

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202108020



磁流变液可控多流道悬置 隔振性能仿真分析

林智宏, 吴明忠

(华侨大学 机电及自动化学院, 福建 厦门 361021)

摘要: 设计一种动刚度和阻尼可调的磁流变液可控多流道悬置. 首先, 建立多惯性通道液压悬置模型, 数值仿真不同的流道数量对悬置动刚度和滞后角的影响; 然后, 建立磁流变液可控多流道悬置模型, 通过实验验证可控多流道可以控制流道的开闭; 最后, 分析磁流变液可控多流道悬置不同流道开闭的动态特性变化. 结果表明: 对不同的流道分别施加磁场作用可使悬置的动刚度、阻尼可调和力的传递率最小; 已知激励频率, 根据可控区域实时控制流道数量, 可获得最佳隔振性能.

关键词: 悬置; 磁流变液; 多流道; 动刚度; 阻尼

中图分类号: TB 535

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2022)01-0021-08

Simulation Analysis of Vibration Isolation Performance of Controllable Multi-Fluid Channels Mount of Magnetorheological Fluid

LIN Zhihong, WU Mingzhong

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021, China)

Abstract: A controllable multi-fluid channels mount of magnetorheological fluid with adjustable dynamic stiffness and damping was designed. First, a multi-inertial channels hydraulic mount model was established to numerically simulate the effects of different channel numbers on the dynamic stiffness and lag angle of the mount. Then, the controllable multi-fluid channels mount model of magnetorheological fluid was established. The experiments verified the controllable multi-fluid channels can control opening and closing of fluid channels. Finally, the dynamic characteristic variation of controllable multi-fluid channels mount model of magnetorheological fluid opening and closing was analyzed. The results show that when the magnetic field action is applied to different fluid channels, the dynamic stiffness and damping of the mount can be adjusted, and the force transmission rate can be minimized; if the excitation frequency is known, the optimal vibration isolation performance can be obtained by controlling the number of fluid channels in real time according to the controllable area.

Keywords: mount; magnetorheological fluid; multi-fluid channels; dynamic stiffness; damping

悬置是动力总成与车身之间连接的隔振元件,它可以支撑发动机静承载力,隔离发动机振动传递给车身,减小路面冲击对发动机的影响,限制发动机的运动空间.理想的动力总成元件应具有低频呈现出大刚度、大阻尼,高频呈现出低刚度、低阻尼的特性,以实现不同工况下车辆的隔振性能^[1].目前,已有一

收稿日期: 2021-08-16

通信作者: 吴明忠(1978-),男,讲师,博士研究生,主要从事振动与控制、人体工学的研究. Email: jdwzm62@hqu.edu.cn.

基金项目: 福建省泉州市科技计划项目(2018Z016)

些学者对多流道液压悬置或衬套进行研究. Zhang 等^[2]研究惯性通道的数量、尺寸及长度对液压悬置低频动态性能的影响,发现不同数量的惯性通道可改变液压悬置的刚度、滞后角与激励频率的关系. Barszcz 等^[3]从实验和理论分析的角度研究惯性通道数量大于 2 的情况对悬置动力学的影响. 杨超峰等^[4]建立多惯性通道-多节流孔式液压衬套的集总参数模型,推导刚度和滞后角的计算公式,分析多惯性通道液压衬套的动态特性与惯性通道数量的关系. 传统的液压悬置只在特定的频率范围内具有较好的隔振性能,无法满足发动机悬置宽频隔振要求. 针对该问题, Wang 等^[5]设计一种新型的液压悬置,依靠电动马达调节液压悬置惯性通道的长度和横截面积,使液压悬置在低频时获得高刚度,高频时获得低刚度,力的传递率达到最小. Tikani 等^[6]对放置在惯性轨道上的圆柱形橡胶圆盘施加一个可控制的力,以改变惯性轨道的轮廓,其中,执行器通过施加给定电流,柱塞将通过电磁力移动挤压惯性通道,从而实现悬置通道横截面积可调. Truong 等^[7]提出一种新型半主动液压悬置,通过电动马达调节惯性通道的横截面积,实现悬置动刚度和滞后角可调,有效地提高了发动机的隔振性能. Foumani 等^[8]为了解决低频道路激励和高频发动机激励,设计一种能够同时控制惯性通道长度和解耦盘有效面积的执行器. Fan 等^[9]提出一种 4 腔 3 流道的半主动下摆,可获得发动机最佳隔振性能. 然而,现有的半主动悬置结构复杂、安装紧凑,不能很好地解决发动机的宽频问题.

磁流变液悬置可以实现阻尼实时可调,很小的电流(一般小于 3 A)即可得到很大的阻尼,具有可控性强、响应速度快、功耗低等优点. Ahmadian 等^[10]首次提出磁流变液悬置流道关闭和开启时力的传递率和动刚度变化特性,并找出最佳频率点作为切换流道的关键点,实现特有频率下发动机悬置隔振,但该结构只有单流道,无法实现宽频隔振. Tamer 等^[11]设计 3 种结构的磁流变液悬置(磁阻 8 孔(MR8 孔)、磁阻 16 孔(MR16 孔)和磁阻槽(MR 槽)),相较于传统液压悬置和被动橡胶悬置,磁流变液悬置具有更小的力的传递率,MR8 孔具有最大的动刚度和最小的力的传递率. Wang 等^[12]设计流动和挤压混合模式的磁流变液悬置,可在特定的频率范围内实现阻尼连续可调,隔振性能优于单惯性通道流动工作模式的磁流变液悬置. Ung 等^[13]针对发动机启停振动问题,采用流动工作模式,设置的径向流道角度为 3.5°,可实现悬置满足较大的阻尼,减少发动机启动/停止模式下机体的振动. John 等^[14]提出一种以磁流变液为可控液体剪切工作模式的磁流变液悬置,相较于被动橡胶悬置,该磁流变液悬置可获得较好的隔振性能. Yang 等^[15]采用流动共作模式,设计一种由径向和环形组成的流道,可降低重型车辆客舱不必要的振动. Deng 等^[16]提出一种流动型的磁流变悬置,可控制车辆处于启动/停止模式.

目前,关于磁流变液悬置的研究主要集中于结构优化、动态特性或磁流变液迟滞等方面. 基于此,本文提出一种磁流变液可控多流道悬置,对不同的流道施加磁场作用,以控制流道的开闭,从而实现动刚度和阻尼可调.

1 多惯性通道液压悬置模型及仿真分析

多惯性通道液压悬置,如图 1 所示. 图 1 中: C_1, C_2 分别为悬置的上、下液室柔度; p_1, p_2 分别为上、下腔的压强; S_p 为悬置上腔有效横截面积; K_r, B_r 分别为主簧橡胶的刚度和阻尼; Q_i 为惯性通道的流量; X_e 为发动机位移.

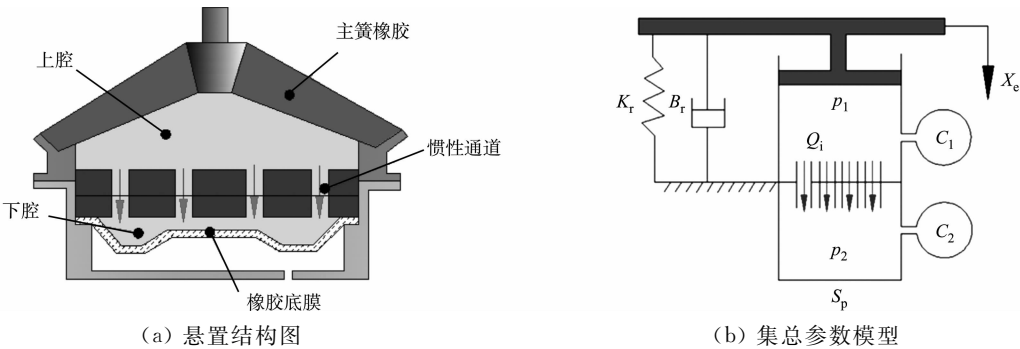


图 1 多惯性通道液压悬置
Fig. 1 Multi-inertial channels hydraulic mount

悬置的上腔与主簧橡胶固联, 下腔与金属板相连, 主簧橡胶作为悬置的主要结构, 对发动机起静态承载作用。

根据流体力学公式, 可得多惯性通道液压悬置的动态方程为

$$p_1(t) - p_2(t) = I_{i,n} \dot{Q}_{i,n}(t) + R_{i,n} Q_{i,n}(t), \quad n=1, 2, 3, 4, \quad (1)$$

$$\dot{p}_1(t) = \frac{S_p}{C_1} X_e(t) - \frac{Q_{i,1}(t)}{C_1} - \frac{Q_{i,2}(t)}{C_1} - \frac{Q_{i,3}(t)}{C_1} - \frac{Q_{i,4}(t)}{C_1}, \quad (2)$$

$$\dot{p}_1(t) = \frac{S_p}{C_1} X_e(t) - \frac{Q_{i,1}(t)}{C_1} - \frac{Q_{i,2}(t)}{C_1} - \frac{Q_{i,3}(t)}{C_1} - \frac{Q_{i,4}(t)}{C_1}, \quad (3)$$

$$m \ddot{X}_e(t) + K_r X_e(t) + B_r \dot{X}_e(t) + S_p p_1(t) = F_{\text{exc}}. \quad (4)$$

式(1)~(4)中: $I_{i,n}$ 为第 n 个惯性通道的惯量系数; $R_{i,n}$ 为第 n 个惯性通道的阻尼系数; m 为发动机质量; F_{exc} 为发动机激励力。

由式(1)~(4)可得矩阵 $\mathbf{A} \sim \mathbf{D}$, 即

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_1 & -K_1 & -K_1 & -K_1 \\ 0 & 0 & 0 & K_2 & K_2 & K_2 & K_2 \\ 0 & \frac{1}{I_{i,1}} & -\frac{1}{I_{i,1}} & \frac{R_{i,1}}{I_{i,1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_{i,2}} & -\frac{1}{I_{i,2}} & 0 & \frac{R_{i,2}}{I_{i,2}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_{i,2}} & -\frac{1}{I_{i,3}} & 0 & 0 & \frac{R_{i,3}}{I_{i,3}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_{i,2}} & -\frac{1}{I_{i,4}} & 0 & 0 & 0 & \frac{R_{i,4}}{I_{i,4}} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\mathbf{B} = [1 \quad K_1 \quad S_p \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T, \quad (6)$$

$$\mathbf{C} = [K_r \quad S_p \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0], \quad (7)$$

$$\mathbf{D} = [B_r]. \quad (8)$$

式(5), (6)中: $K_1 = \frac{1}{C_1}$; $K_2 = \frac{1}{C_2}$.

由此可得传递函数 $G(s)$ 为

$$G(s) = F_T / \dot{X}_e = \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B} + \mathbf{D}. \quad (9)$$

式(9)中: F_T 为发动机传递给车身的传递力; s 为复数; \mathbf{I} 为单位矩阵。

当 4 个惯性通道处于打开状态时, 悬置的传递复刚度 K_{dyn} 为

$$K_{\text{dyn}}(s) = sG(s) = s\mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B} + s\mathbf{D}. \quad (10)$$

当 4 个惯性通道的几何形状相同时, 悬置的传递复刚度 K_{dyn} 则为

$$K_{\text{dyn}}(s) = K_r + B_r s + S_p^2 K_1 \frac{I_i s^2 + R_i s + 4K_2}{I_i s^2 + R_i s + 4K_2 + 4K_1}. \quad (11)$$

当 4 个惯性通道处于关闭状态时, 悬置的传递复刚度 K_c 为

$$\left. \begin{aligned} K_c &= K_r + S_p^2 K_1 + B_r s, \\ K'_c &= K_r + S_p^2 K_1, \\ K''_c &= B_r \omega. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式(12)中: K'_c, K''_c 分别为惯性通道处于关闭状态时悬置传递复刚度的实部及虚部; ω 为圆频率。

在外界激励下, 悬置力的传递率 R_T 为

$$R_T = \frac{F_T}{F_{\text{exc}}} = \sqrt{\frac{(K'^2 + K''^2)}{(K'^2 - m\omega^2)^2 + K''^2}}. \quad (13)$$

式(13)中: K', K'' 分别为悬置传递复刚度的实部及虚部。

悬置模型参数,如表 1 所示.表 1 中: L_i 为惯性通道长度; η 为磁流变液粘度; S_i 为惯性通道横截面积; ρ 为磁流变液密度.

表 1 悬置模型参数
Tab.1 Mount model parameters

参数	数值	参数	数值
S_p/mm^2	30×10^{-4}	S_i/mm^2	1.25×10^{-4}
L_i/mm	50×10^{-3}	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	2.66×10^3
$C_1/\text{m}^5\cdot\text{N}^{-1}$	2.5×10^{-11}	$C_2/\text{m}^5\cdot\text{N}^{-1}$	2.4×10^{-9}
$\eta/(\text{N}\cdot\text{s})\cdot\text{m}^{-2}$	0.06	m/kg	100
$K_r/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	250 000	$B_r/(\text{N}\cdot\text{s})\cdot\text{m}^{-1}$	100

结合表 1 和式(11)~(13),可得多惯性通道液压悬置动刚度的变化曲线,如图 2 所示.图 2 中: K_d 为动刚度; f 为激励频率.由图 2 可知:随着惯性通道数量的增加,多惯性通道液压悬置动刚度的下凸频率由 11.2 Hz($n=1$)增大至 23.4 Hz($n=4$),可减少发动机怠速引起的激励振动;随着惯性通道数量的增加,多惯性通道液压悬置的最大动刚度(液压悬置的共振频率点)也随之增加;当 $n=0$ 时,多惯性通道液压悬置的动刚度由 250 $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ 上升至 610 $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$,可降低路面激励导致的大振幅运动.

多惯性通道液压悬置滞后角的变化曲线,如图 3 所示.图 3 中: φ_L 为悬置的滞后角.由图 3 可知:随着惯性通道数量的增加,滞后角的幅值和峰值频率也随之增大.

多惯性通道液压悬置力的传递率的变化曲线,如图 4 所示.由图 4 可知:不同的惯性通道数量可实现不同频率范围内最小的力的传递率.

由此可得以下 2 个结论.1) 改变惯性通道的数量,可拓宽多惯性通道液压悬置动态特性的频率范围,获得悬置的最佳隔振性能.2) 在低频区域($n=0$),悬置表现为大刚度和大阻尼;当 4 个惯性通道处于关闭状态时,悬置可抑制发动机因低档位全油门和路面不平衡激励导致的大振幅振动.

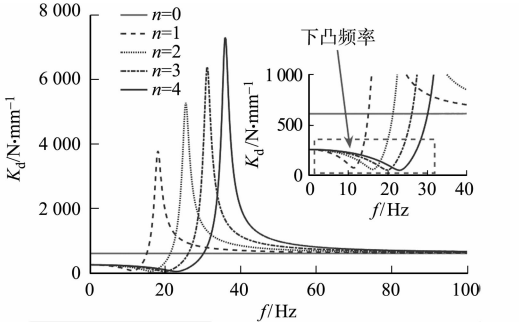


图 2 多惯性通道液压悬置动刚度的变化曲线
Fig.2 Variation curves of dynamic stiffness of multi-inertial channels hydraulic mount

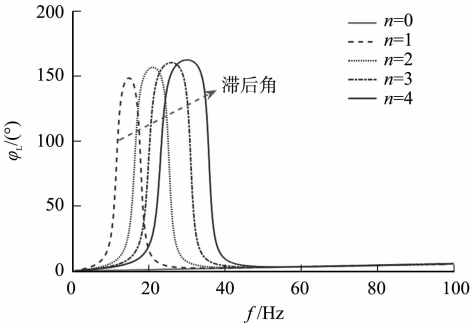


图 3 多惯性通道液压悬置滞后角的变化曲线
Fig.3 Variation curves of lag angle of multi-inertial channels hydraulic mount

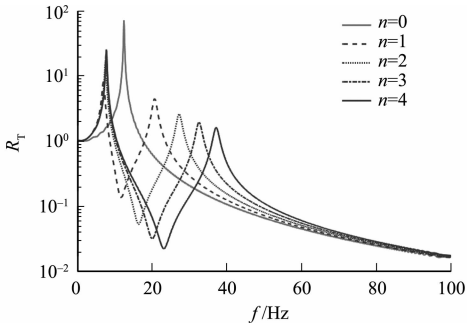


图 4 多惯性通道液压悬置力的传递率的变化曲线
Fig.4 Variation curves of force transmission rate of multi-inertial channels hydraulic mount

2 磁流变液可控多流道悬置

2.1 可控多流道开闭实验

为了验证施加较大电流时,以磁流变液为介质的多流道(惯性通道)可以控制流道的开闭,设计了磁流变液可控多流道阻尼器,其实验装置,如图 5 所示.该实验采用 3 个流道,流道两端安装压力传感器 1 和压力传感器 2,以便求得流道两端的压力差 Δp (压力传感器 1 和压力传感器 2 的差值).

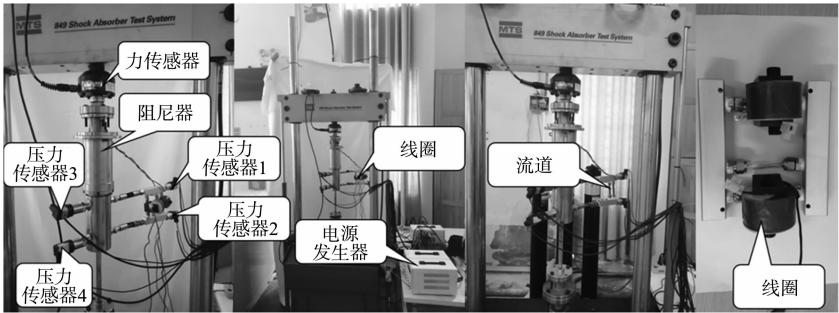


图 5 可控多流道磁流变液阻尼器实验装置

Fig. 5 Experimental device of controllable multi-fluid channels magnetorheological fluid damper

分别在激励幅值 $A=15.92\text{ mm}$, $f=1\text{ Hz}$, 以及 $A=7.96\text{ mm}$, $f=2\text{ Hz}$ 的情况下, 进行对比实验.

1) 实验 1. 分别测试 1 个流道堵塞(1 流道堵塞)、1 个流道施加 2 A 电流(1 流道磁流变液作用)的压力差. 2) 实验 2. 分别测试 2 个流道堵塞(2 流道堵塞)、2 个流道施加 2 A 电流(2 流道磁流变液作用)的压力差. 实验 1, 2 的压力差曲线对比图, 如图 6, 7 所示. 由图 6, 7 可知: 实验结果的曲线几乎重叠, 验证了可控多流道可以控制流道的开闭.

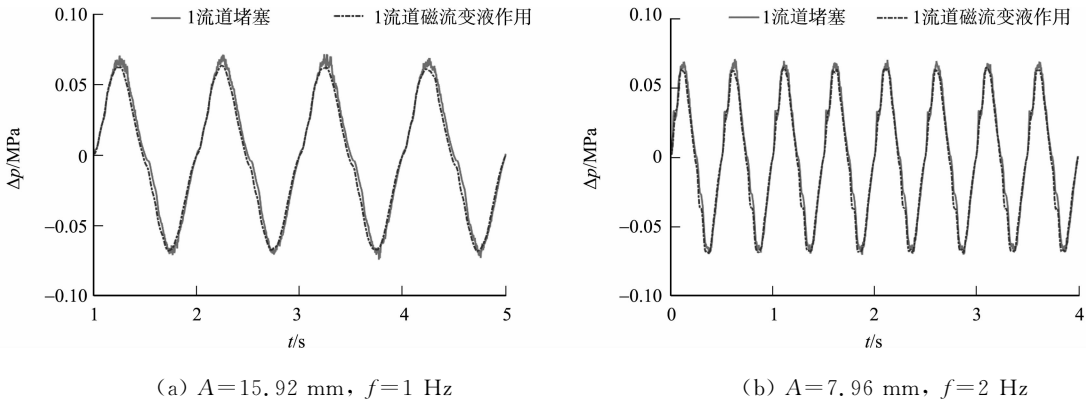


图 6 实验 1 的压力差曲线对比图

Fig. 6 Pressure difference curves comparison diagram of experiment 1

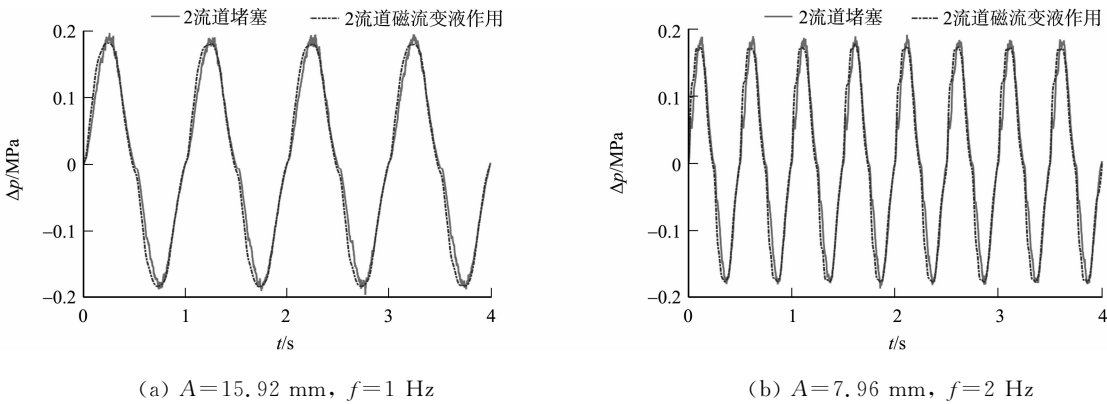


图 7 实验 2 的压力差曲线对比图

Fig. 7 Pressure difference curves comparison diagram of experiment 2

2.2 磁流变液可控多流道悬置模型及仿真分析

磁流变液可控多流道悬置, 如图 8 所示. 图 8 中: Δp_{MR} 为由剪切应力引起的压降.

由于液压悬置可通过惯性通道数量的变化拓宽悬置的动刚度和阻尼的频率范围, 因此, 在多惯性通道液压悬置的基础上, 以磁流变液(MRF)为可控液体, 控制不同流道的开闭, 从而实现悬置的动刚度和阻尼可调. 相较于多惯性通道液压悬置, 磁流变液可控多流道悬置的动态方程除了上、下压力差多了磁场可控项外, 其余部分均相同, 故不再详细推导.

磁流变液可控多流道悬置的动态方程为

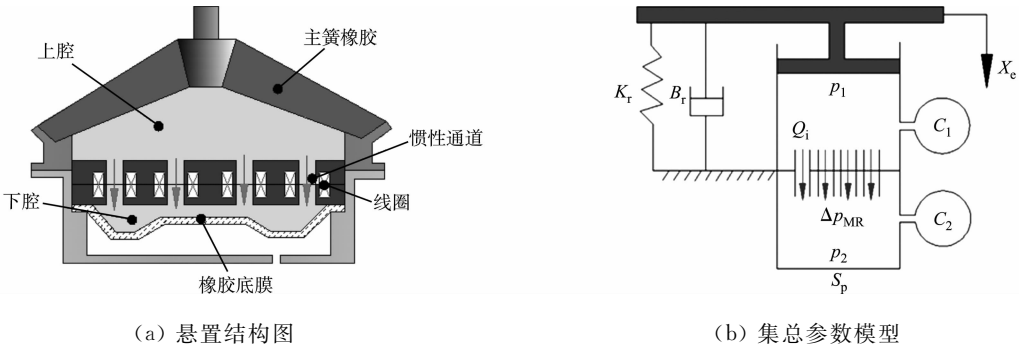


图 8 磁流变液可控多流道悬置

Fig. 8 Controlled multi-fluid channels mount of magnetorheological fluid

$$p_1(t) - p_2(t) = I_{i,n} \dot{Q}_{i,n}(t) + R_{i,n} Q_{i,n}(t) + \Delta p_{MR,n}, \quad n=1,2,3,4, \tag{14}$$

$$\Delta p_{MR,n} = C \frac{L_i}{h} \tau_y \text{sign}(v_{i,n}). \tag{15}$$

式(14),(15)中: $\Delta p_{MR,n}$ 为第 n 个流道由剪切应力引起的压降; C 取决于稳态流动条件,可取 2~3 范围内的常数,文中取 $C=2$; h 为流道宽度; τ_y 为剪切应力; $v_{i,n}$ 为流道流速.

选用美国 LORD 公司的 MRF-126CD 型磁流变液^[17],磁流变液磁场强度与剪切应力的关系曲线,如图 9 所示.图 9 中: H 为磁场强度.

由图 9 可知:磁流变液的剪切应力随着磁场强度的增加而逐渐增大,当磁场强度增加到 $300 \text{ kA} \cdot \text{m}^{-1}$ 时,剪切应力达到饱和,不再增大.

由式(12)~(15)可得磁流变液可控多流道悬置力的传递率与动刚度,如图 10,11 所示.图 10 中:划分不同频段与不同力的传递率曲线,以不同激励频率下力的传递率最小为原则,划分了 5 个可控区域(区域 1~5).

由图 10 可知:在 30 Hz 的频率范围内,可根据不同的激励频率开闭不同数量的流道,以实现力的传递率最小.

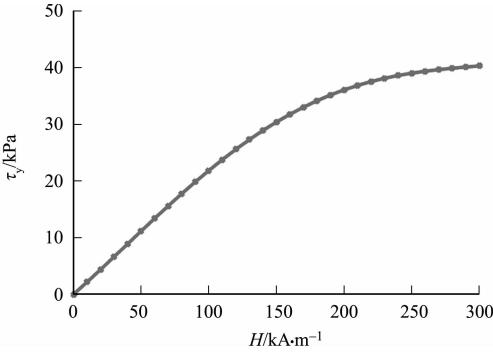


图 9 磁流变液磁场强度与剪切应力的关系曲线

Fig. 9 Relationship curves between magnetic field strength and shear stress of magnetorheological fluid

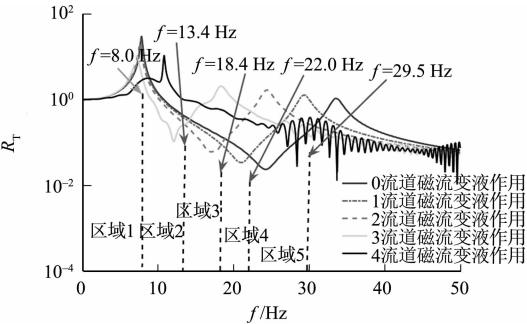


图 10 磁流变液可控多流道悬置力的传递率曲线

Fig. 10 Force transmissibility rate curves of controllable multi-fluid channels mount of magnetorheological fluid

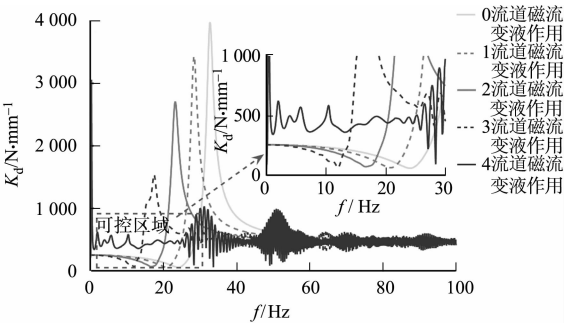


图 11 磁流变液可控多流道悬置的动刚度曲线

Fig. 11 Dynamic stiffness curves of controllable multi-fluid channels mount of magnetorheological fluid

当 4 个流道不加磁场作用时,磁流变液可控多流道悬置的流道总横截面积 $S_{i0} = 4S_i$;当 1 个流道施加磁场作用时, $S_{i0} = 3S_i$;当 2 个流道施加磁场作用时, $S_{i0} = 2S_i$;当 3 个流道施加磁场作用时, $S_{i0} = S_i$;当 4 个流道施加磁场作用时, $S_{i0} = 0$. 因此,可对不同的可控流道施加较大的磁场,增加磁流变液的剪切应力,使流道的液体不流动,从而实现流道的开闭,并间接地实现悬置的流道总横截面积可调.

磁流变液可控多流道悬置以振动衰减最大化和价格最廉价为目标,暂时不考虑复杂控制器.根据图 10 划分的区域,可得不同激励频率下最佳可控流道总横截面积为

$$\left. \begin{aligned} S_{i0} &= 0, & 0 \text{ Hz} < f \leq 8.0 \text{ Hz}, \\ S_{i0} &= S_i, & 8.0 \text{ Hz} < f \leq 13.4 \text{ Hz}, \\ S_{i0} &= 2S_i, & 13.4 \text{ Hz} < f \leq 18.4 \text{ Hz}, \\ S_{i0} &= 3S_i, & 18.4 \text{ Hz} < f \leq 22.0 \text{ Hz}, \\ S_{i0} &= 4S_i, & 22.0 \text{ Hz} < f \leq 29.5 \text{ Hz}. \end{aligned} \right\}$$

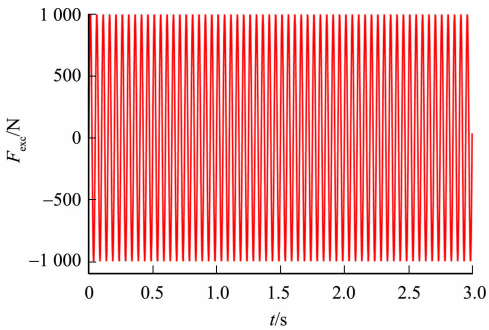
(16)

由式(16)可知:当 $0 \text{ Hz} < f \leq 8.0 \text{ Hz}$ 时,4 个流道均施加磁场作用($H=100 \text{ kA} \cdot \text{m}^{-1}$),此时,4 个流道全部关闭($n=0$),悬置满足低频大刚度、大阻尼的要求,在该频率范围内,可隔离路面和低频发动机的大幅值激励;当 $8.0 \text{ Hz} < f \leq 13.4 \text{ Hz}$ 时,3 个流道均施加磁场作用,在该频率范围内,可以很好地隔离发动机因无负载、怠速工况导致的振动;当 $13.4 \text{ Hz} < f \leq 18.4 \text{ Hz}$ 时,2 个流道均施加磁场作用,在该频率范围内,可以优先隔离发动机因负载怠速工况导致的振动;当 $18.4 \text{ Hz} < f \leq 22.0 \text{ Hz}$ 时,1 个流道施加磁场作用,在该频率范围内,可获得最佳隔振性能;当 $22.0 \text{ Hz} < f \leq 29.5 \text{ Hz}$ 时,4 个惯性通道均不施加磁场作用,此时, $S_{i0}=4S_i$.

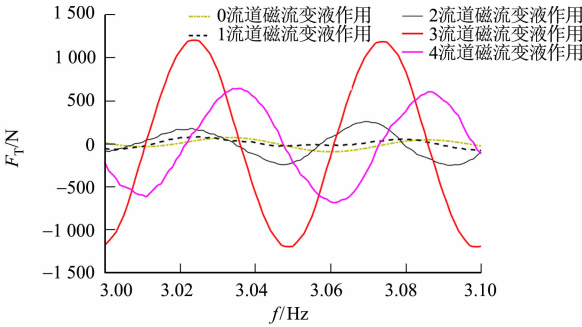
2.3 数值仿真分析

为了验证磁流变液可控多流道悬置的隔振性能,对单自由度悬置系统施加发动机激励力 $F_{\text{exc}}=1\,000 \sin(2\pi ft)$,当 $f=20 \text{ Hz}$,验证区域 4 的 1 个流道施加磁场作用时悬置隔振能否获得最佳性能.

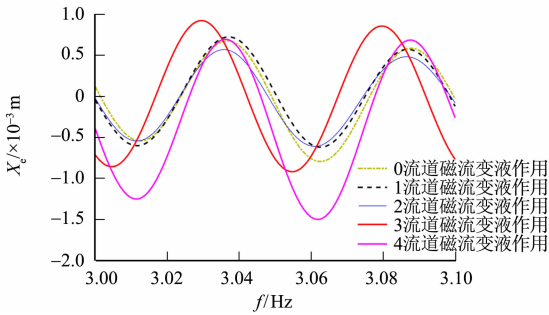
对区域 4 的 1 个流道施加磁场作用,磁流变液可控多流道悬置的隔振性能,如图 12 所示.由图 12 可知:区域 4 的 1 个流道施加磁场作用时,悬置可获得最佳隔振性能;传递力和发动机位移都达到最小.



(a) 发动机激励力



(b) 传递力



(c) 发动机位移

图 12 磁流变液可控多流道悬置的隔振性能

Fig. 12 Vibration isolation performance of controllable multi-fluid channels mount of magnetorheological fluid

3 结论

- 1) 惯性通道数量的改变可拓宽悬置动态特性的频率范围,使悬置可以在更宽的频率范围内得到更小的动刚度;当 4 个惯性通道处于关闭状态时,悬置表现出较大的动刚度和阻尼尼.
- 2) 对磁流变液可控多流道悬置的不同流道施加 $100 \text{ kA} \cdot \text{m}^{-1}$ 的磁场强度,可控制流道的开闭,从而使悬置力的传递率最小,并实现动刚度可调.
- 3) 已知激励频率,根据可控区域实时控制流道数量,可获得最佳隔振性能.

参考文献:

[1] YU Yunhe,NAGANATHAN N G,DUKKIPATI R V. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems[J]. Mechanism and Machine Theory,2001,36(1):123-142. DOI:10. 1016/S0094-114X(00)00023-9.

[2] ZHANG Yunqing,SHANGGUAN Wenbin. A novel approach for lower frequency performance design of hydraulic engine mounts[J]. Computers and Structures,2006,84(8/9):572-584. DOI:10. 1016/j. compstruc. 2005. 11. 001.

- [3] BARSZCZ B, DREYER J T, SINGH R. Experimental study of hydraulic engine mounts using multiple inertia tracks and orifices: Narrow and broad band tuning concepts[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(24): 5209-5223. DOI:10.1016/j.jsv.2012.07.001.
- [4] 杨超峰, 殷智宏, 吕兆平, 等. 多通道式液压衬套动态特性的测试与计算分析[J]. *振动·测试与诊断*, 2016, 36(6): 1057-1064. DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.2016.06.004.
- [5] WANG Min, YAO Guofeng, ZHAO Jingzhou, *et al.* A novel design of semi-active hydraulic mount with wide-band tunable notch frequency[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(8): 2196-2211. DOI:10.1016/j.jsv.2013.12.004.
- [6] TIKANI R, VAHDATI N, ZIAEI R S. Two-mode operation engine mount design for automotive applications[J]. *Shock and Vibration*, 2012, 19(1): 1267-1280. DOI:10.3233/SAV-2012-0669.
- [7] TRUONG T Q, AHN K K. A new type of semi-active hydraulic engine mount using controllable area of inertia track [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(3): 247-260. DOI:10.1016/j.jsv.2009.09.015.
- [8] FOUMANI M S, KHAJEPOUR A, DURALI M. A new high-performance adaptive engine mount[J]. *Modal Analysis*, 2004, 10(1): 39-54. DOI:10.1177/107754604031474.
- [9] FAN Ranlin, FEI Zhennan, ZHOU Bangyu, *et al.* Two-step dynamics of a semiactive hydraulic engine mount with four-chamber and three-fluid-channel[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 480: 1-17. DOI:10.1016/j.jsv.2020.115403.
- [10] AHMADIAN M, YOUNG K A. Performance analysis of magneto-rheological mount[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1999, 10(1): 248-256. DOI:10.1177/1045389X9901000307.
- [11] TAMER T, ÖMER K. Magneto-rheological engine mount design and experimental characterization[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(11): 5171-5178. DOI:10.1007/s12206-018-1015-y.
- [12] WANG Shuo, ELAHINIA M, NGUYEN T. Displacement and force control of a quarter car using a mixed mode MR mount[J]. *Shock and Vibration*, 2013, 20(1): 1-17. DOI:10.3233/SAV-2012-0721.
- [13] UNG C J, PHU D X, CHOI S B. Optimization of new magnetorheological fluid mount for vibration control of start/stop engine mode[C]// *Active and Passive Smart Structures and integrated Systems*. San Diego: SPIE Press, 2015: 1-7.
- [14] JOHN R, KUMAR S. Development and testing of a closed loop feedback controlled magnetorheological fluid anti-vibration mount for onboard naval applications[J]. *Defence Science Journal*, 2016, 66(4): 374-380. DOI:10.14429/dsj.66.10211.
- [15] YANG S Y, HAN C, SHIN S U, *et al.* Design and evaluation of a semi-active magneto-rheological mount for a wheel loader cabin[J]. *Actuators*, 2017, 6(2): 1-12. DOI:10.3390/act6020016.
- [16] DENG Zhaoxue, YANG Qinghua, YANG Xuejiao. Optimal design and experimental evaluation of magneto-rheological mount applied to start/stop mode of vehicle powertrain[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2020, 31(3): 1-12. DOI:10.1177/1045389X20910271.
- [17] LIN Zhihong, WU Mingzhong. Dynamic characterization of controlled multi-channel semi-active magnetorheological fluid mount[J]. *Mechanical Sciences*, 2021, 12(2): 751-764. DOI:10.5194/ms-12-751-2021.

(责任编辑: 钱筠 英文审校: 崔长彩)