

磁流变减振器的主共振研究

刘晓燕¹ 申永军² 张帆¹

(1. 石家庄铁道学院研究生分院, 石家庄 050043) (2. 石家庄铁道学院机械工程分院, 石家庄 050043)

摘要 采用一种改进的 Bingham 模型描述磁流变阻尼力,研究了在弹簧变形量较大时,单自由度磁流变系统的主共振.利用平均法得到了系统的一阶近似解,并进行了数值验证.通过研究各种参数对主共振幅频曲线的影响,可以有效地控制系统的主共振.此外,还对该磁流变减振器和普通减振器在主共振时系统的振幅大小等动态参数进行了比较,结果表明磁流变减振器的减振效果较好.

关键词 磁流变减振器,平均法,主共振

引言

磁流变液(Magnetorheological Fluids)由非胶体的细小颗粒分散溶于绝缘载液中形成的随外加磁场变化从而可控制其流变行为的稳定的悬浮液.在无外磁场情况下表现为可流动的液体状态,然而在强磁场下其流变性质发生急剧变化,表现出类似固体的力学性质,且这种变化是连续、可逆、迅速、易于控制的,因此磁流变液引起了工业界和国内外学者的广泛兴趣.目前这种材料已得到了许多实际工程项目的应用,其中应用研究最多,发展最快的领域之一便是汽车等机械工业的减振器.该类减振器有着结构简单,体积小,可实现连续变化,响应速度快(毫秒级),能耗小等一系列优点,成为结构半主动控制的理想元件^[1,2].

本文采用一种改进的 Bingham 磁流变阻尼力模型^[3]来模拟磁流变阻尼力,研究了磁流变阻尼系统在弹簧变形量较大时的主共振,利用平均法得到了稳态响应的解析解和幅频响应曲线,同时研究了系统参数对幅频曲线的影响,并对比了该模型磁流变减振器和普通减振器在系统主共振时的振幅大小,最后对理论解进行了数值验证.

1 磁流变阻尼力建模

本文采用一种改进的 Bingham 模型^[4],它是以前 Bingham 塑性模型为基础,经过改进的一种具有

滞后环的模型,其表达式为

$$\begin{cases} F = C_1 V + F_y \operatorname{sgn}(V - V_0) V' > 0 \\ F = C_1 V + F_y \operatorname{sgn}(V - V_0) V' < 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中, V 和 V' 是活塞和圆柱筒间的相对速度和相对加速度, F_y 是控制力, C_1 是粘性阻尼系数, V_0 是磁流变减振器的零力速度.

该模型如图 1 示,此图由 A、B 两部分组成,分别由式(1)的两个式子得到.式(1)可改写为

$$F = C_1 V + F_y \operatorname{sgn}(V \mp V_0) \quad (2)$$

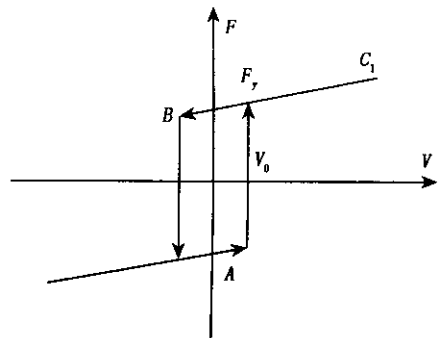


图1 改进 Bingham 模型

Fig. 1 The modified Bingham model

2 磁流变阻尼系统的主共振

本文研究的磁流变阻尼系统如图 2 示.系统的运动方程为

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + K(y - y_0) + F &= 0 \\ y(0) = A, \dot{y}(0) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

其中, m 是车体质量, y'' 和 y' 是车体相对垂直加速度和速度, y_0 是位移激励, K 是弹簧刚度, F 是磁流变阻尼力。

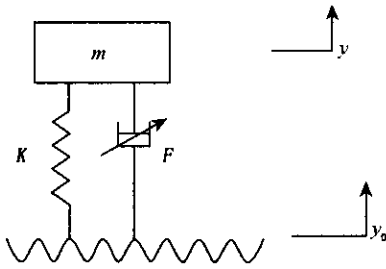


图2 磁流变阻尼系统

Fig.2 The MRF damping system

设路面位移激励为

$$y_0 = Y_0 \cos(\Omega t) \quad (4)$$

磁流变阻尼力采用式(2)所用模型, 选取无量纲位移 $x = y/A$, 无量纲时间 $\tau = \omega t$, 对式(3)进行无量纲化可得

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + x + \alpha \operatorname{sgn}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) = h \cos(\gamma t) \quad (5)$$

其中 $m = \frac{C_1}{2m\omega}$, $n = \frac{\Omega}{\omega}$, $\alpha = \frac{F_y}{m\omega}$, $\dot{x} = \frac{V_0}{A\omega}$, $h = \frac{Y_0}{A}$, $\omega^2 = \frac{K}{m}$.

本文主要研究减振器在弹簧变形量较大时的主共振情况, 此时(5)式可改写为

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + x + \alpha \operatorname{sgn}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) + \lambda x^3 = h \cos(\gamma t) \quad (6)$$

其中 λ 为刚度非线性系数。

此外, 本文研究主共振情况, 激励为小值, 同时限制刚度非线性、控制力和阻尼也是小量, 将这四个小量前面加上 ϵ , 上式可改写为

$$\ddot{x} + x = \epsilon(-2n\dot{x} - \alpha \operatorname{sgn}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) - \lambda x^3 + h \cos(\gamma t)) \quad (7)$$

设式(7)的解为

$$\begin{cases} x = a \cos \varphi \\ \dot{x} = -a \sin \varphi \end{cases} \quad (8)$$

其中 $\varphi = t + \theta$.

对式(8)求导并与式(6)联立, 可解得振幅 a 和相位 θ 满足的一阶微分方程

$$\begin{cases} \frac{da}{dt} = \epsilon R(a, \theta, t) \\ \frac{d\theta}{dt} = \epsilon S(a, \theta, t) \end{cases} \quad (9)$$

式中

$$\begin{aligned} R(a, \theta, t) = & -(-2n\dot{x} - \alpha \operatorname{sgn}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) - \lambda x^3 + h \cos(\gamma t)) \sin \varphi = \\ & -2na \sin^2(\varphi) - h \cos(\gamma t) \times \\ & \sin \varphi + \alpha \operatorname{sgn}(-a \sin \varphi \mp \dot{x}_0) \times \\ & \sin \varphi + \lambda a^3 \cos^3(\varphi) \sin \varphi \\ S(a, \theta, t) = & -\frac{1}{a}[-2n\dot{x} - \alpha \operatorname{sgn}(\dot{x} \mp \dot{x}_0) + \\ & h \cos(\gamma t) - \lambda x^3] \cos \varphi = \frac{1}{a} \operatorname{sgn} \times \\ & (-a \sin \varphi \mp \dot{x}_0) \cos \varphi + \lambda a^2 \cos^4(\varphi) - \\ & \frac{1}{a} h \cos(\gamma t) \cos \varphi - 2n \sin \varphi \cos \varphi \end{aligned} \quad (10)$$

主共振时激励频率满足

$$\gamma = 1 + \epsilon \sigma, \sigma = O(1) \quad (11)$$

其中 ϵ 是小参数, σ 是调谐参数。

对式(9)进行 K-B 变换, 可得

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} = \epsilon \left\{ -an - \frac{1}{2} h \sin(\theta - \epsilon t \sigma) + \frac{\alpha}{2\pi} \times \right. \\ \left. \int_0^{2\pi} \operatorname{sgn}(-a \sin \varphi \mp \dot{x}_0) \sin \varphi d\varphi \right\} = \\ \epsilon \left[-an - \frac{1}{2} h \sin(\theta - \epsilon t \sigma) - \frac{2\alpha}{a\pi} \times \right. \\ \left. \sqrt{a^2 - \dot{x}_0^2} \right] \end{aligned} \quad (12a)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} = \epsilon \left[-\frac{h}{2a} \cos(\theta - \epsilon t \sigma) + \frac{3\lambda a^2}{8} + \frac{\alpha}{2a\pi} \times \right. \\ \left. \int_0^{2\pi} \operatorname{sgn}(-a \sin \varphi \mp \dot{x}_0) \cos \varphi d\varphi \right] = \\ \epsilon \left[-\frac{h}{2a} \cos(\theta - \epsilon t \sigma) + \frac{2\alpha \dot{x}_0}{\pi a^2} + \frac{3\lambda a^2}{8} \right] \end{aligned} \quad (12b)$$

令 $\frac{da}{dt} = 0, \frac{d\theta}{dt} = 0$, 可得系统的稳态解

$$\begin{cases} \sin \beta = -\frac{2}{ah\pi} (a^2 n\pi + 2\alpha \sqrt{a^2 - \dot{x}_0^2}) \\ \cos \beta = -\frac{2}{ah\pi} (-2\dot{x}_0 \alpha + a^2 \pi \sigma - \frac{3\pi \lambda a^4}{8}) \end{cases} \quad (13)$$

其中 $\beta = \theta - \epsilon t \sigma$. 消去式(13)中的可得系统的幅频曲线方程

$$\begin{aligned} \left\{ -1 + \frac{4a^2 n^2}{h^2} + \frac{16na \sqrt{a^2 - \dot{x}_0^2} + 6\lambda \alpha \dot{x}_0 a^2}{h^2 \pi} + \right. \\ \left. \frac{16a^2}{h^2 \pi^2} + \frac{9\lambda^2 a^6}{16h^2} \right\} + \frac{4a^2}{h^2} \sigma^2 = \end{aligned}$$

$$\frac{16a\dot{x}_0 + 3\lambda\pi a^4}{h^2\pi}\sigma = 0 \quad (14)$$

由式(13)解得系统稳态响应的相位为

$$\theta = \pi + \arctan \left[\frac{n\pi a^2 + 2a\sqrt{a^2 - \dot{x}_0^2}}{\pi a^2\sigma - 2a\dot{x} - \frac{3\pi\lambda a^4}{8}} \right] \quad (15)$$

代入具体参数后可解出振幅 a 。系统的一次近似解为

$$x = a\cos(t + \theta) \quad (16)$$

3 数值仿真

系统参数选为: $C_1 = 2000 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, $F_y = 1000 \text{ N}$, $V_0 = 0.1028 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $Y_0 = 0.1953 \text{ m}$, $m = 350 \text{ kg}$, $K = 28000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, $A = 0.1243 \text{ m}$, $\lambda = 1.1$ 。

改变幅频响应方程(14)中的某一参数,固定其他参数不变,可研究该参数对系统幅频响应的影响,如图 3、4、5、6 示。

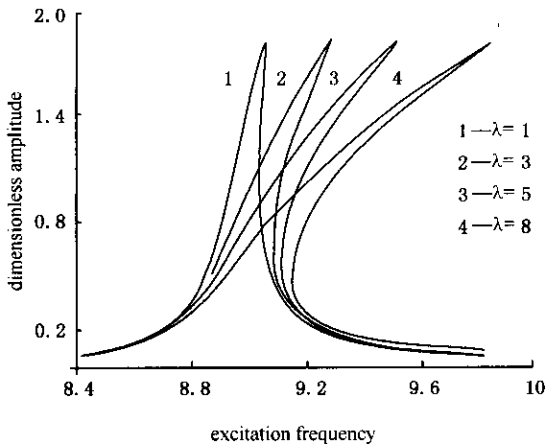


图 3 λ 对主共振的影响

Fig.3 The effect of λ on the response

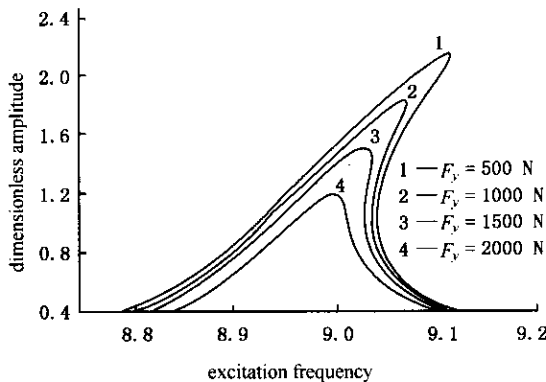


图 4 F_y 对主共振的影响

Fig.4 The effect of F_y on the response

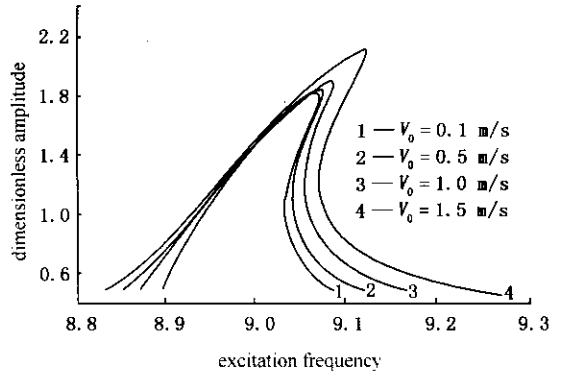


图 5 V_0 对主共振的影响

Fig.5 The effect of V_0 on the response

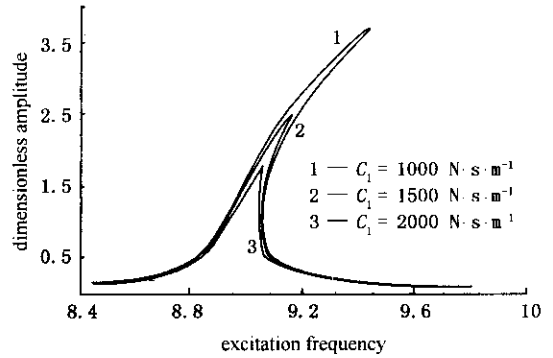


图 6 C_1 对主共振的影响

Fig.6 The effect of C_1 on the response

由图中可以看出:

(1) 刚度非线性 λ 越大,幅频曲线的不对称性越明显,最大响应振幅稍稍增大。

(2) 零力速度 V_0 取决于磁流变液的可压缩性,它对系统共振域的影响很小。 V_0 在低频区可减小系统响应,但是在高频区可增加系统响应。

(3) 屈服力 F_y 反映磁流变液的可压缩性,对幅频响应的影响很大。 F_y 增加,响应振幅下降,系统变得更为稳定。

(4) 增加磁流变液的阻尼可减小系统响应振幅,在共振区效果明显,在远离共振区时效果不明显。

由上述易知,在共振区附近,屈服力 F_y 及粘性阻尼系数 C_1 对主共振幅值的影响是最主要的。

为了说明该磁流变减振器的效用,我们对该减振器与普通减振器的响应进行了比较,见图 7 (虚线为加入磁流变减振器,实线为普通减振器)。从图

7中可以看出,磁流变减振器使系统振幅在主共振时有了明显改善.

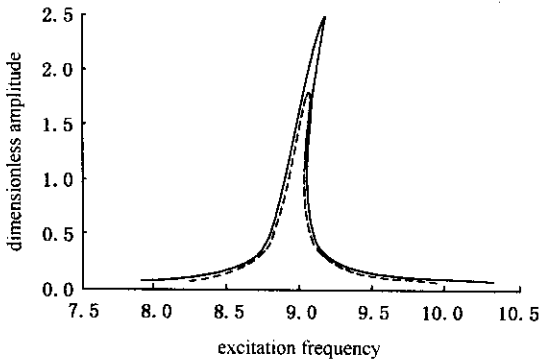


图7 MRF减振器与普通减振器的振幅比较图

Fig.7 Comparison of the amplitude between MRF damper and traditional damper

为了验证平均法得到的理论解的正确性,对式(7)进行数值积分,求得的数值解如图8所示(虚线为理论解,实线为数值解).从图8中可以看出,理论解与数值解吻合得比较好.

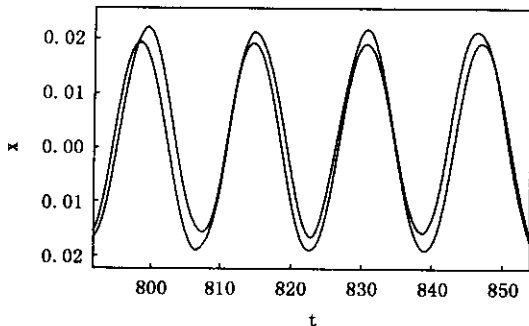


图8 无量纲系统的理论解和数值解

Fig.8 Comparison between analytical and numerical solution for dimensionless system

4 结论

本文采用了一种改进的Bingham模型,在弹簧

变形量较大的情况下通过平均法得到了系统发生主共振时的理论近似解,并进行了数值验证,还对比了普通减振器和此模型磁流变减振器在主共振时的振幅大小,可以看出振幅有了明显改善,从而进一步证明了该模型是行之有效的.同时,本文还对影响系统主共振的因素进行了研究,包括弹簧变形量 λ 、MRF的阻尼 C_1 、MRF的屈服力 F_y 及零力速度 V_0 .其中后三个因素都与MRF的可压缩性有关,MRF的可压缩性越大,阻尼越大,屈服力越大,零力速度也越大.本文的研究结果对于主共振控制可提供一定的理论指导作用.

参 考 文 献

- 瞿伟廉,袁润章,项海帆. ER智能材料-减振结构体系的应用. 振动工程, 1999, 18(2):193~201(Zhai Weilian, Yuan Runzhang, Xiang Haifan. Research on ER Intelligent Structure System Suppressing Earthquake Responses. *Journal of Vibration Engineering*, 1999, 18(2):193~201(in Chinese))
- 欧进萍,关新春. 磁流变耗能器及其性能. 地震工程与工程振动, 1998, 18(3):75~81(Ou Jinping, Guan Xinchun. Magnetorheological Fluid Dampers and Their Properties. *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, 1998, 18(3):75~81(in Chinese))
- 杨绍普,李韶华. 磁流变阻尼力建模及主共振研究. 动力学与控制学报, 2004, 2(4):62~66(Yang Shaopu, Li Shaohua. Primary Resonance Reduction of A Single-Degree-of-Freedom System Using Magneto-rheological Fluid Dampers. *Journal of Dynamics and Control*, 2004, 2(4):62~66(in Chinese))
- 陈予恕. 非线性振动. 北京:高等教育出版社, 2002(Chen Yushu. *Nonlinear Vibrations*. Beijing: High Education Press, 2002(in Chinese))

RESEARCH ON PRIMARY RESONANCE OF MAGNETORHEOLOGICAL DAMPER

Liu Xiaoyan¹ Shen Yongjun² Zhang Fan¹

(1. School of Graduating, Shijiazhuang Railway Institute, Shijiazhuang 050043, China)

(2. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Railway Institute, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract An improved Bingham model was proposed to describe the force of a MR damper, whose primary resonance for the single-degree-of-freedom (SDOF) was researched under the condition that the spring deformation was comparatively great. The analytical solution of the system was obtained by using the Averaging Method, whose effectiveness was verified through numerical simulation, and the effects of all the physical parameters on the amplitude-frequency curves were also studied so as to control the primary resonance effectively. In addition, the amplitude comparison between the traditional damper and the MR damper in the primary resonance was presented, which showed the performance of MR damper in vibration control was better.

Key words MR damper, Averaging method, primary resonance