

非线性惯容器-弹簧-阻尼悬架系统隔振性能分析

孙晓强, 陈 龙*, 汪少华, 袁朝春, 张孝良

(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

摘 要: 以滚珠丝杠式惯容器为研究对象, 基于非线性因素对惯容器力流传播过程的影响机理, 建立了考虑滚珠丝杠副中的摩擦以及丝杠弹性效应的惯容器非线性力学模型。进行了惯容器的实际力学性能试验, 根据试验结果确定了摩擦力的幅值, 在此基础上, 建立了不含摩擦的惯容器输出力模型, 并采用最小二乘递推算法对模型参数进行了辨识。建立了包含惯容器非线性的惯容器-弹簧-阻尼 (inertor-spring-damper) 悬架数学模型, 基于 Matlab/Simulink 和车辆双轴振动模型对 ISD 悬架性能进行了仿真分析, 仿真结果表明, 惯容器非线性在一定程度上降低了 ISD 悬架的隔振性能, 但最大降幅不超过 10%, 同时, 相对于三元件并联式 ISD 悬架, 两级串联式 ISD 悬架不仅表现出较高的综合性能, 而且其性能受惯容器非线性影响程度较小。研究结果可为评估惯容器非线性对 ISD 悬架性能的影响以及 ISD 悬架的结构选型提供一定参考。

关键词: 车辆, 模型, 力的控制, 悬架, 惯容器, 非线性, 参数辨识, 乘坐舒适性

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.23.006

中图分类号: U463.33

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-23-0038-08

孙晓强, 陈 龙, 汪少华, 等. 非线性惯容器-弹簧-阻尼悬架系统隔振性能分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(23): 38-45.

Sun Xiaoliang, Chen Long, Wang Shaohua, et al. Analysis of vibration isolation performance for nonlinear inertor-spring-damper suspension[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(23): 38-45. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

农业机械经常需要在非路面环境下作业, 因此, 提高悬架系统的性能对降低其在作业过程中的振动以及改善操作人员的乘坐舒适性具有重要意义。传统被动悬架由于刚度和阻尼的不可调节, 其整体性能的提升受到限制, 近年来迅速发展的主动、半主动悬架虽然可以优化悬架的性能, 但由于成本高、能耗大以及控制时滞等问题, 其大规模推广应用仍难以实现^[1-4]。因此, 如何突破传统被动悬架的性能瓶颈, 实现车辆被动悬架性能的提升重新成为车辆工程界的研究热点。

2002 年, 剑桥大学的学者 Malcolm C. Smith 提出了惯容器的概念, 其研究结果表明, 惯容器可使被动机械网络的隔振性能得到进一步提升^[5]。通过查

阅大量相关文献可知, 在国外, 惯容器已经在多个振动控制领域中得到了成功应用, 如 F1 赛车悬架、高性能摩托车转向振动补偿以及火车悬架等等^[6-10]。与此同时, 国内部分学者也开展了应用惯容器的车辆悬架研究, 通过分析比较多种布置形式的 ISD 悬架性能特点, 证实应用惯容器能够提高车辆被动悬架的隔振性能^[11-16]。

然而, 上述研究均是以惯容器理想线性模型为基础, 并没有考虑惯容器实际实现结构中存在的非线性因素。目前, 惯容器的主要实现形式有 2 种, 即齿轮齿条式惯容器和滚珠丝杠式惯容器, 通过齿轮齿条副和滚珠丝杠副将惯容器两端间相对位移转化为飞轮的旋转, 从而实现飞轮惯性的封装。相对于齿轮齿条式惯容器, 滚珠丝杠式惯容器可以通过预紧尽可能减小间隙, 同时摩擦力较小, 因而性能相对较佳, 但有研究表明, 非线性因素对其实际力学性能的影响仍然不容忽视^[17-18]。

因此, 本文拟以滚珠丝杠式惯容器为研究对象, 在建立惯容器非线性力学模型的基础上, 通过惯容器力学性能试验, 研究非线性因素对惯容器实际力学性能的影响, 同时根据试验数据对惯容器非线性力学模型中的参数进行识别, 最后建立包含惯容器非线性的 ISD 悬架数学模型, 对基于惯容器非线性的 ISD 悬架隔振性能进行研究。

收稿日期: 2013-06-07 修订日期: 2013-10-23

基金项目: 国家自然科学基金 (50905078); 高等学校博士学科点专项科研基金 (20103227120011); 江苏省普通高校研究生科研创新计划 (CXZZ13_0660) 资助项目

作者简介: 孙晓强 (1989-), 男, 安徽滁州人, 博士生, 主要从事车辆系统动力学研究。镇江 江苏大学汽车与交通工程学院, 212013。

Email: sunxqj@126.com

*通信作者: 陈 龙 (1958-), 男, 江苏靖江人, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆动态性能模拟与控制研究。镇江 江苏大学汽车与交通工程学院, 212013。Email: chenlong@ujs.edu.cn

1 惯容器非线性建模

1.1 惯容器工作原理

惯容器的理想动力学性质可描述为: 施加于惯容器两端间的作用力与其两端间相对加速度成正比, 由此可得惯容器的理想动力学方程为

$$F = b(\dot{v}_1 - \dot{v}_2) = b \frac{d(v_1 - v_2)}{dt} \quad (1)$$

式中, F 为惯容器两端间作用力, N; v_1 、 v_2 为惯容器两端点移动速度, m/s; b 为惯容器惯容系数, kg。惯容器的物理性质与质量块相似, 但是通过力放大机构, 惯容器可以实现将其上百千克的惯性质量转化为质量只有几百克的飞轮旋转之中, 这正是惯容器提出的意义所在。

滚珠丝杠副可以将直线运动转换为旋转运动, 从而为实现惯容器力的放大提供了良好的基础。滚珠丝杠式惯容器的理想动力学方程如下

$$\left. \begin{aligned} \omega &= (2\pi/P)v \\ T &= J(d\omega/dt) \\ J &= \frac{1}{2}mr^2 \\ F &= (2\pi/P)T \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中, v 为惯容器两端间相对速度, m/s; P 为滚珠丝杠副的螺距, m; ω 为丝杠旋转角速度, rad/s; J 为飞轮转动惯量, kg·m²; T 为丝杠受到的驱动力矩, N·m; m 为飞轮质量, kg; r 为飞轮半径, m; F 为惯容器两端间作用力, N; t 为时间, s。

由式 (2) 可得作用力 F 的表达式为

$$F = (2\pi/P)^2 J(dv/dt) = 2m(\pi r/P)^2 (dv/dt) \quad (3)$$

结合式 (1) 和式 (3) 可得惯容系数 b 的表达式为

$$b = 2m(\pi r/P)^2 \quad (4)$$

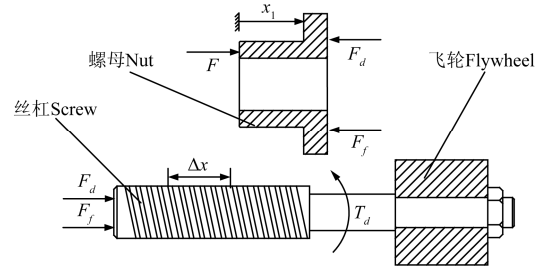
由式 (4) 可以看出, 通过改变滚珠丝杠副的螺距以及飞轮的质量和半径便可实现惯容系数的调整, 从而为惯容器的灵活应用提供了有利的条件。

1.2 惯容器非线性力学分析

滚珠丝杠副虽然实现了惯容器力的放大, 但同时也给惯容器带来了非线性因素。滚珠丝杠副中的非线性因素主要包括摩擦、间隙以及丝杠的弹性效应^[19]。间隙会导致惯容器在高速旋转换向时产生迟滞现象, 从而严重影响惯容器的实际力学性能, 为了尽可能消除间隙的影响, 本文在研制惯容器时, 对滚珠丝杠副进行了双螺母预紧, 使得其中轴向间隙几乎达到负值, 因此, 下文将不再考虑间隙对惯容器力学性能的影响。

为建立惯容器非线性力学模型, 考虑对滚珠丝杠副的主要部件进行力学分析, 如图 1 所示, 其中

飞轮安装在丝杠上, 通过丝杠带动飞轮旋转。



注: F 为惯容器两端间作用力, N; F_d 为丝杠对螺母的作用力, N; F_f 为螺母与丝杠接触面上的摩擦力, N; x_1 为螺母实际位移, m; Δx 为丝杠弹性变形, m; T_d 为丝杠受到的驱动力矩, N·m。

Note: F is the force applied at the two terminals of inerter, N; F_d is the screw force applied at the nut, N; F_f is the friction on the contact surface between nut and screw, N; x_1 is the actual displacement of nut, m; Δx is the elastic deformation of screw, m; T_d is the driving torque applied at the screw, N·m.

图 1 螺母和丝杠的非线性力学分析

Fig.1 Nonlinear mechanical analysis of nut and screw

对螺母进行受力分析, 可得

$$F = F_d + F_f \quad (5)$$

式中, F 为惯容器两端间作用力, N; F_d 为丝杠对螺母的作用力, N, 这与螺母作用在丝杠上的驱动力是一对作用力与反作用力的关系, F_f 为螺母与丝杠接触面上的摩擦力, N, 且摩擦力与丝杠螺母间相对运动速度 v_0 存在如下关系^[20]

$$F_f = -f_0 \operatorname{sgn}(v_0) \quad (6)$$

式中, f_0 为摩擦力幅值, N; sgn 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。

由于丝杠存在弹性效应, 因此, 丝杠在承受轴向力时会产生弹性形变, 丝杠的弹性效应可以用等效刚度 k_e 和等效阻尼 c_e 的并联来表示, 丝杠的弹性形变 Δx 与其承受的轴向力之间存在如下关系

$$F_d + F_f = k_e(\Delta x) + c_e(\dot{\Delta x}) \quad (7)$$

由于丝杠存在弹性形变, 因此, 螺母与丝杠间的实际相对位移 x_2 为螺母的实际位移 x_1 减去丝杠的弹性形变 Δx , 如式 (8)

$$x_2 = x_1 - \Delta x \quad (8)$$

因此, 丝杠受到的轴向力可用下式表示

$$F_d + F_f = (2\pi/P)^2 J(dv_0/dt) = 2m(\pi r/P)^2 \ddot{x}_2 = b\ddot{x}_2 \quad (9)$$

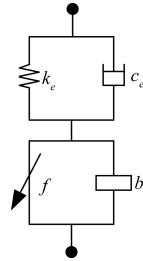
通过上述分析, 掌握了非线性因素对惯容器力流传播过程的影响机理, 从而建立如图 2 所示的惯容器非线性力学模型。

2 惯容器非线性模型参数辨识

2.1 惯容器力学性能试验

为了提供惯容器非线性模型参数辨识所需的试验数据, 在 INSTRON 公司生产的数控液压伺服

激振试验台上进行滚珠丝杠式惯容器的力学性能试验。惯容器采用 2 种质量不同的飞轮,通过式(4)进行计算,得到相应的惯容系数分别为 130 和 330 kg。试验时,惯容器上端固定,下端与激振头相连,如图 3 所示。激振头采用正弦输入,具体测试工况参数如表 1 所示,为防止激振台承受的负荷过大,当激振输入频率较高时采用了较小的振幅。



注: k_e 为丝杠等效刚度, N/m; c_e 为丝杠等效阻尼, Ns/m; f 为摩擦力, N; b 为惯容器惯容系数, kg。
Note: k_e is the equivalent stiffness of screw, N/m; c_e is the equivalent damping of screw, Ns/m; f is the friction, N; b is the inertance of inerter, kg.

图 2 惯容器非线性力学模型

Fig.2 Nonlinear mechanics model of inerter

表 1 测试工况参数

Table 1 Parameters of test condition

测试参数 Test parameters	参数值 Parameter values
惯容系数 Inertance/kg	130, 330
频率 Frequency/Hz	0.1, 1, 3, 5, 7, 9
振幅 Amplitude/mm (括号内为相应的频率)	20 (0.1, 1), 10 (3), 5 (5), 3 (7), 2 (9),



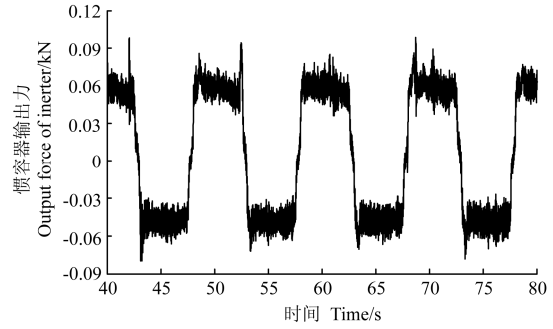
图 3 惯容器试验

Fig.3 Test of inerter

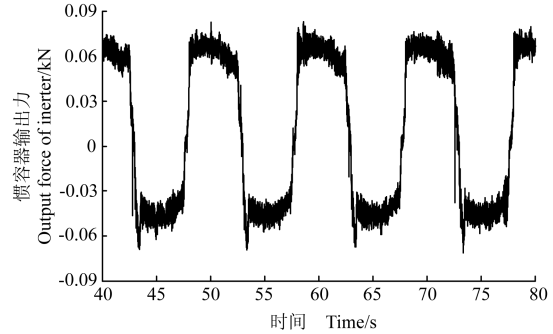
通过试验获取了不同测试工况下的惯容器力学性能响应,部分力学响应如图 4 所示,其中图 4a 对应的惯容系数为 130 kg,激振频率为 0.1 Hz;图 4b 对应的惯容系数为 330 kg,激振频率为 0.1 Hz;图 4c 对应的惯容系数为 130 kg,激振频率为 7 Hz。

由图 4a 和图 4b 可以看出,在低频振动输入下,惯容器输出力呈现出方波的特征,这与前文分析的摩擦力性质相符,这是因为在低频时,惯容器的惯性力较小,此时摩擦力占据主导地位,同时可以看出,当惯容系数改变时,摩擦力幅值基本不变,因此,根据试验结果可以确定摩擦力的幅值 f_0 大约为

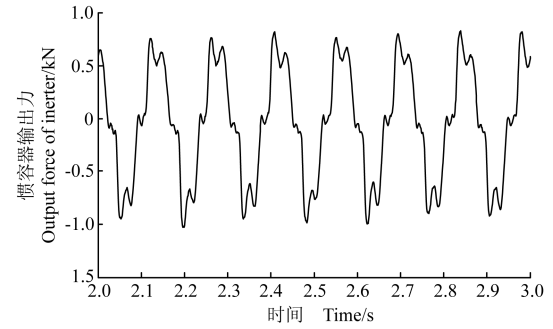
60 N,摩擦力的性质为方波。由图 4c 可以看出,当频率较高时,惯容器输出力曲线与正弦曲线已十分接近,这是因为随着惯性力的增大,摩擦力对惯容器整体输出力的影响幅度在逐渐减小。值得注意的是,惯容器输出力在达到峰值时出现了一定程度的波动,这是由于当惯容器两端间相对加速度处于峰值时,惯容器两端间相对速度的方向恰好处于正负交替,根据摩擦力的非线性特性,此时摩擦力方向出现了突变。



a. $b=130$ kg, $f=0.1$ Hz



b. $b=330$ kg, $f=0.1$ Hz



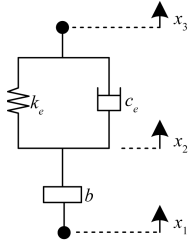
c. $b=130$ kg, $f=7$ Hz

图 4 惯容器力学性能响应

Fig.4 Mechanical properties response of inerter

2.2 模型参数识别

根据试验结果确定了摩擦力的幅值,从而得到惯容器输出力中摩擦力所占的部分,如果将这部分去除,便可得到如图 5 所示的不含摩擦的惯容器输出力模型。



注: k_e 为丝杠等效刚度, N/m; c_e 为丝杠等效阻尼, Ns/m; b 为惯容器惯容系数, kg; x_1 为惯容器下端位移, m; x_2 为非线性模型级间位移, m; x_3 为惯容器上端位移, m。

Note: k_e is the equivalent stiffness of screw, N/m; c_e is the equivalent damping of screw, Ns/m; b is the inertance of inerter, kg; x_1 is the lower terminal displacement of inerter, m; x_2 is the displacement between the two stages of nonlinear model, m; x_3 is the upper terminal displacement of inerter, m.

图 5 不含摩擦的惯容器出力模型

Fig.5 Output force model of inerter without friction

根据图 5 所示的模型得到惯容器输出力 F 的表达式为

$$F = b(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) = k_e(x_2 - x_3) + c_e(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \quad (10)$$

由于惯容器在进行力学性能试验时其上端固定, 即 $x_3=0$, 因此, 惯容器输出力的表达式可进一步简化为

$$F = b(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) = k_e x_2 + c_e \dot{x}_2 \quad (11)$$

根据上式, 建立惯容器输出力与惯容器两端间相对加速度之间的传递函数为

$$G(s) = \frac{bc_e s + bk_e}{bs^2 + c_e s + k_e} \quad (12)$$

对传递函数进行离散化

$$G(z^{-1}) = \frac{Y(z^{-1})}{U(z^{-1})} = \frac{a_4 + a_5 z^{-1} + a_6 z^{-2}}{a_1 + a_2 z^{-1} + a_3 z^{-2}} \quad (13)$$

式中, Y 表示输出, U 表示输入, a_i ($i=1, \dots, 6$) 为待辨识参数, 且与模型参数之间的关系如下

$$\begin{cases} a_1 = k_e T^2 + 2c_e T + 4b \\ a_2 = 2k_e T^2 - 8b \\ a_3 = k_e T^2 - 2c_e T + 4b \\ a_4 = bk_e T^2 + 2Tbc_e \\ a_5 = 2T^2 bk_e \\ a_6 = bk_e T^2 - 2Tbc_e \end{cases} \quad (14)$$

式中, T 为试验数据采样周期。根据传递函数的离散形式得到系统的差分方程式 (15), 同时推导系统的最小二乘格式式 (16)。

$$Y(k) = -o_1 Y(k-1) - o_2 Y(k-2) + o_3 U(k) + o_4 U(k-1) + o_5 U(k-2) \quad (15)$$

$$Y(k) = h^T(k)\theta + e(k) \quad (16)$$

式中, $o_i = a_{i+1}/a_1$ ($i=1, \dots, 5$); θ 为待辨识的参数集合; h 为样本集合; $e(k)$ 为系统的采样误差。

$$\begin{cases} \theta = [o_1, o_2, o_3, o_4, o_5]^T \\ h(k) = [-Y(k-1), -Y(k-2), U(k), U(k-1), U(k-2)]^T \end{cases} \quad (17)$$

取系统准则函数如式 (18), 并采用最小二乘递推算法求取使得 $J(\theta)=\min$ 的 θ 估计值^[21]。

$$J(\theta) = \sum_{k=1}^{\infty} [e(k)]^2 = \sum_{k=1}^{\infty} [Y(k) - h^T(k)\theta]^2 \quad (18)$$

选取部分试验数据作为样本集合, 并采用上述方法对模型参数进行辨识, 得到的参数辨识结果如表 2 所示。

表 2 参数辨识结果

Table 2 Parameter identification results

$b=130$ kg		$b=330$ kg	
参数 Parameter	数值 Value	参数 Parameter	数值 Value
$k_e/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	1265	$k_e/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	1274
$c_e/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$	4172	$c_e/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$	4066
b/kg	126.7	b/kg	324.7

注: k_e 为丝杠等效刚度, kN/m; c_e 为丝杠等效阻尼, Ns/m; b 为惯容器惯容系数, kg。

Note: k_e is the equivalent stiffness of screw, kN/m; c_e is the equivalent damping of screw, Ns/m; b is the inertance of inerter, kg.

由表 2 可以看出, 惯容系数的辨识值与实际值十分接近, 误差不超过 3%, 这间接证明了辨识结果的可靠性。根据参数辨识结果, 确定丝杠的等效刚度 k_e 为 1 270 kN/m, 等效阻尼 c_e 为 4 100 Ns/m。

3 ISD 悬架非线性建模

为分析惯容器非线性对 ISD 悬架性能的影响, 建立包含惯容器非线性的 ISD 悬架模型, 如图 6a 所示, 其中 S1 为惯容器、弹簧和减振器三元件并联式 ISD 悬架, S2 为两级串联式 ISD 悬架, 其第一级为 S1, 第二级为传统被动悬架, S3 和 S4 分别为与 S1 和 S2 相对应的包含惯容器非线性的 ISD 悬架。基于车辆双轴振动模型对悬架性能进行研究 (图 6b)。

簧载质量垂向运动方程

$$m_s \ddot{z}_s = F_f + F_r \quad (19)$$

车身俯仰运动方程

$$I_\phi \ddot{\phi} = l_r F_r - l_f F_f \quad (20)$$

非簧载质量垂向运动方程

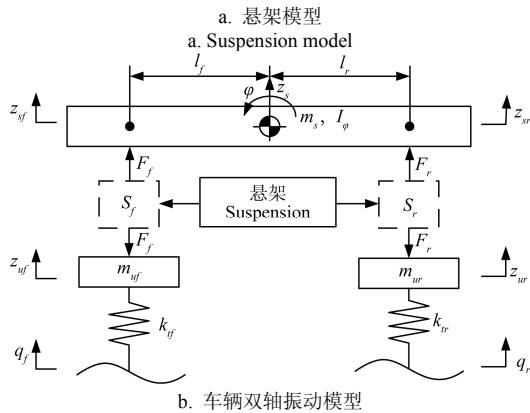
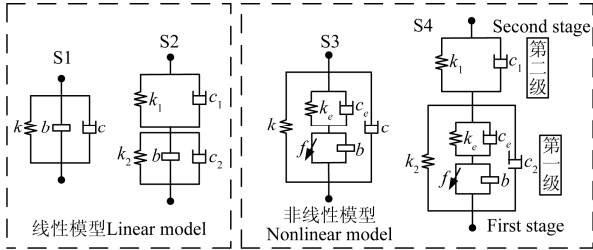
$$\begin{cases} m_{uf} \ddot{z}_{uf} = k_{uf}(q_f - z_{uf}) - F_f \\ m_{ur} \ddot{z}_{ur} = k_{ur}(q_r - z_{ur}) - F_r \end{cases} \quad (21)$$

当俯仰角较小时, 有如下近似几何关系

$$\begin{cases} z_{sf} = z_s - l_f \phi \\ z_{sr} = z_s + l_r \phi \end{cases} \quad (22)$$

式中, m_s 为簧载质量, kg; z_s 为簧载质量质心垂直

位移, m; F_f , F_r 为前后悬架对车身的作用力, N; I_ϕ 为簧载质量俯仰转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; ϕ 为簧载质量俯仰角, rad; l_f , l_r 为前后轴至质心距离, m; m_{uf} , m_{ur} 为前后非簧载质量, kg; z_{uf} , z_{ur} 为前后非簧载质量垂直位移, m; k_{tf} , k_{tr} 为前后轮胎刚度, N/m; q_f , q_r 为前后轮处路面垂直位移, m; z_{sf} , z_{sr} 为簧载质量前后处垂直位移, m。



注: m_s 为车身质量, kg; z_s 为车身质心垂直位移, m; F_f , F_r 分别为前后悬架垂向作用力, N; I_ϕ 为车身俯仰转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; ϕ 为车身俯仰角, rad; l_f , l_r 分别为前后轴至车身质心距离, m; z_{sf} , z_{sr} 分别为车身后前后处垂直位移, m; m_{uf} , m_{ur} 分别为前后非簧载质量, kg; z_{uf} , z_{ur} 分别为前后非簧载质量垂直位移, m; k_{tf} , k_{tr} 分别为前后轮胎刚度, N/m; q_f , q_r 分别为前后轮处路面垂直振动输入, m。
Note: m_s is the body mass, kg; z_s is the vertical displacement of body centroid, m; F_f , F_r is the vertical force of front suspension and rear suspension respectively; I_ϕ is the body pitch rotational inertia, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; ϕ is the body pitch angle, rad; l_f is the distance between body centroid and front axle, m; l_r is the distance between body centroid and rear axle, m; z_{sf} , z_{sr} is the vertical displacement of front body and rear body respectively, m; m_{uf} , m_{ur} is the front unsprung mass and rear unsprung mass respectively, kg; z_{uf} , z_{ur} is the vertical displacement of front unsprung mass and rear unsprung mass respectively, m; k_{tf} , k_{tr} is the tire stiffness of front wheel and rear wheel respectively, N/m; q_f , q_r is the vertical vibration input of front wheel and rear wheel respectively, m.

图6 惯容器-弹簧-阻尼悬架非线性建模

Fig.6 Nonlinear modeling of inerter-spring-damper suspension

4 种布置形式的 ISD 悬架垂向作用力分别为

$$\begin{aligned} S1 \rightarrow & \begin{cases} F_f = k(z_{uf} - z_{sf}) + c(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{sf}) + b(\ddot{z}_{uf} - \ddot{z}_{sf}) \\ F_r = k(z_{ur} - z_{sr}) + c(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{sr}) + b(\ddot{z}_{ur} - \ddot{z}_{sr}) \end{cases} \\ S2 \rightarrow & \begin{cases} F_f = k_2(z_{uf} - z_{wf}) + c_2(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{wf}) + b(\ddot{z}_{uf} - \ddot{z}_{wf}) \\ \quad = k_1(z_{wf} - z_{sf}) + c_1(\dot{z}_{wf} - \dot{z}_{sf}) \\ F_r = k_2(z_{ur} - z_{wr}) + c_2(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{wr}) + b(\ddot{z}_{ur} - \ddot{z}_{wr}) \\ \quad = k_1(z_{wr} - z_{sr}) + c_1(\dot{z}_{wr} - \dot{z}_{sr}) \end{cases} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S3 \rightarrow & \begin{cases} F_f = k(z_{uf} - z_{sf}) + c(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{sf}) \\ \quad + m(\ddot{z}_{uf} - \ddot{z}_{sf}) + k_e(z_{nf} - z_{sf}) + c_e(\dot{z}_{nf} - \dot{z}_{sf}) \\ F_r = k(z_{ur} - z_{sr}) + c(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{sr}) \\ \quad + m(\ddot{z}_{ur} - \ddot{z}_{sr}) + k_e(z_{nr} - z_{sr}) + c_e(\dot{z}_{nr} - \dot{z}_{sr}) \end{cases} \\ S4 \rightarrow & \begin{cases} F_f = k_2(z_{uf} - z_{wf}) + c_2(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{wf}) + k_e(z_{nf} - z_{wf}) \\ \quad + c_e(\dot{z}_{nf} - \dot{z}_{wf}) = k_1(z_{wf} - z_{sf}) + c_1(\dot{z}_{wf} - \dot{z}_{sf}) \\ F_r = k_2(z_{ur} - z_{wr}) + c_2(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{wr}) + k_e(z_{nr} - z_{wr}) \\ \quad + c_e(\dot{z}_{nr} - \dot{z}_{wr}) = k_1(z_{wr} - z_{sr}) + c_1(\dot{z}_{wr} - \dot{z}_{sr}) \end{cases} \end{aligned}$$

式中, z_{wf} , z_{wr} 为前后两级串联式 ISD 悬架级间公共端垂直位移, m; z_{nf} , z_{nr} 为前后惯容器非线性模型级间公共端垂直位移, m。

4 惯容器非线性对 ISD 悬架性能的影响

为分析惯容器非线性对 ISD 悬架隔振性能的影响, 采用随机路面作为悬架系统的输入, 以线性 ISD 悬架为比较对象, 分析非线性 ISD 悬架的动态响应。

随机路面不平度采用有理函数进行拟合, 拟合后得到的路面不平度时域表达式如下^[22]

$$\dot{q}(t) = -0.11[vq(t) + 40\sqrt{G_q(n_0)}vw(t)] \quad (23)$$

式中, v 为车辆行驶速度, m/s; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数, m^3 ; $w(t)$ 为均值为 0 的高斯白噪声。

仿真参数如表 3 所示, 假设车辆是以 30 m/s 的速度行驶在 B 级路面上, 部分仿真结果如图 7 所示, 平顺性指标的均方根值如表 4。

表 3 仿真参数

Table 3 Simulation parameters

参数 Parameter	数值 Value
簧载质量 Sprung mass/kg	650
俯仰转动惯量 Pitching rotational inertia/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	1200
前轮非簧载质量 Unsprung mass of front wheel/kg	45
后轮非簧载质量 Unsprung mass of rear wheel/kg	42
前轴距质心距离 Distance between front axle and body centroid/m	1.265
后轴距质心距离 Distance between rear axle and body centroid/m	1.55
轮胎刚度 Tire stiffness/($\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$)	162
惯容系数 Inertance/kg	278
S1 弹簧刚度 Spring stiffness of S1/($\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$)	15.2
S1 阻尼系数 Damping coefficient of S1/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	2673
S2 第一级弹簧刚度 Spring stiffness of S2 for first stage/($\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$)	17.5
S2 第一级阻尼系数 Damping coefficient of S2 for first stage/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	1650
S2 第二级弹簧刚度 Spring stiffness of S2 for second stage/($\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$)	15.2
S2 第二级阻尼系数 Damping coefficient of S2 for second stage/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	2673

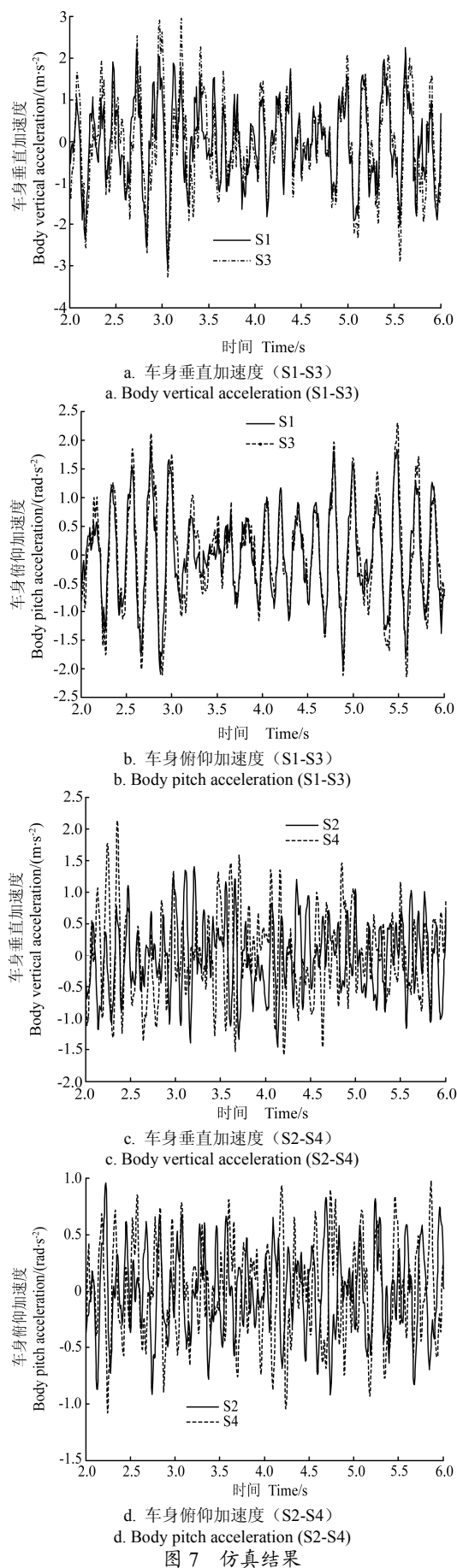


图 7 仿真结果
Fig.7 Simulation results

表 4 平顺性仿真数据

平顺性评价指标 Evaluation of ride comfort	悬架形式 Suspension form			
	S ₁	S ₃	S ₂	S ₄
垂直加速度 Vertical acceleration/(m·s ⁻²)	0.8105	0.8837	0.5429	0.5636
俯仰加速度 Pitch acceleration/(rad·s ⁻²)	0.7350	0.8036	0.4551	0.4764
悬架动行程 Suspension travel/m	0.0034	0.0032	0.0031	0.0032
车轮动载荷 Wheel dynamic load/N	729.54	742.74	472.04	493.82

由图 7 及表 4 可以看出, 相对于三元件并联式 ISD 悬架, 两级串联式 ISD 悬架在悬架动行程没有恶化的前提下, 可使车身垂直加速度下降达 36.2%, 俯仰加速度下降达 40.7%, 车轮动载荷下降达 33.5%, 车辆行驶平顺性得到了显著提升, 说明两级串联式 ISD 悬架的性能要优于三元件并联式 ISD 悬架。此外, 与线性 ISD 悬架相比, 包含惯容器非线性的 ISD 悬架减振性能有所降低, 其中, 对于三元件并联式 ISD 悬架, 车身垂直加速度和俯仰加速度分别上升了 9.03% 和 9.33%; 对于两级串联式 ISD 悬架, 车身垂直加速度和俯仰加速度分别上升了 3.81% 和 4.68%。根据上述仿真结果可知, 惯容器非线性会使 ISD 悬架的隔振性能出现一定程度的下降, 但降幅不超过 10%; 同时, 相对于三元件并联式 ISD 悬架, 两级串联式 ISD 悬架不仅表现出较好的隔振性能, 而且其性能受惯容器非线性的影响程度较小。

5 结 论

1) 本文基于非线性因素对滚珠丝杠式惯容器力流传播过程的影响机理, 建立了包含摩擦和丝杠弹性效应的惯容器非线性力学模型。

2) 根据试验数据以及最小二乘递推算法对惯容器非线性力学模型中的参数进行了辨识, 辨识得到的惯容系数分别为 126.7 和 324.7 kg, 与实际值的 130 和 330 kg 十分接近, 间接证明了该方法的准确性。

3) 通过仿真发现, 考虑惯容器非线性的 ISD 悬架隔振性能有所降低, 对于三元件并联式 ISD 悬架, 车身垂直加速度上升了 9.03%, 对于两级串联式 ISD 悬架, 车身垂直加速度上升了 3.81%, 结果表明, 两级串联式 ISD 悬架的隔振性能受惯容器非线性的影响程度较小。

[参 考 文 献]

- [1] 陈龙, 汪若尘, 江浩斌, 等. 车辆半主动悬架系统的设计与试验研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 58—61.

Chen Long, Wang Ruocheng, Jiang Haobin, et al. Design

- and experiment of semi-active suspension system for vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2005, 21(8): 58—61. (in Chinese with English abstract)
- [2] 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 with English abstract)
- [3] 朱茂飞, 陈无畏, 祝辉. 基于磁流变减振器的半主动悬架时滞变结构控制[J]. 机械工程学报, 2010, 46(12): 113—120.
- Zhu Mao-fei, Chen Wu-wei, Zhu Hui. Time delay variable structure control for semi-active suspension based on Magneto-rheological damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(12): 102—108. (in Chinese with English abstract)
- [4] 孙大刚, 宋勇, 林慕义, 等. 黏弹性悬架阻尼缓冲件动态接触有限元建模研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(1): 24—28.
- Sun Dagang, Song Yong, Lin Muiyi, et al. Modeling of dynamic contact finite element method for damping buffer components mounted on viscoelastic suspensions[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2008, 24(1): 24—28. (in Chinese with English abstract)
- [5] Smith M C. Synthesis of mechanical networks: The inerter[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10): 1648—1662.
- [6] Chen M Z Q, Papageorgiou C, Scheibe F, et al. The missing mechanical circuit element[J]. IEEE Circuits and Systems Magazine, 2009, 9(1): 10—26.
- [7] 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.
- [8] Evangelou S, Limebeer D J N, Sharp R S, et al. Control of motorcycle steering instabilities: Passive mechanical compensators incorporating inerters[J]. IEEE Control Systems Magazine, 2006, 26(5): 78—88.
- [9] Chen M Z Q, Smith M C. Restricted complexity network realizations for passive mechanical control[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2009, 54(10): 2290—2301.
- [10] Papageorgiou C, Smith M C. Positive real synthesis using matrix inequalities for mechanical networks: Application to vehicle suspension[J]. IEEE Transactions on Control System Technology, 2006, 14(3): 423—435.
- [11] 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 of Mechanical Engineering, 2012, 48(6): 102—108. (in Chinese with English abstract)
- [12] 汪若尘, 陈兵, 张孝良, 等. 车辆蓄能悬架系统仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 1—4.
- Wang Ruochen, Chen Bing, Zhang Xiaoliang, et al. Simulation and experiment of vehicle inerter suspension system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 1—4. (in Chinese with English abstract)
- [13] 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: 自然科学版, 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: Natural Science Edition, 2012, 33(3): 255—258. (in Chinese with English abstract)
- [14] 江浩斌, 耿建涛, 张孝良, 等. 基于虚拟样机模型的车辆蓄能悬架联合仿真研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(12): 221—223.
- Jiang Haobin, Geng Jiantao, Zhang Xiaoliang, et al. Study on co-simulation of vehicle suspension system employing inerter based on virtual prototype model[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(12): 221—223. (in Chinese with English abstract)
- [15] 李川, 王时龙, 张贤明, 等. 一种含螺旋飞轮运动转换器的悬架的振动控制性能分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(6): 96—100.
- Li Chuan, Wang Shilong, Zhang Xianming, et al. Analysis on vibration control performance of a novel vehicle suspension with spiral flywheel motion transformer[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(6): 96—100. (in Chinese with English abstract)
- [16] 李川, 邓菊丽, 王时龙, 等. 螺旋飞轮运动转换系统的机电比拟设计理论研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(3): 103—108.
- Li Chuan, Deng Juli, Wang Shilong, et al. Electromechanical analogy design theory of spiral flywheel motion transformation system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(3): 103—108. (in Chinese with English abstract)
- [17] Papageorgiou C, Houghton N E, Smith M C. Experiment testing and analysis of inerter devices[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2009, 131(1): 1—11.
- [18] Wang Fucheng, Su Weijun. Impact of inerter nonlinearities on vehicle suspension control[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(7): 575—595.
- [19] 刘丽兰, 刘宏昭, 吴子英, 等. 考虑摩擦和间隙影响的机床进给系统建模与分析[J]. 农业机械学报, 2010,

- 41(11): 212—218.
- Liu Lilan, Liu Hongzhao, Wu Ziyin, et al. Modeling and analysis of machine tool feed servo systems with friction and backlash[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(11): 212—218. (in Chinese with English abstract)
- [20] Ebrahimi M, Whalley R. Analysis, modeling and simulation of stiffness in machine tool drives[J]. Computer and Industrial Engineering, 2000, 38(1): 93—105.
- [21] 侯媛彬, 汪梅, 王立琦. 系统辨识及其 Matlab 仿真[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 53—64.
- [22] 吴志成, 陈思忠, 杨林, 等. 基于有理函数的路面不平度时域模型研究[J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(9): 795—798.
- Wu Zhicheng, Chen Sizhong, Yang Lin, et al. Model of road roughness in time domain based on rational function[J]. Transactions of Beijing institute of Technology, 2009, 29(9): 795—798. (in Chinese with English abstract)

Analysis of vibration isolation performance for nonlinear inerter-spring-damper suspension

Sun Xiaoqiang, Chen Long^{*}, Wang Shaohua, Yuan Chaochun, Zhang Xiaoliang

(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Many studies have shown that the impacts of nonlinear factors on the actual mechanical properties of an inerter can't be ignored. In order to investigate the inerter nonlinearities and their influence on ISD (inerter-spring-damper) suspension performance, the ball-screw inerter was chosen as the study object. A nonlinear mechanics model with friction in a ball-screw pair and an elastic effect of screw was built based on the mechanism of nonlinear factors on the force flow process of the inerter. The mechanical property testing of the inerter was carried out using a CNC hydraulic servo exciting test-platform, and the test results truly reflected the impact of friction on the mechanical properties of the inerter. At the same time, it could be determined by the test results that the amplitude of friction didn't vary with the change of inertance, and that the amplitude of friction could be determined to be 60N. On this basis, the friction was removed from the output force of the inerter and the output force model of an inerter without friction was built. The transfer function between the output force of the inerter and the relative acceleration between the two ends of the inerter was established. After discretization of the transfer function and derivation of the least squares format of the system, the parameters of the model were identified through the recursive least squares algorithm. The inertance obtained by the identification was very close to the actual value, which fully vindicated the identification results. According to the identification results, the equivalent stiffness and damping of the screw were respectively determined to be 1270 and 4100 Ns/m. The mathematical model of ISD suspension with a nonlinear inerter was built and the performance of four different structures of ISD suspension was analyzed and compared by Matlab/Simulink and vehicle vibration models with two axles. It was shown from the simulated results that the RMS of body vertical acceleration and body pitch acceleration of a three-element parallel ISD suspension were respectively increased by 9.03% and 9.33%, the RMS of body vertical acceleration and body pitch acceleration of a two-stage series ISD suspension were respectively increased by 3.81% and 4.68%. In addition, compared with a three-element parallel ISD suspension, a two-stage series ISD suspension had better performance, the RMS of body vertical acceleration, body pitch acceleration and tire dynamic load were respectively reduced by 36.2%, 40.7% and 33.5%. In summary, the vibration isolation performance of an ISD suspension was degraded to some extent by considering inerter nonlinearities, but the maximum degradation was no more than 10%, and the impact of inerter nonlinearities on the performance of a two-stage series ISD suspension was less than that of a three-element parallel ISD suspension. The conclusion provides an important reference for the influence evaluation of inerter nonlinearity on an ISD suspension performance and the structure selection of an ISD suspension.

Key words: vehicles, models, force control, suspension, inerter, nonlinearity, parameter identification, ride comfort

(责任编辑: 刘丽英)