

# 智能化自适应自稳移动平台装置

## 摘 要

汽车在路面上行驶，由于受到不同路况的影响，不可避免的会出现颠簸、倾斜等情况，从而导致运输货物的倾洒、泄露、爆炸等危险。智能化自适应自稳移动平台可以消除载体运动和干扰力矩的影响，通过姿态传感器获取对平台变化的动态数据，计算倾斜程度，然后通过单片机整理数据，驱动直线电机运动，反复调整确保动态姿态符合标准。从而隔离外界对装置的干扰，使平台一直处于水平状态，确保货物的安全运输。稳定平台广泛的应用于各行各业中，其也成为当前国际上研究的重点课题。

本文首先设计了一种新型的车载自稳平台，该自稳平台主要包括直线电机装置、四杆机构、剪叉机构、底盘机构等。其主要结构参数为：长 800mm，宽 800mm，高 870mm，净重 20Kg，最大起升后高度 1.27m。该装置总体分为两部分：上部平台部分的功能是在遇到颠簸时可以通过调整自身的姿势变化而始终保持水平平稳状态，从而实现隔离运动物体扰动的功能。下部车体部分由剪叉升降机构及全向轮底盘组成，可通过智能遥控系统进行定位升降，其功能是使平台做任意方向的运动和原地 360° 无死角转动。

然后对稳定平台的自稳机构进行了运动分析和静力学分析，分析结果能够达到自动调节功能。

最后，利用 solidworks 软件对机构进行了仿真运动，用 matlab 进行数据分析。证明其可以完成既定的自稳、升降和移动要求。

通过该毕业设计可以实现智能化自适应自稳移动平台的各项既定功能。

**关键词：**自稳平台；直线电机；万向节；solidworks

## ABSTRACT

Due to the impact of different roads conditions, there will be bumps or tilt during the car on the road inevitably, which results in the danger of goods to be transported dumping, leakage, explosion and other hazards. The intelligent adaptive self-stabilizing mobile platform can eliminate the influence of the carrier motion and the disturbance torque, obtain the dynamic data of the platform change through the attitude sensor, calculate the inclination degree, and then adjust the data through the single-chip microcomputer to drive the linear motor movement and adjust the dynamic attitude standard. Thus isolating the outside device interference, so that the platform has been in a horizontal state to ensure the safe transport of goods. Stable platform widely used in all walks of life, which has become the focus of the current international research topics.

First of all, this paper designs a new type of vehicle self-stabilizing platform, which includes linear motor device, four-bar mechanism, scissor mechanism and chassis mechanism. The main parameters are: length 800mm, width 800mm, height 870mm, net weight 20Kg, the maximum height after rise is 1.27m. The device is divided into two parts: the upper part is the platform part, which can be adjusted by changing their own posture when encountering in the bumps and always maintain a steady state of the level, so as to achieve the function of isolation movement object disturbance. the lower part is the body part, which composed of scissor lifting mechanism and omni-directional chassis. It can be lifted in any point by intelligent remote control system. Its function is to make the platform to do any direction's movement and in situ 360 ° no dead angle rotation.

Secondly, the motion analysis and static analysis of the self-stabilizing mechanism of the stable platform are carried out, and the analysis result can achieve the function of automatic adjustment.

Finally, Solidworks software is used to simulate the movement of the organization and using Matlab for data analysis. To prove that it can complete the established requirements of self-stabilization, lifting and moving.

Through the graduation design can achieve the established function of intelligent adaptive self-stabilization mobile platform.

Key words: self-stabilizing platform; linear motor; universal joint; solidworks

## 第 1 章 绪论

### 1.1 研究背景

随着国家经济不断的发展，各行各业的技术水平不断提高，交通运输工具的平稳度越来越成为人们关注的焦点。使得人们对稳定平台的需求量越来越大，特别是对飞速发展的现代物流业。对于一些易碎易损坏或其他对运输条件要求较高的特殊物品来说，保持运输货物的完好性和安全性，是现代物流业最为重要也是最棘手的问题。对于货物运输来说，使货物在运输过程中更加安全，减少货物不必要的损坏，降低运输废品率和物流公司赔偿率；对于人员运输来说，自适应自稳移动平台装置可减少由于道路不平引起的颠簸感，尤其在山路行驶中更为适用。满足人们在行驶途中所希望的平衡感从而提高旅途舒适度，降低疲劳程度。而本文研究的自稳平衡装置正是可以大大减少运输途中不可抗力造成的经济损失。所以此项研究具有强烈的现实指导意义。

### 1.2 选题的理论意义和应用价值

随着社会快速的发展，科技的进步。近年来机电一体化不断的完善普遍化。交通运输工具的平稳度越来越成为人们关注的焦点。如果在交通中平稳度达到一定的要求值，就可以大大减少运输中带来的交通事故和经济损失。从多方面考虑，针对这一问题我们提出了一种智能化自适应自稳移动平台，经过不断地优化与创新，我们设计的第三代车载自稳移动平台，主要有两个方面的运用，一方面运用在快递公司里，作为一种运输货的智能车，另一方面作为一种自稳平衡装置，运用在大型车辆车厢上。

对于现在的大型快递公司，存储仓库空间和货物数量都非常大，货物的摆放也非常密集，所以需要有一个能够自由旋转、多方位移动、运输货物平稳快捷又安全的可升降存取货物的智能运输车。对于上述特点的智能车在运输过程中，能够使载物平台始终处于平衡的状态，无论在上下坡还是凹凸不平的地面都能使物体安全、保质保量的平稳运输。在有高架台的存储仓库里，此智能车可通过无线遥控器来控制载物平台升降，并可确定升降高度，更加准确方便的装卸货物。智能车的底盘采用最新全向轮装法，可以任意角度旋转、多方位移动，更加快速准确方便寻找到货物。综合以上功能，此智能车在工厂和大型快递公司上的运用可以极大减少劳动力输出，减少运输过程中产品损坏的经费，提高货物的运输效率，保证货物的质量。

车载平台最大意义在于，无论周围环境怎样变化都可以通过调整载体平台运动和姿势变化从而始终保持水平（相对大地稳定）。针对此特点，①可以在交通运输上能够保证平台始终不晃动，减少了运输途中经济损失、危险事故发生，大大提高行车的安全性能。②提供旅游途中舒适的环境，缓解人们在路途中的疲劳程度，是一个人性化的装置。③在船业上，可以实现在海洋上平稳航行，为民船和军事用船提供平稳地航海环境。④可以在火山多发地震带地区，在建筑上运用此原理，从而实现在地震发生时保持建筑的平稳（由于力的提供等原因可能实现起来比较困难）。研究表明，该平台在很多领域都能起到非常有效的作用。如果平台装置能够投入生产，将加快交通运输业的发展，提高运输的效率和减少途中因道路原因导致经济损失、交通事故，进而满足人们的生活、生产的要求，促进社会的进步。

### 1.3 平台的国内外发展现状

稳定平台一直是国内外相关领域研究机构的关注对象，被广泛应用于地基、车载、舰载、机载、弹载以及各种航天设备中。大约一百年前，国外的稳定平台就开始被利用起来。到目前，它已被应用在涵盖科学、军事、商业等多个领域，应用于监视、导弹制导、目标跟踪、枪炮塔控制、通讯、手持相机和天文望远镜等各个方面。

稳定平台作为一种安放在移动物体上的装置，具有隔离运动物体扰动的功能。例如船舶的上工作面姿态检测、舰载天线稳定平台系统，都会应用倾角传感器定时读取数值，通过计算后，对稳定平台进行校正。平台的实际运动是由单片机控制外部机械装置以达

到对稳定水平平台进行修正的目的，保证其始终处于水平状态。

与国外相比，我国对稳定平台的开发和研究相对于世界先进水平晚了将近十几年。我国自主研发的稳定平台目前使用的惯性元件存在精度较低、嵌入式技术跟不上实际需要等问题。此外，我国在此方面研究历史较为短暂，总体上落后于欧美发达国家。但是随着国内惯性元件、电子技术以及数字技术的不断进步和提高，以及涉及的机械设计技术、机构动力学和运动学、传感器技术、数据采集技术、现代控制技术、信号分析和处理技术等多个领域不断的完善，对稳定平台的研究也越来越重视，正在逐渐缩小与世界上先进国家的差距。

随着国家经济不断的发展，各行各业的技术水平的不断提高，使得稳定平台的需求越来越大，特别是对运输条件要求较高的快递运输业，对于保持运输货物的完好性以及便捷性的要求越来越高。所以，加强对民用，普适性稳定平台的研究具有强烈的现实和理论指导意义。

## 第 2 章 移动平台概述

### 2.1 平台的设计原理

本智能化自稳平台最终目标就是在稳定平台受到载体运动扰动的前提下，使稳定平台快速、精确的达到计算机所要求的位置，实现平台的随动控制。稳定平台原理为：

首先，借助姿态传感器测量的数据计算出平台的倾斜程度，本文介绍的机构采用的信号采集元件是 mpu6050 六轴角度传感器。这种传感器是全球首例整合性 6 轴运动处理组件，其避免了组合三轴陀螺仪与三轴加速器时的轴间差问题，减少了大量的包装空间。并且其角速度全格感测范围较广，可准确追踪快速与慢速动作。

然后将传感器在平台移动变化中取回的加速度值通过 SPI 串口连接传递给 K60 型号的单片，通过卡尔曼滤波进行融合，得到相应的更加稳定的角度值。

最后，用 C 语言编写程序代码，利用 PID 算法输出 pw 波，控制直线电机的电压进而控制其伸长和缩短速度，使得平台按照角度偏移的快慢来调节恢复量的快慢。直线电机驱动杆件做相应运动，从而维持整个平台的平稳性，达到消除载体扰动影响的目的。

### 2.2 平台的结构

此装置由机械结构部分、电气控制部分和运动部分三部分组成。其各部分的功能介绍如下：

**机械结构部分：**包括四杆机构、剪叉机构、万向轮机构等。四杆机构利用直线电机驱动，用两个在相互垂直的平面里的双折分支并联机构来同时调节平台的横摇和纵摇，利用剪叉机构调节平台的升降运动，利用万向轮机构实现平台的各向移动；

**电气控制部分：**由单片机、检测元件、校正元件组成，主要包括电压驱动模块、电源稳压降压模块、电源滤波模块、无线传输模块、pw 波隔离电路模块等电路和卡尔曼滤波算法、PID 调节算法、姿态结算控制算法等软件编程。电气控制部分是整个智能化自稳移动平台的大脑，是实现平台自稳姿态的重要组成部分；

**运动部分：**由四个瑞士轮组成全向移动底座，用大轮套小轮的方法保证四个轮子着地且无论往哪个方向行驶都对垂直运动方向上的两个轮子摩擦最小。万向轮可以

实现车体在前后左右四个方向上的移动和 360°的无死角转动,以三个自由度确保车体活动的灵活性。

本文主要叙述机械结构部分。

## 第 3 章 机械结构分析

### 3.1 自稳机构的比较与设计

#### 3.1.1. 四杆机构

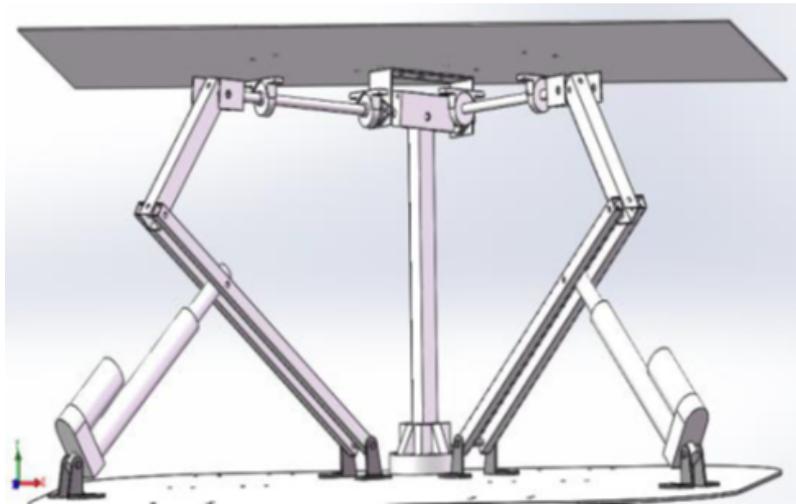
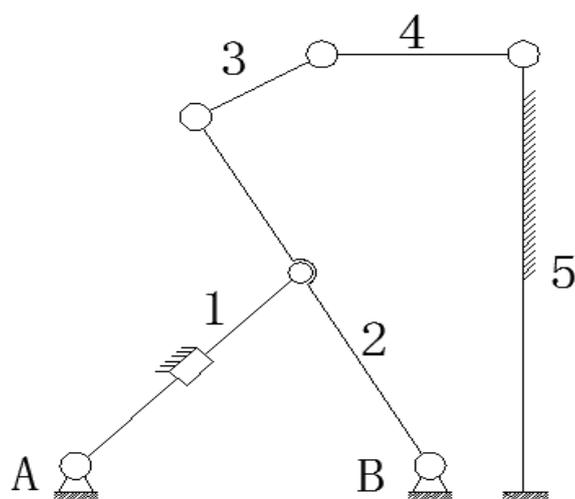


图 3.1 机构整体模型图

如图 3.1，自稳移动平台的自稳装置是由两组正交的四杆机构组成。两组工作原理相同，故以下针对其中一组在 X 轴方向上的进行分析，空间直角坐标系如图所示。



1-电动推杆 2-铝型材杆件 3-方形连杆 4-圆形连杆 5-支架

图 3.2 X 轴方向上四杆机构的运动简图

主动件为电动推杆 1，由行程 150mm24V 的直线电机驱动，以铰链 A 为圆心在一定角度范围内往复摆动。杆件 2、3、4 为从动件，推杆 1 与杆件 2 之间的固定位置距根据计算而定，杆件 2 与 3、3 与 4 之间分别用销轴连接。杆件 4 的两端分别用轴承固定于平台下方，以保证足够的支撑力以及任何时间都与平台有同样的倾斜角度，构成局部自由度。支架 5 下端用法轮盘固定在底盘上，上端与杆件 4 依然用销连接，和长方形外框焊接后形成一个“球销副”，两个方向的球销副组成一个万向节，分别控制 X 轴和 Y 轴方向上的运动，并将其中最外框作为平台的支撑点。当 Y 轴方向的杆摆动时，杆件 4 可以在 X 轴方向上作旋转运动。

在上述运动简图中，构件数  $n=5$ （电动推杆分成固定部分和伸长部分），转动副 6 个移动副 1 个均为低副，故低副  $P_L = 6 + 1 = 7$ ，无高副，无虚约束。根据机构的自由度计算公式：

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$

原动件数目等于自由度数目，故该机构具有确定的运动。

### 3.1.2. 万向节机构

万向节由两个相互垂直的球销副构成，如图 3.3 所示：

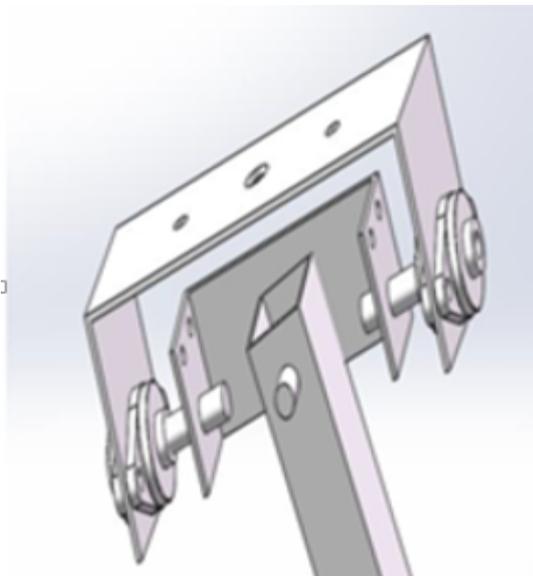


图 3.3 万向节模型图

每个球销副由轴承和轴与轴承机架连接构成旋转体，在  $x y$  轴平面内，假设能够摆动角度范围为  $20^\circ$  至  $160^\circ$ 。假如用一个定长为  $L$  的摆动杆连接在万向节上，作定点扫描实验，可得摆动面积  $S$  的范围，也可以确定平台在空间旋转角和倾向角变化范围，而且平台在  $20^\circ \sim 160^\circ$  范围内摆动没有任何的死点。公式：

$$S_{\text{面积}} = \frac{\pi}{2} L^2 (1 - \cos \alpha) \quad (20^\circ < \alpha < 160^\circ)$$

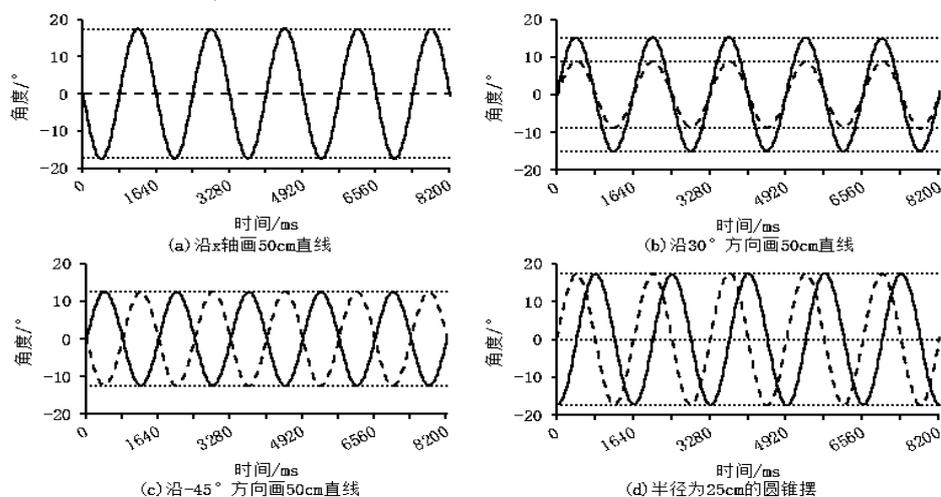


图 3.4 万向节 x 轴与 y 轴角度曲线

采用轴承连接构成万向节可以使平台在调节过程中更加润滑稳定，增加整个机构的平稳度和灵敏度。万向节机构实现了平台在 x 和 y 轴方向上同时运动的功能，它对整个系统来说是至关重要的。

### 3.1.3. 轴承与轴组合构成的局部自由度

此机构的最大特点是可以在同一层完成 Y 轴旋转和 X 轴偏向，这也成为了设计过程中最大的问题——X 轴和 Y 轴的干涉问题。为了解决这一问题，设计之初试用过双层控制方案，即将 X 轴和 Y 轴的摆动分别在两个不同层面上进行控制，这样虽然可以解决 X 和 Y 轴相互干涉的问题，但却增加了机构的高度，从而增加了机构不稳定性，不适合运用于实际生活中。故最后决定用单层进行双向控制，完成这个要求的特殊机构就是连接平台与连杆之间的旋转轴承，此机构提供局部自由度，当平台 X 轴方向倾斜时，连杆使平台增加了在 Y 轴方向上的旋转。解决了四杆机构只能在一个平面上运动的局限性问题，增加平台一个空间自由度。

## 3.2 升降机构的比较与设计

### 3.2.1. 方案一：采用丝杠式升降系统

丝杠升降机构的原理是通过蜗轮副减速传递扭矩，并由丝杠将旋转运动转变为直线运动从而调节平台进行升降。丝杠式升降机由蜗轮减速机和升降丝杠组成，利用蜗杆带动蜗轮实现减速。蜗轮中心有内螺纹，相当于升降丝杠的螺母，和升降丝杠相匹配。虽然丝杠式升降机构是螺旋形式顶升，具有结构紧凑、传动准确、运行平稳等优点，但是丝杠系统安装制造精度高，所占空间较大，承重有限制，故较难满足本设计需求。如图 3.5 所示。



图 3.5 丝杠式升降系统

### 3.2.2. 方案二：采用柱塞式升降机构

柱塞式升降机构经常与液压装置配合工作。柱塞的运动直接作用在平台上，使平台向上运动，平台的下降则依靠平台的自重。虽然柱塞式升降机构结构简单、工作可靠，但是运动精度较差，存在能耗偏大的问题，故较难满足本设计需求。如图 3.6 所示。

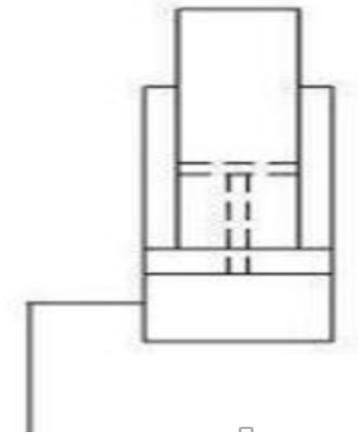


图 3.6 柱塞式升降机构

### 3.2.3. 方案三：采用机械传动（链传动，带传动等）的电动导轨式升降机构

该机构虽具有运行平稳，噪音低、维修方便、使用寿命长等优点，但存在往返空程差，升降速度和高度不准确等缺点，故不能满足本设计要求。如图 3.7 所示。

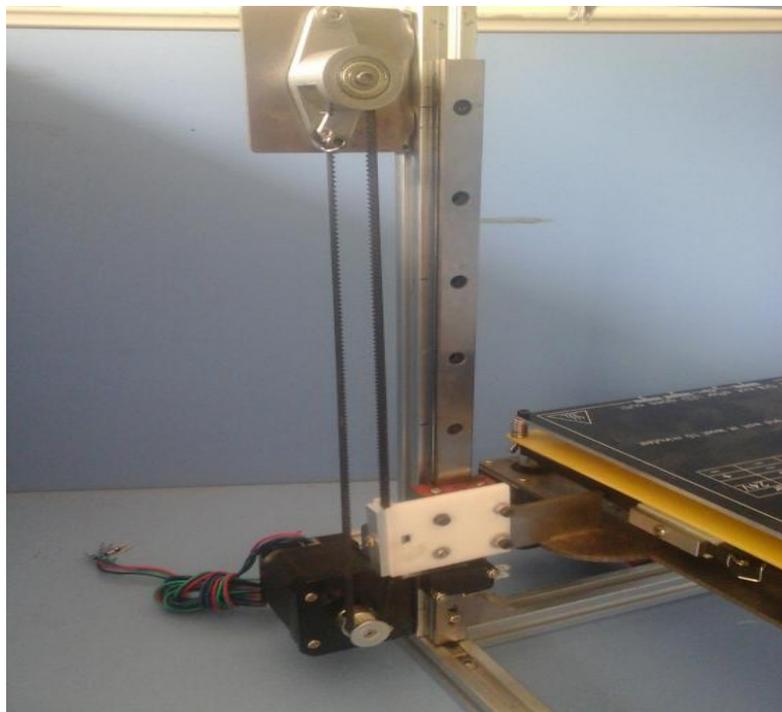


图 3.7 同步带传动的升降机

## 3.2.4. 方案四：采用剪叉式升降机构

剪叉式升降机包括驱动执行装置和剪叉装置。在驱动机构的驱动下，驱动执行装置产生小位移行程的同时将驱动力传递给剪叉装置。剪叉装置作为剪叉式升降机构的主体，具有折叠伸展性能。它受到驱动执行装置的驱动并将驱动执行装置的小位移行程放大成竖直方向的较大行程，从而推动升降平台的上下移动。剪叉式升降机构具有结构紧凑、承载量大、驱动装置通过性强和操控性好等特点，满足本设计要求。如图 3.8 所示。

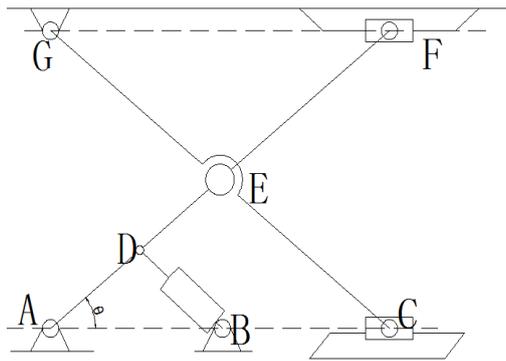


图 3.8 (a) 剪叉式升降机结构简图

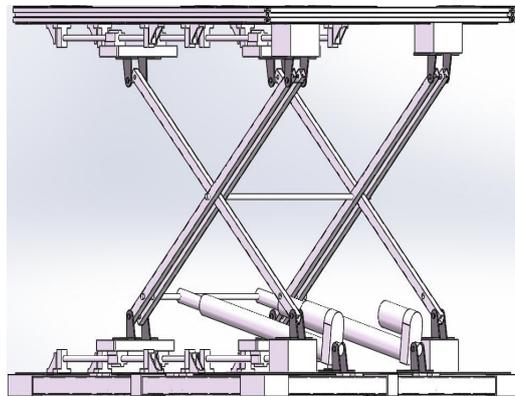


图 3.8 (b) 剪叉式升降机构三维图

剪叉式升降机构的驱动执行装置有多种结构。文献【3】比较分析了多种驱动执行装置的优缺点，其中动滑轮装置与滚珠丝杠装置传动精度高，但安装和制造精度要求过高；连杆装置安装精度要求较低且不易出故障，但其对剪叉式升降机构有尺寸限制从而也限制了其运用场合。相比较而言，直线电机动力装置可大幅减小剪叉升降机构的高度，且机构简单、传动环节少、故障低、易维修和更换零件。

综合考虑以上情况，采用方案四以直线电机为驱动的剪叉式升降机构。

### 3.3 移动底盘的比较与设计

该移动平台要求在狭小的空间内也能运动，因而对装置运动的灵活性和精确性有一定要求。查阅相关资料后，经过对比筛选，我们选择了全向轮结构，轴系结构如图 3.9 所示。

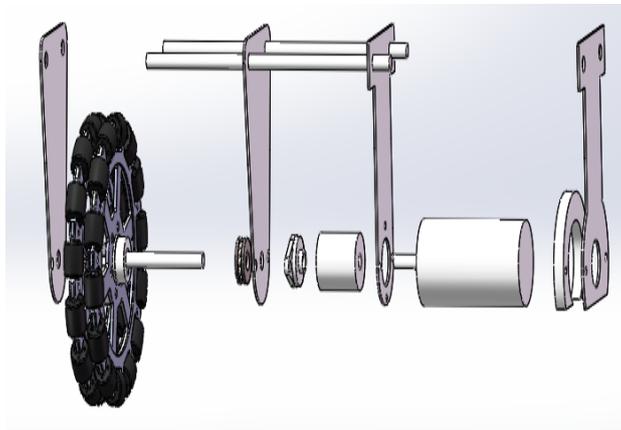
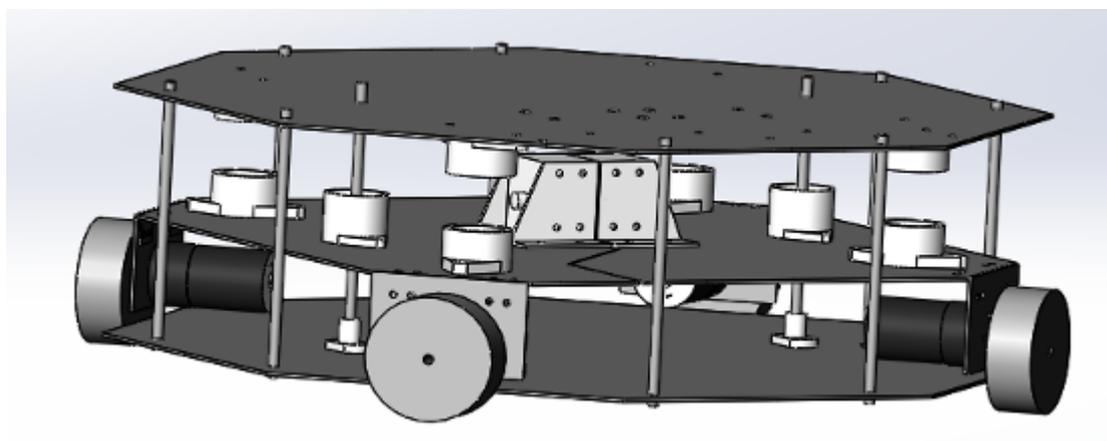


图 3.9 轴系装配图

本设计采用四个驱动轮呈 90 度对称分布的方案，不但给予了装置更大的驱动力,而且可以使平台灵活的实现全向行进。这个由大轮边缘套小轮组成的复合轮子结构，可以实现各个方向的直线或曲线运动，且原地转向无转向半径限制，可以使装置的运动更加灵敏。装置运动过程中，大轮上的小轮在接触地面时

均处于纯滚动状态，不易磨损，小轮轴的受力情况也因为分布均匀也较好。



图

3.10 底盘与轮系装配图

本装置利用轴杆和联轴器来完成全向轮和电机轴之间的连接，如图 3.10 示。铰接处设计采用端面轴承和滚针轴承，降低底盘在铰接处的摩擦，使底盘不仅能够在平面内保持各驱动轮紧压地面，而且还能够适应较大的起伏地面，满足室外环境的要求。



图 3.11 橡胶吸震联轴器

联轴器是电机传动的重要部件，它是用来联接不同机构中的两根轴（主动轴和从动轴）使之共同旋转以传递扭矩的机械零件。在本文的设计中，它的一端与轴杆相连，另一端与电机的轴杆相连，且对机械强度和抗震性能都要求较高。故经过比较分析，

本装置采用外径 30mm，两端内径 8mm 橡胶吸震联轴器，分别用来连接轴和电机的轴杆，并通过内六角螺丝固定。中间的红色橡胶部分可以实现减震功能，联轴器的实物如图 3.11 所示。

## 第 4 章 受力分析

### 4.1 四杆机构极限位置计算

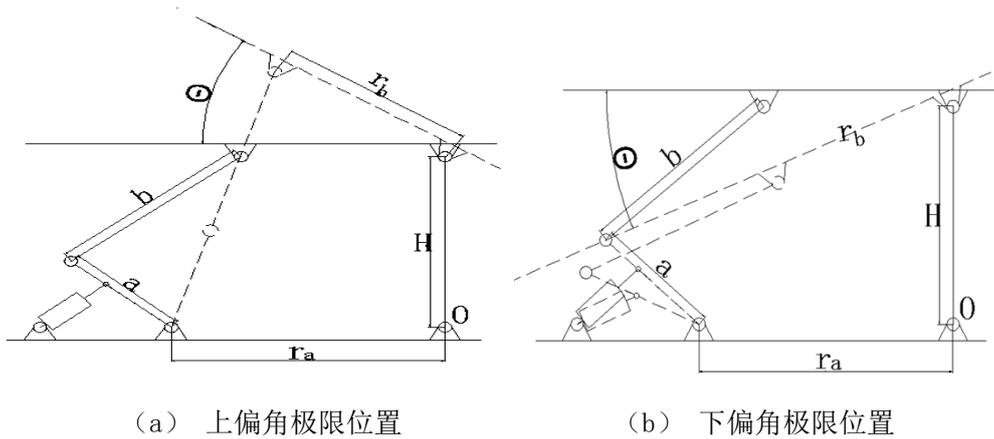


图 4.1 双折分支并联机构的两个极限状态

假定车载移动平台装置总体尺寸大小已经确定，接下来便可确定各机构间相对尺寸。利用两个平面相互垂直的双折分支机构构成的并联机构进行分析。

由图 4.1 (a) 可知，当直线电机伸长量最大时，平台达到上偏角极限位置， $a$  与  $b$  共线，此时机构出现极点。为避免极点的出现，设计出的尺寸应满足直线电机伸长量最大时，平台上偏角没有达到极限位置。故由勾股定理得：

$$(r_a - r_b \cos \theta)^2 + (H + r_b \sin \theta)^2 = (a + b)^2 \quad (4-1)$$

展开得：

$$H \sin \theta - r_a \cos \theta = \frac{(a + b)^2 - r_a^2 - r_b^2 - H^2}{2r_b} \quad (4-2)$$

整理得上极限偏角：

$$\theta = \arcsin \frac{(a+b)^2 - r_a^2 - r_b^2 - H^2}{2r_b\sqrt{H^2 + r_a^2}} + \arctan \frac{r_a}{H} \quad (4-3)$$

同时，由现实条件可知， $\theta$ 在 $[0, \frac{\pi}{2}]$ 之间。由三角形的构成条件：

在平台处于水平状态时，应满足

$$a + b \geq \sqrt{H^2 + (r_a - r_b)^2} \quad (4-4)$$

在平台处于竖直状态（实际达不到）时，应满足

$$a + b \leq \sqrt{(H + r_b)^2 + r_a^2} \quad (4-5)$$

同理，由图 4.1（b）可知，当直线电机伸长量最小时，平台达到下偏角极限位置，机构出现死点。为避免死点的出现，设计出的尺寸应满足直线电机伸长量最小时，平台下偏角没有达到极限位置。故由勾股定理得：

$$[(b + r_b) \cos \theta - r_a]^2 + [H - (b + r_b) \sin \theta]^2 = a^2 \quad (4-6)$$

展开得：

$$H \sin \theta + r_a \cos \theta = \frac{(b + r_b)^2 + r_a^2 + H^2 - a^2}{2(b + r_b)} \quad (4-7)$$

解得：

$$\theta = \arcsin \frac{(b + r_b)^2 + r_a^2 + H^2 - a^2}{2(b + r_b)\sqrt{r_a^2 + H^2}} - \arctan \frac{r_a}{H} \quad (4-8)$$

同时，由现实条件可知，此时 $\theta$ 在 $[-\frac{\pi}{2}, 0]$ 之间。由三角形的构成条件，在平台处于水平状态和竖直状态时，应满足(4-4)和(4-5)的条件。

## 4.2 四杆机构各杆件的受力分析

自稳平台各个机构在不同的运动状态下，各个支点的受力情况是不一样的。

为了让机构更加安全稳定的运行，需要对每个构件进行受力分析，这样就可以知道每个构件在不同的运动状态下，所需要的承载能力和刚度。在实际运行中也可以使机构中的内力分布更合理，机构运行更加稳定长久。

根据前面的分析我们知道四杆机构的角度变化关系，可知，直线电机伸长和收缩时平台转角与各支点受力关系。

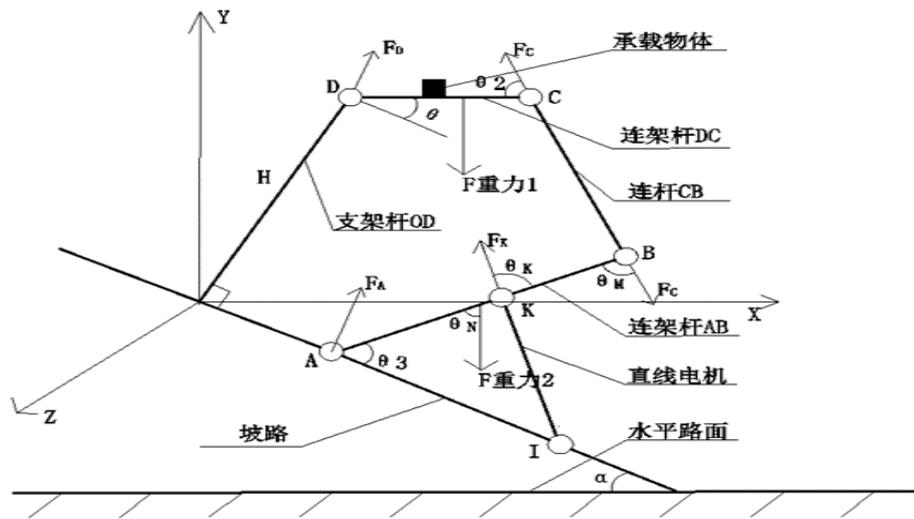


图 4.2 上坡时四杆机构状态受力简图

接下来，针对四杆机构每个机构的支点进行分析。如图 4.2 是车载平台在上坡时的受力简图。假定平台承载的物体重量是  $M(\text{Kg})$ ，在坡角为  $\alpha(^{\circ})$  的坡面上运动。由于每个杆件都有自身的重量，在分析受力时应当加上自重，故平台在运行时受到的总重量为：

$$F_{\text{重力}1} = Mg + M_{DC}g \quad (4-9)$$

同时，连架杆 AB 的重量为：

$$F_{\text{重力}2} = M_{AB}g \quad (4-10)$$

由 4.2 图可以看出：铰链 A 受支反力  $F_A$ ，由平台的底座提供，方向始终垂直于坡面，大小随平台角度和承载物体的重量变化而变化。铰链 K 处受到电动推杆施加的推力  $F_K$ ，方向沿推杆 IK 方向，大小由直线电机的动力确定，点 K 受到的外负载力的大小直接影响直线电机的反应速度。连杆 CB 作为一个二力杆，它在铰链 C 和铰链 B 处受到的作用力  $F_C$  和  $F_B$  大小相等、方向相反且均沿杆 CB 方向。分析一下四杆机构各个支点的受力

情况。

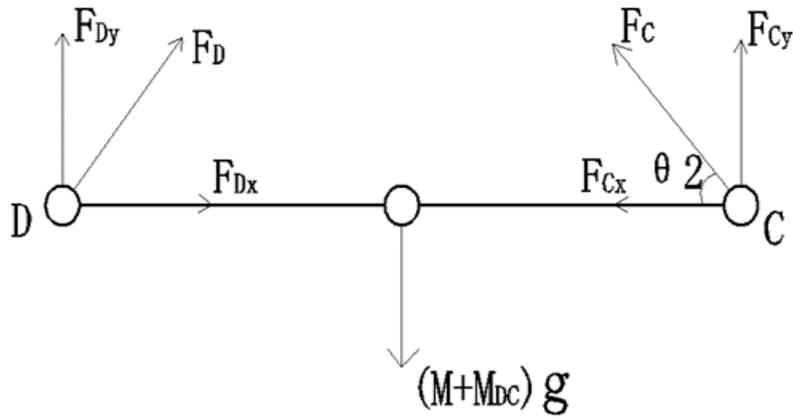


图 4.3 连架杆 DC 受力简图

根据牛顿定律，对连架杆 DC 进行受力分析，如图 4.3 所示。设连架杆 DC 与坐标轴的夹角为  $\theta_2$ ，其中  $F_{Dx}$  和  $F_{Dy}$  是  $F_D$  分解到 X、Y 方向的两个分力， $F_{Cx}$  和  $F_{Cy}$  是  $F_C$  的两个分力。

根据静力平衡列出方程：

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Dx} + F_{Cx} = 0 \quad (4-11)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Dy} + F_{Cy} + (M+m)g = 0 \quad (4-12)$$

$$\sum M_o = 0 \quad F_{Cy}L_5 - \frac{1}{2}L_5(M+m)g = 0 \quad (4-13)$$

解得：

$$F_D = \sqrt{\frac{1}{4}(M+m)^2 g^2 + \frac{4 \tan^2 \theta_2}{(M+m)^2 g^2}} \quad (4-14)$$

$$F_C = \sqrt{\frac{(M+m)^2 g^2 (1 + \tan^2 \theta)}{4 \tan^2 \theta}} \quad (4-15)$$

同理，连架杆 AB 在直线电机的作用下，铰链点 A 和点 B 受到支撑力和支反力，支撑力  $F_K$  与坐标的夹角为  $\theta_k$ 。

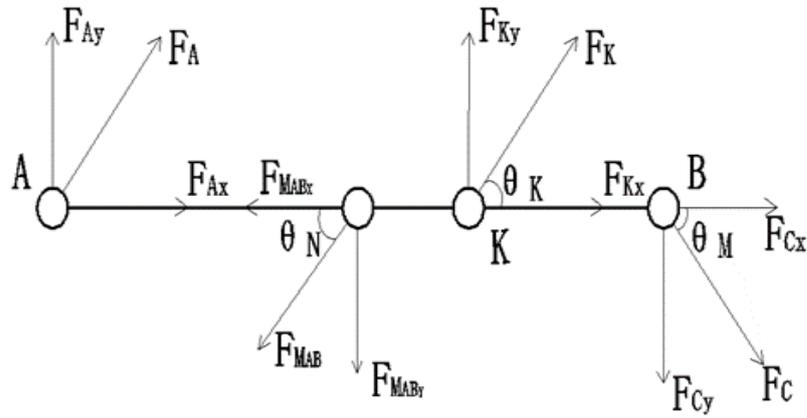


图 4.4 连架杆 AB 受力简图

按图 4.4 示坐标轴列出方程：

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ay} + F_{Ky} - F_{Cy} = 0 \quad (4-16)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ax} - F_{MABx} + F_{Kx} + F_{Cx} = 0 \quad (4-17)$$

$$\sum M_O = 0 \quad \frac{1}{2} F_{MABy} + F_{Cy} L_3 - F_{Ky} L_6 = 0 \quad (4-18)$$

带入上面公式解得：

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (4-19)$$

$$F_K = \frac{M_{AB} g \sin \theta_N L_3 + 2 F_C \sin \theta_M L_3}{2 L_6 \sin \theta_K} \quad (4-20)$$

其中：

$$\theta_N = \frac{1}{2} \pi + \arcsin\left(\frac{CL + D}{\sqrt{A + L^2}}\right) - \theta_3 \quad (4-21)$$

$$\theta_K = \arcsin\left(\frac{L_6 \sin \theta_3}{L}\right) + \theta_3 \quad (4-22)$$

$$\theta_M = \arcsin\left(\frac{H \sin 90^\circ - L_3 \sin \theta_3 + L_5 \left(\frac{CL+D}{\sqrt{A+L^2-B}}\right)}{L_4}\right) \quad (4-23)$$

$$L = \sqrt{L_6^2 + L_1^2 - 2L_1L_6 \cos \theta_3} \quad (4-24)$$

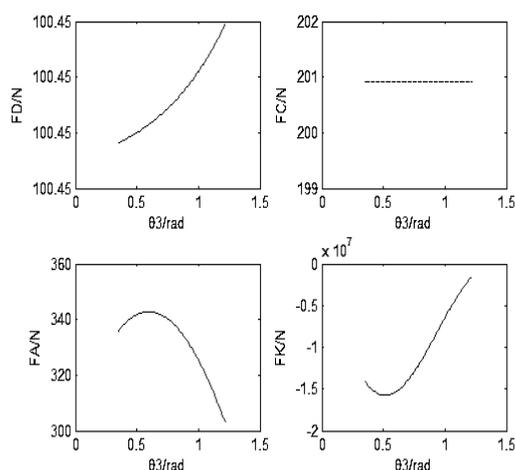


图 4.5 四杆机构各支点受力图

通过 matlab 图像仿真，得出上面的图像，从变化的曲线得出结论，铰链 D 的受力随着平台角度的增大而增大；从铰链 C 的变化曲线可以看出，受力变化不大，始终在 200N 左右波动；而铰链 A 的受力随着平台角度的增大而减小，故 D 点受力最大，若日后需校核支撑点强度就校核 D 点即可。

### 4.3 四杆机构的压杆稳定校核

自稳移动平台的各个机构在不同的运动状态下，每个杆件会受到不同的压力然后产生变形。当受拉杆件的应力达到屈服极限或强度极限时，将引起塑性变形或断裂，长度较小的受压短柱也有类似的现象，这些都是由于强度不足引起的失效。但是当细长杆件受压时，却表现出与强度失效全然不同的性质。

为了保证各杆件在运动过程中的强度，对于上部分的双折分支并联机构，如图 3.2 所示，在平台的自稳过程中，支柱 5 受到的压力最大，故对其进行压杆稳定校核。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要  
下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/565130342211011213>