

DOI: 10.3901/JME.2016.08.029

磁流变发动机悬置的参数化建模与辨识*

陈世崑¹ 杜鹏飞¹ 李 锐² 王小荣¹

(1. 重庆科技学院数理学院 重庆 401331;

2. 重庆邮电大学自动化学院 重庆 400065)

摘要: 研究频变、磁变效应下的磁流变悬置的力学模型建立问题。以某磁流变悬置为例, 根据 Bingham 模型, 将悬置恢复力分为库仑阻尼力、弹性恢复力、黏性阻尼力三部分; 通过分析各部分力与频率、磁场的相关性分析, 提出一种改进的多项式 Bingham 参数化模型。该模型以外部电流、外载频率为变量, 通过推导外部位移激励的能量耗散、储存关系, 提出该多项式模型中九个待识别参数的辨识方法。设计了试验方案, 并通过真实试验测试各种工况下该挤压式磁流变悬置的恢复力-位移关系, 根据所提方法, 得到在不同工况下的磁流变悬置的恢复力随电流、外载频率变化的关系。对比试验结果表明, 该参数化模型在动刚度、滞后角以及滞回曲线上能良好地反映悬置的宽频段动力学特性。

关键词: 磁流变悬置; 参数化建模; 动特性试验; 发动机减振

中图分类号: U46

Dynamic Parametric Modeling and Identification of Magnetorheological Fluid Engine Mounts

CHEN Shiwei¹ DU Pengfei¹ LI Rui² WANG Xiaorong¹

(1. College of Mathematics and Physics, Chongqing University of Science & Technology, Chongqing 401331;

2. College of Automation, Chongqing University of Posts & Telecommunications, Chongqing 400065)

Abstract: The present work is about the dynamic model and the experimental testing of the magnetorheological fluid(MRF) mounts, especially at wide frequency. A squeeze MRF mounts is adopted, according to Bingham model, the react force of the mounts is divided to three parts which contains coulomb damping force, viscous damping force and elastic force. An advanced polynomial Bingham parameterization model is built by analysing the relationship between the frequency, magnetic field and the each part force. The applied current and the excitation frequency in this model as variable, nine variable parameters of the second order polynomial are found by testing different operating conditions. A verification test shows the reliability and the performance of the proposed model.

Key words: magnetorheological mounts; parametric modeling; dynamic test; engine isolation

0 前言

发动机悬置元件通常安装在发动机与车架之间, 用来隔离发动机内部振动向车身传播以及抑制发动机自身振幅, 理想的悬置元件需要具有高频低阻尼, 低频高阻尼的特点^[1-2]。磁流变液悬置作为一种新型的智能悬置, 具有阻尼力可控、结构简单、响应快、能耗少、成本低等一系列优点^[3], 使其在

发动机振动控制领域具有广阔的应用前景和重要的研究意义^[4]。

由于磁流变液悬置内部结构复杂, 其中橡胶结构具有超-黏-弹-塑等力学特性, 其弹性模量与振幅^[5]、外载频率^[6]具有相关性; 另一方面, 磁流变液作为非牛顿液体, 具有屈服应力主要随外载磁场变化的磁致特性, 和表观黏度主要随外载频率变化的频率相关性^[7-8], 这些特性使得磁流变悬置的力学特性具有强非线性。因此, 如何精确又简洁的建立其力学模型一直是工程科学领域研究的热点^[9]。现有国内外研究主要采用以下三种方法来描述悬置元件的动态特性。

* 国家自然科学基金(11502038, 11372366)、重庆市教委科研(KJ1401335)、重庆市高校优秀人才和重庆市杰出青年基金(cstc2014jcyj40004)资助项目。20150505 收到初稿, 20150905 收到修改稿

(1) 集总参数法集。集总参数法通常采用键合图理论, 来描述悬置系统的动刚度、滞后角与悬置内部结构各参数的关系^[10], 然而由于集总参数法基于线性黏弹性系统, 其计算模型与最后试验结果往往存在较大差距。

(2) 有限元算法。有限元算法是指通过商用有限元软件的二次开发, 对悬置进行动特性仿真^[11-12]。然而由于磁流变液悬置的流固耦合特性, 以及结构材料的黏弹性、弹塑性、超弹性参数获取需要大量试验^[13], 使得磁流变液悬置的反馈力预测十分困难。

(3) 参数化模型法。参数化模型法通过搭建预设骨架模型, 并结合试验, 拟合骨架模型中待定参数, 来描述悬置器件的力学特性。由于其具有模型简单且精度高的优点, 国内外学者大量的应用参数化模型法描述磁流变减振器件的动态特性: SPAGGIARI 等^[14]利用改进的 Bouc-Wen 模型在低频段对某磁流变液阻尼器进行了参数化建模, 取得了一定效果; LI 等^[15]对发动机磁流变液悬置进行磁路分析, 并对挤压模式磁流变液悬置进行力学特性研究, 推导施加的电流与挤压力的关系; CHOI 等^[16]通过多项式模型对磁流变液悬置试验结果进行了拟合计算, 该模型具有控制精度高、阻尼力反求电流快等优点。

综上, 参数化模型法描述磁流变减振器件的力学特性已经有了大量的研究和良好的成果, 然而, 由于发动机具有宽频振动(0~100 Hz)的特点, 现有研究还未涉及磁流变减振器的宽频动力学参数化模型。

为了解决上述问题, 本文以某挤压式磁流变悬置为例, 通过悬置恢复力构成分析, 提出一个多项式 Bingham 参数化模型, 通过分析外部激励的能量耗散、储存关系, 提出该多项式模型的参数辨识方法。并通过试验测试, 得到在悬置恢复力在不同工况下随电流、激励频率变化的关系。对比结果表明, 该参数化模型能良好地在宽频段反映 MR 悬置的动态特性。

1 参数化模型

本文选取如图 1 所示的挤压式磁流变悬置为研究对象。该悬置主要由支撑机构、励磁机构以及阻尼机构三部分构成。其中, 支撑机构由活塞杆、橡胶垫片组成, 其主要作用为连接并支撑发动机重量, 使悬置固定于发动机与车架之间。励磁机构由电路系统以及励磁线圈组成, 阻尼机构由连接上下极板

的挤压圆盘和磁流变液组成。当励磁机构中电路系统产生电流并通过励磁线圈后, 在阻尼机构中产生激励磁通, 使磁流变液的流动变得困难, 从而限制挤压圆盘 x 方向的运动, 达到衰减发动机 x 方向振动的目的。

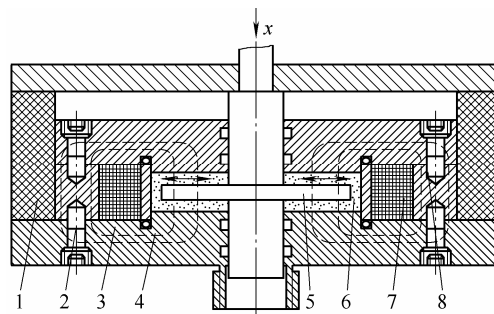


图 1 某磁流变液悬置的结构示意简图

当发动机振动, 导致挤压圆盘移动了位移 x 时, 悬置对发动机反馈力^[17-19]可以表述为

$$F_{MR} = F_1 + F_2 + F_3 \quad (1)$$

$$F_1 = \frac{3}{2} \eta_0 r_0^4 \frac{\dot{x}}{(h_0 - x)^3}$$

$$F_2 = \frac{3}{2} \pi r_0^3 \tau_y \frac{\text{sgn}(\dot{x})}{h_0 - x}$$

$$F_3 = k_0 x + c_0 \dot{x}$$

式中 η_0 ——磁流变液表观黏度系数;

r_0 ——挤压圆盘半径;

h_0 ——上下极板距离;

τ_y ——磁流变液剪切屈服应力;

sgn ——符号函数;

k_0 ——橡胶等效刚度;

c_0 ——橡胶等效阻尼。

式(1)中, 把悬置对发动机的反馈力分为三部份组。第一部分反馈力 F_1 为挤压圆盘在磁流变液中运动受到磁流变液黏性阻碍而产生的黏性力, 这种黏性力的由磁流变液的表观黏度系数以及极板的半径决定, 若将磁流变液视为牛顿液体的特性, 则其表观黏度系数为挤压圆盘运动速度, 即发动机振动频率的函数。

第二部分悬置恢复力 F_2 为挤压圆盘运动时, 使磁流变液中因磁场相互的铁磁颗粒发生屈服错动效应而产生的库仑阻尼力, 其中剪切屈服应力 τ_y 主要受磁场强度的控制。因此, F_2 与悬置外载电流强度相关, 是一种可控的摩擦阻尼力。

第三部分悬置恢复力为悬置外部包裹的橡胶垫片的弹性力 F_3 , 由于橡胶材料具有黏弹性, 其等效刚度 k_0 、阻尼 c_0 随频率变化而变化也导致 F_3 随

外载频率变化而变化。

由于发动机振动的小振幅特性, 可以简化认为 $(h_0 - x) \approx h_0$, 并根据前面的相关性分析, 将恢复力表达式按照电流 I 、外载频率 ω 进行二项式拟合得到改进的 Bingham 模型如下

$$F_{MR} = \text{sgn}(\dot{x})F_I + k_\omega x + c_\omega \dot{x} \quad (2)$$

$$F_I = A_I I^2 + B_I I + C_I$$

$$k_\omega = A_k \omega^2 + B_k \omega + C_k$$

$$c_\omega = A_c \omega^2 + B_c \omega + C_c$$

式中 c_ω ——悬置等效黏性阻尼;

k_ω ——悬置等效刚度;

F_I ——库仑阻尼力系数。

2 参数辨识

当悬置在 x 方向, 收到幅值为 X_0 的单频正弦位移激励时, 悬置运动状态可以描述为

$$F_{MR} = \text{sgn}(\dot{x})F_I + k_\omega X + c_\omega \dot{X} \quad (3)$$

$$X = X_0 \sin(\omega t + \varphi)$$

$$\dot{X} = \omega X_0 \cos(\omega t + \varphi)$$

在一个完整周期内, 据式(3), 位移激励器对悬置所做的外力功 P_{op} 可以表述为

$$P_{op} = \oint F_{MR} dX = \oint F_{MR} \omega \sqrt{X_0^2 - X^2} \text{sgn}(\dot{X}) dt \quad (4)$$

根据能量平衡, 一个完整周期内, 外力功又等于悬置内部消耗的能量。

$$P_{op}(I, \omega) = P_I(I) + P_c(\omega) \quad (5)$$

$$P_I(I) = \oint \text{sgn}(\dot{X}) F_I dX = 4X_0 F_I$$

$$P_c(\omega) = \oint c_\omega \dot{X} dX = \pi c_\omega \omega^2 X_0^2$$

式中 P_I ——库仑阻尼力做功;

P_c ——黏性阻尼力做功。

式(5)的物理意义如下: 一个完整周期, 位移激励器所作的功被悬置所消耗掉, 而这些消耗掉的功可以分为两部分表达, 一部分为与外加电流强度相关的能量 P_I ; 另一部分为与外载频率相关的能量 P_c 。

基于这种特性, 若保持位移激励的幅值 X_0 以及外载电流 I 不改变, 多次测试不同激励频率下的外力功, 并将测试数据两两相减, 则可以得到黏性阻尼拟合参数表达式如下

$$\begin{pmatrix} A_c & B_c & C_c \end{pmatrix}^T = \mathbf{G}_{\omega k}^{-1} \Delta \mathbf{P}_\omega \quad (6)$$

$$G_{\omega k}(i, j) = (\omega_i^{5-j} - \omega_{i+1}^{5-j})(\pi X_0^2)^{-1}$$

$$\Delta P_\omega(i) = P_{op}(I, \omega_i) - P_{op}(I, \omega_{i+1})$$

式中 ω_i ——第 i 次测试时的外载频率值;

$i, j=1, 2, 3$ 。

式(6)表明, 通过测试系统在不同激励频率下的外力功, 可以得到磁流变悬置的等效黏性阻尼随激励频率变化的关系。

类似的, 不改变激励幅值以及频率, 将不同外载电流 I 作用下的悬置系统外力功两两相减, 则可以得到库仑阻尼力系数拟合参数的计算公式

$$\begin{pmatrix} A_I & B_I & C_I \end{pmatrix}^T = \mathbf{G}_{Ik}^{-1} \Delta \mathbf{P}_I \quad (7)$$

$$\mathbf{G}_{Ik} = \begin{pmatrix} 4X_0(I_k^2 - I_{k+1}^2) & 4X_0(I_k - I_{k+1}) & 0 \\ 4X_0(I_{k+1}^2 - I_{k+2}^2) & 4X_0(I_{k+1} - I_{k+2}) & 0 \\ 0 & 0 & 4X_0 \end{pmatrix}$$

$$\Delta \mathbf{P}_I = \begin{pmatrix} P_{op}(I_k, \omega) - P_{op}(I_{k+1}, \omega) \\ P_{op}(I_k, \omega) - P_{op}(I_{k+1}, \omega) \\ P_{op}(I=0, \omega) - \pi c_\omega \omega^2 X_0^2 \end{pmatrix}$$

式中, I_k 为第 k 次测试时的外载电流值。

式(7)为库仑阻尼力的库仑阻尼力参数识别公式, 由式(7)可知, 若已知系统等效黏性阻尼力随频率变化的关系, 则悬置的库仑阻尼力可以由测试不同外载电流工况下的外力功代入式(7)反解得到。

进一步, 在完成识别等效黏性阻尼系数以及库仑阻尼力系数之后, 反解式(4), 可得

$$k_\omega(\omega) = \frac{F_{MR} - c_\omega \omega \sqrt{X_0^2 - X^2} \text{sgn}(\dot{X}) - \text{sgn}(\dot{X}) F_I}{X} \quad (8)$$

式中, k_ω 为等效刚度, 是一个关于频率的函数, 可以通过最小二乘法拟合识别

$$\min \left(\sum (A_k \omega^2 + B_k \omega + C_k - k_\omega(\omega))^2 \right) \quad (9)$$

综上所述, 可知本文提出的改进 Bingham 参数化模型中待辨识参数识别流程如图 2 所示, 具体表述如下。

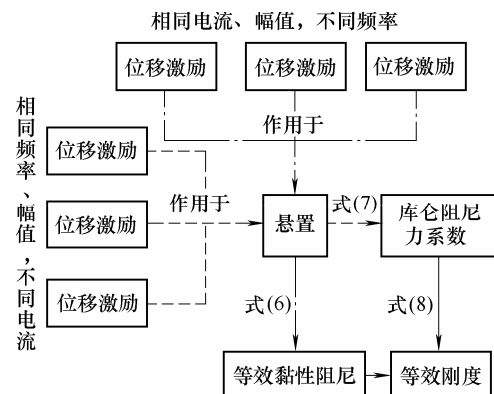


图 2 参数化模型中待识别参数试验拟合流程图

(1) 为磁流变悬置接通某一确定电流, 不改变外载幅值, 测试不同外载频率下的位移-力曲线, 通过式(4)计算外力功, 通过式(6)识别悬置的等效黏性阻尼。

(2) 与(1)类似的, 不改变所施加激励力振幅、频率, 测试不同电流作用下的激励力对磁流变悬置的外力功, 并代入式(7)计算出悬置系统的库仑阻尼力系数。

(3) 将(1)、(2)所得结果代入式(8), 可知出悬置刚度随激励频率变化的规律。

3 现场试验

将本文提出方法应用于如图 3 所示的真实磁流变悬置。



图 3 挤压式磁流变悬置

根据参数识别原理, 图 4 给出所搭建磁流变悬置测试平台现场。平台中, 磁流变悬置与位移激振器刚性连接, 位移激振器由 242.01 型号的 MTS 作动头进行驱动, 可以对悬置施加不同频率、幅值的力信号。BK-1 型应变式力传感器安装于位移激振器上用于测试外载作用下悬置回复力。同时, 在位移激振器中内置有高精度位移传感器, 来测试悬置的位移信号。

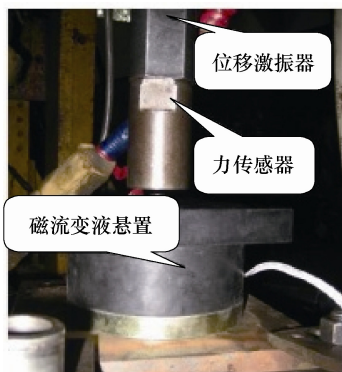


图 4 磁流变悬置测试平台现场图

该试验平台的主要技术参数如下: 最大位移激振振幅 5 mm, 最大激振力幅值 5 000 N, 最大激励速度 5 m/s, 最大激励加速度 20 g, 激振频率范围 0~

150 Hz, 两传感器的精度等级均为 0.1 级。

根据测试理论, 设垂直向下为恢复力和位移的负方向, 并减去初始预载力(将滞回曲线中心设为坐标轴原点)影响后, 图 5 给出 5 组在相同电流不同外载频率工况下的磁流变悬置回复力-激励位移试验曲线。试验中, 初始预载力 600 N、外载电流恒定为 0.4 A、激励幅值恒定为 0.5 mm。

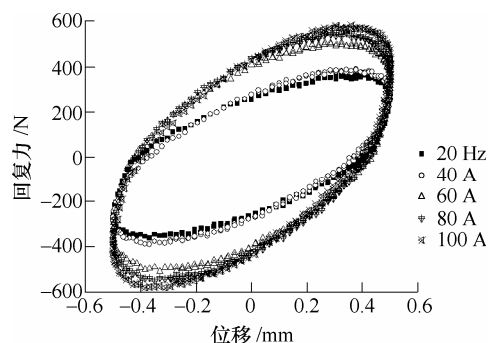


图 5 不同频率工况下悬置位移-力滞回曲线

同时, 图 6 给出外载电流分别为 0~1 A 的 5 组测试数据, 测试的初始条件为 600 N 预载力、40 Hz 激励频率、0.5 mm 激励幅值。

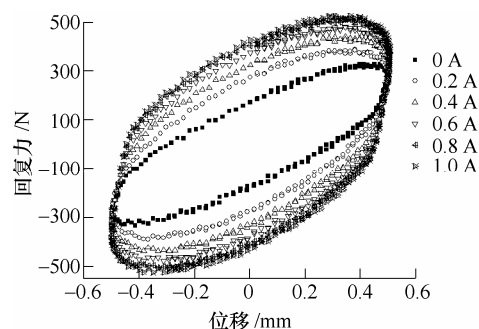


图 6 不同电流工况下悬置位移-力滞回曲线

根据本文提出模型, 该磁流变悬置的回复力多项式拟合结果如表 1 所示。

表 1 磁流变悬置试验识别参数结果

参数	数值
$A_k/[N/(mm \cdot Hz^2)]$	0.045
$B_k/[N/(mm \cdot Hz)]$	-0.5
$C_k/(N/mm)$	401.5
$A_f/(N/A^2)$	-175.4
$B_f/(N/A)$	378.2
C_f/N	22.4
$A_c/[N \cdot s/(m \cdot Hz^2)]$	-0.028
$B_c/[N \cdot s/(m \cdot Hz)]$	2.248
$C_c/[N \cdot s/m]$	205.4

同时, 图 7~9 分别给出磁流变悬置中库仑阻尼力、等效刚度、黏性阻尼等动特性参数随外载频

率以及电流大小变化的参数识别曲线。

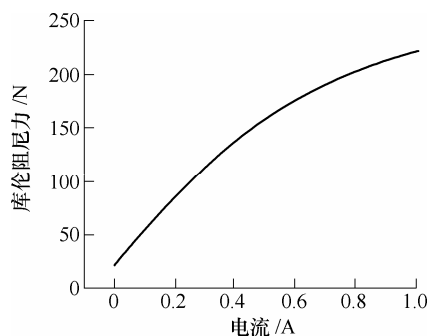


图 7 磁流变悬置库仑阻尼力拟合结果

由图 7 可知: ① 悬置的库仑阻尼力随电流增加而增加, 磁流变液的磁流变效应在 0.7 A 时趋于饱和; ② 当电流在 0~1 A 范围内变化, 其库仑阻尼力的变化区间为 22~225 N, 说明该 MR 悬置具有优秀的阻尼力可控范围。

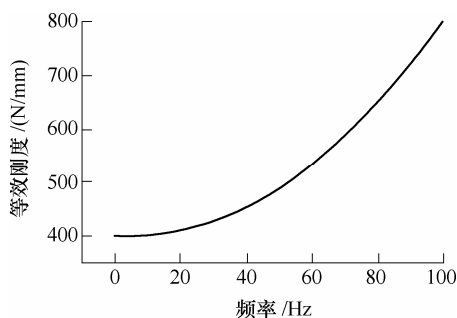


图 8 磁流变悬置等效刚度拟合结果

由图 8 可知: ① 磁流变悬置的等效刚度存在动态硬化效应, 即其等效刚度随着频率上升而上升, 且上升的速度越来越快; ② 磁流变悬置在高频工况时的等效刚度为 821 N/mm, 相比静态等效刚度 401 N/mm 提高近一倍。根据振动理论, 这也意味着, 随着发动机振动频率的升高, 振动能量的传递率也将会增大, 这时就需要施加较大的电流, 来提升库仑阻尼力来控制发动机的振动。

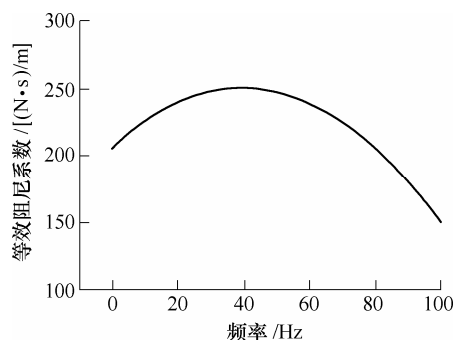


图 9 磁流变悬置等效黏性阻尼系数拟合结果

图 9 给出磁流变悬置的黏性阻尼系数拟合结果, 结果表明磁流变悬置的黏性阻尼随着外载频率

的增加先增加后降低, 在 40 Hz 左右达到最大值。

为了进一步验证拟合识别结果的准确性, 图 10、11 分别将给出各工况下的拟合识别结果与试验数据的动刚度, 滞后角对比图。

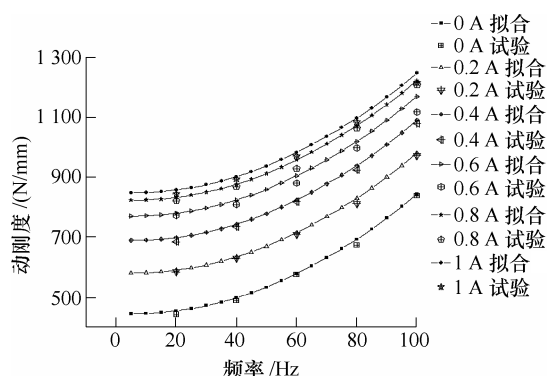


图 10 磁流变悬置动刚度拟合值-试验值对比图

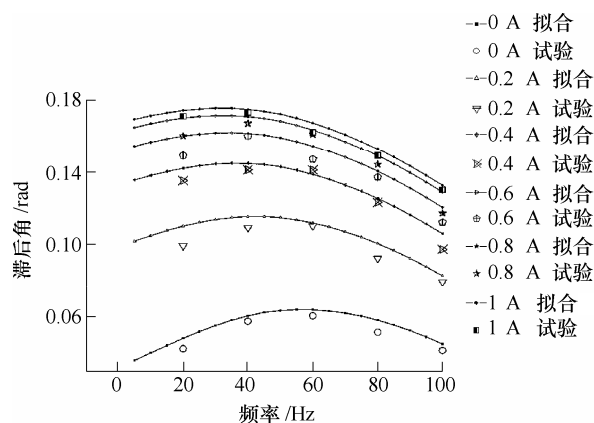


图 11 磁流变悬置滞后角拟合值-试验值对比图

同时, 图 12 给出代表性工况下悬置回复力-位移滞回曲线的试验值对比拟合值图。

通过图 10、11 对比可以发现, 拟合结果与试验结果符合良好, 但拟合结果在悬置位移最大值(低速段)处存在误差, 导致动刚度以及滞后角的拟合值相对真实值偏大。同时, 在低频段, 误差有扩大的趋势, 这也是由于 Bingham 模型在描述低速运动时, 存在与实际不符的突变方向的库仑阻尼力造成的, 这种误差的存在是 Bingham 模型在低速段描绘磁流变液特性的天然缺陷所决定的。因此, 在以后的研究中, 可以通过更精确的磁流变液本构关系假设, 来解决低速段拟合的误差问题。

观察图 12 可知, 总的来说悬置拟合滞回曲线与试验曲线吻合良好, 说明本文提出的多项式 Bingham 改进模型能在宽频段较好地描述磁流变液悬置的动特性, 为发动机的振动主动控制, 悬置的优化设计打下基础。

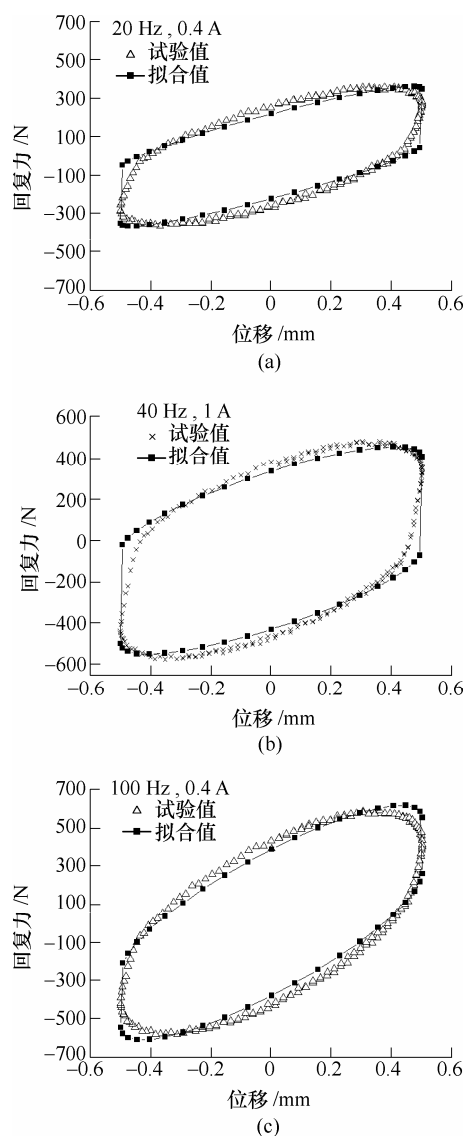


图12 代表性工况滞回曲线试验值对比拟合值

4 结论

本文提出一种多项式的 Bingham 参数化模型,用于描述宽频振动下挤压式磁流变悬置的频变、磁变动力学行为。通过对某磁流变悬置进行试验拟合,对模型中待识别参数进行辨识。

(1) 该磁流变悬置的黏性阻尼随着外载频率的增加先增加后降低,在 40 Hz 左右达到最大值;悬置的静刚度具有随着外载频率升高而升高的动态硬化特性,在高频工况时悬置等效刚度相比低频工况增加一倍;同时悬置的库仑阻尼力随电流增加而增加,磁流变液的磁流变效应在 0.7 A 时趋于饱和。

(2) 对比试验结果可知,虽然在低速段描述悬置动特性效果存在一定误差,但总的来说,本文提出的改进多项式 Bingham 模型能在宽频段较好地描述磁流变液悬置的动特性。

(3) 该模型对比其他参数化模型具有计算简单,变量少,显式表达、宽频范围能描述悬置动特性的优点,为进一步将该悬置应用于发动机振动控制方法研究、悬置器件的优化设计提供研究基础。

参考文献

- [1] 陈世崑, 蹇开林, 李锐, 等. 车辆动力总成悬置系统参数识别[J]. 机械工程学报, 2011, 47(16): 79-85.
CHEN Shiwei, JIAN Kailin, LI Rui, et al. Parameter identification of vehicle powertrain mounting system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(16): 79-85.
- [2] 潘孝勇, 上官文斌, 柴国钟, 等. 橡胶隔振器动态特性计算方法的研究[J]. 振动工程学报, 2009, 22(4): 345-351.
PAN Xiaoyong, SHANGGUAN Wenbin, CAI Guozhong, et al. An investigation of calculation methods for the dynamic characteristics of rubber isolator[J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(4): 345-351.
- [3] CHEN Shiwei, JIAN Kailin, LI Rui. Model identification of vehicle powertrain mounting system[J]. Metallurgia International, 2013, 18(4): 289-297.
- [4] BEHROOZ M, SUTRISNO J, WANG Xiaojie, et al. A new isolator for vibration control[C/CD]// Proc. of SPIE, 2011, 7977: 79770.
- [5] DELATTRE A, MÉO S, LACROIX F, et al. Experimental and constitutive modeling of a filled rubber with emphasis on the dynamical properties[J]. Constitutive Models for Rubber, 2013(8): 137-145.
- [6] de LIMA E J, FERRY M, SULAIMAN O O, et al. Rubber as an effective vibration absorber of outboard engine at small traditional fishing boats from the human health and safety point of view[J]. Journal of Engineering Computers & Applied Sciences, 2013, 2(2): 7-12.
- [7] WANG Xiaojie, GORDANINEJAD F. A new magnetorheological fluid-elastomer mount: Phenomenological modeling and experimental study[J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(9): 095045.
- [8] 潘孝勇, 谢新星, 上官文斌. 变振幅激励下的液阻橡胶隔振器动态特性分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(1): 144-149.
PAN Xiaoyong, XIE Xinxing, SHANGGUAN Wenbin. Dynamic properties analysis for a hydraulic rubber isolator under excitations with different amplitudes[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(1): 144-149.
- [9] HOANG N, ZHANG N, DU H. An adaptive tunable vibration absorber using a new magnetorheological

- elastomeric for vehicular powertrain transient vibration reduction[J]. *Smart Materials and Structures*, 2011, 20(1): 015019.
- [10] 史文库, 侯锁军. 磁流变发动机悬置隔振性能与模糊 PID 控制[J]. *农业工程学报*, 2012, 28(20): 50-57.
- SHI Wenku, HOU Suojun. Vibration isolation performance and fuzzy PID control method of magneto-rheological fluid engine mount[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2012, 28(20): 50-57.
- [11] SHANGGUAN W B, LU Z H, SHI J J. Finite element analysis of static elastic characteristics of the rubber isolator sinuate motive dynamic systems[R]. SAE, 2003-01-0240, 2003.
- [12] WANG L R, LU H. Modeling method of constitutive law of rubber hyper elasticity based on finite element simulations [J]. *Rubber Chemistry and Technology*, 2003, 76(1): 271-85.
- [13] 朱俊涛, 徐赵东. 基于分数阶导数的磁流变弹性体参数模型[J]. *工程力学*, 2012, 29(8): 45-49.
- ZHU Juntao, XU Zhaodong. The parameter model of magnetorheological elastomers based on fractional derivative[J]. *Engineering Mechanics*, 2012, 29(8): 45-49.
- [14] SPAGGIARI A, DRAGONI E. Efficient dynamic modeling and characterization of a magnetorheological damper[J]. *Meccanica*, 2012, 47: 2041-2054.
- [15] LI R, CHEN W M, LIAO C R. Hierarchical fuzzy control for engine isolation via magnetorheological fluid mounts[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2010, 224(2): 175-187.
- [16] CHOI S B, LEE S K, PARK Y P. A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magneto-rheological damper[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 245(2): 375-383.
- [17] 付华, 傅周东, 吴根茂, 等. 挤压式磁流变体减振器阻尼力分析[J]. *机械工程学报*, 2003, 39(2): 62-65.
- FU Hua, FU Zhoudong, WU Genmao, et al. Analysis on squeeze-mode MR vibration isolator damper force[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2003, 39(2): 62-65.
- [18] SIMS N D, STANWAY R, JOHNSON A R, et al. Vibration isolation using a magnetorheological damper in the squeeze-flow mode[C]//1999 Symposium on Smart Structures and Materials. International Society for Optics and Photonics, 1999: 520-526.
- [19] JOLLY M R, CARLSON J D. Controllable squeeze film damping using magnetorheological fluid[C/CD]//Actuator 96, 5th Int. Conf. on New Actuators, 1996.
-
- 作者简介: 陈世嵬, 男, 1984 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为振动控制。
- E-mail: foranother@qq.com
- 李锐(通信作者), 男, 1975 年出生, 博士, 教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为智能机械结构。
- E-mail: lirui_cqu@163.com