论文

中高频激励下微振动流体阻尼器解析模型

焦小磊¹, 马文来¹, 赵阳^{1*}, 李思梁²

1. 哈尔滨工业大学航天学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国科学院沈阳自动化研究所, 沈阳 110016

* E-mail: yangzhao@hit.edu.cn

收稿日期: 2017-09-08; 接受日期: 2017-11-06; 网络出版日期: 2017-11-17

国家重点基础研究发展计划(“973”计划)(批准号: 2013CB733004)资助项目

摘要 航天器执行机构工作时产生的高频微幅扰振严重影响成像精度. 针对中高频激励下微振动流体阻尼器, 采用解析方法, 考虑流体的压缩性及阻尼孔道内黏性损失, 建立微振动流体阻尼器中高频激励下动力学解析模型, 给出压差力在时域解析表达式, 分析阻尼孔尺寸、流体黏度、激励幅值对动力学特性影响, 结果表明, 压差力中包含瞬态分量、阻尼力分量以及弹性力分量, 阻尼力分量提供阻尼力, 弹性力分量提供刚度, 瞬态分量随时间衰减. 孔径、孔长、阻尼液黏度变化会导致刚度和阻尼变化, 激励幅值变化对刚度和阻尼没有影响.

关键词 微振动, 流体阻尼器, 可压缩性, 黏性损失, 中高频, 解析模型

1 引言

流体阻尼器作为被动型隔振器, 其应用非常广泛, 建筑上常用黏滞流体阻尼器来隔离低频振动. 这类流体阻尼器主要依靠流体流经阻尼孔道时产生的阻尼力来耗能, 一般建筑所用的黏滞阻尼器振动频率较低^[1-6]. 也有通过间隙结构来产生压差阻尼力^[7,8]. Luu等人^[9]针对铁路桥梁减振用流体阻尼器的优化问题进行了研究. Narkhede等人^[10]对于流体阻尼器的抗冲击特性进行了研究. Yeh等人^[11-14]针对阻尼流体的模型描述上进行了研究. Høgsberg^[15]研究了混合式流体阻尼器的力反馈控制问题.

当外界激励为高频激励时, 其工作环境与低频激励存在一些差别. 如航天器CMG机构, 正常工作时的微幅扰振频率为几百赫兹^[16-21]. 最早见于Honeywell公

司研制的一系列基于流体阻尼的被动型隔振器, 并成功应用于哈勃望远镜中^[22,23], 该类型阻尼器采用孔式结构来提供阻尼力, 隔振效果良好, 但是文献中并没有介绍其刚度及阻尼机理. 王杰等人^[24]测定了基于流体阻尼的三参数隔振系统动态刚度和动态阻尼, 证明了高频激励下刚度和阻尼会随频率发生改变. 王杰等人^[25]提出了微振动流体阻尼器的理论分析模型, 并分析了阻尼腔参数变化对隔振器性能目标参数的影响. 王超新等人^[26]针对基于流体阻尼的微振动隔振器的参数优化问题进行了研究. 马俊^[27]对孔式流体阻尼器的高频激励下隔振性能进行了测试. 这类隔振器通过阻尼孔来提供阻尼力, 能够对高频下的微振动进行有效隔离. Shi等人^[28]研究了包含主刚度和附加刚度的三参数流体阻尼器, 提出等效刚度和等效阻尼概念, 并分析其对隔振效果的影响. 目前对于建筑用的低频

引用格式: 焦小磊, 马文来, 赵阳, 等. 中高频激励下微振动流体阻尼器解析模型. 中国科学: 技术科学, 2017, 47: 1273-1285
Jiao X L, Ma W L, Zhao Y, et al. Analytical model of micro vibration fluid viscous damper under medium and high frequency excitation (in Chinese). Sci Sin Tech, 2017, 47: 1273-1285, doi: 10.1360/N092017-00312

黏滞流体阻尼器研究较多, 也较为成熟, 由于其激励频率较低, 不用考虑流体压缩性的影响. 而对于航天领域微振动隔离的流体阻尼器更侧重于中高频隔振, 对于这一类隔振器, 多从实验的角度研究其阻尼机理, 而已有的数学模型是基于流体力学观点, 未考虑体积模量的作用, 并忽略了流体体积刚度影响, 这会导致中高频分析时产生过大的误差甚至是错误, 无法有效指导设计.

鉴于传统模型在处理中高频激励时的局限性, 本文基于液压动力学观点, 考虑流体可压缩性影响, 在小位移前提下, 建立中高频激励下流体阻尼器动力学解析模型. 在此基础上, 采用解析方法获得了由于流体压缩所产生的动态刚度以及阻尼具体表达式. 通过与CFD仿真结果对比, 验证了模型的有效性. 相比于传统低频激励下流体阻尼器动力学模型, 其适用范围扩大到中高频段, 可用于分析中高频段动态刚度以及阻尼随频率变化情况.

2 微振动流体阻尼器动力学建模

2.1 正弦位移激励下微振动流体阻尼器建模

筒式微振动流体阻尼器可以用下面的直筒模型^[29]来描述, 阻尼活塞把内部空间分成两个腔体, 阻尼液通过阻尼孔道在两个腔室内来回流动, 可以用图1中模型来描述.

流体在活塞挤压作用下, 从一个腔室流动到另一个腔室, 流体在流动过程中, 有一部分直接通过阻尼孔流动到另一个腔室, 由于体积模量的存在, 还有一部分流体会被压缩. 活塞以及流体的运动规律可以用下面的微分方程来描述:

$$\begin{cases} -Q + A_p v = V_1 \dot{P}_1 / \beta, \\ Q - A_p v = V_2 \dot{P}_2 / \beta, \end{cases} \quad (1)$$

图1 阻尼活塞受力示意

Q 表示阻尼孔的流量; A_p 为阻尼活塞的有效面积, 这里的有效面积指的是除去杆柱的面积; β 是阻尼液的体积模量, 体现了流体的可压缩性; V_1, V_2 腔室的容积, P_1, P_2 是腔室内部的压强; v 是活塞的运动速度. F_{p1}, F_{p2} 分别为左右腔室的压力; F_{Rh} 是阻尼孔道内由于流动损失而产生的力; F_Q 是流体在孔道内流动时的惯性力.

流体在阻尼孔道内流动的黏性损失可以用液阻来描述:

$$R_h = (128\mu L_g) / (\pi d^4). \quad (2)$$

在线性方式的黏性流动损失中, 可以假定流体流过阻尼孔时是层流状态

$$\begin{cases} \rho L_g \dot{Q} + R_h Q A_g = (P_1 - P_2) A_g, \\ R_h = \frac{128\mu L_g}{\pi d^4}, \end{cases} \quad (3)$$

R_h 为阻尼孔内的液阻, μ 为阻尼液的动力黏度, L_g 为孔长. 由于硅油的黏温特性较好, 物理化学性质稳定, 一般采用硅油作为阻尼液. 液阻即阻尼孔道内流体流动时的黏性损失. 系统的状态方程可以写成

$$\dot{X} = AX + Bv, \quad (4)$$

这里

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{\beta}{V_1} \\ 0 & 0 & \frac{\beta}{V_2} \\ \frac{A_g}{\rho L_g} & -\frac{A_g}{\rho L_g} & -R_h \frac{A_g}{\rho L_g} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \beta \frac{A_p}{V_1} \\ 0 & 0 & -\beta \frac{A_p}{V_2} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$X = [P_1 \ P_2 \ Q]^T, \dot{X} = [\dot{P}_1 \ \dot{P}_2 \ \dot{Q}]^T.$$

压差力为两个腔体内压力之差

$$F = (P_1 - P_2) A_p. \quad (5)$$

由于激励幅值较小, 对于位移激励来说一般为1 mm以下, 同阻尼器几何尺寸相比, 可以认为两个腔体的容积保持不变即 $V_1 = V_2 = V_0$. 状态方程经过计算, 可以得出考虑流体的体积模量以及阻尼孔道内流体的黏性损失下, 压差力相对于激励速度的传递函数

$$\Phi(s) = \frac{F(s)}{v(s)} = \frac{\frac{2\beta A_p^2}{V_0} \left(s + \frac{R_h A_g}{\rho L_g} \right)}{s^2 + R_h \frac{A_g}{\rho L_g} s + 2 \frac{A_g}{\rho L_g} \frac{\beta}{V_0}}. \quad (6)$$

由于外界激励是正弦激励, 可以表示成

$$x = x_0 \sin(\omega t), \quad (7)$$

而 $v = \dot{x}$, 则 $v(s) = sX(s)$, 将其代入上式中则有

$$\Phi(s) = \frac{F(s)}{sX(s)} = \frac{2\beta A_p^2}{V_0} \frac{\left(s + \frac{R_h A_g}{\rho L_g} \right)}{s^2 + R_h \frac{A_g}{\rho L_g} s + 2 \frac{A_g}{\rho L_g} \frac{\beta}{V_0}}. \quad (8)$$

因此

$$\frac{F(s)}{X(s)} = \frac{2\beta A_p^2}{V_0} \frac{s \left(s + \frac{R_h A_g}{\rho L_g} \right)}{s^2 + R_h \frac{A_g}{\rho L_g} s + 2 \frac{A_g}{\rho L_g} \frac{\beta}{V_0}}. \quad (9)$$

令式(9)中

$$A_1 = A_2 = \frac{R_h A_g}{\rho L_g}, A_3 = \frac{2A_g \beta}{\rho L_g V_0},$$

可改写成

$$\frac{F(s)}{X(s)} = K_0 \frac{s^2 + A_1 s}{s^2 + A_2 s + A_3}. \quad (10)$$

传递函数中极点形式不同, 则时域响应的形式也会有所不同, 因此, 需对极点形式进行讨论. 可以看到 A_2 , A_3 与液阻 R_h , 阻尼孔截面积 A_g , 孔长 L_g , 阻尼液密度 ρ , 流体的体积模量 β , 腔体的容积 V_0 有关, 这些参数取值改变时, 会影响极点的分布. 取

$$\Delta = A_2^2 - 4A_3 = \left(\frac{R_h A_g}{\rho L_g} \right)^2 - \frac{8\beta A_g}{(\rho L_g) V_0}. \quad (11)$$

模型1: $\Delta < 0$

此时有一对共轭复数极点, 极点可以表示为

$$s_1 = a + bj, s_2 = a - bj.$$

这里

$$a = -\frac{A_2}{2}, b = \frac{\sqrt{|A_2^2 - 4A_3|}}{2}.$$

式(10)改写成

$$\frac{F(s)}{X(s)} = K_0 \frac{s^2 + A_1 s}{(s - s_1)(s - s_2)}. \quad (12)$$

由于是正弦位移激励

$$X(s) = \frac{x_0 \omega}{s^2 + \omega^2}. \quad (13)$$

带入式(12)中, 进行Laplace逆变换, 得到压差力的时域解析表达式

$$F(t) = K_0 x_0 \omega [2U \cos(\omega t) - 2V \sin(\omega t) + 2e^{at} (M_s \cos(bt) - N_s \sin(bt))]. \quad (14)$$

这里

$$K_0 = \frac{2\beta A_p^2}{V_0}, B_1 = -\omega^2, B_2 = A_1 \omega, B_3 = 4a\omega^2,$$

$$B_4 = 2\omega(a^2 - \omega^2 + b^2), N_1 = a^2 - b^2 + A_1 a,$$

$$N_2 = 2ab + A_1 b, N_3 = -4ab^2, N_4 = 2b(a^2 - \omega^2 + b^2),$$

$$U = \frac{B_1 B_3 + B_2 B_4}{B_3^2 + B_4^2}, V = \frac{B_2 B_3 - B_1 B_4}{B_3^2 + B_4^2},$$

$$M_s = \frac{N_1 N_3 + N_2 N_4}{N_3^2 + N_4^2}, N_s = \frac{N_2 N_3 - N_1 N_4}{N_3^2 + N_4^2}.$$

模型2: $\Delta > 0$ 有两个不同的实数极点, 极点可以表示为

$$s'_1 = -\frac{A_2}{2} + \frac{\sqrt{A_2^2 - 4A_3}}{2}, s'_2 = -\frac{A_2}{2} - \frac{\sqrt{A_2^2 - 4A_3}}{2}.$$

传递函数表示为

$$\frac{F(s)}{X(s)} = K_0 \frac{s^2 + A_1 s}{(s - s'_1)(s - s'_2)}. \quad (15)$$

同样进行Laplace逆变换, 得到压差力的时域解析表达式

$$F(t) = K_0 x_0 \omega [2U' \cos(\omega t) - 2V' \sin(\omega t) + c_3 e^{s'_1 t} + c_4 e^{s'_2 t}], \quad (16)$$

这里

$$K_0 = \frac{2\beta A_p^2}{V_0}, B'_1 = -\omega^2,$$

$$B'_2 = A_1 \omega, B'_3 = 2\omega^2(s'_1 + s'_2),$$

$$B'_4 = 2\omega(s'_1 s'_2 - \omega^2),$$

$$U' = \frac{B'_1 B'_3 + B'_2 B'_4}{B'^2_3 + B'^2_4}, V' = \frac{B'_2 B'_3 - B'_1 B'_4}{B'^2_3 + B'^2_4}.$$

模型3: $\Delta = 0$ 有两个相等的实数极点, 极点可以表示为

$$s''_1 = s''_2 = -\frac{A_2}{2}.$$

令 $n = -A_2/2$, 传递函数可以表示为

$$\frac{F(s)}{X(s)} = K_0 \frac{s^2 + A_1 s}{(s - s''_1)(s - s''_2)}. \quad (17)$$

进行Laplace逆变换, 可以得到压差力的时域解析表达式

$$F(t) = K_0 x_0 \omega [2U'' \cos(\omega t) - 2V'' \sin(\omega t) + (c_3 t + c_4) e^{n t}]. \quad (18)$$

这里

$$B'_1 = -\omega^2, B'_2 = A_1 \omega, B'_3 = 4n\omega^2,$$

$$B'_4 = 2n^2 \omega - 2\omega^3,$$

$$c_3 = \frac{n^2 + nA_1}{n^2 + \omega^2}, c_4 = \frac{2n^3}{(n^2 + \omega^2)^2},$$

$$U'' = \frac{B'_1 B'_3 + B'_2 B'_4}{B'^2_3 + B'^2_4}, V'' = \frac{B'_2 B'_3 - B'_1 B'_4}{B'^2_3 + B'^2_4}.$$

3 压差力分析

根据阻尼孔尺寸以及流体黏度取值的不同, 压差力具有不同的形式, 式(10)的形式会有所不同, 针对极点的分布情况讨论压差力的形式.

模型1: 传递函数具有一对共轭极点

阻尼力的时域表达式可以写成下面的形式:

$$F(t) = F_p(t) + F_q(t), \quad (19)$$

$$F_p(t) = K_0 x_0 \omega [2U \cos(\omega t) - 2V \sin(\omega t)], \quad (20)$$

$$F_q(t) = K_0 x_0 \omega [2e^{at} (M_s \cos(bt) - N_s \sin(bt))], \quad (21)$$

其中 $F_p(t)$ 是压差力的稳态分量, 包含弹性力和阻尼力, $F_q(t)$ 是压差力的瞬态分量. 可以看出, 瞬态分量是随时间衰减的. 由于激励是位移激励即

$$x = x_0 \sin \omega t.$$

压差力的稳态分量又可以分成两项

$$F_p(t) = F_{p,c}(t) + F_{p,k}(t), \quad (22)$$

其中, $F_{p,c}(t)$ 是与阻尼有关的力, $F_{p,k}(t)$ 是与刚度有关的压差力

$$F_{p,c}(t) = K_0 x_0 \omega [2U \cos(\omega t)], \quad (23)$$

$$F_{p,k}(t) = -K_0 x_0 \omega [2V \sin(\omega t)], \quad (24)$$

上式又可以写成

$$F_{p,c}(t) = 2UK_0 \dot{x}, F_{p,k}(t) = -2VK_0 \omega x. \quad (25)$$

可以看到 $F_{p,c}(t)$ 是与速度有关的量, 即为阻尼力, $F_{p,c}(t)$ 前的系数 $2UK_0$ 即阻尼系数, $F_{p,k}(t) = 2VK_0 \omega x$ 是与位移有关的力, 即为弹性力, 系数 $2VK_0 \omega$ 即为刚度系数.

模型2: 含有两个不同的实数极点

当特征方程有两个不等实根时, 阻尼力、弹性力、瞬态分量形式变为

$$F_{p,c}(t) = K_0 x_0 \omega [2U' \cos(\omega t)], \quad (26)$$

$$F_{p,k}(t) = -K_0 x_0 \omega [2V' \sin(\omega t)], \quad (27)$$

$$F_q(t) = K_0 x_0 \omega [(c_3 t + c_4) e^{n t}]. \quad (28)$$

同理, 阻尼系数和刚度系数为 $2U'K_0$, $-2V'K_0 \omega$.

模型3: 含有两个相等的实数极点

当特征方程有两个相等实根时, 阻尼力、弹性力、瞬态分量形式变为

$$F_{p,c}(t) = K_0 x_0 \omega [2U'' \cos(\omega t)], \quad (29)$$

$$F_{p,k}(t) = -K_0 x_0 \omega [2V'' \sin(\omega t)], \quad (30)$$

$$F_q(t) = K_0 x_0 \omega [c_3 e^{s''_1 t} + c_4 e^{s''_2 t}]. \quad (31)$$

阻尼系数和刚度系数为 $2U''K_0$, $-2V''K_0 \omega$.

压差力的表达式中, 其系数 U, U', U'' 和 V, V', V'' 均含有圆频率 ω , 因此其刚度和阻尼也和频率存在依赖性, 也即表明可以使用该模型来分析高频激励下阻尼器的动态特性.

3.1 理论模型与CFD模型比较

针对前面推导的理论模型, 采用CFD模型对其进行验证. 由于流体的压力作用于阻尼活塞上, 最终需提取阻尼活塞上的支反力来与理论模型进行比较. 因

此这里需建立流固耦合模型. 采用通用有限元软件 ADINA 进行仿真计算. 该软件是先进的流固耦合计算工具. 计算时采用双向耦合方式. CFD 模型仿真参数如表 1 所示. 为覆盖中高频段, 这里选取的频率点为 50, 100, 200 Hz. 阻尼液选用硅油, 活塞上阻尼孔孔径为 2 mm. 仿真时, 在活塞上施加正弦位移激励, 仿真时间步长可以自行设定, 为节约计算时间, 这里采用的是 1/4 模型, 计算完毕后, 需要合成为全模型下的压差力.

图 2 和 3 分别是流场网格和阻尼活塞网格, 这里划分的是结构网格, 活塞上下表面设定为流固耦合面.

图 4 是 3 个频率下压差力比较. 实线为 CFD 计算的压差力, 虚线为理论模型计算的压差力. 可以看出, 两者计算结果吻合良好. 说明该理论模型是可信的.

表 2 是几种工况下压差力的相对误差比较. 可以看到 100 Hz 时的压差力要明显大于 50 Hz 时的压差力, 这是由于当频率增加时, 孔内流体流速增加, 单位时间内通过阻尼孔的流量也增加, 根据式 (3) 可以判断, 两个腔体的压差也会增大. 而当频率为 200 Hz 的压差力则与 100 Hz 时的压差力相差不大, 因为当频率进一步增加时, 腔体内的流体压缩开始占据主导作用, 而通过阻尼孔流动的流体只占据很小一部分, 相当于此时, 阻尼孔所起到的作用很小, 因此高频段, 压差力幅值改变很小. 表 2 中误差均在可接受的范围内, 证明了理论模型的准确性.

3.2 压差力分解

阻尼器以压差力的形式输出作用力, 压差力中包含弹性力、阻尼力和瞬态分量, 下面对这几个力进行分析.

表 1 CFD 模型仿真参数^{a)}

参数	值
孔径 d (mm)	2
孔长 L_g (mm)	30
黏度 ν (cst)	1000
频率 f (Hz)	50/100/200

a) d, L_g, ν, f 分别代表阻尼孔孔径, 阻尼孔长度, 阻尼液黏度, 激励频率. 表中未给出的参数为: 体积模量 $\beta=100$ MPa, 阻尼液密度为 $\rho=903$ kg m⁻³, 容器腔体直径 $D=25$ mm, 容器腔体长度 $L=50$ mm, 激励幅值为 $x_0=1$ mm, 阻尼活塞质量 $M=1$ kg. 后面讨论中这些参数也为同样的值.

图 2 (网络版彩图)流场网格

图 3 (网络版彩图)阻尼活塞网格

图 4 (网络版彩图)50, 100, 200 Hz 时压差力比较

表 2 稳态压差力幅值相对误差比较

频率 (Hz)	理论模型 (N)	CFD 模型 (N)	相对误差 (%)
50	1873	1783	5.05
100	1979	1847	7.15
200	1974	1858	6.24

仿真参数设定如下: 孔径分别为 1, 2, 3 mm; 孔长为 10 mm; 黏度为 100 cst (1 cst=10⁻⁶ m²/s); 频率分别为

10, 100 Hz. 总共包含6种工况.

图5分别是频率为10 Hz时1, 2, 3 mm阻尼孔的压差力 F_{total} , 压差力稳态分量 F_{steady} , 压差力瞬态分量 $F_{\text{transient}}$, 弹性力 F_{elastic} . (a), (b), (c)分别对应阻尼孔孔径为1, 2, 3 mm. 压差力分别由稳态分量、瞬态分量、弹性力组成. 其中, 压差力稳态分量 F_{steady} 即阻尼力, 弹性力分量 F_{elastic} 为系统提供刚度, 不耗能. 阻尼力与位移围成滞回曲线表征了阻尼器耗能能力的强弱. 由于这里瞬态分量随时间衰减, 在计算阻尼器阻尼时不必考虑瞬态分量的影响. 3种工况阻尼孔中, 压差力稳态分量幅值最大为421 N, 为2 mm阻尼孔情形, 最小为7 N, 为3 mm阻尼孔情形, 说明孔径增大时, 会导致压差力迅速减小. 这是因为液阻与孔径的四次方呈反比, 当孔径增大时, 液阻迅速减小, 同时由于孔径增大, 流量也会变大, 但是流量是关于速度的函数, 根据连续性方程可以判断阻尼孔内流体流速与孔径的平方呈反比, 根据式(3)可以看到孔径变大最终导致两个腔体内的压差迅速减小, 因此压差力也会减小. 压差力初始时刻均有一个瞬态分量, 瞬态分量随时间迅速衰减, 衰减快慢与孔径参数有关, 随着孔径增大, 瞬态分量在初始时刻震荡程度会加剧. 当孔径为1 mm时, 可以求得系统有两个不等实特征根, 这会导致最后压差力中出现指数项, 因此, 此时压差力的瞬态分量呈指数衰减. 而当孔径为2 mm时, 系统含有共轭复根, 这时, 压差力中含有指数项和正弦项, 因此, 瞬态分量此时表现出震荡衰减状态. 而当孔径为3 mm时, 此时压差力中也含有指数项和正弦项, 压差力也呈震荡衰减状态. 但与2 mm孔径不同的是, 此时震荡程度有所加剧, 这时因为正弦项中角频率变大, 这会导致震荡频率变大, 因此震荡也更为剧烈.

不同孔径时模型特征根分布如表3所示. 航天器一般要求隔振器具有较高的稳定性, 因此, 在要求阻尼器工作平稳时, 需考虑瞬态分量的影响. 此外, 弹性力分量随着孔径增大而明显减小.

图6是频率为100 Hz时, 1, 2, 3 mm阻尼孔的压差力的分解情况. (a), (b), (c)分别对应阻尼孔孔径为1, 2, 3 mm. 相比于10 Hz情形, 此时无论是压差力、弹性力、阻尼力都要明显增大. 这是由于当频率增大时, 被压缩的流体开始增加, 导致弹性力增大, 而阻尼力与速度有关, 频率增加时, 阻尼力迅速增加, 流速增加, 通过阻尼孔的流量也增大, 在液阻不变的情况下, 两个

图5 (网络版彩图)不同孔径时压差力分解(10 Hz). (a) $d=1$ mm; (b) $d=2$ mm; (c) $d=3$ mm

表3 对应模型特征根情况

孔径 (mm)	特征根分布
1	不等实根
2	共轭复根
3	共轭复根

腔体的压差增大, 因此压差力也增大. 当孔径为1 mm时, 瞬态分量依然还是呈指数衰减, 不过其值的大小有所改变. 可以发现, 阻尼器输出的瞬态分量形式与激励频率无关, 而与阻尼孔参数和流体属性参数有关. 当孔径为2和3 mm时, 可以发现, 此时瞬态分量依然呈震荡衰减状态. 频率增大时, 根据式(14)可以判断瞬态分量的值也会明显增加, 这导致相比于10 Hz的情形, 震荡几乎能持续2个周期左右, 而且震荡程度几乎和压差力一致, 对于稳定性较高的应用来说, 这需要引起注意.

图6 (网络版彩图)不同孔径时压差力分解(100 Hz). (a) $d=1$ mm; (b) $d=2$ mm; (c) $d=3$ mm

4 滞回曲线影响因素分析

由于中高频激励下微振动流体阻尼器解析模型中包含有液阻 R_h , 阻尼孔截面积 A_g , 孔长 L_g , 阻尼液密度 ρ , 流体的体积模量 β , 腔体的容积 V_0 等变量, 根据已推导的结果, 阻尼器的刚度和阻尼也会受到这些参数的影响. 压差力滞回曲线是压差力与位移所围成的椭圆, 椭圆的面积可以表征阻尼的大小, 而椭圆长轴的斜率即为刚度.

4.1 孔径对滞回曲线影响分析

研究孔径对滞回曲线影响时, 孔径改变, 保持其他参数不变. 孔径分为3种情况, 1, 2, 3 mm, 每种孔径下分析3个频率, 分别为10, 50, 100 Hz. 孔长为30 mm, 硅油黏度为500 cst. 图7中(a), (b), (c)分别代表频率为10, 50, 100 Hz的情形. 1和2 mm阻尼孔对应的模型有两个不等实特征根, 而3 mm阻尼孔有一对共轭特征根.

当频率为10 Hz时, 3 mm孔径的滞回曲线倾斜程

图7 (网络版彩图)不同孔径时的滞回曲线比较. (a) 10 Hz; (b) 50 Hz; (c) 100 Hz

度明显小于1 mm孔径和2 mm孔径的情形, 说明其动刚度也要小一些. 这是由于对于1 mm阻尼孔来说, 其液阻相比于2和3 mm阻尼孔要更大一些, 此时, 被压缩的流体也要较后两者要多一些, 因此其产生的动刚度也要大一些. 当频率为50 Hz时, 1 mm孔径的滞回曲线倾斜程度基本没变, 而2 mm孔径的滞回曲线倾斜均较

为明显, 3 mm 阻尼孔的滞回曲线几乎无变化, 依然水平状态. 对于 1 mm 阻尼孔来说, 由于其孔径已经很小, 即使在低频时行程内的流体也有很大一部分被压缩, 当频率增大时, 被压缩的流体量并未增加, 因此动刚度变化并不大. 而对于 2 mm 阻尼孔来说, 频率增加时, 行程内被压缩的流体量会有增加, 动刚度也会增加. 对于 3 mm 阻尼孔来说, 此时孔径已经较大, 液阻明显小于 1 和 2 mm 阻尼孔, 此时阻尼液可以通过小孔充分流动, 行程内被压缩的流体并不多, 因此 3 mm 阻尼孔滞回曲线的倾斜程度并未改变, 也即动刚度也未发生变化. 当频率为 100 Hz 时, 对于 2 mm 孔径阻尼孔来说, 行程内被压缩的流体量进一步增多, 动刚度继续增大, 因此滞回曲线的倾斜程度也进一步加大. 对于 3 mm 阻尼孔来说, 此时也可以看到滞回曲线开始倾斜, 这是由于当频率增加到 100 Hz 时, 行程内已经有部分流体开始被压缩, 产生了动刚度.

对于 1 mm 阻尼孔来说, 随着频率增加, 滞回曲线包围的面积越来越小, 也即阻尼耗能作用明显减弱. 这是由于阻尼耗能作用来源于流体流过阻尼孔时的能量损失, 当频率增加时, 被压缩的流体开始增多, 而通过阻尼孔流动的流体减少, 此时耗能作用自然减弱, 而频率从 50 到 100 Hz 时, 行程内被压缩的流体基本未变, 因此阻尼耗能作用也未发生太大变化.

4.2 孔长对滞回曲线影响分析

研究孔长对滞回曲线影响时, 孔长变化, 保持其他参数不变. 孔长分为 3 种情况 10, 20, 30 mm, 为覆盖中高频段, 每种孔长下分析 3 个频率, 分别为 10, 50, 100 Hz. 孔径为 2 mm, 硅油黏度为 500 cst.

图 8 中 (a), (b), (c) 分别代表频率为 10, 50, 100 Hz 的情形. 当频率为 10 Hz 时, 可以看到此时滞回曲线均接近于水平状态, 意味着此时 3 种情形的动刚度较小, 这是由于低频时, 流体尚可以通过阻尼孔充分流动, 行程内被压缩的流体量较少, 因此动刚度也较小. 当频率为 50 Hz 时, 可以看到 3 种情形的滞回曲线的倾斜程度均较为明显, 但是 30 mm 孔长的阻尼孔的倾斜程度明显要大于 10 mm 孔长和 20 mm 孔长, 这是由于, 当孔长增加时, 液阻也会增加, 这导致行程内被压缩的流体也要增加, 因此动刚度也增加. 当频率为 100 Hz 时, 3 种情形的滞回曲线倾斜程度进一步增大, 但此时 20 mm 孔长和 30 mm 孔长滞回曲线倾斜程度比较接近, 这是

图 8 (网络版彩图)不同孔长时的滞回曲线比较. (a) 10 Hz; (b) 50 Hz; (c) 100 Hz

由于对于 100 Hz 的激励来说, 此时两种孔长的阻尼孔在行程内被压缩的流体明显增多, 且较为接近, 因此其动刚度也较为接近.

同时还可以观察到, 当频率从 10 Hz 增加到 50 Hz 时 3 种情形的滞回曲线所包围的面积增加都较为明显, 而在 100 Hz 时, 曲线开始变得较为扁平, 这是由于在中

频段,随着频率增加,通过阻尼孔的流体逐渐增加,阻尼耗能作用也逐步增加,而当频率进一步增大时,由于此时流体被压缩开始占据主导作用,通过阻尼孔流动的流体开始变少,因此阻尼耗能作用减弱.

4.3 黏度对滞回曲线影响分析

研究孔长对滞回曲线影响时,黏度变化,保持其他参数不变.黏度分为3种情况,300, 500, 1000 cst,为覆盖中高频段,每种黏度下分析3个频率,分别为10, 50, 100 Hz.孔径为2 mm,孔长为30 mm.图9中(a), (b), (c)分别代表频率为10, 50, 100 Hz的情形.

频率为10 Hz时,黏度为300和500 cst的滞回曲线基本呈水平状态,而黏度为1000 cst时,倾斜较为明显.这是由于黏度为1000 cst时,液阻要明显大于后两者,行程内被压缩的流体也要明显多于后两者,动刚度要大一些,因此滞回曲线的倾斜程度也要大一些.当频率为50 Hz时,3种情形的滞回曲线均发生明显倾斜,这是因为频率增加时,行程内被压缩的流体开始增加,因此3者的动刚度均开始增大,而和前面分析得一致,1000 cst时的动刚度依然要大于后两者.当频率为100 Hz时,可以看到,3种情形下滞回曲线倾斜程度非常接近,这是由于100 Hz时,频率已较高,此时3种黏度下行程内被压缩的流体量较为接近所导致的.

同时可以观察到当频率从10 Hz增加到50 Hz时,滞回曲线所包围的面积增加较为明显,这是由于当频率较低时,通过阻尼孔流动的流体较多,而行程内被压缩的流体占据较少一部分,因此此时阻尼耗能作用也比较强.而当频率增加到100 Hz时,滞回曲线开始变的较为扁平,若频率继续增加,滞回曲线将更为扁平,这是由于当频率继续增加时,行程内流体的压缩占据主导作用,通过阻尼孔流动的流体很少,因此阻尼耗能变弱.

4.4 激励幅值对滞回曲线影响分析

研究激励幅值对滞回曲线影响时,激励变化,保持其他参数不变.激励幅值分为3种情况,0.25, 0.5, 1 mm.为覆盖中高频段,每种激励幅值下分析3个频率,分别为10, 50, 100 Hz.孔径为2 mm,孔长为30 mm,硅油黏度为500 cst.图10中(a), (b), (c)分别代表频率为10, 50, 100 Hz的情形.

从3种情形下的滞回曲线可以看出,其均为同心

图9 (网络版彩图)不同黏度时的滞回曲线比较. (a) 10 Hz; (b) 50 Hz; (c) 100 Hz

椭圆,说明当激励幅值增加时,滞回曲线的倾斜程度不变,也即动刚度不变.这是由于,液阻与激励幅值无关,当激励幅值发生改变时,液阻并未改变,行程内被压缩的流体比例也不发生变化,因此动刚度也不变.频率增加时,滞回曲线倾斜程度明显增大,这是由于高频时,行程内被压缩的流体显著增多,因此动刚度

图10 (网络版彩图)不同激励幅值时的滞回曲线比较. (a) 10 Hz; (b) 50 Hz; (c) 100 Hz

显著增加.

同时观察滞回曲线所包围的面积可以发现, 同一频率下, 随着激励幅值增加, 滞回曲线包围的面积明显增大, 这是由于液阻与激励幅值无关, 流经阻尼孔的流体比例并不发生改变, 但是幅值的增加会导致阻尼力变大, 同时做功也增加, 因此阻尼耗能作用增强.

表4是上述工况下的动态刚度和阻尼值. 对于孔径因素, 对2和3 mm孔径, 在10~100 Hz范围内随着频率增加, 动刚度显著增加, 而对于1 mm孔径来说, 在这一频率范围内, 动刚度变化很小, 仅增加了6%左右. 阻尼却随频率迅速减小, 这是由于当频率较低时, 行程内被压缩的流体增加较为迅速, 因而动刚度变化较为明显, 而当频率进一步增加时, 被压缩的流体体积开始稳定, 因而此时动刚度变化并不大. 而1 mm阻尼孔由于孔径较小, 液阻大, 即使在频率较低时, 被压缩的流体就已经较多, 而到高频时, 被压缩的流体体积并未变化, 因而其动刚度变化也不大. 值得注意的是, 当孔径为3 mm时, 此时的阻尼随频率变化却不大, 3种频率下, 阻尼值相近, 说明当孔径达到一定值时, 频率对阻尼并无显著影响. 这是由于孔径较大时, 此时液阻很小, 行程内被压缩的流体也较少, 即使在高频段流体也可以通过阻尼孔充分流动, 因而其阻尼变化也不大. 同一频率时, 孔径增大, 动刚度显著减小. 这是由于孔径增大时, 液阻减小, 行程内被压缩的流体也减少, 因而动刚度减小.

对于孔长因素, 频率增加时, 动刚度显著增加, 阻尼显著减小. 同一频率下, 孔长增加时, 动刚度和阻尼均增大, 对于100 Hz时的阻尼, 此时却出现了减小, 说明高频激励下, 当孔长较长时, 阻尼会出现下降的情形. 其原因在于孔长变长时, 液阻变大, 行程内被压缩的流体体积增加, 而通过阻尼孔流动的流体减少, 因而阻尼减小.

对于黏度因素, 频率增加时, 动刚度显著增加, 对于100 Hz的情形, 动刚度变化并不明显, 因为此时频率已较高, 行程内被压缩的流体体积并未发生显著变化, 因而动刚度变化较小. 10 Hz时, 阻尼随黏度显著增加, 但在50和100 Hz时, 阻尼却随黏度开始下降, 这说明在中高频激励下, 增大黏度反而会导致阻尼的减小, 这是由于高频时本身行程内被压缩的流体就较多, 再加上黏度的增加, 被压缩的流体会进一步增多, 此时通过阻尼孔的流体就要减少, 因而此时阻尼减小. 通过进一步的计算, 发现当频率超过200 Hz时, 阻尼相比于低频激励来说已非常小, 因为此时行程内的流体绝大部分被压缩, 流过阻尼孔的流体已经很少. 对于激励幅值因素, 当幅值一定时, 动刚度随频率迅速增加, 同时阻尼随频率迅速减小. 而当频率一定时, 可以发现此时无论是动刚度还是阻尼, 其值均不发生变化, 这

表 4 动态刚度和阻尼

参数	值	动刚度 (kN/m)			阻尼 (N s/m)		
		10 Hz	50 Hz	100 Hz	10 Hz	50 Hz	100 Hz
孔径 d (mm)	1	1862	1961	1964	6972	294	73
	2	1230	1279	1809	7823	3234	1121
	3	1.44	49.64	260.91	1643	1678	1748
孔长 L_g (mm)	10	12.64	283.5	845.04	2756	2456	1815
	20	54.85	857.37	1577	5401	3355	1512
	30	123.04	1279	1809	7823	3234	1121
黏度 ν (cst)	300	41.13	741.19	1567	4903	3466	1728
	500	123.04	1279	1809	7823	3234	1121
	1000	429.44	1740	1924	13041	2111	580.55
幅值 x_0 (mm)	0.25	123.04	1279	1809	7823	3234	1121
	0.5	123.04	1279	1809	7823	3234	1121
	1	123.04	1279	1809	7823	3234	1121

可以通过第3节的推导来分析, 可以发现刚度和阻尼表达式中并不含有激励幅值项, 也就意味着激励幅值改变时, 动刚度和阻尼并不会改变.

5 总结

本文建立了考虑流体体积模量以及阻尼孔内黏性损失的中高频激励下微振动流体阻尼器解析模型, 得到了压差力、阻尼力、弹性力的解析表达式, 在此基础上, 分析了阻尼孔孔径、孔长, 阻尼液黏度, 激励幅值变化时对动态刚度和阻尼的影响. 主要结论如下.

(1) 阻尼和刚度在中频段内随频率变化较快, 此时对应的微振动隔振器性能也会发生较大变动. 因此, 在设计时, 首先应确定微振动的隔振频带, 然后根据隔振频带确定隔振系统的刚度和阻尼范围, 以确保微振动流体阻尼器的阻尼和刚度维持在该范围内.

(2) 对于高于200 Hz的微振动来说, 此时流体阻尼非常小, 因此其所起的作用非常有限, 在工程中应采

用其他形式的阻尼予以替代. 此外, 由于航天器中控制力矩陀螺所产生的微振动一般具有倍频扰动, 其频率较高, 由于高频时流体的阻尼作用减弱, 对这种倍频扰动隔振效果也会减弱, 因此要尤其注意倍频扰动的隔振效果.

(3) 由于压差力瞬态分量的存在, 微振动流体阻尼器的尺寸参数以及所采用阻尼液的参数取某些特定值时, 压差力在初始时刻会产生震荡效应, 并且压差力初始阶段的值要大于稳态值, 这会造成初始时刻微振动阻尼器输出的力较大且较为震荡, 而航天器上微振动阻尼器对稳定性要求较高, 因此在设计时应予以注意.

(4) 微振动激励幅值对刚度和阻尼大小并无影响, 因而也不会影响微振动隔振器的隔振性能. 因此, 在设计航天器微振动隔振器时, 可不用关注微振动的幅值量级, 而需重点关注中高频时频率变化对其刚度和阻尼影响.

参考文献

- 丁幼亮, 耿方方, 葛文浩. 多塔斜拉桥风致抖振响应的黏滞阻尼器控制研究. 工程力学, 2015, 32: 130–137
- 聂利英, 郭其远, 李建中. 设置纵向大型液体黏滞阻尼器的大跨斜拉桥主梁纵向运动阻尼水平研究. 工程力学, 2015, 32: 141–148
- 梁栋, 孙利民, 程伟. 斜拉桥主梁振动对拉索阻尼器减振效果的影响. 力学学报, 2009, 41: 564–574
- 焦驰宇, 孙广龙, 陈永祁. 液体黏滞阻尼器在市政桥梁抗震加固中的应用. 工程力学, 2014, 31: 177–181
- Hatzigeorgiou G D, Pneumatikos N G. Maximum damping forces for structures with viscous dampers under near-source earthquakes. Eng Struct, 2017, 147: 1–12

- 2014, 68: 1–13
- 6 苏成, 李保木, 陈太聪. 黏滞阻尼器减震结构非线性随机振动的时域显式降维迭代随机模拟法. 计算力学学报, 2016, 33: 557–563
- 7 贾九红, 沈小要, 杜俭业. 黏性流体阻尼器的设计与试验. 机械工程学报, 2008, 44: 195–197
- 8 Ras A, Boumechra N. Study of nonlinear fluid viscous dampers behaviour in seismic steel structures design. *Arab J Sci Eng*, 2014, 39: 8635–8648
- 9 Luu M, Martinez-Rodrigo M D, Zabel V, et al. H_∞ optimization of fluid viscous dampers for reducing vibrations of high-speed railway bridges. *J Sound Vib*, 2014, 333: 2421–2442
- 10 Narkhede D I, Sinha R. Behavior of nonlinear fluid viscous dampers for control of shock vibrations. *J Sound Vib*, 2014, 333: 80–98
- 11 Yeh F Y, Chang K C, Chen T W, et al. The dynamic performance of a shear thickening fluid viscous damper. *J Chin Institute Engineers*, 2014, 37: 983–994
- 12 Verbaan C A M, Peters G W M, Steinbuch M. Linear viscoelastic fluid characterization of ultra-high-viscosity fluids for high-frequency damper design. *Rheol Acta*, 2015, 54: 667–677
- 13 Marano G C, Greco R. Identification of parameters of Maxwell and Kelvin-voigt generalized models for fluid viscous dampers. *J Vib Control*, 2013, 21: 260–274
- 14 赵国辉, 刘健新, 李宇. 基于随机振动的液体黏滞阻尼器参数优化. 西南交通大学学报, 2013, 48: 1003–1007
- 15 Høgsberg J, Brodersen M L. Hybrid viscous damper with filtered integral force feedback control. *J Vib Control*, 2016, 22: 1645–1656
- 16 Kawak B J. Development of a low-cost, low micro-vibration CMG for small agile satellite applications. *Acta Astronaut*, 2017, 131: 113–122
- 17 Kawak B J, Cabon B H, Aglietti G S. Innovative viscoelastic material selection strategy based on dma and mini-shaker tests for spacecraft applications. *Acta Astronaut*, 2017, 131: 18–27
- 18 张庆君, 王光远, 郑钢铁. 光学遥感卫星微振动抑制方法及关键技术. 宇航学报, 2015, 36: 126–132
- 19 Hu Q, Jia Y H, Xu S. Dynamics and vibration suppression of space structures with control moment gyroscopes. *Acta Astronaut*, 2014, 96: 232–245
- 20 Yao Z, Chao S, Zi X G. Dynamic characteristics and performance evaluation for the part strut failure of the vibration isolation platform on satellites. *Acta Astronaut*, 2017, 33: 403–415
- 21 Alessandro S, Aglietti G S. A 2-collinear-DoF strut with embedded negative-resistance electro-magnetic shunt dampers for spacecraft micro-vibration. *Smart Mater Struct*, 2017, 26: 1–11
- 22 Davis P, Cunningham D, Harrell J. Advanced 1.5 Hz passive viscous isolation system. In: Proceedings of the 35th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. South Carolina, 2013. 32: 2655–2665
- 23 Davis P, Carter D R, Tupper Hyde T. Second-generation hybrid D-strut. *Smart Structures and Materials 1995: Passive Damping*, 1995, 2445: 161–175
- 24 王杰, 赵寿根, 吴大方. 微振动隔振器动态阻尼系数的测试方法研究. 航空学报, 2011, 32: 1–8
- 25 王杰, 赵寿根, 吴大方. 一种基于黏性流体介质的微振动隔振器机理研究. 振动工程学报, 2015, 28: 238–247
- 26 王超新, 孙靖雅, 张志谊. 最优阻尼三参数隔振器设计和试验. 机械工程学报, 2015, 51: 91–96
- 27 马俊. 用于微振动控制的隔振器分析和实验. 噪声振动与控制, 2015, 35: 206–208
- 28 Shi W K, Qian C, Chen Z Y, et al. Modeling and dynamic properties of a four-parameter zener model vibration isolator. *Shock Vib*, 2016, 2016: 1–17
- 29 Goldasz J, Alexandridis A A. Medium- and high-frequency analysis of magnetorheological fluid dampers. *J Vib Control*, 2011, 18: 2140–2148

Analytical model of micro vibration fluid viscous damper under medium and high frequency excitation

JIAO XiaoLei¹, MA WenLai¹, ZHAO Yang¹ & LI SiLiang²

¹ School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

² Shenyang Institute of Automation, Chinese Academy of Sciences, Shenyang 110016, China

Micro vibration is produced by CMG (control moment gyroscope) in the satellite, which has disadvantage for high precision payload. With consideration of compressibility of fluid and viscosity loss in the damping orifice, dynamic model of fluid viscous damper under medium and high frequency excitation is proposed. Based on this model, analytical solution of output force in the time domain is obtained. After that, dynamic characteristics of damper for different values of diameter, length, viscosity, amplitude are analyzed. The results reveal that output force can be divided into transient force, damping force, elastic force. Transient force decays with time quickly, damping force dissipates energy, elastic force provides stiffness. The values of stiffness coefficient and damping coefficient are decided by diameter, length, viscosity. Amplitude has no influence on the stiffness and damping.

micro vibration, fluid viscous damper, compressibility, viscosity loss, medium and high frequency, analytical model

doi: 10.1360/N092017-00312