变间隙粘滞阻尼器的性能分析[1]

李　英　闫维明　纪金豹
（北京工业大学工程抗震与结构诊治北京市重点实验室，北京　100022）

摘要　基于半主动控制理论，本文提出一种新型的间隙式粘滞阻尼器。通过改变阻尼器缸体内径形成合理的阻尼通道间隙，使阻尼系数具有随位移改变而变化的特性。在幂律流体本构关系的基础上，建立了粘滞阻尼器的阻尼力计算模型。理论计算表明：新型间隙式阻尼器的减振性能显著优于常规间隙式阻尼器。

关键词：变间隙　粘滞阻尼器　阻尼系数　阻尼力

前言

寻求高效节能、切实可行的被动控制措施是目前被动控制研究的关键，为此大家在研究时都在改善耗能装置上下功夫，粘滞阻尼器作为被动控制的一种，受到了关注。粘滞阻尼控制器与半主动变阻尼控制器相比，其阻尼力与速度为固定的幂指数关系。由于提供的阻尼力缺乏对运动状态的反馈能力，因此，其对不同频率组成的外部激励适应能力较差，不能实时保持最优的耗能能力，控制效率较低。本文在半主动理论的基础上，提出力学性能更为优越、简单、实用的变间隙粘滞阻尼器。

1　半主动可变阻尼控制

结构主动变阻尼系统是利用外部能源调节装置的阻尼系数，控制效果基本接近主动控制效果。

Hrovat（1983）首先提出了应用可变阻尼器控制。在美国，Inaudi（1994）和 Yang（1993；1995）等对半主动的算法进行了深入的研究。Symans 等（1994；1995）在被动流体阻尼器的基础上，提出了两种不同的半主动粘滞流体阻尼器。

国内在该领域的研究起步较晚，孙作玉等（2000；1998）对变阻尼半主动控制的理论进行了研究并作了仿真计算，还设计了一个变阻尼的控制器，进行了振动台试验。李惠等（2002）建立了半主动粘滞流体阻尼器的力学模型并安装在 5 层钢框架上进行了振动台试验。北京工

1　国家自然科学基金项目（50478042，50078003），北京市教委科技与研究生教育建设项目（4700001401509），广东省地震工程与应用技术重点实验室开放项目
[收稿日期] 2006-04-08
[作者简介] 李英，女，生于 1978 年。在读硕士研究生。主要研究领域：结构被动耗能减振。
E-mail：lying2003@emails.bjut.edu.cn

业大学的彭凌云（2004）提出的向心式摩擦阻尼器，当活塞杆相对于缸筒运动时，滑动楔块和缸筒的内壁之间会产生摩擦力，阻碍活塞杆的运动。调节弹簧压缩量和滑动楔块与挡套筒之间的间隙量来实现多种滞回模型，从而达到半主动控制的效果。本文应用半主动控制的原理提出一种新型的阻尼器——变间隙式粘滞阻尼器。

2 变间隙式粘滞阻尼器

2.1 理论

Inaudi（1994）及 S.J. Dyke（1997）提出：当阻尼器活塞与缸体的相对位移处于极值时，将阻尼器的阻尼系数进行一次调整，使阻尼系数的大小与阻尼器最近发生的相对位移峰值成正比，可以实现优于被动控制的控制效果。Inaudi（1997）给出了一种有效耗能的半主动变阻尼摩擦阻尼器，并提出了控制算法，通过反馈阻尼器的最大位移来改变摩擦力，提高摩擦阻尼器的起滑动力，以此达到高耗能的目的。其中摩擦阻尼器的耗能公式为：

$$\frac{\mathrm{d}E}{\mathrm{d}t}=N(t)\left|\frac{\mathrm{d}\Delta}{\mathrm{d}t}(t)\right|\geqslant 0 \tag{1}$$

式中 E 为阻尼器耗能；$N(t)$为摩擦阻尼器接触力；Δt 为阻尼器的变形信号。

提出的控制算法是一种联合定位的动力反馈法则，即利用阻尼器的变形作为确定半主动控制的唯一反馈信号。其中控制器用公式

$$N(t)=g\left|P\left[\Delta(t)\right]\right| \tag{2}$$

表示，式中 g 为正常数，单位为刚度单位。$P[\Delta(t)]$ 由下式确定

$$P[\Delta(t)]=\Delta(t-s) \tag{3}$$

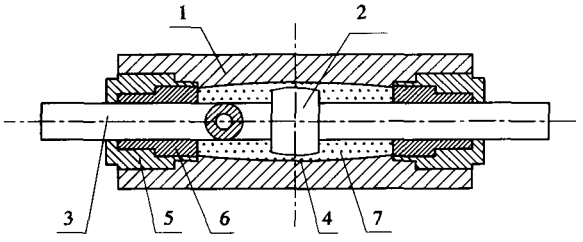
式中 $s=\left\{\min\ x\geqslant 0:\frac{\mathrm{d}\Delta}{\mathrm{d}t}(t-x)=0\right\}$，其中 $\Delta(t-s)$ 为变形信号的局部峰值。因为 $P[\Delta(t)]$ 的输出为最近发生的局部峰值的输入信号值，在此 $P[\Delta(t)]$ 是指前局部峰值信号。$N(t)$ 与 Δt 成比例，由于控制器有时效性，所以即时的控制信号 $N(t)$ 由前一时刻的变形信号决定。

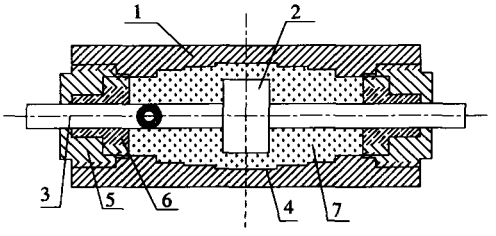
Inaudi 及 S.J. Dyke 提出的算法是利用半主动控制来实现的，其装置需要控制器和传感器的支持，因此整体的减振系统相当复杂。国内周锡元（周锡元专利：电流变复合叠层橡胶支座变刚度变阻尼被动控制装置。公开号：CN1664404）也提出一种将控制器与控制装置集成到一起的半主动控制装置，也需要安装特定的传感器和控制运算器。由于特定量测和运算元件的半主动阻尼器不仅结构复杂，而且稳定性和可靠性也会受到影响，因此变阻尼控制在实际工程中的应用受到一定的限制。

2.2 变间隙粘滞阻尼器的构造

在上述算法的基础上，本文提出了一种新型的被动控制装置——变间隙式粘滞阻尼器。图 1 为北京工业大学纪金豹等（纪金豹专利：变间隙式粘滞阻尼器。公开号：CN2716585）提出的变间隙式粘滞消能阻尼器（已获得专利），缸体内壁采用中部内径最大，靠近端部内径逐渐减小的变内径旋转曲面，活塞的纵面也采用同样曲率的中部内径最大，靠近端部内径逐渐减小的变直径旋转曲面。亦即缸体内壁的纵截面为关于缸体中部对称的变缸径曲面，活塞的纵截面为关于活塞中部对称且曲率与缸体纵截面一致的曲线形式。缸体内径和活塞的纵向直

径的曲率一致使得粘滞阻尼器的活塞和缸体保持均匀的间隙值，同时，当阻尼器活塞由缸体的中部向端部运动时，活塞和缸体间的间隙减小导致阻尼器的阻尼系数随之增加。也就是说，阻尼器的阻尼系数随着阻尼器缸体与活塞的相对位移的增大而增大，从而提高阻尼器的耗能能力。考虑到此类阻尼器加工起来相对麻烦，且精度不好把握，为便于加工使其能更有效的应用到实际工程中，作者提出一种新型的构造形式如图 2，其构造简单，制造加工和维修方便。





图中 1. 缸体；2. 活塞；3. 活塞杆；4. 阻尼间隙；5. 缸盖；6. 密封和导向装置；7. 阻尼介质

图 1　变间隙式粘滞阻尼器

Fig. 1　Viscous damper of variable clearance

图 2　新型阻尼器简图

Fig. 2　Simplified figure of a new type damper

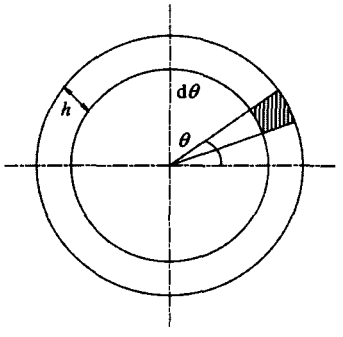
2.3　变间隙粘滞阻尼器的控制律（幂律流体间隙流动的阻尼）

根据流体在简单剪切流中的剪切应力与剪应变速度（即速度或剪切速率）间的关系不同，可将流体区分为牛顿流体和非牛顿流体。

把缸内液体作了如下假定：①流体流动为层流；②液体不可压缩；③液体的质量忽略不计。假定液体不可压缩，质量力忽略不计。

图 3 中所示的圆柱环形间隙流动，可近似看作平板间的间隙流动（沈崇棠，1989），

$$\mathrm{d}Q=\frac{mh^{\frac{2m+1}{m}}}{2(2m+1)}\left(\frac{\Delta p}{2kl}\right)^{\frac{1}{m}}R\mathrm{d}\theta \tag{4}$$



θ为角度；dθ为角度变化率；h 为间隙值

图 3　园环间隙流

Fig. 3　Annulus clearance current

式中 $R=\frac{D+D_0}{4}$ 为圆环中层圆的半径；D 为油缸内径；D_0 为活塞直径。将上式积分得：

$$Q=\frac{m\pi h^{\frac{2m+1}{m}}(D+D_0)}{4(2m+1)}\left(\frac{\Delta p}{2kl}\right)^{\frac{1}{m}} \tag{5}$$

活塞运动时，$\Delta p=F/A$，$Q=A\cdot v$，其中 F 为流体的阻尼力；A 为活塞的有效面积；v 为活塞的运动速度，于是，流体流动时的阻尼力

$$F=\frac{kl\pi(D^2-d^2)}{2h^{2m+1}}\left[\frac{(2m+1)(D^2-d^2)}{m(D+D_0)}\right]^m v^m \tag{6}$$

式中 d 为活塞杆直径；D 为缸壁内径；D_0 为活塞头直径。阻尼器的阻尼力表示为

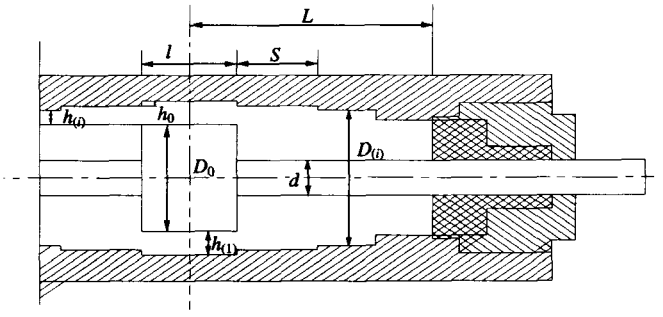
$$F=Cv^m \tag{7}$$

则

$$C=\frac{kl\pi(D^2-d^2)}{2h^{2m+1}}\left[\frac{(2m+1)(D^2-d^2)}{m(D+D_0)}\right]^m \text{[欧进萍，1999]} \tag{8}$$

当 $m=1$ 时为线性阻尼；当 $m\neq1$ 时为非线性阻尼。

变间隙阻尼器中的阻尼系数是随着位移在变化的，在本文中假设缸壁是均匀变化的（图4），且长度 S 与活塞长度 l 成比例，比例系数为 $n=S/l$。



D_0：活塞头直径；
h_1：活塞在中间位置时活塞与缸壁的间距；
h_0：缸壁变化的幅度常数；
h_i：第 i 段活塞与缸壁的间隙，$h_i=h_1-i\times h_0$；
D_i：第 i 段缸壁的内径，$D_i=D_0+2h_i$；
S：缸壁变化一段的长度；
l：活塞长度；
d：活塞杆直径；
L：行程，$L=ql$；
q：缸体内壁变化次数

图4 内部结构计算图

Fig. 4 Calculating chart of inner structure

变间隙阻尼器的阻尼系数 C 为各段阻尼系数的和。

设：

$$u_i=\frac{k\pi\left(l+(i-1)nl-|x|\right)\left(D_i^2-d^2\right)}{2h_i^{2m+1}}\left[\frac{(2m+1)\left(D^2-d^2\right)}{m\left(D_i+D_0\right)}\right] \tag{9}$$

$$v_i=\frac{k\pi\left(|x|-(i-1)nl\right)\left(D_{i+1}^2-d^2\right)}{2h_{i+1}^{2m+1}}\left[\frac{(2m+1)\left(D_{i+1}^2-d^2\right)}{m\left(D_{i+1}+D_0\right)}\right]^m \tag{10}$$

$$w_i=\frac{k\pi l\left(D_{i+1}^2-d^2\right)}{2h_i^{2m+1}}\left[\frac{(2m+1)\left(D_{i+1}^2-d^2\right)}{m\left(D_{i+1}+D_0\right)}\right]^m \tag{11}$$

假定缸体内壁连续变化且每次变化极小，将其视为光滑表面，不考虑内截面突变引起的能量损失，则：

当 $0\leqslant|x|\leqslant nl$ 时，$C=u_1+v_1$；

当 $nl\leqslant|x|\leqslant l$ 时，$inl\leqslant|x|\leqslant(i+1)nl$；$i=1$，2，…；$C=u_1+v_{i+1}+\sum_{j=1}^{i}w_j$

当 $l\leqslant|x|\leqslant L$ 时，$(i+n1)l\leqslant|x|\leqslant(i+1+n1)nl$；$C=u_{i+1}+v_{n+i}+\sum_{j=i+2}^{n+i-1}w_j$

式中 k：油的稠度系数；D_i：第 i 段缸壁的内径；h_i：第 i 段活塞与缸内壁的间隙；S：一段变化缸壁的长度；n：缸壁变化的长度与活塞长度的比例 $n=S/l$；l：活塞头长度；d：活塞杆直径；L：行程；$n1$：$n1=1/n$。

由上式可以看出，阻尼器的阻尼系数是与所处的位置有关，即阻尼器的阻尼力具有位移反馈能力。

2.4 变间隙式粘滞阻尼器的性能分析

从抗震的角度来考虑，并不是阻尼越大就越好。相对不同的地震波，结构的附加阻尼都有一个最佳的阻尼范围，当阻尼大于这个范围后结构的反应（位移与加速度）将被放大，这对于结构的抗震性能来说是非常不利的。本文所提出的变间隙粘滞阻尼器可通过调整缸内壁与活塞间距的变化，根据活塞所处的位置调整阻尼器的出力。

2.4.1 变间隙粘滞阻尼器的构造参数

阻尼器的性能与阻尼器的构造相关性极高。表 1 为阻尼器基本构造参数。表 2 为 4 组不同的阻尼器构造参数。假定为线形阻尼（m=0.8），通过正弦激励得出性能曲线如图 5 所示。流体介质稠度系数初步订为 8.633 Pa · s。

表 1　阻尼器基本参数

Table 1　Basic parameters of the damper

l(mm)	D_0(mm)	d(mm)	L(mm)	h_1(mm)	n	q	h_0(mm)
50	100	50	500	2	0.01	1000	0.0018

表 2　参数变化

Table 2　The variation of parameters

n	0.01	0.05	0.1	0.5
q	1000	200	100	20
h_0 (mm)	0.0018	0.009	0.018	0.09

表中 q 为缸壁内径变化次数，它的取值与活塞的最大运动速度$|v_{max}|$直接影响理论计算的精度，因此 m 值的选取至关重要。介质在较低剪切速率下为牛顿流体，本文考虑低剪切速率下面分别为 m=0.8 的耗能曲线。

① 相同频率，位移幅值不同

从图 5 位移－出力关系曲线中可看出，一般的间隙式粘滞阻尼器的最大出力在速度最大处，阻尼器的出力随着速度的增大而增大；而变间隙粘滞阻尼器的最大出力基本上不在速度最大处，而是在间隙相对较小的位置处（靠近阻尼器两端处），并不是随着速度的增大而增大，并且各种工况表明的现象呈现了一致性，充分说明了变间隙式粘滞阻尼器的出力与速度、位置相关。图 5 位移－出力关系曲线还表明，随着位移幅值的增大，变间隙粘滞阻尼器的耗能逐渐超过一般间隙式粘滞阻尼器，且随着活塞位置接近最小间隙位置，阻尼器的耗能能力越发的超出一般间隙式粘滞阻尼器且出力大大超过了一般的粘滞阻尼器。同时从图中可以看出，在位移振幅远小于变间隙粘滞阻尼器的行程（活塞远离最小间隙位置），耗能能力及最大出力都不及一般间隙式粘滞阻尼器。

采用正弦激励，表 3 中 A 为位移幅值；频率 f=0.1；v_{max}、f_{max}、F_{max} 分别为速度最大值、变间隙粘滞阻尼器最大出力、一般间隙式粘滞阻尼器最大出力；h 为一般间隙式粘滞阻尼器的间隙值。为了对比，本文采用变间隙粘滞阻尼器间隙变化的均值。

表 3　频率相同，位移幅值不同

Table 3　Varied displacement with identical frequency

工　况	A (mm)	h (mm)	$\lvert v_{max}\rvert$ (mm/s)	$\lvert f_{max}\rvert$ (kN)	$\lvert F_{max}\rvert$ (kN)
1	100	1.82	62.8319	1.2729	1.6026
2	200	1.64	125.6637	2.9598	3.6037
3	300	1.46	188.4956	6.8498	6.6431
4	500	1.1	314.1593	141.3040	20.2482

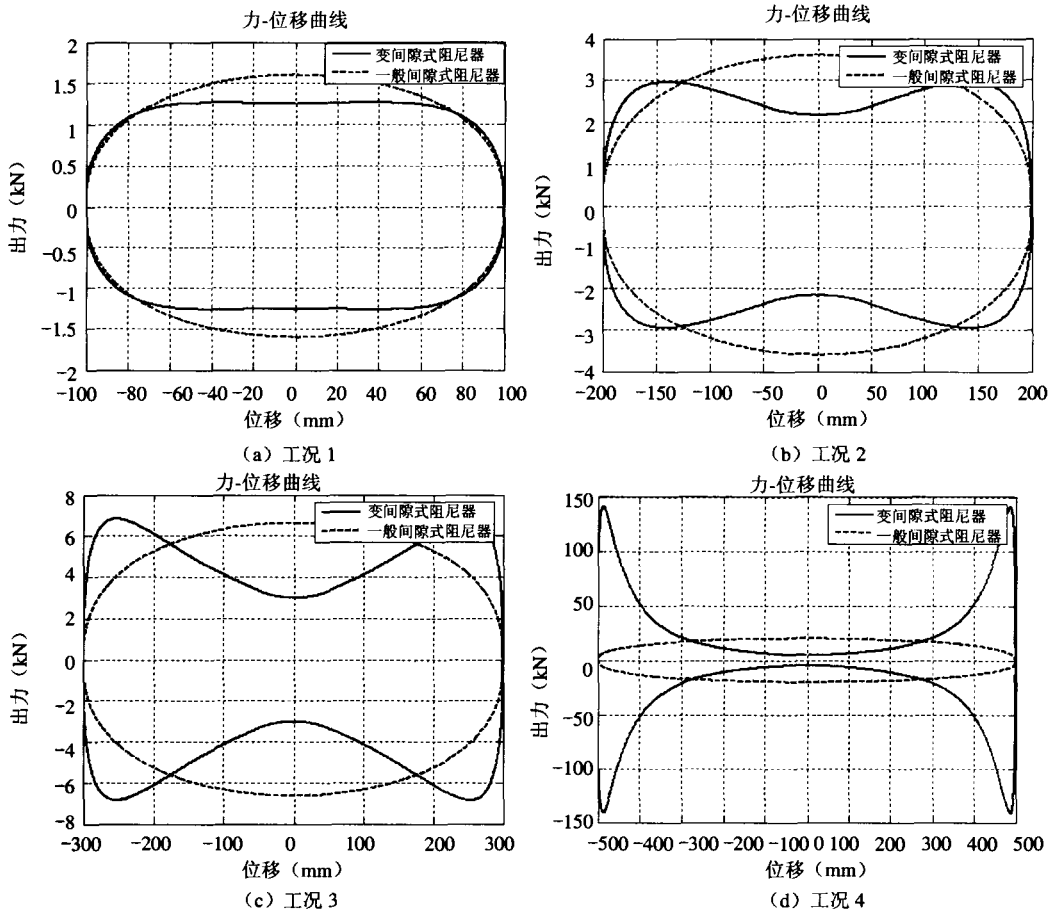


图 5 相同频率，位移幅值不同

Fig. 5 Varied amplitude of displacement with identical frequency

② 位移幅值相同，频率不同（表 4）

表 4 位移幅值相同，频率不同

Table 4 Varied frequencies with identical displacement

工 况	A (mm)	f (Hz)	$\lvert v_{max}\rvert$ (mm/s)	$\lvert f_{max}\rvert$ (kN)	$\lvert F_{max}\rvert$ (kN)
1	500	0.1	314.1593	141.3040	20.2482
2	500	0.2	628.3185	246.0212	35.2541
3	500	0.3	942.4778	340.2918	48.7621
4	500	0.5	1.5708e+003	511.6090	73.3773

从图 6 关系曲线中可看出，一般的间隙式粘滞阻尼器、变间隙粘滞阻尼器随着频率的增加，图形的形状并未发生变化，而仅仅是阻尼器的最大出力及阻尼器的耗能随着频率的增大而增大。说明了频率的变化对变间隙式粘滞阻尼器及一般间隙式阻尼器的性能影响很小。

为了对比，一般间隙式粘滞阻尼器的间隙值采用变间隙粘滞阻尼器间隙变化的均值，h=1.1mm。

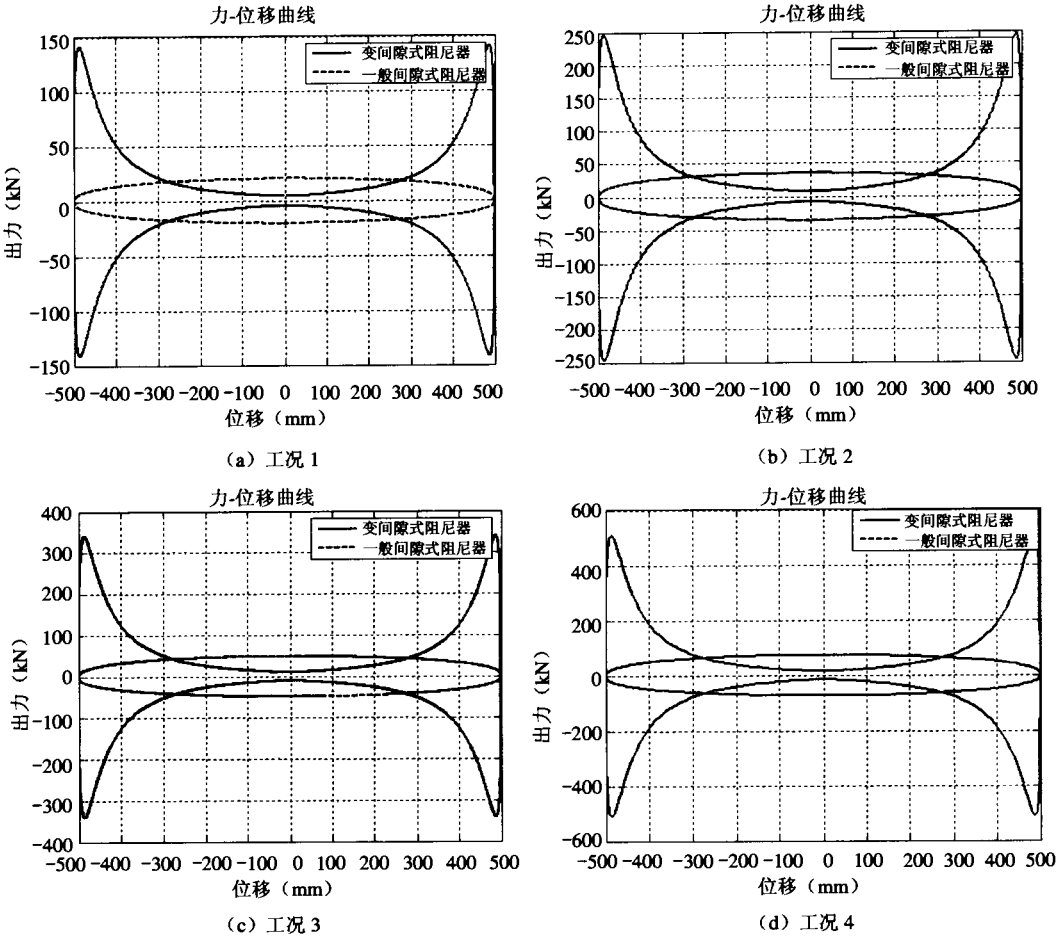


图 6　位移幅值相同，频率不同

Fig. 6　Varied frequency with identical amplitude of displacement

3　单自由度结构控制

图 7 所示系统的动力平衡方程为

$$M\ddot{x}+C\dot{x}+Kx=-F-M\ddot{x}_g \tag{12}$$

式中 M 为结构质量；C 为阻尼系数；K 为结构刚度；F 为控制力；x、$\dot{x}$、$\ddot{x}$ 分别表示结构的位移、速度、加速度。本文采用的结构参数为：结构质量 M=3000 (kg)；线性单元的刚度、阻尼分别为 $K=10^5$(N/m)、$C=2\times 0.05\sqrt{K\times M}$ (N•s/m)。表 5 为单自由度结构反应中采用的变间隙粘滞阻尼器的结构参数。

选用塔福特波（峰值地面加速度 PGA=1m/s^2）激励，为了更好的显示结果，将采用的峰值地面加速度（PGA）调至 0.3g，g 为重力加速度取 9.8 m/s^2。所得的地面加速

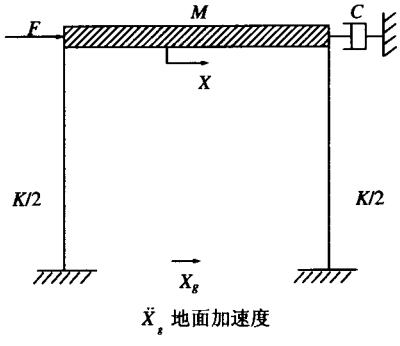


图 7　单自由度系统的计算模型

Fig. 7　Calculation model for single degree of freedom system

度峰值相当于我国建筑结构抗震规范规定的抗震烈度为 VIII 度时，罕遇地震对应的加速度峰值。表 6 为变间隙粘滞阻尼器的控制效果。

表 5 阻尼器结构参数

Table 5 Structural parameters of damper

l (mm)	D_0 (mm)	d (mm)	L (mm)	h_1 (mm)	n	q	h_0 (mm)
45	60	45	90	1.5	0.01	100	0.008

表 6 控制效果表

Table 6 The corresponding results as the control is applied

阻尼器类型	无 控	变间隙阻尼器	控制效果%	间隙式阻尼器	控制效果%
位移最大值（mm）	96.26	32.30	66.45	36.55	62.03
加速度最大值（mm/s²）	4552.15	3750.96	17.60	3691.41	18.9

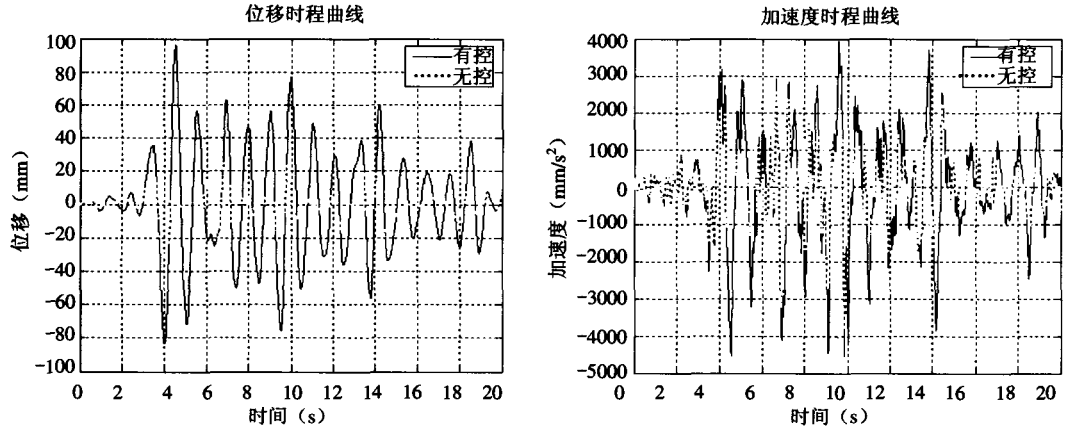


图 8 变间隙阻尼器控制效果

Fig. 8 Control effect of variable clearance viscous damper

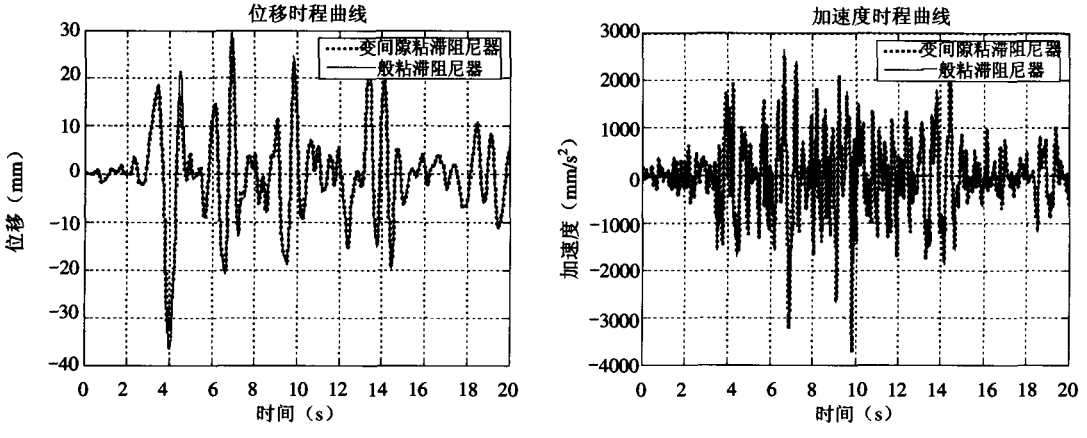


图 9 两种阻尼器控制对比

Fig. 9 Comparison of control effects between two kinds dampers

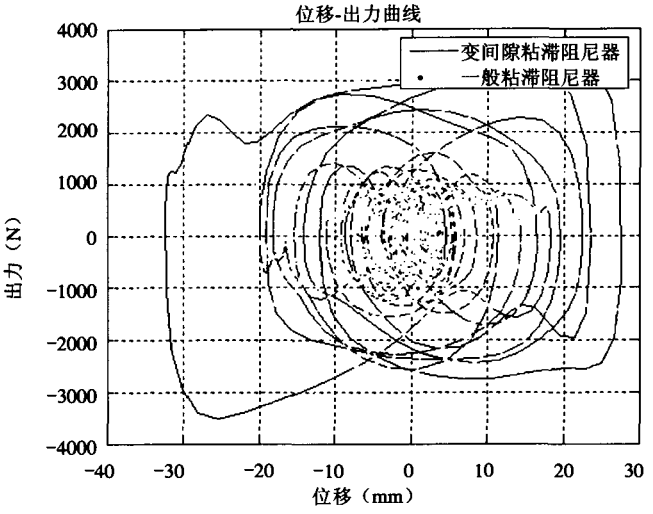


图 10　阻尼器的耗能

Fig. 10　Energy dissipation of damper

从图 8 可看出，变间隙粘滞阻尼器能有效的减弱结构的动力反应，极大地保证结构的安全。图 9、图 10 也说明：变间隙粘滞阻尼器对于结构位移反应的控制优于一般间隙式粘滞阻尼器，耗能也高于一般间隙式阻尼器。

4　结论

（1）传统的粘滞阻尼器是一种无刚度的速度相关型阻尼器，阻尼力-位移滞回曲线是一个饱满的椭圆。本文的变间隙粘滞阻尼器为一种无刚度速度、位置相关型的阻尼器，阻尼力-位移滞回曲线是一个纺锥状曲线。在接近油缸两端的地方阻尼器的间隙变小，阻尼系数相对变大，产生的阻尼力也相对的变大，耗能能力变大，这样间隙慢慢变小的装置可以缓解由于要求出力较大，而由于间隙过小，造成堵塞的情况。

（2）本文利用分段函数，分段连续地表示了粘滞阻尼器的非线形特性。通过计算分析了变间隙粘滞阻尼器在频率相同，位移幅值不同及位移幅值相同，频率不同情况下的性能。

（3）通过计算得出变间隙粘滞阻尼器对单自由度结构的控制效果极佳。从总的控制效果来看，变间隙粘滞阻尼器的整体控制效果优于一般间隙式粘滞阻尼器，在阻尼器行程有限的情况下，建议采用变间隙粘滞阻尼器进行结构的动力反应控制。

参考文献

李惠，袁雪松，吴波，2002. 粘滞流体变阻尼半主动控制器对结构抗震控制的试验研究。振动工程学报，**15**(1)：25—30.

欧进萍，丁建华，1999. 油缸间隙式粘滞阻尼器理论与性能试验. 地震工程与工程振动，**19**（4）：82—89.

彭凌云，2004. 向心式摩擦阻尼器的理论分析与应用研究. 北京工业大学硕士论文.

孙作玉，1998. 变阻尼半主动结构控制. 学位论文. 哈尔滨：哈尔滨建筑大学.

孙作玉，隋丽丽，2000. 变阻尼半主动结构控制振动台试验. 地震工程与工程振动，**20**（4）：106—111.

沈崇棠，刘鹤年，1989. 非牛顿流体力学及其应用. 北京：高等教育出版社.

Hrovat D., Barak P. and Rabins M., 1983. Semi-active versus passive or active tuned mass dampers for structural control. J. Eng. Mech, **109** (3): 691—705.

Inaudi J.A. and Kelly J.M., 1994. Single-freedom nonlinear homogeneous systems. J. Eng. Mech, **120** (7): 1543—1562.

Inaudi J.A., 1997. Modulated homogeneous friction: a semi-active damping strategy. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, **26** (3): 361 —376.

J.N. Yang, Wu J.C., Kawashima K. and Unjoh S., 1995. Hybrid control of seismic-excited bridges structures. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, **24**: 1437—1451.

J.N. Yang, Li Z. and Vongchavalitakul S., 1993. Hybrid control of seismic-excited bridge structres using variable dampers. ASCE Structures Congress'93, pp. 778—783.

J.N. Yang, Li Z., Wu J.C., Reinhorn A.M. and Riley M., 1995. Control of sliding-isolated buildings sliding mode control. J. Struct. Eng., ASCE, 121.

Kawashima K., et al., 1991. Current research efforts in Japan for passive and active control of highway bridges against earthquakes. 23rd Joint Meeting of U.S. Japan Panel on Wind Seismic Effects, U.J.N.R, Tsukuba, Japan.

S.J. Oyke and B.F. Spencer, 1997. A comparison of semi-active control strategies for the MR damper. Proceedings of the IASTED International Conference, Bahamas, pp. 8—10.

Symans M.D., Constantinou M.C., Taylor D.P., et al., 1994. Semi-active fluid viscous dampers for seismic response control. Proceedings of First World Conference on Structural Control Los Angeles, CA, pp. 3—12.

Symans M.D. and Constantinou M.C., 1995. Development and experimental study of semi-active fluid damping devices for seismic protection of structure. Report No. NCEER 950011, National Center for Earthquake Engineering Research, Buffalo, NY, pp. 321—346.

Performance Analysis on Viscous Damper of Variable Clearance

Li Ying, Yan Weiming and Ji Jinbao

(Beijing Laboratory of Earthquake Engineering and Structural Retrofit, Beijing University of Technology, Beijing 100022, China)

Abstract Based on the semi-active control theory, a new type clearance viscous damper is presented in this paper. Appropriate damping clearances are formed by changing inner diameter of the cylinder, which makes that damping coefficient varies with displacement. According to the constitutive relation of the fluid, academic model for calculating damping force of viscous damper is first developed. The analytical calculation shows that with comparison to normal clearance viscous damper, seismic performance of the new type clearance viscous damper is remarkably improved.

Key words: Varied clearance; Viscous damper; Damping coefficient; Damping force