DOI:10.16356/j.1005-2615.2025.02.010

第 57 卷第 2 期

2025年4月

起落架舱门联动机构故障分析与优化设计

史 栩 瑞¹, 张 健², 梁 涛 涛³, 印 寅¹, 魏 小 辉¹, 聂 宏¹ (1.南京航空航天大学航空航天结构力学及控制全国重点实验室,南京 210016; 2.成都飞机工业(集团) 有限责任公司,成都 610031; 3.南京航空航天大学通用航空与飞行学院,溧阳 213300)

摘要:为了解决舱门联动式起落架收放过程中出现的联动机构变形问题,根据其运动特点,基于D-H坐标变换 法和第二类拉格朗日方程建立了联动机构的运动学和动力学模型,通过数值仿真求解得出机构铰链力矩突变导 致连杆变形。为解决故障问题,首先分析联动机构空间安装位置和杆长变化对机构力学性能的影响,找出关键 位置,根据铰链旋转轴空间位置关系建立考虑姿态变化的优化模型,通过粒子群算法对铰链空间位置和姿态进 行寻优,找出了最佳安装点,并比较优化前后结果。结果显示:优化后铰链旋转速度突变降低80.0%,铰链所受 力矩降低74.8%,机构运动更加平稳,避免了变形的发生。

Fault Analysis and Optimization Design of Landing Gear Door Linkage Mechanism

SHI Xurui¹, ZHANG Jian², LIANG Taotao³, YIN Yin¹, WEI Xiaohui¹, NIE Hong¹
(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control for Aerospace Structures, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. Chengdu Aircraft Industry (Group) Co., Ltd., Chengdu 610031, China;
3. College of General Aviation and Flight, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Liyang 213300, China)

Abstract: To solve the deformation problem of the linkage mechanism in the process of retracting and unwinding the linkage landing gear of the door, according to its motion characteristics, the kinematics and dynamics models of the linkage mechanism are established based on the D-H coordinate transformation method and the second type of Lagrange equation. The deformation of the connecting rod caused by the sudden change of the hinge moment of the mechanism is solved through numerical simulation. To solve the fault problem, firstly, the influence of the spatial installation position and rod length change of the linkage mechanism on the mechanical properties of the mechanism is analyzed, the key positions are found, an optimization model considering the attitude change is established according to the spatial position relationship of the hinge rotation axis, and the spatial position and attitude of the hinge are optimized by particle swarm optimization, the optimal installation point is found, and the results before and after optimization are compared. The results show that after optimization, the rotation speed of the hinge is abruptly reduced by 80.0%, the torque of the hinge is reduced by 74.8%, the movement of the mechanism is more stable, and the deformation is avoided.

基金项目:国家自然科学基金(52172368,52302453,52275114);江苏省自然科学基金(BK20220135);航空航天结构力 学及控制全国重点实验室(南京航空航天大学)自主研究课题(MCAS-I-0224G03);南京航空航天大学前瞻布局科研专 项资金(1001-ILB23008)。

收稿日期:2024-08-15;修订日期:2024-10-25

通信作者:印寅,男,教授,博士生导师,E-mail:yinyin@nuaa.edu.cn。

引用格式:史栩瑞,张健,梁涛涛,等. 起落架舱门联动机构故障分析与优化设计[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版), 2025, 57(2): 292-300. SHI Xurui, ZHANG Jian, LIANG Taotao, et al. Fault analysis and optimization design of landing gear door linkage mechanism[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics(Natural Science Edition), 2025, 57(2): 292-300.

Key words: landing gear door linkage; fault analysis; kinematic model; Lagrange equation; particle swarm optimization(PSO)

现如今,起落架收放与舱门联动在飞机设计中 被广泛应用。这种联动能够提高起落架舱内的空 间利用率,简化液压系统,并实现更高效的起落架 收放过程^[1]。起落架舱门联动机构的设计旨在满 足起落架和舱门的协调运动。主支柱与舱门转轴 的空间关系复杂,联动机构通常采用由多连杆和多 铰链构成的复杂空间结构^[2]。由于这些机构传动 复杂,常受到系统内部传动力以及外界载荷的共同 影响,导致运动过程中构件受力复杂,容易出现变 形和卡滞问题,从而导致整个结构的破坏。变形和 卡滞问题的成因多种多样,包括驱动力不足以克服 阻力^[3]、润滑不充分导致摩擦因数上升^[4]以及结构 变形^[5]等。机构卡滞需要通过运动学和动力学分 析来研究其故障机理,并根据具体故障原因进行有 针对性的改进设计。

机构卡滞的改进设计方法多种多样,主要从提高结构加工精度^[6]、优化结构材料或尺寸^[7]和减小 机构摩擦阻力^[4]这3个方面进行。主要方法是将 结构尺寸、铰链空间位置和摩擦因数等作为参数, 对构件进行受力分析或精度分析从而建立描述卡 滞的数学表征量,研究参数变化对机构运动性能的 影响,找到最优的参数组合,进行改进设计并通过 仿真或试验验证。但所得到的最优参数大多是局 部最优解,并不能保证是参数域中的全局最优值, 为提高寻优的精细度,需要依靠优化算法进行全局 寻优^[8]。

近年来,机构优化研究方法已经非常成熟,智 能优化算法在机构运动学方面取得了很多显著的 研究成果。尹维龙等^[9]在建立力学模型的基础上, 提出了结合响应面拟合与序列二次规划算法的优 化方法,效果显著。翟广庆等[10]基于所建立的动 力学参数化模型,分析了结构参数对输出到位角速 度和传动效率的影响,为优化提供了研究思路和方 法。王宝峰等[11]针对飞机舱门收放机构的传载性 能问题,优化了空间四连杆机构的杆长和运动平面 夹角,并提出了基于遗传算法的优化设计方法,大 大提高了设计效率。Wu等^[12]建立了机械臂的运 动学和动力学模型,并提出了以最小化质量为目标 的优化设计方法。Ye等^[13]分析了某扑翼飞行器驱 动机构的传动特性,并提出了优化设计方法,改进 后有效地解决了机构卡滞现象。然而,大多数研究 主要以杆长等几何参数[14]为优化目标,改善机构 的工作空间[15]和灵巧度[16]等性能。对于空间机构 而言,不仅杆长影响其运动和力学性能,铰链的空 间位置和姿态也同样重要。

本文针对起落架舱门联动机构运动过程中出 现的弯曲变形问题,建立了基于D-H坐标变换的 运动学模型和基于第二类拉格朗日方程的动力学 模型。通过分析故障原因,并对联动机构杆长比例 以及铰链空间位置进行参数影响分析,得出对联动 机构力学性能影响较大的关键位置。在此基础上, 为了在寻优中考虑姿态变化的影响,依据铰链旋转 轴空间位置关系建立了考虑铰链空间位置、姿态变 化的优化数学模型,并通过粒子群算法进行优化设 计,为起落架舱门联动机构的设计和安装提供了建 议和方法。

船门联动式起落架动力学建模与 故障机理分析

1.1 舱门联动式起落架故障表现

舱门联动式起落架主要由主支柱、舱门及联动 机构(左右连杆、支柱销轴和舱门销轴)组成,如 图1所示。A、B、C、D、E为联动机构各个部件铰接 点,各点对应连接副均为旋转副。在收起过程中, 主支柱如图中箭头所指向上收起,带动联动机构和 舱门同步运动,实现主支柱与舱门的协调配合。



Fig.1 Schematic diagram of the door-linked landing gear mechanism

在起落架收放试验中,左连杆B点接头附近出 现结构变形现象,如图2所示。由于连杆不受外力 作用,因此需重点关注B点铰链的力矩传递情况。 某时刻的静力分析如图3所示。主支柱在收上过 程中对支柱销轴施加了斜向上的牵引力F,可将其 分解为径向力F_a、F_a和轴向力F_a。如图3所示, 以连杆方向为X轴建立坐标系,连杆所受力如下

$$\begin{cases} F_{N} = F_{n1} \\ M_{r} = F_{n2} \cdot x \\ M = F_{n1} \cdot x \end{cases}$$
(1)



图 2 舱门联动式起落架故障表现 Fig.2 Fault performance of the door-linked landing gear



图 3 B 点传力分析 Fig.3 Force transfer analysis of point B

式中:*F_N*为连杆轴向内力;*M_r*为连杆转动的驱动 力矩;*M*为连杆承受的内力矩;*x*为*AB*距离。由于 运动过程中A点始终受到主支柱斜向上的牵引 力,其分力使支柱销轴绕B点产生俯仰力矩,其方 向垂直于构件*BC*,使得*BC*结构承受内力,连杆受 力大小需进一步定量分析。为此,本文建立舱门联 动机构运动学和动力学模型,探究机构运动过程中 铰链力矩变化情况并进行关键参数影响分析,找出 故障原因和解决方案。

1.2 舱门联动式起落架运动学建模

搭建模型的关键在于明确机构中各部件空间 位置关系,图4为该起落架机构简图,图中虚线 OA、EF分别作为主支柱和舱门运动数学模型代 替,构建方式如下:过A点向主支柱旋转轴作垂线 交于O点,确定O点作为主支柱的旋转中心。同 理,舱门旋转轴与DE平行,过E点向舱门旋转轴 作垂线交于F,将F点作为舱门旋转中心。

根据机构简图建立运动学模型,所有局部坐标 系 O_iX_iY_iZ_i按照 D-H坐标变换规则建立。如图 5 所示,O_iZ_i与相应铰链旋转轴重合,O_iX_i为O_iZ_i与 O_{i-1}Z_{i-1}的公垂线,O_iY_i由右手法则确定,i为各坐 标系编号。从O点到F点的局部坐标系依次编号 为1~7。为了计算方便,定义固定不动的全局坐 标系 Base,使其与起落架完全放下状态时的O点 局部坐标系重合,编号为0。



图4 舱门联动式起落架机构简图

Fig.4 Simple diagram of the door-linked landing gear mechanism



图 5 起落架联动机构坐标系构建图

Fig.5 Coordinate system construction diagram of landing gear linkage mechanism

D-H坐标变换法通过如下4个参数来描述两 个相邻坐标系的变换过程:

(1)相邻两个坐标系沿 Z_{i-1}轴方向距离 d_i,沿 Z_{i-1}方向为正;

(2)相邻两个坐标系 *X*_{*i*-1}轴方向距离 *a*_{*i*},沿 *X*_{*i*-1}方向为正;

(3)相邻两个坐标系绕 Z_{i-1}轴旋转夹角 θ_{i-1,i},
 从 X_{i-1}转到 X_i满足右手法则为正,大小为相邻两
 坐标系 X轴夹角;

(4)相邻两个坐标系绕*X_{i-1}*轴旋转夹角*α_{i-1,i}*,
 从*Z_{i-1}*转到*Z_i*满足右手法则为正,大小为相邻两
 坐标系*Z*轴夹角。

通过确定上述4个参数即可确定坐标系 $O_{i-1}X_{i-1}Y_{i-1}Z_{i-1}$ 通过平移、旋转变换得到 $O_iX_iY_iZ_i$ 的变换矩阵,该矩阵可表示为

$$T_{i-1,i} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{i-1,i} & -\sin \theta_{i-1,i} \cos \alpha_{i-1,i} & \sin \theta_{i-1,i} \sin \alpha_{i-1,i} & a_i \cos \theta_{i-1,i} \\ \sin \theta_{i-1,i} & \cos \theta_{i-1,i} \cos \alpha_{i-1,i} & -\cos \theta_{i-1,i} \sin \alpha_{i-1,i} & a_i \sin \theta_{i-1,i} \\ 0 & \sin \alpha_{i-1,i} & \cos \alpha_{i-1,i} & d_{i-1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$
(2)

第2期

最终经过一系列变换可得到起落架联动机构 的链式运动方程为

$$T_{01}T_{12}T_{23}T_{34}T_{45}T_{56}T_{67}T_{70} = I$$
 (3)
坐标变换矩阵包含转动部分和平移部分,分

$$\int \cos\theta_i + (1 - \cos\theta_i) x_i^2 \qquad (1 - \cos\theta_i) x_i y_i - (\sin\theta_i) x_i y_i = 0$$

$$T = \begin{bmatrix} \operatorname{Rot}(\theta_{i}, x_{i}, y_{i}, z_{i}) & [x_{i+1}, y_{i+1}, z_{i+1}]^{T} \\ \overline{0} & 1 \end{bmatrix}$$
(4)

$$\mathbf{Rot} = \begin{bmatrix} \cos\theta_i + (1 - \cos\theta_i)x_i^2 & (1 - \cos\theta_i)x_iy_i - (\sin\theta_i)z_i & (1 - \cos\theta_i)x_iz_i + (\sin\theta_i)y_i \\ (1 - \cos\theta_i)y_ix_i + (\sin\theta_i)z_i & \cos\theta_i + (1 - \cos\theta_i)y_i^2 & (1 - \cos\theta_i)y_iz_i - (\sin\theta_i)x_i \\ (1 - \cos\theta_i)z_ix_i - (\sin\theta_i)y_i & (1 - \cos\theta_i)z_iy_i + (\sin\theta_i)x_i & \cos\theta_i + (1 - \cos\theta_i)z_i^2 \end{bmatrix}$$
(5)

式中:
$$i$$
为从 O 点开始到 F 点的编号, $i=1,2,...,7$;
 θ_i 为对应铰链传动角度; x_i, y_i, z_i 为对应铰链在局
部坐标系下的坐标。 式中:

将通过坐标变换得到的变换矩阵T中的姿态 部分转换为四元数形式 $\lambda = [\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3]^T$,由于 四元数只有3个独立量,故取其中3个并与坐标部 分共同组成运动学方程组,该方程组的变量为各铰 链的转动角度 $\theta_i = (i = 1, 2, \dots, 7)$,通过求解该方 程组可实现运动学仿真,并根据其结果开展后续机 构分析和优化工作。该方程组总体形式如下

$$f(\theta_i) = [x_i, y_i, z_i, \lambda_{i1}, \lambda_{i2}, \lambda_{i3}]^{T} = 0 \qquad (6)$$

方程组有6个未知参数 θ_i ,因此还需要5个约 束方程才能求得唯一解,在联动机构中包含如下几 何关系, BZ_{\circ} 与 $AB_{\circ}BC$ 垂直, DZ_{\circ} 与 $CD_{\circ}DE$ 垂直, B_{C} ,D三点共线, FZ_{7} 与DE平行,由此得到5个约 東方程如下

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \boldsymbol{u}_{AB} \bullet \boldsymbol{u}_{BZ_3} \\ \boldsymbol{u}_{BC} \bullet \boldsymbol{u}_{BZ_3} \\ \boldsymbol{u}_{CD} \bullet \boldsymbol{u}_{DZ_5} \\ \boldsymbol{u}_{DE} \bullet \boldsymbol{u}_{DZ_5} \end{bmatrix} = 0$$
(7)

式中: u_0 表示下标对应的单位向量,如 u_{AB} 表示AB 的单位向量, u_{BZ}表示 B 点局部坐标系 Z 轴方向单 位向量。

已知起落架主支柱收放角度为 θ_1 ,以 $0.01 \cdot \theta_1$ 为步长,步长大小可根据计算精度进行修改。通过 对每一步进行求解运动方程可得到每一个铰链对 应时刻旋转角度值,从而得到收放过程中铰链角 度、角速度等随时间变化情况。

1.3 舱门联动式起落架动力学建模

通过运动学模型计算得到每个铰链的旋转角 度 θ_i 、角速度 $\dot{\theta}_i$ 及角加速度 $\ddot{\theta}_i$,机构的故障与结构 所受内力有关,分析连杆运动受力情况需要建立联 动机构动力学模型。本节通过拉格朗日方法进行 动力学建模,其主要原理是从系统能量的角度建立 方程,拉格朗日函数定义为系统动能和系统势能之 差,即

$$\overline{0} \qquad 1 \qquad \int (1 - \cos \theta) x x + (\sin \theta) x]$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial}{\partial q_i} (T - V) = M \tag{8}$$

式中:T为系统动能;V为系统势能;q,为系统变 量,联动机构不存在位移变量,均为构件旋转变量; M为广义力,即力矩:i表示构件序号,从OA开始 到 EF 为 1~6。

刚体系统在三维空间动能通过计算每个杆件 动能数值和,杆件动能主要包括平动和转动两部 分,即

$$T = T_{\text{trans}} + T_{\text{rot}} = \sum_{i=1}^{6} \frac{1}{2} (m_i v_i^2 + J_i \omega_i^2) \quad (9)$$

式中: m_i 表示第i个构件质量: v_i 为构件质心平动速 度矢量;J;为构件惯性矩阵; ω ;表示构件角速度 矩阵。

平动动能为各个构件质心全局坐标系下的速 度矢量,即

$$\boldsymbol{x}_{i} = \left[\boldsymbol{x}_{i\text{Base}}, \boldsymbol{y}_{i\text{Base}}, \boldsymbol{z}_{i\text{Base}} \right]^{\mathrm{T}} = \left(\prod_{j=1}^{i} T_{j,j+1} \right) \left[\boldsymbol{x}_{i}, \boldsymbol{y}_{i}, \boldsymbol{z}_{i} \right]^{\mathrm{T}}$$
(10)

 $\boldsymbol{v}_i = \left[v_{xi}, v_{yi}, v_{zi} \right]^{\mathrm{T}} =$

$$\left[\frac{\partial(x_{i\text{Base}})}{\partial t}, \frac{\partial(y_{i\text{Base}})}{\partial t}, \frac{\partial(z_{i\text{Base}})}{\partial t}\right]^{'}$$
(11)

$$T_{\text{trans}} = \sum_{i=1}^{6} \frac{1}{2} m_i (v_{xi}^2 + v_{yi}^2 + v_{zi}^2) \qquad (12)$$

式中:「*x*_{iBase}, *v*_{iBase}, *z*_{iBase}]^T表示构件质心全局坐标系 下坐标; $[x_i, y_i, z_i]^{T}$ 表示局部坐标系下坐标; $[v_{xi}, v_{yi}, v_{zi}]$ ^T表示构件平动速度矢量。

对于质心角速度ω,,可通过上文运动学计算 所得的杆件两端铰链角速度 θ,求得[17],将计算得 到的 v_i 和 ω_i 代入式(9)计算得到系统总动能。

系统势能主要为重力势能,将各构件重心坐标 通过式(10)转换到基准坐标系下进行计算,系统总 势能为

$$V = \sum_{i=1}^{6} m_i g x_i \tag{13}$$

系统收放过程中主要受到气动力作用,为方便 计算,将气动力简化为舱门旋转轴气动力矩,即

$$M_{\rm d} = \frac{1}{2} \rho v^2 S C_{\rm d} x \tag{14}$$

式中:C_d为阻力系数, ρ为空气密度, v为空速, S为 舱门迎风面积, x为气动中心到舱门转轴垂直距 离。具体数值如表1所示。

表 1 气动力参数 Table 1 Pneumatic parameters

参数 名称	阻力 系数 C_{d}	空气 密度 p/ (kg•m ⁻³)	空速 <i>v/</i> (km•h ⁻¹)	舱门迎风 面积 <i>S</i> /m ²	垂直距离 <i>x/</i> mm
参数值	0.35	1.29	350	0.48	$1\ 733.825$

在起落架收起过程中,联动机构以及舱门跟随 主支柱运动,因此可将 θ_1 作为整个系统输入变量, 动力学方程中 θ_i (i=2,3,...,7)均为 θ_1 的函数,可 通过运动学计算得出对应关系,代入式(8)可得

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial}{\partial \theta_1} (T - V) = M \qquad (15)$$

模型中主要结构质量属性如表2所示,将收放 角度θ₁、各构件质量参数以及运动学所计算得到的 各铰链角速度代入动力学模型,求解得到该起落架 铰链力矩的解析计算结果,为后续分析提供理论模 型和数据支撑。

	表 2	主要构件质量属性
Table 2	Majo	or component mass attributes

构件名称及编号	质量/kg	转动惯量 $(J_x, J_y, J_z)/(\text{kg·m}^2)$	质心全局坐标/m
主支柱(1)	25.954	[3.624, 3.784, 0.806]	[-1.286, 6.233, -1.031]
支柱销轴(2)	0.101	$[4.275, 1.377, 5.248] \times 10^{-5}$	[-1.368, 6.286, -0.502]
左连杆(3)	0.168	$[1.216, 3.835, 3.615] imes 10^{-4}$	[-1.421, 6.291, -0.532]
右连杆(4)	0.218	$[1.758, 3.145, 2.938] imes 10^{-4}$	[-1.575, 6.234, -0.599]
舱门销轴(5)	0.147	$[1.633, 0.077, 1.634] imes 10^{-4}$	[-1.659, 6.220, -0.649]
舱门(6)	3.19	[0.265, 0.117, 0.201]	[-1.641, 6.040, -0.451]

1.4 舱门联动式起落架故障分析

基于所建立的模型,利用MATLAB编程进行 数值仿真计算,首先根据作动筒实际行程计算得到 起落架最大收放角度θ₁为112.5°,将其和各铰链空 间坐标代入运动学和动力学方程求解,得到具体时 刻对应收放角度下的各铰链角度和力矩值,记录所 有解得到整体机构运动情况分别如图6、7所示。

从中发现运动过程并不平稳,A、B、C处关节 在收放角度60~80°时角度变化较大,会产生较大 的角加速度,引起较大的旋转惯性力和离心力,根 据图中角度和力矩突变在时间上存在的对应关系 可以确定,角度突变引起的力矩突变是联动机构故 障原因。运动过程中A点旋转轴垂直于连杆,A点 旋转力矩传递到左连杆上将以弯矩形式存在,其大





Fig.6 Change of rotation angle during retraction and release of each hinge



图7 各铰链收放过程中铰链力矩变化

Fig.7 Change of hinge torque during retraction and release of each hinge

小最大可达到 64 N•m 左右,足够使连杆结构产生 变形。

为了减小A位置处力矩突变大小,解决联动 机构变形问题,接下来从联动机构安装位置和左右 连杆长度比例两方面分析结构参数对A点力矩突 变的影响,找到减小运动力矩突变,使机构运动平 稳的关键部位。

2 联动机构故障关键位置分析

2.1 联动机构杆长比例影响分析

根据联动机构构型设计,左右连杆共线,整体 杆长 BD 为 350 mm,将左右连杆长度之比分别设 置为1:5、3:5、1:1、5:3、5:1,计算得到A 铰链力矩 变化如图8所示,随着左右杆长比例的变化,收放 过程中联动机构运动仍不稳定,力矩形状没有变 化,突变依然存在且大小几乎不受杆长变化影响。



2.2 联动机构安装位置影响分析

通过调整安装位置空间坐标,将连杆两端在起 落架和舱门的安装位置进行参数化,参数位置和变 化方向如图9所示。考虑到实际起落架空间的限 制,初步选取范围为(-50,50)mm。

连杆安装位置对A和E点铰链力矩突变的影响如图10所示。随着参数变化,力矩变化曲线形状没有较大改变,力矩最值变化显著,其他时刻的力矩值变化较小。图中虚线走势表现了参数变化对力矩最值的影响,A点的x1、y1、z1方向上偏移量以及E点z2方向上偏移量对联动机构力矩突变值

呈负相关,即越向坐标正向偏移力矩越小,而参数 x₂、y₂与突变值呈正相关,且增加幅度越来越大,因 此应减少x₂、y₂方向偏移量。

计算A点x1、y1、z1方向偏移量变化下力矩突变的极差分别为-62.9、-334.4和-444.4 N•m,E点 x2、y2、z2方向所对应力矩极差值分别为87.6、82.3 和-42.8 N•m。综合来看,作为位置变化参数A、E 两点对机构性能影响原理相同,而A点影响程度 比E点更加灵敏,因此将A点作为影响故障的关键 位置进行优化设计。接下来建立优化数学模型,找 到使机构运动最平稳,铰链力矩突变最小时所对应 的最优位置。



图 9 结构安装位置变化示意图





Fig.10 Influence of changes in various parameters of the installation position of the linkage mechanism on torques at points A and E

(18)

3 联动机构空间位置优化设计

3.1 参数化建模

为了保证优化过程中满足联动机构原有的铰链姿态和构件间的空间几何关系,根据运动学模型得知,*B*、*C*位置和姿态与*A*有关,因此将*A*点空间位置坐标参数化,具体数学形式如下。

A点原位置

$$A = (x_0, y_0, z_0)$$
(16)

A点参数化后位置

$$A^* = (x_0, y_0, z_0) + (x^*, y^*, z^*) = (x_1, y_1, z_1) \quad (17)$$

 $\min[f'(\theta_2)]$

B点位置不变,则

$$AB = B - A$$

$$RA = \frac{AB}{\|AB\|} \tag{19}$$

B铰链旋转轴方向为

$$RB = \frac{AB \times BC}{\|AB \times BC\|} \tag{20}$$

当A铰链空间位置发生变化,结合联动机构 空间几何关系,使得A、B铰链姿态跟随A位置变 化而变化,以满足联动机构铰链姿态和构件间的空 间几何关系。优化数学模型如下

$$f(\theta_{2}) = [x^{*}, y^{*}, z^{*}, \lambda_{21}, \lambda_{22}, \lambda_{23}]^{T} = 0$$

$$A^{*} = (x_{1}, y_{1}, z_{1}) = A + (x^{*}, y^{*}, z^{*}) = (x_{0}, y_{0}, z_{0}) + (x^{*}, y^{*}, z^{*})$$

$$x^{*L} \leq x^{*} \leq x^{*U}, y^{*L} \leq y^{*} \leq y^{*U}, z^{*L} \leq z^{*} \leq z^{*U}$$
(21)

式中: $f(\theta_2)$ 为运动学方程,求解得到A点铰链角度 变化曲线, $f'(\theta_2)$ 为A铰链角速度变化曲线, A^* 为 参数化后A铰链空间位置, x^* 、 y^* 、 z^* 为A铰链坐标 变化参数,()^{*U}、()^{*L}分别为参数上、下限。

3.2 基于粒子群算法的铰链空间位置优化方法

粒子群优化(Particle swarm optimization, PSO)是一种模拟鸟群觅食的仿生算法,具备原理 简单、所需调整的参数较少、寻优精度高、速度快、 易于工程实现等优点^[18-20]。PSO通过在D维空间搜 索域中建立N个粒子,以优化目标值大小为规则不 断迭代粒子群位置和速度,从而寻找全局最优值。 初始各粒子位置和速度如下

$$X_{i} = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD}) \qquad i = 1, 2, \dots, N$$

$$V_{i} = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iD}) \qquad i = 1, 2, \dots, N$$

$$\overline{r} - \overline{r} b h \overline{c} \Xi \pi \overline{x} \overline{g} \overline{g} \overline{g} \overline{g} \overline{g}$$

$$x_{ij}(t+1) = x_{ij}(t) + v_{ij}(t+1)$$

$$i = 1, 2, \dots, N; j = 1, 2, \dots, D \qquad (22)$$

$$v_{ij}(t+1) = \omega v_{ij}(t) + c_{1}r_{1}(t) [p_{ij}(t) - x_{ij}(t)] +$$

$$c_2 r_2(t) \left[p_{gj}(t) - x_{ij}(t) \right]$$
(23)

式中: ω 表示惯性系数, c_1 表示个体的学习系数, c_2 表示全局的学习系数, r_1 和 r_2 为0~1的随机数。假 设寻找目标函数f(x)的最小值,第i个粒子当前搜 索到的最优位置为 $P_{is} = (P_{i1}, P_{i2}, \dots, P_{ij})$,整个粒 子 群 当 前 搜 索 到 的 最 优 位 置 为 $P_{gs} = (P_{g1}, P_{g2}, \dots, P_{gi})$ 。则粒子i当前最优位置为

$$p_{i}(t+1) = \begin{cases} p_{i}(t) & f(x_{i}(t+1)) \ge f(p_{i}(t)) \\ x_{i}(t+1) & f(x_{i}(t+1)) < f(p_{i}(t)) \end{cases}$$
(24)

式中f为种群适应度。该机构优化目标值为A点

角度变化,因此适应度为A点角度变化最大值。 具体优化流程如图11所示。





在粒子群优化算法中,惯性权重ω是一个重要 参数,当ω较大时偏向于全局搜索,反之偏向于局 部搜索,为加快搜索效率,提出权重公式,根据每一 次迭代搜索结果更新下一次搜索的权重为

$$\omega' = \begin{cases} \omega_{2} + (\omega_{1} - \omega_{2}) \frac{f_{\max}' - f(x_{i}')}{f_{\max}' - f_{avg}'} & f(x_{i}') \ge f_{avg}' \\ \omega_{1} & f(x_{i}') < f_{avg}' \end{cases}$$
(25)

式中: ω_1 、 ω_2 分别为最大最小惯性权重, f_{max}^t 为第t次迭代粒子最大适应度值, f_{ag}^t 为第t次迭代粒子平均适应度值, $f(x_i^t)$ 表示第t次迭代后第i个粒子的适应度值。根据优化目标函数和约束,设置粒子群算法控制参数,如表3所示。

表 3 PSO 控制参数设置 Table 3 PSO control parameter settings

参数	数值
粒子数量n	100
最大迭代次数 tmax	50
初始惯性权重 ω_0	0.99
最大惯性权重 ω_1	0.9
最小惯性权重 ω_2	0.4
个体学习系数 c1	2
群体学习系数 c ₂	2

根据参数设置利用MATLAB软件编程计算, 得到参数范围内使铰链角速度整体最小的最优位 置。优化结果显示,A点空间位置改变量 $(x^*, y^*, z^*) = (17.9, 41.73, 44.88)$ mm,与优化前转 轴夹角为86.01°, B点空间位置不变,转轴与优化前 夹角为66.66°, 得到A铰链优化前后运动对比如 图12(a)所示,整个曲线平稳变化,A铰链在收起过 程中全程接近匀速转动,没有突变产生。从图中得



Fig.12 Comparison of results before and after optimization

到优化前后最大斜率由原来的 90.6 (°)/s下降到了 18.1 (°)/s,降低了 80.0%。优化前后力矩对比如 图 12(b)所示, A 点力矩由原来最大 64.216 N·m下 降到 16.194 N·m,下降 74.8%。优化效果显著, 优 化后连杆运动平稳, 力矩突变消失。整个运动过程 中联动机构各个构件旋转均平稳进行, 避免了故障 的发生。

此外,优化结果与第2节参数分析比较可知,对 于空间机构而言,在优化铰链空间位置时,与单因 素优化相比,同时改变优化点的空间位置3个坐标 和其铰链旋转姿态可得到更好的优化效果。

4 结 论

针对起落架舱门联动机构的故障问题,通过数 学建模对故障进行了详细的分析,并结合智能优化 算法进行了优化设计。得出结论如下:

(1)对于运动机构而言,铰链角度与角速度突变 意味着运动的不平稳,容易造成力矩突变,导致机构 变形,降低铰链角度突变能够改善机构运动性能。

(2) 在设计机构过程中,空间位置和姿态都对 运动性能有重要影响,同时优化二者有利于找到更 好的设计位置,机构运动平稳后铰链力矩明显降 低,整个结构安全性有明显提高。

(3)基于坐标变换矩阵和第二类拉格朗日方程 建立了空间运动机构的数值仿真模型,并结合优化 算法进行优化设计,形成一套机构运动学优化方 法,对机构优化设计具有一定普适性。

参考文献:

- [1] 徐锦锦.飞机起落架舱门联动机构设计及气密性研究
 [D].南京:南京航空航天大学,2017.
 XU Jinjin. Design and air tightness of aircraft landing gear door linkage mechanism[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017.
- [2] 杨贵强.前起落架舱门联动机构研究[J].科技视界, 2017(14):73,95.

YANG Guiqiang. Research on the linkage mechanism of the nose landing gear door[J]. Science & Technology Vision, 2017(14): 73,95.

- [3] 辛富康, 雷华金, 王攀. 气动减速系统阻力伞锁机构可 靠性分析[J]. 航空科学技术, 2023, 34(5): 80-86.
 XIN Fukang, LEI Huajin, WANG Pan. Reliability analysis for drag parachute lock mechanism of aerodynamic deceleration system[J]. Aeronautical Science &. Technology, 2023, 34(5): 80-86.
- [4] 冯蕴雯,何智宇,唐家强,等.民用飞机顺气流襟翼机构 故障工况动力学仿真研究[J].航空工程进展,2023,14
 (4):85-93.

FENG Yunwen, HE Zhiyu, TANG Jiaqiang, et al. Dynamics simulation research on fault conditions of deflecting to airflow flap mechanism of civil aircraft[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2023, 14(4): 85-93.

- [5] 闻聪聪.某型飞机起落架锁机构的运动功能可靠性建模 与仿真研究[D].沈阳:东北大学,2019.
 WEN Congcong. Research on modeling and simulation of motion functional reliability for aircraft landing gear lock mechanism[D]. Shenyang: Northeastern University, 2019.
- [6] 肖玉林,张西正,侍才洪,等.运动副结构间隙的对救援 机器人收放机构的影响分析与改进设计[J].机械科学 与技术,2016,35(6):833-839.

XIAO Yulin, ZHANG Xizheng, SHI Caihong, et al. Analyzing impact of kinematic pair structure gap on rescue robot's retraction mechanism and improving its design[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(6): 833-839.

- [7] 张雷,薛小伟,侯志礼.信号转换装置卡滞故障分析与改进[J]. 机床与液压, 2023, 51(8):165-170.
 ZHANG Lei, XUE Xiaowei, HOU Zhili. Analysis and improvement of signal conversion device stuck fault[J].
 Machine Tool & Hydraulics, 2023, 51(8):165-170.
- [8] MATTHIEU P D, XAVIER R, BRUNO S. Integrated optimal design for hybrid electric powertrain of future aircrafts[J]. Energies, 2022, 15(18): 6719.
- [9] 尹维龙,张大为,石庆华,等.变体后缘索网传动机构的 优化设计[J].南京航空航天大学学报,2014,46(2): 292-296.

YIN Weilong, ZHANG Dawei, SHI Qinghua, et al. Optimization of transmission mechanism with cable networks for morphing trailing-edge[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2014, 46 (2): 292-296.

- [10] 翟广庆,肖洪,郭宏伟,等.多翼瞬态差速展开机构设计 与动力学参数优化[J].机械工程学报,2024,60(15): 113-122.
 ZHAI Guangqing, XIAO Hong, GUO Hongwei, et al. Multi-wing transient differential deployment mechanism design and optimization of dynamic parameters
 [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(15): 113-122.
- [11] 王宝峰,高飞.某型飞机RAT舱门空间四连杆机构设计 与优化[J]. 机械设计与制造, 2023(2): 136-139.
 WANG Baofeng, GAO Fei. The design and optimization of a RAT door spatial four-bar mechanism[J]. Machinery Design & Manufacture, 2023(2): 136-139.
- [12] WU G L, CARO S, BAI S P, et al. Dynamic modeling and design optimization of a 3-DOF spherical paral-

lel manipulator[J]. Robotics & Autonomous Systems, 2014, 62(10): 1377-1386.

- [13] YE Ruiqi, LIU Ziming, CUI Jin, et al. Modeling and improvement for string-based drive mechanism in insect-like flapping wing micro air vehicle[J]. Applied Sciences, 2023, 13(24): 13209.
- [14] TIAN Baolin, GAO Haibo, YU Haitao, et al. Cabledriven legged landing gear for unmanned helicopter: Prototype design, optimization and performance assessment[J]. Science China Technological Sciences, 2024, 67(4): 1196-1214.
- [15] 李博超,项忠霞,刘传耙,等.肘关节康复机器人机构设 计及其运动学分析[J].机械科学与技术,2020,39(9): 1313-1322.

LI Bochao, XIANG Zhongxia, LIU Chuanba, et al. Mechanism design and kinematics analysis of elbow joint rehabilitation robot[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 39(9): 1313-1322.

[16] 李兴瑞,龙有强,姜峰.新型3-DOF 1T2R并联机构的运动学分析与尺度优化[J/OL]. 机电工程,2024: 1806-1815. http://kns.cnki.net/kcms/detail/33.1088. th.20240604.1105.002.html.

LI Xingrui, LONG Youqiang, JIANG Feng. Kinematics analysis and scale optimization of a new 3-DOF 1T2R parallel mechanism[J/OL]. Mechanical and Electrical Engineering, 2024: 1806-1815. http://kns. cnki.net/kcms/detail/33.1088.th.20240604.1105.002. html.

- [17] 杨静宁,赵晓军,赵永刚.理论力学教程[M].武汉:武 汉大学出版社,2011.
 YANG Jingning, ZHAO Xiaojun, ZHAO Yonggang. Theoretical mechanics course[M]. Wuhan: Wuhan University Press, 2011.
- [18] 李朋,尹娟妮,张佼龙,等.立方星SMA直线作动解锁机 构的优化设计[J].西北工业大学学报,2023,41(3): 510-517.

LI Peng, YIN Juanni, ZHANG Jiaolong, et al. Optimal design of cubic star SMA linear actuation unlocking mechanism[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2023, 41(3): 510-517.

- [19] KHEMILI I, ABDALLAH B A M, AIFAOUI N. Multi-objective optimization of a flexible slider-crank mechanism synthesis based on dynamic responses[J]. Engineering Optimization, 2019, 51(6): 978-999.
- [20] XIAO Qimin, LIU Liwei, XIAO Qili. Study on particle swarm algorithm and its application in mechanical design based on MATLAB[C]//Proceedings of the 3rd WSEAS International Conference on Computer Engineering and Applications.[S.l.]: World Scientific and Engineering, 2009.