

# 基于数学建模的停车场优化设计

黄亚楠

长沙理工大学, 数学与统计学院, 湖南 长沙

收稿日期: 2022年3月18日; 录用日期: 2022年4月19日; 发布日期: 2022年4月26日

## 摘要

本文根据国奥城小区地下停车场的尺寸, 设计了二层四列立体车库, 它是一种升降横移式立体车库, 可以实现汽车的升降、横移, 使车辆能快速地进入上下结构的车库。首先, 确定了车库的整体方案, 然后, 对横移系统、升降系统进行了设计, 对零部件进行了校核, 并在SolidWorks上进行了仿真, 以确保能够满足使用要求, 该立体车库解决了小区停车位紧张、停车不规范等问题, 扩充了升降横移式立体车库的种类, 为后续生产提供了相关资料。

## 关键词

立体车库, 二层四列, 计算机仿真, 结构设计

# Parking Lot Optimization Design Based on Mathematical Modeling

Yanan Huang

School of Mathematics and Statistics, Changsha University of Science and Technology, Changsha Hunan

Received: Mar. 18<sup>th</sup>, 2022; accepted: Apr. 19<sup>th</sup>, 2022; published: Apr. 26<sup>th</sup>, 2022

## Abstract

In this paper, according to the size of the underground parking lot in the city of National Olympic Games, the design of a two-story four-row stereo garage, it is a kind of lifting and moving stereo garage, which can realize the lifting and moving of the car, so that the car can quickly enter the structure of the garage. First, the overall scheme of the garage is determined. Then, the transverse moving system and lifting system are designed, the parts are checked, and the simulation is carried out on SolidWorks to ensure that they can meet the use requirements. The stereo garage solves the problem of tight parking space and non-standard parking in the residential area, expands the types of lifting and moving stereo garage, and provides relevant information for the follow-up production.

## Keywords

Stereo Garage, Two Layers and Four Columns, Computer Simulation, The Structure Design

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

中国幅员辽阔, 人们的出行离不开汽车。大多数城市都面临着停车难的问题, 虽然因地制宜的采取了措施进行改善, 但最重要的问题仍然是如何在一定空间内停放多辆汽车。就这样, 立体车库随着时代要求应运而生[1], 国外研制出了各式各样的立体车库, 使得相关技术和产业得到了快速的发展。立体车库和传统车库相比, 具有明显的优势, 最主要体现在对土地的利用率高, 能够在一定空间内最大限度地停放汽车, 缓解停车难的问题。

随着我国科技的不断发展, 立体车库正逐步走向智能化、模块化、结构化, 并不断改进[2], 其稳定性越来越高, 控制系统越来越复杂, 智能化程度越来越高[3]。立体车库不是简单的一堆钢铁结构, 而是基于机械、电子、控制、计算机等领域的高科技的模型, 其功能逐渐增多, 如自动识别、自动控制、自动存取等[4] [5] [6] [7] [8]。立体车库在我国发展迅速, 但在住宅领域应用较少, 主要用于工厂和商场。

国奥城小区是一个大型居民区有着一个  $84 \times 89 \times 6.2 \text{ m}^3$  地下停车场、立柱的柱距为  $9100 \times 11,000$ , 随着人们生活水平的提高, 停车位出现短缺, 根据该地下停车场的大小, 需要最大限度地利用现有空间增加车位数量, 节约改造成本。考虑到层高和立柱的柱距, 在原有车位规划的基础上, 设计二层四列式立体车库是最合理的, 这是一种升降横移式立体车库, 其结构较为典型, 是应用比较广泛的车库。二层四列式立体车库的第一层可以停放三辆汽车, 第二层可以停放四辆汽车, 整体结构长 8990 mm、宽 5375 mm 和高 4880 mm, 根据地下停车场的大小, 可以设置 72 台, 增加 216 个停车位。

## 2. 立体车库的特点

立体车库的种类多样, 可以按照安装位置、自动化程度、密集程度、结构形式等进行分类, 常见结构有升降横移式、巷道堆垛式、垂直提升式、垂直循环式[2], 本次研究设计的二层四列立体车库的结构为升降横移式, 其结构已呈现出整体模块化设计, 可以根据实际情况放置多台, 增加车位数量, 对基础设施建设的要求相对较低[9], 安装使用比较灵活, 结构如下图 1 所示:

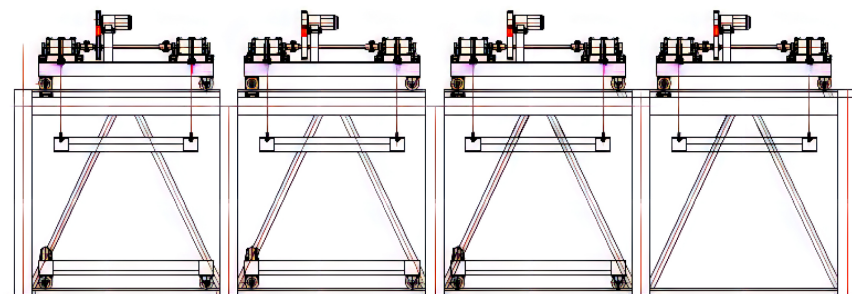


Figure 1. Schematic diagram of the two-storey four-row stereo garage structure

图 1. 二层四列立体车库结构示意图

升降横移式立体车库有以下特点[10]:

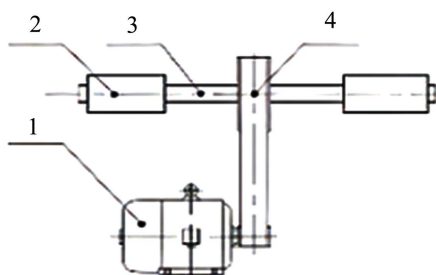
- 1) 占地面积小, 一个车位可以实现最多十台左右的车辆, 容积大;
- 2) 可以根据是实际需求调整高度以及长度, 能够快速实现模块化设计;
- 3) 能够实现加工厂预加工, 在实际场地进行组装, 能够大大缩短安装建设周期;
- 4) 由于能够实现模块化生产, 所以成本比较容易控制, 同时在整体的建设成本也相对较低;
- 5) 结构简单、稳定性高、能够实现自动化控制。

升降横移式立体车库特别适用于商业厂房、老住宅区、商场等场所。能够根据实际空间进行设计和组合, 具有高度的灵活性, 它主要由结构框架、载荷板、横移升降系统、控制系统以及安全装置组成。如图 1 二层四列式立体车库可以存储七辆车, 第一层三个车位只能进行横移运动, 第二层四个车位可以进行升降和横移运动, 在存放车辆时第一层左侧三个车位可以直接停放, 右侧不允许停放, 第二层四个车位中, 最右侧需要通过升降来实现停车, 左侧三个车位需要首先横移一层车位, 然后再进行升降停车。

### 3. 整体布局及方案设计

立体车库的主要驱动形式有液压驱动、机械驱动、气压驱动以及电动驱动。每种驱动都有优缺点, 考虑到整体结构的特点、受力的结构、噪音、能源的选择等, 最终选择利用电动驱动。

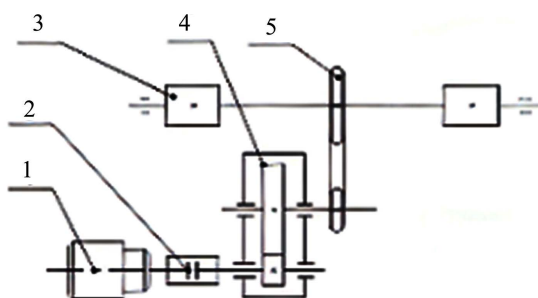
机械传动的主要作用是利用电机传递的速度和功率, 通过一系列的变换来实现总体预设的动能传递。传动装置的结构、性能以及布局的合理性会直接影响整个机器的运动性能。所以对传动方案的设计一定要选择最佳的方案。常用的传动方案有带传动、链传动、齿轮传[11]动如图 2~4 所示:



1-电动机 2-滚筒 3-传动轴 4-传动带

Figure 2. Belt drive

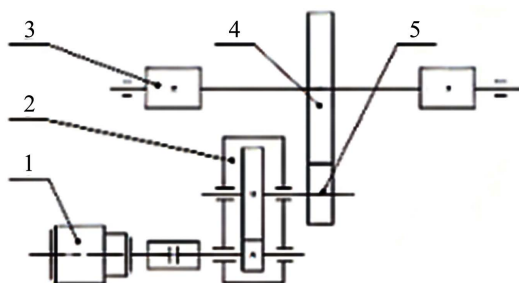
图 2. 带传动



1-电动机 2-联轴器 3-滚筒 4-减速器 5-传动链

Figure 3. Chain drive

图 3. 链传动



1-电动机 2-减速器 3-滚筒 4-直齿大齿轮 5-直齿小齿轮

Figure 4. Spur gear transmission

图 4. 直齿轮传动

二层四列升降横移立体车库在工作时传动的力矩比较大、速度相对较慢、稳定性要求高、必须确保安全，带传动不能满足要求。综合考虑成本、适应环境、结构尺寸、维护保养等条件，选择链传动最为合适。

立体车库其钢结构主要采用的是 h 钢、槽钢、方管之类的原材料，采用焊接工艺或者螺栓连接方式进行固定，整体结构强度较高、刚度较好，能够根据设计的要求提前预制，整体结构比较紧凑、方便安装和运送。本次采用的钢结构为单柱形式，如下图 5 所示：

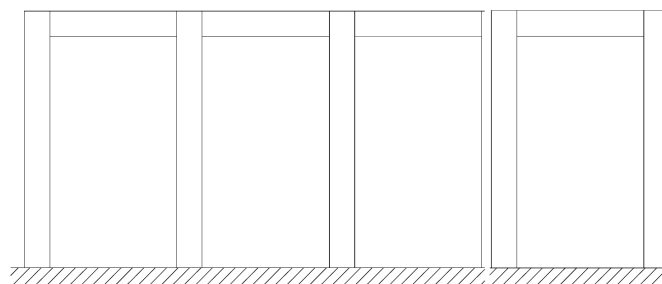


Figure 5. Single column steel structure

图 5. 单柱钢结构形式

车库整体结构利用钢材进行加工，选择材质为型钢，型钢的选择 Q235 材质，整个构架包括了立柱、横梁、加强筋等组成部分。根据《机械设计手册》[12]，选择方管为立柱结构。方管的截面形状为正方形，结构边长尺寸为 250 mm，厚度为 40 mm，立柱的高度根据实际的需求进行设计计算。立柱和地面的链接采用钢板的方式，利用地脚螺栓的方式进行链接，确保立柱的固定，同时利用筋板来增加整体强度，立柱的截面如下图 6 所示：

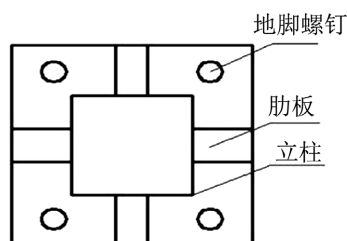


Figure 6. Column section

图 6. 立柱截面

横梁采用工字钢结构，如上图 7 所示，它的截面呈现“工”字形，选择型号 18#工字钢。对于侧梁来说，承受的力较小，主要是起到稳定的作用，只需要外力合适，选择 16#槽钢即可，通过焊接或者螺栓连接。斜拉杆和加强筋的材质都是选择角钢材质，选择 10#角钢，等边角钢其截面如上图 8 所示。选用钢材材质，具有承载能力强、强度高、刚度大等特点，能够满足结构受力要求，所以一般不需要进行受力强度校核。

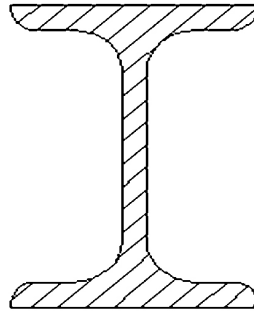


Figure 7. I-section of beam

图 7. 横梁工字形截面

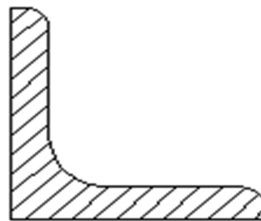
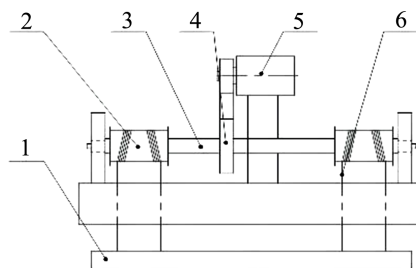


Figure 8. Cross sections of diagonal rod and stiffened rib equilateral angle steel

图 8. 斜拉杆、加强肋等边角钢截面

### 3.1. 升降传动系统设计

因钢丝绳传动强度高、灵活性高、占用空间小、易于维护保养、成本低。在升降传动系统中，选取钢丝绳作为整个传动电机的升降材料最为合适。升降系统的传动流程为电动机 → 链传动 → 卷筒 → 钢丝绳 → 滑轮的模式[13]。钢丝绳带动载车板进行起降运动，钢丝绳的一端和载车板进行连接，另一端围绕在卷筒上，载车板进行起降动作时，利用电机的正反转就可以带动卷筒的顺时针或者逆时针转送，从而实现了载车板的升降[14]。结构示意图如下图 9 所示：



1-载车板 2-卷筒 3-升降轴 4-链轮 5-电动机 6-钢丝绳

Figure 9. Schematic diagram of lifting drive

图 9. 升降传动示意图

升降过程中的速度一般不会太快，这里取速度为 0.15 m/s，普通五座汽车质量为 1500 kg 左右，载重量根据实际情况取车辆质量为 1700 kg，载车板质量为 300 kg [15]。

计算所需的提升功率如下：

$$P_w = Mgv = 2000 \text{ kg} \times 9.8 \times 0.15 \text{ w} = 2.94 \text{ kw} \quad (3.1)$$

电机的输出功率计算为：

$$P_0 = P_w / \eta_w \quad (3.2)$$

总效率：

$$\eta_w = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_n \quad (3.3)$$

其中  $\eta_1$  为链传动效率，查得  $\eta_1 = 0.9$ ； $\eta_2$  为滚动轴承效率，查得  $\eta_2 = 0.99$ ，有 2 个轴承，代入数据得  $\eta_w = 0.96 \times 0.99^2 = 0.94$ ，则输出功率为  $P_0 = P_w / \eta_w = 3.12 \text{ kw}$ 。

选择交流减速电机为专用停车设备，型号为 MLPK55370603，功率  $P = 3.7 \text{ kw}$ ，频率为 50 Hz，电压 220 V，速比为 60，得到转速为  $n_1 = 21 \text{ r/min}$ ，外形见图 10：

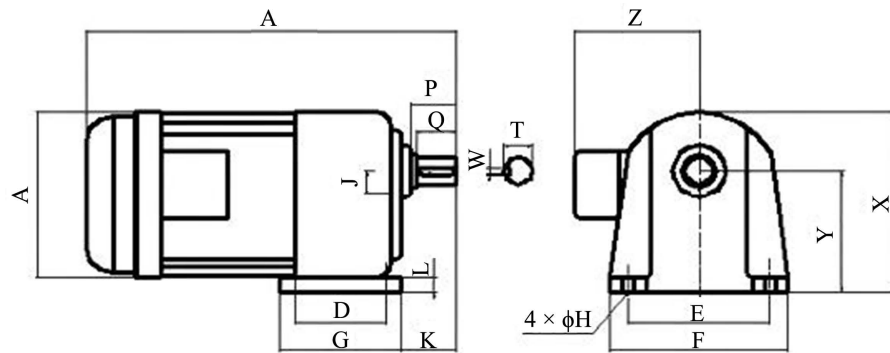


Figure 10. Outline drawing of motor  
图 10. 电机的外形图

电机的主要尺寸如下表 1 所示：

Table 1. Dimensions of lifting motor  
表 1. 升降电机的尺寸表

字母	尺寸(mm)	字母	尺寸(mm)
A	515	M	225
D	160	X	245
E	210	Y	170
F	265	Z	165
G	180	P	60
H	13	Q	50
L	24	T	43.5
J	42.2	W	10
K	90		

使用卷筒的直径  $d$  为 200 mm, 根据前面选定的载车板的上升速度为 0.15 m/s 可以计算卷筒的转速:

$$n_2 = \frac{0.15 \times 60 \times 1000}{2\pi \times 100} = 14.33 \text{ r/min} \quad (3.4)$$

链轮的传动比:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{21}{14.33} = 1.46 \quad (3.5)$$

根据计算拟定链传动比为  $i = 1.5$ 。

1) 选择链轮齿数  $Z_1$ 、 $Z_2$ , 根据传动比  $i = 1.5$ , 查询《机械设计》[12]取小链轮齿数  $Z_1 = 18$ , 则大链轮齿数  $Z_2 = 27$ 。

2) 确定链条链节数  $L_p$  初定中心距  $a = 10p$ , 则节距

$$L_p = \frac{2a_0}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{P}{a_0} \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 = 42.25 \quad (3.6)$$

取  $L_p = 44$ 。

3) 计算单排链所能传递的功率  $P_0$  及链节距  $P$ , 由工作情况系数  $K_A = 1$

$$P_{Ca} = K_A P = 3.7 \text{ kw} \quad (3.7)$$

由小链轮齿数系数  $K_Z = 0.887$ , 链长系数  $K_L = 0.7$ , 使用双排链, 由多排链系数  $K_p = 1.7$  计算额定功率:

$$P_0 = \frac{1.75P_C}{K_Z \times K_1 \times K_p} = \frac{1.75 \times 3.7}{0.887 \times 1.7 \times 0.7} = 6.13 \text{ kw} \quad (3.8)$$

4) 根据额定功率  $P_0$  和转速  $n_1$  使用滚子链型号为 24a, 链节距  $P = 38.1 \text{ mm}$ , 所选择的链条标记为 24A—2 × 44 GB1243-1997。

5) 确定链实际长度  $L$  及中心距  $a$ :

$$L = L_p \times \frac{P}{1000} = 44 \times 0.0381 = 1.68 \text{ m} \quad (3.9)$$

$$a = \frac{P}{4} \left[ \left( L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \times \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = 381 \text{ mm} \quad (3.10)$$

6) 计算链速:

$$V = n_1 \times Z_1 \times \frac{P}{60 \times 1000} = \frac{21 \times 18 \times 38.1}{60 \times 1000} = 0.25 \text{ m/s} \quad (3.11)$$

7) 作用在轴上的压轴力  $Q$ :

圆周力:

$$F = \frac{1000P}{V} = \frac{1000 \times 3.7}{0.25} = 14800 \text{ N} \quad (3.12)$$

按照平均布置取压轴力系数  $K_Q = 1.15$  有:

$$Q = K_Q \times F = 17020 \text{ N} \quad (3.13)$$

8) 按静强度校核链条, 链条属于一种低速重载运行, 静强度在计算的时候是最关键的, 由链条静强

度计算式:

$$n = \frac{Q}{K_A F_t + F_c + F_f} \geq n_p \quad (3.14)$$

其中  $n$  为静强度安全系数;  $K_A$  为工况系数, 取  $K_A = 1.0$ ;  $Q$  为链条极限拉伸载荷, 选择取值  $Q = 249.1 \text{ kN}$ ;  $F_t$  为有效圆周力,  $F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 3.7}{0.25} = 14.8 \text{ kN}$ ;  $F_c$  为离心力引起的力, 计算公式为  $F_c = qv^2$ , 其中  $q$  为链条质量查得  $q = 5.6 \text{ kg/m}$ , 当链速  $v < 4 \text{ m/s}$  时,  $F_c$  可以忽略;  $F_f$  为链传动的悬垂力, 计算公式如下:

$$F_f = \frac{(K_f + \sin \theta) qga}{100} \quad (3.15)$$

其中  $K_f$  为系数查得  $K_f = 1$ ,  $a$  为中心距,  $a = 0.381 \text{ m}$ ,  $\theta$  为两个轮子的中心线对水平面的倾斜角,  $\theta = 90^\circ$ , 则  $F_f = 0.41 \text{ kN}$ ;  $n_p$  为许用安全系数,  $n_p = 4 \sim 8$ , 代入数据得  $n = 16.3 \geq n_p$  根据计算可以看到所选择链条符合强度要求。

根据链速和链节距  $P = 38.1 \text{ mm}$ , 润滑方式选择人工按期润滑。

升降轴是电机通过链轮进行输入的一端轴, 承受着升降的主要作用力, 结构如下图 11 升降轴结构图所示:

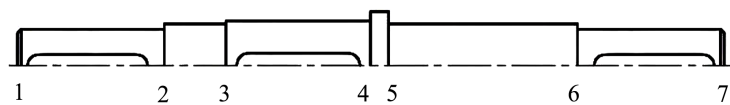


Figure 11. Lifting shaft structure drawing  
图 11. 升降轴结构图

轴的材质使用 45 钢, 经调质处理得  $[\sigma_b] = 640 \text{ MPa}$ 。根据所选择的材料, 取轴直径的计算系数  $C = 60$ , 轴的最小直径计算公式如下所示:

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 60 \times \sqrt[3]{\frac{3.7}{14.33}} = 38.2 \text{ mm} \quad (3.16)$$

轴的设计特点, 最小直径在联轴器端, 此处装配有键槽, 所以需对轴径加大 5% 以满足实际需求, 所以最小直径尺寸为  $d_{\min} = 38.2 \times 1.05 = 39.9 \text{ mm}$ , 轴径的选取上需要参考最小直径所配套的联轴器等考虑。本次选择刚性联轴器, 联轴器配合的轴径取值为  $40 \text{ mm}$ , 则可以看到轴  $d_{12} = d_{78} = 40 \text{ mm}$ , 长度根据所选择的联轴器等取值  $83 \text{ mm}$ , 初定各段直径见表 2:

Table 2. Diameter of each section of lifting shaft  
表 2. 升降轴各段直径

位置	装联轴器轴段 1~2	自由段 2~3	装链轮轴段 3~4	轴环段 4~5	自由段 5~6	装联轴器段 6~7
轴颈/mm	$d_{12} = 40$	$d_{23} = 46$	$d_{34} = 50$	$d_{45} = 60$	$d_{56} = 46$	$d_{67} = 40$

确定各段长度, 见表 3:

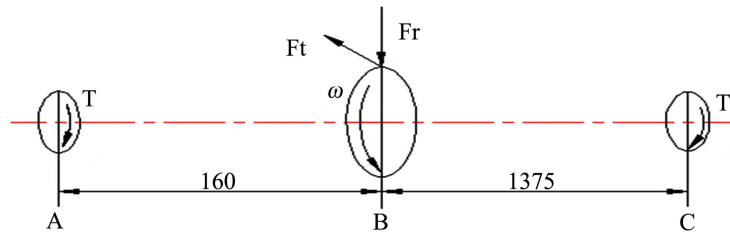
联轴器额轴的配合采用的是键的连接方式, 根据《机械设计手册》[12]以及轴的尺寸, 选择键槽的尺寸为  $b \times h$  为  $12 \times 8$ , 键槽的长度为  $80 \text{ mm}$ , 采用铣削加工工艺, 轴和联轴器配合的代号为 H7/k6。同时在链轮和轴的固定配合处选择键的尺寸为  $14 \times 9$ , 轴和联轴器配合的代号为 H7/k6。



**Table 3.** Length of each section of lifting shaft  
**表 3.** 升降轴各段长度

位置	装联轴器轴段 1~2	自由段 2~3	装链轮轴段 3~4	轴环段 4~5	自由段 5~6	装联轴器轴段 6~7
轴段长度/mm	$l_{12} = 83$	$l_{23} = 35$	$l_{34} = 82$	$l_{45} = 10$	$l_{56} = 792$	$l_{78} = 83$

轴地受力分析如下图 12 所示:



**Figure 12.** Axial stress analysis  
**图 12.** 轴受力分析

根据起降传动轴的结构受力分析可以看到，此轴大部分承受的作用力时扭矩，所以在计算的时候，主要对轴进行强度校核，校核公式如下：

$$\tau = \frac{T}{W_p} \tag{3.16}$$

轴传递的扭矩：

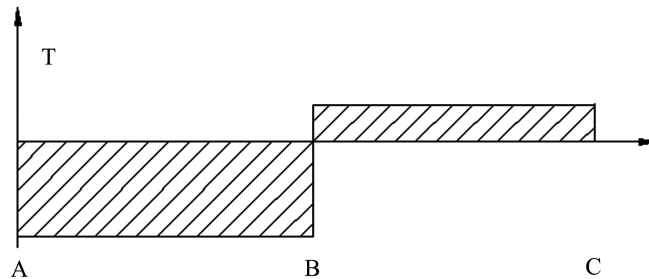
$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{3.7}{14.33} = 2.47 \text{ kN} \cdot \text{m} \tag{3.17}$$

轴上的作用力：

链轮上的圆周力：

$$F_t = \frac{2T}{d_{34}} = \frac{2 \times 2470}{0.05} = 98.8 \text{ kN} \tag{3.18}$$

链轮上的径向力  $F_r = F_t \tan \alpha_n = 35.59 \text{ kN}$ ；a 处切向力  $F_A = F_t \frac{l_{BC}}{l_{AC}} = 88.5 \text{ kN}$ ；b 处切向力  $F_B = F_t \frac{l_{AB}}{l_{AC}} = 10.2 \text{ kN}$ ；a 处扭矩  $T_A = \frac{F_A d_{12}}{2} = 1.77 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ；b 处扭矩  $T_B = \frac{F_B d_{67}}{2} = 0.24 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ，轴的扭矩图如图 13 所示：



**Figure 13.** Torque diagram  
**图 13.** 扭矩示意图

根据受力示意图看出, 受力扭矩最大的部位在键槽的截面, 也就是危险截面, 所以需要对该处扭应力强度校核, 公式:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p} \leq [\tau] \quad (3.19)$$

公式中  $T_{\max} = 9550 \frac{P}{n} = 2.47 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ;  $W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0.13 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ , 代入数据可得  $\tau_{\max} = 19 \text{ MPa} \leq [\tau] = 90 \text{ MPa}$ , 强度符合要求。

上面已经选择了键的尺寸, 其中和联轴器配合处键的尺寸为  $12 \times 8 \times 80 \text{ mm}$ , 轴和链轮配合尺寸为  $14 \times 9 \times 80 \text{ mm}$ 。对使用的键进行校核, 已确定能够满足使用要求, 校核公式为:

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p] \quad (3.20)$$

其中  $t$  为传递的转矩,  $T = FL = 19.6 \times 0.025 = 0.49 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ;  $k$  为键与轮毂键槽的接触高度,  $k = 0.5h = 4 \text{ mm}$ ,  $h$  为键的高度;  $l$  为键的工作长度, 圆头平键  $l = L - b$ ;  $d$  为轴的直径;  $[\sigma_p]$  为许用挤压应力:  $[\sigma_p] = 120 \sim 150 \text{ MPa}$ ; 联轴器与轴配合的键:  $d = 40 \text{ mm}$ ;  $l = L - b = 68 \text{ mm}$ 。代入上述公式可得  $\sigma_p = 90.07 \text{ MPa} \leq [\sigma_p]$ , 链轮与轴配合的键:  $d = 50 \text{ mm}$ ;  $l = L - b = 66 \text{ mm}$ 。代入公式得  $\sigma_p = 42.42 \text{ MPa} \leq [\sigma_p]$ , 所选择的键能够满足使用要求。

根据轴在工作中的受力, 选择轴承的类型为深沟球轴承, 型号选择为 6238, 根据所选择轴承, 其  $C = 218 \text{ kN}$ , 校核其使用寿命公式如下:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^{\varepsilon} \quad (3.21)$$

当量动载荷为  $P = F/2 = 9.8 \text{ kN}$ 。对于球轴承,  $\varepsilon = 3$ ,  $n = 14.33 \text{ r/min}$ , 代入数据得  $L_h = 1.28 \times 10^7 \text{ h}$ , 符合要求。本次设计的轴承属于低速运行, 所以使用润滑脂润滑即可。

计算钢丝绳直径公式如下:

$$d = C \sqrt{F_{\max}} \quad (3.22)$$

其中  $d$  为钢丝绳的最小直径;  $F_{\max}$  为钢丝绳的最大静拉力;  $C$  为选择系数为 0.104;  $d_{\min} = 14.56 \text{ mm}$ ; 使用钢丝绳结构为圆股钢丝绳, 合成纤维芯结构。其基本结构参数为  $d = 16 \text{ mm}$ ;  $M_{1P} = 88.1 \text{ kg/100 m}$ ;  $[\sigma_b] = 1570 \text{ MPa}$ ; 最小破断拉力  $F = 133.0 \text{ kN}$ 。

滑轮主要是起到支持和导向的作用, 改变钢丝绳动力传递的方向, 由于滑轮的结构一般都比较小, 它都会被做成实体结构, 采用铸铁等材质。滑轮的尺寸需要参考所选择的钢丝绳的直径, 选择滑轮的直径为  $225 \text{ mm}$ , 其结构形式使用无内轴套的 e 型滑轮, 标记为 E16  $\times$  225-55 JB/T9005.3-1999。

卷筒的选择需要参考国家标准, 选择 a 型卷筒, 载车板最大起升高度  $H_{\max} = 2.5 \text{ m}$ , 绳槽槽距  $P = 1.2d = 19.2 \text{ mm}$ , 卷筒槽底直径  $D = 180.8 \text{ mm}$ 。

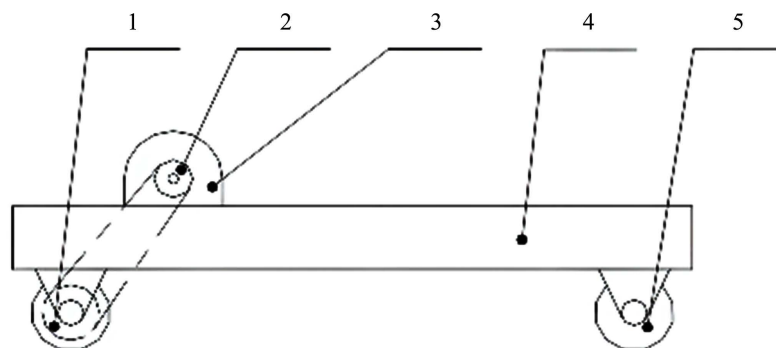
卷筒计算直径  $D_0 = 200 \text{ mm}$ 。固定钢丝绳的安全圈数  $Z_1 = 1.5$ 。卷筒上有螺旋部分长  $L_0$ :

$$L_0 = \left( \frac{H_{\max}}{\pi D_0} + Z_1 \right) P = \left( \frac{2500}{\pi \times 200} + 2 \right) \times 19.2 = 115 \text{ mm} \quad (3.23)$$

无绳槽卷筒端部尺寸  $L_1 = 53.5 \text{ mm}$ , 中间光滑部分长度  $m = 63 \text{ mm}$ , 卷筒长度  $L_s = 2(L_0 + L_1) + m = 400 \text{ mm}$ 。

### 3.2. 横移系统设计

横移系统同样使用电机驱动，链传动带动载车板下面的滚轮进行运动，一般滚轮有主动轮和从动轮两种，电机只带着主动轮进行工作。其结构简图如下图 14 所示：



1-主动轮 2-链轮 3-电动机 4-载车板 5-从动轮

Figure 14. Schematic diagram of transverse transmission  
图 14. 横移传动示意图

根据前面计算所用的参数，单个载车板包含汽车总质量为 2000 kg，横移的速度仍然设定为 0.15 m/s，摩擦因素选择  $\mu = 0.2$ ，则横移运动需要的电机功率计算如下：

$$P_w = FV = \mu mgv = 0.2 \times 2000 \times 9.8 \times 0.15 = 0.588 \text{ kw} \quad (3.24)$$

输出功率为  $P_0 = P_w / \eta_w$ ；总效率为  $\eta_w = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_n$  其中链传动效率  $\eta_1 = 0.96$ 、动轴承效率  $\eta_2 = 0.99$ ，代入数据得  $\eta_w = 0.96 \times 0.99^2 = 0.94$ ，电动机的输出功率为  $P_0 = P_w / \eta_w = 0.594 \text{ kw}$ 。

横移运动中，因横移的速度比较慢，所以对电机的转速要求较低，为了确保整个结构能够紧凑，所以电机选择的形式为交流减速电动机，型号为 MLPK40075803，额定电压 220 V，功率  $P = 0.75 \text{ W}$ ，速比 30，得到转速  $n = 18 \text{ r/min}$ 。

外形如图 15 所示：

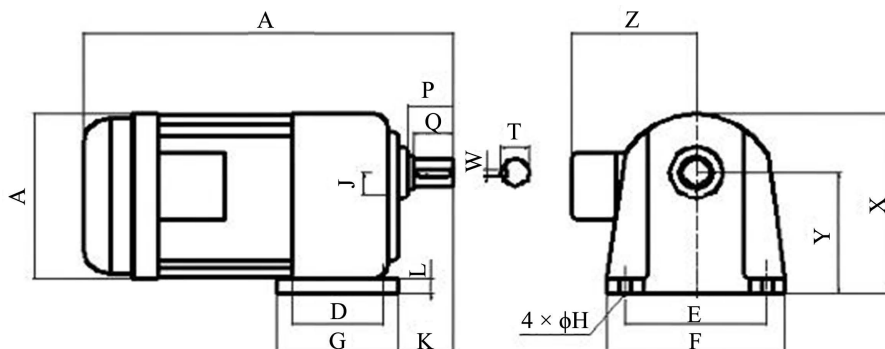


Figure 15. Motor structure dimensions  
图 15. 电机结构尺寸

电机的主要安装和外形尺寸如下表 4 所示：

**Table 4.** External dimensions of motor  
**表 4.** 电机外形尺寸

字母	尺寸(mm)	字母	尺寸(mm)
A	356	M	165
D	90	X	175
E	140	Y	116
F	175	Z	125
G	120	P	45
H	11	Q	40
L	15	T	31
J	23.42	W	7
K	65		

首先计算车轮的转速，拟选轮子的直径  $d = 160 \text{ mm}$ ，则转速计算如下：

$$n_2 = \frac{60 \times 1000v}{2\pi R} = \frac{60 \times 1000 \times 0.15}{2 \times 3.14 \times 80} = 17.9 \text{ r/min} \quad (3.25)$$

根据计算的速度可以看到，和电机的速度几乎一致，所以链传动的传动比取值为 1。

1) 选择链轮齿数，拟选  $Z_1 = 19$ ，则从动链轮齿数  $Z_2 = 19$ 。

2) 确定计算功率  $P_c$  链传动整个工作过程比较平稳，查取其工况系数  $K_\alpha = 1.0$ ，计算得  $P_c = K_\alpha P_0 = 0.75 \text{ kw}$ 。

3) 初定中心距，确定链条链节数  $L_p$  初定中心距  $a_0 = 22P$ ，则链节数：

$$L_p = \frac{2a_0}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{P}{a_0} \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 = 42 \quad (3.26)$$

取  $L_p = 42$ 。

4) 计算单排链所能传递的功率  $P_0$  及链节距  $P$ ，使用链轮的齿形系数  $K_z = 1.0$ ，选择单排链，长度系数  $K_L = 0.98$ ，传递的功率为：

$$P_0 \geq \frac{P_c}{K_z \times K_1 \times K_p} = \frac{0.75}{1 \times 0.98 \times 1} = 0.77 \text{ kw} \quad (3.27)$$

根据额定功率和转速选择滚子链的型号为 12a，查得链节距  $P = 19.05 \text{ mm}$ ，则链标记为 12A—62 GB/T1243-1997。

5) 确定链实际长度  $L$  及中心距  $a$ ， $L = L_p \times P / 1000 = 42 \times 19.05 / 1000 = 0.8 \text{ mm}$ ，

$$a = \frac{P}{4} \left[ \left( L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = 419.1 \text{ mm} \quad (3.28)$$

6) 计算链速

$$V = n_1 \times Z_1 \times \frac{P}{60 \times 1000} = \frac{18 \times 19 \times 19.05}{60 \times 1000} = 0.11 \text{ m/s} \quad (3.29)$$

7) 计算作用在轴上的压轴力  $q$ ，圆周力  $F = \frac{1000P_0}{v} = \frac{1000 \times 0.75}{0.11} = 6818 \text{ N}$  按平均分布取压轴力系数

$K_Q = 1.15$ ，带入计算得：

$$Q = K_Q \times F = 1.15 \times 6818 = 7840.7 \text{ N} \quad (3.30)$$

8) 按静强度校核链条，设计的链条属于低速重载，所以其静强度是主要需要校核的部分，计算公式如下：

$$n = \frac{Q}{K_A F_t + F_c + F_f} \geq n_p \quad (3.31)$$

其中  $n$  为静强度安全系数； $K_A$  为工况系数，取  $K_A = 1.0$ ； $Q$  为链条极限拉伸载荷， $Q = 31.1 \text{ kN}$ ； $F_t$  为有效圆周力， $F_t = 6.8 \text{ kN}$ ； $F_c$  为离心力引起的力， $F_c = qv^2$ ，其中  $q$  为链条质量，得  $q = 1.5 \text{ kg/m}$ ；当链速  $v < 4 \text{ m/s}$  时， $F_c$  可以忽略。 $F_f$  为悬垂力，计算公式为：

$$F_f = \frac{(K_f + \sin \theta) qga}{100} \quad (3.32)$$

其中  $K_f$  为系数，取  $K_f = 1$ ， $a$  为中心距， $a = 0.419 \text{ m}$ ， $\theta$  为两个轮子中心线对水平面的倾斜角， $\theta = 90^\circ$ ，则  $F_f = 0.13 \text{ N}$ 。 $n_p$  为许用安全系数， $n_p = 4 \sim 8$ ，代入数据得：

$$n = \frac{Q}{K_A F_t + F_c + F_f} = \frac{31.1}{6.8 + 0.13} = 4.5 \geq n_p \quad (3.33)$$

符合强度要求。根据链条的运行速度以及所选择的链条，选择人工润滑即可。

链轮的结构则选择了整体式结构，所选择的材质为 45 钢，经过淬火、回火等进行处理之后，齿面硬度能够达到 40~50 HRC，则链轮的大致结构如下图 16 所示：

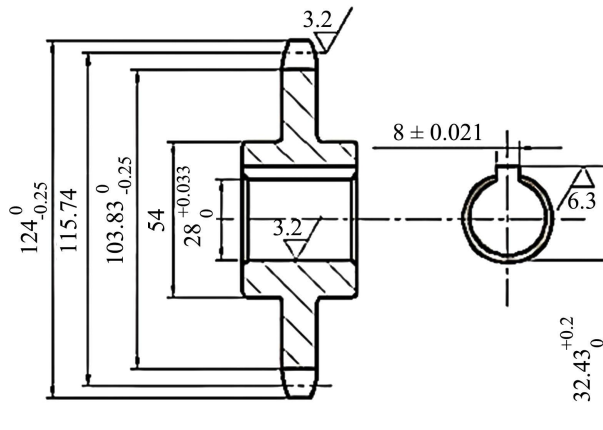


Figure 16. Transverse sprocket  
图 16. 横移链轮

横移传动轴是一层车库中使用电机链接链轮的那一个轴，他的主要结构如下图 17 所示：

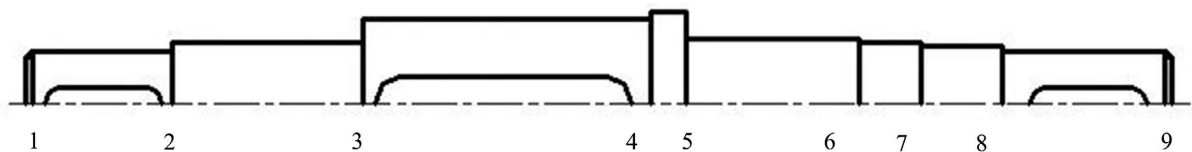


Figure 17. Transverse axis  
图 17. 横移轴

轴的材质选择 45 钢, 经调制处理  $[\sigma_b] = 640 \text{ MPa}$ , 轴的最小直径选取  $C = 110$ , 带入得:

$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{0.75}{18}} = 26.13 \text{ mm}$ , 计算的尺寸为轴的最小尺寸, 根据所设计轴的特点, 最小尺寸处于最外侧, 会装配有联轴器, 设计有键槽。轴的最小尺寸需要增加 5%, 也就是  $d_{\min} = 26.13 \times 1.05 = 27.44 \text{ mm}$ 。

轴的尺寸需要能够配合所使用联轴器的尺寸, 本次链接中选择刚性联轴器, 配合的孔径直径为 28 mm, 长为 44 mm。

初定各段直径见下表 5:

**Table 5.** Cross the diameter of each section of the shaft

**表 5.** 横移轴 I 各段直径

位置	轴颈/mm	位置	轴颈/mm
装链轮轴段 1~2	$d_{12} = 28$	自由段 5~6	$d_{56} = 34$
自由段 2~3	$d_{23} = 32$	装轴承段 6~7	$d_{67} = 32$
装车轮轴段 3~4	$d_{34} = 45$	自由段 7~8	$d_{78} = 30$
轴环段 4~5	$d_{45} = 50$	装联轴器段 8~9	$d_{89} = 28$

确定各段长度见下表 6:

**Table 6.** Transverse axis I each section length

**表 6.** 横移轴 I 各段长度

位置	轴段长度/mm	位置	轴段长度/mm
装链轮轴段 1~2	$l_{12} = 38$	自由段 5~6	$l_{56} = 46$
自由段 2~3	$l_{23} = 52$	装轴承段 6~7	$l_{67} = 17$
装车轮轴段 3~4	$l_{34} = 78$	自由段 7~8	$l_{78} = 22$
轴环段 4~5	$l_{45} = 10$	装联轴器段 8~9	$l_{89} = 41$

联轴器轴的配合采用的是键的连接方式, 根据《机械设计手册》[12]以及轴的尺寸, 选择键槽的尺寸为  $b \times h$  为  $8 \times 7$ , 键槽的长度为 30 mm, 使用铣削加工工艺, 轴和联轴器配合的代号为 H7/k6。同时在链轮和轴的固定配合处选择键的尺寸为  $8 \times 7$ , 键槽长度为 30 mm, 轴和联轴器配合的代号为 H7/k6。车轮和轴的固定配合处选择键的尺寸为  $14 \times 9$ , 键槽长度为 70 mm, 轴和联轴器配合的代号为 H7/k6。

键的校核公式为:

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p] \quad (3.34)$$

其中  $T$  为传递的转矩, 由  $T = FL = 0.028 \times 3.92 = 0.11 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ;  $k$  为键与轮毂键槽的接触高度,  $k = 0.5h = 3.5 \text{ mm}$ ,  $h$  为键的高度;  $l$  为键的工作长度, 圆头平键  $l = L - b$ ;  $d$  为轴的直径;  $[\sigma_p]$  为许用挤压应力,  $[\sigma_p] = 120 \sim 150 \text{ MPa}$ 。

联轴器与轴配合的键  $d = 28 \text{ mm}$ ,  $l = L - b = 30 - 8 = 22 \text{ mm}$ , 代入上述公式可得:

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 0.11 \times 10^6}{3.5 \times 22 \times 28} = 102.04 \text{ MPa} \leq [\sigma_p] \quad (3.35)$$

链轮与轴配合的键  $d = 45 \text{ mm}$ ， $l = L - b = 70 - 14 = 56 \text{ mm}$ ，代入校核公式可得：

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 0.11 \times 10^6}{4.5 \times 56 \times 45} = 19.4 \text{ MPa} \leq [\sigma_p] \quad (3.36)$$

键的选择满足要求。

根据轴在工作中的受力，选择轴承的类型为深沟球轴承，型号选择为 6238，根据所选择轴承，其  $C = 218 \text{ kN}$ ，校核其使用寿命，校核公式为：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (3.37)$$

当量动载荷为  $P = F/2 = 3.92 \text{ kN}$ 。对于球轴承， $\epsilon = 3$ ， $n = 17.9 \text{ r/min}$ ，代入数据得  $L_h = 1.6 \times 10^8 \text{ h}$ ，轴承寿命符合要求。

横移车轮选择双轮缘车轮，车轮的直径尺寸为  $160 \text{ mm}$ ，车轮的材质选择 45 钢，所选择车轮标记为 SL-160 × 48 JB/T6392.1，其基本尺寸如下表 7，基本结构如下图 18：

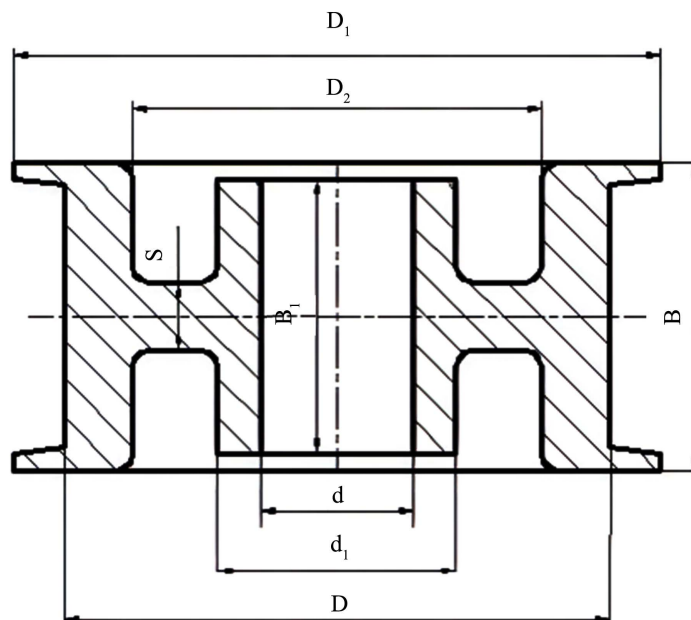


Figure 18. Main wheel structure  
图 18. 车轮主要结构

Table 7. The main dimensions of the wheel  
表 7. 车轮的主要尺寸

基本尺寸/mm		参考尺寸/mm	
$D$	160	$d$	45
$D_1$	190	$d_1$	70
$B$	90	$D_2$	120
$B_1$	80	$s$	20

导轨选择轻型钢轨，其尺寸如表 8 所示，结构如下图 19：

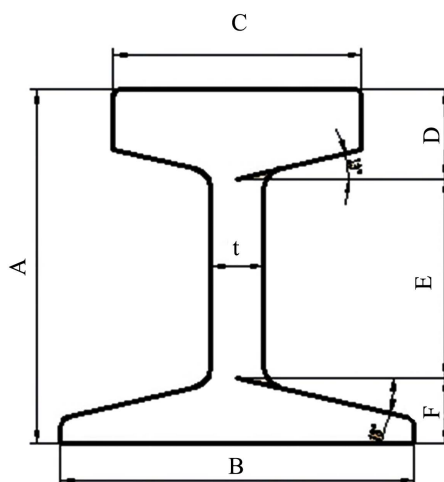


Figure 19. Guide  
图 19. 导轨

Table 8. Main dimensions of guide rails  
表 8. 导轨的主要尺寸

截面尺寸/mm						
轨高	底宽	头宽	头高	腰高	底高	腰厚
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>t</i>
107	107	75	27	60	20	16

#### 4. 总结

中国已成为汽车大国，年汽车销量和汽车总保有量均居世界第一。汽车行业发展迅速，但相应的停车基础设施并不完善，导致停车困难。停车问题在住宅区和商业区都非常突出，在这种情况下，立体车库应运而生，立体车库实现了停车向空间发展，最大限度地利用了现有空间。

本文针对国奥城小区地下停车场的立柱柱距和层高，设计了二层四列立体车库，确定了车库的整体方案，对横移系统、升降系统进行了设计，对零部件进行了校核，并在 SolidWorks 上进行了仿真，根据地下停车场的占地面积预计可以安装 72 台，将原本只有 288 个停车位的地下停车场扩充为拥有 504 个停车位的 1 类停车场，增加了 75% 的车位，消除了因驾驶技术造成的车位浪费，很大程度上解决了居民停车难、车位紧缺、停车不规范等问题。本文扩充了升降横移式立体车库的种类，为后续的生产提供了资料，相信立体车库在未来会得到更大的发展，在我们的生活中会更受欢迎，解决生活中常见的停车难、停车贵问题，在城市土地紧张问题中起到特殊的作用。

#### 参考文献

- [1] 中国重型机械工业协会. 机械式立体停车库[M]. 北京: 海洋出版社, 2001: 33-47.
- [2] 汤皖安. 辅助交通管理机械式立体停车库在兰州市的规划应用[J]. 甘肃科技, 2009(3): 74-76, 3.
- [3] 付盛业. 220kV 安托变电站智能化改造方案的研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 华北电力大学, 2014.
- [4] 鹿玉风. 基于 PLC 电子技术的智能车库管理系统设计[J]. 电子测试, 2021(2): 20-21.
- [5] 何学军, 朱孝慈, 牛丹, 李涛, 李凡. 智能立体车库云监控管理系统的研究与设计[J]. 工业控制计算机, 2019, 32(12): 133-135.



- [6] 李响. 应用于立体车库的人体检测算法[J]. 计算机测量与控制, 2018, 26(10): 89-92.
- [7] Li, Z. and Miao, L. (2020) Automated Stereo-Garage with Multiple Cache Parking Spaces—Structure, System and Scheduling Performance. *Automation in Construction*, **119**, Article ID: 103377. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2020.103377>
- [8] Xue, Y., Niu, D., Yue, Y., *et al.* (2019) Design of Intelligent Control System for Networkable Stereo Garage Based on Microprocessor. *The Journal of Engineering*, **2019**, 618-622. <https://doi.org/10.1049/joe.2018.9393>
- [9] 马幼捷. 电子智能化立体车库的研究现状与走向[J]. 电气自动化, 2008(5): 3-6.
- [10] 李建龙. 浅谈垂直循环机械式停车设备设计应注意的事项[C]//中国停车产业论文集. 2021: 74-78.
- [11] 王传娟. 某型低速单缸柴油机曲轴强度及平衡系统设计研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
- [12] 王文卿. 城市汽车停车场(库)设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002.
- [13] 李自强. 升降横移式立体停车库结构优化及存取策略研究[D]: [硕士学位论文]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2014.
- [14] Zhang, Z., Mao, Z. and Wan, H. (2011) The 6 Layers Stereo Garage Design Based on Omron PLC. *Proceedings of 2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology*, Vol. 7, 2682-2685. <https://doi.org/10.1109/EMEIT.2011.6023860>
- [15] 徐培万. 立体车库的发展及市场前景[J]. 国外科技动态, 2000(5): 30-31.