

DOI: 10.20271/j.cnki.1673-9833.2026.1008

基于弹簧驱动的剪叉式升降平台设计及特性研究

朱银锋¹, 张 玉¹, 沈 利², 郝国健¹

(1. 安徽建筑大学 机械与电气工程学院, 安徽 合肥 230601;
2. 合肥迪一科技有限公司, 安徽 合肥 230601)

摘 要: 针对传统剪叉式升降平台的伸缩比小、升降距离有限等问题, 设计了一种以多弹簧为驱动源的新型剪叉式升降平台。首先, 基于最大负载计算出升降平台的最大驱动力; 其次, 研究了平台在完全压缩状态下, 弹簧所能提供的最大驱动力, 并分析了与弹簧相连的两侧加强柱的变形情况, 以确保平台平稳运行; 再次, 通过建立静力学模型, 推导了力矩平衡方程, 分析了各层铰接点的受力情况; 最后, 通过样机实验验证了所设计的升降平台具有良好的展开性与稳定性。

关键词: 剪叉机构; 弹簧; 升降平台; 结构设计

中图分类号: TH211⁺.6

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2026)01-0056-08

引文格式: 朱银锋, 张 玉, 沈 利, 等. 基于弹簧驱动的剪叉式升降平台设计及特性研究 [J]. 湖南工业大学学报, 2026, 40(1): 56-63.

Design and Dynamic Characteristics Analysis of Spring-Driven Scissor Lift Platforms

ZHU Yinfeng¹, ZHANG Yu¹, SHEN Li², HAO Guojian¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Anhui Jianzhu University, Hefei 230601, China;
2. Hefei Diyi Technology Co., Ltd., Hefei 230601, China)

Abstract: In view of a solution of the small expansion ratio and limited lifting distance of traditional scissor lift platforms, a new type of scissor lift platform has thus been designed with multiple springs as the driving source. Firstly, a calculation is to be made of the maximum driving force of the lifting platform based on the maximum load; Secondly, a research is to be conducted on the maximum driving force that the spring can provide for the platform in a fully compressed state, followed by an analysis of the deformation of the reinforcing columns on both sides connected to the spring so as to ensure the smooth operation of the platform. Thirdly, a static mechanical model is to be developed, thus deriving moment equilibrium equations, with an investigation of the forces acting on the hinged joints at each level. Finally, prototype experiment results prove that the designed lifting platform is characterized with good expandability and stability.

Keywords: scissor mechanism; spring; lift platform; structural design

1 研究背景

剪叉式升降平台通常是一种可以上下移动的可

折叠式平台^[1-3]。该机构通常是由若干组相互交叉的剪叉臂组成, 这些剪叉臂组成“X”型, 可起到折叠

收稿日期: 2024-09-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51877001)

作者简介: 朱银锋, 男, 安徽建筑大学教授, 博士, 硕士生导师, 主要研究方向为电物理装置结构与分析,

E-mail: zhuyinfeng@sohu.com

和支撑的作用^[4-6]。剪叉式升降平台具有结构紧凑、占地面积较小、承载能力较强等特点,因此被广泛地应用于物流管理、仓库、机场等场合^[7-10]。

近年来,国内外学者对剪叉式升降平台做了大量的研究工作。如赵新虎等^[11]提出了一种安装在自动导引车(automated guided vehicle, AGV)上的3层剪叉式升降机构,该机构通过驱动电机与丝杠的相互配合,实现了升降机构的开合运动;实验结果表明,该机构在运行过程中升降平稳、噪声较低,同时由于丝杠有自锁功能,使得机构可以停留在任意高度。王殿君等^[12]为提高AGV机器人的工作效率及安全性,设计了一款对称式单级双剪叉的举升系统;通过静力学分析和力学模型验证,建立了优化模型,并应用零阶算法优化参数,确立剪叉臂结构;最后,通过仿真实验验证其合理性,为举升构件机构的优化设计提供了参考。曹菲等^[13]针对市面上单层剪叉式升降平台种类不足等问题,设计了一款由电机与丝杠驱动的单层剪叉式升降平台;并利用Ansys软件分析了平台在4种工作状态下的变形及应力分布情况,为剪叉式升降平台的设计提供了参考。海闯等^[14]以单液压缸推动3层剪叉机构为例,建立了三级剪叉机构的数学模型,并用虚功原理分析机构的油缸销轴力、各铰点受力,最后借助Analytix软件对剪叉臂起升角度从 3° 到 64° 的整个起升过程进行了仿真。刘丹等^[15]以6层级的高空作业车为例,通过能量守恒定律计算油缸推力,并分析各铰点受力情况;并通过应力试验验证了理论方法的可行性,对比试验与分析结果验证了利用能量守恒定律计算油缸推力方法的正确性。N. Rasovic等^[16]利用Ansys Workbench对升降桌中的单层升降机构进行了仿真,确定各部分的最大应力值和总变形最大值,再利用拓扑优化法找到最优形状的零件或结构。J. Ogbemhe等^[17]为协助铁路部门的维护人员,提出一种4层级的平面平移剪式升降机构,通过使用Matlab/Simulink进行运动学和动力学仿真,研究了系统的动态响应;研究结果揭示了液压缸和其他构件之间的动力学相关性,有效地捕捉了它们在操作过程中的动态行为;最后,通过实验证明升降机构能够在20 s内提升到2 m的高度,同时可以容纳500~1 000 kg的负载范围。

已有研究表明,多数学者仅针对层数较低的剪叉升降单元进行了分析与设计,而对于层数较高的升降机构涉及较少。为满足剪叉式升降平台大伸缩比、长伸缩量的需求,本文以17层剪叉式升降平台为例,对升降平台驱动方式进行改进,并成功完成样机实验。

2 剪叉式升降平台结构设计

2.1 驱动方式确定

剪叉式升降平台动力源大致分为3类:液压式、气压式、电动式,这3种驱动方式各有其优缺点,如表1所示。本文所研究的剪叉式升降平台,主要被应用于举升负载较小、举升高度较大,且设备要经常更换工作地点等场合,需要一定的便捷性,因此选取电动式的剪叉式升降平台进行分析。

表1 3种驱动方式的优缺点

Table 1 Advantages and disadvantages of three drive modes

驱动方式	优点	缺点
液压式	安全、可靠、调速范围大	液压油会泄漏、能量损失较大
气动式	无污染、结构简单、反应迅速	噪声较大、输出力较小
电动式	运动精度高、速度易调节	推力较小

2.2 结构设计

升降单元是剪叉式升降平台的核心部分。每个升降单元由4个剪叉臂通过加强柱连接而成,如图1所示。该升降平台选用步进电机作为驱动源,通过锥齿轮驱动直径12 mm的丝杠旋转,从而带动螺帽沿滑轨方向移动,实现升降单元的开合及升降运动,其结构如图2所示。

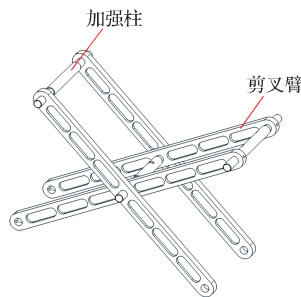


图1 升降单元结构示意图
Fig. 1 Lifting unit structure diagram

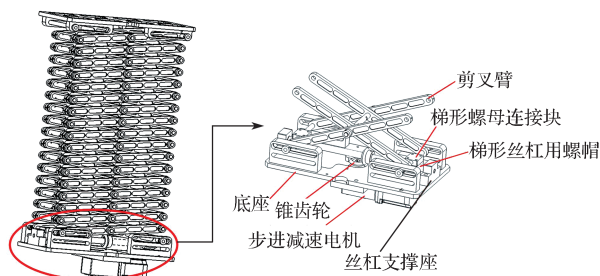


图2 剪叉式升降平台结构示意图

Fig. 2 Scissor lift platform structure diagram

2.3 驱动力学建模

在升降平台运行过程中,随着工作台高度的变化,所需的最大驱动力也会发生变化。当工作台处于最低位置时,所需驱动力最大,此时为升降平台的极限状态。为模拟平台的实际工作条件,在升降机构上部施加60 kg的负载,并据此条件计算满载时的驱动力。通过机械结构和运动学分析可知,升降机构工作时剪叉臂与底座之间的夹角 α 最小为 8° ,最大

为 55° 。因剪叉式升降平台的结构和受力是对称的,故分析过程中可将其简化为单侧剪叉臂。剪叉式升降平台的简化模型如图 3 所示,丝杠两端的螺帽在模型中分别简化为 A 点和 B 点, C 、 D 点为简化后的上底座滑动点。根据升降平台的工作原理,其所需的驱动力可等效为 A 、 B 两点的水平支反力,整体分析可得:

$$F_{AX} = F_{BX} = (Q+P)/2, \quad (1)$$

$$F_{AY} = F_{BY} \quad (2)$$

式中: F_{AX} 、 F_{AY} 、 F_{BX} 、 F_{BY} 为 A 点与 B 点的支反力; Q 为附加载荷质量; P 为剪叉式升降平台质量。

由式 (1) (2) 得:

$$F_{AX} = F_{BX} = F_{BY} / \tan \alpha. \quad (3)$$

式中 α 为剪叉臂与底座之间的夹角。

由式 (1) ~ (3) 可得出,当 α 取不同值时,所需的驱动力也不同,二者的关系曲线如图 4 所示。

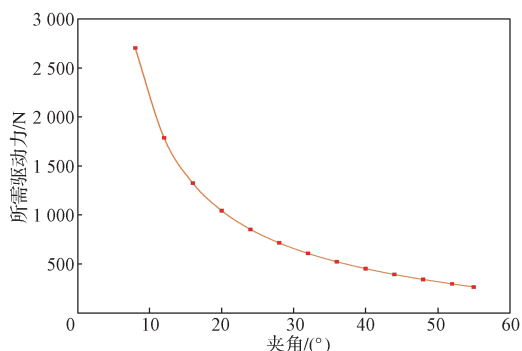


图 4 所需驱动力与水平夹角的关系曲线

Fig. 4 Relationship curve between the required driving force and horizontal angle

如图 4 所示,随着夹角增加,所需驱动力与夹角

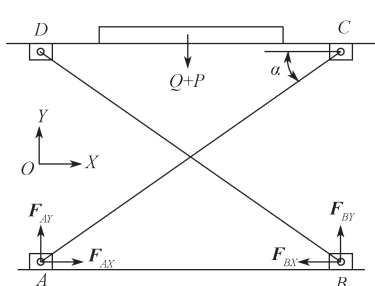


图 3 剪叉式升降平台简化模型

Fig. 3 Simplified scissor lift platform model

间呈非线性关系。当 α 取最小值时,剪叉式升降平台处在被完全压缩的状态,此时所需的驱动力最大,为 2 521.7 N。当 α 逐渐增大时,升降平台不断抬升,所需驱动力不断减小。当 α 取最大值时,剪叉式升降平台处在被完全拉伸的状态,此时所需的驱动力最小,为 248.2 N。

3 剪叉机构的结构改进

以电机为驱动源的剪叉式升降平台往往配合丝杠进行传动,当升降平台所举升的质量较大时,丝杠在电机的驱动下往往会产生微小变形。由于两剪叉臂直接接触,致使摩擦力变大,导致升降平台所需的驱动力大于计算值。所设计的剪叉式升降平台在多次的升降实验中,丝杠在驱动力的作用下会产生塑性变形,在撤掉所施加的力之后无法恢复,如图 5 所示。丝杠的变形会导致两锥齿轮失去啮合状态,进而使得升降平台无法正常运行。

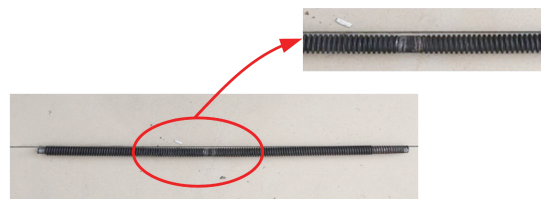
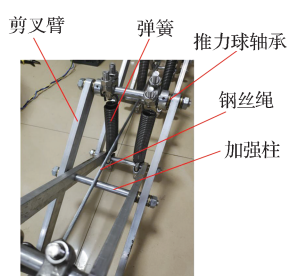


图 5 丝杠塑性变形图

Fig. 5 Lead screw plastic deformation diagram

3.1 升降平台驱动方案改进

为改进现有问题,提出两种改进方案:1)在升降单元的两剪叉臂之间加装推力球轴承,减少剪叉臂间的摩擦力;2)提出一种以弹簧为驱动源的剪叉式升降机构,解决因平台载荷过大而无法运行的问题。该机构由升降单元、上底座、下底座、弹簧、电动绞盘机、钢丝绳和吊钩组成。平台在静止状态时,弹簧处于拉伸状态,电动绞盘机、钢丝绳与吊钩协同维持静态平衡;运动过程中,电动绞盘机缓慢释放钢丝绳,使弹簧收缩,推动升降机构缓慢上升,如图 6 所示。



a) 改进后的升降单元



b) 剪叉式升降平台样机

图 6 改进后的升降机构结构示意图

Fig. 6 Improved lifting mechanism structure diagram

根据改进后的驱动机构, 制作出相应的剪叉式升降平台样机, 机器整体由 1060 铝合金制作而成, 其具体参数如表 2 所示。

表 2 剪叉式升降平台参数设置

Tab 2 Scissor lift platform parameter settings

参 数	取值	参 数	取值
剪叉臂长度 /mm	320	单层升降单元质量 /kg	0.66
升降单元个数 / 节	17	最小举升角度 / (°)	8
额定举升负载 /kg	60	最大举升角度 / (°)	55

3.2 弹簧驱动力分析

为验证所改进的驱动机构是否满足升降平台运行的基本条件, 现分析单层升降单元在被完全压缩的状态下所能提供的驱动力。经建模分析得知, 弹簧在被完全压缩的状态下, 弹簧的最大拉伸量 $\Delta X_{\max}=134.13 \text{ mm}$, 所选弹簧的基本参数见表 3。

表 3 弹簧基本参数设置

Tab 3 Spring basic parameter settings

参 数	取值	参 数	取值
材料的剪切模量 $G/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-2})$	78 500	线径 d/mm	2.5
弹簧原始长度 x/mm	185	中径 D_m/mm	18
		有效圈数 $N_c/\text{圈}$	40.5

在机构升降过程中, 弹簧涉及拉伸、弯曲和扭转 3 种形变情况。其中拉伸起主要作用, 其它形变可以忽略不计。由此可计算出在单个升降单元中弹簧所提供的拉力与弹簧最大伸长量的关系如下:

$$F_T = \left[2Gd^4 / (8N_c D_m^3) \right] \Delta x_{\max} \quad (4)$$

式中: F_T 为单个升降单元中弹簧所提供的拉力; G 为材料的剪切模量; d 为弹簧线径; N_c 为弹簧有效圈数; D_m 为弹簧中径。

由此可计算出在剪叉式升降机构中, 17 节升降单元所能提供的最大驱动力为

$$F_{T\max} = 17F_T \quad (5)$$

由式 (4) 和 (5) 可计算出所能提供的最大驱动力 $F_{T\max}=7\,400.69 \text{ N}$, 远大于升降平台运行时所需的驱动力, 满足机构运行条件。

4 剪叉式升降平台的静力学分析

升降平台在工作时涉及多个铰接点, 通过系统地分析升降单元铰接点的受力情况, 能够深入了解各升降单元在不同工况下的变形情况。为简化分析, 取单侧的升降平台为研究对象, 并假设其质量为平台总质量的一半。

计算铰接点受力时, 可采用先整体后分离的计算方法。先使用整体法对升降单元进行整体的受力分

析, 再对每一个根剪叉臂分别建立力和力矩的平衡方程。图 7 为剪叉机构整体受力分析简图。

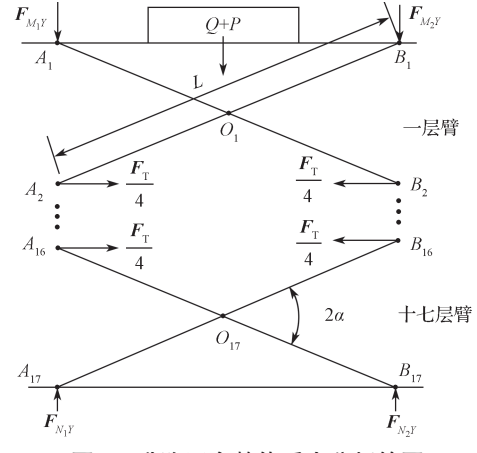


图 7 升降平台整体受力分析简图

Fig. 7 Simplified overall force analysis diagram of the lifting platform

4.1 整体法求铰点力

将剪叉机构视作一个整体, 所受外力仅有工作平台附加载荷质量与升降平台机构自身质量带来的作用力, 各支撑点受力如下:

$$F_{M1Y} = F_{M2Y} = Q/4, \quad (6)$$

$$F_{N1Y} = F_{N2Y} = (Q+P)/4 \quad (7)$$

式中: F_{M1} 、 F_{M2} 、 F_{N1} 、 F_{N2} 为支撑点受力。

4.2 拆分法计算剪叉臂铰点力

由于升降平台剪叉臂受力完全对称, 因此可取一侧进行研究, 剪叉臂铰接点受力情况见图 8。

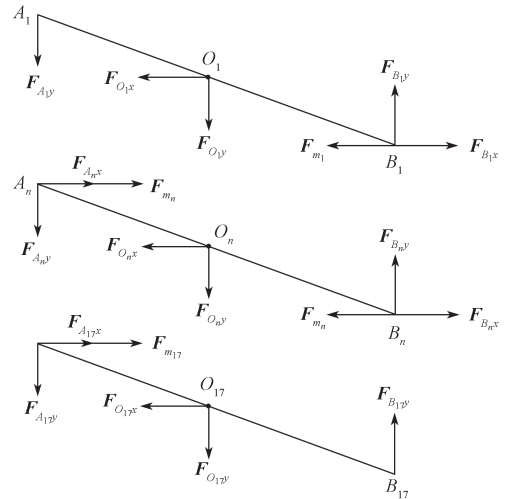


图 8 剪叉臂铰接点受力分析

Fig. 8 Force analysis of the scissor arm hinge points

由于各剪叉臂保持平衡, 因此各剪叉臂所受力及所受力矩之和均为 0, 分别对 A_1B_1 、 A_nB_n 、 $A_{17}B_{17}$ 的 X 、 Y 方向以及 B 点取力矩平衡方程式得:

$$\sum X_{A_iB_i} = [1 \quad -1 \quad -1] \begin{bmatrix} F_{B1x} & F_{m1} & F_{O1x} \end{bmatrix}^T = 0, \quad (8)$$

$$\sum Y_{A_1 B_1} = [1 \quad -1 \quad -1] \begin{bmatrix} F_{B_1 y} & \frac{Q+P}{4} & F_{A_1 y} \end{bmatrix}^T = 0, \quad (9)$$

$$\sum M_{B_1} = [2L \cos \alpha \quad L \sin \alpha \quad [(Q+P)/2]L \cos \alpha] \cdot \begin{bmatrix} F_{A_1 y} & F_{O_1 x} & 1 \end{bmatrix}^T = 0, \quad (10)$$

$$\sum X_{A_n B_n} = [1 \quad -1 \quad 1] \begin{bmatrix} F_{A_n x} & F_{O_n x} & F_{B_n x} \end{bmatrix}^T = 0, \quad (11)$$

$$\sum Y_{A_n B_n} = [1 \quad -1 \quad 1] \begin{bmatrix} F_{B_n y} & \frac{Q+P}{4} & F_{A_n y} \end{bmatrix}^T = 0, \quad (12)$$

$$\sum M_{B_n} = [2L \sin \alpha \quad 2L \sin \alpha \quad -L \sin \alpha \quad -2 \cos \alpha \quad -\cos \alpha] \cdot \begin{bmatrix} F_{A_n x} & F_{m_n} & F_{O_n x} & F_{A_n y} & (Q+P)/4 \end{bmatrix}^T = 0, \quad (13)$$

$$\sum X_{A_{17} B_{17}} = [1 \quad 1 \quad -1] \begin{bmatrix} F_{A_{17} x} & F_{m_{17}} & F_{O_{17} x} \end{bmatrix}^T = 0, \quad (14)$$

$$\sum Y_{A_{17} B_{17}} = [1 \quad -1 \quad -1] \begin{bmatrix} F_{B_{17} y} & \frac{Q+P}{4} & F_{A_{17} y} \end{bmatrix}^T = 0, \quad (15)$$

$$\sum M_{B_{17}} = [2L \sin \alpha \quad 2L \sin \alpha \quad -L \sin \alpha \quad -2 \cos \alpha \quad -\cos \alpha] \cdot \begin{bmatrix} F_{A_{17} x} & F_{m_{17}} & F_{O_{17} x} & F_{A_{17} y} & (Q+P)/4 \end{bmatrix}^T = 0, \quad (16)$$

式(8)~(16)中: $F_{A_n x}$ 、 $F_{A_n y}$ 、 $F_{B_n x}$ 、 $F_{B_n y}$ 、 $F_{O_n x}$ 为各层铰接点的支反力; $F_{m_1} = F_{m_n} = F_T/4$, $F_{A_1 y} = F_{M_1 y}$, $F_{B_{17} y} = F_{N_{17} y}$ 。

对于升降单元, 每个剪叉臂的受力情况是相同的, 且每一层剪叉臂的受力大小均可以从前一节的受力大小推导而出, 由受力关系可得:

$$\begin{bmatrix} F_{A_n x} \\ F_{A_n y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{B_{(n-1)} x} \\ F_{B_{(n-1)} y} \end{bmatrix} \quad (17)$$

联立式(8)~(16), 可得 $F_{B_n x}$ 、 $F_{B_n y}$ 、 $F_{O_n x}$ 的通用表达式为

$$F_n = AF_G + B, \quad (18)$$

式中: $F_G = [F_{B_{(N-1)} x} \quad F_m \quad F_{B_{(N-1)} y}]^T$;

$$B = [0 \quad 0 \quad 0 \quad (Q+P)/4 \quad 0]^T;$$

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 2 & -2 \cot \alpha \\ 0 & 0 & 1 \\ 2 & 2 & -2 \cot \alpha \end{bmatrix}。$$

将相关数据代入式(17)~(18), 可得出升降平台在不同工作角度时各层剪叉臂的受力情况。当 $\alpha=8^\circ$ 时, 升降平台整体受力最大, 此时各层剪叉臂铰接点的受力情况如图9所示。

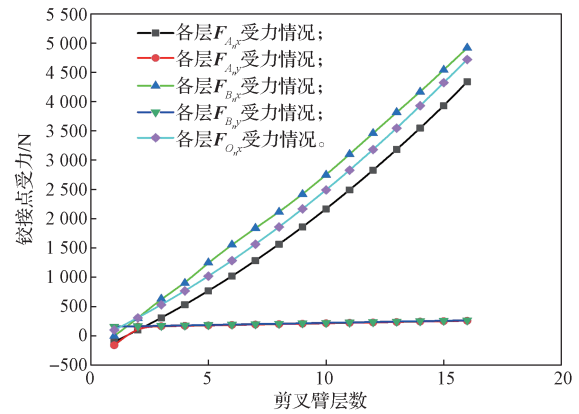


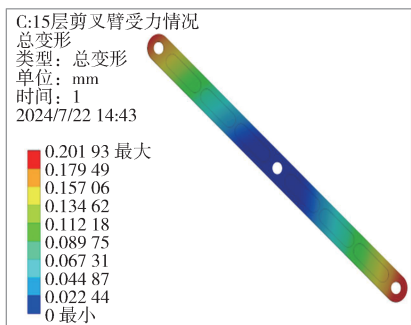
图9 层数与升降平台铰接点受力关系曲线

Fig. 9 Force relationship curves between the number of layers and the hinge point of the lifting platform

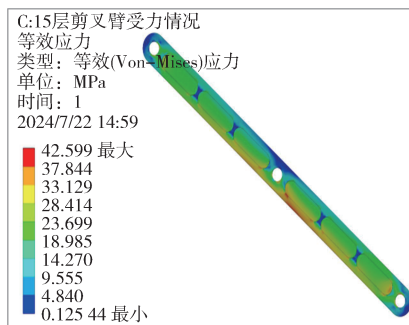
由图9可知, 当夹角 α 为 8° 时, 升降平台各铰接点的受力情况均呈现出非线性关系, 各铰接点的受力均随着层数的增加而逐渐变大。各剪叉臂铰接点受力最大处均在第17层, 受力最大的铰接点为 B_{17x} , 约为4915 N。

4.3 升降平台剪叉臂仿真分析

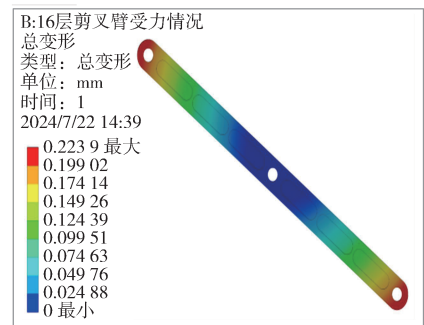
为确保各层铰接点的变形量保持在合理范围内, 现对剪叉臂进行受力分析。在剪叉式升降平台中, 载荷主要通过各层剪叉臂逐层向下传递, 最终集中于底部。因此, 随着平台层数的增加, 各剪叉臂的受力逐渐增大, 特别是最底部几层承受了来自上部的全部载荷。为便于研究, 本文选取了最底下3层的剪叉臂进行分析, 其变形和应力情况如图10所示。



a) 第15层剪叉臂变形情况



b) 第15层剪叉臂应力情况



c) 第16层剪叉臂变形情况

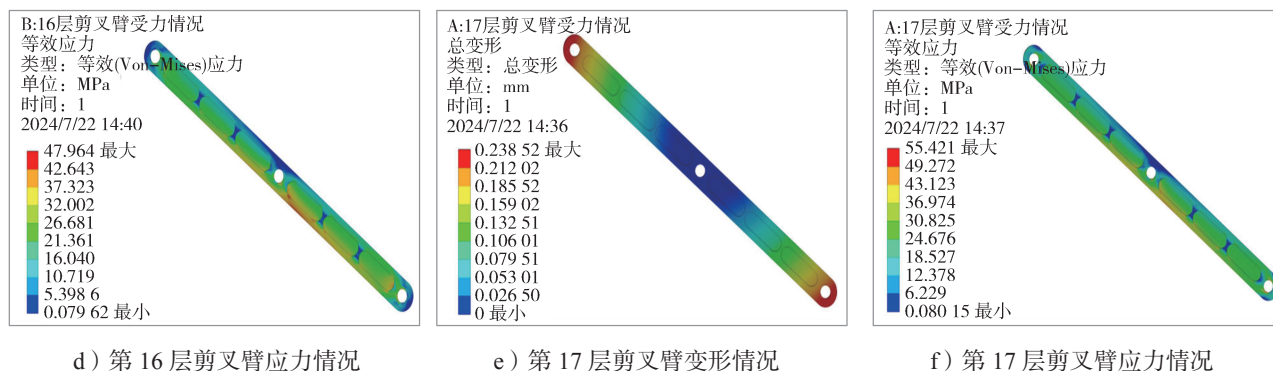


图 10 15~17 层剪叉臂变形及应力分析云图

Fig. 10 Deformation and stress analysis cloud map of scissor arms on layers 15 to 17

分析图 10 所示云图可知, 升降平台越靠近底部, 剪叉臂的变形量越大, 其最大变形量出现在第 17 层, 最大变形量值为 0.238 52 mm; 最大应力依然出现在第 17 层, 最大应力值为 55.421 MPa, 远低于材料的许用应力值 120 MPa。可见, 升降平台在设计和使用方面均满足相关要求。

4.4 加强柱变形量仿真分析

为确保升降平台能够安全工作, 现对升降单元进行变形量分析。对剪叉臂 A、B、C、D 4 个铰接点进行固定约束, 并将升降单元中两个弹簧提供的拉力简化为对两端加强柱施加的压力, 仿真所得升降单元的变形云图以及应力云图如图 11 所示。

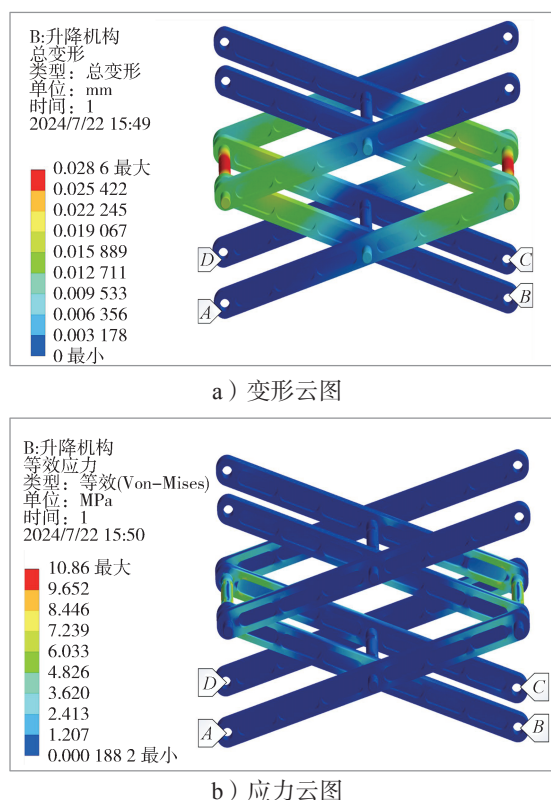


图 11 升降单元变形及应力云图

Fig. 11 Deformation and stress contour plot of the lifting unit

由图 11 可知, 升降单元的最大变形位置在两端加强柱的中部, 最大变形量为 0.028 6 mm; 最大应力值为 10.86 MPa, 同样位于两端加强柱中部, 且远小于材料的许用应力, 因此升降单元的变形量和强度满足要求。

5 样机实验

为了验证所提设计方案的可行性, 接下来对升降平台在运行过程中的展开性能和稳定性能进行研究, 以确保升降平台在实际应用中能够可靠地展开并且保持稳定状态。将升降平台样机与上、下连接座固定, 夹爪与上连接座固定, 装配图如图 12 所示。

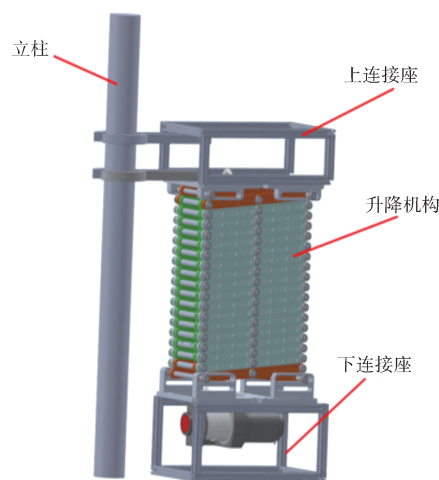


图 12 升降平台实验装配图

Fig. 12 Lifting platform experiment assembly diagram

鉴于安全性考虑, 选择户外人员较少的区域进行测试, 所得实验结果如图 13 所示。升降平台在电动绞盘机、弹簧和钢丝绳的作用下缓慢上升。在忽略人为因素和风力作用的影响下, 由测距仪与计时器测得升降平台在 40 s 左右可完成一个完整的升降过程, 经多次实验, 测得的升降平台高度与实验时间的关系曲线如图 14 所示。

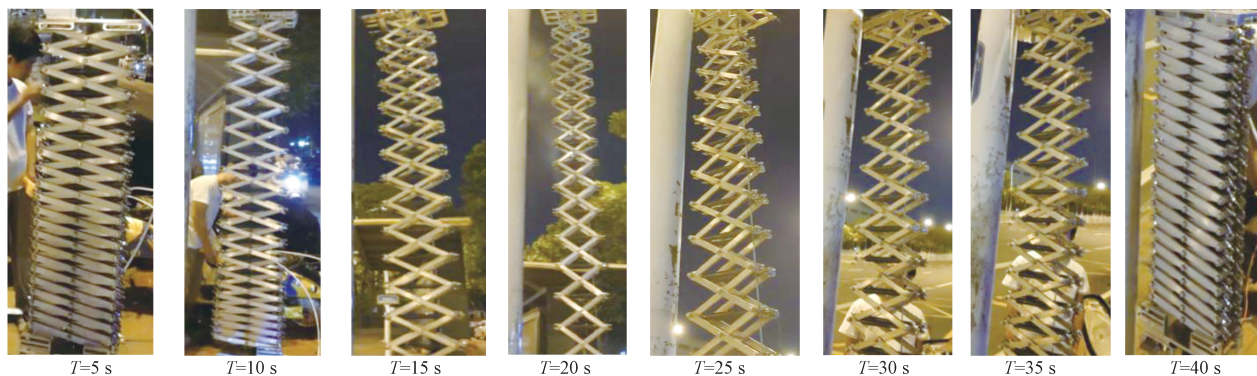


图 13 剪叉式升降平台举升实验结果图

Fig. 13 Experimental results of the scissor lift platform

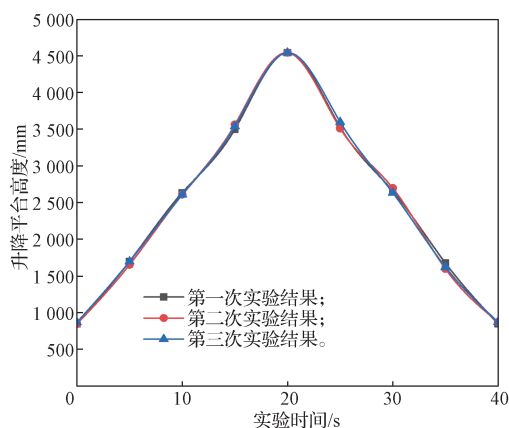


图 14 升降平台高度与实验时间的关系曲线

Fig. 14 Relationship curve between the height of the lifting platform and the experimental time

由图 14 所示实验结果可以得出,升降平台的最大举升高度为 4 546.2 mm,在 3 次测试实验中,实验时间与平台的高度基本一致,虽然 3 条曲线之间有一定的波动量,但是波动幅度很小。波动产生的原因主要是由于升降平台在举升和收缩过程中有小幅度的晃动导致的。实验结果表明,所设计的剪叉式升降平台有较好的展开性能与稳定性能,具有一定的实际使用价值。

6 结论

1) 本文提出了一种由电机和丝杠驱动的剪叉式升降平台,并通过优化驱动方案,将弹簧作为每个升降单元的驱动源,多个驱动单元协同工作,从而有效保证了剪叉式升降平台的平稳运行。

2) 通过计算得出各剪叉臂铰接点受力公式,仿真得出各层剪叉臂在运行过程中的最大变形量,约为 0.239 mm,最大应力值约为 55.42 MPa,均在合理范围之内。

3) 对所制作的升降平台的样机进行实验,结果表明所设计的升降平台具有良好的展开性能与稳定

性能,验证了以弹簧为驱动源的可行性。

参考文献:

- [1] 韩鹏. 剪叉式升降工作平台动力学仿真分析[J]. 机械管理开发, 2023, 38(11): 12-14.
HAN Peng. Simulation Analysis of the Dynamics of a Scissor Lift Working Platform[J]. Mechanical Management and Development, 2023, 38(11): 12-14.
- [2] 李长清. ES3246 剪叉式升降平台稳定性分析[D]. 沈阳: 东北大学, 2019.
LI Changqing. Stability Analysis of ES3246 Scissor Lifting Platform[D]. Shenyang: Northeastern University, 2019.
- [3] PAN C S, CHIOU S S, KAU T Y, et al. Evaluation of Postural Sway and Impact Forces During Ingress and Egress of Scissor Lifts at Elevations[J]. Applied Ergonomics, 2017, 65: 152-162.
- [4] 李正超, 唐乐为, 吴明亮, 等. 偏移剪叉式油茶果收集装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2024, 40(3): 62-71.
LI Zhengchao, TANG Lewei, WU Mingliang, et al. Design and Test of the Fruit Collecting Device of Camellia Oleifera with Angular Scissor Mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2024, 40(3): 62-71.
- [5] DINEVARI N F, SHAHBAZI Y, MADEN F. Geometric and Analytical Design of Angulated Scissor Structures[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 164: 104402.
- [6] 董春晖. 不同液压缸布置方式下剪叉机构运动学和动力学分析[J]. 内燃机与配件, 2023(10): 20-22.
DONG Chunhui. Kinematics and Dynamics Analysis of Scissor Mechanism Under Different Hydraulic Cylinder Arrangement[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2023(10): 20-22.
- [7] 龙文龙, 史家顺, 洪建红, 等. 精密剪叉升降机构的设计与精度分析[J]. 组合机床与自动化加工技术,

- 2023(3): 25–27, 34.
- LONG Wenlong, SHI Jiashun, HONG Jianhong, et al. Design and Accuracy Analysis of a Kind of Precision Scissor Lifting Mechanism[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2023(3): 25–27, 34.
- [8] 张洪千. 剪叉式液压升降平台设计及性能分析 [D]. 抚顺: 辽宁石油化工大学, 2020.
- ZAHNG Hongqian. Design and Performance Analysis of Scissor-Type Hydraulic Lifting Platform[D]. Fushun: Liaoning Petrochemical University, 2020.
- [9] 杨德金. 某剪叉式高空作业平台动力学仿真及优化 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2021.
- YANG Dejin. Dynamic Simulation and Optimization of a Scissor-Type Aerial Work Platform[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2021.
- [10] 张 特. 剪叉式高空作业平台疲劳分析及结构优化研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2020.
- ZHANG Te. Fatigue Analysis and Structural Optimization of Scissor-Type Aerial Work Platform[D]. Changsha: Hunan University, 2020.
- [11] 赵新虎, 李成群. 一种轻型电动剪叉式升降平台结构设计与分析 [J]. 机械工程与自动化, 2018(2): 110–111, 114.
- ZHAO Xinhui, LI Chengqun. Structural Design and Analysis on a Light Electric Scissor Lifting Platform[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2018(2): 110–111, 114.
- [12] 王殿君, 朱亚东, 陈 亚, 等. 物流 AGV 机器人举升剪叉臂结构优化设计与分析 [J]. 现代制造工程, 2022(9): 34–39, 81.
- WANG Dianjun, ZHU Yadong, CHEN Ya, et al. Structural Optimization Design and Analysis of Lifting Scissor Arm of Logistics AGV Robot[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2022(9): 34–39, 81.
- [13] 曹 菲, 赵友俊, 石军键. 剪叉式升降平台设计与有限元分析 [J]. 包装工程, 2019, 40(21): 193–198.
- CAO Fei, ZHAO Youjun, SHI Junjian. Design and Finite Element Analysis of Scissor Lift Platform[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(21): 193–198.
- [14] 海 闯, 赵 腾, 冶晓慧. 液压剪叉升降平台动力学仿真分析 [J]. 机械设计与制造工程, 2017, 46(3): 41–44.
- HAI Chuang, ZHAO Teng, YE Xiaohui. The Dynamics Simulation Analysis on the Lift Platform of Hydraulic Shear Fork[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2017, 46(3): 41–44.
- [15] 刘 丹, 陆进添, 段晓宇, 等. 剪叉式高空车多层剪叉机构受力分析计算 [J]. 机械工程师, 2020(6): 96–98.
- LIU Dan, LU Jintian, DUAN Xiaoyu, et al. Analysis and Calculation of Scissor Lift's Multi-Layer Scissor Mechanism[J]. Mechanical Engineer, 2020(6): 96–98.
- [16] RASOVIC N, VUČINA A, OBAD M. Stress Analysis of Lifting Table Using Finite Element Method[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 659(1): 012012.
- [17] OGBEMHE J, RAMATSETSE B, MPOFU K, et al. Multi-Physical Modelling and Simulation of a Planar Translational Scissor Lift Mechanism for Maintenance of Rail Transmission Lines[J]. Procedia CIRP, 2024, 121: 174–179.

(责任编辑: 廖友媛)