

基于液压惯容器的 ISD 悬架性能分析与试验*

汪若尘¹, 叶青¹, 孙泽宇¹, 谢健¹, 陈龙¹, 眭忠²

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院 镇江, 212013) (2. 中共镇江市委办公室 镇江, 212013)

摘要 针对机械式悬架存在的惯容器“背隙”的问题, 提出一种基于液压惯容器的 ISD (inertor-spring-damper, 简称 ISD) 悬架。介绍了液压惯容器的结构及工作原理; 建立了液压惯容器 ISD 悬架的整车模型, 在 matlab/simulink 环境下, 进行了压惯容器 ISD 悬架平顺性仿真; 研究了液压惯容器 ISD 悬架在脉冲输入、随机路面输入作用下的动态性能。在此基础上, 进行了液压惯容器 ISD 悬架台架试验, 试验与仿真结果基本吻合。结果表明, 与传统被动悬架相比, 液压式惯容器 ISD 悬架可以有效降低车身垂直振动加速度。

关键词 车辆悬架; 液压惯容器; 仿真; 平顺性

中图分类号 U463.33; TH137

引言

乘坐舒适性是车辆的重要性能指标之一, 而悬架的性能对其起决定性作用。由于传统被动悬架其刚度和阻尼为定值, 难以满足人们对车辆性能的要求。文献[1-2]提出并设计了齿轮齿条式和滚珠丝杠式惯容器, 其研究表明, 惯容器针对汽车隔振性能有很大的提升。Wang 等^[3]将惯容器应用到火车悬架中, 改善了火车的乘坐舒适性、系统动态性能及稳定性。近年来随着机电相似理论的完善, 国内学者在悬架中引入惯容器, 提出了 ISD 悬架的概念, 并证实应用惯容器能够提高悬架隔振性能。

目前 ISD 悬架普遍都是机械式的, 其非线性因素尤其是背隙对悬架整体性能有很大的影响, 因此笔者提出了一种基于液压惯容器的 ISD 悬架, 液压惯容器相较于机械式惯容器可以有效避免机械式惯容器存在的背隙问题, 而且结构简单、承载能力大以及加工成本低^[4-6]。在此基础上, 对液压惯容器的结构进行分析计算, 构建了液压 ISD 悬架整车模型, 仿真分析了该型悬架的性能, 并进行了液压惯容器 ISD 悬架台架试验, 验证其结构的准确性。

1 液压惯容器式 ISD 悬架

1.1 液压惯容器式 ISD 悬架基本原理

ISD 悬架结构如图 1 所示, 由惯容器、弹簧和阻尼器构成, 根据新机电相似理论, 三者分别与电学网络中的电容、电感和电阻相对应。基于电学元件的特性可知, 弹簧具有“通低频、阻高频”和相位滞后的作用, 惯容器具有“通高频、阻低频”和相位超前的特性^[7-10]。

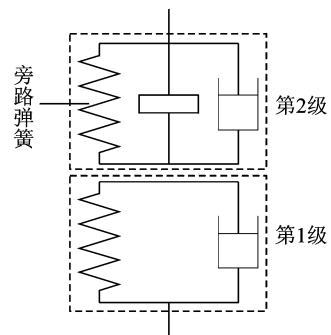


图 1 惯容器悬架示意图

Fig. 1 Schematic of ISD

图 1 所示为两级串联式 ISD 悬架, 第 1 级采用阻尼和弹簧并联, 第 2 级采用液压式惯容器、阻尼和弹簧并联。理论上该悬架结构可在全频域范围内缓

* 国家自然科学基金资助项目(50905078, 51575240); 江苏省自然科学基金资助项目(BK2012714)

收稿日期: 2014-09-22; 修回日期: 2014-10-10

冲和衰减由路面不平度引起的冲击和振动,提高乘坐舒适性。

1.2 液压式惯容器结构与原理

液压式惯容器液压缸结构如图 2 所示。

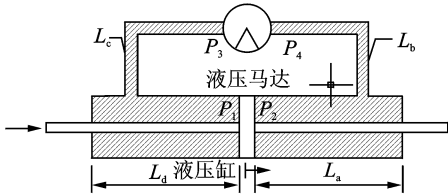


图 2 液压式惯容器结构图

Fig. 2 Structure of hydraulic inertia container

当外力 F 沿活塞杆轴向方向施于活塞杆时,活塞相对于缸体做直线运动,上下两腔形成压差,推动液压马达转动^[11-12],其中液压马达将压力转换成机械力消耗掉。考虑忽略漏油对系统造成的影响,根据压强公式,在液压缸中

$$F - P_f = A(P_2 - P_1) + m\dot{u} \quad (1)$$

其中: A 为活塞的截面积; P_2 为下腔的压力; P_1 为上腔的压力; P_f 为液体摩擦产生的力; m 为活塞以及活塞杆质量,活塞惯性质量相对惯容器可以忽略; \dot{u} 为活塞的位移加速度。

对管道流体进行力学分析,如图 3 所示。

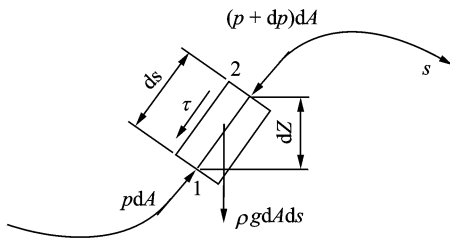


图 3 非稳流体沿线性运动

Fig. 3 Non-steady fluid along the movement

考虑 ISD 悬架的往复运动,管道内流体随时间变化,为非稳流状态,其管道力学方程类似稳态伯努利方程式,根据牛顿第二定律可得

$$\begin{cases} \Delta P + G + P_f = ma \\ a = udu/ds + du/dt \\ m = \rho dsdA \end{cases} \quad (2)$$

其中: ΔP 为目标段管道两端压力差; G 为目标端管道重力; ma 为液体在管道内的惯性力; ρ 为液体密度。

此处液压惯容器所考虑的操作范围,其流体都为层流(Laminar flow),因此摩擦因数 $f_e = 64/Re$, Re 表示雷诺系数。根据液压马达的工作原理可得

液压马达的压力差为

$$P_3 - P_4 = \frac{A_2 \eta_v I \cdot \dot{u}_2}{D^2 \eta_m} \quad (3)$$

其中: η_v 为液压马达的容积效率(假设为定值); D 为流量转角速度比(假设为定值); η_m 为液压马达的机械效率; I 为液压马达的转动惯量。

综合式(1~3)以及悬架力学公式得

$$\begin{cases} F - P_f = A_1 \frac{A_2 I \eta_v \dot{u}_2}{D^2 \eta_m} + M + A(P_{f1} + P_{f2}) \\ M = A_1 \rho [L_a + L_d + (L_c + L_b) \frac{A_1}{A_2}] \dot{u}_1 \end{cases} \quad (4)$$

其中: A_1 为液压缸截面积; A_2 为管道截面积。

则该装置惯容系数为

$$b = \frac{A^2 I \eta_v}{D^2} \quad (5)$$

由式(5)看出,此种结构能够实现惯容器的特性,液压缸不仅能够承受高压,还能解决机械式惯容器的背隙问题,并且液压惯容器实现了把几百千克的惯性转化到重量只有几千克的飞轮的旋转之中,这也正是该液压惯容器的价值。

2 系统动力学建模

液压惯容器 ISD 悬架的整车模型如图 4 所示。

车身质心出的垂直运动方程^[13-15]为

$$m_v \ddot{z} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (6)$$

车身俯仰运动方程为

$$I_\theta \ddot{\theta} = -l_f (F_1 + F_2) + l_r (F_3 + F_4) \quad (7)$$

非悬挂质量的垂直运动方程为

$$\begin{cases} m_{w1} \ddot{z}_{w1} = -k_{t1} (z_{w1} - z_{g1}) - F_1 \\ m_{w2} \ddot{z}_{w2} = -k_{t2} (z_{w2} - z_{g2}) - F_2 \\ m_{w3} \ddot{z}_{w3} = -k_{t3} (z_{w3} - z_{g3}) - F_3 \\ m_{w4} \ddot{z}_{w4} = -k_{t4} (z_{w4} - z_{g4}) - F_4 \end{cases} \quad (8)$$

悬架作用力为

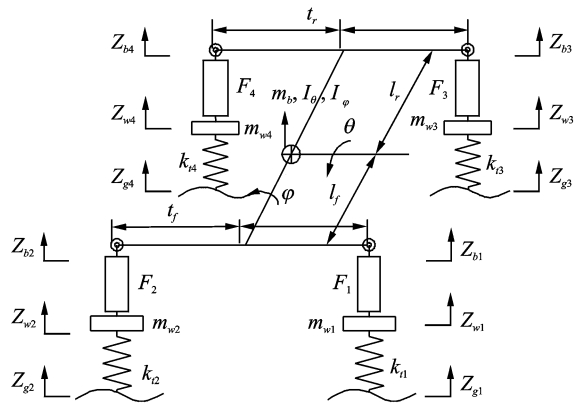


图 4 液压惯容器悬架的整车模型

Fig. 4 Vehicle mode of hydraulic ISD

$$\begin{cases} F_1 = -k_{11}(z_{r1} - z_{w1}) - c_{11}(\dot{z}_{r1} - \dot{z}_{w1}) = \\ -k_{21}(z_{b1} - z_{r1}) - c_{sk_y_f}(\dot{z}_{b1} - \dot{z}_{r1}) - b_{21}(\ddot{z}_{b1} - \ddot{z}_{r1}) \\ F_2 = -k_{12}(z_{r2} - z_{w2}) - c_{12}(\dot{z}_{r2} - \dot{z}_{w2}) = \\ -k_{22}(z_{b2} - z_{r2}) - c_{sk_y_f}(\dot{z}_{b2} - \dot{z}_{r2}) - b_{22}(\ddot{z}_{b2} - \ddot{z}_{r2}) \\ F_3 = -k_{13}(z_{r3} - z_{w3}) - c_{13}(\dot{z}_{r3} - \dot{z}_{w3}) = \\ -k_{23}(z_{b3} - z_{r3}) - c_{sk_y_f}(\dot{z}_{b3} - \dot{z}_{r3}) - b_{23}(\ddot{z}_{b3} - \ddot{z}_{r3}) \\ F_4 = -k_{14}(z_{r4} - z_{w4}) - c_{14}(\dot{z}_{r4} - \dot{z}_{w4}) = \\ -k_{24}(z_{b4} - z_{r4}) - c_{sk_y_f}(\dot{z}_{b4} - \dot{z}_{r4}) - b_{24}(\ddot{z}_{b4} - \ddot{z}_{r4}) \end{cases} \quad (9)$$

当俯仰角 θ 较小时,近似有线性关系

$$\begin{cases} z_{b1} = z_c - l_f \theta + t_f \varphi \\ z_{b2} = z_c - l_f \theta - t_f \varphi \\ z_{b3} = z_c + l_r \theta + t_r \varphi \\ z_{b4} = z_c + l_r \theta - t_r \varphi \end{cases} \quad (10)$$

则系统微分方程的状态空间表达式^[6]为

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + B\dot{Z}_g(t) \\ Y(t) = CX(t) \end{cases} \quad (11)$$

其中

$$C = \begin{pmatrix} \mathbf{0}_4 & -M_b^{-1}GK_1 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & -M_b^{-1}GC_1 & M_b^{-1}GC_1 \\ \mathbf{0}_4 & -MK_1 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & -MC_1 & MC_1 \\ \mathbf{I}_4 & \mathbf{I}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 \\ \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & K_t & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 \end{pmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{I}_4 & -\mathbf{I}_4 & \mathbf{0}_4 \\ \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{I}_4 & -\mathbf{I}_4 \\ \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{I}_4 \\ \mathbf{0}_4 & MK_1 & \mathbf{0}_4 & \mathbf{0}_4 & -MC_1 & MC_1 \\ B_2^{-1}K_2 & -(B_2^{-1}+M)K_1 & \mathbf{0}_2 & B_2^{-1}C_{sk_y} & -B_2^{-1}C_1 - MC_1 - B_2^{-1}C_{sk_y} & (B_2^{-1} - MC_1) \\ \mathbf{0}_4 & M_w^{-1}K_1 & M_w^{-1}K_1 & \mathbf{0}_4 & M_w^{-1}C_1 & -M_w^{-1}K_1 \end{bmatrix}$$

$$B = (\mathbf{0}_4 \mathbf{0}_4 - \mathbf{I}_4 \mathbf{0}_4 \mathbf{0}_4 \mathbf{0}_4)^T$$

其中: c_{1i} 为第 1 级悬架阻尼系数; $c_{sk_y_i}$ 为天棚阻尼系数; k_{1i} 为第 1 级悬架刚度; k_{2i} 分别为第 2 级悬架刚度; b_{2i} 为惯容器惯容系数; $i=1,2,3,4$ 。

整车模型主要参数如表 1 所示。

表 1 整车模型主要参数

Tab. 1 The main parameters of vehicle

参数/单位	符号	数值
悬挂质量/kg	m_b	1 380
俯仰转动惯量/(kg · m ²)	I_θ	2 440
侧倾转动惯量/(kg · m ²)	I_φ	380
前轴非悬挂质量/kg	m_{w1}, m_{w2}	40.5
后轴非悬挂质量/kg	m_{w3}, m_{w4}	45.4
轮胎刚度/(kN · m ⁻¹)	$k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{t4}$	192
前轴至车身质心距离/m	l_f	1.25
后轴至车身质心距离/m	l_r	1.51
前轴轮距的一半/m	t_f	0.74
后轴轮距的一半/m	t_r	0.74

3 液压惯容器 ISD 悬架仿真分析

在 Matlab/simulink 环境下对液压惯容器悬架的整车模型作仿真分析,分别将脉冲、随机两种路面输入下的质心垂直加速度与传统悬架系统作比较。

3.1 脉冲输入

取长坡形单凸块做脉冲输入,前轮速度输入为

$$\dot{z}_{gr} = \frac{\pi u A_m}{L} \sin \frac{2\pi u}{L} t \quad (0 \leq t \leq \frac{L}{u}) \quad (12)$$

后轮的速度输入为

$$\dot{z}_{gr} = \frac{\pi u A_m}{L} \sin \frac{2\pi u}{L} (t - \frac{l_f + l_r}{u}) t \quad (0 \leq t \leq \frac{L}{u}) \quad (13)$$

取 $A_m=0.1$ m, $L=5$ m, 车辆以 $u=20$ m/s 系统时域响应输出如图 5 所示。

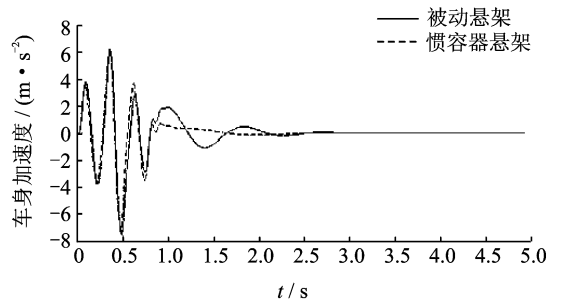


图 5 质心垂直加速度对比图

Fig. 5 The vertical acceleration of centroid mass

从图 5 可以看出,在指定车速时的脉冲输入下,和传统的整车被动悬架相比,液压式惯容器悬架的执行垂直加速度有明显的降低。

3.2 随机路面输入

路面功率谱密度 $G_q(n)$ 一般表达为

$$G_q(n) = G_q(n_0)(n/n_0)^{-\omega} \quad (14)$$

其中: n 为空间频率; n_0 为参考空间频率; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; ω 为频率指数。

在此基础上,建立路面不平度时域仿真分析模型,选取路面等级为 B 级,车速为 30 m/s。仿真结果如图 6 所示,输出均方根值如表 2 所示。

表 2 随机响应输出均方根值

Tab. 2 RMS of random response outputs

指标	被动悬架	惯容器悬架	降幅/%
车身加速度均方根值/(m · s ⁻²)	0.536 3	0.312 7	41.7

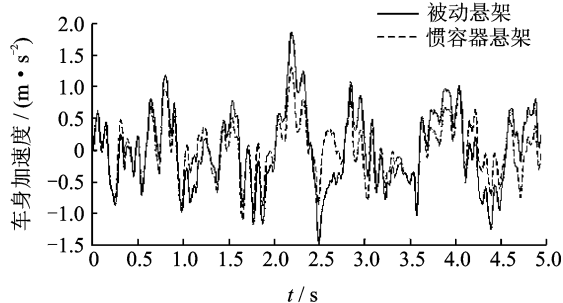


图 6 质心垂直加速度

Fig. 6 The vertical acceleration of centroid chart

由图 6 和表 2 看出,随机路面输入下,液压惯容器 ISD 悬架与传统悬架相比,质心加速度有明显降低,降幅 41.7%,车辆行驶平顺性有明显提高。

4 液压惯容器 ISD 悬架试验

为了验证仿真的准确性和有效性,搭建液压 ISD 悬架整车台架,并在 MTS 四通道轮胎耦合道路模拟机上进行台架试验。

两级式液压惯容器 ISD 悬架布置结构方案如图 7 所示,通过等臂杠杆将二级悬架折叠降低悬架高度。图 7(b)中:1a,1b 为车轮减振器;2a,2b 为车身减振器;3a,3b 为液压缸;4 为摇臂;5 为液压马达。

4.1 脉冲输入试验

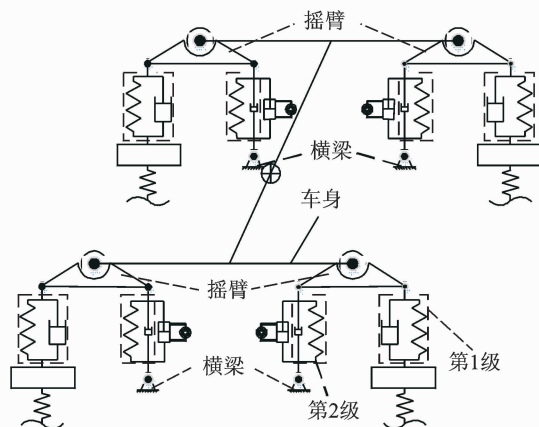
根据 GB5902-86,取 $v=20$ m/s,将设计产生的脉冲路谱输入 MTS320 试验台,进行脉冲输入试验,峰峰值及均方根值对比如表 3 所示,系统的时域响应如图 8 所示。

表 3 脉冲输入响应均方根值

Tab. 3 RMS of pulse input response

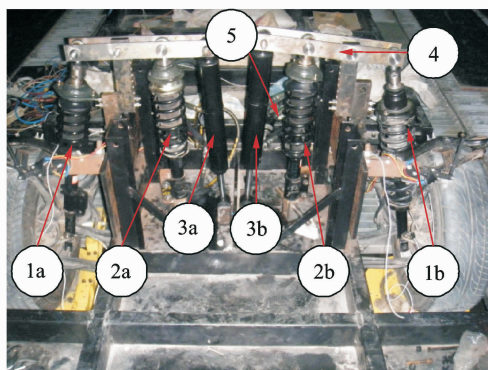
均方根值	质心垂直加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	俯仰角加速度/ ($rad \cdot s^{-2}$)	左前车身垂直加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	左前车轮垂直加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)
传统悬架	2.877 8	2.345 7	3.473 3	14.309 2
ISD 悬架	1.760 9	1.850 9	2.563 2	11.554 2
降幅/%	38.81	21.09	26.2	19.25

由表 3 以及图 8 可以看出,在脉冲输入下,液压 ISD 悬架相对于传统被动悬架,车身的质心垂直加速度、俯仰角加速度、左前车身垂直加速度和左前车轮垂直加速度均显著降低,均方根值分别降低了 38.81%,21.09%,26.20%,19.25%。可知在脉冲输



(a) 布置方案原理图

(a) Layout diagram



(b) 样机实体图

(b) Stereogram

图 7 两级式液压惯容器 ISD 悬架布置方案

Fig. 7 Layout scheme of two-stage series-connected ISD suspension

入下,液压 ISD 悬架有效提高了车辆的乘坐舒适性。

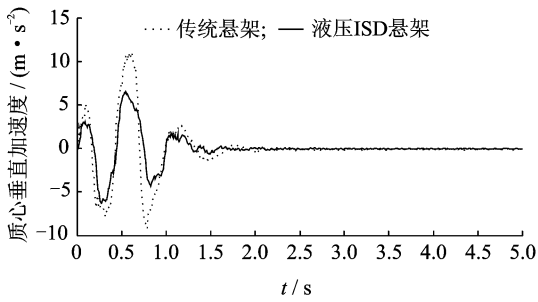
4.2 随机路面激励试验

在四通道道路模拟机上根据 GB/T4970-85,输入来自某试验场采集的路面谱,对液压惯容器悬架和传统的被动悬架进行随机激励,所得随机响应加速度均方根值如表 4 所示,所得随机路面输入功率谱密度如图 9 所示。

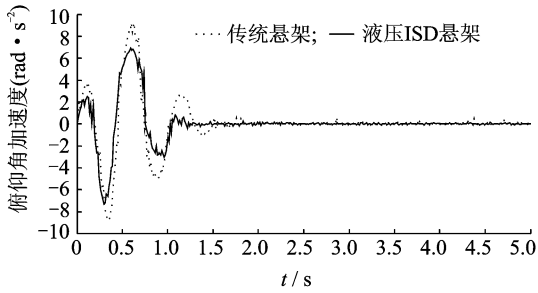
表 4 随机响应加速度均方根值

Tab. 4 Random RMS value acceleration response

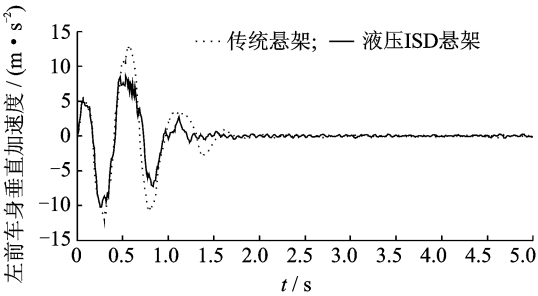
均方根值	质心垂直加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	俯仰角加速度/ ($rad \cdot s^{-2}$)	左前车身垂直加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	左前车轮垂直加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)
传统悬架	17.561	0.317 7	0.043 5	0.309 2
ISD 悬架	16.948 0	0.286 2	0.038 1	0.250 9
降幅/%	3.49	9.91	12.41	18.85



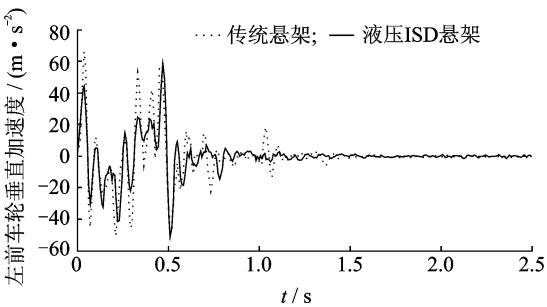
(a) 质心垂直加速度
(a) Mass acceleration



(b) 俯仰角加速度
(b) Pitch acceleration



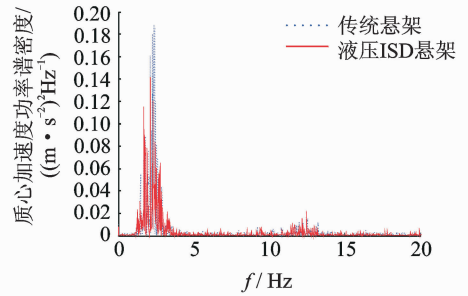
(c) 左前车身垂直加速度
(c) The left front body vertical acceleration



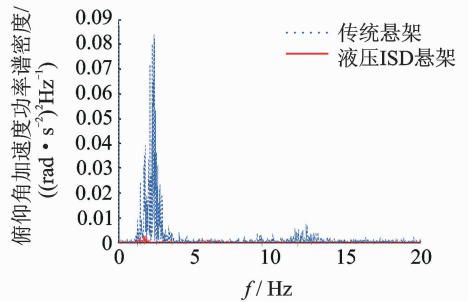
(d) 左前车轮垂直加速度
(d) The left front wheel vertical acceleration

图8 脉冲输入时域响应

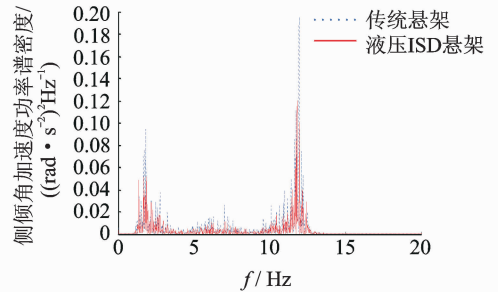
Fig. 8 Time domain response of pulse input



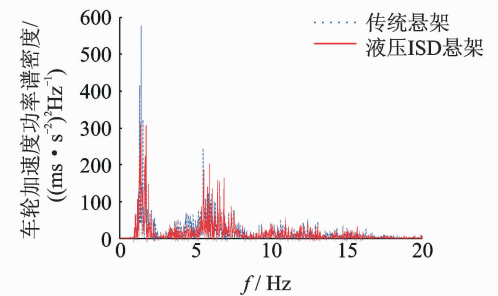
(a) 质心垂直加速度
(a) Mass acceleration



(b) 俯仰角加速度
(b) Pitch acceleration



(c) 侧倾角加速度
(c) Roll acceleration



(d) 车轮垂直加速度
(d) Wheel acceleration

图9 随机输入功率谱密度

Fig. 9 Stochastic input power spectral density

由图9和表4显示,在质心垂直加速度等方面,惯容器悬架比传统的被动悬架都有一定程度的降低,具体来看,惯容器悬架跟传统的被动悬架相比,

车轮垂直速度降低了3.49%,车身质心垂直加速度降低了9.91%,车身俯仰角加速度降低了12.41%,车身侧倾角加速度降低了18.85%。

5 结束语

此种液压结构能够实现惯容器的特性,应用在ISD惯容器悬架中与传统被动悬架相比能够改善车身加速度等性能参数,具有较大的优势。与传统的被动悬架相比,装有液压惯容器的悬架能够有效改善车辆的乘坐舒适性,同时改善了车辆的操纵稳定性。

多种路面输入下的仿真结果表明,ISD惯容器悬架可以有效抑制车身振动,两级分别阻止高频和低频振动向车身传递,改善了车辆行驶平顺性。

参 考 文 献

- [1] Smith M C. Force-controlling mechanical device : US, 7316303. [P]. 2008-08-01.
- [2] 聂佳梅,张孝良,江浩斌,等. 惯容器模型结构探索[J]. 机械设计与研究,2012,28(1):30-32.
Nie Jiamei, Zhang Xiaoliang, Jiang Haobin, et al. Research on the inerter structure[J]. Machine Design and Research, 2012, 28 (1): 30-32. (in Chinese)
- [3] Wang Fucheng, Liao Minkai, Liao Bohuai, et al. The performance improvements of train suspension systems with mechanical networks employing inerters [J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(7): 805-830.
- [4] Wang Fucheng, Su Weijun. Impact of inerter nonlinearities on vehicle suspension control [J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(7): 575-595.
- [5] 聂佳梅,胡贝,张孝良,等. 车辆被动悬架技术发展新方向[J]. 车辆与动力技术,2012,2:60-64.
Nie Jiamei, Hu Bei, Zhang Xiaoliang, et al. A new approach of vehicle passive suspension techniques [J]. Vehicle & Power Technology, 2012, 2: 60-64. (in Chinese)
- [6] 张孝良. 理想天棚阻尼的被动实现及其在车辆悬架中的应用[D]. 镇江:江苏大学,2012.
- [7] Venhovens P J. The development and implementation of adaptive semi-active suspension control[J]. Vehicle Systems Dynamics, 1994, 23: 211-235.
- [8] 张会明. 车辆悬架系统减振控制的研究[J]. 华东交通大学学报,2004,21(1):87-90.
Zhang Huiming. A study on vibration damp control for vehicle suspension system [J]. Journal of East China Jiaotong University, 2004, 21(1): 87-90. (in Chinese).
- [9] 张孝良,陈龙,聂佳梅,等. 2级串联型ISD悬架频响特性分析与试验[J]. 江苏大学学报,2012,33(3):

255-258.

Zhang Xiaoliang, Chen Long, Nie Jiamei, et al. Analysis and experiment of frequency response characteristics of Two-stage Series-connected ISD suspension[J]. Journal of Jiangsu University, 2012, 33(3): 255-258. (in Chinese)

- [10] 陈龙,张孝良,聂佳梅,等. 基于半车模型的两级串联型ISD悬架性能分析[J]. 机械工程学报,2012,48(6):102-108.
Chen Long, Zhang Xiaoliang, Nie Jiamei, et al. Performance analysis of two stage series connected inerter-spring-damper suspension based on half-car model [J]. Journal Mechanical Engineering, 2012, 48 (6): 102-108. (in Chinese)
- [11] 陈国涛,陈龙,张孝良,等. 惯容器-弹簧-阻尼”悬架系统正实综合研究[J]. 机械设计与制造,2012,4(4):216-218.
Chen Guotao, Chen Long, Zhang Xiaoliang, et al. The PR synthesis research of the ISD suspension system [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2012,4(4):216-218. (in Chinese)
- [12] 周孔允. 车辆理论基础[M]. 2版. 北京:兵器工业出版社,2002:148-166.
- [13] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 上海:同济大学出版社,2005:174-188.
- [14] Hrovat D. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications [J]. Automatic, 1997,33(10):1781-1817
- [15] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学技术出版社,2002:183-195.



第一作者简介:汪若尘,男,1977年12月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制。曾发表《Design and test of vehicle suspension system with inerters》(《Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science》2014, Vol. 228, No. 15)等论文。
E-mail: wrc@ujs.edu.cn

通信作者简介:叶青,男,1990年6月生,博士生。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制。
E-mail: 601532371@qq.com.

