机载光电平台减振系统布局设计与分析

王玮琪* 鲁 明
沈阳飞机设计研究所扬州协同创新研究院有限公司，扬州，225000

摘要：航空光电探测设备在军事领域得到广泛应用，为保证光电平台在机载振动环境下的成像质量和稳定精度，必须进行合理的减振设计。通过建立减振系统的动力学模型，分析减振刚度、减振系统布局形式以及光电平台质心位置对减振系统性能的影响，发现最大化减振布置跨距并控制光电平台质心与减振刚度中心重合的减振布局方案最优。最后，结合机载随机振动环境对系统减振布局模型进行了有限元仿真分析，结果表明：减振布置跨距的增大对固有频率点附近的角振动有显著抑制作用，角振动幅值降幅可达70%；光电平台质心与减振刚度中心的距离越近，线振动耦合产生的角振动幅度越小，严格控制质心与刚度中心距离小于5 mm，可降低角振动均方根值84%以上；提高减振系统阻尼比，可以有效地减小角振动幅值。

关键词：光电平台；减振；角振动；刚度中心
中图分类号：TN206
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.08.015 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**：

Layout Design and Analysis of Vibration Damping System for Airborne Optoelectronic Platform

WANG Weiqi* LU Ming
Shenyang Aircraft Design and Research Institute Yangzhou Collaborative Innovation Research Institute Co., Ltd., Yangzhou, Jiangsu, 225000

Abstract: Airborne optoelectronic detection equipment is a critical component in military applications. To ensure the imaging quality and stabilization accuracy of the optoelectronic platform under airborne vibration environments, an appropriate vibration isolation design is essential. A dynamic model of the vibration isolation system is developed to analyze the effects of isolation stiffness, layout configuration, and the center-of-mass position of the optoelectronic platform on system performance. Results indicate that the optimal layout scheme is to maximize the span of the isolator arrangement while ensuring coincidence between the platform's center of mass and the stiffness center of the isolation system. Finite element simulation is further conducted on the system layout model under airborne random vibration conditions. The simulation results show that increasing the isolation span significantly suppresses angular vibration near the natural frequency points, achieving a reduction in angular vibration amplitude of up to 70%. A smaller distance between the platform's center of mass and the stiffness center leads to reduced angular vibration amplitude induced by linear vibration coupling. Strictly controlling this distance to within 5 mm can reduce the root-mean-square (RMS) value of angular vibration by more than 84%. Additionally, increasing the damping ratio of the isolation system effectively attenuates the angular vibration amplitude.

Key words: optoelectronic platform; vibration reduction; angular vibration; stiffness center

0 引言

在现代航空领域，机载光电平台发挥着至关重要的作用，它广泛应用于地形测绘、目标侦察、环境观测等关键任务场景。对于光电平台，成像的清晰度和稳定精度直接决定了任务执行的成败，是平台功能实现的基础和保障，也是平台设计、生产及使用过程中的一个重点问题，它直接决定了平台的性能[1]。然而，在实际飞行过程中，载机不可避免地会产生各种复杂的振动，这些振动主要来源于发动机运转、空气动力的作用以及飞行姿态的调整等因素，具有振动量值大、振动频率宽等特点，基本涵盖了5～2000 Hz带宽内不同量值的振动，这些振动如果直接传递到光电平台上，会极大地降低平台的成像质量和稳定精度，故必

收稿日期：2025-08-17

须对平台进行减振设计[2-3]。目前光电吊舱内部的伺服稳定系统控制带宽可达25 Hz左右，系统对控制带宽内的振动具有明显的抑制效果，而25～2000 Hz及以上的振动扰动需减振隔离[4]。振动所引起的像质变化，角振动大于线振动，在垂直于视轴的平面内尤为严重[5]，因此，抑制角振动是光电平台减振技术的重点。

被动减振系统凭借结构简单、经济性好、工作稳定可靠、空间占用小、无需外部能源输入等优点，成为使用最为广泛的减振系统。光电平台被动减振技术可以分为单级减振技术、多级减振技术和无角位移机构减振技术。单级减振技术和多级减振技术在工程中的应用较广泛，设备通过一组或多组减振器与安装基础柔性连接实现振动隔离，该方式结构简单、适用性强，具有较好的工程效果[6]；无角位移机构减振技术则是通过特定机构限制角位移实现无角位移振动，但其结构复杂、工程实现难度大[7]，无法隔离直接激励的角振动。

国内外学者针对减振设计进行了深入的研究[8-11]，主要集中在减振器刚度、频率的选择及使用传统方法进行结构加固设计等方面。朱健勇[12]、张泽清[13]研究了光电平台质心位置偏移对减振的影响。齐媛等[14]提出了一种新型机载光电稳瞄平台的柔性减振设计方法。师永宁[15]通过有限元手段对不同布局形式的减振系统进行分析对比。安源等[16]采用在内外框架之间对称的弹性布局方案，有效地解除了线振动对角振动耦合的影响。王子辰等[17]研究了阻尼减振器安装中心距对隔振及载荷成像效果的影响。

本文聚焦减振布置跨距以及质心与减振刚度中心距离对线振动耦合产生角振动的影响分析，对现有研究进行了补充。通过建立不同减振系统布局形式的动力学模型，对比分析了不同布局形式的减振效果，明确最优减振布局形式，并提出减振系统的设计和优化思路。

1　减振器参数设计

减振系统设计的重点在于确定减振器的刚度系数和阻尼系数，使系统达到满意的响应。系统的单个方向可以简化为单自由度系统，假设被隔离物体的质量为m，减振器刚度为k，阻尼为c，基础振动运动方程为$Y_0=A_0\sin ft$，则系统的固有频率$f_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$，系统的阻尼比$\xi=\frac{c/m}{2\sqrt{k/m}}$，频率比$\lambda=f/f_0$；假设物体的振动运动方程为$Y=A\sin(f_1t-\varphi)$，振动传递率为

$$T=\left|\frac{A}{A_0}\right|=\frac{\sqrt{1+(2\xi\lambda)^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\xi\lambda)^2}} \tag{1}$$

振动传递率T与频率比λ及阻尼比ξ三者之间的关系如图1所示，当λ很小时，$T\approx1$；当$0<\lambda<1$时，T随λ的增大而增大；当$\lambda=1$时，T达到最大值，在ξ较小的情况下，T可以很大(图1中ξ=0.05时，$T>6$部分的曲线未呈现)，在没有阻尼的情况下，即$\xi=0$时，T就会变成无限大，此时系统处于共振状态；当$\lambda>1$时，T随λ的增大而减小；当$\lambda=\sqrt{2}$时，$T=1$，此时系统无隔振效果；当$\lambda>\sqrt{2}$时，$T<1$，系统才有减振效果；当$\lambda>5$后，T的变化并不明显。因此，越小的系统固有频率f_0对机载宽频振动的衰减越有利；适当的系统阻尼比ξ既可有效抑制共振，又不会显著影响对高频振动的衰减。

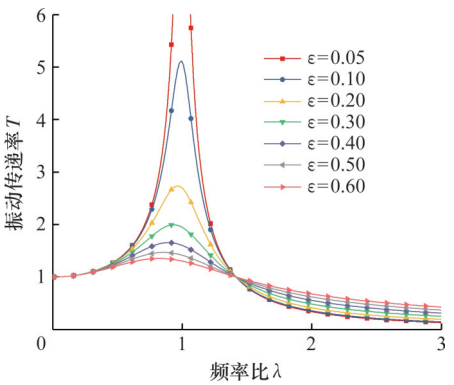


图1　振动传递率与频率比的关系曲线

Fig.1　Curve of the relationship between transmissibility and frequency ratio

减振器参数的设计除了考虑振动传递率外，还要考虑系统稳定性和设备适配性。通常机载光电平台减振系统固有频率f_0的设计值为10～30 Hz[18]，阻尼比ξ的设计值为0.1～0.2[3]。

2　减振系统动力学模型

图2为光电平台振动示意图，$o_0x_0y_0z_0$为固定坐标系，$oxyz$为随平台运动的动坐标系。平台在平衡位置时，固定坐标系与动坐标系重合，坐标原点均位于平台质心处。平台的运动可以用质心偏离其平衡位置的位移x_0、y_0、z_0表示，其绕质心的转动用分解为绕过质心的三个坐标轴的转角α、β、γ表示，则平台上任意一点的位移x、y、z为

$$\left.\begin{aligned}x&=x_0-y_i\gamma+z_i\beta\\y&=y_0-z_i\alpha+x_i\gamma\\z&=z_i-x_i\beta+y_i\alpha\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

其中，x_i、y_i、z_i为平台上任意一点在动坐标系上的坐标。平台刚体动能为

$$T=\frac{1}{2}m(\dot{x}_0^2+\dot{y}_0^2+\dot{z}_0^2)+\frac{1}{2}(J_x\dot{\alpha}^2+J_y\dot{\beta}^2+J_z\dot{\gamma}^2) \tag{3}$$

设单个减振器在三个方向上的刚度分别为k_{xi}、k_{yi}、k_{zi}，则其应变势能为

$$V=\frac{1}{2}\sum[k_{xi}(x_0-y_i\gamma+z_i\beta)^2+k_{yi}(y_0-z_i\alpha+x_i\gamma)^2+k_{zi}(z_0-x_i\beta+y_i\alpha)^2] \tag{4}$$

将上式动能和势能代入拉格朗日方程，得

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{\boldsymbol{q}}}\right)-\frac{\partial L}{\partial\boldsymbol{q}}=0 \tag{5}$$

式中：$L=T-V$为拉格朗日量；$\boldsymbol{q}$为广义坐标。

得到光电平台的无阻尼自由振动微分方程组：

$$\left.\begin{aligned}
&m\ddot{x}_0^2+\sum k_{xi}(x_0-y_i\gamma+z_i\beta)=0\\
&m\ddot{y}_0^2+\sum k_{yi}(y_0-z_i\alpha+x_i\gamma)=0\\
&m\ddot{z}_0^2+\sum k_{zi}(z_0-x_i\beta+y_i\alpha)=0\\
&J_x\ddot{\alpha}^2+\sum[k_{zi}y_i(z_0-x_i\beta+y_i\alpha)-k_{yi}z_i(y_0-z_i\alpha+x_i\gamma)]=0\\
&J_y\ddot{\beta}^2+\sum[k_{xi}z_i(x_0-y_i\gamma+z_i\beta)-k_{zi}x_i(z_0-x_i\beta+y_i\alpha)]=0\\
&J_z\ddot{\gamma}^2+\sum[k_{yi}x_i(y_0-z_i\alpha+x_i\gamma)-k_{xi}y_i(x_0-y_i\gamma+z_i\beta)]=0
\end{aligned}\right\} \tag{6}$$

整理得到光电平台动力学方程：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{q}=0 \tag{7}$$

$$\boldsymbol{M}=\begin{bmatrix}m&0&0&0&0&0\\0&m&0&0&0&0\\0&0&m&0&0&0\\0&0&0&J_x&0&0\\0&0&0&0&J_y&0\\0&0&0&0&0&J_z\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{K}=\begin{bmatrix}
\sum k_{xi}&0&0&0&\sum k_{xi}z_i&\sum(-k_{xi}y_i)\\
0&\sum k_{yi}&0&\sum(-k_{yi}z_i)&0&\sum k_{yi}x_i\\
0&0&\sum k_{zi}&\sum k_{zi}y_i&\sum(-k_{zi}x_i)&0\\
0&\sum(-k_{yi}z_i)&\sum k_{zi}y_i&\sum(k_{zi}y_i^2+k_{yi}z_i^2)&\sum(-k_{zi}x_iy_i)&\sum(-k_{yi}x_iz_i)\\
\sum k_{xi}z_i&0&\sum(-k_{zi}x_i)&\sum(-k_{zi}x_iy_i)&\sum(k_{xi}z_i^2+k_{zi}x_i^2)&\sum(-k_{xi}y_iz_i)\\
\sum(-k_{xi}y_i)&\sum k_{yi}x_i&0&\sum(-k_{yi}x_iz_i)&\sum(-k_{xi}y_iz_i)&\sum(k_{yi}x_i^2+k_{xi}y_i^2)
\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{q}=\begin{bmatrix}x_0&y_0&z_0&\alpha&\beta&\gamma\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

对于强迫振动，有

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{q}=\boldsymbol{Q} \tag{8}$$

其中，$\boldsymbol{Q}$为激振力，当刚度矩阵非主对角线元素为零时，线振动不会耦合成角振动。

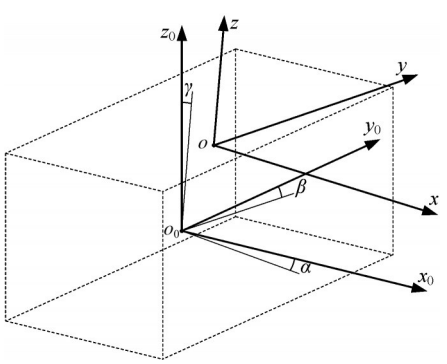


图2 光电平台振动示意图

Fig.2 Schematic diagram of vibration of the photoelectric platform

3 减振系统布局形式

机载光电平台减振系统一般的布局形式有3种(图3)：一是在光电平台一端oxy平面布置减振器，二是在平台质心所在oxy平面布置减振器，三是在平台的两端oxy平面布置减振器，三种布局形式的安装位置关于oxz平面和oyz平面对称。图4为光电平台质心位置示意图，平台减振安装点间距为abc，平台质心距平台平面的距离分别为a_0、b_0、c_0。

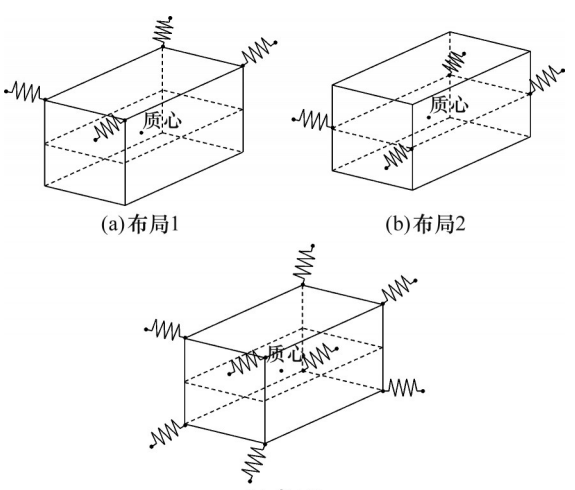


图3 减振系统布局示意图

Fig.3 Layout diagram of the vibration damping system

假设三种减振布局形式相同方向的总刚度均为k_x、k_y、k_z，有

$$\left.\begin{aligned}k_x&=\sum k_{xi}\\k_y&=\sum k_{yi}\\k_z&=\sum k_{zi}\end{aligned}\right\} \tag{9}$$

其中，布局形式3上层减振器三向总刚度为$k_{x\mathrm{U}}$、$k_{y\mathrm{U}}$、$k_{z\mathrm{U}}$，下层减振器三向总刚度为$k_{x\mathrm{D}}$、$k_{y\mathrm{D}}$、$k_{z\mathrm{D}}$，且

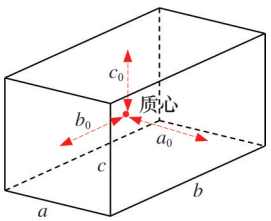


图4　光电平台质心位置示意图

Fig.4　Schematic diagram of the center postion of the photovoltaic platform

同一层每处减振器参数相同。有

$$\left.\begin{aligned} k_x &= k_{xU} + k_{xD} \\ k_y &= k_{yU} + k_{yD} \\ k_z &= k_{zU} + k_{zD} \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

将以上参数代入光电平台动力学方程，得到不同布局形式1～3下的刚度矩阵：

$$\boldsymbol{K}_1 = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & k_x c_0 & -\frac{k_x(b-2b_0)}{2} \\ 0 & k_y & 0 & -k_y c_0 & 0 & \frac{k_y(2a_0-a)}{2} \\ 0 & 0 & k_z & \frac{k_z(b-2b_0)}{2} & -\frac{k_z(2a_0-a)}{2} & 0 \\ 0 & -k_y c_0 & \frac{k_z(b-2b_0)}{2} & k_y c_0^2 + k_{11} & k_{12} & -\frac{k_y(2a_0c_0-ac_0)}{2} \\ k_x c_0 & 0 & -\frac{k_z(2a_0-a)}{2} & k_{12} & k_x c_0^2 + k_{13} & -\frac{k_x(bc_0-2b_0c_0)}{2} \\ -\frac{k_x(b-2b_0)}{2} & \frac{k_y(2a_0-a)}{2} & 0 & -\frac{k_y(2a_0c_0-ac_0)}{2} & -\frac{k_x(bc_0-2b_0c_0)}{2} & k_{14} \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{K}_2 = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{k_x(b-2b_0)}{2} \\ 0 & k_y & 0 & 0 & 0 & \frac{k_y(2a_0-a)}{2} \\ 0 & 0 & k_z & \frac{k_z(b-2b_0)}{2} & -\frac{k_z(2a_0-a)}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_z(b-2b_0)}{2} & k_{11} & k_{12} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_z(2a_0-a)}{2} & k_{12} & k_{13} & 0 \\ -\frac{k_x(b-2b_0)}{2} & \frac{k_y(2a_0-a)}{2} & 0 & 0 & 0 & k_{14} \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{K}_3 = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & k_x c_0 - k_{xD} c & -\frac{k_x(b-2b_0)}{2} \\ 0 & k_y & 0 & k_{yD} c - k_y c_0 & 0 & \frac{k_y(2a_0-a)}{2} \\ 0 & 0 & k_z & \frac{k_z(b-2b_0)}{2} & -\frac{k_z(2a_0-a)}{2} & 0 \\ 0 & k_{yD} c - k_y c_0 & \frac{k_z(b-2b_0)}{2} & k_{31} & k_{12} & k_{32} \\ k_x c_0 - k_{xD} c & 0 & -\frac{k_z(2a_0-a)}{2} & k_{12} & k_{33} & k_{34} \\ -\frac{k_x(b-2b_0)}{2} & \frac{k_y(2a_0-a)}{2} & 0 & k_{32} & k_{34} & k_{35} \end{bmatrix}$$

$$k_{11} = \frac{k_z[b_0^2 + (b-b_0)^2]}{2}$$

$$k_{12} = -\frac{k_z(-4a_0b_0 + 2ab_0 + 2a_0b - ab)}{4}$$

$$k_{13} = \frac{k_z[a_0^2 + (a-a_0)^2]}{2}$$

$$k_{14} = \frac{k_y[a_0^2 + (a-a_0)^2] + k_x[b_0^2 + (b-b_0)^2]}{2}$$

$$k_{31} = \frac{2k_{yU}c_0^2 + 2k_{yD}(c-c_0)^2 + k_z[b_0^2 + (b-b_0)^2]}{2}$$

$$k_{32} = -\frac{k_y(2a_0c_0 - ac_0) + k_{yD}(ac - 2a_0c)}{2}$$

$$k_{33} = \frac{2k_{xU}c_0^2 + 2k_{xD}(c-c_0)^2 + k_z[a_0^2 + (a-a_0)^2]}{2}$$

$$k_{34} = -\frac{k_x(bc_0 - 2b_0c_0) + k_{xD}(2b_0c - bc)}{2}$$

$$k_{35} = \frac{k_y[a_0^2 + (a-a_0)^2] + k_x[b_0^2 + (b-b_0)^2]}{2}$$

对比三种布局形式的刚度矩阵可以发现：在刚度不为零的条件下，布局形式2和3可实现刚

度矩阵非主对角线元素为零，而布局形式1无法实现；在刚度不为零的条件下，布局形式2满足 $a=2a_0$，$b=2b_0$，布局形式3满足 $a=2a_0$，$b=2b_0$，$k_{xD}/k_x=k_{yD}/k_y=c_0/c$，可实现刚度矩阵非主对角线元素为零，特殊情况：当 $2k_{yU}=2k_{yD}=k_y$，$2k_{xU}=2k_{xD}=k_x$ 时，$c=2c_0$，即减振器关于平台质心对称布置。

刚度矩阵非主对角线元素为零时，布局形式2和3的动力学方程刚度矩阵分别为

$$\boldsymbol{K}_2=\mathrm{diag}(d_{11},d_{22},d_{33},d_{44},d_{55},d_{66})$$

$$\boldsymbol{K}_3=\mathrm{diag}(e_{11},e_{22},e_{33},e_{44},e_{55},e_{66})$$

$$d_{11}=e_{11}=k_x\quad d_{22}=e_{22}=k_y\quad d_{33}=e_{33}=k_z$$

$$d_{44}=k_zb_0^2\quad d_{55}=k_za_0^2\quad d_{66}=k_ya_0^2+k_xb_0^2$$

$$e_{44}=k_yc_0(c-c_0)+k_zb_0^2\quad e_{55}=k_xc_0(c-c_0)+k_za_0^2$$

$$e_{66}=k_ya_0^2+k_xb_0^2$$

可以看出：由于布局形式3的减振布置在 z 方向存在一定跨距，其在绕 x 轴转动方向和绕 y 轴转动方向的刚度相对于布局形式2更高；当 $c_0=0$ 或 $c_0=c$ 时，布局形式3退化为布局形式2，其刚度矩阵与布局形式2一致；当 $c_0=c/2$ 时，布局形式3在绕 x、y 轴转动方向的刚度最大。

考虑到实际设计、制造、安装环节造成的平台质心偏离减振刚度中心的情况，如图5所示，平台质心在 z 轴方向偏离减振刚度中心距离为 h，布局形式2、3的无阻尼自由振动微分方程组分别为

$$\left.\begin{aligned}
&m\ddot{x}_0^2+k_xx_0=-k_xh\beta\\
&m\ddot{y}_0^2+k_yy_0=k_yh\alpha\\
&m\ddot{z}_0^2+k_zz_0=0\\
&J_x\ddot{\alpha}^2+(k_zb_0^2+k_yh^2)\alpha=k_yhy_0\\
&J_y\ddot{\beta}^2+(k_za_0^2+k_xh^2)\beta=-k_xhx_0\\
&J_z\ddot{\gamma}^2+(k_ya_0^2+k_xb_0^2)\gamma=0
\end{aligned}\right\}\tag{11}$$

$$\left.\begin{aligned}
&m\ddot{x}_0^2+k_xx_0=-k_xh\beta\\
&m\ddot{y}_0^2+k_yy_0=k_yh\alpha\\
&m\ddot{z}_0^2+k_zz_0=0\\
&J_x\ddot{\alpha}^2+[k_zb^2+k_yh^2+k_yc_0(c-c_0)]\alpha=k_yhy_0\\
&J_y\ddot{\beta}^2+[k_za_0^2+k_xh^2+k_xc_0(c-c_0)]\beta=-k_xhx_0\\
&J_z\ddot{\gamma}^2+(k_ya_0^2+k_xb_0^2)\gamma=0
\end{aligned}\right\}\tag{12}$$

对比发现：平台 x 方向平动会耦合产生绕 y 轴方向转动，平台 y 方向平动会耦合产生绕 x 轴方向转动；在光电平台减振系统的实际工程设计中，转动固有频率通常大于平动固有频率，由于布局形式3相对布局形式2有更高的绕 x、y 轴转动刚度，在相同耦合力矩 k_yhy_0 与 $-k_xhx_0$ 的作用下，布局形式3将有更小的转动角度响应。因此，在空间允许的情况下，光电平台采用布局形式3最优。

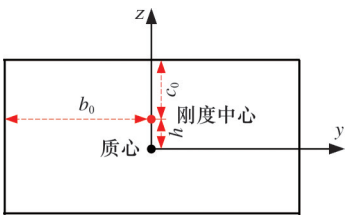


图5 质心偏离减振刚度中心示意图

Fig.5 Schematic diagram of centroid deviation from the center of vibration damping stiffness

4 系统有限元分析

建立布局形式2和3的有限元模型，平台简化为500 mm×500 mm×500 mm的正方体结构，质量为100 kg，布局形式3在两个不同 oxy 平面内设置8处减振器安装点（两平面间跨距为 S），布局形式2在 oxy 平面内设置4处减振器安装点（S=0 mm），减振器等效为弹簧阻尼单元，系统设计频率为15 Hz。在Workbench中采用Spring单元模拟减振器，每处安装点设置 x、y、z 三向Spring单元，平台每向总刚度为896 kN/m。在阻尼比为0的条件下，求得系统前6阶模态，不同跨距 S 下的前6阶固有频率如表1所示，前3阶固有频率均为15 Hz，不同跨距模型第4和第5阶固有频率不同，第6阶固有频率为26 Hz。S=500 mm时，系统前6阶模态振型如图6所示，前3阶模态振型为平动，后3阶模态振型为转动。

表1 不同跨距 S 下的前6阶固有频率

Tab.1 The first 6 natural frequencies under different spans S Hz

	S=0 mm	S=180 mm	S=340 mm	S=500 mm
1阶固有频率	15	15	15	15
2阶固有频率	15	15	15	15
3阶固有频率	15	15	15	15
4阶固有频率	18.4	19.5	22.2	26
5阶固有频率	18.4	19.5	22.2	26
6阶固有频率	26	26	26	26

对系统进行谐响应分析，x 方向位移激励为1 mm，阻尼比为0.1，质心偏心距 h 为平台质心在 z 方向偏离减振刚度中心的距离，不同跨距 S 下平台质心最大位移响应如图7所示。可以发现：频率小于15 Hz时，响应位移值随频率的增大而增大；频率大于15 Hz时，响应位移值总体随频率的增大而降低；最大响应位移约10 mm，传递率 $T\approx10$，对应频率为15 Hz；当 $h=0$ mm，即平台质心与减振刚度中心重合时，不同跨距模型的响应位移曲线一致；当 $h=30$ mm时，在18～26 Hz出现了二次位移峰值，且峰值对应频率为各系统的第4阶固有频率，这是由于线振动耦合产生角振动，18～26 Hz频段与系统转动模态频率相近，进而引

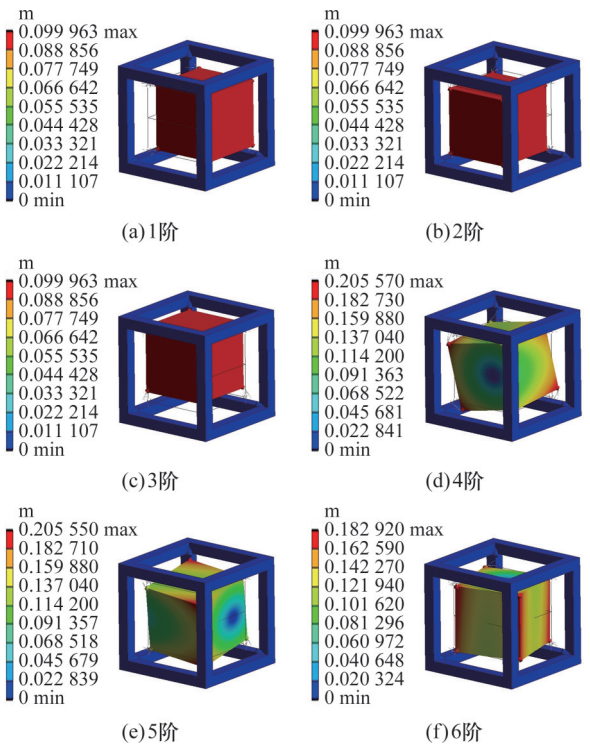


图6　系统前6阶模态振型

Fig.6　Modal shapes of the first 6 orders of the system

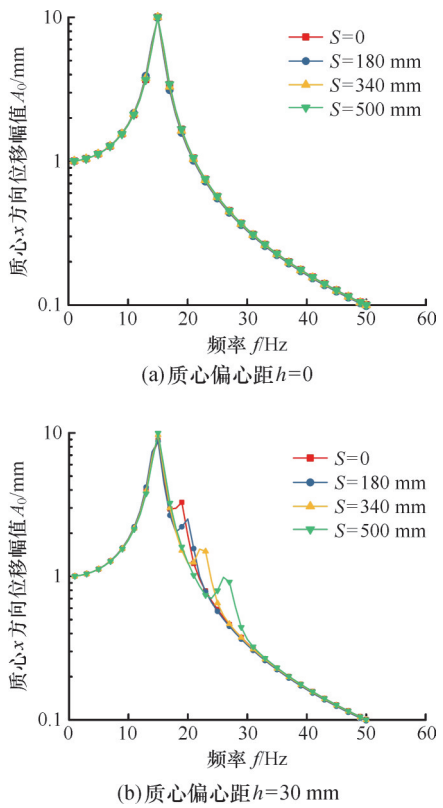


图7　平台质心幅频响应曲线

Fig.7　Platform centroid frequency response curve

起了该模态共振。

在质心偏心距 $h=30$ mm 条件下，计算得到不同跨距模型平台上下端面位移幅值差和相位差随频率变化如图8所示，上下端面位移幅值差在15 Hz处出现最大值，此处相位差接近零并开始变化，随着频率的增大，上下端面位移幅值差和相位差剧烈变化；在第4阶固有频率点附近，上下端面位移幅值差出现最小值。

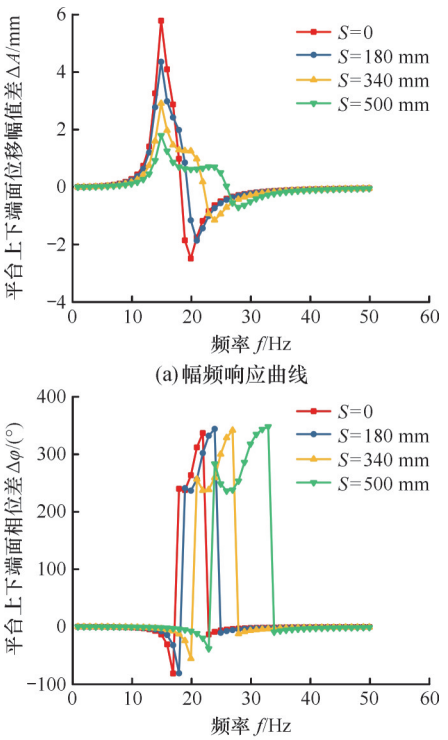


图8　平台上下端面频率响应曲线

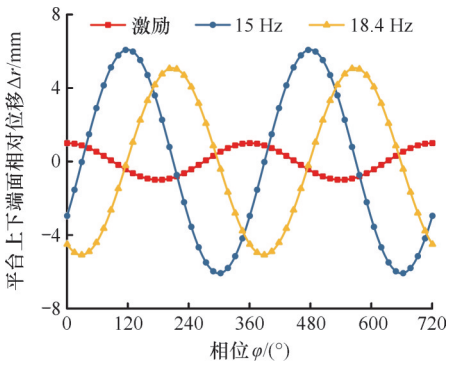
Fig.8　Frequency response curves of the upper and lower end faces of the platform

不同跨距模型平台上下端面相对位移在固有频率点处的相位响应如图9所示，可发现：平台上下端面相对位移随激励周期性变化，这将导致平台产生绕 y 轴的角振动；随着跨距 S 的增大，上下端面相对位移幅值减小；15 Hz频率点平台上下端面相对位移幅值与图8中上下端面位移幅值差一致，而第4阶固有频率点处上下端面相对位移峰值与图8中基本相同，这是因为15 Hz频率点上下端面相位基本一致，而第4阶固有频率点上下端面相对位移峰值受相位差和位移幅值差的共同影响。

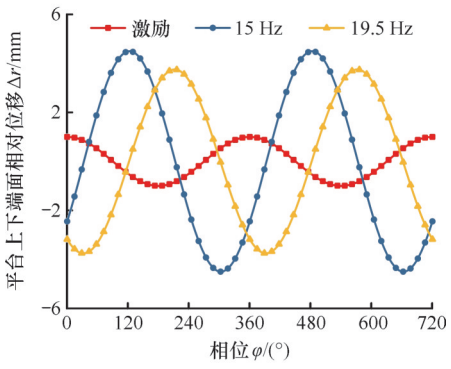
进一步研究角振动频率响应情况，不同跨距平台绕 y 轴角振动幅值随频率的变化如图10所示。角振动幅值在固有频率点出现峰值；随着跨距 S 的增大，角振动幅值的峰值降低，最大降幅达到70%。

由谐响应分析结果可知：平台质心偏离减振刚度中心时，激励在固有频率点会产生较大的角振动；跨距 S 的增大对固有频率点附近的角振动有显著抑制作用。

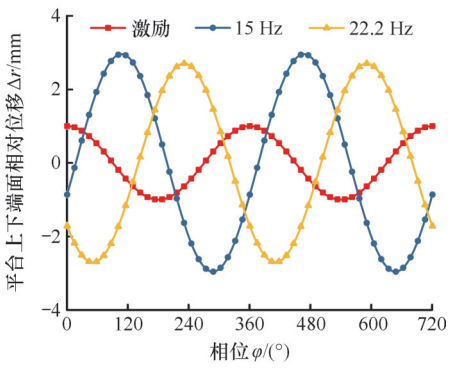
对系统进行随机振动仿真分析，研究在机载



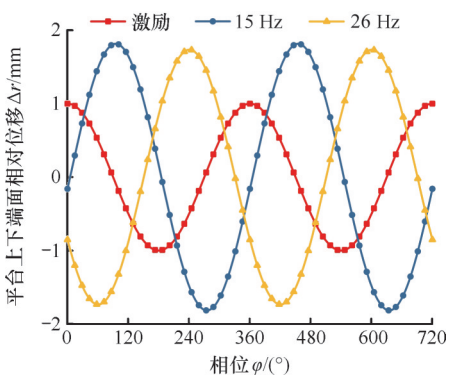
(a)跨距S=0



(b)跨距S=180 mm



(c)跨距S=340 mm



(d)跨距S=500 mm

图9 平台上下端面相对位移在固有频率点处的相位响应曲线

Fig.9 Phase response curve of the relative displacement at the upper and lower end faces of the platform at the natural frequency point

振动环境下，不同质心偏心距、阻尼比对角振动的影响。采用GJB 150.16A—2009《军用装备实验室环境试验方法 第16部分：振动试验》中的喷气式飞机典型振动条件，振动输入谱型见图11。

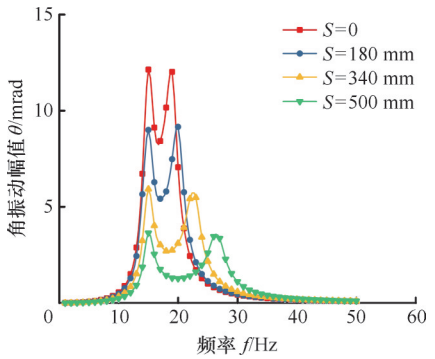


图10 平台绕y轴角振动幅频响应曲线

Fig.10 Amplitude-frequency response curve of the platform's angular vibration around the y-axis

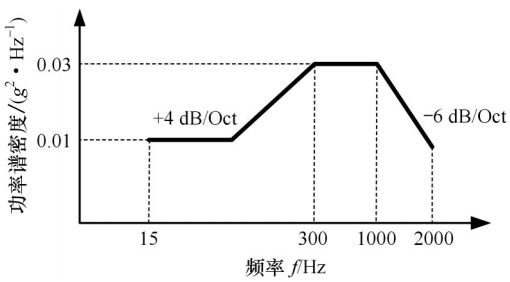
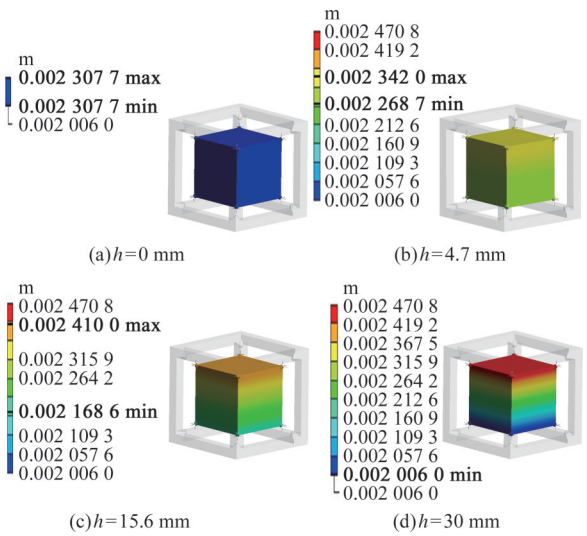


图11 随机振动输入谱型

Fig.11 Random vibration input spectrum type

对布局形式3(S=500 mm)系统施加x方向随机振动激励，阻尼比取0.1，不同h值下平台在x方向的3σ位移如图12所示。可以发现：平台质心与减振刚度中心重合时，平台上各点没有位移差，平台为整体平动；平台质心偏离减振刚度中心的距离越大，平台上下端面振动位移差值越大，从而平台角振动幅值越大。图13所示为不同h值下平台绕y轴的振动角度功率谱密度，角振动量值



(a)h=0 mm　(b)h=4.7 mm

(c)h=15.6 mm　(d)h=30 mm

图12 平台在x方向的3σ位移

Fig.12 3σ displacement of the platform in the x-direction

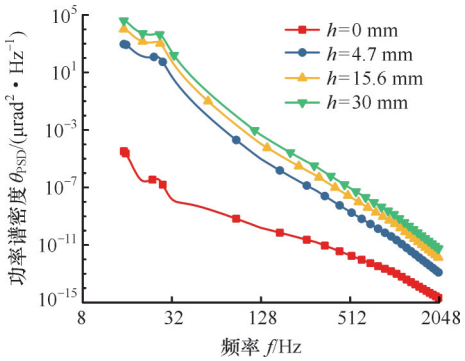


图 13　平台绕 *y* 轴振动角度功率谱密度

Fig.13　Power spectral density of the vibration angle of the platform around the *y*-axis

在 15 Hz 处最大，在 26 Hz 处出现局部峰值；h 值越大，角振动量值越大；总体上，角振动量值随频率的提高而降低。

根据减振理论，阻尼对固有频率附近的振动有显著抑制作用。为进一步研究阻尼比对角振动的影响，计算了不同阻尼比、不同 h 值条件下平台绕 y 轴的振动角度均方根值，该值反映了随机振动过程中平台的角振动平均水平。计算结果如图 14 所示。在相同阻尼比条件下，振动角度均方根值随 h 值的增大而增大；在相同 h 值条件下，振动角度均方根值随阻尼比的增大而减小；$h=0$ 时，振动角度均方根值约为 0；相对于质心显著偏离刚度中心（$h\geqslant 30$ mm），严格控制质心与刚度中心距离 $h<5$ mm，角振动均方根值可降低 84% 以上。

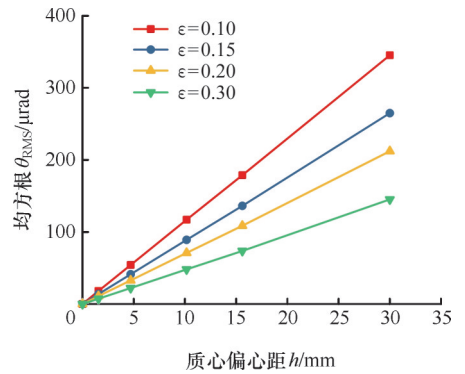


图 14　平台绕 *y* 轴的振动角度均方根值

Fig.14　The root mean square value of the vibration angle of the platform around the *y*-axis

由以上有限元分析结果可知：当平台质心与减振刚度中心重合时，线振动与角振动完全解耦；平台质心与减振刚度中心的距离越大，线振动与角振动的耦合越强；增大减振布置跨距可有效抑制角振动；增大阻尼比可降低角振动幅值。因此，在光电平台减振设计时，增大减振布置跨距，严格控制质心位置并提高减振器阻尼，可有效抑制线振动对角振动耦合的影响。

5　结语

本文建立了光电平台隔振系统动力学模型，并针对典型的 3 种布局形式的动力学方程进行计算分析，证明光电平台质心与减振刚度中心重合可实现线振动与角振动解耦；进一步证明较大的减振布置跨距可以提高系统转动刚度，使其在平台质心偏离减振刚度中心时具有更弱的线角耦合作用，可更好地抑制线振动对角振动耦合的影响，减小了角振动，为工程实践提供了理论依据。

本文针对不同的布局形式进行有限元分析，提出增大减振布置跨距、严格控制质心位置与提高减振器阻尼的设计方案和思路，有效抑制了量角振动的产生，对光电平台的减振设计有实际指导意义。

参考文献：

[1] QI Yuan, WANG Huilin, XU Qingqing, et al. A New Flexible Gimbal for Electro-optical Sighting System (EOSS)[J]. Optik, 2021, 242: 167016.

[2] 张葆，贾平，黄猛．动载体成像模糊的振动被动控制技术[J]．光学技术，2003，29(3)：281-283.
ZHANG Bao, JIA Ping, HUANG Meng. Passive Vibration Control of Image Blur Resulting from Mechanical Vibrations on Moving Vehicles [J]. Optical Technique, 2003, 29(3): 281-283.

[3] 刘家燕，程志峰，王平．机载光电吊舱橡胶减振器的设计与应用[J]．中国机械工程，2014，25(10)：1308-1311.
LIU Jiayan, CHENG Zhifeng, WANG Ping. Design and Applications of Rubber Shock Absorber in Airborne Photoelectric Pod[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(10): 1308-1311.

[4] 甘至宏．光电吊舱内框架减振系统设计[J]．光学 精密工程，2010，18(9)：2036-2043.
GAN Zhihong. Design of Inner Frame Vibration Absorbing System for Optoelectronic Pod [J]. Optics and Precision Engineering, 2010, 18(9): 2036-2043.

[5] 赵鹏，杨牧，张葆．航空机载光学设备的振动分析及座架减震器的设计[J]．光学 精密工程，1997，5(3)：58-63.
ZHAO Peng, YANG Mu, ZHANG Bao. The Viberation Analysis and Damper Design of Optic Instrument in Flying Platform [J]. Optics and Precision Engineering, 1997, 5(3): 58-63.

[6] JOHNSON C, WILKE P. The Whole-spacecraft Vibration Isolation System - Its Time Has Come[C]//Space Technology Conference and Exposition. Albuquerque, 1999: AIAA1999-4467.

[7] 李玉龙，何忠波，白鸿柏，等．光电吊舱无角位移被动减振系统研究[J]．振动与冲击，2012，31(16)：88-91.
LI Yulong, HE Zhongbo, BAI Hongbo, et al. Non-angular Displacement Passive Vibration Isolation System for Optical Pod [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(16): 88-91.

[8] 钱义先，梁伟，高晓东．航空稳像光电平台设计[J]．光子学报，2009，38(8)：2108-2111.
QIAN Yixian, LIANG Wei, GAO Xiaodong. Design of optoelectronic platform for stable image on airborne reconnaissance[J]. Acta Photonica Sinica 2009 38(8): 2108-

2111.
[9] 段鹏飞，范斌，项卫国．某无人机光电平台隔振设计及试验分析[J]．航天返回与遥感，2012，33(5)：39-46.
DUAN Pengfei，FAN Bin，XIANG Weiguo. Vibration Isolation Design and Test Analysis of Opti-electronic Platform for a UAV[J]. Spacecraft Recovery & Remote Sensing，2012，33(5)：39-46.
[10] VIJAYAN V，KARTHIKEYAN T. Passive Vibration Isolation by Compliant Mechanism Using Topology Optimization with Building Blocks[J]. Research Journal of Applied Sciences，Engineering and Technology，2014，8(13)：1522-1530.
[11] LIU Yanqing，MATSUHISA H，UTSUNO H. Semi-active Vibration Isolation System with Variable Stiffness and Damping Control[J]. Journal of Sound and Vibration，2008，313(1/2)：16-28.
[12] 朱健勇．重心位置误差对隔振系统性能的影响[J]．电讯技术，2007，47(6)：178-180.
ZHU Jianyong. Effects of the Position Errors of Gravity Center on Performances of Shock Absorption System[J]. Telecommunication Engineering，2007，47(6)：178-180.
[13] 张泽清．光电设备视轴被动减振技术建模与仿真研究[D]．成都：中国科学院大学(中国科学院光电技术研究所)，2022.
ZHANG Zeqing. Modeling and Simulation of Passive Vibration Isolation Technology for Optoelectronic Equipment Visual Axis[D]. Chengdu：Institute of Optics and Electronics，Chinese Academy of Sciences，2022.
[14] 齐媛，王惠林，黄维东，等．机载光电稳瞄平台减振技术研究[J]．应用光学，2022，43(4)：611-617.
QI Yuan，WANG Huilin，HUANG Weidong，et al. Vibration Reduction Technology of Airborne Photoelectric Stabilized Sighting Platform[J]. Journal of Applied Optics，2022，43(4)：611-617.
[15] 师永宁．机载光电吊舱减振系统布局设计研究[J]．工程机械，2024，55(6)：80-84.
SHI Yongning. Research on Layout Design of Vibration Damping System for Airborne Optoelectronic Pods[J]. Construction Machinery and Equipment，2024，55(6)：80-84.
[16] 安源，许晖，金光，等．动载体光电平台角振动隔振设计[J]．半导体光电，2006，27(5)：614-617.
AN Yuan，XU Hui，JIN Guang，et al. Design of Angular Vibration Isolation for Optoelectronic Platform on Moving Vehicle[J]. Semiconductor Optoelectronics，2006，27(5)：614-617.
[17] 王子辰，王东鹤，朱纬．无人机载光电平台隔振性能测试与分析[J]．红外与激光工程，2024，53(1)：20230432.
Wang Zichen，Wang Donghe，Zhu Wei. Test and Analysis of Vibration Characters of Damper in EO Platform of UAV[J]. Infrared and Laser Engineering，2024，53(1)：20230432.
[18] 董万元．机载光电吊舱隔振系统研究综述[J]．装备环境工程，2021，18(2)：20-26.
DONG Wanyuan. Research Review on Vibration Isolation System of Airborne Optoelectronic Pods[J]. Equipment Environmental Engineering，2021，18(2)：20-26.

（编辑 陈 勇）

作者简介：王玮琪*(通信作者)，男，1991年生，硕士研究生。研究方向为机载光电设备结构设计。E-mail：1361076194@qq.com。

本文引用格式：
王玮琪，鲁明．机载光电平台减振系统布局设计与分析[J]．中国机械工程，2026，37(8)：1956-1964.
WANG Weiqi，LU Ming. Layout Design and Analysis of Vibration Damping System for Airborne Optoelectronic Platform[J]. China Mechanical Engineering，2026，37(8)：1956-1964.

（上接第1955页）

[18] CHU Jinkui，ZOU Yanhuo. An Algorithm for Structural Synthesis of Planar Simple and Multiple Joint Kinematic Chains[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part C：Journal of Mechanical Engineering Science，2014，228(12)：2178-2192.
[19] DING Huafeng，ZHAO Jing，HUANG Zhen. Unified Structural Synthesis of Planar Simple and Multiple Joint Kinematic Chains[J]. Mechanism and Machine Theory，2010，45(4)：555-568.
[20] 丁华锋，黄真，曹毅．运动链拓扑图的自动生成及图谱库的建立[J]．机械工程学报，2006，42(4)：32-36.
DING Huafeng，HUANG Zhen，CAO Yi. The Topological Graphs Creation Automatically of Kinematic Chains and Atlas Database Establishment[J]. Journal of Mechanical Engineering，2006，42(4)：32-36.
[21] YANG Wenjian，DING Huafeng，HE Yong，et al. Studying the Optimal Layout of Topological Graphs to Facilitate the Automatic Sketching of Kinematic Chains[J]. Journal of Mechanical Design，2017，139(8)：082301.
[22] YANG Wenjian，DING Huafeng，KECSKEMÉTHY A. A New Method for the Automatic Sketching of Planar Kinematic Chains[J]. Mechanism and Machine Theory，2018，121：755-768.
[23] SUN Wei，KONG Jianyi，SUN Liangbo. A Joint - Joint Matrix Representation of Planar Kinematic Chains with Multiple Joints and Isomorphism Identification[J]. Advances in Mechanical Engineering，2018，10(6)：1687814018778404.
[24] SUN Wei，KONG Jianyi，SUN Liangbo. A Novel Graphical Joint-joint Adjacent Matrix Method for the Automatic Sketching of Kinematic Chains with Multiple Joints[J]. Mechanism and Machine Theory，2020，150：103847.
[25] YU Luchuan，CHAI Wenhao. Automatic Sketching of Planar Kinematic Chains Based on the Optimal Layout Algorithm[C]//Proceedings of the 2024 3rd International Symposium on Control Engineering and Robotics. ACM，2024：216-222.
[26] LOHUMI M K，MOHAMMAD A，AHMAD KHAN I. Hierarchical Clustering Approach for Determination of Isomorphism among Planar Kinematic Chains and Their Derived Mechanisms[J]. Journal of Mechanical Science and Technology，2012，26(12)：4041-4046.

（编辑 陈 勇）

作者简介：薛 钰，女，1999年生，硕士研究生。研究方向为机构型综合。孙亮波*(通信作者)，男，1979年生，教授、博士。研究方向为机构学、机械创新设计。E-mail：sunlb1979@163.com。

本文引用格式：
薛钰，孙亮波，张博厚，等．基于优化支链矩阵的运动链拓扑图自动绘制[J]．中国机械工程，2026，37(8)：1947-1955.
XUE Yu，SUN Liangbo，ZHANG Bohou，et al. Automatic Sketching of Kinematic Chain Topology Graphs Based on Optimized Branch-chain Matrices[J]. China Mechanical Engineering，2026，37(8)：1947-1955.