

柔性被动隔振系统的功率流传递特性研究*

承颖瑶 陈龙祥 蔡国平

(上海交通大学工程力学系, 海洋工程国家重点实验室, 上海 200240)

摘要 对柔性被动隔振系统的功率流传递特性进行研究, 建立了隔振器倾斜放置的隔振系统的理论模型, 运用机械导纳法推导了系统的功率流传递函数. 数值仿真中, 分别考虑了无限板和有限板、厚板和薄板的情况, 通过大量的数值仿真对这些情况的功率流特性进行了详细研究, 得到一些对工程实际具有借鉴意义的结论.

关键词 柔性基础, 被动隔振, 功率流

引言

振动隔离是许多工程结构需要解决的难点问题之一, 如航天器上精密仪器的隔振、潜艇动力机械的消声减噪、大型旋转机械引发的振动消除等. 随着轻质、薄化结构在工程领域中的广泛应用, 振动隔离中基础的非刚性问题日益突出, 如何正确建立隔振系统的动力学模型和研究系统动力学特性的分析手段, 对上述工程系统具有良好的理论意义和实际应用价值.

对于被动隔振系统, 基于机械导纳/阻抗法的功率流方法是目前常采用的分析方法^[1]. 众多学者采用功率流方法对隔振系统开展了大量研究, 取得许多研究成果. 例如, Petersson 和 Plunt^[2,3]提出了多点耦合系统的导纳概念, 从而使得研究复杂多支承柔性隔振系统的功率流成为可能; Pinnington^[4]详细研究了通过弹簧隔振器流入到有限基础结构的功率流及其测试方法, 推导了有限结构的基础点导纳表达式; Gardonio 等^[5,6]研究了旋转机械传递到基础的功率流; Huang 等^[7]考虑了柔性基础承受外部激励的隔振系统的主动隔振问题; 霍睿^[8]以四边简支板来模拟机器安装基础, 探讨了机器-基础耦合隔振系统的功率流传递; 宋孔杰^[9]则用支承在弹簧上的刚性杆模拟弹性基础, 讨论了柔性被动隔振系统的功率流传递; 贺华^[10]等建立了双层隔振系统的离散模型, 讨论了此系统弱非线性项的影响. 然而在现有的这些研究中, 隔振器通常考虑的

是竖直放置, 倾斜放置的研究相对较少. 工程实际中, 由于机器安装条件、工作性质等因素, 有时隔振器需要进行倾斜放置, 而斜置隔振器具有纵向固有频率低、横向刚度大、易于解耦等优点^[11], 因此有必要研究倾斜隔振器的隔振系统的动力特性.

本文对柔性被动隔振系统的功率流传递特性进行研究, 建立了隔振器倾斜放置的被动隔振系统的理论模型, 研究中考虑了基础板施加有外部激励的情况, 最后通过数值仿真得出一些对工程实际具有借鉴意义的结论.

1 模型建立及理论推导

考虑板式基础的柔性隔振系统, 如图 1 所示,

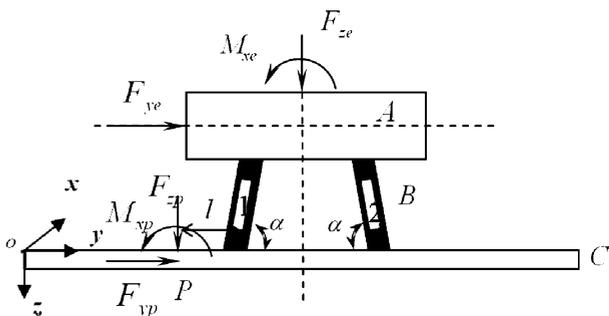


图 1 被动隔振系统力学模型

Fig. 1 Dynamic model of passive vibration isolating system

机器通过两个隔振器安装在基础板上. 机器 A 为刚体; 支承系统 B 为中空圆柱形橡胶隔振器, 且对称分布; 基础 C 为柔性薄板. 系统关于平面 yoz 对称, 因此可简化为图 1 所示的平面问题. 机器 A 承受简

2009-05-12 收到第 1 稿, 2009-06-04 收到修改稿.

* 国家自然科学基金 (10772112, 10472065)、教育部重点项目 (107043)、教育部博士点基金 (20070248032)、上海市教委科研重点项目 (09ZZ17)、海洋工程国家重点实验室自主研究课题 (GKZD010807) 资助项目

谐激励 $f_e = \{F_{ye} \ F_{ze} \ M_{xe}\}^T$, 其中 F_{ze} 为纵向力, F_{ye} 为横向力, M_{xe} 为绕 x 轴的力矩. 弹性基础 C 上作用有与机器相同频率的简谐激励, 可将该激励简化为作用在 P 点的集中力, 为 $f_p = \{F_{yp} \ F_{zp} \ M_{xp}\}^T$, P 点与隔振器 1 的距离为 l .

1.1 机器的动态传递方程

图 2 为机器的受力和位移分布图. 机器 A 上作用的激励力及其速度响应可表示为:

$$f_e = \{F_{ye} \ F_{ze} \ M_{xe}\}^T, v_e = \{\dot{v}_{ye} \ \dot{w}_{ze} \ \dot{\theta}_{xe}\}^T \quad (1)$$

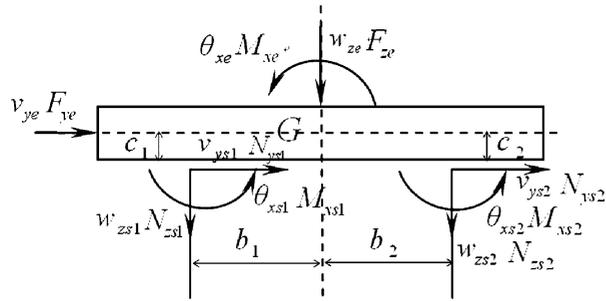


图 2 机器受力及位移图

Fig. 2 Force and displacement of the machine

隔振器作用于机器上的扰动力和相应的速度响应为:

$$f_s = \{f_{s1}^T \ f_{s2}^T\}^T, v_s = \{v_{s1}^T \ v_{s2}^T\}^T \quad (2)$$

其中 $f_{si} = \{N_{ysi} \ N_{zsi} \ M_{xsi}\}^T$,

$$v_{si} = \{\dot{v}_{ysi} \ \dot{w}_{zsi} \ \dot{\theta}_{xsi}\}^T, i = 1 - 2.$$

由机械导纳法可得用导纳阵表示的动态特性方程为:

$$\begin{bmatrix} v_e \\ v_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_e \\ f_s \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中, A_{11} 、 A_{12} 、 A_{21} 和 A_{22} 为机器的导纳阵, $A_{11} = \text{diag}$

$$\left(\frac{1}{j\omega m}, \frac{1}{j\omega m}, \frac{1}{j\omega I_G}\right), A_{22} = D_3 D_2^{-1} D_4, A_{21} = -D_3 D_2^{-1} D_1,$$

$A_{12} = -A_{21}^T$, m 为机器 A 的质量, I_G 是机器 A 绕过质心 G 与 x 轴平行的轴的转动惯量, b_1 、 b_2 和 c_1 、 c_2 见图 2. $D_i (i = 1 - 4)$ 的表达式为:

$$D_1 = -\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} j\omega m & 0 & 0 \\ 0 & j\omega m & 0 \\ 0 & 0 & j\omega I_G \end{bmatrix},$$

$$D_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & b_1 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & b_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$D_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ c_1 & b_1 & 1 & c_2 & b_2 & 1 \end{bmatrix}.$$

1.2 隔振器的动态传递方程

图 3 为隔振器的受力和位移分布图. 隔振器两端受到的力和相应的速度为:

$$f_m = \{f_{m1}^T \ f_{m2}^T\}^T, v_m = \{v_{m1}^T \ v_{m2}^T\}^T \quad (4)$$

上式中各分量分别表示隔振器上下两端所受到的力和相应的速度, 表达式如下:

$$f_{m1} = \{f_{m11}^T \ f_{m12}^T\}^T, v_{m1} = \{v_{m11}^T \ v_{m12}^T\}^T \quad (5)$$

$$f_{m2} = \{f_{m21}^T \ f_{m22}^T\}^T, v_{m2} = \{v_{m21}^T \ v_{m22}^T\}^T \quad (6)$$

其中

$$f_{mij} = \{N_{ymij} \ N_{zmij} \ M_{x mij}\}^T,$$

$$v_{mij} = \{\dot{v}_{ymij} \ \dot{w}_{xmij} \ \dot{\theta}_{xmij}\}^T, \quad i, j = 1 - 2.$$

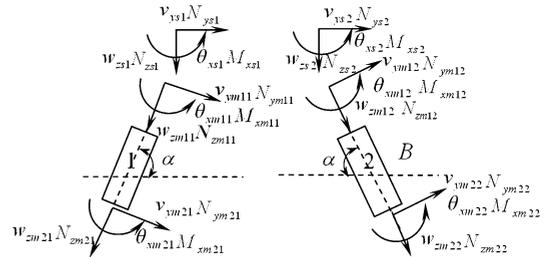


图 3 隔振器受力及位移图

Fig. 3 Force and displacement of the isolating system

由于机器 A 和隔振器 B 固结, 机器传递到隔振器的力和速度为:

$$f_{m1} = -T_{ms} f_s, v_{m1} = T_{ms} v_s \quad (7)$$

其中, $T_{ms} = \begin{bmatrix} T_{ms11} & 0 \\ 0 & T_{ms12} \end{bmatrix},$

$$T_{ms11} = \begin{bmatrix} \cos\beta & \sin\beta & 0 \\ -\sin\beta & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$T_{ms12} = \begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta & 0 \\ \sin\beta & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$\beta = 90^\circ - \alpha$, α 为隔振器倾角. 当 $\alpha = 90^\circ$ 时隔振器

垂直安装,刚体传递到隔振器上端的动力传递关系为:

$$f_{m1} = -f_s, \quad v_{m1} = v_s \quad (8)$$

对于隔振器 B ,由机械阻抗法可得其动态传递方程为:

$$\begin{bmatrix} f_{m1} \\ f_{m2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{m1} \\ v_{m2} \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中, B_{11} 、 B_{12} 、 B_{21} 和 B_{22} 为隔振器的阻抗阵, $B_{ij} = \begin{bmatrix} Z_{ij} & 0 \\ 0 & Z_{ij} \end{bmatrix}$, ($i, j = 1-2$), Z_{ij} 的具体形式见文献[12-14].

1.3 基础板的动态传递方程

图4为基础板的受力和位移分布图. f_p 在基础上作用的激振力及相应的速度分别为:

$$f_p = \{F_{yp} \quad F_{zp} \quad M_{xp}\}^T, \quad v_p = \{\dot{v}_{yp} \quad \dot{w}_{zp} \quad \dot{\theta}_{xp}\}^T \quad (10)$$

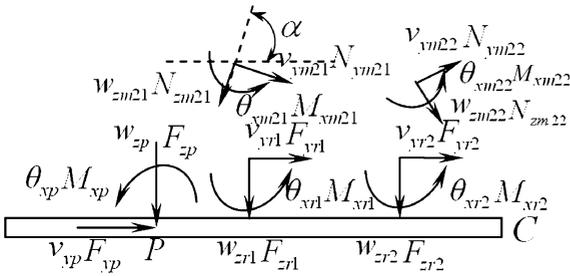


图4 基础受力及位移图

Fig. 4 Force and displacement of the flexible foundation

由于隔振器 B 和基础板 C 固结,隔振器 B 传递到基础板 C 的力和速度分别为:

$$f_r = -T_{rm} f_{m2}, \quad v_r = T_{rm} v_{m2} \quad (11)$$

其中,

$$\begin{aligned} f_r &= \{f_{r1}^T \quad f_{r2}^T\}^T, \\ v_r &= \{v_{r1}^T \quad v_{r2}^T\}^T, \quad f_{ri} = \{F_{yri} \quad F_{zri} \quad M_{xri}\}^T, \\ v_{ri} &= \{\dot{v}_{yri} \quad \dot{w}_{zri} \quad \dot{\theta}_{xri}\}^T, \quad (i = 1-2); \end{aligned}$$

$$T_{rm} = \begin{bmatrix} T_{rm21} & 0 \\ 0 & T_{rm22} \end{bmatrix},$$

$$T_{rm21} = \begin{bmatrix} \cos\beta & \sin\beta & 0 \\ -\sin\beta & \cos\beta & 0 \\ -\frac{h\cos\beta}{2} & -\frac{h\sin\beta}{2} & 1 \end{bmatrix},$$

$$T_{rm22} = \begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta & 0 \\ \sin\beta & \cos\beta & 0 \\ -\frac{h\cos\beta}{2} & \frac{h\sin\beta}{2} & 1 \end{bmatrix}, \quad h \text{ 为板的厚度.}$$

由机械导纳法可得板的动态特性方程为:

$$v_r = C_{rr} f_r + C_{rp} f_p, \quad v_p = C_{pr} f_r + C_{pp} f_p \quad (12)$$

其中, C_{rr} 、 C_{rp} 、 C_{pr} 和 C_{pp} 的具体形式见文献[5].

由方程(3)、(7)、(9)、(11)和(12)可得隔振器作用于机器上的扰动力和相应的速度响应、以及隔振系统传递到基础上的作用力和相应的速度响应,表达如下:

$$\begin{bmatrix} v_s \\ v_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L_{11} & L_{12} \\ L_{21} & L_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} A_{21} & 0 \\ 0 & C_{rp} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_e \\ f_p \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} f_s \\ f_r \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} T_{ms} & 0 \\ 0 & T_{rm} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{ms} & 0 \\ 0 & T_{rm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_s \\ v_r \end{bmatrix} \quad (14)$$

其中, $L_{11} = I + A_{22} T_{ms}^{-1} B_{11}$,

$$L_{12} = A_{22} T_{ms}^{-1} B_{12}, \quad L_{21} = C_{rr} T_{rm}^{-1} B_{21},$$

$$L_{22} = I + C_{rr} T_{rm}^{-1} B_{22}.$$

1.4 功率流的传递

由振动功率流理论,传递到基础上的总功率流为:

$$P_t = P_r + P_p = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{f_r^H \cdot v_r + f_p^H \cdot v_p\} \quad (15)$$

其中, f_r^H 和 f_p^H 分别是 f_r 和 f_p 的共轭转置阵, $P_r = \frac{1}{2}$

$\operatorname{Re} \{f_r^H \cdot v_r\}$ 为激励 f_e 传递到基础的功率流, $P_p = \frac{1}{2}$

$\operatorname{Re} \{f_p^H \cdot v_p\}$ 为激励 f_p 输入到基础的功率流. P_r 和

P_p 可以是负值, P_r 为负值表示能量从基础传递到机器,而 P_p 为负值表示 f_p 相当于一个吸振器.

2 数值仿真

机器为铝质刚性机器,尺寸为 $0.52 \times 0.3 \times 0.25$ m,质量 105.3 kg,密度 2700 kg/m^3 ,质心转动惯量 $I_G = 3.16 \text{ kgm}^2$. 隔振器为软橡胶材质,为中空圆柱型结构,其外圆直径 0.06 m,内圆直径 0.03 m,隔振器高度 0.1 m,绕中心轴转动惯量 $I = 5.96 \times 10^{-7} \text{ m}^4$,密度 1000 kg/m^3 ,杨氏模量 $1 \times 10^7 \text{ N/m}^2$,泊松比 0.33 ,损耗因子 0.1 . 基础板为铝质板,密度 2700 kg/m^3 ,剪切弹性模量 $2.4 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$,杨氏模量 $7.1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$,泊松比 0.33 ,损耗因子 0.2 . 仿真中考虑两种形式的基础板:一种是无限板,板的尺寸远大于机器的尺寸;另一种为有限板,板为四边简支,尺寸为 $1 \times 1.5 \times 0.0045$ m.

(1) 基础为无限板(厚板)、隔振器竖直放置时

的数值仿真

首先考虑基础为无限板、隔振器竖直安放时的情况. 假定基础板为厚板,厚度为0.12m,此时基础板可近似看作刚性基础,隔振器下端的旋转位移和横向位移几乎为零,可认为隔振器为两端固支. 如果基础板为柔性板,则隔振器可视为一端固支、一端自由. 由文献[13,14]可知,当机器振动时,隔振器上传递着横波和纵波,其前四阶固有频率如表1中所示. 图5为传递到基础板上的功率流曲线,1-8个峰值所对应的频率分别为5.64Hz、10.1Hz、13.9Hz、500Hz、597Hz、1000Hz、1500Hz、2000Hz,其中前3个频率值分别对应着机器振动的三个刚体模式,即机器的横向、纵向、旋转方向的刚体振动模式,这三个共振峰的频率和文献[5]所计算出的刚体模式频率一致,此时隔振器的作用类似于弹簧,

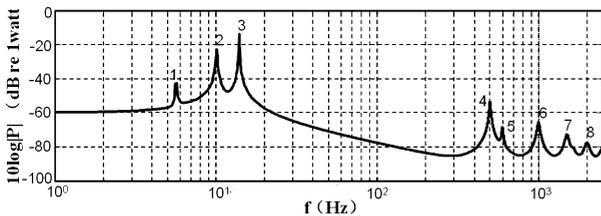


图5 传递到基础的功率流(板厚0.12m,无限板)

Fig.5 The power transmitted to the plate (infinite plate with the thickness 0.12m)

表1 隔振器中纵波与横波模式的前四阶固有频率^[13,14]:

- (1)两端固支,纵波,(2)两端固支,横波,
- (3)一端固支、一端自由,横波

Table 1 The first four natural frequencies of the longitudinal and flexural modes of the isolating system^[13,14]:

- (1)both ends clamped, longitudinal mode,
- (2)both ends clamped, flexural mode,
- (3)one end clamped and the other free, flexural mode

Mode	Longitudinal mode frequency (Hz), both ends clamped	flexural mode frequency (Hz), both ends clamped	flexural mode frequency (Hz), one end clamped and the other free
1	500	569.9	93
2	1000	1644.0	586.8
3	1500	3222.4	1644.0
4	2000	5326.8	3222.4

分别提供三个振动方向的刚度作用. 也就是说,在低频阶段,隔振系统的共振表现为机器三个方向的刚体模式振动. 在高频阶段,图5中的共振频率500Hz、1000Hz、1500Hz、2000Hz 分别对应隔振器的

纵波共振频率,即当外部激励频率到达这些频率点时,隔振系统的共振表现为隔振器中纵波方向的内共振,说明在高频阶段机器传递到基础板的功率流主要是通过纵向功率流传递的. 另外在597Hz处也出现了共振峰,该值接近隔振器内共振时横波的第一阶模式.

(2)隔振器倾斜放置时的数值仿真

在此考虑薄板、隔振器倾斜放置的情况,隔振器倾斜角度分别取30°、45°、60°和90°,板厚取值为0.0045m. 首先考虑无限板的情况. 图6为机器只承受纵向简谐激励而隔振器倾斜角度取不同值时传递到基础板上的功率流. 由图中结果可看出,

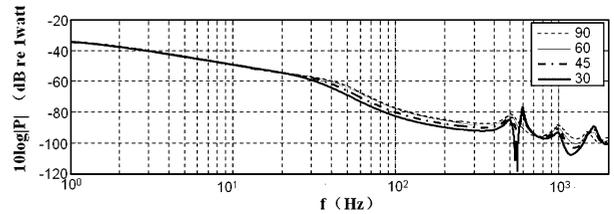


图6 不同隔振器角度时传递到基础板的功率流 (无限板,机器只受纵向激励)

Fig.6 The power transmitted to the plate with different inclined angle of the isolating system (infinite plate, only axial force of the machine)

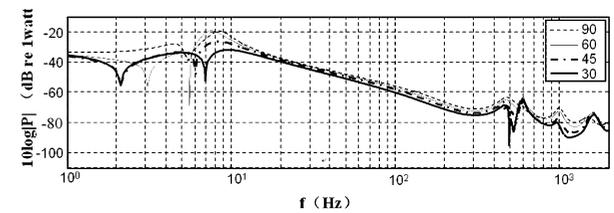


图7 不同隔振器角度时传递到基础板的功率流 (无限板,机器受三向激励)

Fig.7 The power transmitted to the plate with different inclined angle of the isolating system (infinite plate, combined force of the machine)

在低频阶段,隔振器倾斜角度对功率流的影响不大,输入到基础板的功率流曲线几乎重合;另外刚性模式振动不可见,这是由于板很薄时板对系统纵向运动的衰减很大. 而在中高频阶段,传递到基础板的功率流随倾斜角度的增大而略有增加,当隔振器竖直安放时其传递到基础板的功率流最大. 并且在500Hz、586Hz、1000Hz和1500Hz处出现了共振峰,其中500Hz、1000Hz和1500Hz对应隔振器纵波的两个共振频率(见表1第2列),586Hz则是由

隔振器内共振横波的第二阶模态振动所导致(见表1第4列).图7为机器承受三向激励时的功率流结果.由图中结果可看出,除了高频阶段会出现与图6中相同的共振峰外,在低频阶段7Hz处还存在一个共振峰.隔振器的倾斜角度越小其传递到基础板的功率流就越小,当隔振器竖直安放时其传递到基础板的功率流最大.对比图6和图7可知,两者的差异主要表现在低频区域.

然后考虑有限板的情况.图8为机器只承受纵向简谐激励和隔振器倾斜角度取不同值时传递到基础板上的功率流.由图中结果可看出,在低频阶段,隔振器倾斜角对功率流的影响较小,隔振系统出现了一个刚体振动模态;在中频阶段,功率流随着倾斜角的增大而有所增大,隔振器竖直安放时功率流最大;在高频阶段,功率流随着隔振器倾斜角度的增大有所增大,另外由于薄板振动与隔振器模态的相互耦合而出现了多个共振峰.对比图6和图8中结果可看出,无限板和有限板的结果存在较大差异.

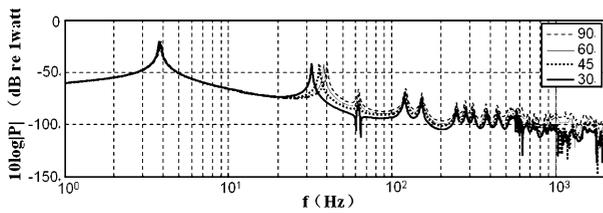


图8 不同隔振器角度时传递到基础板的功率流
(有限板,机器只受纵向激励)

Fig. 8 The power transmitted to the plate with different inclined angle of the isolation system
(finite plate, only axial force of the machine)

(3) 机器与基础板上同时作用激励时的数值仿真

在此考虑机器和薄板上同时作用有激励的情况,隔振器竖直安放,板厚仍取值为0.0045m.首先考虑无限板的情况.图9为传递到基础板上的功率流曲线,其中机器承受三向简谐激励,薄板分别考虑了未承受激励、只承受纵向激励和承受三向激励的三种情况.薄板激励作用点与隔振器1的距离为0.07m.由图中结果可看出,在低频阶段,三条曲线吻合良好,说明薄板激励对板上功率流的影响不大;在中高频阶段,薄板激励导致功率流有所增大,系统隔振效果变差.另外从图中还可看出,三向薄板激励和纵向薄板激励时基础板上的功率流差别

不明显,这也反映出传递到基础板上的功率流主要通过纵向功率流传递的.下面讨论薄板激励位置对板功率流的影响,图10为作用点与隔振器1的距离分别为0.07m、0.1m、0.15m、0.25m时的仿真结果,其中机器承受三向激励,薄板仅承受纵向激励.由图中结果可看出,在低频阶段,四条曲线吻合良好,说明薄板激励位置对板功率流的影响不大,但是在中高频阶段出现了差异.

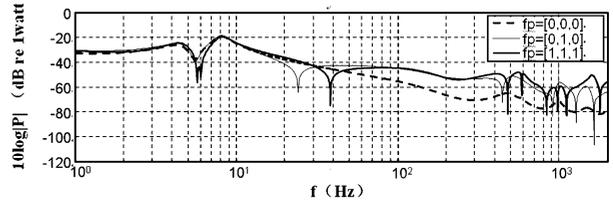


图9 板上作用有不同激励时传递到基础板的功率流
(无限板,机器受三向激励)

Fig. 9 The power transmitted to the plate considering different forces directly on the plate
(infinite plate, combined force of the machine)

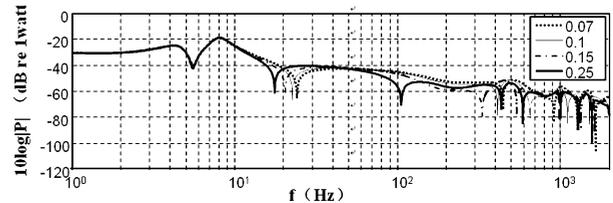


图10 板上激励作用点不同时传递到基础板的功率流
(无限板,机器受三向激励,薄板受纵向激励)

Fig. 10 The power transmitted to the plate considering different force positions of the plate (infinite plate, combined force of the machine, only axial force of the plate)

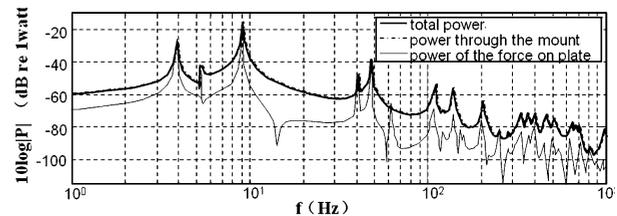


图11 传到基础板的各功率流的比较
(有限板,机器受三向激励,薄板受纵向激励)

Fig. 11 The power transmitted to the plate (finite plate, combined force of the machine, only axial force of the plate)

然后考虑有限板的情况.图11为机器承受三向激励而薄板只承受纵向激励的情况下机器传递到基础板上的功率流,薄板激励传递到基础板上的功率流和二者传递到板的总功率流的比较.其中薄

板激励作用点与隔振器1的距离为0.07m。由图中结果可看出,相比无限板的情况,有限板时系统的共振频率增多。在低频阶段,薄板激励传递到基础板功率流曲线与仅有机器作用时相似,存在三向刚性模态,然而薄板激励传到板上的功率流小于机器传到板的功率流,而传递到板上的总功率流曲线与机器通过隔振器传递到板上的功率流曲线基本重合,说明对于有限板的情况,薄板激励传到有限板的功率流可以忽略不计,该结论与文献[5]中的结果是一致的。

3 结论

本文运用机械阻抗/导纳法分析了被动隔振系统的功率流传递规律,建立了柔性基础隔振系统的动力学模型。数值仿真得出如下结论:(1) 机器传递到基础板的总功率流随激励频率的增大而减小。基础板较厚时,在低频阶段,隔振系统会出现刚体模态共振峰;而在中高频阶段则呈现出隔振器的内共振,此外基础板对隔振器中横波的衰减作用远大于纵波,基础板的功率流主要通过纵向功率流传递的。(2) 当基础板较薄时,传递到基础板的功率流随着隔振器的倾斜角减小略有减少,当隔振器竖直放置时其传递到基础板的功率流最大,且有限板的共振峰多于无限板的情况。(3) 对于无限板,在低频阶段薄板激励以及薄板激励位置对基础板上的总功率流的影响不大,而在中高频阶段薄板激励会导致总功率流有所增大,系统的隔振效果变差。对于有限板,传到板的功率流曲线受薄板激励影响很小,可以忽略不计,板的运动特性与仅有机器作用时几乎一样。

参 考 文 献

- Pan J, Pan J Q, Hansen C H. Total power flow from a vibrating rigid body to a flexible panel through multiple elastic mounts. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1992, 92(2): 895 ~ 907
- Petersson B, Plunt J. On effective mobility in the prediction of structure - borne sound transmission between a source structure and a receiving structure. Part I: theoretical back ground and basic experimental studies. *Journal of Sound and Vibration*, 1982, 82(4): 517 ~ 529
- Petersson B, Plunt J. On effective mobility in the prediction of structure - borne sound transmission between a source structure and a receiving structure. Part II: procedure for the estimation of mobilities. *Journal of Sound and Vibration*, 1982, 82(4): 531 ~ 540
- Pinnington R J. Vibrational power flow transmission to a seating of a vibration isolated motor. *Journal of Sound and Vibration*, 1987, 118(3): 515 ~ 530
- Gardonio P, Elliot S J, Pinnington R J. Active isolation of structure vibration on a multiple - degree - of - freedom system. Part I: dynamics of the system. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 207(1): 61 ~ 93
- Gardonio P, Elliot S J, Pinnington R J. Active isolation of structure vibration on a multiple - degree - of - freedom system. Part II : effectiveness of active control strategies. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 207(1): 95 ~ 121
- Huang X, Elliot S J, Brennan M J. Active isolation of a flexible structure from base vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 263(2): 323 ~ 337
- 霍睿. 复杂隔振系统的功率流传递特性与控制策略研究. 山东工业大学博士学位论文, 1998 (Huo Rui. Investigation of control strategy in the active isolation system. PhD Dissertation in Shandong University of Industry, 1998 (in Chinses))
- 牛军川, 刘玉友, 毛映红, 宋孔杰. 主动隔振系统中功率流的最优化控制策略. 噪声与振动控制, 2000, 5: 2 ~ 5 (Niu Junchuan, Liu Yuyou, Mao Yinghong, Song Kongjie. Optimum control strategies of power flow in active isolation system. *Noise and Vibtation Control*, 2000, 5: 2 ~ 5 (in Chinses))
- 贺华, 冯奇, 汪玉. 带刚性限位的双层隔振系统的离散模型. 动力学与控制学报, 2004, 2(2): 88 ~ 91 (He Hua, Feng Qi, Wang Yu. The discrete model of a two stage isolation system with rigid limiters. *Journal of Dynamics and Control*, 2004, 2(2): 88 ~ 91 (in Chinses))
- 陈红康. 复杂运动下斜置隔振器参数及功率流. 锻压装备与制造技术, 2005, 40(5): 34 ~ 35 (Chen Hongkang. The power transmission and parameter of the inclined isolating system with complicated dynamic condition. *China Metal forming Equipment & Manufacturing Technology*, 2005, 40(5): 34 ~ 35 (in Chinses))
- Bishop R E D, Johnson D C. The mechanics of vibrations. London: Cambridge University Press, 1960
- Graff K F. Wave motion in elastic solids. Oxford University Press, 1975

POWER TRANSMISSION CHARACTERISTICS OF A FLEXIBLE PASSIVE ISOLATING SYSTEM*

Cheng Yingyao Chen Longxiang Cai Guoping

(*Department of Engineering Mechanics, State Key Laboratory of Ocean Engineering,
Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China*)

Abstract The characteristics of power transmission of vibration isolating system with passive mounts on a flexible plate foundation was studied. The theoretical model considering two inclined mounts was established, and the power transfer function of the system was deduced using the mechanical admittance method. In numerical simulations, infinite and finite plates with both thick and thin dimension were all taken into account. The characteristics of power transmission of the system was investigated through numerical simulations, and some conclusions that can benefit the practical engineering were obtained.

Key words flexible foundation, passive vibration isolation, power transmission

Received 12 May 2009, revised 4 June 2009.

* Supported by the National Natural Science Foundation of China (10772112, 10472065), the Key Project of Ministry of Education of China (107043), the Specialized Research Fund for the Doctoral Program of Higher Education of China (20070248032), and the Key Scientific Project of Shanghai Municipal Education Commission (09ZZ17), and the Research Project of State Key Laboratory of Ocean Engineering of China (GKZD010807)