

· 机理综述 ·

干摩擦减振隔振

张强星

(中国科学院力学研究所)

1. 结构的共振峰和阻尼之间的关系

目前,随着现代科学技术的发展,宇航器、飞机、车辆、舰船、海洋平台、高层建筑、机床等常常不得不解决结构的共振问题,这是因为它们处于一个宽带激振的环境。

抑制共振峰最好是从振源着手,而在许多情况下,有些振源如喷气机、火箭、机器的动力装置正是工作需要的动力;又如地震力、波浪力、路面的不平等则是无法避免的环境条件,由于激振频带较宽,用改变刚度或质量的方法常不足以使结构的固有频率躲开激振频率,因此结构被激起共振峰。

怎样才能降低结构的共振峰呢?我们可以用单自由度系统的强迫振动来理解。如果激振频率低于固有频率,激振力主要靠弹簧力来平衡,振幅由刚度决定;如果高于固有频率,激振力靠惯性力来平衡,振幅由质量来决定;如果激振频率接近固有频率,激振力由阻尼力来平衡。所以共振峰的大小和系统阻尼密切相关。宽带随机激振单自由度系统,共振峰发生在固有频率周围,共振峰的高低也与阻尼密切相关。

一个复杂结构的动态响应可用各阶模态参数表示。而每一种模态参数(振型、质量、固有频率、阻尼)可视为单自由度系统的参数。因此,当复杂结构受到宽带随机激振时,其共振峰是与模态阻尼密切有关的。

为了加大结构的阻尼,近廿年来国外发展了粘弹性阻尼减振技术^[1],国内也开始注

意了这种技术的研究和应用^[2]。结构的阻尼可增大到损耗因子 $\eta=0.2\sim 0.5$ 。在温差不大于 50°C 的环境中,粘弹性阻尼减振技术是很有效的。但是粘弹性材料对温度很敏感,它在真空中会挥发而污染仪器,因此有时就要寻找别的方法来加大结构的阻尼。这就导致我们去研究干摩擦阻尼。

2. 干摩擦阻尼

凡是铆接、螺接的地方就存在干摩擦阻尼。实际结构的阻尼大多来自接头中的干摩擦^[3]。机床螺接交接面的阻尼也属于这一类型^[4]。

干摩擦阻尼的特点除了不对温度敏感,不在真空中挥发外,还有软化刚度,消除高频驻波,限制传力等特点。

*在小振幅时,交接面紧贴在一起,不发生滑移,干摩擦阻尼为零,线性系统仍为线性系统。所以对高频隔振效果好。

*在大振幅时,交接面可能发生滑移,其摩擦力总是与交接面的相对速度反向。在外力改变方向时,交接面暂时停止滑移。一直到外力超过反向摩擦力时,又开始反向滑移。所以在周期运动中,干摩擦力与滑移形成滞迟回线,回线的面积即是干摩擦消耗的能量。这种阻尼是非线性的。另外,滞迟回线的刚度也是非线性的。这种非线性刚度是软化刚度。也就是振幅愈大,刚度愈软,共振频率愈低。对一个隔振系统来讲,共振频率低些是有利于隔离外界干扰的。干摩擦阻尼的损耗因子可达到0.3以上。

* 软化刚度也是有利于缓和冲击载荷的,并可吸收冲击的能量。

* 一般金属隔振器,都有高频驻波问题,如果隔振器的钢簧是由多股钢丝组成,即钢丝绳隔振器,则可利用丝与丝之间的干摩擦消除高频驻波^[6]。

* 在抗震结构上,可以将上层结构靠螺栓放在基础结构上,在螺栓交接面设有干摩擦垫片。在一般载荷下,上层建筑与基础紧贴成一体,而只有在特大载荷下才会使交接面发生滑移。一方面交接面干摩擦阻尼衰减了上层建筑的振幅,另一方面,传到上层结构的力不会超过干摩擦力^{[6][7]}。

由于干摩擦阻尼使原来线性系统变成了非线性系统,要估计干摩擦阻尼对系统响应的影 响是困难的。后面将讨论这个问题。

3. 干摩擦阻尼的应用实例

利用干摩擦阻尼是一种有效的减振办法,所以在工程上常被应用。以下介绍一些应用于摩擦的实例。

(1) 在柴油机上,为了降低扭振振幅,采用了LANCHESTER减振器^[8]。

(2) 在高压电缆上,常装上STOCKBRIDGE钢丝绳减振器^[9]以减少电缆的振动。

(3) 悬臂结构的钢丝绳减振器^[10],其放大倍数可小到三倍。

(4) 钢丝绳隔振器^[6],其平均损耗因子约为0.3。

(5) 金属丝网隔振器^[11],其损耗因子约为0.3~0.4。

(6) 燃气轮机的压气机叶片^[12]。

(7) 安装电子仪器的夹毡层板^[13],其损耗因子约为0.1~0.3。

(8) 全金属平台减振器^[14]。

(9) 飞机机身结构^[15]。

(10) 抗地震结构^[16],接头部分都加设干摩擦垫片。

(11) 原子能发电站的管道系统^[17]。

(12) 机床膛孔刀具的干摩擦器^[18]等。

4. 干摩擦阻尼系统的响应

在小振幅时,干摩擦交接面仍紧贴在一起,其时没有干摩擦阻尼,所以系统仍保持线性。一旦交接面发生相对运动,交接面的阻力可用双线性滞迟回线近似(图1),其回

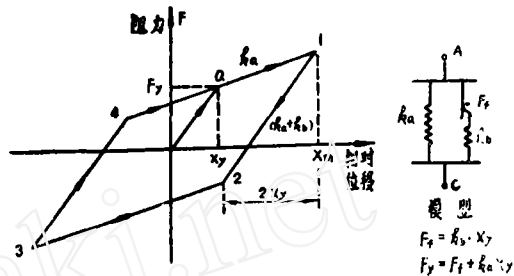


图1 干摩擦滞迟回线

线面积即为耗散的能量。干摩擦阻尼不是一个常数,而与振幅有关。其刚度也不是一个常数,而随振幅的加大而降低,即具有软化刚度的特点。由于系统是非线性的,因此计算起来就很麻烦^{[10][20]}。一般可以将干摩擦阻尼等效线性化^[12]。在给定频率下,交接面的阻力(F)可用图1表示,取其富里叶级数的 $n = 1$ 各项,简化后得^[21]:

$$\bar{F} = \bar{F}_k + i\bar{F}_d \quad (1)$$

其中: \bar{F}_k —等效弹簧力,其方向总是与交接面的相对位移反向;

$$\bar{F}_k = k_a x_m + \frac{k_b x_m}{\pi} \cdot (\theta_2 - \sin \theta_2 \cdot \cos \theta_2) \quad (2)$$

$$= \begin{cases} (k_a + k_b) x_y & \text{当 } x_m = x_y \\ k_a x_m & \text{当 } x_m \gg x_y \end{cases} \quad (2a)$$

\bar{F}_d —等效阻尼力,其方向总是与交接面相对速度反向。

$$\bar{F}_d = \frac{4}{\pi} k_b x_y \cdot \left(1 - \frac{1}{x_m/x_y}\right) \quad (3)$$

$$= \begin{cases} 0 & \text{当 } x_m = x_y \\ \frac{4}{\pi} \cdot F_f & \text{当 } x_m \gg x_y \end{cases} \quad (3a)$$

其中设角度 $\theta_1 = 0$ 度, θ_2 为从 1 到 2 的角度, 即:

$$\cos \theta_2 = \frac{x_m - 2x_y}{x_m} \quad (4)$$

$$F_f = k_b x_y \quad (5)$$

这里 F_f —摩擦力

在计算干摩擦阻尼系统的响应时, 可以将干摩擦阻尼的交接面 AC (图 1) 用一对相等相反的阻力 (F) 取代。这样就将一个非线性的干摩擦系统变成为有额外阻力 (F) 的线性系统。因此可以用线性程序计算其响应。由于阻力 F 是交接面之间的相对位移 (x_m) 的函数, 所以必须用叠代法求系统的响应。

我们用这种方法计算了放在钢丝绳隔振器上质量块的响应 (图 2)。计算结果与实践结果 (图 3) 相接近。其差异估计是因为钢丝绳的滞迟回线不象双线性滞迟模型那么理想而引起的。

5. 要注意的问题

干摩擦阻尼和粘性阻尼有本质上的差别。我们知道在共振时外力由阻尼力来平衡。在粘性阻尼中, 粘性阻尼力 ($c\omega x_m$) 可因振幅 x_m 的增加而加大, 最后平衡了外力。而在干摩擦阻尼中, 无论振幅多大, 等效干摩擦的阻尼力最大不超过 $\frac{4}{\pi} F_f$ (公式 3a), 所

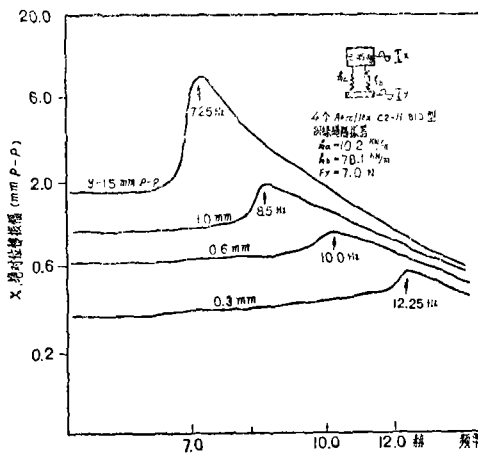


图 2 干摩擦隔振系统的响应(计算值)

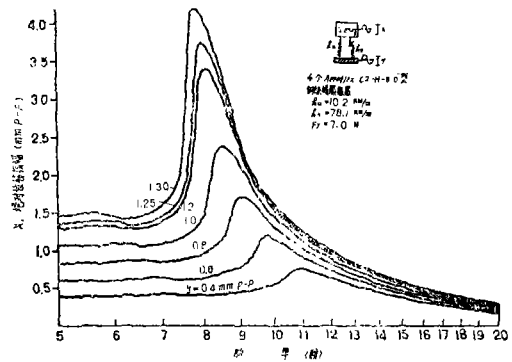


图 3 干摩擦隔振系统的响应(实验值)

以如果外力超过 $\frac{4}{\pi} F_f$, 共振峰就趋向无穷大^[22]。

一种办法是增加干摩擦力, 例如在文献 [9] 中采用了十二个钢丝绳减振器。

另一种办法是加些粘性阻尼到干摩擦系统中^{[20][22]}, 只要有一点粘性阻尼, 共振响应就不致于无穷大。

6. 看法

以干摩擦原理做成的减振装置、减振器、隔振器、吸震器、限力器等是行之有效的控制振动的方法。

由于干摩擦部件使原来的线性系统变为非线性, 使分析计算较为困难。

本文鉴于干摩擦阻尼系统的位移响应基本上正弦的, 提出一种简单近似等效计算方法, 既考虑了阻尼的非线性, 又考虑了刚度的软化。在给定频率上, 用叠代法求出干摩擦系统的响应。计算的频率响应曲线反映出了干摩擦系统非线性特性, 并得到实验的验证。

希望本文能促进干摩擦在控制振动上的应用。

参 考 文 献

- [1] Ruzicka J. E. & Derby T. F. Loss Factor and Resonant Frequency of Viscoelastic Shear Damped Structural Composites NASA CR-1269 (1969)
- [2] 中国科学院力学研究所振动组 大阻尼结构简介

机械强度 1978年12月第7期 p23-29

[3] Beardo C. F. and Williamo J. L. The Damping of Structural Vibration by Rotational Slip in Joints J. of Sound and Vibration (1977) 53(3), 333-340

[4] Ito. Y. and Masako M. Study on the Damping Capacity of Bolted Joints Bull. Japanese Soc. of Mech. Eng. (1975) 18 No 117

[5] Gilbert Chef and Lekuch Herb Isolating Shock and Vibration ASME Mechanical Engineering, Oct, 1982, P58~63

[6] Crandall S. H., Lee S. S. and Williams J. H. Jr. Accumulated Slip of a Friction-controlled Mass Excited by Earthquake Motion J. Applied Mechanics, 1974, p1094

[7] 田千里 提高建筑物抗地震能力的一种简单措施“噪声与振动控制” 1984年第4期

[8] Den Hartog J. P. Mechanical Vibration Mcgraw-Hill, 1956, p210

[9] Clarn R & Diana G. Mathematical Analysis of Transmission Line Vibration TRANS IEEE on Power Application & System V. PAS 88 no. 12 (1969)

[10] 张强星, 田千里 An Experimental Study of the Non-Linear Behaviour of a Stranded Cable and Dry Friction Damper Bull. Shock and Vibration No. 52 part 4, p 155-160 (1982)

[11] 严济宽 近代振动隔离技术发展述评 噪声与振动控制 1983年第一期 p6-14

[12] Earles S. W. E. and Williams E. J. A Linearized Analysis for Frictionally Damped System J. of Sound and Vibration (1972) 24 (4) p445-458

[13] 申仲翰, 刘大康 螺接夹毡层板的阻尼和刚度性能研究 力学研究所和空间中心总体部 内部报告 1980年9月

[14] 上海仪表厂 高速飞行器全金属平台减振器内部报告 1982年10月

[15] Williams D. Dry Friction Damping to Reduce Nodding of Longnored Furelages Royal Aircraft Establishment Technical Note No. Structures 293 (1961)

[16] Pall, A. V., March C., Fazio P. Friction Joints for Seismic Control of Large Panel Structures J Pre-Stressed Concrete Institute Nov/Dec 1980 P38-61

[17] Stott S. J. & Masri S. F. Dynamic Excitation of a Single Degree of Freedom Hysteretic System University of Southern California Rept. No. CE 78-09 (1978)

[18] Eariso S. W. E. and Manoor F. S. Frictional Damping Applied to a Cantilever-Beam Structure International J. Machine Tool Design Research (1974) V14, p111-124

[19] IWAN W. F. The Dynamic Response of the One Degree of Freedom Bilinear Hysteretic System Proc Third World Confernece on Earthquake Engineering Vol I, p783-796(1956)

[20] Masri S. F. Forced Vibration of the Damped Bilinear Hysteretic Oscilator J Acoustical Soc. America (1975) V57, P106~112

[21] 张强星, Sainskury M. G 干摩擦振动系统的简化 将在1984年底在西安振动学术会上交流

[22] Den Hartog J. P. Mechanical Vibration Mcgraw-Hill (1956) p373

[23] 张强星, McLachlan K. E. and Popplewell N. 研究双线性滞后系统响应的实验装置 将在1984年“振动与冲击”上刊登

(上接第8页)

由表可见, 对于高频隔振, β 值一般取在0.5~2的范围内效果较好。对于其它参数值情形, 也有类似现象。

六、结 论

1. 采用复合隔振系统的形式, 在常用隔振频段范围内能够改善海绵乳胶等变刚度材料隔振系统的高频隔振性能, 提高它们的隔振效果。

2. 在总荷重和隔振材料总厚度相同的情况下, 上、下两层材料厚度比 α 值取1左右, 荷重质量比 β 取0.5~2左右, 复合系统的隔振效果较好。

表1 材料厚度比 α 的影响

α	T_A					
	ω					
	3	5	8	10	12	16
1/2	0.1287	0.0240	0.0087	0.0062	0.0049	0.0036
1	0.1099	0.0210	0.0077	0.0054	0.0043	0.0033
2	0.1381	0.0256	0.0091	0.0064	0.0051	0.0039

表2 荷重质量比 β 的影响

ω	γ				
	β				
	0.25	0.5	1	2	4
4	0.8279	0.8345	1.1208	0.9169	0.9655
8	0.4128	0.3425	0.3699	0.3599	0.4614
16	0.3186	0.2351	0.2246	0.2442	0.3510