DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2025.02.020

减振器动态特性集总参数-神经网络联合模型^{*}

刘雪莱1, 刘子谦1, 郑益谦2, 王 强1, 李 涛3, 上官文斌3

(1.重庆青山工业有限责任公司 重庆,402761) (2.暨南大学包装工程学院 珠海,519070)(3.华南理工大学机械与汽车工程学院 广州,510640)

摘要为了描述减振器的动态特性,将集总参数模型和神经网络模型进行结合,提出了一种能够精确描述减振器非 线性动态特性的集总参数-神经网络联合模型。首先,在减振器测试台架上对一个减振器的动态特性进行测量,激 励工况包括谐波激励和瞬态激励两大类,测试得到减振器的动态力响应;其次,提出了联合模型的集总参数建模方 法与参数辨识方法,并使用谐波激励下的测试数据完成了模型参数辨识;然后,利用神经网络模型补偿减振器的 力-速度非线性特征;最后,使用联合模型计算在瞬态激励下减振器的输出力,并与集总参数模型和神经网络模型的 计算结果以及测试结果进行了对比。结果表明,所提出的减振器联合模型具有较高的准确性,能够有效补偿集总参 数模型的非线性误差。

关键词 减振器;联合模型;神经网络模型;瞬态激励 中图分类号 TH113;U461

引 言

减振器是汽车悬架上的重要部件,起着衰减车 身振动的作用^[1]。目前,虽然已经研发出各种阻尼 可控的主动式减振器,如磁流变减振器^[23]和连续阻 尼调节(continuous damping control,简称CDC)减振 器^[45],但在普通乘用车上,多数情况下还是使用被 动式减振器。本研究对象为被动式减振器,其动态 特性是整车噪声-振动-声振粗糙度(noise-vibration-harshness,简称NVH)性能的一个重要影响因 素^[6]。为了描述减振器的动态特性,需要建立其数 学模型。目前,减振器模型主要分为3类:物理模 型^[7]、集总参数模型^[89]以及唯像模型^[10]。

Jugulkar等^[7]研究了节流孔数量对减振器在不 同速度下的阻尼力的影响,模拟了不同孔口开度情 况下的减振器动态特性。薛兵等^[8]利用黏性力、摩 擦力、弹性力和惯性力等描述减振器的各项力组合, 该模型基于减振器工作机理而建立,具有明确的物 理意义,称为物理模型。但是,物理模型中参数较 多,想要获取准确的模型参数比较困难。

Besinger模型^[9]将减振器抽象为串联弹性和阻 尼元件,在计算输出力时,需要通过解微分方程求出 中间变量的值,进而求得模型的输出力,所需的运算 根据减振器测试数据建立的模型,如分段线性 模型^[11]和多项式模型^[6],通过对测试数据进行简单 的拟合,即可建立唯像模型。唯像模型的参数辨识 容易,计算模型输出力时运算量较小,但是唯像模型 参数大多不具有物理意义,不能指导减振器的设计 和优化。

综上所述,目前已有的减振器模型存在计算量 大或者精度不高的缺点。为了准确预测减振器输 出力,需要建立一个高精度且低运算量的减振器 模型。

为此,笔者首先测试了在谐波激励和瞬态激励工况 下减振器的动态特性,建立了一个具有物理意义的 减振器集总参数模型,利用神经网络模型描述减振 器的非线性迟滞特性,并将集总参数模型与神经网 络模型进行结合,得到减振器的联合模型;其次,进 行集总参数模型的参数辨识和神经网络模型的训 练;最后,计算在瞬态工况下减振器联合模型的输 出力,验证了联合模型的准确性和可靠性。

量较大。Lu等^[10]研究了不同频率、不同振幅下减振器的非线性、非对称性和滞后性,利用最小二乘法识别减振器模型的7个参数。这种基于特征参数建立的模型称为集总参数模型。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(52405106)

收稿日期:2022-01-12;修回日期:2024-09-27

1 减振器动态特性测试

1.1 测试原理与测试工况

采用自主搭建的减振器测试台架对减振器的动态特性进行测试,如图1所示。该测试台架包含主动端和固定端,在主动端和固定端上分别安装位移传感器和力传感器。测试时设定施加的位移激励, 通过位移传感器和力传感器采集减振器上的位移激励, 通过位移传感器和力传感器采集减振器上的位移激励信号和输出力信号,对位移信号进行一阶微分和 二阶微分,可以求得减振器的速度和加速度。



图1 减振器动态特性测试

Fig.1 Measurement for dynamic performance of dampers

测试时需要尽可能覆盖减振器工作过程中遇到 的工况,才能提高减振器模型的精度。因此,在测试 中设置了2类激励工况:谐波激励和瞬态激励。谐 波激励下采集的测试数据主要用于减振器联合模型 参数的辨识。本次试验中,谐波激励工况见表1。

表1 谐波激励工况

Tab.1 Harmonic excitations

幅值/mm	f/Hz			
10	8.12,	16.71,	24.35,	31.99
20	4.06,	8.36,	12.18,	16.00
30	2.71,	5.57,	8.12,	10.66
40	2.03,	4.18,	6.09,	8.00
50	1.62,	3.34,	4.87,	6.40
60	1.35,	2.79,	4.06,	5.33
70	1.16,	2.39,	3.48,	4.57

考虑到在汽车上减振器受到的激励通常是瞬态 激励,因此有必要测试减振器在瞬态激励下的动态 特性。瞬态激励工况如图2所示。本次测试采用了 3种工况:瞬态工况I和瞬态工况II分别反映了减振 器在小幅值和大幅值的瞬态激励下的动态特性;瞬 态工况III反映了冲击工况下减振器输出力情况。

1.2 测试结果

测试完成后,对谐波激励下采集的测试数据进行处理,可以绘制减振器的示功特性曲线和速度特性曲线,分别如图3,4所示。图3中,激励幅值为50mm;图4中,最大速度为2.01m/s。





在减振器的示功特性曲线上,可以看到该减振器在拉伸过程消耗的能量比压缩过程多;而在速度特性曲线上,减振器的输出力具有分段线性的特征, 并且与其最大速度以及激励幅值相关。

2 减振器模型

2.1 集总参数模型

减振器的集总参数模型如图5所示。减振器的 输出力主要由3部分组成:黏性阻尼力、弹性力以及 摩擦力。黏性阻尼力是减振器输出力的主要组成部 分,其大小主要与减振器的输入速度相关,可以利用 分段线性模型建立黏性阻尼力与减振器输入速度之 间的关系。分段线性模型如图6所示。



图 5 减振器的集总参数模型 图 6 分段线性模型 Fig.5 Lumped parameter Fig.6 Piecewise linear model of damper model

分段线性模型输出力的计算式为

$$F_{c} = \begin{cases} c_{1}\dot{x} + (c_{2} - c_{1})v_{c} & (\dot{x} < v_{c}) \\ c_{2}\dot{x} & (v_{c} < \dot{x} \le 0) \\ c_{3}\dot{x} & (0 < \dot{x} \le v_{r}) \\ c_{4}\dot{x} + (c_{3} - c_{4})v_{r} & (\dot{x} > v_{r}) \end{cases}$$
(1)

其中: \dot{x} 为输入速度; c_1 , c_2 , c_3 和 c_4 为各段力-速度曲线的斜率; v_1 , v_2 分别为拉伸和压缩方向上的转折速度。

弹性力的大小与减振器的位移有关,使用多项 式模型建立其关系^[8],即

$$F_k = k_1 x + k_2 x^3 \tag{2}$$

其中:k1,k2分别为一次项系数和三次项系数。

摩擦力主要由减振器内部元件之间的相对滑动 产生。摩擦力与减振器输入速度方向有关,即

$$F_f = f \operatorname{sgn}(\dot{x}) \tag{3}$$

其中:f为滑动摩擦力的大小;sgn()为符号函数。

将黏性阻尼力、弹性力以及摩擦力相加,可得集 总参数模型的输出力计算式为

$$F_b = F_c + F_k + F_f \tag{4}$$

2.2 神经网络模型

由试验结果可知,减振器的动态特性与激励幅 值及最大速度等参数有关,具有很强的非线性,因此 使用神经网络模型描述减振器的非线性特性。

本研究采用 BP 神经网络描述减振器的非线性 迟滞特性,在神经元中进行如下运算^[10]

$$h = f\left(\sum_{i=1}^{n} w_i x_i + b\right) \tag{5}$$

其中:h为神经元的输出; x_i 为神经元的输入;n为输入的个数; w_i , b_i 分别为神经元的权值和偏移值;f()为激活函数。

本研究建立的神经网络模型包含1个输入层、 1个隐含层和1个输出层。在隐含层中使用20个神 经元,采用sigmod函数作为神经元的激活函数。通 过建立损失函数并利用大量的测试数据对神经网络 模型进行训练,可以得到各个权值和偏移值。

2.3 集总参数-神经网络联合模型

减振器联合模型原理图如图7所示。首先,由

集总参数模型计算减振器的部分输出力;其次,利用 神经网络模型对集总参数模型无法描述的非线性迟 滞力进行补偿,从而使联合模型可以准确地反映减 振器动态特性与最大速度及激励幅值的关系。



图 7 减振器联合模型原理图 Fig.7 Schematic diagram of damper hybrid model 减振器联合模型的输出力计算式为

$$F_{h} = F_{b}(x, \dot{x}) + F_{n}(x, \dot{x}, \ddot{x})$$
 (6)

其中:F_h为联合模型输出力;F_b为集总参数模型输出力;F_n为神经网络模型输出力。

3 减振器模型参数辨识

3.1 集总参数模型参数辨识

集总参数模型参数辨识步骤如下。

1)利用减振器动态特性测试,获得谐波激励工况下的测试数据。

 2)将参数辨识过程转化为多变量优化问题, 发现

 $P_{t} = [c_{1}, c_{2}, c_{3}, c_{4}, v_{c}, v_{r}, k_{1}, k_{2}, f]^{T}$ (7) 最小值为

$$e_{s}(P_{t}) = \sum_{j=1}^{N} \left[F_{b}(P_{t}, x_{j}, \dot{x}_{j}) - F_{j} \right]^{2}$$
(8)

边界条件为

 $c_1 > 0, c_2 > 0, c_3 > 0, c_4 > 0, v_c < 0, v_r > 0, f > 0$ (9) 其中: P_r 为优化变量; $F_b(P_t, x_j, \dot{x}_j)$ 为集总参数模型 的输出力;N为测试数据的数量。

3)使用序列二次规划方法求解优化问题,求得 集总参数模型的参数辨识结果如表2所示。

€2	集总	参数	模型	的参	数辨	识结	課
----	----	----	----	----	----	----	---

Tab.2 Identified parameters of lumped parameter model

参数	数值	参数	数值
$c_1/(Ns \cdot m^{-1})$	571.1	$v_r/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1})$	0.270 2
$c_2/(Ns \cdot m^{-1})$	1 609	$k_1/(N \cdot m^{-1})$	494.1
$c_3/(Ns \cdot m^{-1})$	2 309	$k_2/(N \cdot m^{-1})$	112.4
$c_4/(Ns \cdot m^{-1})$	949.6	f/N	5.222
$v_{c}/(m \cdot s^{-1})$	-0.1003		

集总参数模型计算结果如图8所示。可见,集 总参数模型未能准确描述减振器的力-速度特征,需 要利用神经网络模型进行补偿。



3.2 神经网络模型训练

本研究使用神经网络模型描述减振器的力-速 度非线性特征。设(x_j , \dot{x}_j , F_j)为谐波激励测试数 据, F_{b_j} 为集总参数模型计算值,神经网络模型的训 练数据集为:

输入参数 $(x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i)$ $(j = 1, 2, \dots, N)$

输出参数 $F_i - F_{b_i}$ ($j = 1, 2, \dots, N$)

如果使用神经网络模型描述减振器的动态特性,只需使用F_j作为训练数据集中的输出数据即可。

3.3 联合模型参数辨识效果

在谐波激励下,联合模型的减振器力-速度特性 的计算结果如图9所示。与集总参数模型和神经网 络模型相比,联合模型的计算精度更高,并且能够反 映减振器与激励幅值、最大速度相关的动态特性。

4 集总参数-神经网络联合模型的验证

为了验证联合模型的准确性,利用已完成参数 辨识的联合模型,计算瞬态激励下减振器的输出



Fig.10 Calculated results of indicator characteristic of damper under transient excitations III



excitations III





图 9 联合模型的减振器力-速度特性计算结果

Fig.9 Calculated results of force-velocity characteristics of damper in hybrid model

力。在瞬态激励工况Ⅲ下,减振器示功特性、力-速 度特性以及输出力的计算结果分别见图10~12。

为了定量描述模型的精度,定义误差指标为

$$E = \left(\sqrt{\sum_{j=1}^{N_r} (F_{cal,j} - F_{r,j})^2} / \sqrt{\sum_{j=1}^{N_r} (F_{r,j})^2} \right) \times 100\%$$
(10)

其中:F_{cal.j}为利用联合模型的输出力计算值;F_{r.j}为输出力的测试值;N_r为测试数据量。

误差指标越小,模型的精度越高。不同模型的 误差指标如表3所示。

由图 10~12 和表 3 的计算结果可知:



%

表 3 不同模型的误差指标	
---------------	--

激励工况	集总参数模型	神经网络模型	联合模型
Ι	22.87	25.22	6.51
Π	20.65	16.95	2.85
Ш	18.14	16.59	5.08

 1) 在瞬态激励下,联合模型的计算精度均比集 总参数模型高,误差指标E的值均小于7%。相比 集总参数模型和神经网络模型,联合模型的计算精 度分别提高了13%和11%以上。

2)联合模型的参数辨识使用的是谐波激励下 的测试数据,而在瞬态激励时依然具有较高的精度, 说明联合模型具有良好的稳定性。

3) 在示功特性曲线和力-速度特性曲线上,联 合模型能够更准确地描述减振器的非线性特性。相 比于谐波激励的预测精度,瞬态激励下精度有所降 低,这可能是由于过拟合所造成。

5 结 论

 減振器的动态特性与激励幅值和最大输入 速度之间存在非线性关系,在集总参数模型基础上 使用神经网络模型可以补偿这种非线性力。与集总 参数模型相比,本研究提出的联合模型在不同的谐 波激励工况下的计算精度均得到提升。

2) 在3种瞬态激励工况下,联合模型的计算误 差均小于7%,比集总参数模型和神经网络模型的 计算精度分别提高了13%和11%以上。

3)利用谐波激励下的测试数据完成联合模型的参数辨识后,使用联合模型计算瞬态激励下减振器的动态特性依然具有很高的精度,说明联合模型具有良好的稳定性。

参考文献

- [1] 彭志召,危银涛,傅晓为,等.磁流变半主动悬架研究及实车试验分析[J].汽车工程,2021,43(2):269-277.
 PENG Zhizhao, WEI Yintao, FU Xiaowei, et al. Research and performance test of magnetorheological semi-active suspension system based on a real vehicle
 [J]. Automotive Engineering, 2021, 43(2): 269-277. (in Chinese)
- [2] KUBÍK M, MACHÁČEK O, STRECKER Z, et al. Design and testing of magnetorheological valve with fast force response time and great dynamic force range [J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26(4): 047002.
- [3] 刘强,徐凯,占晓明,等.磁流变弹性体减震器测试与力 学建模[J].振动、测试与诊断,2023,43(5):995-1000.
 LIU Qiang, XU Kai, ZHAN Xiaoming, et al. Testing and mechanical modeling of magnetorheological elasto-

mer shock absorber [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2023, 43(5): 995-1000.(in Chinese)

- [4] QIN Y, ZHAO F, WANG Z, et al. Comprehensive analysis for influence of controllable damper time delay on semi-active suspension control strategies [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2017, 139(3): 031006.
- [5] 谢方伟,徐纯洁,万快弟,等.CDC减振器用先导阀参数协同优化设计[J].华南理工大学学报(自然科学版),2021,49(2):131-139.
 XIE Fangwei, XU Chunjie, WAN Kuaidi, et al. Cooperative optimization design of pilot valve parameters for CDC shock absorber[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2021, 49(2):131-139.(in Chinese)
- [6] 黄修鹏,郑光泽,李晓峰,等.电驱系统瞬态NVH特性分析与实验研究[J].振动、测试与诊断,2024,44(3):551-559.
 HUANG Xiupeng, ZHENG Guangze, LI Xiaofeng, et al. Analysis and experimental study of transient NVH characteristics of electric drive assembly[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(3):551-559.(in Chinese)
- [7] JUGULKAR L M, SINGH S, SAWANT S M. Fluid flow modeling and experimental investigation on automobile damper[J]. Construction and Building Materials, 2016, 121: 760-772.
- [8] 薛兵,杜永昌,刘源,等.基于机理的磁流变减震器滞
 回特性魔术公式模型[J].振动工程学报,2017,30(5):774-780.
 XUE Bing, DU Yongchang, LIU Yuan, et al. A

mechanism-based magic formula model for hysteretic characteristics of magneto rheological damper[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(5): 774-780. (in Chinese)

- [9] LIU Y, ZHANG J. Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber[J]. Mechanics Research Communications, 2002, 29(5); 359-365.
- [10] LU Y, LI S, CHEN N. Research on damping characteristics of shock absorber for heavy vehicle [J]. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 2013, 5(3): 842-847.
- [11] BARETHIYE V, POHIT G, MITRA A. A combined nonlinear and hysteresis model of shock absorber for quarter car simulation on the basis of experimental data
 [J]. Engineering Science and Technology, an International Journal, 2017, 20(6): 1610-1622.



第一作者简介:刘雪莱,男,1988年11月 生,博士、高级工程师。主要研究方向为 整车非线性柔性体动力学建模与试验方 法研究。曾发表《基于传递路径的整车 底板振动优化方法》(《振动、测试与诊 断》2023年第43卷第6期)等论文。 E-mail:liuxuelaiaaa@126.com