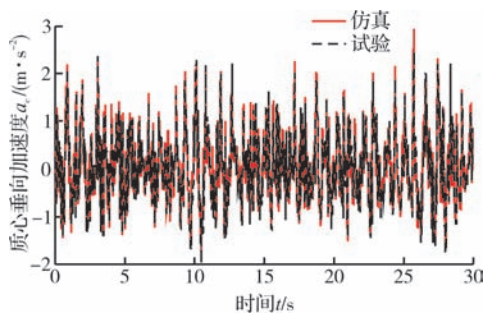


图 6 40 km/h 下的质心垂向加速度曲线

Fig.6 Vertical acceleration curve of centroid under 40 km/h

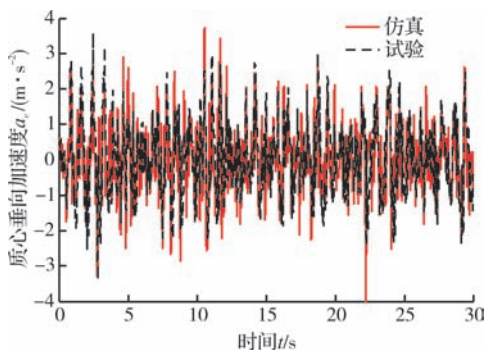


图 7 60 km/h 下的质心垂向加速度曲线

Fig.7 Vertical acceleration curve of centroid under 60 km/h

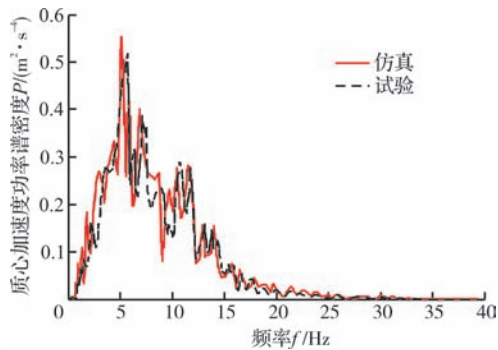


图 8 40 km/h 下的功率谱密度曲线

Fig.8 Power spectrum curve under 40 km/h

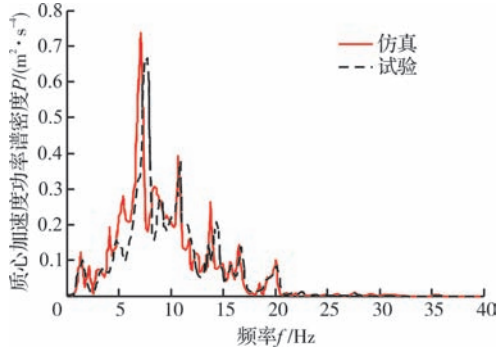


图 9 60 km/h 下的功率谱密度曲线

Fig.9 Power spectrum curve under 60 km/h

对以上数据曲线进行处理并计算,得到各车速下加速度均方根值和功率谱峰值对比如表 2 所示。

表 2 试验与仿真数据对比

Tab.2 Comparison of experiment and simulation data

车速	参数名称	试验	仿真	误差(%)
40km/h	加速度均方根值	1.176	1.257	6.44
	功率谱峰值	0.520	0.563	7.64
60km/h	加速度均方根值	1.532	1.624	5.67
	功率谱峰值	0.715	0.767	6.78

从图 6~图 9 的数据曲线对比可知,质心加速度的仿真结果与试验结果基本吻合;表 2 中,对比分析了质心加速度均方根值和加速度功率谱峰值,仿真结果与试验结果误差在 5%~8%之间,这是因为仿真模型是在对实物作了部分假设的基础上建立的,此误差在工程分析允许的范围内。以上结果表明建立的整车联合仿真模型具有较高的准确性,可以作为后续研究工作的依据。

5 结论

(1)将某七桥车辆的油气悬架系统进行混合耦合,结合系统结构和整车十七自由度动力学模型,建立了整车的 Simulink/AMESim 联合仿真模型。该仿真模型以 Simulink 为主仿真平台,将白噪声法生成的相关性路面时域模拟信号作为仿真激励。

(2)对整车进行联合仿真和实际道路试验研究,在40 km/h和60 km/h的车速下,仿真与试验的质心加速度曲线和质心加速度功率谱曲线均能较好地吻合,质心加速度均方根值和功率谱密度峰值的仿真数据与试验数据的相对误差小于8%,所建立的整车模型具有较高的准确性。

参考文献:

- [1] 蔡言龙,张洪,刘利宝,等. 互联式油气悬架系统的建模与仿真研究[J]. 流体传动与控制,2014,62(1): 13-16.
CAI Yanlong, ZHANG Hong, LIU Libao, et al. Modeling and Simulation Study of Interconnected Hydro-pneumatic Suspension System [J]. Fluid Power Transmission and Control, 2014, 62(1): 13-16.
- [2] 王增全,申焱华,杨钰. 连通式油气悬架数学模型及特性分析[J]. 农业工程学报,2012,28(5):60-66.
WANG Zengquan, SHEN Yanhua, YANG Yu. Mathematical Model and Characteristics Analysis of Interconnected Hydro-pneumatic Suspension [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(5): 60-65.
- [3] CAO D, RAKHEJA S, SU C Y. Roll-and Pitch-plane-coupled Hydro-pneumatic Suspension, Part 1: Feasibility Analysis and Suspension Properties [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(3): 361-386.
- [4] CAO D, RAKHEJA S, SU C Y. Roll-and Pitch-plane-coupled Hydro-pneumatic Suspension, Part 2: Dynamic Response Analyses [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(4): 507-528.
- [5] CAO D, RAKHEJA S, SU C Y. Property Analysis of an X-coupled Suspension for Sport Utility Vehicles [J]. SAE Paper, 2008-01-114.
- [6] 郭孔辉,陈禹行,庄晔,等. 油气耦合悬架系统的建模与仿真研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2011, 38(3): 29-33.
GUO Konghui, CHEN Yuxing, ZHUANG Ye, et al. Modeling and Simulation Study of Hydro-pneumatic Interconnected Suspension System [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2011, 38(3): 29-33.
- [7] YANG Lin, ZHANG Junwei, CHEN Sizhong. Research on Hydro-pneumatic Balanced Suspension of Multi-spindled Vehicle [J]. Applied Mechanics and Material, 2011, 66/68: 855-861.
- [8] 林国问,马大为,朱忠领. 基于多轴连通式油气悬架的导弹发射车振动性能研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(12): 144-149.
LIN Guowen, MA Dawei, ZHU Zhongling. Vibration of a Missile Launcher with a Multi-spindled Interconnected Hydro-pneumatic Suspension [J]. Journal of Vibra-

tion and Shock, 2013, 32(12): 144-149.

- [9] 孙涛,徐桂红,柴陵江. 四轮非平稳随即激励路面模型的研究[J]. 汽车工程,2013,10(35):868-872.
SUN Tao, XU Guihong, CHAI Lingjiang. A Study on the Road Model with Four-wheel Non-stationary Random Excitations [J]. Automobile Engineering, 2013, 10(35): 868-872.
- [10] 刘刚,陈思忠,王文竹,等. 越野车油气悬架的非线性数学建模与试验研究[J]. 汽车工程, 2015, 08: 936-940.
LIU Gang, CHEN Sizhong, WANG Wenzhu, et al. Modeling and Experimental Study on the Hydro-pneumatic Suspension of Off-road Vehicles [J]. Automobile Engineering, 2015, 08: 936-940.

(编辑 王艳丽)

作者简介:田文朋,男,1987年生,博士研究生。研究方向为机械液压系统动力学与动态仿真分析。发表论文5篇。E-mail: 549688958@qq.com。

(上接第1083页)

- [13] KODIYALAM S, YANG R J, GU L, et al. Multidisciplinary Design Optimization of a Vehicle System in a Scalable, High Performance Computing Environment [J]. Structural & Multidisciplinary Optimization, 2004, 26(3): 256-263.
- [14] 刘子建,周小龙,田海豹,等. 基于主断面刚度优化分配的车身正向概念设计[J]. 中国机械工程, 2015, 26(6): 837-843.
LIU Zijian, ZHOU Xiaolong, TIAN Haibao, et al. Forward Concept Design of Car Body Using Stiffness Optimal Allocation of Main Sections [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(6): 837-843.
- [15] GAAFAR L K, MASOUD S A. Genetic Algorithms and Simulated Annealing for Scheduling in Agile Manufacturing [J]. International Journal of Production Research, 2005, 43(14): 3069-3085.
- [16] 陈伦军. 机械优化设计遗传算法[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
CHEN Lunjun. Genetic Algorithm for Mechanical Optimal Design [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2006.
- [17] MALEN D E. Fundamentals of Automobile Body Structure Design [M]. Pennsylvania: SAE International, 2011.

(编辑 王艳丽)

作者简介:胡裕菲,男,1993年生,硕士研究生。研究方向为车身结构优化与车身NVH。E-mail: huyufei@hnu.edu.cn。刘子建(通信作者),男,1953年生,教授、博士研究生导师。研究方向为车身刚度链理论、机械精度链理论、产品信息模型理论。发表论文100余篇。E-mail: zjianliu@hnu.edu.cn。