

2级串联式ISD悬架非线性建模与参数优化*

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: 基于非线性因素对滚珠丝杠式惯容器实际力学性能的影响机理分析,建立了考虑摩擦以及丝杠弹性效应的惯容器非线性力学模型,进行了惯容器实际力学性能试验,根据试验数据对惯容器非线性力学模型中的参数进行了识别。在此基础上,建立了包含惯容器非线性的两级串联式惯容器-弹簧-阻尼器(ISD)悬架半车5自由度数学模型,通过对悬架参数的灵敏度分析,确定了ISD悬架参数的优化变量。根据车辆行驶平顺性性能评价指标,建立了ISD悬架参数优化模型,并采用粒子群优化算法对两级串联式ISD悬架的参数进行了优化。结果表明,该优化方法在满足车辆行驶安全性和控制悬架撞击限位概率的要求下,座椅处垂向加权加速度均方根降低了24.12%,车辆行驶平顺性得到了显著改善。

关键词: 悬架 惯容器 非线性 参数优化 粒子群算法 行驶平顺性

中图分类号: U463.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)06-0007-07

引言

悬架是车辆底盘系统的重要组成部分,其性能直接影响车辆在行驶过程中的平顺性、操稳性以及安全性^[1-2]。随着汽车工业的快速发展,传统被动悬架由于参数的不可调节,其性能已难以满足人们提出的更高要求。主动/半主动悬架虽然可以实现悬架性能的实时调节,但由于成本高、控制复杂以及能耗大等问题,其进一步推广应用受到一定限制^[3]。

2002年,剑桥大学学者Smith提出一种与质量元件具有相似物理性质的两端点机械元件——惯容器,并结合隔振理论对其进行研究,发现其具有较高的隔振潜力,随后惯容器迅速成为振动控制领域的研究热点^[4]。在国外,惯容器已经在包括车辆悬架、建筑物隔振以及高性能摩托车转向振动补偿等多个隔振领域得到了成功应用^[5-7]。在国内,部分学者根据车辆悬架性能要求,进行了惯容器-弹簧-阻尼器(ISD)悬架结构形式的探索,并对多种布置形式的ISD悬架减振性能进行了分析比较^[8-10]。然而,通过分析相关研究可以发现,作为ISD悬架的核心部件,惯容器中存在的非线性因素却被人们所忽视,根据惯容器的力学性能试验可知,非线性因素对惯容器的实际力学性能有着不容忽视的影响;此

外,作为一种车辆新型被动悬架,悬架参数的合理选取具有重要意义,目前大多数研究只是在给定悬架参数的基础上针对悬架性能进行了仿真分析,没有进一步针对车辆悬架实际性能要求,建立系统的ISD悬架参数优化方法。本文通过分析非线性因素对滚珠丝杠式惯容器实际力学性能的影响,建立惯容器非线性力学模型,同时进行惯容器的实际力学性能试验,根据试验数据对惯容器非线性模型中的参数进行辨识,在文献[8]提出的2级串联式ISD悬架结构基础上,建立包含惯容器非线性的ISD悬架半车5自由度数学模型,以车辆行驶平顺性为优化目标,建立ISD悬架参数优化模型,并采用粒子群优化算法对悬架参数进行优化。

1 惯容器非线性模型

1.1 惯容器理想线性模型

惯容器同弹簧和减振器一样,是一种严格意义上的两端点机械元件,惯容器的实现形式有多种,本文选取性能相对较佳的滚珠丝杠式惯容器作为研究对象。惯容器的工作原理是:当等值反向的力沿轴向施加于惯容器两端时,惯容器两端吊耳间会产生相对直线运动,通过滚珠丝杠副将此直线运动转换为丝杠的旋转运动,然后丝杠带动飞轮旋转,从而完成惯容器惯性质量的封装。

收稿日期:2013-07-19 修回日期:2013-09-13

* 国家自然科学基金资助项目(50905078)、教育部博士点基金资助项目(20093227120004)、高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20103227120011)和江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXZZ13_0660)

作者简介:孙晓强,博士生,主要从事车辆系统动力学研究,E-mail: sunxqujs@126.com

设飞轮的转动惯量为 J , 惯容器的理想线性动力学方程可表示为^[4]

$$F = (2\pi/P)^2 J (dv/dt) = ba \quad (1)$$

式中 F ——作用在惯容器两端的轴向力

P ——滚珠丝杠副的导程

v ——惯容器两端间相对运动速度

b ——惯容器惯容系数

a ——惯容器两端间相对运动加速度

惯容系数是惯容器惯性质量的参照,并非实际质量,而是通过飞轮旋转所产生的“虚质量”。

1.2 惯容器非线性模型

结合惯容器的实际性能特点,本文考虑的非线性因素主要为滚珠丝杠副中的摩擦以及丝杠弹性效应,惯容器非线性力学分析如图1所示。

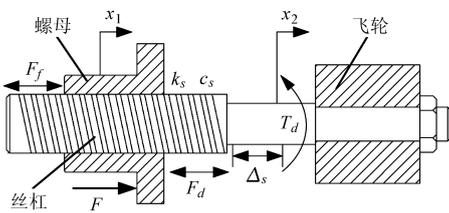


图1 惯容器非线性力学分析

Fig.1 Nonlinear mechanical analysis of inerter

首先,轴向力 F 传递到螺母上,运动方程^[11]为

$$F = m \ddot{x}_1 + F_d + F_f \quad (2)$$

其中 $F_f = -f_0 \text{sign}v$

式中 m ——螺母质量 x_1 ——螺母轴向位移

F_d ——滚珠丝杠副轴向驱动力

F_f ——摩擦力 f_0 ——摩擦力幅值

v ——螺母丝杠间相对运动速度

其次,滚珠丝杠副将螺母的直线运动转换为丝杠的旋转运动^[12]

$$\begin{cases} T_d = rF_d \\ v = r\omega \end{cases} \quad (3)$$

其中 $r = P/(2\pi)$

式中 T_d ——丝杠旋转驱动力矩

ω ——丝杠旋转角速度

r ——直线运动与旋转运动间的转换比

由于丝杠弹性效应,在轴向力作用下,丝杠将产生弹性形变 Δx ,且轴向力与弹性形变的关系为

$$F_d + F_f = k_s \Delta x + c_s \Delta \dot{x} \quad (4)$$

式中 k_s ——丝杠弹性效应的等效刚度

c_s ——丝杠弹性效应的等效阻尼系数

最后,丝杠螺母间实际相对位移 x_2 为螺母实际位移 x_1 减去丝杠的弹性形变 Δx ,因此螺母丝杠间实际相对运动速度 $v = \dot{x}_2$ 。

根据上述力学分析,可以建立如图2所示的考

虑摩擦和丝杠弹性效应的惯容器非线性力学模型。

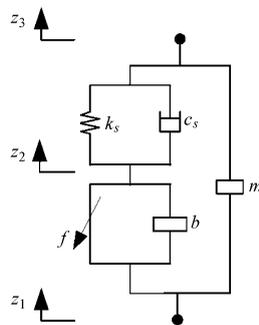


图2 惯容器非线性力学模型

Fig.2 Nonlinear mechanics model of inerter

1.3 非线性模型参数识别

为了提供模型参数识别所需的样本数据,在数控液压伺服激振试验台上进行了惯容系数为330 kg的滚珠丝杠式惯容器实际力学性能试验(图3)。



图3 惯容器试验

Fig.3 Experiment of inerter

由图2所示的惯容器非线性力学模型可以得到惯容器输出力的表达式为

$$F = m(\ddot{z}_1 - \ddot{z}_3) + f \text{sign}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + b(\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) \quad (5)$$

根据惯容器理想线性模型与摩擦力模型先并联再与丝杠弹性效应模型相串联的关系可得

$$f \text{sign}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + b(\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) = k_s(z_2 - z_3) + c_s(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) \quad (6)$$

由于摩擦力的表达式为非线性,不便于惯容器输出力模型的参数识别,因此考虑在先确定摩擦力幅值的基础上,然后将摩擦力从惯容器输出力中去除,从而得到惯容器输出力线性模型,最后根据试验数据对该线性模型中的参数进行识别。

为了确定摩擦力的幅值,将激振输入的频率设定为0.1 Hz,因为在此频率下惯容器两端间相对加速度较小,此时惯容器的惯性力可以忽略,惯容器的输出力主要表现为摩擦力。惯容器力学响应如图4所示,从图中可以看出,惯容器输出力曲线具有方波的特征,这与前文给出的摩擦力性质相符,由图4可以进一步确定摩擦力的幅值约为60 N。

非线性模型中的其余参数可以根据试验数据采

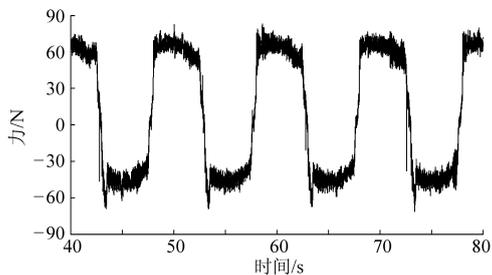


图 4 惯容器力学性能响应

Fig. 4 Mechanical response of inerter

用最小二乘递推算法进行不断逼近^[13-14], 算法采用的目标函数为

$$\min_{k_s, c_s, m, b} \|f_i(k_s, c_s, m, b) - f_e\|_2^2 \quad (7)$$

式中 f_i ——惯容器输出力理论模型计算值

f_e ——实际试验值

通过算法辨识, 最终得到丝杠的等效刚度 k_s 为 1 280 kN/m, 等效阻尼系数 c_s 为 4 100 N·s/m, 螺母质量为 2.2 kg。将上述参数代入惯容器非线性力学模型进行仿真, 得到惯容器输出力的仿真结果与试验结果对比如图 5 所示, 其中激振输入的频率为 5 Hz。

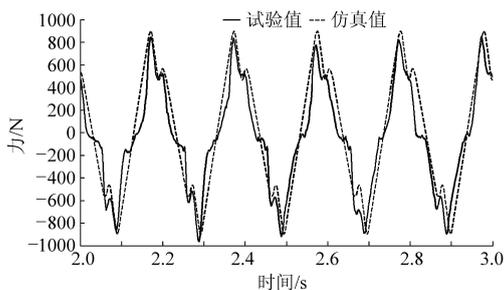


图 5 仿真与试验结果对比

Fig. 5 Contrast between simulated and experimental results

由图 5 可以看出, 仿真得到惯容器输出力与惯容器实际输出力吻合良好, 说明所建立的非线性力学模型准确, 所采用的模型参数辨识方法可行有效。

2 2 级串联式 ISD 悬架非线性建模

根据级联滤波理论, 文献[6]提出了一种 2 级串联式 ISD 悬架, 研究表明, 该悬架可以有效抑制车身低频振动, 改善车辆行驶平顺性, 因此本文在此基础上, 加入惯容器非线性模型, 进行 2 级串联式 ISD 悬架的非线性建模。建立的包含惯容器非线性的 2 级串联式 ISD 悬架半车 5 自由度模型如图 6 所示。

根据建立的车辆悬架模型以及牛顿运动力学, 可得系统运动学方程为:

座椅垂向运动方程

$$m_s \ddot{z}_s = k_1(z_{sf} - z_s) + c_1(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_s) \quad (8)$$

式中 m_s ——人体质量

z_s ——座椅处垂直位移

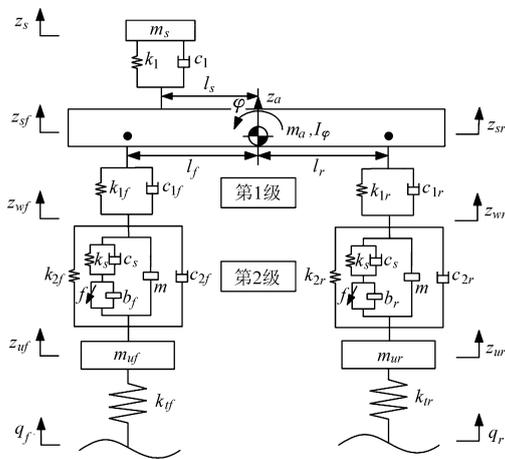


图 6 ISD 悬架半车 5 自由度模型

Fig. 6 Half car model of ISD suspension with 5-DOF

k_1 ——座椅刚度

z_{sf} ——车身前部位移

c_1 ——座椅阻尼系数

俯仰角在小范围内, 几何约束关系为

$$\begin{cases} z_{sf} = z_a - l_f \varphi \\ z_{sr} = z_a + l_r \varphi \end{cases} \quad (9)$$

式中 z_a ——车身质心处垂直位移

l_f ——前轴至质心距离

φ ——车身俯仰角

z_{sr} ——车身后部位移

l_r ——后轴至质心距离

车身垂向运动方程

$$m_a \ddot{z}_a = F_f + F_r - k_1(z_{sf} - z_s) - c_1(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_s) \quad (10)$$

式中 m_a ——车身质量

F_f ——前悬架垂向作用力

F_r ——后悬架垂向作用力

车身俯仰运动方程

$$I_\varphi \ddot{\varphi} = l_r F_r - l_f F_f + l_s [k_1(z_{sf} - z_s) + c_1(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_s)] \quad (11)$$

式中 I_φ ——车身俯仰转动惯量

l_s ——座椅至质心距离

非簧载质量垂向运动方程

$$\begin{cases} m_{uf} \ddot{z}_{uf} = k_{jf}(q_f - z_{uf}) - F_f \\ m_{ur} \ddot{z}_{ur} = k_{jr}(q_r - z_{ur}) - F_r \end{cases} \quad (12)$$

式中 m_{uf} ——前悬非簧载质量

m_{ur} ——后悬非簧载质量

z_{uf} ——前悬非簧载质量垂直位移

z_{ur} ——后悬非簧载质量垂直位移

k_{jf} ——前轮轮胎刚度

k_{jr} ——后轮轮胎刚度

q_f ——前轮处路面垂直位移

q_r ——后轮处路面垂直位移

根据串联式 ISD 悬架各级作用力相等,可得

$$\begin{cases} F_f = k_{1f}(z_{wf} - z_{sf}) + c_{1f}(\dot{z}_{wf} - \dot{z}_{sf}) = \\ k_{2f}(z_{uf} - z_{wf}) + c_{2f}(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{wf}) + \\ k_s(z_{nf} - z_{wf}) + c_s(\dot{z}_{nf} - \dot{z}_{wf}) + m(\ddot{z}_{uf} - \ddot{z}_{wf}) \\ F_r = k_{1r}(z_{wr} - z_{sr}) + c_{1r}(\dot{z}_{wr} - \dot{z}_{sr}) = \\ k_{2r}(z_{ur} - z_{wr}) + c_{2r}(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{wr}) + \\ k_s(z_{nr} - z_{wr}) + c_s(\dot{z}_{nr} - \dot{z}_{wr}) + m(\ddot{z}_{ur} - \ddot{z}_{wr}) \end{cases} \quad (13)$$

式中 k_{1f} ——前悬第 1 级弹簧刚度
 k_{1r} ——后悬第 1 级弹簧刚度
 c_{1f} ——前悬第 1 级减振器阻尼系数
 c_{1r} ——后悬第 1 级减振器阻尼系数
 z_{wf} ——前悬 ISD 悬架级间垂直位移
 z_{wr} ——后悬 ISD 悬架级间垂直位移
 k_{2f} ——前悬第 2 级弹簧刚度
 k_{2r} ——后悬第 2 级弹簧刚度
 c_{2f} ——前悬第 2 级减振器阻尼系数
 c_{2r} ——后悬第 2 级减振器阻尼系数
 z_{nf} ——前悬惯容器非线性模型级间垂直位移
 z_{nr} ——后悬惯容器非线性模型级间垂直位移

根据惯容器力流传播过程,可得

$$\begin{cases} k_s(z_{nf} - z_{wf}) + c_s(\dot{z}_{nf} - \dot{z}_{wf}) = \\ f_0 \text{sign}(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{nf}) + b_f(\ddot{z}_{uf} - \ddot{z}_{nf}) \\ k_s(z_{nr} - z_{wr}) + c_s(\dot{z}_{nr} - \dot{z}_{wr}) = \\ f_0 \text{sign}(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{nr}) + b_r(\ddot{z}_{ur} - \ddot{z}_{nr}) \end{cases} \quad (14)$$

式中 b_f ——前悬惯容器惯容系数
 b_r ——后悬惯容器惯容系数

根据上述动力学方程,基于 Matlab/Simulink 建立 ISD 悬架半车 5 自由度仿真模型。

3 悬架参数优化

在建立的仿真模型基础上,以提高车辆行驶平顺性为目标,进行 ISD 悬架参数的优化。

3.1 优化目标及约束条件

GB/T 4970—2009《汽车平顺性试验方法》中规定,评价汽车平顺性主要考虑座椅表面 3 个轴向的加速度,即 x_s (纵向)、 y_s (侧向)和 z_s (垂向)。由于所建仿真模型只能分析座椅处垂向振动,故对椅面纵向和侧向加速度予以忽略,因此优化目标函数为座椅处垂向加权加速度均方根 a_w ^[15],目标函数值越小,说明车辆平顺性越佳,即

$$\min a_w \quad (15)$$

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} W^2(f) G_a(f) df \right]^{1/2} \quad (16)$$

$$\text{其中 } W(f) = \begin{cases} 0.5 & (0.5 < f \leq 2) \\ f/4 & (2 < f \leq 4) \\ 1 & (4 < f \leq 12.5) \\ 12.5/f & (12.5 < f \leq 80) \end{cases}$$

式中 f ——激振频率

$G_a(f)$ —— $\dot{z}_s(t)$ 经频谱分析得的功率谱密度

$W(f)$ ——频率加权函数

为了在优化过程中同时保证车辆的行驶安全性以及控制撞击悬架限位的概率,对车轮动载荷和悬架动行程设定了如下约束条件^[16]:

(1) 车轮动载荷:当车轮与地面间的动态载荷与其静态载荷等值反向时,车轮将跳离地面失去附着力,从而使车辆行驶安全性恶化。由于汽车振动响应基本符合正态分布,因此,根据正态分布概率积分表可知,当车辆动载荷均方根 σ_{Fd} 不超过静载 G 的 1/3 时,车轮跳离地面的概率不会超过 0.15%, 本文所研究的车辆静态载荷 G 为 3 450 N。

(2) 悬架动行程:悬架动行程 f_d 的有效值 σ_{fd} 和其限位行程 $[f_d]$ 共同决定了撞击悬架限位的概率,当 σ_{fd} 不超过 $[f_d]$ 的 1/3 时,悬架动行程在 99.7% 的时间域内可保持在合理范围,因此取 $\sigma_{fd} \leq [f_d]/3$ 。一般乘用车 $[f_d]$ 为 7~9 cm, 本文选取 $[f_d]$ 为 8 cm。

3.2 参数灵敏度

2 级串联式 ISD 悬架参数较多,为了在参数优化中重点考虑对输出结果影响较大的参数,从而提高优化效率,考虑对悬架参数进行局部灵敏度分析,即通过数值仿真,分析 ISD 悬架局部单一参数变化对座椅处垂向加权加速度均方根的影响程度。

采用灵敏度系数作为悬架参数灵敏度的评价标准,计算公式如下^[17]

$$S_i = d\dot{z}_s/dp_i \quad (17)$$

式中 S_i ——第 i 个悬架参数灵敏度

dp_i ——第 i 个悬架参数变化百分比,参数中心值参照文献[6]

$d\dot{z}_s$ ——座椅处垂向加权加速度均方根变化百分比

通过仿真计算,得到各参数灵敏度如图 7 所示。从图中可以看出,各参数对座椅处垂向加权加速度均方根的影响显著程度不同,ISD 悬架的第 1 级参数 c_{1f} 、 c_{1r} 和第 2 级参数 k_{2f} 、 k_{2r} 、 b_f 、 b_r 的改变对座椅处垂向加速度均方根值的影响较大,而其余参数对座椅处垂向加速度均方根的影响相对较小。由此,确定优化的参数为 c_{1f} 、 c_{1r} 、 k_{2f} 、 k_{2r} 、 b_f 、 b_r 。

为了防止优化后得到的参数不符合悬架部件实际特性,设定了相关参数的优化范围为:5 000 N/m $\leq k_{2f}$ 、 $k_{2r} \leq 50 000$ N/m, 1 000 N·s/m $\leq c_{2f}$ 、 $c_{2r} \leq 5 000$ N·s/m,

$50 \text{ kg} \leq b_f, b_r \leq 500 \text{ kg}$ 。

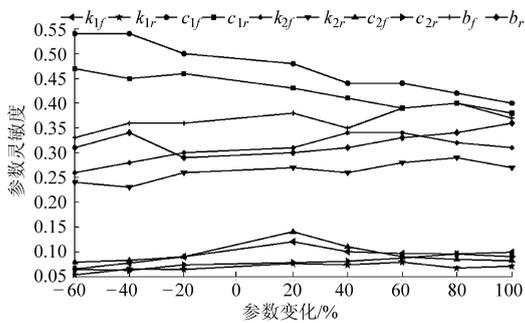


图7 悬架参数灵敏度

Fig. 7 Sensitivity of suspension parameters

3.3 参数优化

传统悬架参数优化多采用遗传算法(GA),但遗传算法往往表现出局部搜索能力较弱,且需要通过二进制进行编码解码,实现较为复杂。考虑到本文所需优化的悬架参数较多,提出采用优化能力较强且算法易于实现的粒子群算法(PSO)进行ISD悬架参数的优化^[18-19]。

在PSO算法中,每个粒子即代表所求问题的一个潜在解,粒子在搜索空间中以一定的速度进行搜索,并通过对个体和集体搜索经验的学习,动态更新粒子自身的位置和速度。在 m 维搜索空间中,粒子在 t 时刻的位置和速度用向量 $\mathbf{x}_t = (x_{t1}, x_{t2}, \dots, x_{tm})$ 和 $\mathbf{v}_t = (v_{t1}, v_{t2}, \dots, v_{tm})$ 表示,其更新公式为

$$\begin{cases} \mathbf{v}_{t+1} = \omega \mathbf{v}_t + r_1 g_1(\mathbf{P}_t - \mathbf{x}_t) + r_2 g_2(\mathbf{G}_t - \mathbf{x}_t) \\ \mathbf{x}_{t+1} = \mathbf{x}_t + \mathbf{v}_{t+1} \end{cases} \quad (18)$$

式中 ω ——惯性权重 r_1, r_2 ——加速因子
 g_1, g_2 —— $[0, 1]$ 之间的随机数
 \mathbf{P}_t ——粒子在 t 时刻的自身最好位置 pbest
 \mathbf{G}_t ——粒子全局最好位置,即所有粒子中的最好位置 gbest^[20]

结合本文的实际优化要求,算法具体步骤如下:

(1)算法初始化,设定相关参数,包括种群规模、粒子维数 m 、惯性权重 ω 、最大迭代次数 D_{\max} 、粒子加速因子 r_1 和 r_2 等。

(2)根据式(17)设定的参数范围随机产生所有粒子的位置,同时随机产生所有粒子的初始速度。

(3)将每个粒子的位置赋值为悬架参数,根据悬架仿真结果计算座椅处垂向加权加速度均方根、车轮动载荷均方根以及悬架动行程均方根。

(4)定义粒子适应度函数为座椅处垂向加权加速度均方根,同时进行约束条件的判定,若不符合车辆行驶安全性要求即 $\sigma_{Fd} > G/3$ 或悬架动行程 $\sigma_{fd} > [f_d]/3$,粒子将不进行适应度计算,直接进行更新。

(5)计算符合约束要求的粒子适应度,确定粒

子的 pbest 和 gbest。

(6)按照式(18)进行粒子位置和速度的更新。

(7)为了避免粒子飞出搜索空间,即不符合规定的参数优化范围,设立如下规定:当粒子某个参数飞出边界时,限定该粒子停留在边界上,同时改变其飞行方向,即改变粒子位置更新量的符号。

(8)迭代次数增加,若未满足结束条件,转步骤(5),否则取当前 gbest 为最优解。

结束条件需满足迭代次数达到最大迭代次数或者在迭代过程中粒子适应度已满足适应度要求^[21]。

3.4 优化结果

利用 Matlab 进行算法的编程实现,经过多次优化结果的比较,设置相关参数如下:种群规模 50,粒子维数 6,最大迭代次数 300,初始惯性权重 $\omega = 0.73$,加速因子 $r_1 = r_2 = 1.36$,适应度要求设定为 0.1。经优化后得到的 ISD 悬架参数如表 1 所示。

表1 ISD 悬架最优参数

Tab. 1 Optimum parameters of ISD suspension

参数	数值
前悬第1级阻尼系数 $c_{1f}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	2 035
后悬第1级阻尼系数 $c_{1r}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	2 174
前悬第2级刚度 $k_{2f}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	16.3
后悬第2级刚度 $k_{2r}/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	16.5
前悬惯容系数 b_f/kg	387
后悬惯容系数 b_r/kg	273

为了验证优化后得到的参数对 ISD 悬架性能的影响,以文献[6]给出的悬架参数为参考对象,对优化前、后的悬架主要性能指标进行了仿真对比,假设车辆以 30 m/s 的速度行驶在 B 级路面上,部分仿真结果如表 2 和图 8~10 所示。

表2 仿真数据

Tab. 2 Simulation data

性能指标	数值	
	优化前	优化后
座椅加权加速度均方根 $/(m \cdot s^{-2})$	0.427	0.324
车轮动载荷均方根(前轮)/N	471.3	513.4
悬架动行程均方根(前悬)/m	0.004 9	0.005 7

从表 2 可知,优化后的座椅处垂向加权加速度均方根降低了 24.12%,说明车辆乘坐舒适性得到了较大幅度的提高,虽然优化后的车轮动载荷均方根由 471.3 N 增加到 513.4 N,悬架动行程均方根由 0.004 9 m 增加 0.005 7 m,但是均满足车辆行驶安全性和控制撞击悬架限位概率的要求。由图 8 可以看出,在人体垂直方向最敏感的频率范围 4~12 Hz,座椅处垂向加速度功率谱密度有明显的降低,说明优化后的座椅处垂向振动控制效果良好。

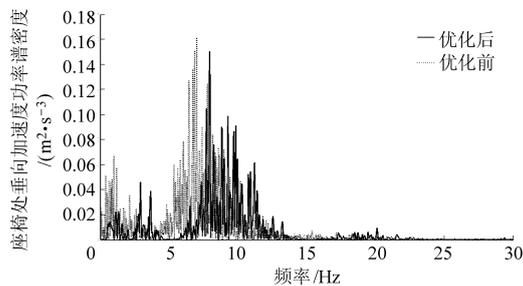


图8 座椅处垂向加速度功率谱密度

Fig. 8 PSD of vertical acceleration at seat

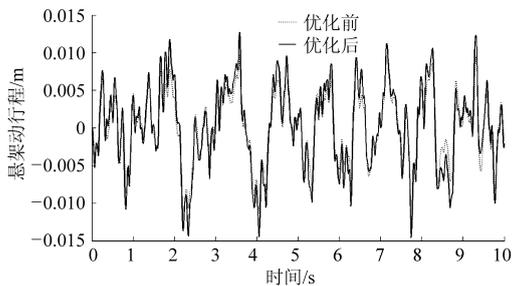


图10 悬架动行程(前悬)

Fig. 10 Suspension working space (front suspension)

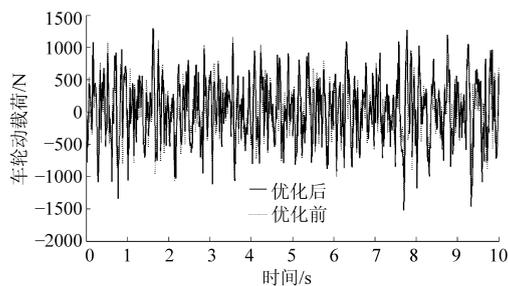


图9 车轮动载荷(前轮)

Fig. 9 Dynamic tire load (front wheel)

非线性因素对惯容器实际力学性能的影响机理,在此基础上,根据试验数据进行了惯容器非线性模型参数的辨识,完成了惯容器的非线性建模。

(2) 基于惯容器非线性模型完成了两级串联式ISD悬架半车5自由度非线性建模,对模型参数的局部灵敏度进行了分析,确定了参数优化变量。

(3) 以提高车辆行驶平顺性为导向,采用粒子群优化算法对ISD悬架参数进行了优化,结果表明,在满足车辆行驶安全性和控制撞击悬架限位概率的要求下,座椅处垂向加权加速度均方根降幅可达24.12%,提高了车辆的行驶平顺性。

4 结论

(1) 进行了滚珠丝杠式惯容器的试验,掌握了

参 考 文 献

- 汪若尘,陈龙,张孝良,等. 车辆半主动空气悬架系统设计与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(4):6-10.
Wang Ruochen, Chen Long, Zhang Xiaoliang, et al. Design and test of semi-active air suspension system of vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 6-10. (in Chinese)
- 汪少华,陈龙,孙晓强. 半主动空气悬架多模式切换控制模型的分析[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2013,34(6):637-642.
Wang Shaohua, Chen Long, Sun Xiaoqiang. A multi-mode switching control mode for semi-active air suspension [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2013, 34(6): 637-642. (in Chinese)
- 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)
- Smith M C. Synthesis of mechanical networks; the inerter [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, 47(10): 1648-1662.
- 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.
- 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.
- 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, 2006, 26(5): 78-88.
- 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)
- 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)
- 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)
- 11 Ebrahimi M, Whalley R. Analysis, modeling and simulation of stiffness in machine tool drives [J]. Computer & Industrial Engineering, 2000, 38(1): 93-105.
- 12 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)
- 13 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.
- 14 李林伟, 王磊, 朱罗平, 等. 最小二乘拟合法在大型水电机组安装中的应用[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(1): 49-54.
- Li Linwei, Wang Lei, Zhu Luoping, et al. Application of least square fitting method in installation of large hydro generating sets [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(1): 49-54. (in Chinese)
- 15 周长城. 汽车平顺性与悬架系统设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011: 39-42.
- 16 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2009: 216-218.
- 17 徐崇刚, 胡远满, 常禹, 等. 生态模型的灵敏度分析[J]. 应用生态学报, 2004, 15(6): 1056-1062.
- Xu Chonggang, Hu Yuanman, Chang Yu, et al. Sensitivity analysis in ecological modeling [J]. Chinese Journal of Applied Ecology, 2004, 15(6): 1056-1062. (in Chinese)
- 18 任岩, 刘雪枫, 郑源, 等. 多能互补发电系统中抽水蓄能的优化配置[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(5): 418-421
- Ren Yan, Liu Xuefeng, Zheng Yuan, et al. Optimal configuration of pumped-storage in hybrid power system [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(5): 418-421. (in Chinese)
- 19 张武, 陈建, 高煜. 基于粒子群优化的发动机悬置系统稳健优化设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5): 30-35.
- Zhang Wu, Chen Jian, Gao Yu. Robust optimal design of an engine mounting system based on particle swarm optimization [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 30-35. (in Chinese)
- 20 雷德明, 严新军. 多目标智能优化算法及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2009: 10-14.
- 21 许昌, 田蕾蕾, Shen Wenzhong, 等. 基于 ICPSO-PID 风电机组桨距控制分析[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(11): 1-7.
- Xu Chang, Tian Qiangqiang, Shen Wenzhong, et al. Study of wind turbine pitch control using ICPSO-PID algorithm [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(11): 1-7. (in Chinese)

Nonlinear Modeling and Parameter Optimization of Two-stage Series-connected ISD Suspension

Sun Xiaoliang Chen Long Wang Shaohua Yuan Chaochun Zhang Xiaoliang
(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Based on the impact of nonlinear factors on the actual mechanical properties of inerter, a nonlinear mechanical model with friction and elastic effect of screw was built. The mechanical property testing of inerter was carried out and the parameters of inerter nonlinear mechanical model were identified through the test data. Then, the mathematical model of two-stage series-connected ISD suspension with five degrees of freedom and nonlinear inerter was built. The optimized variables were determined through the sensitivity analysis of ISD suspension parameters. According to the performance evaluation index of ride comfort, the parameter optimization mathematic model of ISD suspension was established and the parameters were optimized by particle swarm optimization (PSO) algorithm. The optimization results indicated that under the premise the optimization met the requirements of driving safety and suspension working space, and the root mean square value of weighted seat vertical acceleration went down by 24.12%. It was concluded that the method proposed could effectively improve the vehicle ride comfort.

Key words: Suspension Inerter Nonlinearity Parameter optimization Particle swarm optimization
Ride comfort