

多维隔振装置自由振动方程及其解^{*}

于大国^{1,2} 马履中¹ 郭洪毓¹ 王国明¹ 施 琴¹

(1. 江苏大学机械工程学院, 镇江 212013; 2. 中北大学机械能与自动化学院, 太原 030051)

【摘要】 通过多方位多层次结构组合实现多维隔振时,其结构复杂、难度大,因此提出以反向对称布置双直角 Stewart 机构及上、下平台组成多维隔振装置,利用一层结构实现多维隔振,建立了自由振动方程并进行求解。由解看出,该装置固有频率在 5 Hz 以下,振动衰减较快。使用该装置,仿真可实现沿坐标轴的 3 个移动和绕坐标轴的 3 个转动,加速度传递系数均小于 1。依据所推导的公式,确定该装置的刚度系数、阻尼系数和结构尺寸,可将该装置用于多维隔振。

关键词: 隔振 动力学方程 机构 模态分析

中图分类号: TH113 **文献标识码:** A

Free Vibration Equation of a Multidimensional Vibration Isolation Device and Its Root

Yu Daguo^{1,2} Ma Lüzhong¹ Guo Hongliu¹ Wang Guoming¹ Shi Qin¹

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. School of Mechanical Engineering and Automation, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract

A vibration isolation device is proposed to absorb multidimensional vibration. The device is composed of double Stewart mechanisms, up-platform, and down-platform. It provides an easy way of multidimensional vibration isolation. The kinetic equation is derived from motion analysis and force analysis. Its roots show that the innate frequency of the device is lower than 5 Hz and the vibration of the device attenuates rapidly. ADAMS simulation and experiment prove that the device absorbs multidimensional vibration very well. So it can be used in vibration isolation when its stiffness coefficient, damping coefficient and the sizes are designed according to the formulae derived.

Key words Vibration isolation, Kinetic equation, Mechanism, Mode analysis

引言

如按单自由度隔振方案解决多维隔振问题,需采用多方位多层次的组合结构,方案复杂且易干涉。如以特殊橡胶为主体实现多维隔振,材料易老化,性能不稳定。Stewart 机构是一种具有 6 个自由度的典型并联机构。近年来,不少文献提出了基于 Stewart 机构的多维隔振方案^[1-4],取得了一定效果。本文在此基础上,主要研究支腿两两垂直,两个 Stewart 机构按反向对称布置的多维隔振装置的自由振动方程及其解。

1 双直角 Stewart 机构隔振装置原理

在复杂情况下,振动可分解为沿 3 个坐标轴的往复平动和绕 3 个坐标轴的往复转动,即 6 维振动。如只有沿 3 个坐标轴的往复振动,为 3 维振动。其他情况可作类似定义。

隔振装置实物如图 1 所示,由 2 个 Stewart 机构和上下平台组成,Stewart 机构的静平台与下平台固连,动平台与上平台固连。Stewart 机构的 12 根支腿上、下端以球副与动平台、静平台相连,每根支腿的中间有移动副。支腿上装有弹簧。Stewart 机构

支腿两两垂直, 2 个 Stewart 机构按反向对称布置。(称之为: 反向对称布置双直角 Stewart 机构隔振装置。)该装置具有 6 个自由度, 可用于 6 维或低于 6 维的隔振。实际使用时(消极隔振)下平台与基础相固定, 上平台与受保护对象相连。

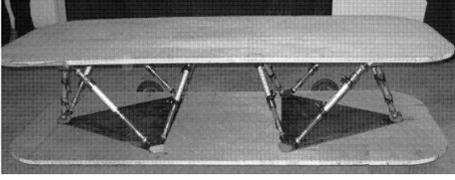


图 1 反向对称布置双直角 Stewart 机构隔振装置
Fig. 1 Device for vibration isolation with double 90° angle Stewart mechanisms put in opposite direction and in symmetry way

2 隔振装置运动与力分析

2.1 隔振装置运动分析

以静平衡时上平台形心 O_1 为原点, 建立与上平台固连的动坐标系 O_1xyz , 同时建立与之重合的空间静直角坐标系 $Oxyz$, 由此可求出隔振装置支腿上端点 A_i 、下端点 B_i 在静坐标系 $Oxyz$ 中的坐标 a_{ix} 、 a_{iy} 、 a_{iz} ($i = 1 \sim 12$) 和 b_{ix} 、 b_{iy} 、 b_{iz} ($i = 1 \sim 12$)。还可求出移动副所在各支腿的位置矢量, 然后分别除以支腿长度 L , 得到移动方向单位矢量 s_i ($i = 1 \sim 12$)。

将左、右 Stewart 机构的上端中心分别记为 E_1 、 E_2 , 不计板的厚度, 这两点也在上平台上。另将上平台的中心记为 E 。静平衡时, 3 点坐标分别为 $E_1(0, -\frac{2}{3}\sqrt{6}L, 0)$ 、 $E_2(0, \frac{2}{3}\sqrt{6}L, 0)$ 、 $E(0, 0, 0)$ 。上平台 E 处微小局部在静坐标系 $Oxyz$ 中的位置和姿态以 e 表示, E_1 微小局部的位姿以 e_1 表示, E_2 微小局部的位姿以 e_2 表示。可以证明速度及位姿关系为

$$\begin{cases} \dot{e} = \frac{1}{2}(\dot{e}_1 + \dot{e}_2) \\ e = \frac{1}{2}(e_1 + e_2) \end{cases} \quad (1)$$

以 r_{A_i} 表示点 E_1 到点 A_i ($i = 1 \sim 6$) 以及点 E_2 到点 A_i ($i = 7 \sim 12$) 的矢径。

点 A_i ($i = 1 \sim 6$) 处的速度 $v_{A_i} = v_1 + \omega_1 \times r_{A_i}$ 。将 A_i 点的速度向移动副 i 移动方向投影, 得到移动副 i 移动速度 \dot{q}_i 。故 $\dot{q}_i = s_i \cdot (v_1 + \omega_1 \times r_{A_i})$ 。振动是微幅振动, r_{A_i} 及移动方向的单位向量, 可按静平衡时的位置计算。由矢量混合运算法则得

$$\dot{q}_i = s_i \cdot v_1 + (r_{A_i} \times s_i) \cdot \omega_1$$

写成矩阵形式有

$$\dot{q}_1 = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_1^T & (r_{A_1} \times s_1)^T \\ \vdots & \vdots \\ s_6^T & (r_{A_6} \times s_6)^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \omega_1 \end{bmatrix} = J_1^* \dot{e}_1$$

同理可得

$$\dot{q}_2 = \begin{bmatrix} \dot{q}_7 \\ \vdots \\ \dot{q}_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_7^T & (r_{A_7} \times s_7)^T \\ \vdots & \vdots \\ s_{12}^T & (r_{A_{12}} \times s_{12})^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_2 \\ \omega_2 \end{bmatrix} = J_2^* \dot{e}_2$$

代入具体数值计算得

$$J_1^* = \begin{bmatrix} s_1^T & (r_{A_1} \times s_1)^T \\ \vdots & \vdots \\ s_6^T & (r_{A_6} \times s_6)^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} & -\frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & -\frac{\sqrt{2}}{3}L & 0 & -\frac{\sqrt{3}}{3}L \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} & -\frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & -\frac{\sqrt{2}}{3}L & 0 & \frac{\sqrt{3}}{3}L \\ 0 & \frac{\sqrt{6}}{3} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{2}}{6}L & -\frac{\sqrt{6}}{6}L & -\frac{\sqrt{3}}{3}L \\ \frac{\sqrt{2}}{2} & -\frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{2}}{6}L & -\frac{\sqrt{6}}{6}L & \frac{\sqrt{3}}{3}L \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} & -\frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{2}}{6}L & \frac{\sqrt{6}}{6}L & -\frac{\sqrt{3}}{3}L \\ 0 & \frac{\sqrt{6}}{3} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{2}}{6}L & \frac{\sqrt{6}}{6}L & \frac{\sqrt{3}}{3}L \end{bmatrix}$$

$$J_2^* = \begin{bmatrix} s_7^T & (r_{A_7} \times s_7)^T \\ \vdots & \vdots \\ s_{12}^T & (r_{A_{12}} \times s_{12})^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{2}}{3}L & 0 & -\frac{\sqrt{3}}{3}L \\ \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{2}}{3}L & 0 & \frac{\sqrt{3}}{3}L \\ 0 & -\frac{\sqrt{6}}{3} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & -\frac{\sqrt{2}}{6}L & \frac{\sqrt{6}}{6}L & -\frac{\sqrt{3}}{3}L \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & -\frac{\sqrt{2}}{6}L & \frac{\sqrt{6}}{6}L & \frac{\sqrt{3}}{3}L \\ \frac{\sqrt{2}}{2} & \frac{\sqrt{6}}{6} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & -\frac{\sqrt{2}}{6}L & -\frac{\sqrt{6}}{6}L & -\frac{\sqrt{3}}{3}L \\ 0 & -\frac{\sqrt{6}}{3} & -\frac{\sqrt{3}}{3} & -\frac{\sqrt{2}}{6}L & -\frac{\sqrt{6}}{6}L & \frac{\sqrt{3}}{3}L \end{bmatrix}$$

2.2 隔振装置力分析

设静平衡时, E_1 点、 E_2 点广义力分别为 $F_1 = [f_{1x}, f_{1y}, f_{1z}, n_{1x}, n_{1y}, n_{1z}]^T$, $F_2 = [f_{2x}, f_{2y}, f_{2z}, n_{2x}, n_{2y}, n_{2z}]^T$ 。仅有弹性力时, 上述广义力为:

$F_1 = K\Delta e_1, F_2 = K\Delta e_2$ 。式中 $K = k(J_1^*)^T J_1^* = k(J_2^*)^T J_2^*$, 为常量。仅有阻尼力时, 上述广义力为: $F_1 = C\dot{e}_1, F_2 = C\dot{e}_2$ 。式中 $C = c(J_1^*)^T J_1^* = c(J_2^*)^T J_2^*$, 为常量。

阻尼力与弹性力的方向沿 Stewart 机构支腿方向, 因是微幅振动, 取运动前的方向。把它们向 E 点平移, 合力大小为

$$C\dot{e}_1 + C\dot{e}_2 + K\Delta e_1 + K\Delta e_2 = C(\dot{e}_1 + \dot{e}_2) + K(e_1 + e_2)$$

阻尼力和弹性力向 E 点平移时将产生附加力矩, 求法如下。

移动副 i 阻尼力的作用点在 A_i 点, 该阻尼力对 E 点的矩矢 $m_E(c\dot{q}_i)$ 等于 E 点到 A_i 点的矢径与力

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ m_{x(c,1-6)} \\ m_{y(c,1-6)} \\ m_{z(c,1-6)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{1y}s_{1z} - a_{1z}s_{1y} & a_{2y}s_{2z} - a_{2z}s_{2y} & a_{3y}s_{3z} - a_{3z}s_{3y} & a_{4y}s_{4z} - a_{4z}s_{4y} & a_{5y}s_{5z} - a_{5z}s_{5y} & a_{6y}s_{6z} - a_{6z}s_{6y} \\ a_{1z}s_{1x} - a_{1x}s_{1z} & a_{2z}s_{2x} - a_{2x}s_{2z} & a_{3z}s_{3x} - a_{3x}s_{3z} & a_{4z}s_{4x} - a_{4x}s_{4z} & a_{5z}s_{5x} - a_{5x}s_{5z} & a_{6z}s_{6x} - a_{6x}s_{6z} \\ a_{1x}s_{1y} - a_{1y}s_{1x} & a_{2x}s_{2y} - a_{2y}s_{2x} & a_{3x}s_{3y} - a_{3y}s_{3x} & a_{4x}s_{4y} - a_{4y}s_{4x} & a_{5x}s_{5y} - a_{5y}s_{5x} & a_{6x}s_{6y} - a_{6y}s_{6x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c\dot{q}_1 \\ c\dot{q}_2 \\ c\dot{q}_3 \\ c\dot{q}_4 \\ c\dot{q}_5 \\ c\dot{q}_6 \end{bmatrix}$$

类似可算出 12 个阻尼力所产生的附加合力矩 $m_{(c)}$ 及弹性力向 E 点平移的附加合力矩 $m_{(k)}$ 。

3 自由振动方程及其解

以上平台(含被运输对象)为研究对象, 设其质量和转动惯量分别为 m, I_x, I_y, I_z 。为便于分析, 认为质心在上平台中心 E 点处。自由振动时上平台所受到的阻尼力、弹性力以及阻尼力、弹性力产生的附加力矩, 应与惯性力和惯性力偶相平衡。即

$$M\ddot{e} + C(\dot{e}_1 + \dot{e}_2) + m_{(c)} + K(e_1 + e_2) + m_{(k)} = 0$$

由式(1)得

$$M\ddot{e} + 2C\dot{e} + m_{(c)} + 2Ke + m_{(k)} = 0$$

简写为 $M\ddot{e} + C'\dot{e} + K'e = 0$

设隔振装置 Stewart 机构支腿长度 $L = 0.3 \text{ m}$, 弹簧系数 $k = 7000 \text{ N/m}$, 阻尼系数 $c = 150 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, 转动惯量 $I_x = 22.96 \text{ kg}\cdot\text{m}^2, I_y = 2.8 \text{ kg}\cdot\text{m}^2, I_z = 25.2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 。

3.1 无阻尼自由振动

无阻尼自由振动方程 $M\ddot{e} + K'e = 0$ 的特征值及固有频率为

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \omega_{n1}^2 = \omega_{n2}^2 = \omega_{n3}^2 = \frac{4k}{m} = 333.333 \text{ 3}$$

$$f_1 = f_2 = f_3 = \frac{\omega_{n1}}{2\pi} = 2.906 \text{ Hz}$$

$$\lambda_4 = \omega_{n4}^2 = \frac{40}{3}kL^2 = 365.853 \text{ 6} \quad f_4 = \frac{\omega_{n4}}{2\pi} = 3.045 \text{ 7}$$

$c\dot{q}_i$ 的矢量积^[5], 即

$$m_E(c\dot{q}_i) = \begin{vmatrix} i & j & k \\ a_{ix} & a_{iy} & a_{iz} \\ c\dot{q}_i s_{ix} & c\dot{q}_i s_{iy} & c\dot{q}_i s_{iz} \end{vmatrix}$$

移动副 i 阻尼力对 3 个坐标轴的矩为^[5]

$$m_x(c\dot{q}_i) = a_{iy}c\dot{q}_i s_{iz} - a_{iz}c\dot{q}_i s_{iy} = c\dot{q}_i(a_{iy}s_{iz} - a_{iz}s_{iy})$$

$$m_y(c\dot{q}_i) = c\dot{q}_i(a_{iz}s_{ix} - a_{ix}s_{iz})$$

$$m_z(c\dot{q}_i) = c\dot{q}_i(a_{ix}s_{iy} - a_{iy}s_{ix})$$

由矩阵可计算出第 1~6 个移动副阻尼力对 3 个坐标轴合力矩 m_x, m_y, m_z 。

$$\lambda_5 = \omega_{n5}^2 = \frac{8}{3}kL^2 = 600 \quad f_5 = \frac{\omega_{n5}}{2\pi} = 3.900 \text{ 5}$$

$$\lambda_6 = \omega_{n6}^2 = \frac{56}{3}kL^2 = 466.668 \text{ 0} \quad f_6 = \frac{\omega_{n6}}{2\pi} = 3.439 \text{ 9}$$

求得与 6 个特征值所对应的特征向量, 得到方程的解为

$$e(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -3.244 \text{ 1} & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 3.247 \text{ 1} & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} D_1 \sin(18.26t + \varphi_1) \\ D_2 \sin(18.26t + \varphi_2) \\ D_3 \sin(18.26t + \varphi_3) \\ D_4 \sin(19.127 \text{ 3}t + \varphi_4) \\ D_5 \sin(24.494 \text{ 8}t + \varphi_5) \\ D_6 \sin(21.602 \text{ 5}t + \varphi_6) \end{bmatrix}$$

由此可见, 对于所选定的参数, 该装置固有频率为 5 Hz 以下。由特征值的表达式可见, 改变弹性系数 k 和 Stewart 机构支腿长度 L , 可改变系统固有频率, 使之远离工作频率。

3.2 有阻尼自由振动

方程 $M\ddot{e} + C'\dot{e} + K'e = 0$ 的特征值为

$$\lambda_i = \frac{-2c \pm 2\sqrt{c^2 - mk}}{m} = -3.5714 \pm 17.9045i$$

(i = 1 ~ 6)

$$\lambda_7 = \lambda_8 = \frac{-\frac{40}{3}cL^2 \pm \sqrt{\left(\frac{40}{3}cL^2\right)^2 - 4I_x\left(\frac{40}{3}kL^2\right)}}{2I_x} =$$

$$-3.9199 \pm 18.7298i$$

$$\lambda_9 = \lambda_{10} = \frac{-\frac{8}{3}cL^2 \pm \sqrt{\left(\frac{8}{3}cL^2\right)^2 - 4I_y\left(\frac{8}{3}kL^2\right)}}{2I_y} =$$

$$-6.4286 \pm 23.6363i$$

$$\lambda_{11} = \lambda_{12} = \frac{-\frac{56}{3}cL^2 \pm \sqrt{\left(\frac{56}{3}cL^2\right)^2 - 4I_z\left(\frac{56}{3}kL^2\right)}}{2I_z} =$$

$$-5 \pm 21.0159i$$

与 $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = -3.5714 + 17.9045i$ 、 $\lambda_4 = \lambda_5 = \lambda_6 = -3.5714 - 17.9045i$ 对应的 6 个特征向量分别是 $[1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 3.2475 - 0.0002i \ 0]^T$ 、 $[0 \ 1 \ 0 \ -3.2467 - 0.0002i \ 0 \ 0]^T$ 、 $[0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$ 、 $[1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 3.2475 + 0.0002i \ 0]^T$ 、 $[0 \ 1 \ 0 \ -3.2467 + 0.0002i \ 0 \ 0]^T$ 、 $[0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$ 。与 $\lambda_7 = \lambda_8 = -3.9199 \pm 18.7298i$ 对应的特征向量均为 $[0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0]^T$ ；与 $\lambda_9 = \lambda_{10} = -6.4286 \pm 23.6363i$ 对应的特征向量均为 $[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0]^T$ ；与 $\lambda_{11} = \lambda_{12} = -5 \pm 21.0159i$ 对应的特征向量均为 $[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]^T$ 。

由特征值和特征向量可写出方程解的表达式^[6]，将它化为三角函数形式^[6]，然后利用共轭复数对，将解化为实数解得

$$e(t) =$$

$$e^{-3.5714t} \left\{ \begin{bmatrix} 2H_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 6.495H_1 + 0.0004H_2 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(17.9045t) + \begin{bmatrix} -2H_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.0004H_1 - 6.495H_2 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(17.9045t) \right\} +$$

$$e^{-3.5714t} \left\{ \begin{bmatrix} 0 \\ 2H_3 \\ 0 \\ -6.4934H_3 + 0.0004H_4 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(17.9045t) + \begin{bmatrix} 0 \\ -2H_4 \\ 0 \\ 6.4934H_4 + 0.0004H_3 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(17.9045t) \right\} +$$

$$e^{-3.5714t} \left\{ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2H_5 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(17.9045t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -2H_6 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(17.9045t) \right\} + e^{-3.9199t} \left\{ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2H_7 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(18.7298t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -2H_8 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(18.7298t) \right\} +$$

$$e^{-6.4286t} \left\{ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2H_9 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(23.6363t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -2H_{10} \\ 0 \end{bmatrix} \sin(23.6363t) \right\} + e^{-5t} \left\{ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2H_{11} \\ -2H_{12} \end{bmatrix} \cos(21.0159t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin(21.0159t) \right\}$$

式中待定常数由施加于系统的初始条件决定。由解看出，上平台振动衰减较快，由特征值表达式可以清楚看出衰减速度与参数的关系。

4 仿真与实验

在 ADAMS 软件中建立双 Stewart 机构隔振装

置，在下平台施加脉冲激励进行仿真，3 个力和 3 个力矩的数值均取 $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 0.04, 2000) + \text{step}(\text{time}, 0.04, 2000, 0.12, -2000) + \text{step}(\text{time}, 0.12, -2000, 0.16, 0)$ 。

测量出仿真过程中上、下平台加速度。可以看出，不论沿坐标轴的 3 个移动，还是绕坐标轴的 3 个

转动,上平台加速度绝对值最大值均小于下平台的相应值,即移动、转动6种情况加速度传递系数均小

于1,实现了多维隔振。利用ADAMS软件还可得到6种情况加速度功率谱密度,如图2所示。

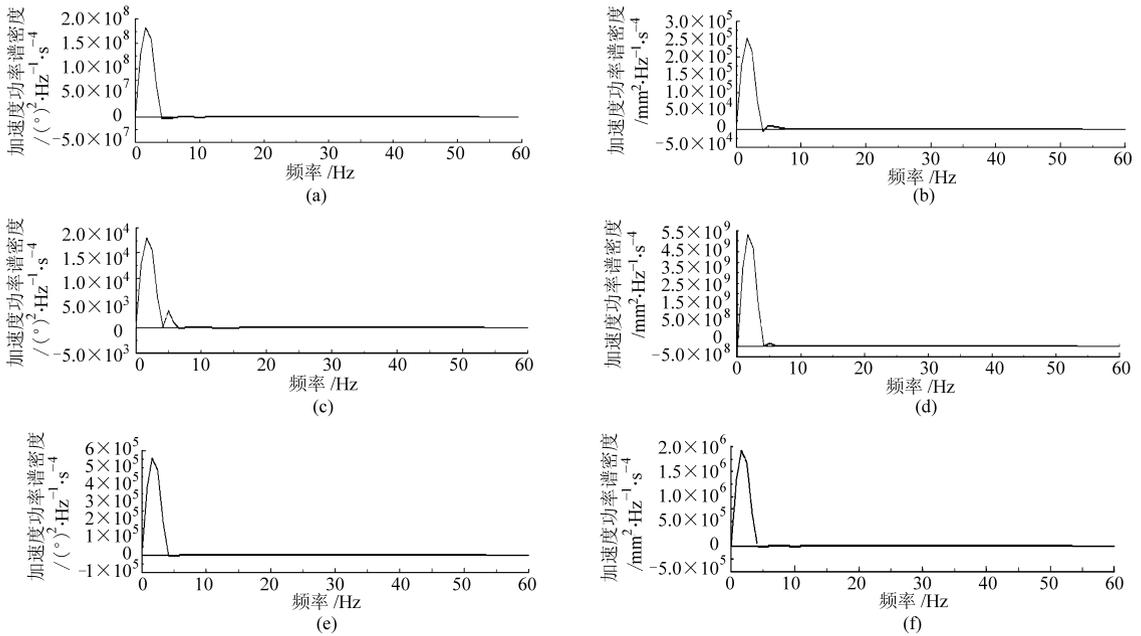


图2 加速度功率谱密度曲线

Fig.2 Acceleration power spectrum density

(a) x方向转动 (b) x方向移动 (c) y方向转动 (d) y方向移动 (e) z方向转动 (f) z方向移动

由图2可知,仿真与理论计算固有频率近似相等,说明上述理论分析是正确的,系统对频率大于5.5 Hz的各向激励响应较小,说明该隔振装置对频率大于5.5 Hz的各方向激励能起到较好的抑制和衰减。采用频率大于7 Hz的正弦激励作用于下平台,发现上平台加速度绝对值最大值均小于下平台的相应值,即移动、转动6种情况加速度传递系数均小于1,实现了多维隔振。

该装置以微型气缸、活塞构成移动副,通过调节气缸进出口的大小调节上下运动阻尼力。按“二阶系统瞬态响应性能指标”理论决定阻尼比的值,在下平台施加脉冲激励,通过DH5932型测量仪测出上、下平台沿3个坐标轴平移的加速度^[7],如图3所示。

由图3看出,上平台加速度绝对值最大值均小于下平台的相应值,即对于沿3个坐标轴的移动,加速度传递系数均小于1。

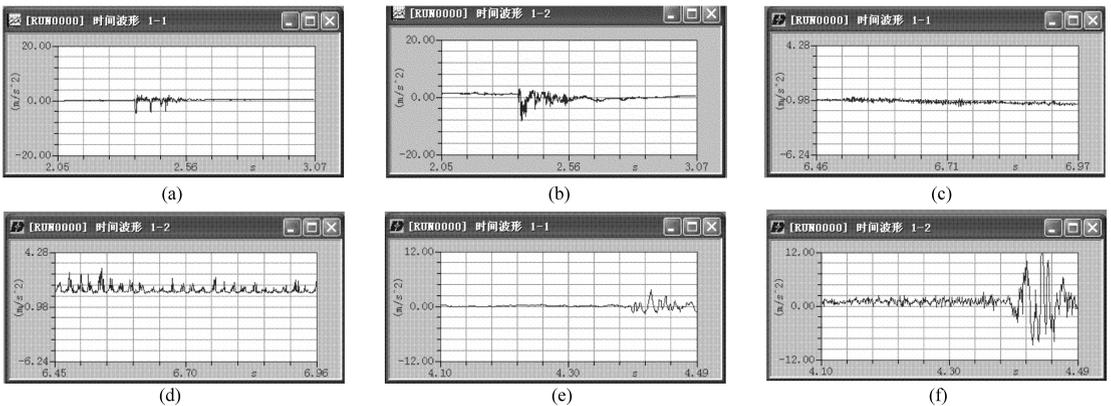


图3 上、下平台平移加速度曲线界面

Fig.3 Accelerations of up-platform and down-platform

(a) x方向上平台平移加速度 (b) x方向下平台平移加速度 (c) y方向上平台平移加速度 (d) y方向下平台平移加速度 (e) z方向上平台平移加速度 (f) z方向下平台平移加速度

5 结束语

下平台作为多维隔振装置,利用一层结构即可实现多维隔振,具有简单实用的特点。对于本文所选定

以反向对称布置的双直角 Stewart 机构及上、

(下转第 183 页)

高的情况下,该通风工况能满足作物生长发育的温度要求。

结论是在假设风向垂直于屋脊且未考虑作物生

理活动及土壤蒸发的情况下得出的,由于实际生产中风向多变,进一步的研究应该对以上3个方面加以考虑,以使结论更具有实际指导意义。

参 考 文 献

- 1 邓玲黎,李百军,毛罕平.长江中下游地区温室室内温湿度预测模型的研究[J].农业工程学报,2004,20(1):263~266.
Deng Lingli, Li Baijun, Mao Hanping. Forecasting model of inter temperature and humidity for intelligent greenhouses in the middle and lower reaches of the Yangtze River [J]. Transactions of the CSAE, 2004,20(1):263~266. (in Chinese)
- 2 佟国红,李保明.日光温室各表面太阳辐射照度的模拟计算[J].中国农业大学学报,2006,11(1):61~65.
Tong Guohong, Li Baomin. Simulation of solar radiation on surfaces of a solar greenhouse [J]. Journal of China Agricultural University, 2006, 11(1):61~65. (in Chinese)
- 3 胥芳,张力彬,陈教料,等.玻璃温室小气候温湿度动态模型的建立与仿真[J].农业机械学报,2005,36(11):102~106.
Xu Fang, Zhang Libin, Chen Jiaoliao, et al. Modeling and simulation of subtropical greenhouse microclimate in China[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(11):102~106. (in Chinese)
- 4 Mistriotis A, Arcidiacono C, Picuno P, et al. Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero and low-wind-speeds[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 1997, 88(1~4): 121~135.
- 5 Bartzanas T, Boulard T. Effect of vent arrangement on windward ventilation of a tunnel greenhouse[J]. Biosystems Engineering, 2004, 88(4): 479~490.
- 6 陈教料,胥芳,张力彬,等.基于CFD技术的玻璃温室加热环境数值模拟[J].农业机械学报,2008,39(8):114~118.
Chen Jiaoliao, Xu Fang, Zhang Libin, et al. CFD-based simulation of the temperature distribution in glass greenhouse with forced-air heater[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(8):114~118. (in Chinese)
- 7 Kittas C, Bartzanas T. Greenhouse microclimate and dehumidification effectiveness under different ventilator configurations [J]. Building and Environment, 2007,42(10):3 774~3 784.
- 8 Swinbank W C. Long-wave radiation from clear skies[M]. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, 1963.
- 9 王福军.计算流体力学分析——CFD软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004:125.
- 10 Eren Ozcan S, Vranken E, Berckmans D. A critical comparison of existing ventilation rate determination techniques for building openings and prospects for future[C]// International Symposium on Air Quality and Waste Management for Agriculture, Broomfield, Colorado: 2007.

(上接第188页)

的参数,该装置固有频率在5 Hz以下。使用该装置,仿真可实现沿坐标轴的3个移动和绕坐标轴的

3个转动,加速度传递系数均小于1,振动衰减较快。依据所推导出的公式,合理确定该装置的刚度系数、阻尼系数和结构尺寸,可将该装置用于多维隔振。

参 考 文 献

- 1 Geng Z, Haynes L. Six degrees-of-freedom active vibration control using the Stewart platforms[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1994,2(1):45~53.
- 2 石奇端,马履中.六自由度并联机构组合弹簧阻尼减振装置研究[J].农业机械学报,2007,38(8):128~131.
Shi Qiduan, Ma Lüzhong. Research on the device of 6-DOF parallel mechanisms combined with elastic damping system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(8):128~131. (in Chinese)
- 3 陈修祥,马履中.六轴振动半主动控制装置设计与仿真[J].农业机械学报,2008,39(4):137~141.
Chen Xiuxiang, Ma Lüzhong. Simulation and design of six-axis vibration semi-active control device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(4):137~141. (in Chinese)
- 4 陈修祥,马履中.车载设备多维振动控制装置的设计及模态研究[J].自然科学进展,2007,17(4):551~555.
- 5 朱炳麒.理论力学[M].北京:机械工业出版社,2001:72~74.
- 6 程耀东,李培玉.机械振动学[M].杭州:浙江大学出版社,2005:124~126.
- 7 李德葆,陆秋海.工程振动试验分析[M].北京:清华大学出版社,2004:261~266.
- 8 张春林.高等机构学[M].北京:北京理工大学出版社,2005:121~127.