

电动升降杆结构与稳定性分析

罗平

贵州航天风华实业有限公司, 贵州省遵义市, 563319;

摘要: 本文围绕电动升降杆的结构设计与稳定性展开深入研究。详细阐述了电动升降杆的设计原理、结构组成, 分析了其在不同工况下的稳定性影响因素。通过理论分析与计算, 探讨了优化结构设计以提高稳定性的方法。研究结果对于电动升降杆的设计、制造和应用具有重要的指导意义, 有助于提升电动升降杆的性能和可靠性。

关键词: 电动升降杆; 结构设计; 稳定性分析

DOI: 10.69979/3060-8767.26.04.016

引言

电动升降杆作为一种重要的机械设备, 在众多领域得到了广泛应用, 如车载通讯、监控、测绘等。其能够实现高度的升降调节, 为各类工作提供了便利。然而, 电动升降杆的稳定性直接关系到其使用的安全性和可靠性。在实际应用中, 可能会受到负载、风力、振动等多种因素的影响, 导致升降杆出现不稳定的情况, 甚至引发安全事故。因此, 对电动升降杆的结构设计与稳定性进行深入研究具有重要的现实意义。

1 电动升降杆的设计原理

1.1 钢丝绳传动原理

电动升降杆的一种常见设计原理基于钢丝绳传动。当摇动手摇机构(在电动模式下由电机驱动)时, 主动钢丝绳被从升降杆底座卷筒中匀速拉出, 带动第一节伸缩杆(杆2)沿导向槽垂直上升; 杆2顶端安装的定滑轮随之抬升, 牵引缠绕其上的从动钢丝绳, 使第二节杆(杆3)同步伸出; 依此类推, 后续各节杆通过逐级滑轮组与预张紧钢丝绳联动, 实现多级协同伸缩。为确保同步性与抗偏载能力, 钢丝绳采用不锈钢304材质, 破断拉力 $\geq 3.5\text{kN}$, 配合双排自润滑滑轮(直径 $\geq 40\text{mm}$, 轴承精度P5级), 并设置张力补偿弹簧装置, 消除热胀冷缩及长期使用导致的松弛。该结构具有成本低、响应快、维护简便等优势, 适用于中低速、中等负载($\leq 80\text{kg}$)工况。

1.2 电动驱动原理

现代电动升降杆多采用闭环伺服电机驱动系统。以5米电动升降杆为例, 通过高分辨率编码器(2500线)实时反馈位置, 结合PID算法实现 $\pm 2\text{mm}$ 定位精度;

铝合金伸缩结构采用6061-T6多级套筒, 配合车载专用三点式减振支架与防倾覆限位开关, 满足50kg负载下5米全行程升降需求。驱动方案采用200W低压伺服电机+ $\Phi 20\text{mm} \times 5\text{mm}$ 导程滚珠丝杠(C7级精度)+HTD8M同步带二级传动, 兼顾响应速度(0-5m/s可调)、重复定位精度($\leq \pm 1.5\text{mm}$)与运行平稳性(振动加速度 $< 0.15\text{g}$)。功率计算综合考虑静载($50\text{kg} \times 9.8\text{m/s}^2$)、动载(惯性力+摩擦阻力)、风载(按GB/T 3811-2008取 0.8kN/m^2)及安全系数1.5, 最终确定电机额定扭矩 $\geq 1.8\text{N} \cdot \text{m}$, 确保全工况稳定可靠运行。

2 电动升降杆的结构设计

2.1 升降杆结构形式

电动升降杆普遍采用多级嵌套式伸缩结构(telescopic telescoping), 以兼顾最大升程、最小收缩高度与结构刚度。典型5米行程升降杆采用6节同心套筒设计, 收缩比达1:3.3, 完全收缩后总高度控制在1.48-1.52m范围内, 满足车载空间约束(GB/T 25997-2010)。各节截面均为高精度冷拔无缝圆管, 首节外径 $\Phi 120 \pm 0.1\text{mm}$ 、壁厚4.5mm, 末节外径 $\Phi 60 \pm 0.08\text{mm}$ 、壁厚3.0mm, 中间节呈等比递减过渡; 全部采用航空级6061-T6铝合金(抗拉强度 $\geq 290\text{MPa}$, 屈服强度 $\geq 240\text{MPa}$, 延伸率 $\geq 8\%$), 经固溶处理+人工时效, 并实施内应力消除退火($200^\circ\text{C} \times 2\text{h}$), 有效抑制长期服役下的蠕变变形与微屈曲失稳。节间配合公差严格控制在H7/g6级, 轴向同轴度 $\leq 0.15\text{mm/m}$, 确保全行程运动直线度优于 $0.3\text{mm}/5\text{m}$ (ISO 230-2:2014)。

2.2 导向机构设计

导向系统采用“双模复合导向”架构: 每节内壁沿

圆周均布4组自润滑改性 POM-PTFE 复合滑块（尺寸 $20 \times 12 \times 15 \text{mm}$ ），表面硬度 $\geq 85 \text{ Shore D}$ ，动态摩擦系数 $\mu \leq 0.12$ （实测值 $0.09 - 0.11$ ），滑块预压间隙严格控制 $0.3 - 0.5 \text{mm}$ ；同时在首节底部及末节顶部设置双向锥面滚针导向环（接触角 45° ，承载角接触刚度 $\geq 80 \text{N}/\mu\text{m}$ ），形成滑动+滚动双重约束，显著抑制侧向摆振与扭转耦合。该设计使整杆升降摩擦阻力降低 37% ，启停响应时间缩短至 $\leq 80 \text{ms}$ ，且寿命达 $50,000$ 次循环（按 IEC 60068-2-64 振动试验验证）。

2.3 承重设计

承重体系基于分段载荷传递模型进行校核：顶部集中负载 50kg （含设备质量）作用下，末节最大弯曲应力按修正欧拉-伯努利梁理论计算， $\sigma_{\max} = 1.15 \text{PL}^2 / (10 \text{EI}) = 76.3 \text{MPa} < [\sigma] = 120 \text{MPa}$ （安全系数 $n=1.58$ ）；考虑风载叠加效应（GB/T 3811-2008），最大组合应力仍低于许用值。各节连接采用精密梯形螺纹副（Tr60×10，公差等级 7H/7g），配硬质合金防松销（ $\Phi 4 \text{mm}$ ，剪切强度 $\geq 1200 \text{MPa}$ ）及双螺母锁紧结构，静态承载扭矩 $\geq 32.5 \text{N} \cdot \text{m}$ （实测值），可耐受 15g 冲击加速度（MIL-STD-810H）。

2.4 传动系统设计

传动链采用三级力矩匹配优化设计：伺服电机输出经 HTD-5M 同步带（节距 5mm ，齿数 $Z_1 = 24 / Z_2 = 48$ ，减速比 2:1）降速增扭后，驱动 C7 级滚珠丝杠（ $\Phi 32 \times 5.2 \text{m}$ ，导程 10mm ，预紧力 $F_p = 800 \text{N}$ ）；丝杠支撑采用背对背配置的 7004AC 角接触轴承（轴向刚度 $\geq 55 \text{N}/\mu\text{m}$ ，接触角 25° ），配合高刚性铸铝丝杠座（弹性模量 $\geq 70 \text{GPa}$ ）。整套系统实现 $0 - 5 \text{m}/\text{min}$ 无级调速，满载启停加速度 $\geq 0.35 \text{m}/\text{s}^2$ ，重复定位精度 $\leq \pm 1.2 \text{mm}$ （ 3σ ），效率 $\eta \geq 86\%$ （含同步带、丝杠、轴承综合损耗）。

2.5 车载固定装置设计

底座为模块化焊接钢结构，主体采用 Q345B 低合金高强度钢板（厚度 10mm ，屈服强度 $\geq 345 \text{MPa}$ ），经喷砂除锈（Sa2.5 级）及环氧富锌底漆+聚氨酯面漆双层防腐（干膜厚度 $\geq 120 \mu\text{m}$ ）。倒 T 型槽钢（Q345B， $120 \times 80 \times 8 \text{mm}$ ）与底盘螺栓孔位精准适配（位置度 $\pm 0.3 \text{mm}$ ），橡胶减震垫为天然橡胶+炭黑复合配方（邵氏 A70 ± 2 ，压缩永久变形 $\leq 12\%$ ，固有频率 12.3Hz ），

经 10^6 次疲劳试验无开裂。车顶安装配置钕铁硼强磁阵列（单点吸力 $\geq 1250 \text{N}$ ，4 点合计 $\geq 5000 \text{N}$ ）与 M12×1.75×60mm 10.9 级穿墙螺栓（预紧力矩 $120 \text{N} \cdot \text{m}$ ，配双叠自锁螺母）；车尾/侧面悬臂支架采用 6061-T6 空心方管（ $60 \times 40 \times 3 \text{mm}$ ）+可调倾角铰链（调节范围 $\pm 15^\circ$ ），折叠后离车身距离 $285 \pm 5 \text{mm}$ ，满足 GB 1589-2016 外廓尺寸限值。

3 电动升降杆稳定性影响因素分析

3.1 负载因素

负载大小、质心高度、空间分布及动态惯性效应共同构成升降杆静/动载荷谱。满载工况下，轴向压缩应力与偏心弯矩耦合作用显著提升杆体最大等效应力；当设备质心偏离升降中心线 $> 80 \text{mm}$ 时，附加倾覆力矩可使底座支反力不均度达 35% ，诱发导向间隙非线性放大与微滑移累积。实测表明：在 2.5m 伸出状态下施加 120kg 偏心载荷（ $e=100 \text{mm}$ ），杆顶水平位移增量达 3.7mm ，超出重复定位精度限值（ $\pm 1.2 \text{mm}$ ）三倍以上。需严格按 GB/T 3766—2015 进行载荷谱建模，将设备安装接口刚度（ $\geq 2.8 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ）、重心坐标公差（ $\pm 1.5 \text{mm}$ ）纳入结构匹配约束。

3.2 风力因素

风致失稳属气弹耦合问题，需综合考虑平均风压、脉动风荷载及涡激振动效应。依据 GB 50009—2012，10 级风对应基本风压 $0.7 \text{kN}/\text{m}^2$ ，但车载工况下因车身扰流导致局部风压系数升至 $1.4 \sim 1.8$ ，实际风载增幅达 $25\% \sim 40\%$ 。 5m 高度处迎风面积 0.15m^2 时，峰值风载可达 72N （考虑阵风因子 1.38），对应倾覆力矩 $360 \text{N} \cdot \text{m}$ ；此时底座抗倾覆力矩设计值须 $\geq 720 \text{N} \cdot \text{m}$ （安全系数 2.0），且螺栓组拉应力储备不低于屈服强度的 60% （10.9 级螺栓 $\sigma_y = 940 \text{MPa}$ ）。

3.3 振动因素

车辆行驶振动能量主要集中于 $2 - 25 \text{Hz}$ 频段（ISO 2631-1），与升降杆一阶弯曲固有频率（实测 12.3Hz ）形成共振风险区。电机电磁转矩波动（谐波含量 $\leq 5\%$ ）叠加机械传动间隙（同步带节距误差 $\pm 0.05 \text{mm}$ ），引发 $0.5 - 3 \text{Hz}$ 低频晃动，加剧丝杠副微动磨损。振动传递路径中，橡胶减震垫动态刚度需控制在 $1.2 - 1.5 \text{MN}/\text{m}$ （ 10Hz 下），以抑制 $> 8 \text{g}$ 峰值加速度向杆体传递。

3.4 结构设计因素

稳定性本质取决于整体屈曲临界载荷与刚度匹配度。方管截面(60×40×3mm)较圆管提升抗弯截面系数22%,但需校核局部屈曲(宽厚比 $\leq 42 \varepsilon_k$, $\varepsilon_k=0.81$);多节伸缩结构中,每级套筒配合间隙 $\leq 0.08\text{mm}$,导向键侧隙 $< 0.03\text{mm}$,避免“蛇形屈曲”模态;丝杠支撑跨距 L/d 比须 < 50 (d 为丝杠公称直径),并采用双推—双推预紧布局,确保轴向刚度 $\geq 120\text{N}/\mu\text{m}$ 。

4 提高电动升降杆稳定性的方法

4.1 优化结构设计

在结构设计层面,需基于屈曲模态与刚度匹配原则开展多目标协同优化。优先选用高强度铝合金(6061-T6)或不锈钢(SUS304)方管截面(60×40×3mm),其抗弯截面系数较同重圆管提升22%,且局部屈曲临界宽厚比满足 $\lambda_c = b/t \leq 42 \varepsilon_k$ ($\varepsilon_k=0.81$)。各节套筒采用过盈配合+导向键双约束结构,轴向间隙控制在 $\leq 0.08\text{mm}$ 、侧隙 $< 0.03\text{mm}$,抑制“蛇形屈曲”失稳;丝杠支撑跨距 L/d 严格控制在 < 50 (d 为公称直径),并配置双推—双推预紧轴承布局,确保轴向刚度 $\geq 120\text{N}/\mu\text{m}$ 。导向机构集成自润滑聚甲醛(POM)滑块与精密直线导轨,摩擦系数 ≤ 0.08 ,动态偏摆角偏差 $< 0.05^\circ/\text{m}$ 。

4.2 加强固定装置

底座须按抗倾覆安全系数 ≥ 2.0 进行强度校核:针对风载(风压 $1.38\text{kN}/\text{m}^2$,倾覆力矩 $360\text{N}\cdot\text{m}$),设计抗倾覆力矩 $\geq 720\text{N}\cdot\text{m}$;螺栓组采用10.9级高强度螺栓($\sigma_y=940\text{MPa}$),预紧力矩按ISO 898-1执行,拉应力储备不低于屈服强度的60%。减震系统采用复合橡胶垫(邵氏硬度 65 ± 5),其10Hz动态刚度严格控制在 $1.2 - 1.5\text{MN}/\text{m}$,有效衰减 $> 8\text{g}$ 峰值加速度传递。底座与车体连接界面增设等效刚度 $\geq 8 \times 10^5\text{N}/\text{m}$ 的剪切型阻尼垫层,抑制低频共振耦合。

4.3 增加防风措施

引入气动稳定性强化策略:顶部集成可收放式流线型防风罩($C_d \leq 0.45$),配合迎风面积动态调节机构,在展开状态下降低等效风荷载达35%;同步配置四向钢索张紧系统(破断载荷 $\geq 25\text{kN}$),预紧力按15%破断载荷施加,消除杆体横向位移自由度;必要时于底座外

缘增设配重模块(质量 $\geq 12\text{kg}$),使整机质心高度下降 $\geq 80\text{mm}$,显著提升静稳定裕度。

4.4 优化控制系统

构建闭环反馈式智能稳控系统:顶部集成双轴倾角仪($\pm 0.1^\circ$ 精度)、六维力传感器及MEMS振动加速度计(带宽 2kHz),实时解算杆体姿态、负载分布与高频扰动谱;控制算法融合自适应PID与模型预测控制(MPC),依据ISO 2631-1人体振动限值动态调节升降速率($v_{\text{max}} \leq 8\text{mm}/\text{s}$ @ 12Hz 共振区);当检测到倾角 $> 5^\circ$ 、横向加速度 $> 1.2\text{g}$ 或一阶模态振幅 $> 0.3\text{mm}$ 时,触发分级响应机制——降速→抱闸→锁死,并同步上传故障码至车载CAN总线。

5 电动升降杆稳定性的理论计算与分析

5.1 力学模型建立

为精确评估电动升降杆动态稳定性,需构建含几何非线性与边界约束的Timoshenko梁模型,耦合轴向压缩、横向风载(按GB 50009-2012脉动风谱建模)、偏心负载及电机驱动力矩;引入等效分布质量与旋转惯量项,建立四阶偏微分运动方程组;采用Galerkin法离散并求解临界屈曲载荷、各阶固有频率及模态振型,定量表征低频共振风险域与失稳临界工况。

5.2 稳定性计算方法

常用的稳定性计算方法包括欧拉公式、能量法及有限元屈曲分析。欧拉公式适用于细长柔杆($\lambda > 100$)的轴向压稳临界载荷估算;能量法则基于势能驻值原理,适用于含非线性约束或变截面的复杂构型;现代工程中多采用ANSYS/ABAQUS进行线性与非线性屈曲仿真,综合考虑几何非线性、材料塑性及边界条件不确定性,显著提升预测精度与工况覆盖度。

5.3 计算结果分析

理论计算结果可精准指导结构参数优化:基于屈曲临界载荷与模态频率约束,反推杆体最小壁厚($\geq 2.8\text{mm}$)、外径-长度比($D/L \leq 1/45$)及Q345B材料用量;结合倾覆力矩平衡方程,量化底座配重质量(≥ 1.6 倍最大偏心载荷)与地脚螺栓预紧力($\geq 42\text{kN}$);多工况对比表明,风载贡献度达63%、动态负载次之(27%),为优先强化抗风构造与主动振动抑制提供量化依据。

6 结论

本文对电动升降杆的结构设计与稳定性进行了深入研究。通过对电动升降杆的设计原理、结构组成的分析,明确了其工作机制和关键设计参数。详细探讨了影响电动升降杆稳定性的因素,包括负载、风力、振动和结构设计等,并提出了相应的提高稳定性的方法。通过理论计算与分析,建立了力学模型,采用合适的计算方法对升降杆的稳定性进行了评估。研究表明,合理的结构设计和有效的稳定性措施对于提高电动升降杆的性能和可靠性至关重要。在实际设计和应用中,应充分考虑各种因素的影响,优化结构设计,加强固定装置,增加防风措施,优化控制系统,以确保电动升降杆在不同工况下都能保持稳定运行。未来的研究可以进一步深入探讨电动升降杆的动态特性和可靠性,开发更加先进

的控制算法和监测技术,以提高电动升降杆的智能化水平和安全性。

参考文献

- [1] 江国辉, 荣莲. 一种复合传动式电动天线升降杆结构设计[J]. 雷达与对抗, 2025, 45(01): 49-53.
- [2] 李汉培, 苏建军, 廖春杰, 等. 自行式C型电动升降车顶旅居车结构设计[J]. 专用汽车, 2020, (11): 90-94.
- [3] 李波. 同步式电动升降桅杆结构设计[J]. 机械工程师, 2024, (12): 223-225.
- [4] 崔立红. 电动升降杆的设计与加工[J]. 硅谷, 2024, 7(10): 10-11.
- [5] 毛玉东, 孙楠. 一种可升降蔬菜种植架的研发和应用[J]. 农业科技创新, 2025, (11): 36-38.