

# 混有空气的孔隙式粘滞流体阻尼器模型及性能研究

何小伟<sup>1</sup>, 吴天行<sup>1</sup>, 王誉蓉<sup>1,2</sup>

(1. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240; 2. 宁夏大学 机械工程学院, 银川 750021)

**摘要:** 孔隙式粘滞流体阻尼器除了阻尼力外还有附加刚度特性。在混有空气的情况下, 流体阻尼器效能会发生改变, 对附加刚度有显著影响。为了研究并预测混有空气的流体阻尼器的动态特性, 从混有空气的流体非线性阻尼力和非线性弹性力串联模型出发, 通过分析计算非线性阻尼器的等效线性阻尼和弹性, 建立了便于工程实际应用的流体阻尼器线性并联模型, 分析了混有空气的流体阻尼器在不同频率和位移工况下效能和附加刚度的变化。通过对孔隙式粘滞流体阻尼器的动态特性试验, 验证了分析方法和等效线性模型的正确性。

**关键词:** 粘滞流体阻尼器; 阻尼系数; 刚度; 非线性

**中图分类号:** TH113.1 **文献标识码:** A

## Modeling and characteristics of viscous damper using throttled fluid mixed with air

HE Xiao-wei<sup>1</sup>, WU Tian-xing<sup>1</sup>, WANG Yu-rong<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Department of Mechanical Engineering, Ning Xia University, Yinchuan 750021, China)

**Abstract:** Orifice-type viscous dampers exhibit a hysteresis behavior which is explained by additional stiffness. When the throttled fluid is mixed with air, its efficiency and additional stiffness will be changed. To study the dynamic characteristics of the damper mixed with air, the nonlinear damping force and nonlinear elastic restoring force in a serial connection model were calculated. Then an equivalent linear damping and linear stiffness were derived to established a linear parallel connection model which is convenient in practical applications. The efficiency and additional stiffness of dampers mixed with air at different frequencies and under different amplitudes were discussed. The experimental results of viscous dampers imply the method and model are both correct.

**Key words:** viscous fluid damper; damping coefficient; stiffness; nonlinearity

孔隙式粘滞流体阻尼器(图1)通过活塞在充满流体的缸体内往复运动将振动和冲击的能量转换为热能,降低结构在共振频率附近的动态响应,从而降低结构的局部受力和变形量<sup>[1]</sup>。通常认为粘滞流体不可压缩<sup>[2]</sup>,因此不考虑阻尼器的弹性。但实际上粘滞流体是可压缩的,所以阻尼器具有弹性,存在附加刚度。尤其当流体混入空气后,阻尼器在小振幅工况下性能将发生明显改变。在工程实际中,阻尼器流体中或多或少会混入空气。混有空气的流体将降低阻尼器效能,其附加刚度可影响振动系统的动态特性。

为了分析流体阻尼器的特性,国内外研究人员提出了各种力学模型,如刚度和阻尼串联的 Maxwell 模型<sup>[3]</sup>、刚度与阻尼并联的 Kelvin 模型<sup>[4]</sup>、分数导数模型等<sup>[5]</sup>。Miyamoto 等<sup>[6]</sup>在试验的基础上建立了包括众多

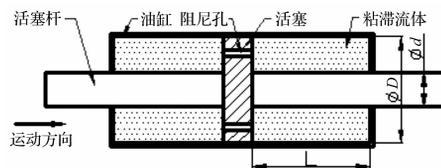


图1 阻尼器示意图

Fig.1 A schematic drawing of the viscosity fluid damper 元件,适用于特定工况的数学模型和程序;Hou 等<sup>[7]</sup>在 Kelvin 模型的基础上通过分离测量得到的阻力发现了阻尼力和刚度力的非线性特点,并根据试验数据提出了刚度力的计算公式。但已有研究对流体弹性的影响大多基于试验数据,对混有空气的流体阻尼器性能研究得也不够深入。由于阻尼器的实际性能对减振效果和振动系统特性有重要影响,所以正确预测和评价混有空气后流体阻尼器效能和动态特性的改变是非常重要的。

本文从混有空气的流体非线性阻尼力和非线性弹性力串联模型出发,通过计算非线性阻尼器的等效线

性阻尼和弹性,建立了流体阻尼器的线性并联模型;分析了混有空气的流体阻尼器在不同频率和位移工况下效能和附加刚度的变化;并通过试验验证了方法和模型的正确性。论文采用的方法和建立的模型可用于预测混有空气的孔隙式粘滞流体阻尼器的实际性能,具有重要的工程实际价值。

## 1 考虑流体弹性的非线性串联模型

流体和空气的可压缩性使粘滞流体阻尼器附加了与阻尼串联的弹簧。阻尼器的力学模型和运动过程可用图2表示,其中弹簧和阻尼都具有非线性。

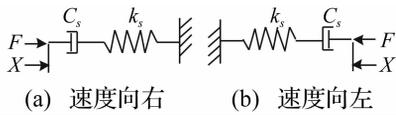


图2 阻尼器模型

Fig. 2 Mathematical model of dampers

### 1.1 非线性串联模型的阻尼力

流体流经阻尼孔为层流时阻尼力的计算式<sup>[8-9]</sup>如下:

$$F = \frac{\rho A_3}{2C_q^2} v_c^2 \quad (1)$$

式中, $\rho$ 为流体密度, $v_c$ 为阻尼孔内流体的速度; $A_3$ 为活塞有效面积 $\pi(D^2 - d^2)/4$ ,其中 $D$ 为活塞直径, $d$ 为活塞杆直径; $C_q$ 为流量系数,其取值与速度等因素有关,见参考文献[8]。由式(1)可见,阻尼力与流量系数和速度之间的关系是非线性的。

### 1.2 非线性串联模型的刚度

纯流体的压缩性可用体积弹性模量 $E_f$ 表示:

$$\frac{\Delta V_f}{V_f} = -\frac{\Delta p}{E_f} \quad (2)$$

在实际计算中,纯液压油的体积弹性模量可取为700 MPa<sup>[10]</sup>。压力为 $p$ 时混气流体的体积弹性模量可由下式计算:

$$E = \left( \frac{V_f/V_g + p_a/p}{V_f/V_g + E_f p_a/p^2} \right) E_f \quad (3)$$

式中, $p_a$ 为初始气压, $V_g$ 为混入的空气体积, $V_f$ 为纯流体体积。混气流体与纯流体弹性模量的比值随外界压力的变化见图3。

阻尼器串联模型中的刚度<sup>[11]</sup>可按下式计算:

$$k = \frac{EA_3}{L} \quad (4)$$

式中, $L$ 为受压流体的液柱长度。流体中混入空气后, $E$ 随外力 $p$ 而变化,所以刚度 $k$ 也是动态变化的,并且与活塞位移是非线性关系。

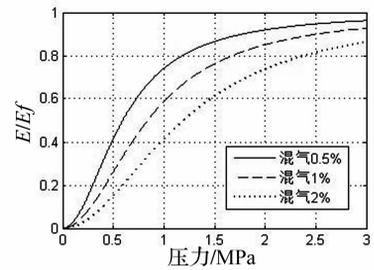


图3 混入空气后的流体体积弹性模量

Fig. 3 Modulus of elasticity of fluid mixed with air

## 2 非线性模型的等效线性化

以活塞运动中心位置为位移零点,建立阻尼器活塞运动的力学模型。并假设:① 不计活塞的摩擦力和惯性力;② 运动中流体的温度不变;③ 运动中流体的动力粘度不变,其值取最大剪切速率下的动力粘度。

### 2.1 非线性模型的数值计算方法

对活塞杆施加周期性位移激励,采用数值方法计算作用于活塞的阻尼力/弹性力。活塞运动应满足下列力平衡条件和位移连续条件:

$$F = -F_c, \quad F_k = F_c, \quad x = x_c + x_k \quad (5)$$

式中, $x$ 、 $x_c$ 、 $x_k$ 分别为作用于活塞的已知位移激励、活塞因流体流过阻尼孔导致两侧腔室体积改变而产生的位移、活塞因流体受压而产生的弹性位移。 $x_c$ 和 $x_k$ 简称为阻尼位移和弹性位移,均为未知量。 $F$ 、 $F_c$ 、 $F_k$ 则分别是作用于活塞的外力、阻尼力和弹性力,也是未知的。因为是串联模型,所以弹性力和阻尼力相等。根据以上条件可以确定活塞在各个时刻的阻尼位移和弹性位移,以及阻尼力和弹性力。

数值计算中步长取 $\Delta t$ ,激励位移、阻尼位移和弹性位移的变化量分别定义为:

$$\begin{aligned} \Delta x_i &= x_{i+1} - x_i, & \Delta x_{ci} &= x_{ci+1} - x_{ci}, \\ \Delta x_{ki} &= x_{ki+1} - x_{ki} \end{aligned} \quad (6)$$

具体计算步骤如下:

(1) 设初始时刻 $t_0$ 阻尼位移为0,弹性位移和阻尼力也为0;

(2)  $t_i$ 至 $t_{i+1}$ 时刻的激励位移变化 $\Delta x_i$ 为已知, $t_i$ 时刻的阻尼力 $F_{ci}$ 、阻尼孔流体速度 $v_{ci}$ 和刚度 $k_i$ 也已知。设 $t_{i+1}$ 时刻阻尼孔内流体速度为 $v_{ci+1}$ ,由式(1)确定 $t_{i+1}$ 时刻阻尼力:

$$F_{ci+1} = \frac{\rho A_3}{2C_q^2} v_{ci+1}^2 \quad (7)$$

(3) 计算阻尼位移变化 $\Delta x_{ci}$ :

$$\Delta x_{ci} = (v_{ci} + v_{ci+1}) \Delta t / 2 \cdot n A_0 / A_3 \quad (8)$$

式中 $n$ 为相同结构的阻尼孔个数, $A_0$ 为单个阻尼孔面积。

(4)  $t_{i+1}$ 时刻的刚度 $k_{i+1}$ 用式(4)计算,弹性位移

变化  $\Delta x_{ki}$  由  $t_i$  和  $t_{i+1}$  时刻的阻尼力决定, 根据下式计算:

$$F_{ci+1} - F_{ci} = (k_i + k_{i+1}) \Delta x_{ki} / 2 \quad (9)$$

(5) 判断第  $i+1$  轮计算是否完成的收敛条件为

$$|\Delta x_{ci} + \Delta x_{ki} - \Delta x_i| \leq \varepsilon \quad (10)$$

式中,  $\varepsilon$  为很小的正数, 用于控制计算精度。计算过程中在  $\pm 2v_{\max}$  ( $v_{\max}$  为不考虑流体压缩时阻尼孔内的最大流速) 之间搜索  $t_{i+1}$  时刻流体速度  $v_{ci+1}$  的最优值, 使收敛条件得到满足, 得到  $\Delta x_{ki}$  和  $\Delta x_{ci}$  的最终解。完成后继续进行下一轮计算。

### 2.2 等效线性化阻尼 $c_s$ 和刚度 $k_s$

在非线性串联模型数值解的基础上, 将非线性模型转换成用等效阻尼和等效刚度表示的线性模型。

按照消耗能量相等原则计算等效线性阻尼  $c_s$ 。计算非线性仿真中一个周期的滞回曲线所包围的面积, 即消耗的能量  $W$ 。将  $W$  用  $c_s$  表示:  $c_s v_i$  表示某一时间段的阻尼力, 这一时间段内的位移为  $v_i \Delta t$ , 将每一段的阻尼力与位移的乘积相加便等于  $W$ , 于是等效阻尼  $c_s$  可表示为:

$$c_s = \frac{W}{\sum v_i^2 \Delta t} \quad (11)$$

按照储存能量相等原则计算等效  $k_s$ 。在非线性数值解中计算弹簧一个压缩行程所储存的能量  $W_k = \frac{1}{2} \sum k_i \Delta x_{ki}^2$ 。用等效线性刚度  $k_s$  表示储存的能量,  $W_k = \frac{1}{2} k_s \sum \Delta x_{ki}^2$ , 求出等效线性刚度  $k_s$  为:

$$k_s = \frac{2W_k}{\sum \Delta x_{ki}^2} \quad (12)$$

### 2.3 线性并联模型的刚度 $k_p$ 和阻尼 $c_p$

由于用串联模型不易直观地分析和判断弹性力和阻尼力各自对系统的影响, 人们习惯采用刚度和阻尼并联的模型。在等效线性阻尼和等效线性刚度的基础上, 将非线性串联模型转化为线性并联模型。串联模型的位移连续方程和力平衡方程为:

$$x = x_k + x_c, \quad F_k = k_s x_k = F_c = c_s \dot{x}_c \quad (13)$$

式中,  $x$  为总位移,  $x_k$ 、 $x_c$  分别是弹性位移和阻尼位移。 $F_k$  和  $F_c$  为弹性力和阻尼力。

由式 (13) 可得频域中阻尼位移  $x_c$  的表达式:

$$x_c = \frac{x(k_s^2 - c_s k_i \omega)}{k_s^2 + c_s^2 \omega^2} \quad (14)$$

和外力  $F$  的表达式:

$$F = \frac{c_s^2 \omega^2}{k_s^2 + c_s^2 \omega^2} k_s x + \frac{k_s^2}{k_s^2 + c_s^2 \omega^2} c_s i \omega x \quad (15)$$

从而得到线性并联模型的刚度和阻尼系数<sup>[12]</sup>:

$$k_p = \frac{c_s^2 \omega^2}{k_s^2 + c_s^2 \omega^2} k_s, \quad c_p = \frac{k_s^2}{k_s^2 + c_s^2 \omega^2} c_s \quad (16)$$

### 2.4 混气流体阻尼器并联模型分析

分析混入不同体积空气时流体阻尼器线性并联模型中  $k_p$  和  $c_p$  随振幅的变化。本文仿真和试验用阻尼器参数为: 油缸内径  $D = 63 \text{ mm}$ , 活塞杆直径  $d = 20 \text{ mm}$ , 行程  $50 \text{ mm}$ , 活塞开有两个  $14 \text{ mm}$  长的阻尼孔。图 4 和图 5 表示不同混气量的流体阻尼器在不同频率激励下其等效并联阻尼和刚度与位移振幅的关系。计算时流体动力粘度取  $200 \text{ cP}$ , 阻尼孔直径为  $2 \text{ mm}$ 。

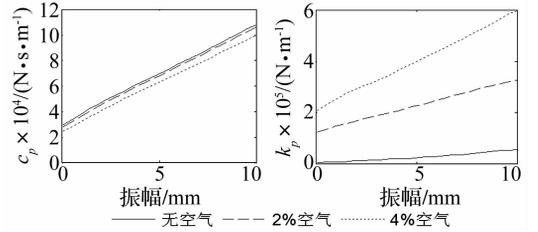


图 4 3 Hz 时混入空气比例对  $k_p$  和  $c_p$  的影响  
Fig. 4 Influence of mixed air on  $k_p$  and  $c_p$ , 3 Hz

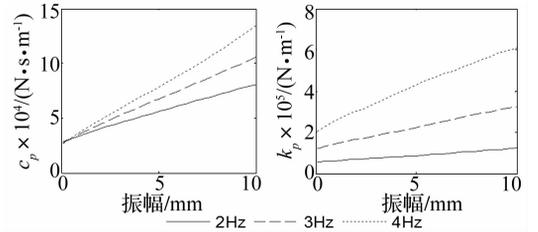


图 5 混气 2% 时激励频率对  $k_p$  和  $c_p$  的影响

Fig. 5 Influence of excitation frequency on  $k_p$  and  $c_p$ , 2% mixed air

分析图 4 和图 5 的仿真计算结果可得出以下结论:

- (1)  $k_p$  和  $c_p$  均随振幅与频率升高而增大。
- (2)  $c_p$  在不同混气比例下差别较小, 例如混气 2% 与无空气时相差不多, 而且差别随振幅变化很小。
- (3)  $k_p$  在无空气时数值较小, 随振幅增加亦不大; 但混气后  $k_p$  增长很快, 且随振幅显著增加。
- (4)  $c_p$  在小振幅时很小, 随频率变化也比较小, 这说明流体阻尼器在小振幅时耗能作用比较弱、效率比较低。随着振幅增加,  $c_p$  逐渐变大, 耗能作用和效率不断提高, 同时  $c_p$  随频率升高而增大的趋势愈发明显。
- (5) 相比阻尼系数  $c_p$ , 刚度系数  $k_p$  受混气量和频率的影响更大, 尤其是混气流体阻尼器的附加刚度  $k_p$  随混气量和频率的提高迅速增大。

### 2.5 线性模型与非线性模型比较

为了验证线性并联模型的正确性及适用性, 对不同参数的流体阻尼器用非线性串联模型和线性并联模型在多种工况下进行仿真, 然后进行分析对比。图 6 -

8 为未混气工况,图 9 为混气工况。

分析图 6~图 9 的仿真结果,可得出下列结论:

(1) 从图 6 可见,两种模型的结果很接近,且滞回曲线面积和阻尼力均随频率的增加而增大。

(2) 从图 7 可见,两种模型的结果同样很接近;阻尼孔直径减小使阻尼力增大,非线性特征更明显。

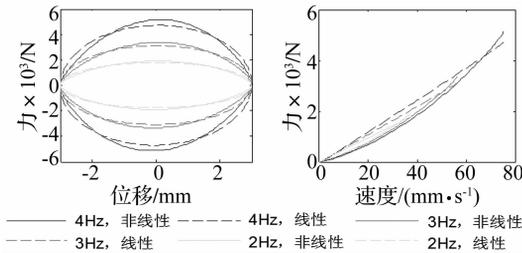


图 6 频率的影响,阻尼孔直径 2 mm,动力粘度 200 cP

Fig. 6 Influence of frequency

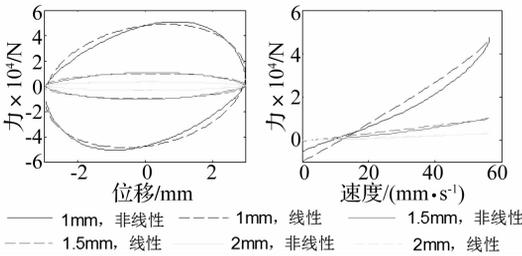


图 7 阻尼孔直径的影响,激励频率 3 Hz,动力粘度 200 cP

Fig. 7 Influence of damping hole

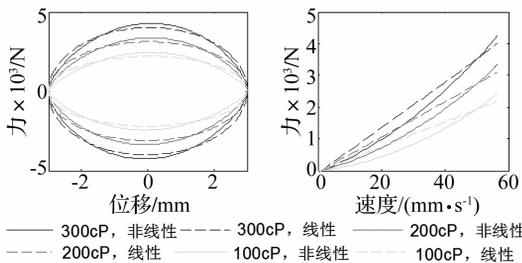


图 8 粘度的影响,激励频率 3 Hz,阻尼孔直径 2 mm

Fig. 8 Influence of the viscosity

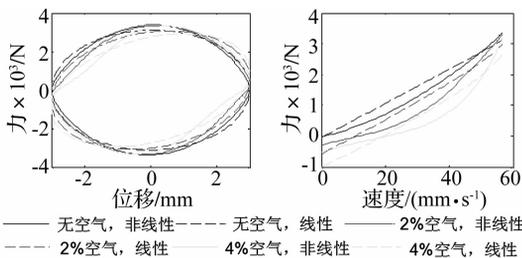


图 9 混气比例的影响,阻尼孔直径 2 mm,

激励频率 3 Hz,动力粘度 200 cP

Fig. 9 Influence of the mixed air

(3) 从图 8 可以看到,阻尼力随着粘度的增加而

增大,两种模型结果也很接近。

(4) 从图 9 可见,两种模型的结果比较接近;随着混气量的增加,阻尼力呈减小趋势。

综上所述,在不同参数和工况下,阻尼器线性模型的计算结果与非线性模型的计算结果是一致的,从而验证了线性模型的正确性。虽然线性模型无法在任一点上与非线性模型重合,但是对阻尼器耗能而言,也就是滞回曲线面积,两者几乎是一致的。

### 3 试验结果与仿真模型比较

阻尼器试验原理见图 10,采用沟槽凸轮机构进行激励,凸轮从动杆与阻尼器活塞杆连接,其运动轨迹为幅值 3mm 的简谐曲线。激励频率由凸轮转速决定,凸轮转速用变频调速电机控制。

试验采用 100 号抗磨液压油 (40 °C 时运动粘度的平均值为 100 cSt) 和 350 cSt 二甲基硅油 (25 °C 时运动粘度的平均值为 350cSt), 阻尼孔直径为 2.0 mm、2.2 mm 和 2.4 mm, 活塞上开有两个尺寸相同的阻尼孔。

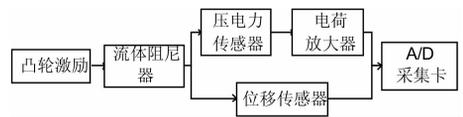


图 10 试验原理图

Fig. 10 Block diagram of instrumentation

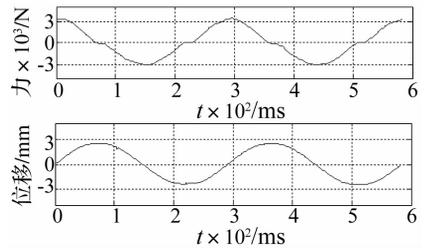


图 11 原始数据

Fig. 11 Raw data

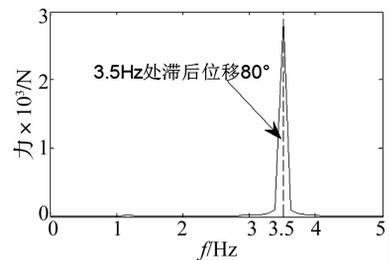


图 12 力的幅频图

Fig. 12 Amplitude frequency diagram of force

试验时采集力和位移数据,经滤波去噪声后进行 FFT 变换,得到频域的位移  $X(\omega)$  和力  $F(\omega)$ 。图 11 为力和位移时间历程。图 12 为力的频谱,集中在激励频率 3.5 Hz,其他频率分量基本为 0。理论上纯阻尼力的

相位超前位移  $90^\circ$ ，但由于流体弹性的影响，存在与位移同相的弹性力，故力的相位超前不足  $90^\circ$ 。

线性并联模型在频域内力与位移之间关系为

$$F(\omega) = k_p X(\omega) + c_p i\omega X(\omega) \quad (17)$$

从式(17)可得阻尼系数  $c_p$  和刚度系数  $k_p$  为

$$c_p = \text{Im}\left(\frac{F(\omega)}{\omega X(\omega)}\right), \quad k_p = \text{Re}\left(\frac{F(\omega)}{X(\omega)}\right) \quad (18)$$

### 3.1 排气完全的阻尼器

采用 350cSt 二甲基硅油，密度为  $970 \text{ kg/m}^3$ ，阻尼孔直径分别为  $2 \text{ mm}$  和  $2.4 \text{ mm}$ 。阻尼器注油时应采取抽真空措施才能做到完全排气，但受试验条件限制无法做到抽真空，只能通过其他措施尽可能将空气排净。

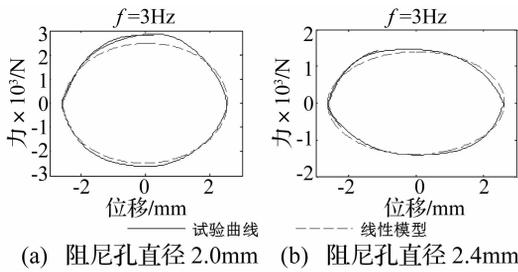


图 13 未混气试验结果与线性模型比较

Fig. 13 Comparison between experimental and simulation results

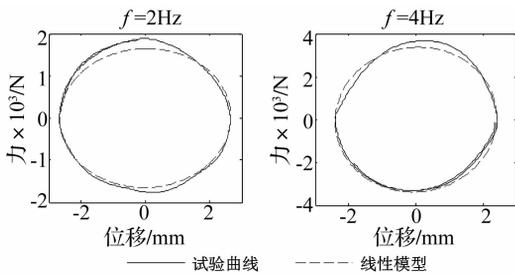


图 14 未混气试验结果与线性模型比较

Fig. 14 Comparison between experimental and simulation results without air

图 13 为二种阻尼孔、激励频率为  $3 \text{ Hz}$  的试验结果，图 14 为  $2 \text{ mm}$  阻尼孔、激励频率  $2 \text{ Hz}$  和  $4 \text{ Hz}$  的试验结果。从图可见，试验曲线与线性模型仿真结果的一致性比较好。实际上两种流体在  $1 - 5 \text{ Hz}$  频率范围的试验与仿真结果一致性都比较好，限于篇幅这里只给出部分结果。受力传感器螺纹连接强度限制，更高频率的试验没有进行。但频率增加时，阻尼力增大，活塞与油缸间摩擦力影响减小，故可推测试验结果会变得更好。

表 1 列出  $2 \text{ mm}$  阻尼孔的试验数据，并与仿真计算结果进行对比。表中理想情况表示流体为不可压缩， $z = k_p / (c_p \omega)$  用于衡量  $k_p$  的相对影响， $k_p$  为负时  $z$  无意义。

表 1 阻尼器试验结果与仿真数据

Tab. 1 Experimental and simulation results with air

频率	理想情况	试验结果	线性模型
$k_p / (\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	0	-10.2	4.9
2 Hz $c_p / (\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	49.5	47.2	49.3
$z$	0	0	0.008
$k_p / (\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	0	13.8	11.7
3 Hz $c_p / (\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	50.8	50.5	50.7
$z$	0	0.015	0.012
$k_p / (\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	0	45.6	23.1
4 Hz $c_p / (\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	53.6	52.8	53.6
$z$	0	0.034	0.017

从表 1 可见，试验和仿真得到的  $c_p$  差别很小，两者最大相差仅有  $4.4\%$ 。同时试验数据表明， $c_p$  和  $k_p$  都随频率提高而增加，这与模型仿真计算结果相符。

而  $k_p$  的误差则较大，试验数据在  $2 \text{ Hz}$  时甚至出现了负刚度。阻尼器实际上存在摩擦力和惯性力，试验装置连接处也存在间隙，这些都是产生误差的原因。这些因素在模型中则未加考虑。试验数据在  $4 \text{ Hz}$  时  $k_p$  大于仿真结果，估计是阻尼器未能实现完全排气的缘故。

### 3.2 混有空气的阻尼器

采用 100 号抗磨液压油，密度为  $870 \text{ kg/m}^3$ ，阻尼孔直径为  $2.2 \text{ mm}$ ，流体混有  $2.7\%$  空气。图 15 为试验结果曲线，试验数据列于表 2，并与仿真结果比较。

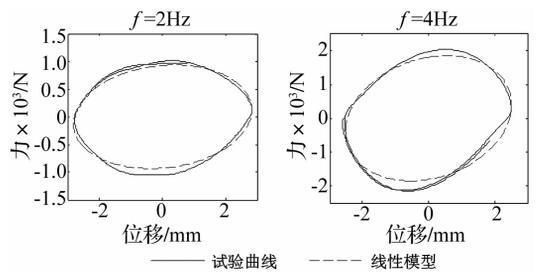


图 15 混气 2.7% 试验结果与模型比较

Fig. 15 Comparison between experimental and simulation results with mixed air

从表 2 可见，混气试验和仿真计算得到的  $c_p$  在各个频率都比较接近，最大差别在  $3 \text{ Hz}$ ，也只有  $4\%$ 。这说明模型在不同频率都能较好地预测阻尼器特性。

与排气完全的阻尼器相比可以发现，混气阻尼器试验得到的  $k_p$  与仿真计算的差别大大减小。同时还可发现，当阻尼器混入空气后，阻尼器的附加刚度  $k_p$  大大增加，尤其随频率升高而迅速增加。而阻尼系数  $c_p$  则由于阻尼器混入空气而减小，使阻尼器效能降低。这些由模型预测的阻尼器特性通过试验得到验证。

此外,由于阻尼器混气后  $c_p$  减小  $k_p$  增加,附加刚度  $k_p$  的影响显著上升。用于衡量弹性力与阻尼力之比的  $z$  值显著增加:在激励频率 4 Hz 时阻尼系数  $c_p$  为 28.3 kN·s/m,附加刚度  $k_p$  为 137.8 kN/m,  $z$  值可达 0.194。

表 2 混气 2.7% 阻尼器试验与仿真数据

Tab. 2 Experimental and simulation results with mixed air

频率	理想情况	试验结果	线性模型
$k_p/(kN \cdot m^{-1})$	0	34.4	43.9
2 Hz $c_p/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	27.2	26.0	26.8
$z$	0	0.105	0.130
$k_p/(kN \cdot m^{-1})$	0	77.4	93.0
3 Hz $c_p/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	28.8	26.9	28.0
$z$	0	0.153	0.176
$k_p/(kN \cdot m^{-1})$	0	137.8	154.0
4 Hz $c_p/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	30.3	28.3	29.0
$z$	0	0.194	0.211

#### 4 流体阻尼器附加刚度的影响

这里讨论振动系统若采用流体阻尼器作为减振措施时,阻尼器附加刚度对原系统的影响。

系统的刚度和阻尼可以合并用复刚度  $k^*$  表示:

$$k^* = k(1 + i\eta) \quad (19)$$

式中,  $k$  为系统原有刚度,  $\eta = \omega c_p/k$  为复刚度的阻尼部分。 $\eta$  实际上代表阻尼力与弹性力之比值。

流体阻尼器具有附加刚度  $k_p$ , 需要判断  $k_p$  是否会对原系统的固有频率等特性产生影响。当  $z\eta < 0.1$  时, 可以不考虑阻尼器附加刚度的影响。 $z$  值代表了阻尼器附加刚度的弹性力与阻尼力之比值, 而  $z\eta$  值代表附加刚度对原有刚度的相对改变量。若附加刚度小于系统原刚度的 10%, 对原系统的影响完全可以忽略不计。

根据表 2 的试验和仿真数据,  $z$  值在 4 Hz 时最大为 0.2 左右。但是在其他参数和工况下  $z$  的计算结果是不同的。用线性模型计算 2.5 节的阻尼器, 不同阻尼孔尺寸的  $z$  值计算结果为:  $d = 0.8$  mm,  $z = 0.48$ ;  $d = 0.5$  mm,  $z = 2.19$ 。此外,  $\eta$  值的确定除了  $c_p$  外还要知道振动系统原有的刚度。

因此估计流体阻尼器的附加刚度对原振动系统是否有影响, 需要根据阻尼器参数、粘度、混气量、频率和振幅等数据, 通过模型预测才能作出判断。

#### 5 结论

考虑流体阻尼器混有空气后可压缩性发生改变, 用数值方法计算了阻尼器串联模型的非线性阻尼力/

弹性力、阻尼位移和弹性位移, 并将非线性串联模型转化为等效线性并联模型, 用于分析和预测混有空气的孔隙式粘滞流体阻尼器动态性能。通过对阻尼器动态特性的试验研究, 验证了计算方法和阻尼器等效线性模型, 并得到下列具有工程实际价值的结论:

(1) 流体混入空气对等效阻尼影响较小, 但对等效刚度影响很大。混入空气后流体可压缩性虽然得到提高, 但阻尼器并联刚度反而显著变大。

(2) 无论流体是否混入空气, 振幅对等效阻尼系数影响很大。振幅增大时阻尼器效能明显提高, 等效刚度也随之增加; 振幅过小则阻尼器效能明显降低。

(3) 孔隙式粘滞流体阻尼器的等效阻尼和刚度随振动频率变化显著。高频振动时阻尼器等效阻尼和效能提高, 而附加刚度随频率提高增加更为迅速。

(4) 流体阻尼器的附加刚度是否对原振动系统有实质性影响, 需要根据具体的阻尼器参数和工况通过模型预测进行判断。

#### 参考文献

- [1] Taylor D, Dufflot P. Fluid viscous dampers used for seismic energy dissipation in structures [R]. Taylor Device Inc, Technical Article.
- [2] Sheng L H, Lee D. Performance of viscous damper and its acceptance criteria [J]. Earth Engineering, 2003; 1031 - 1039.
- [3] 张同忠. 粘滞阻尼器和铅阻尼器的理论与试验研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2004.
- [4] Feng M Q, Kim J M, Shinozuka M, et al. Viscoelastic dampers at expansion joints for seismic protection of bridges [J]. Journal of Bridge Engineering, 2000, 5(1): 67 - 74.
- [5] 周云. 粘滞阻尼减震结构设计[M]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.
- [6] Miyamoto H k, Gilani A S J, Wada A, et al. Limit states and failure mechanisms of viscous dampers and implications for large earthquakes [J]. Earthquake Engng Struct. Dyn. 2010, 39 (11): 1279 - 1297.
- [7] Hou C Y, Hsu D S, Chen H Y. Experimental verification of the restoring-stiffness concept used in fluid damper for seismic dissipation [J]. Struct. Design Tall Spec. Build, 2005, 14 (1): 1 - 13.
- [8] 盛世超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [9] 叶正强. 粘滞流体阻尼器消能减振技术的理论、试验与应用研究[D]. 南京: 东南大学, 2003.
- [10] 李壮云. 液压气动与液力工程手册[M]. 北京: 电子工业出版社, 2008, 2.
- [11] Rittweger A, Albus J, Homung E, et al. Passive damping device for aerospace structures [J]. Acta Astronautica 2002, 50(10): 597 - 608.
- [12] Singh M P, Verm N P, Moreschi L M. Seismic analysis and design with maxwell dampers [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2003, 129(3): 273 - 282.