

doi: 10.7690/bgzdh.2024.06.008

六自由度运动模拟平台设计与分析

魏 国, 余 潇, 赵 益, 贺 廿六, 李绍民
(西南技术物理研究所, 成都 610041)

摘要: 针对实际道路测试周期长、成本高、容易受到恶劣天气影响等问题, 设计一种能够用于车载光电跟踪系统进行模拟试验的六自由度摇摆台。模拟扰动测试, 通过六自由度摇摆台提供扰动; 对六自由度摇摆台进行结构设计、运动及频率特性分析。结果表明, 该摇摆台能够推导其固有频率与机构刚度矩阵和质量矩阵的关系。

关键词: 六自由度摇摆台; 频率特性; 质量矩阵; 刚度矩阵

中图分类号: TM302 **文献标志码:** A

Design and Analysis of Six Degree of Freedom Motion Simulation Platform

Wei Guo, Yu Xiao, Zhao Yi, He Nianliu, Li Shaomin
(Southwest Institute of Technical Physics, Chengdu 610041, China)

Abstract: Aiming at the problems of long test cycle, high cost and vulnerable to bad weather in actual road test, a six-degree-of-freedom swaying platform is designed, which can be used for simulation test of vehicle-mounted electro-optical tracking system. The disturbance is provided by the six-degree-of-freedom (Dof) swaying platform. The structure design, motion and frequency characteristics analysis of the six-degree-of-freedom swaying platform are carried out. The results show that the relationship between the natural frequency and the stiffness matrix and mass matrix of the mechanism can be deduced.

Keywords: six degrees of freedom swaying platform; frequency characteristics; mass matrix; stiffness matrix

0 引言

随着激光跟瞄技术的不断发展, 车载光电跟踪系统凭借高精度和高机动性的特点被广泛应用于军事领域。目前, 对于车载光电跟踪系统跟踪精度和跟踪性能的测试主要有 2 种方法: 1) 实际道路测试, 该方法测试周期长, 测试成本高, 容易受到恶劣天气影响; 2) 模拟扰动测试, 通过六自由度摇摆台提供路谱信号扰动, 得到的数据更具科学性也更有价值。

摇摆台是一种并联形式机构, 具有 6 个自由度, 并联机构是在 20 世纪 30 年代由 Gwinnett 提出的, 之后由 Gough 设计的并联机构被用于轮胎耐磨性的检测^[1]。1965 年, Stewart 对 Gough 研究的并联机构进行了改进, 并将并联机构应用于飞行器的模拟^[2]。随着技术的不断进步, 六自由度运动模拟摇摆台已不仅局限于应用在飞行模拟器上, 尤其是对于汽车制造业, 美国、日本、欧洲等国已将并联机构实现了产业化。

国内对于摇摆台的研究开展较晚, 在 1996 年, 吉林大学研制出可模拟不同路况的汽车模拟器^[3],

该模拟器用来测试汽车各个零部件设计的合理性, 缩短了设计与测试周期, 实现了对汽车可靠性与安全性的检验。西安蓝天仿真科技公司设计的型号为 MA60 的飞行模拟器^[4], 以真实的客机为原型设计, 可真实复现飞行过程中飞机的各种姿态。

整体来说, 由于我国整体研究起步较晚, 并且还没有出现较为成熟的专门为测试车载光电跟踪系统性能的六自由度摇摆台^[5]。

笔者从实现车载光电跟踪系统性能测试的目标出发, 设计一种能够用于车载光电跟踪系统进行模拟试验的六自由度摇摆台, 进行结构与运动分析, 分析六自由度摇摆台的频率特性, 并推导了其固有频率与机构刚度矩阵和质量矩阵的关系。

1 六自由度运动模拟平台设计

1.1 设计要求与指标

- 1) 具有俯仰、横滚、航向 3 个方向的转动自由度, 以及纵移、横移、升沉 3 个方向的自由度;
- 2) 最大负载质量: 1 500 kg;
- 3) 运动频率: 0~5 Hz;
- 4) 最大运动参数如表 1 所示。

收稿日期: 2024-02-19; 修回日期: 2024-03-25

第一作者: 魏 国(1986—), 男, 四川人, 硕士。

表 1 系统参数指标

坐标轴	平移位移/mm	转动角位移/(°)
X	±200	±15
Y	±200	±15
Z	±200	±15

1.2 六自由度运动模拟平台总体设计

1) 平台坐标定义。

图 1 给出了坐标系定义, 坐标系原点位于上铰点分布圆中心^[6]。X 轴为 1 号和 6 号支腿相邻上铰点中间穿过。Z 轴向下, Y 轴按照右手定则确定, 上述坐标系定义与运动描述的对应关系为: X 向平移—横移; Y 向平移—纵移; Z 向平移—升降; 绕 X 轴旋转—纵摇; 绕 Y 轴旋转—横摇; 绕 Z 轴旋转—艏摇。

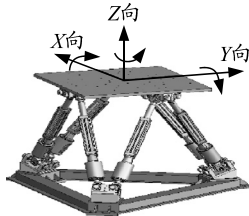


图 1 六自由度振动模拟系统坐标系

2) 机械系统设计。

六自由度振动模拟系统主要由上台面、电动缸、上铰组件、下铰组件和下台面组成。

上台面主外形尺寸定为 1 000 mm×1 000 mm×28 mm。如图 2 所示, 平台前三阶固有频率分别为 89.475、131.680、166.530 Hz。平台的固有频率均远高于六自由度振动模拟系统的最大运动频率 5 Hz, 不会产生共振。

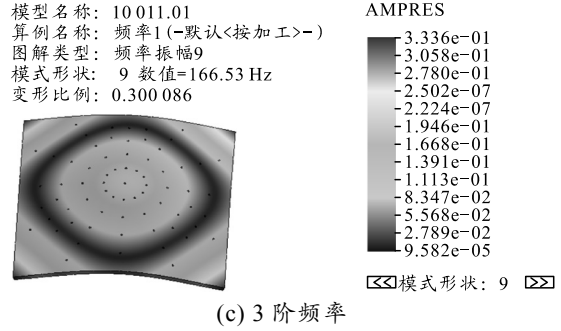
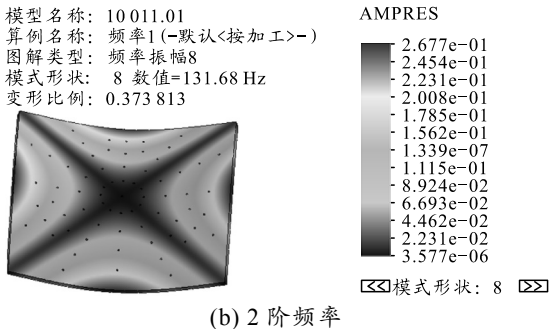
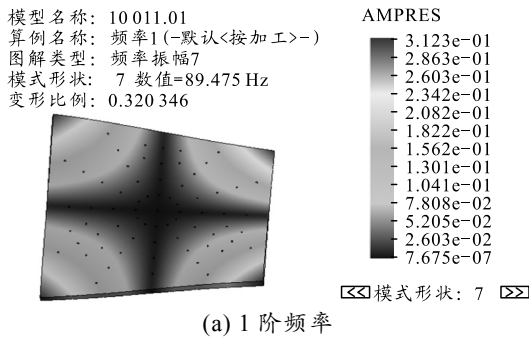


图 2 上台面前 3 阶的固有频率

六自由度振动模拟系统的下台面采用钢质焊接结构, 尺寸如图 3 所示。

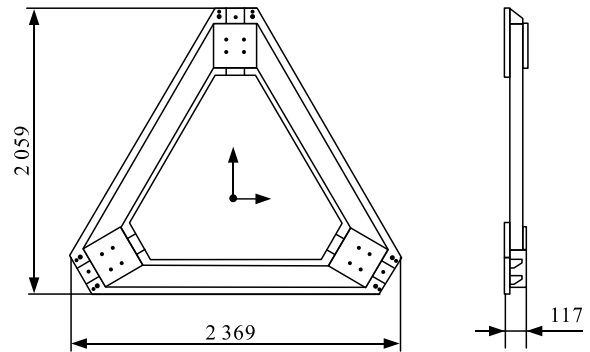
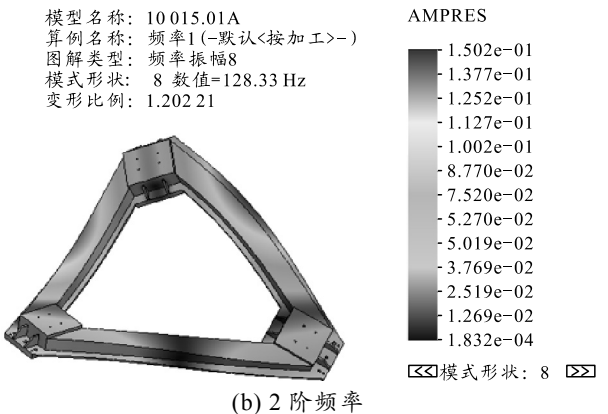
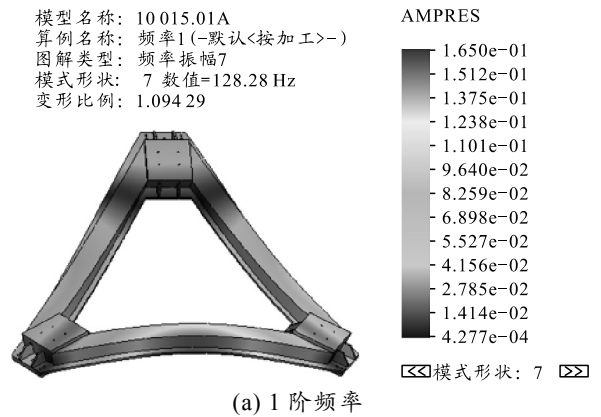
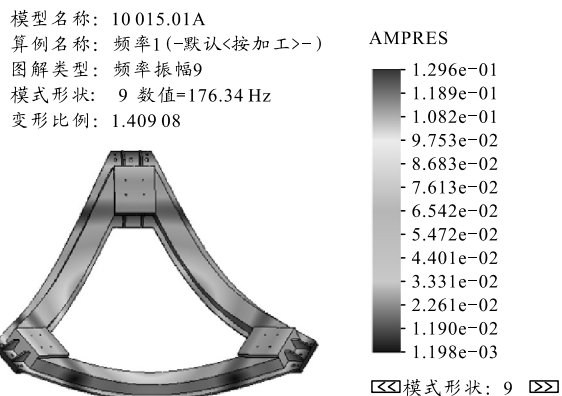


图 3 下台面外形尺寸

如图 4 所示, 下台面前三阶固有频率分别为 128.28、128.33、176.34 Hz。下台面的固有频率均高于单个结构的固有频率。





(c) 3 阶频率

图 4 下台面前 3 阶的固有频率

根据六自由度摇摆台各个自由度的工作空间范围, 初步确定其结构参数, 如表 2 所示

表 2 六自由度摇摆台结构参数

上铰点分布 圆半径/mm	上铰点短 边距/mm	上铰点短边 分布角/(°)	下铰点分布 圆半径/mm
450	156	25	780
下铰点短 边距/mm	下铰点短边 分布角/(°)	电动缸初始 长度/mm	
175	25	965	

2 机构运动与频率特性分析

2.1 机构运动分析与计算

通过分析姿态模拟台的平移与旋转, 找出电动缸需要的最大速度, 以及驱动系统的最大受力, 从而保证电动缸的速度和驱动力在安全范围之内。

1) 电动缸的出力与速度。

电动缸伺服电机采用日本松下 5 kW 电机, 输出转矩额定 24 N·m, 最大 71 N·m; 滚珠丝杠额定动载荷与额定静载荷分别为 7 755 kgf 与 19 375 kgf。

伺服电机通过刚性夹紧式联轴器将动力传输给滚珠丝杆。根据滚珠丝杠传动公式, 电动缸额定出力:

$$P = \frac{2\pi\eta T}{s} = \frac{2\pi * 0.96 * 24}{0.005} = 28951.5 \text{ N} = 2895 \text{ kgf}。 (1)$$

小于滚珠丝杠额定动载荷。最大出力 $P_{\max} = 9\ 340 \text{ N} \approx 934 \text{ kgf}$, 小于滚珠丝杠额定静载荷。滚珠丝杠能够满足使用需求。

计算得出电动缸活塞杆的额定伸缩速度:

$$V = \frac{ns}{60} = \frac{4000 * 0.005}{60} = 0.5 \text{ m/s} = 333 \text{ mm/s}。 (2)$$

最大速度 $V_{\max} = 0.5 \text{ m/s}$ 。

2) 电动缸的最大受力。

通过建立平台 3 维数模, 计算出上平台与上铰

链重量约为 220 kg, 上铰圆距离上平台上表面为 360 mm, 并且负载重量按 1 500 kg 计算。

3) 达到各向平移速度。

当平台 X 向平移 $\pm 200 \text{ mm}$, 运行周期为 6.28 s 时, 计算得出平台 X 向速度为 200 mm/s, 再分析在此条件下的电缸速度计算得出电动缸的速度为 108.6 mm/s 小于额定速度 300 mm/s。

对于 Y 向平移速度与 Z 向平移速度同理计算可得电动缸的速度分别为 100.366、168.4 mm/s, 小于额定速度 300 mm/s。

4) 达到绕各轴的角速度。

当平台绕 X 轴转角为 $\pm 15^\circ$, 运行周期为 6.28 s 时, 计算得出平台绕 X 轴的角速度为 15 (°)/s, 再分析在此条件下的电缸速度计算得出电动缸的速度为 75.225 mm/s 小于额定速度 300 mm/s。

对于绕 Y 轴的角速度与绕 Z 轴的角速度同理计算可得电动缸的速度分别为 75.975、51.825 mm/s, 小于额定速度 300 mm/s。

5) 达到各向平移加速度。

当平台 X 向平移 $\pm 200 \text{ mm}$, 运行周期为 5.13 s 时, 计算得出平台 X 向加速度为 300 mm/s², 再分析在此条件下的电缸速度与受力, 计算得出电动缸的速度为 108.6 mm/s 小于额定速度 300 mm/s, 留有余量。驱动系统受力为 131.697 kgf 小于电动缸额定出力 2 895 kgf; 因此, 电动缸有足够的出力实现 X 向平移速度。

对于 Y 向平移加速度与 Z 向平移加速度, 计算得出电动缸的速度分别为 100.366、168.4 mm/s, 驱动系统受力分别为 2 895、130.7 kgf, 小于电动缸额定出力, 故有足够的出力实现各向平移速度。

6) 达到绕各轴的角加速度。

当平台绕 X 轴转角为 $\pm 15^\circ$, 运行周期为 1.72 s 时, 计算得出平台绕 X 轴的角加速度为 200 (°)/s², 再分析在此条件下的电缸速度与受力, 计算得出电动缸的速度为 274.112 mm/s 小于额定速度 300 mm/s。驱动系统受力为 2 556.18 kgf 小于电动缸出力 2 895 kgf; 因此, 电动缸有足够的出力实现平台绕 X 轴的角速度。

同理, 对于绕 Y 轴的角加速度与绕 Z 轴的角加速度, 计算得出电动缸的速度分别为 274.112 与 189.23 mm/s, 驱动系统受力分别为 2 550.5 与 1 911.36 kgf, 小于电动缸出力。综上, 电动缸有足够的出力实现平台绕各轴的角速度。

2.2 机构频率特性分析

首先要求得六自由度摇摆台的刚度矩阵，然后要求得六自由度摇摆台的质量矩阵，结合刚度矩阵和质量矩阵^[5]，求得机构的固有频率。

1) 机构刚度矩阵分析。

笔者所研究的六自由度摇摆台在运动过程中，上平台所载荷基本不变，且运动速度较缓；因此，对机构的静刚度进行分析即可。

六自由度摇摆台为 6-UCU 的结构形式，可将 6 个电动缸视为二力杆。当上平台在受到外部静载荷的作用下，电动缸也会产生轴向的弹性变形，如图 5 所示。

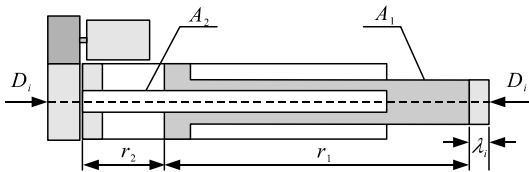


图 5 电动缸轴向弹性变形

将上平台所受静载荷在质心处的等效力记作 F ，所受力矩记为 T ，由于可将摇摆台上平台以及虎克铰视为刚体，根据虚功原理可以得到如下矩阵关系式：

$$\begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \\ D_6 \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \\ \lambda_4 \\ \lambda_5 \\ \lambda_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} dp_4 \\ dp_5 \\ dp_6 \\ dp_1 \\ dp_2 \\ dp_3 \end{pmatrix} \quad (3)$$

式中： D_i 为摇摆台每个支腿电动缸驱动力的大小； λ_i 为摇摆台每个支腿电动缸在轴向产生的弹性形变； dp_i 为摇摆台上平台位置和姿态的微变量。

进一步可得如下矩阵关系式：

$$\begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix}^T = J^T \cdot \begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \\ D_6 \end{pmatrix} \quad (4)$$

由二力杆拉压变形公式可得电动缸所受力与形变满足如下关系表达式：

$$\lambda_i = F_i / \kappa_i, \quad \kappa_i = E / (r_{i1} / A_1 + r_{i2} / A_2) \quad (5)$$

式中： k_i 为电动缸的等效刚度； E 为电动缸所用材料的弹性模量； A_1 为电动缸缸杆的有效截面积，

mm^2 ； A_2 为电动缸滚珠丝杠的有效截面积， mm^2 。

得到电动缸的驱动力与形变的关系如下式所示：

$$\begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \\ D_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \kappa_1 & & & & & \\ & \kappa_2 & & & & \\ & & \kappa_3 & & & \\ & & & \kappa_4 & & \\ & & & & \kappa_5 & \\ & & & & & \kappa_6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \\ \lambda_4 \\ \lambda_5 \\ \lambda_6 \end{pmatrix} \quad (6)$$

令：

$$\kappa = \begin{pmatrix} \kappa_1 & & & & & \\ & \kappa_2 & & & & \\ & & \kappa_3 & & & \\ & & & \kappa_4 & & \\ & & & & \kappa_5 & \\ & & & & & \kappa_6 \end{pmatrix} \quad (7)$$

可得：

$$\begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix} = J^T \cdot \kappa \cdot (\lambda_1 \ \lambda_2 \ \lambda_3 \ \lambda_4 \ \lambda_5 \ \lambda_6)^T \quad (8)$$

故可得到：

$$\begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix} = J^T \cdot \kappa \cdot J \cdot (dp_4 \ dp_5 \ dp_6 \ dp_1 \ dp_2 \ dp_3)^T \quad (9)$$

可得六自由度摇摆台机构的刚度矩阵为：

$$K = J^T \cdot \kappa \cdot J \quad (10)$$

2) 机构质量矩阵分析。

同时考虑上下支腿质量和惯性的影响，建立机构的质量矩阵。六自由度摇摆台的质量矩阵可表示为：

$$M_P = \begin{bmatrix} mE + \sum_{i=1}^6 Q_{pi} & m\tilde{r}_c^T + \sum_{i=1}^6 Q_{pi} \tilde{p}_i^T \\ m\tilde{r}_c + \sum_{i=1}^6 \tilde{p}_i Q_{pi} & I_m + m\tilde{r}_c \tilde{r}_c^T + \sum_{i=1}^6 \tilde{p}_i Q_{pi} \tilde{p}_i^T \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中： m 为上平台质量， kg ； \tilde{r}_c^T 为电动缸上支腿质量阵。

将六自由度摇摆台质量矩阵记为：

$$M_P = \begin{bmatrix} M & H^T \\ H & I \end{bmatrix}; \quad (12)$$

$$\sum_{i=1}^6 Q_{pi} = \bar{m}(6E - A) + m_s A; \quad (13)$$

$$\bar{m} = m_c (b_c^2 / l^2) + m_s (1 - b_s / l)^2 \quad (14)$$

式中： m_c 为电动缸上支腿质量， kg ； c_b 为电动缸上支腿长度， mm 。

进一步可得如下矩阵：

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} M_{11} & & \\ & M_{22} & \\ & & M_{33} \end{pmatrix}; \quad (15)$$

$$M_{11} = m + 6\bar{m} + 3(m_s - \bar{m})(r_b^2 - r_p^2) / l^2; \quad (16)$$

$$M_{11} = m + 6\bar{m} + 3(m_s - \bar{m})(r_b^2 - r_p^2) / l^2; \quad (17)$$

$$M_{11} = m + 6\bar{m} + 6(m_s - \bar{m})h^2 / l^2. \quad (18)$$

式中： m_s 为电动缸下支腿质量，kg； b_r 为下平台铰点分布圆半径，mm； p_r 为上平台铰点分布圆半径，mm； h 为上平台静载荷质心竖直方向上的高度，mm。

另外，对于矩阵 \mathbf{H} 的计算来说：

$$\sum_{i=1}^6 \tilde{p}_i Q_{pi} = \bar{m} \sum_{i=1}^6 \tilde{p}_i. \quad (19)$$

进一步可得：

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} 0 & -mh & 0 \\ mh & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -H & 0 \\ H & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (20)$$

对于矩阵 \mathbf{I} 来说：

$$\sum_{i=1}^6 \tilde{p}_i Q_{pi} \tilde{p}_i^T = \bar{m} \sum_{i=1}^6 \tilde{p}_i \tilde{p}_i^T + (m_s - \bar{m})C. \quad (21)$$

进一步将矩阵 \mathbf{I} 转化为对角阵的形式，其表达式为：

$$\mathbf{I} = \begin{pmatrix} I_{11} & & \\ & I_{22} & \\ & & I_{33} \end{pmatrix}. \quad (22)$$

$$\begin{aligned} I_{11} &= I_{xx} + mh^2 + 3\bar{m}r_p^2 + 3(m_s - \bar{m})h^2r_p^2 / l^2; \\ I_{22} &= I_{yy} + mh^2 + 3\bar{m}r_p^2 + 3(m_s - \bar{m})h^2r_p^2 / l^2; \\ I_{33} &= I_{zz} + 6\bar{m}r_p^2 + 6(m_s - \bar{m})r_p^2(r_b^2 - r_p^2) / l^2. \end{aligned} \quad (23)$$

综上所述，可得六自由度摇摆台机构的质量矩阵为：

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_{11} & 0 & 0 & 0 & H & 0 \\ 0 & M_{22} & 0 & -H & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -H & 0 & I_{11} & 0 & 0 \\ H & 0 & 0 & 0 & I_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{33} \end{bmatrix}. \quad (24)$$

3) 机构固有频率分析。

根据多自由度无阻尼正定振动系统的振动理论可得其振动方程的表达式：

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t). \quad (25)$$

摇摆台系统的固有频率可根据系统特征行列式

的特征值求得，系统特征行列式的特征根与系统固有频率 f 之间的关系为：

$$\lambda_p = \omega^2 = (2\pi f)^2. \quad (26)$$

于是可得系统固有频率 f 与系统特征行列式的特征值之间的关系为：

$$f = \sqrt{\lambda_p} / 2\pi. \quad (27)$$

这里选取系统中位的情况进行特征行列式的求解，得到结果。由系统 6 个特征向量组成的矩阵 \mathbf{U} 可以看出，各个方向存在耦合运动，但影响很小。固有频率矩阵 \mathbf{f} 表示了摇摆台 6 个方向自由度的固有频率，其中偏航自由度的固有频率最高，横摇和纵摇的固有频率由于机构具有对称性几乎相同，升沉自由度的固有频率也高于横移和纵移的固有频率；同时，横移纵移也由于机构的对称性使其固有频率几乎一致。

$\mathbf{U} =$

$$\begin{bmatrix} 0.0086 & -0.1324 & 1.0000 & -0.2145 & -0.2165 & -0.6541 \\ 0.0269 & 1.0000 & 0.0445 & -0.5461 & -0.0546 & -0.2134 \\ 0.0875 & 0.1654 & -0.3648 & -1.0000 & 0.2143 & -0.2645 \\ 0.0723 & -0.0234 & 0.2789 & 0.2564 & 0.4564 & -1.0000 \\ 1.0000 & -0.0255 & 0.0324 & 0.1276 & -0.0214 & 0.2432 \\ 0.0258 & 0.0287 & 0.1548 & -0.1984 & 1.0000 & 0.2174 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} 5.8160 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4.2689 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4.2411 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3.8340 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 3.4381 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3.4458 \end{bmatrix}.$$

3 结论

笔者设计一种能够用于车载光电跟踪系统进行模拟试验的六自由度摇摆台，主要工作总结如下：

1) 明确了摇摆台的技术指标要求，包括工作空间范围以及 6 个自由度的工作频率；并根据技术指标对摇摆台整体结构进行设计。

2) 求解六自由度摇摆台的刚度矩阵，与质量矩阵，同时考虑解耦性的要求，求得机构的固有频率。

参考文献：

[1] MERLET J P. Parallel Robots: Second Edition[M]. Netherlands: Springer, 2006: 70-93, 166-170, 179-181, 206-208.