

# 基于液压活塞式惯容器的车辆悬架性能研究<sup>\*</sup>

杨晓峰, 赵文涛, 刘雁玲, 沈钰杰, 颜 龙

(江苏大学汽车与交通工程学院 镇江, 212013)

**摘要** 阐述了液压活塞式惯容器的基本结构、工作原理与承载力大的特点,建立了考虑摩擦力、寄生阻尼力和油液弹性效应的惯容器非线性力学模型。在数控液压伺服激振台上对液压活塞式惯容器进行了力学性能试验,基于试验结果,利用 Matlab 参数辨识工具箱对非线性力学模型中的参数进行辨识。在此基础上建立了包含液压活塞式惯容器非线性因素的车辆惯容器-弹簧-阻尼器(inerter-spring-damper,简称 ISD)悬架动力学模型并进行了仿真分析。结果表明,当考虑液压活塞式惯容器非线性因素时,车辆 ISD 悬架系统的车身加速度均方根值增加 5%,而轮胎动载荷与悬架动行程均方根值均有所减小,降低了车辆的行驶平顺性。

**关键词** 液压活塞式惯容器;非线性;参数辨识;平顺性

**中图分类号** U463.33; TH137

## 引 言

2002 年,剑桥大学 Smith<sup>[1]</sup>提出了惯容器的概念,并将其引入车辆悬架隔振领域。惯容器的加入所产生的“惯容器-弹簧-阻尼器”的新结构体系打破了传统“弹簧-阻尼器”二元件并联框架对悬架性能提升的限制,为广大学者拓宽了新的悬架研究领域<sup>[2-5]</sup>。迄今为止,国内外广大学者对惯容器的实现形式进行了很多探索,其实现形式主要有两种,机械式和液力式。例如:齿轮齿条式惯容器<sup>[6]</sup>和滚珠丝杠式惯容器<sup>[7]</sup>属于机械式;液力式惯容器<sup>[8]</sup>和流体式惯容器<sup>[9]</sup>属于液力式。

相比于机械式惯容器,液力式惯容器不仅具有结构简单、承载力大以及成本低的优点<sup>[10]</sup>,而且还避免了机械式惯容器存在的间隙和“击穿”的问题,布置方便,可以应用于大型车辆,是惯容器研究的重要发展方向。文献[11]在考虑摩擦和流动压力损失等非线性影响下,指出液力式惯容器在较高频率激励下可以等效为一个阻尼器与一个理想惯容器的并联结构。Wang 等<sup>[12]</sup>设计了一种液压马达式惯容器,基于非线性因素验证了其力学性能,但并未结合 ISD 悬架进行性能研究。文献[13]基于流体式惯容器的非线性因素,以半车模型作为研究对象分析了车辆悬架的隔振性能。总体而言,作为一种更为理

想的惯容器装置,液力式惯容器的非线性研究才刚刚起步。

笔者首先以液压活塞式惯容器为研究对象,通过分析其基本的结构特征和工作原理,建立包含摩擦力、寄生阻尼力和油液弹性效应的惯容器非线性力学模型;然后,进行液压活塞式惯容器的力学性能试验,根据试验数据对非线性力学模型中的参数进行辨识,验证模型的正确性;最后,建立应用非线性液压活塞式惯容器的车辆 ISD 悬架模型,基于该模型进行非线性因素对悬架性能影响的研究。

## 1 液压活塞式惯容器结构及工作原理

### 1.1 液压活塞式惯容器基本结构

液压活塞式惯容器主要有主、副两个液压缸组成,其结构如图 1 所示。

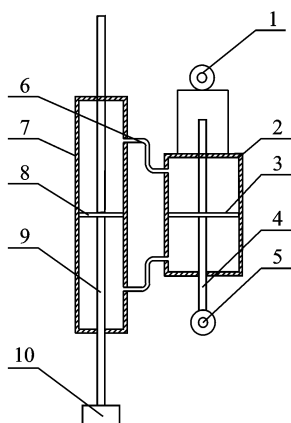
图 1 是分体式液压活塞式惯容器,由主液压缸 2 及副液压缸 7 两个横截面积不同的液压缸通过连接管 6 连接组成。连接管 6 为细长软管,副液压缸活塞 8 的一端点与质量块 10 焊接固联。

### 1.2 工作原理

主液压缸筒与主活塞杆为液压活塞式惯容器的

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51705209);镇江市重点研发计划资助项目(GY2019006);中国博士后科学基金资助项目(2019M651723,2020M671355);江西省博士后科研资助项目(2020Z246);汽车新技术安徽省工程技术研究中心开放基金资助项目(QCKJ202003)

收稿日期:2018-10-11;修回日期:2018-12-15



1-上吊耳;2-主液压缸;3-主液压缸活塞;4-主活塞杆;  
5-下吊耳;6-连接管;7-副液压缸;8-副液压缸活塞;9-副  
活塞杆;10-质量块

图1 液压活塞式惯容器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the hydraulic piston inerter

两个端点,平动式的质量块为惯性机构,利用主副缸筒截面比形成力放大效应。当上吊耳与下吊耳之间产生相对运动时,下吊耳与主活塞杆推动主液压缸活塞向上或向下运动,主液压缸下腔与副液压缸下腔连通,由于主液压缸、副液压缸工作腔内充满油液,在压差的作用下油液进入副液压缸推动副液压缸活塞向下或向上运动,进而由副活塞杆带动质量块上下移动获得惯容器的特征。

## 2 液压活塞式惯容器非线性模型

### 2.1 液压活塞式惯容器理论模型

为便于分析液压活塞式惯容器的主要特点,建立理论模型时,作以下假设<sup>[14]</sup>:

- 1) 油液在流动过程中不存在泄露;
- 2) 油液不可压缩,不考虑温度对油液的影响以及摩擦力。

以压缩行程为例,对液压活塞式惯容器进行受力分析,由其运动关系可得

$$(d_1 - d_0)S_1 = d_2 S_2 \quad (1)$$

其中: $d_0$ 为主液压缸的绝对位移; $d_1$ 为主活塞杆的绝对位移; $d_2$ 为副活塞杆的绝对位移; $S_1$ 为主液压缸活塞的有效面积; $S_2$ 为副液压缸活塞的有效面积。

对式(1)进行时间的求导可得

$$(\dot{d}_1 - \dot{d}_0)S_1 = \dot{d}_2 S_2 \quad (2)$$

其中: $\dot{d}_0$ 为主液压缸的绝对速度; $\dot{d}_1$ 为主活塞杆的绝对速度; $\dot{d}_2$ 为副活塞杆的绝对速度。

对式(2)进行时间的求导可得

$$(\ddot{d}_1 - \ddot{d}_0)S_1 = \ddot{d}_2 S_2 \quad (3)$$

其中: $\ddot{d}_0$ 为主液压缸的绝对加速度; $\ddot{d}_1$ 为主活塞杆的绝对加速度; $\ddot{d}_2$ 为副活塞杆的绝对加速度。

根据热力学第一定律可得

$$F(\dot{d}_1 - \dot{d}_0) = m\ddot{d}_2 \dot{d}_2 \quad (4)$$

其中: $F$ 为压缩行程中惯容器两端的作用力; $m$ 为副活塞、副活塞杆及质量块的总质量。

结合式(2)~(4)可得 $F$ 的表达式为

$$F = m \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^2 (\ddot{d}_1 - \ddot{d}_0) \quad (5)$$

### 2.2 非线性力学分析

理想模型中的油液不可压缩和摩擦力的忽略,均与事实不符,从而忽略了惯容器的非线性干扰。文中研究的液压活塞式惯容器非线性因素主要包括摩擦、寄生阻尼及油液的弹性效应。

液压活塞式惯容器的摩擦力主要是液压缸活塞与缸筒内腔之间的摩擦,取决于内壁材料,且摩擦力与活塞缸筒间的相对速度之间存在如下关系<sup>[13]</sup>

$$F_f = f_0 \operatorname{sgn}(v) \quad (6)$$

其中: $F_f$ 为液压活塞式惯容器的摩擦力; $f_0$ 为摩擦力幅值; $\operatorname{sgn}(v)$ 为符号函数,当速度方向为正时,函数值为1,当速度方向为负时,函数值为-1,当速度为0时,函数值为0。

由于液压活塞式惯容器的主、副液压缸连接管是细长的橡胶软管,因此在惯容器工作过程中油液的流动会产生寄生阻尼力 $F_d$ ,寄生阻尼系数可以用等效阻尼系数 $c$ 来线性表示,且寄生阻尼力存在如下关系

$$F_d = cv \quad (7)$$

油液的弹性效应是由于空气等介质融入导致的,在油液受到压力时发生体积变化,这种变化会产生一个附加的弹性力作用在惯容器上。油液的弹性效应可以用等效的弹簧刚度 $k_f$ 来线性表示,且油液的弹性力 $F_k$ 与两端点的相对位移有如下关系

$$F_k = k_f(x_1 - x_2) \quad (8)$$

其中: $x_1$ 和 $x_2$ 分别为惯容器下端点和上端点的位移。

通过上述对各非线性因素的影响分析及等效模型建立,从而得到了如图2所示的液压活塞式惯容器非线性力学模型。

根据图2所示的非线性力学模型,可以得到惯容器输出力 $F_r$ 的数学表达式为

$$F_r = b(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + f_0 \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_f(x_1 - x_2) \quad (9)$$

其中: $b, c, f_0, k_f$ 分别为惯容器的惯质系数、等效阻尼系数、摩擦力幅值及等效弹簧刚度。

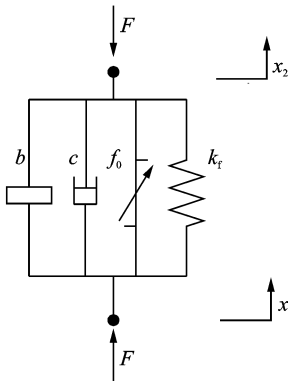


图 2 液压活塞式惯容器非线性模型

Fig. 2 Nonlinear model of the hydraulic piston inerter

### 3 惯容器非线性模型参数辨识

#### 3.1 惯容器力学性能试验

本次力学性能试验在如图 3 所示的美国 INSTRON8800 数控液压伺服激振台上进行,所需的惯容器输出力信号和位移信号由激振台自带的传感器获得。试验时采用正弦激励,具体的试验参数如表 1 所示。

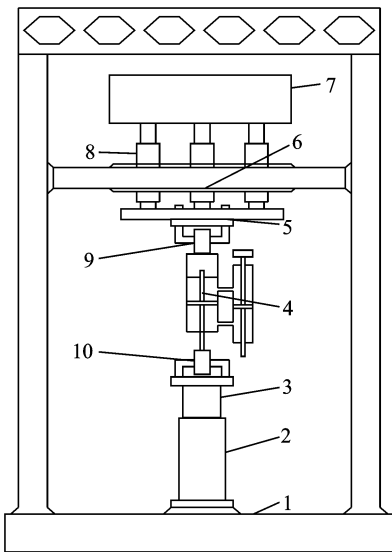


图 3 试验台架示意图

Fig. 3 Schematic diagram of test bench

表 1 试验参数

Tab. 1 Test parameters

| 试验参数 | 惯容系数/ kg | 频率/ Hz         | 振幅/ mm |
|------|----------|----------------|--------|
| 参数值  | 95       | 0.1,2,4,6,8,10 | 10     |

#### 3.2 模型参数辨识

由于试验台架因素,试验时液压活塞式惯容器的上端固定,因此  $x_2$  取值为 0。

为确定摩擦力的幅值参数,选择激振频率为 0.1 Hz 的位移输入,因为在该频率下,惯容器两端点间的相对速度与相对加速度很小,可以忽略软管的寄生阻尼力和油液弹性效应的影响,此时摩擦力对惯容器的性能响应起主要作用<sup>[15]</sup>,性能响应曲线如图 4 所示。

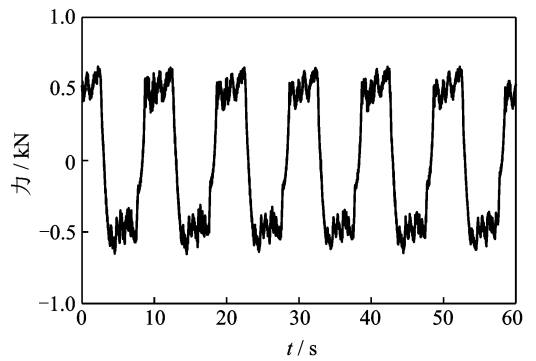


图 4 0.1 Hz 性能响应曲线

Fig. 4 Performance response curve at 0.1 Hz frequency

如图 4 所示,0.1 Hz 的性能响应曲线呈明显的方波性质,等大反向的力是由于摩擦力的方向发生了变化,这也验证了前文所建立的摩擦力性质的数学模型和惯容器在低频摩擦力起主要作用的结论,且从图 4 中可以估计出摩擦力的幅值约为 500 N。

为进一步确定非线性力学模型中的其他参数,采用基于 Matlab/Simulink 模型的参数辨识工具箱,优化目标函数如式(10)所示,参数辨识工具箱设置如表 2 所示,求取使得  $J(\theta)$  最小的  $\theta$  值。

$$J(\theta) = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N |F_r(n) - F_s(n)|^2}{N}} \quad (10)$$

其中: $\theta$  为代辨识参数的集合; $F_r(n)$  为理论计算力的数值; $F_s(n)$  为试验测得力的数值。

表 2 参数辨识工具箱设置

Tab. 2 Parameter identification toolbox setting

| 设置对象   | 设置结果      |
|--------|-----------|
| 参数辨识算法 | 非线性最小方差算法 |
| 参数截止误差 | 0.01      |
| 函数截止误差 | 0.01      |

将正弦激振频率输入的试验数据作为样本进行

辨识,参数辨识结果如表3所示。

表3 非线性模型参数辨识结果

Tab.3 Parameter identification results of the nonlinear model

| 频率/ Hz | 等效阻尼系数 $c /$<br>( $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ ) | 等效弹簧刚度 $k_f /$<br>( $\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$ ) |
|--------|---|---|
| 2      | 1 298   | 711   |
| 4      | 1 295   | 707   |
| 6      | 1 287   | 709   |
| 8      | 1 293   | 710   |
| 10     | 1 291   | 708   |

根据表3的辨识结果可知,等效阻尼系数  $c$  为  $1\,293\text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ ,等效弹簧刚度  $k_f$  为  $709\text{ kN}/\text{m}$ ,并给出了在  $10\text{ Hz}$  位移输入下的力学响应对照曲线,如图5所示。

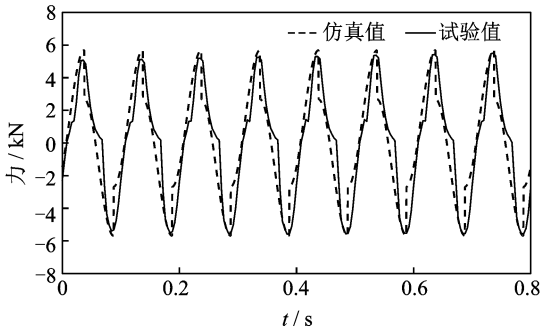


图5 10 Hz性能响应曲线

Fig.5 Performance response curve at 10 Hz frequency

从图5中可以看出,液压活塞式惯容器的试验输出与理论输出吻合良好,证明所建立的非线性力学模型的准确性,参数辨识结果可靠。

### 4 ISD 悬架非线性特性影响研究

文中选择简单三元件结构<sup>[16]</sup>的悬架结构作为研究对象,基于此建立如图6所示的悬架模型,其中悬架的阻尼器与惯容器串联。

根据图6所示的模型,以系统的静平衡位置为原点,依据牛顿第二定律可得系统的运动微分方程如下

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s + K(z_s - z_u) + F_r = 0 \\ m_u \ddot{z}_u - K(z_s - z_u) + k_f(z_u - z_r) - F_r = 0 \\ F_r = k_f(z_s - z_b) + c(\dot{z}_s - \dot{z}_b) + b(\ddot{z}_s - \ddot{z}_b) + f_0 \operatorname{sgn}(\dot{z}_s - \dot{z}_b) = C(\dot{z}_b - \dot{z}_u) \end{cases} \quad (11)$$

其中: $m_s$  为簧载质量; $m_u$  为簧下质量; $K, C$  分别为悬架的弹簧刚度和阻尼器系数; $F_r$  为惯容器的输出

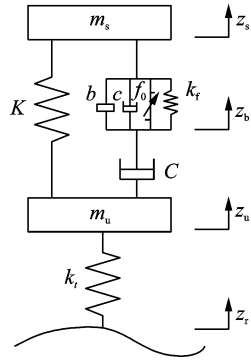


图6 ISD悬架非线性模型

Fig.6 Nonlinear modeling of ISD suspension

力; $z_s$  为簧载质量的垂直位移; $z_u$  为簧下质量的垂直位移; $z_b$  为惯容器的垂直位移; $z_r$  为路面输入的垂直位移。

根据式(11)所示的ISD悬架非线性数学模型,搭建了Simulink仿真模型,仿真时长为  $10\text{ s}$ ,采样间隔为  $0.005\text{ s}$ ,采用随机路面作为系统的位移输入,路面不平度的拟合时域表达式<sup>[17]</sup>为

$$\dot{z}_r(t) = -2\pi f_1 z_r(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)u} \omega(t) \quad (12)$$

其中: $z_r(t)$  为路面的位移输入; $f_1$  为下截止频率; $n_0$  为参考空间频率; $u$  为车速; $G_q(n_0)$  为路面不平度系数; $\omega(t)$  为均值为0的白噪声。

仿真参数采用一款成熟的传统被动悬架,阻尼、弹簧刚度优化后用相同路面激励仿真车辆ISD悬架的线性与非线性悬架性能指标,参数如表4所示。仿真计算  $20\text{ m}/\text{s}$  下的车身加速度、轮胎动载荷和悬架动行程数值,以及时域转化成频域的功率谱密度,仿真结果如图7,图8所示,相应的均方根值如表5所示。

表4 仿真模型参数

Tab.4 Parameters of the simulation model

| 参数  | 数值                   |
|---|----------------------|
| 路面不平度系数 $G_q(n_0) / (\text{m}^3 \cdot \text{cycle}^{-1})$           | $256 \times 10^{-6}$ |
| 簧载质量 $m_s / \text{kg}$  | 345                  |
| 簧下质量 $m_u / \text{kg}$  | 45                   |
| 悬架弹簧刚度 $K / (\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$                        | 14.7                 |
| 悬架阻尼器系数 $C / (\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$        | 1.25                 |
| 悬架轮胎刚度 $k_f / (\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$                      | 192                  |
| 液压活塞式惯容器等效阻尼系数 $c / (\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$ | 1,293                |
| 液压活塞式惯容器等效弹簧刚度 $k_f / (\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$              | 709                  |
| 液压活塞式惯容器摩擦力幅值 $f_0 / \text{kN}$                                     | 0.5                  |
| 下截止频率 $f_1 / \text{Hz}$   | 0.01                 |

从图 7 和表 5 中可以看出,引入非线性因素的简单三元件车辆 ISD 悬架同线性该结构悬架相比,除车身加速度均方根值增加 5%,影响了车辆行驶平顺性外,轮胎动载荷均方根值和悬架动行程均方根值均有所减小。从图 8 的频域角度可以看出,非线性因素对悬架轮胎动载荷和悬架动行程功率谱密度影响集中在低频段,表现为线性 ISD 悬架低频处峰值略高于非线性 ISD 悬架。

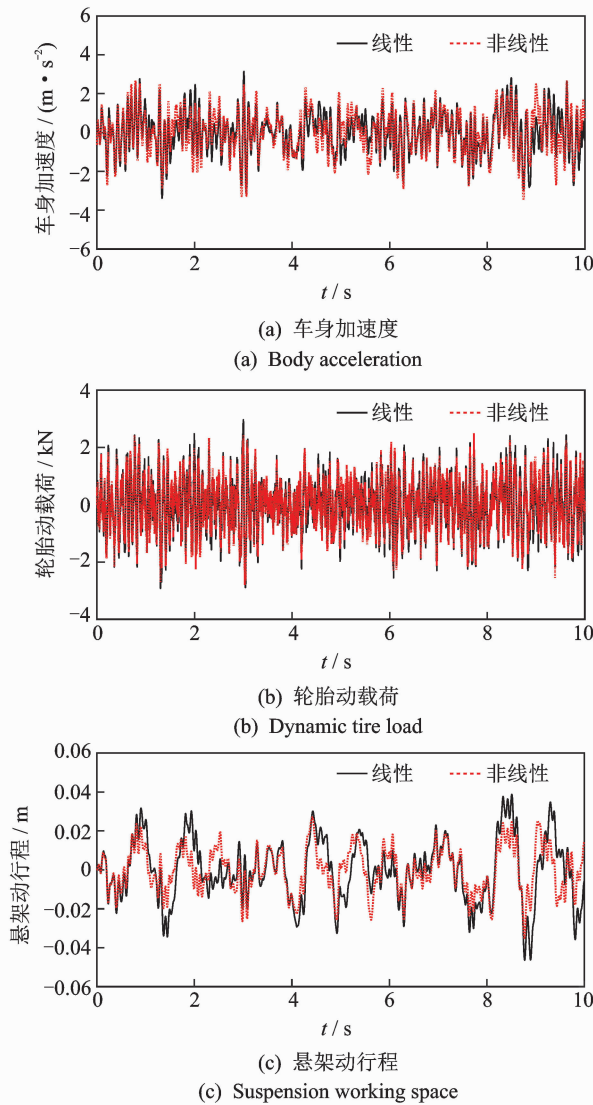


图 7 非线性和线性悬架性能指标对比图

Fig. 7 Comparison of performance between nonlinear and linear suspension

表 5 悬架性能指标均方根值

Tab. 5 RMS of suspension performance

| 悬架性能指标  | 车身加速度/<br>( $m \cdot s^{-2}$ ) | 轮胎动<br>载荷/kN | 悬架动<br>行程/m |
|---------|--------------------------------|--------------|-------------|
| 线性均方根值  | 1.051 4                        | 0.906 8      | 0.016 0     |
| 非线性均方根值 | 1.103 9                        | 0.853 9      | 0.011 8     |

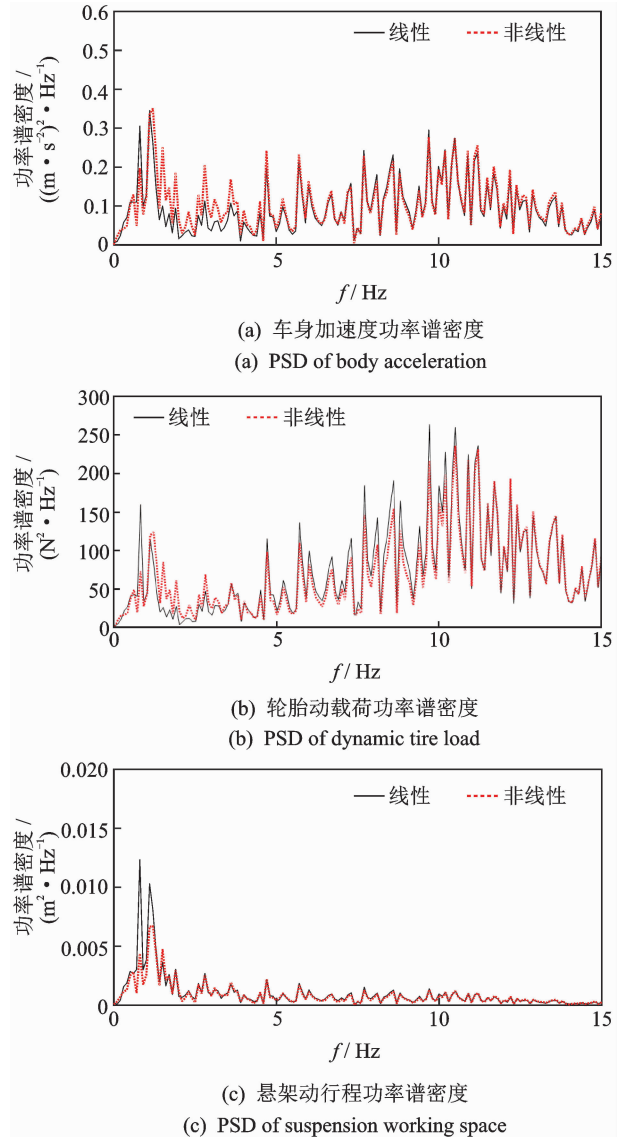


图 8 非线性和线性悬架功率谱密度对比图

Fig. 8 Comparison of PSD between nonlinear and linear suspension

## 5 结束语

笔者进行了液压活塞式惯容器装置的性能试验,并考虑了摩擦力、寄生阻尼和油液弹性效应的影响,完成了液压式活塞式惯容器的非线性建模及参数辨识,仿真曲线与试验曲线拟合良好,验证了所建模型的准确性和辨识方法的可靠性。文中建立了包含液压活塞式惯容器非线性的车辆 ISD 悬架模型,仿真对比发现,非线性因素的引入会使轮胎动载荷和悬架动行程均方根值指标略微减小,车身加速度均方根值指标增加,车辆行驶平顺性降低,可为后续的非线性控制研究提供参考。

## 参 考 文 献

[1] SMITH M C. Synthesis of mechanical network; the

- inerters[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10):1648-1662.
- [2] WANG F C, LIAO M K. The lateral stability of train suspension systems employing inerters[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(5):619-643.
- [3] WANG F C, HONG M F, CHEN C W. Building suspensions with inerters[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2010, 224(8):1605-1616.
- [4] 毛明, 王乐, 陈轶杰, 等. 惯容器及惯容器-弹簧-阻尼器悬架研究进展[J]. 兵工学报, 2016(3):525-534. MAO Ming, WANG Le, CHEN Yijie, et al. Research progress of inerter and inerter-spring-damper suspension[J]. Acta Armamentarii, 2016(3): 525-534. (in Chinese)
- [5] 陈龙, 杨晓峰, 汪若尘, 等. 基于二元件 ISD 结构隔振机理的车辆被动悬架设计与性能研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(6):90-95. CHEN Long, YANG Xiaofeng, WANG Ruochen, et al. Design and performance study of vehicle passive suspension based on two-element inerter-spring-damper structure vibration isolation mechanism[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(6):90-95. (in Chinese)
- [6] SMITH M C, MALCOLM C. Force-controlling mechanical device; US, 7316303[P]. 2008-08-01.
- [7] 孙晓强, 陈龙, 汪若尘, 等. 滚珠丝杠式惯容器试验及力学性能预测[J]. 振动与冲击, 2014, 33(14):61-65. SUN Xiaoqiang, CHEN Long, WANG Ruochen, et al. Test and mechanical performance prediction of ball screw inerter[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(14):61-65. (in Chinese)
- [8] 杨国宇. 液压惯容器的原理及研究[J]. 科学与财富, 2015(21):20-23. YANG Guoyu. Principle and research of hydraulic inerter[J]. Science & Wealth, 2015(21):20-23. (in Chinese)
- [9] SWIFT S J, SMITH M C, GLOVER A R, et al. Design and modelling of a fluid inerter[J]. International Journal of Control, 2013, 86(11):2035-2051.
- [10] 陈龙, 任皓, 汪若尘, 等. 液力式惯容器力学性能仿真与试验研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(12):87-92. CHEN Long, REN Hao, WANG Ruochen, et al. Simulation and experimental study on mechanical performance of hydraulic inerter[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(12):87-92. (in Chinese)
- [11] 王乐, 毛明, 雷强顺, 等. 液力惯容器特性研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(8):147-152. WANG Le, MAO Ming, LEI Qiangshun, et al. Study on characteristics of hydraulic inerter[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(8):147-152. (in Chinese)
- [12] WANG F C, HONG M F, LIN T C. Designing and testing a hydraulic inerter [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2011, 225:66-72.
- [13] 沈钰杰, 陈龙, 刘雁玲, 等. 基于非线性流体惯容的车辆悬架隔振性能分析[J]. 汽车工程, 2017, 39(7):789-795. SHEN Yujie, CHEN Long, LIU Yanling, et al. Analysis of vibration isolation performance of vehicle suspension based on a nonlinear fluid inerter[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(7):789-795. (in Chinese)
- [14] 汪若尘, 叶青, 孙泽宇, 等. 基于液压惯容器的 ISD 悬架性能分析与试验[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(2):366-371. WANG Ruochen, YE Qing, SUN Zeyu, et al. Performance analysis and test of ISD suspension based on hydraulic inerter[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(2):366-371. (in Chinese)
- [15] 孙晓强, 陈龙, 汪少华, 等. 滚珠丝杠式惯容器非线性建模与参数辨识[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(2):329-334. SUN Xiaoqiang, CHEN Long, WANG Shaohua, et al. Nonlinear modeling and parameter identification of ball screw type inerter [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(2): 329-334. (in Chinese)
- [16] 杨晓峰, 陈龙, 沈钰杰, 等. 简单三元件结构的车辆被动 ISD 悬架研究[J]. 机械设计, 2013, 30(12):42-47. YANG Xiaofeng, CHEN Long, SHEN Yujie, et al. Research on vehicle passive ISD suspension with simple three element structure[J]. Journal of Machine Design, 2013, 30(12):42-47. (in Chinese)
- [17] 陈龙, 何草丰. 基于 Simulink 的路面不平度时域模型仿真研究[J]. 科技信息, 2012(7):367-368. CHEN Long, HE Caofeng. Simulation of road roughness time domain model based on simulink[J]. Science & Technology Information, 2012(7): 367-368. (in Chinese)



**第一作者简介:**杨晓峰,男,1983年2月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制。曾发表《基于动力吸振理论的车辆 ISD 悬架设计与性能分析》(《汽车工程》2014年第36卷第10期)等论文。  
E-mail: yangxf18@ujs.edu.cn

**通信作者简介:**刘雁玲,女,1982年9月生,博士、讲师。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制。  
E-mail: liuyl@ujs.edu.cn

