

1 摘要

参阅相关资料，了解刮泥机的构造和运行方式，根据力学、材料、机构等方面知识，针对一定要求而设计的一款自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机。利用 CAD、caxa 软件完成图纸。

自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机驱动装置是在自动提耙刮泥机驱动装置是在机械回转传动设备中一种新型的过载自动提升装置，该装置能够使设备过载发生时，将耙提升从而让过过载区，并自动回位。实现连续不间断运转，自动逐步消除过载区域。

本设计的主要内容分为四大部分。第一部分为绪论：一方面介绍刮泥机的题目来源、刮泥刮渣机的应用性和工作要求、刮泥刮渣机的先进性和优缺点以及刮泥刮渣机的发展前景；另一方面涉及设计刮泥刮渣机的主要内容、方法手段以及预期达到的目标。第二部分为自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机行车、刮板、刮臂的设计计算：它主要介绍自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机的组成机构，主要部件的设计计算，以及桥梁的强度校核计算。第三部分为自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机驱动机构的设计计算：它主要介绍自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机的驱动方式的选择；车轮轨道的确定；排泥量、刮泥能力计算；驱动功率的计算；卷扬装置设计计算；驱动装置的确定。第四部分为自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机的控制系统的设计：它主要介绍自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机利用 PLC 自动控制系统实现驱动电机停机—启动抬耙电机达到一定高度停机—启动驱动电机—让过过载区(利用延时装置)后启动抬耙电机落耙到原始位置停机这一运转过程。

关键词：自动控制 过载保护 桥梁 PLC

Abstract

Operation mode, to according to the mechanics, materials, agency for certain aspects knowledge, the requirements and design of a home-grown control flat streaming lift rake scraping mud scraper slag machine. Using caxa software CAD, complete drawings.

Automatic control smooth streaming lift rake mud scraper slag machine drives is scraping in auto pick-up rake the mud scraper machine drives is a mechanical transmission facilities in turn automatically lifted the overload of new, this device can make device overloading occurs, will rake ascension allowing after overload area, and automatically return. To achieve continuous operation, automatic gradually eliminate overload area.

The design of the main content is divided into four sections. Introduction: on the one hand, the first part of the topic of introduced mud scraper machine sources and mud scraper slag machine utility and the wind blow job requirement, mud scraper advanced and advantages and disadvantages of slag machine and scraping mud scraper development prospects of slag machine; On the other hand involve design mud scraper scrape the main content of slag machines, methods and prospective goal. The second part is carried is automatic control flat streaming scraping mud scraper rake slag machine driving, scraper, blow arm design calculation: it mainly introduces automatic control smooth streaming lift rake mud scraper scrape the machine parts of institutions, mainly design calculation, and the strength of the bridge check calculation. The third part is the automatic control smooth streaming lift rake mud scraper slag machine drive mechanism scraping design calculation: it mainly introduces automatic control smooth streaming lift rake mud scraper slag machine drive mode scrape the choice; Drive power calculation; Roll Yang device design calculation; Device drivers identified. The fourth part for automatic control flat streaming lift rake the scraping mud scraper slag machine control system design: it mainly introduces automatic control smooth streaming lift rake scraping mud scraper slag machines using PLC automatic control system realizing drive motor down - start up to a certain height harrow motor launch driver motor - stop - once let overload area then start carry rake motor fell rake to original position outage this operation process.

KeyWords: automatic control , overpower, protection approach, PLC

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	I
1 绪论.....	- 1 -
引言.....	- 1 -
1.1 任务书要求.....	- 2 -
1.1.1 刮泥机的工作原理及条件.....	- 2 -
1.2 题目来源及课题研究.....	- 3 -
1.2.1 题目来源.....	- 3 -
1.2.2 课题研究.....	- 3 -
1.3 设计内容.....	- 4 -
1.3.1 自动控制平流式抬耙式刮泥刮渣机设计情况.....	- 4 -
1.4 刮泥刮渣机的主要结构和工作原理.....	- 5 -
1.4.1 刮泥刮渣机的主要结构.....	- 5 -
1.4.2 工作原理.....	- 5 -
1.5 维修与试运转.....	- 5 -
1.6 常出现的问题与解决方法.....	- 5 -
2 行车、刮板、刮臂结构设计与计算.....	7
2.1 行车结构设计与计算.....	7
2.1.1 行车基本构成和设计参数.....	7
2.1.2 主梁的构造.....	8
2.1.3 主梁的强度和刚度设计计算.....	10
2.2 桁架结构计算与校核.....	12
2.2.1 材料的选择.....	12
2.2.2 桁架的内力计算.....	13
2.2.3 梁强度校核.....	19
2.3 刮泥板、刮渣板结构设计与计算.....	19
2.3.1 刮泥板与撇渣板的联动布置及提板功率计算.....	19

2.3.2	刮臂, 刮板连接部分的设计	21
2.3.3	螺栓连接的选择	22
2.3.4	传动长轴设计计算	22
3	驱动机构设计与计算	25
3.1	驱动方式的选择	25
3.2	车轮及轨道的确定	26
3.2.1	车轮的确定	26
3.2.2	轨道的铺设要求	27
3.2.3	轨道的选择	28
3.3	排泥量及刮泥能力的计算	29
3.3.1	排泥量的计算	29
3.3.2	刮泥能力的计算	30
3.4	驱动功率计算	32
3.5	卷扬装置的设计计算	33
3.5.1	刮泥板起吊时的受力分析	34
3.5.2	钢丝绳直径的确定	36
3.6	倾覆力矩计算	37
3.7	驱动车轮打滑验算	38
3.8	驱动装置的确定	39
3.8.1	驱动电机的选择	39
3.8.2	减速器的选择	39
4	自动化控制系统的设计	42
4.1	电气控制系统	42
4.2	集电装置及端头立柱	43
4.3	端头立柱高度的确定	44
4.4	自动化控制系统	44
4.4.1	PLC 简述	44
4.4.2	PLC 的应用特点	45

4.4.3 PLC 的应用领域	45
4.4.4 PLC 应用中需要注意的问题	46
4.4.5 PLC 的选择	47
4.4.6 PLC 控制要求	47
4.4.7 PLC 控制原理框图	48
4.4.8 PLC 的 I/O 分配表	48
4.4.9 PLC 接线图	49
4.4.10 控制系统的功能描述	49
结 论	51
致 谢	52
参考文献	53



1 绪论

引言

水工业机械设备有通用机械设备和专用机械设备两大类，通用机械设备主要有泵类、阀类、风机类，专用机械设备是水工业设备自身研制的重点，包括有栏污机械设备、除砂及排泥设备、曝气及搅拌设备、投药及消毒设备、浓缩及脱水设备、氧化脱盐设备及膜处理设备、沼气利用设备、序批法滲水设备、污泥后处置设备及固体废弃物处理设备。

国产污水处理设备的生产始于 20 世纪 70 年代中后期，当时产品的标准化、成套化、系列化水平很低，定型产品较少。20 世纪 90 年代以后，国家有关部门先后对主要污水处理设备制造企业进行了技术改造，提高了制造能力和制造水平，城市污水处理专用设备和与之配套的通用设备的生产水平都有了很大提高。经过近 50 年的发展，我国水工业设备学科已逐渐走向完善。水厂、污水处理厂较多出现了不同国别的一些构造新颖、结构轻巧、节能低耗的新型先进设备，使水工业设备行业的制造和研究者注意到它除了设备本身的机械功能齐全、运行可靠之外，还能充分符合新工艺的开发，满足工艺高水准的要求，并能改变原工艺中一些边界条件的限制。这些设备不仅从运动机理及机械结构上较同类设备有了一些质的变化，而且在一定意义上给工艺的创新与变革提供了可能和保证。然而我国与发达国家还是存在一定的不小的差距。目前发达国家污水处理设备已达到高度现代化水平，具有以下特点：一是城市污水和工业废水处理设备已实现标准化、定型化、系列化和成套化，已构成门类齐全、商品化程度高的水处理设备工业。二是水处理单元设备，如沉淀、过滤、萃取、吸附、微滤、电渗析等已形成专业化规模生产，品种、规格、质量相对稳定，性能参数可靠，用户选择十分方便。三是城市污水成套设备向大型化发展，工业废水处理设备随着工艺的成熟而趋于专门化、成套化。四是与水处理相配套的风机、水泵、阀门等通用设备已逐步实现专门化设计，并组织生产，以满足特殊需要。五是水资源紧张、水体富营养化、饮水安全导致废水深度处理设备和消毒设备有相当程度的发展。六是厌氧处理技术重新引起重视，促进了厌氧处理设备在高浓度有机废水处理上的应用。总而言之，国外的污水处理设备，朝着高效、节能、轻质高强、耐久性好，操作运转灵活可靠，机电一体化的方向发展，并将高技术（如程序控制刚性反馈调节，微机管理等）也渗入到水处理机械制造及运转当

中。例如水处理仪器仪表不仅包括了各种各样的检测、转换、显示、调节、执行等传统部件，并能使水工业机械及仪表控制能达到了转换程序控制、联锁保护、自动冲洗、信息转输、遥测遥控、数据处理、计算机控制以及自寻故障诊断，耐用性以及适应自动化控制的需要。

我们目前的水工业设备与国外的差距大于水工艺与国外的差距；水工业专用设备的理论研究和制造与国外的差距又大于通用设备与国外的差距，这将是我国水工业产业工作者们担负的重任。所以要提高我国水工业产业化的水平，关键是抓好水工业设备，特别是高水平的水工业专用机械设备，这是我国水工业设备产业的当务之急。

1.1 任务书要求

主要研究目标：

实现全自动控制，同时具有手动控制功能以备检测、调试、试运行时使用；运行平稳，可靠；超载或遇有异物时能蜂鸣报警并自动停车。

主要研究内容：

1. 传动部分：电机中间布置，将动力传到池边驱动滚轮运转，计算载荷确定电机功率选择电机，过载保护。
2. 卷扬装置：控制刮泥耙和刮渣耙工作行程落下刮泥或刮渣，返回时空行程将二耙抬起运行，往返行程结束时都要平稳刹车并行程开关。
3. 桥梁设计：刮泥耙、刮渣耙、驱动装置、卷扬装置等都安装在桥梁上，承受刮泥和刮渣时的阻力及工作人员的行走等，进行桥梁结构和强度设计计算。
4. 自动控制系统：由一端刮泥和刮渣至另一端后自动返回，停留 6 小时再工作。

1.1.1 刮泥机的工作原理及条件

1 自动运行，由一端刮泥和渣至另一端后自动返回，停留一段时间如 6 小时再进行一个工作流程。

2 池底部刮泥，并清除水面浮渣。将污泥刮至一端的集泥坑内，将浮渣刮入表面浮渣槽内。

3 去程刮泥、刮渣回程将刮渣耙提出水面，刮泥耙提升 1000mm 以上

4 一端进水，一端出水

5 已知条件:

沉淀池宽: 6000mm; 沉淀池长: 15000mm; 沉淀池有效水深: 3000mm; 污水在池内停留时间: 按 2 小时计算; 悬浮物含量: 400mg/l; 悬浮污去除率按: 60/%计; 刮泥机运行速度: 1m/min; 池底污泥表观密度: 1.05t/m³; 水下刮泥板根据经验可取400~500mm 高(取 500mm); 水下刮渣耙根据经验可取 150mm 高。

1.2 题目来源及课题研究

沉淀是给水和排水工艺流程中的环节之一, 沉淀池排泥直接影响水质处理的效果。采用机械排泥可以减轻劳动强度, 保证沉淀效果。

1.2.1 题目来源

随着经济社会的发展, 污水处理已经提上日程, 越来越多的城市都设有污水处理厂, 这就不得不设计一些既经济又实用的机械设备来进行污水处理; 再有这种自动控制平流式拾耙式刮泥刮渣机应用范围广, 一些工厂企业都需要污水处理机械的帮助, 所以刮泥机的发展空间还是很大的, 在此有必要做这方面的研究。

在水厂与污水处理厂中, 由于悬浮物质性、含量及池形的不同, 故设计自动控制平流式拾耙式刮泥刮渣机, 它避免了吸泥机不能处理较大漂浮物和悬浮物、冬季池水表面冰冻时应有破冰措施等缺点, 自动控制平流式拾耙式刮泥刮渣机可用于污水处理工程中矩形沉沙池、初沉池, 用以刮除池底沉沙(泥)和表面漂浮物。

自动控制平流式拾耙式刮泥刮渣机用于污水处理厂平流沉淀池, 将沉降在池底的污泥刮集至集泥槽, 并将池面的浮渣撇向集渣槽。自动控制平流式拾耙式刮泥刮渣机还可以应用于钢铁、冶金、矿山等行业。

自动控制平流式拾耙式刮泥刮渣机多用于平流初沉池, 按水流方向, 可分为逆向刮泥逆向排渣和逆向刮泥同向排渣方式。刮泥机构在不刮泥回程时刮泥耙全部抬起。当回到刮泥的起始位置时, 刮泥耙落下, 这样周而复始的工作。本机由桥梁机构、卷扬装置、刮泥刮渣装置、刮板升降机构、程序控制及限位装置等组成。

1.2.2 课题研究

2011 年 03 月 10 日在唐山西郊污水处理厂参观污水处理设备及污水的处理过程, 其污水处理能力强, 设备先进。污水经过处理后达到国家三级水平并排放进附近的河流。经过参观水处理厂的现行设备对我有很大启发。

2011年03月14日上网查询全国生产刮泥机的厂家，了解耙式刮泥刮渣机的现状。并对其主要参数进行参考，主要借鉴厂家对于刮泥机电机、减速器的选择，电机、减速器参数的确定。通过了解，在大体上我对市场的电机、减速器应用有了初步了解。对我的毕业设计有很大启发

1.3 设计内容

本课题主要研究平流式耙式刮泥刮渣机的驱动装置、卷扬装置、桥梁机构、刮泥刮渣装置、刮板升降机构、程序控制及限位装置等，通过设计计算获得一款自动控制并且有过载保护装置的现代化机械

1.3.1 自动控制平流式耙式刮泥刮渣机设计情况

1、自动控制平流式耙式刮泥刮渣机自动运行，由一端刮泥和渣至另一端后自动返回，停留一段时间如6小时再进行一个工作流程。

2、池底部刮泥，并清除水面浮渣。将污泥刮至一端的集泥坑内，将浮渣刮入表面浮渣槽内。

3、去程刮泥、刮渣回程将刮渣耙提出水面，刮泥耙提升1000mm以上

4、一端进水，一端出水。

表1为平流式耙式刮泥刮渣机的适用范围、特点及优缺点

表1 平流式耙式刮泥刮渣机的适用范围、特点及优缺点

Table1 applicable scope, features and advantages and disadvantages

机种名称	池形	池宽(m)	适用范围	池底斜度	刮泥速度(m/min)	优缺点	注意事项
平流式耙式刮泥刮渣机	矩形	6	(1) 给水平流沉淀池 (2) 排水初次沉淀池	$\frac{1}{100} \sim \frac{1}{500}$	0.6	优点： 1、排泥次数可由污泥量确定 2、传动部件均可脱离水面，检修方便 3、回程时，收起刮板，不扰动污泥 缺点： 电器元件如设在户外，易损坏	1、升降刮板的钢索应采用不锈钢钢丝绳 2、行程开关的位置应调试准确

1.4 刮泥刮渣机的主要结构和工作原理

提耙式刮泥刮渣机由行车桁架、驱动机构、撇渣板与刮板升降机构、程序控制及限位装置等组成。工作中刮泥与刮渣同时进行。

1.4.1 刮泥刮渣机的主要结构

驱动装置在水上，检修保养方便。设备运转时，撇渣板与刮泥板在卷扬装置的带动下以一定的速度作连续循环运动，不断的将池底的沉淀污泥刮集到集泥槽中；刮板之间有一定的间距，对池中的污泥减小扰动，有利于污泥的沉淀，进一步满足水处理工艺要求。

1.4.2 工作原理

刮泥机运行时，驱动装置提供动力，带动行车前行与后退，同时，撇渣板与刮板升降，从而带动撇渣板及刮板以一定的速度作连续循环运动，不断的将池底的沉淀污泥刮集到集泥槽中，形成一封闭循环工作过程。

1.5 维修与试运转

1. 试运转

各零部件安装完毕后，各部分经检查牢固可靠无故障后方可开车。先将池内注满清水，启动按钮进行试运转。当刮泥机连续运转 24 小时以上，经检查无异常后，方可注入污水。

2. 维修与保养

在维修保养时应做到：

- 1) . 刮泥撇渣机运转时保持减速机润滑油的油标位置。带座轴承每月注油 1-2 次。
- 2) . 开机前检查升降钢丝绳是否有污物, 升降限位紧定螺丝是否牢固, 以免发生误动作。
- 3) . 检查水上零件联接是否松动。
- 4) . 检查橡胶刮板磨损腐蚀严重时应予以更换。
- 5) . 一年大修一次。

1.6 常出现的问题与解决方法

1、 行车结构变形

产生原因：池底污泥成坡形分布，行车各部分受阻力不均。

解决方法：由于排泥机各部位阻力不匀，所产生的阻力不同，可在排泥机两侧配重，使各部位的正压力均匀；或在排泥机所受阻力小的部位设置阻水板，人为使排泥机在行走时所受阻力大致相当，就不会导致行车结构变形的不良后果。

2、主梁发生变形

产生原因：主梁设计不合适，刚度不足。

解决方法：设计时充分考虑行车架自重、设备及附加设备自重、各种阻力以及刮泥机安装后可能的最大活载，设计刚度要足够；对于已经安装并投入使用的刮泥机，采用恢复主梁的上拱度，后再角钢制作两榀型钢梁，与原主梁焊成一体，以达到加固主梁，增加主梁刚度的目的。

3、啃轨与脱轨

产生原因： B/L 取值不当、两主动轮不同步、行车结构变形、轨道铺设公差超限、车轮组安装偏差等等。

解决方法：为保证刮泥机正常运行偏斜时刮泥机结构不致楔住，以及减轻斜行时啃轨，设计时必须使轮距 B 与主梁跨度 L 的比值 $B/L \geq 1/6$ ；在设计时，应充分考虑主梁的水平刚度，以减小主梁在水平面的弹性变形，另外，在净水工艺平面布置时，应避免采用沉淀池侧面进水方式；轨道铺设应严格按照图纸文件中的技术要求执行；车轮组制造要求可按桥式起重机技术标准执行。

4、两驱动轮呈对角线布置

从设计与制作上看，有一定的简便性。可是由于积泥阻力对刮泥机的力矩作用，使得两驱动轮的轮压产生了比较大的差异，在刮泥机重力达不到一定值时，其轮压值较小的驱动轮因粘着力不够打滑不行走，而另一个驱动轮则尽力向前。在这种情况下，就会出现刮泥机严重斜行并卡死，刮泥机主梁承受的水平弯矩加剧，其水平弯曲变形更加严重。并且会在主梁截平面产生一个扭矩，若主梁抗扭刚度不足，则有一个车轮会抬起，啃轨和脱轨、行车结构扭曲变形、烧坏电机、损坏机械零部件等恶果都有可能发生。

解决方法：采取两驱动轮同轴线布置，或者四轮全驱动布置。由于刮泥机驱动轮轮压无明显差异，所以刮泥机驱动轮驱动力基本一致。两种布置中尤其以两驱动轮同轴线布置的方式，最为常见，应用最广泛同时技术支持也最为成熟。

2 行车、刮板、刮臂结构与计算

行车为刮泥刮渣机的主体结构，车体为型钢和钢板焊接而成。刮板和刮臂为主要的排泥机构，用钢板和钢管焊接而成。

2.1 行车结构与计算

刮泥刮渣机行车一般采用桁架结构，小跨度的可用梁式结构。为了便于检修和管理，在行车上应设工作走道。本设计采用桁架结构。

2.1.1 行车基本构成和设计参数

1、主梁的设计：由于刮泥机所受的动载荷及水平载荷都很小，行车的主梁一般根据静刚度条件选择断面。主梁一般按简支梁考虑，要求中心挠度（或最大挠度）不大于跨度的 1/700。

运动时桁架所受的水平载荷不大，顾不进行水平挠度的校核。

2、行车的跨度与轮距间关系：根据水池的构造和走道板的布置确定。为使土建受力条件改善，尽量让行车的轨道中心设置在池壁的中心线上。行车前后轮的轮

距 B 与跨距 L 之比为 $\frac{B}{L} = \frac{1}{8} \sim \frac{1}{6}$ ，跨度小的取前者，大的取后者。

3、行车组装的技术要求：

- 1) 车轮的轮距偏差不超过 $\pm 5\text{mm}$ 。
- 2) 前后两对车轮跨度间的相对偏差不超过 5mm 。
- 3) 前后两对车轮排列后，两轮中心的两对角线相对误差不超过 5mm 。
- 4) 同一端梁上车轮同位差极限不超过 3mm 。

4、行车架为钢结构，由主梁、端架、水平桁架及其他构件焊接而成，要求所有焊缝应保证牢固、可靠，并清除飞溅物、氧化皮及焊瘤，并且不允许有裂纹、夹渣和烧穿等缺陷。其中端架和水平桁架均由栏杆构成，计算可忽略，主要对主梁的受力进行校核。

本次设计要求中对沉淀池进行了长宽度的要求：沉淀池长 15000mm ，沉淀池宽 6000mm ，行车的车轮跨距与前后轮距根据矩形沉淀池的池宽来确定，池宽 6000mm ，车轮的跨距 L 应比池宽 $L_{\text{池}}$ 大 $400 \sim 600\text{mm}$ ，即单边各大 $200 \sim 300\text{mm}$ ，设计中去 200mm ，即

行车的车轮跨距 $L = L_{\text{池}} + 400 = 6000 + 400 = 6400 \text{ mm} \dots\dots\dots(1)$

行车车轮的尺寸布置如图 1 所示：

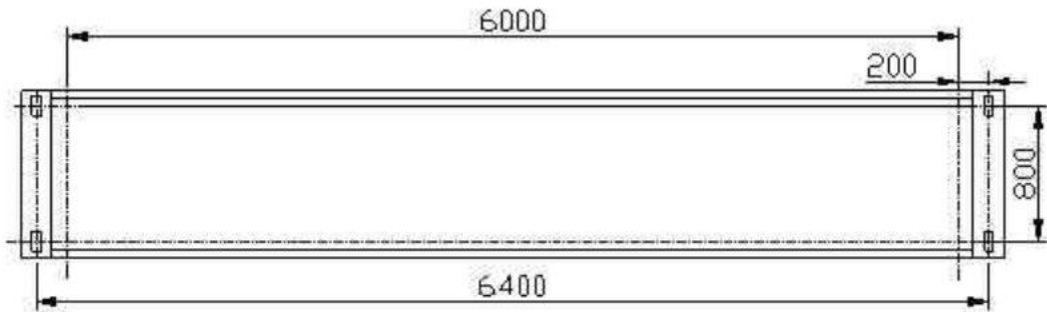


图 1 行车车轮的尺寸布置

Fig1 Driving wheel size layout

主从动轮的轮距 B 与跨距 L 之比为 $\frac{B}{L} = \frac{1}{8} \sim \frac{1}{6}$ ，根据“当跨距较小时，通常可以取较大的比值，当跨距较大时，应当取较小的比值”这一取用原则，选取从动轮的轮距 B 与跨距 L 之比为 $\frac{1}{6}$ ，即 $\frac{B}{L} = \frac{1}{6}$ 。

则主从动轮轮距 $B = \frac{L}{6} = \frac{6400}{6} = 800 \text{ mm} \dots\dots\dots(2)$

2.1.2 主梁的构造

主梁通常分为型钢梁、板式梁、箱形梁、 L 形梁和组合梁五种类型，其许用挠度均应小于 $\frac{1}{700} L$ 。

- 1、 型钢梁是指工字钢或槽钢等组成的主梁，用于荷载较小的场合。结构简单，制造容易。
- 2、 板梁由角钢与钢板制成，刚度较大，制造容易。
- 3、 箱形梁用平板制成箱型结构，由于在结构上具有封闭断面，有利于防腐蚀，而且抗扭刚度较大，适用于承受偏心荷载。通常箱梁的高度为 $(\frac{1}{18} \sim \frac{1}{16}) L$ 。

4、L型梁用6~8mm钢板折边成形，刚度大、制作简便，用钢量少，较经济，适用于大跨度桁架结构。

5、组合梁可由角钢、槽钢或钢管组成。特别是跨距较大时，采用组合结构比较经济。

设计采用主梁构造为桁架结构，主梁为型钢梁，选用28c槽钢，如图2所示，焊接而成，水平桁架由角钢焊接而成，走道板采用不锈钢菱形网，这样的布置大大提高了设备的抗腐蚀能力，减少了维护工作量，同时也降低了维护成本。

主梁槽钢具体参数如表2：

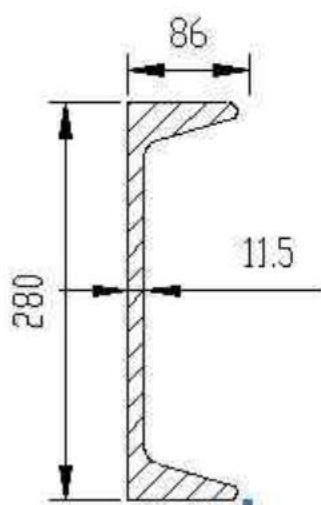


图2 28c槽钢截面

Fig2 28c channel steel sections

表2 槽钢具体参数

Table 2 Channel steel concrete parameters

型号	尺寸, mm						截面面积 cm ²	理论重量 Kg/g
	h	b	d	t	r	R _t		
28c	280	86	11.5	12.5	12.5	6.2	51.234	40.219

截面面积为 $A = 51.23 \text{ cm}^2$ ，理论重量为 40.219kg/m，断面系数 $Z = 393 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ，弹性模量 $E=200\text{GPa}$ ，惯性矩 $I = 5500 \times 10^{-8} \text{ m}^4$ ，许用弯曲正应力 $[\sigma] = 170\text{MPa}$ ，许用弯曲切应力 $[\tau] = 100\text{MPa}$ 。

桥梁的断面按许用弯曲应力和许用挠度进行计算。机器的计算载荷原则上均按静载荷考虑。其中，钢架结构自重为均布静载荷，驱动机构等设备重量为集中静载荷。从机器总体来看，均按均布静载荷计算影响不大，如图三所示。

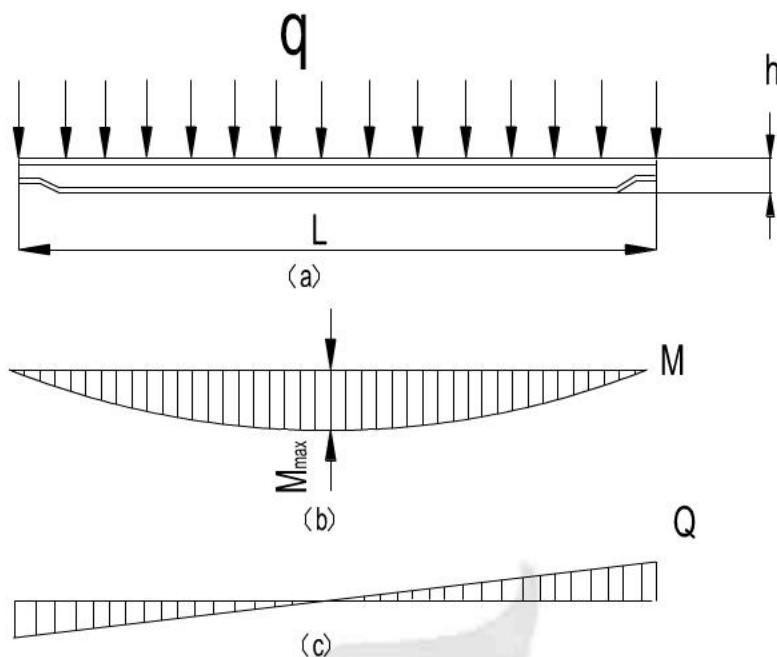


图 3 主梁的形状、弯矩和剪力简图

Fig3 The shape of the main girder, and bending moment and shear diagram

2.1.3 主梁的强度和刚度设计计算

1、自重产生的弯矩：型钢梁的计算载荷 W 为

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (\text{N}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

式 (3) 中 W_1 ——钢结构重力 (单侧主梁自重+1/2 水平桁架重+1/2 工作走道等重), $\approx 40000\text{N}$;

W_2 ——设备重力 (驱动机构、刮泥结构及刮渣结构), $\approx 20000\text{N}$;

W_3 ——活载 (一般取 1500N/M), $\approx 4500\text{N}$;

W_4 ——由刮板上的泥水阻力 (刮渣阻力可忽略) 对主梁所产生的力矩而转化成主梁上的载荷。参照图 3, 计算得

$$W_4 = \sin 60^\circ \times \cos 60^\circ \times P_{\text{刮}} = \frac{1}{2} \times \frac{\sqrt{3}}{2} \times 8830 \text{ N} = 3823 \text{ N} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$W = 40000 + 20000 + 4500 + 3823 = 68323 \text{ N}$$

$$\text{最大弯矩} \quad M_{\text{max}} = K \frac{qL^2}{8} = K \frac{WL}{8} (\text{N} \cdot \text{m}) \quad \dots\dots\dots (5)$$

式 (5) 中 L ——主梁跨距 (m), 6m;

K——载荷系数1~1.2，取1。

$$M_{\max} = 1 \times \frac{68323 \times 6}{8} = 51242 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots\dots\dots(6)$$

所得弯矩图形如图3(b)所示，为一条投影长度L、高度为 M_{\max} 的抛物线。

$$2、\text{最大剪力} \quad Q = K \frac{qL}{2} \quad (\text{N}) \quad \dots\dots\dots(7)$$

式(7)中 q——每米长的平均载荷，

$$q = \frac{W}{L} = \frac{68323}{6} = 11387 \text{ N/m} \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$Q = 1 \times \frac{11387 \times 6}{2} = 34161 (\text{N}) \quad \dots\dots\dots(9)$$

最大剪力Q产生在左、右两端支点处，如图3(c)所示。

3、桥梁断面的确定：断面模数为

$$Z = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} \quad \dots\dots\dots(10)$$

式(10)中 $[\sigma]$ ——许用应力， $[\sigma]=170\text{MPa}$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{Z} = \frac{68323}{282 \times 10^{-6}} = 124 \times 10^6 \text{ Pa} < [\sigma] = 170 \text{ MPa} \quad \dots\dots\dots(11)$$

4、挠度计算：按等断面简支梁计算，由均布载荷产生的最大挠度按下式计算，

$$y = \frac{5WL^3}{384EI} \leq [y] \quad \dots\dots\dots(12)$$

式(12)中 L——计算长度(m)；

W——计算载荷(N)；

E——材料弹性模量(Pa)；

I——惯性矩(m^4)；

$[y]$ ——许用挠度， $L/700=6/700\text{m}=0.86\text{cm}$ 。

$$\text{计算} \quad y = \frac{5 \times 68323 \times 6^3}{384 \times 200 \times 10^9 \times 5500 \times 10^{-8}} = 0.17 \text{ cm} \leq [y] \quad \dots\dots\dots(13)$$

5、校核切应力强度

$$\tau = \frac{Q}{A} = \frac{34161}{51.23} = 6.668 \times 10^6 \text{ Pa} = 6.668 \text{ MPa} \leq [\tau] = 100 \text{ MPa} \dots\dots\dots (14)$$

2.2 桁架结构计算与校核

桁架为二力杆件，运用《理论力学》、《结构力学》、《材料力学》所学的知识对桁架进行选材、力的计算、桁架的校核。

2.2.1 材料的选择

充分考虑行车架自重、设备及附加设备自重，并且充分考虑活载，并预留一定的实际偏差荷载，再行选用材料。

选择热轧不等边角钢（GB/T 9787—1988）。如图4所示

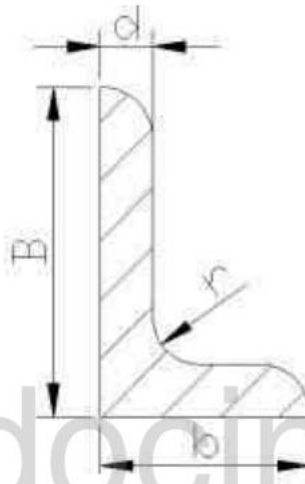


图4 角钢

Fig4 Angle bar

选用热轧不等边角钢参数如下：

表3 热轧不等边角钢的尺寸规格

Table3 Heat roll do not wait for side angle bar

尺寸				截面面积 cm^2	理论重量 Kg/m	表面面积 m^2/m
B	b	d	r			
80	50	6	8	7.560	5.935	0.255
200	125	12	14	37.912	29.761	0.641

2.2.2 桁架的内力计算

1. 计算因自重而产生的杆件内力

图 5 为标有主要尺寸的刮泥机桁架简图。通常桁架跨距 L 与桁架高 h 之比为

$\frac{1}{12} \sim \frac{1}{10}$ 。桁架跨距为 6400mm，因此桁架高取 1050mm。

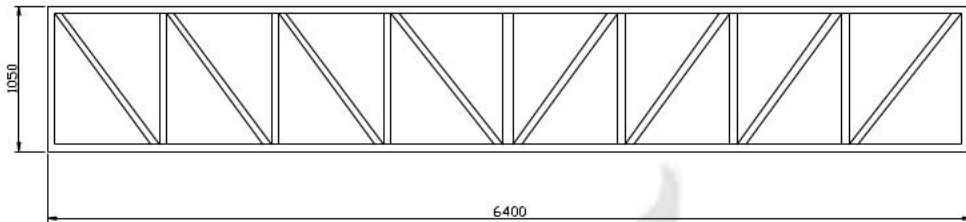


图 5 桁架简图

Fig5 Truss diagram

(1) 自重所产生的杆件内力：由于设备和杆件的自重使构件产生应力，计算时先将设计荷载 W 乘以荷载系数 K ，得计算荷载 $W_{\#} = WK$ ，然后将计算荷载分配到各个节点上，并算出各节点的受力和支座反力。

(2) 杆件内力的计算：杆件的内力可采用结点法，用结点法求解桁架内力（轴力）时，取桁架的结点为隔离体，利用节点的平衡条件求解杆件轴力。每一个结点组成一个平面汇交力系，具有两个独立静力平衡方程，能求解两个未知数。实际计算时，需从未知力不超过两个的结点开始，依次推算。结点法适用于简单桁架的轴力计算。计算时，先假定未知杆件轴力为拉力，若解答结果为负值，则为压力。

为简便计算，在利用平衡条件求杆件轴力时，经常把斜杆的轴力正交分解为水平分力 F_x 和竖向分力 F_y 。

计算时先将设计荷载 W 乘以荷载系数 K ，得计算荷载 $W_{\#} = WK$

设计荷载： $W = 68323N$ ，选择荷载系数 $K = 1$ ，

则计算荷载： $W_{\text{计}} = WK = 68323 N \times 1 = 68323 N$ (15)

由于是两榀桁架平均承受荷载，因此每榀桁架的荷载为：

$$W_{\text{计}} = \frac{W_{\text{总}}}{2} = \frac{68323}{2} = 34162 N$$
 (16)

则各节点的计算荷载 W_2 为：

$$W_2 = \frac{W_{\text{计}}}{n-1} = \frac{34162}{9-1} = 4270 N$$
 (17)

两端节点的荷载均为： $W_1 = \frac{W_2}{2} = \frac{4270}{2} = 2135 N$ (18)

2、利用节点法计算各杆件的内力

因主梁设计结构为对称结构，故两侧的结构梁的内应力相等，因此计算量减半，只需计算出一半的桁架杆件的内应力即可分析整个桁架的杆件受力。

对其进行分析，并标定杆件代号，如图 6 所示：

对各节点进行受力分析，分析与计算如下：

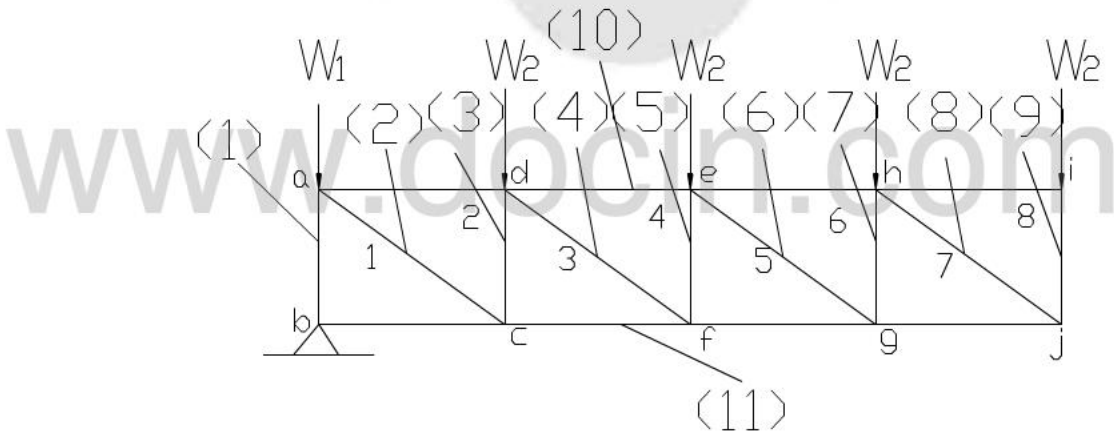


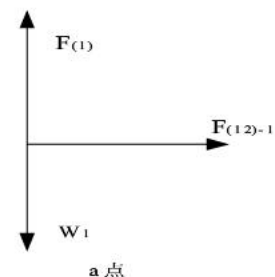
图 6 分析示意图

Fig6 Analysis diagram

1) 对 a 点进行受力分析

X 方向： $F_{(10)-1}$ 杆受力为零

Y 方向： $F_{(1)} + W_1 = 0$ (19)



带入数值: $F_{(1)} + 2135 = 0$

计算结果:

$$F_{(1)} = -2135 N \quad (10)\text{-}1 \text{ 杆为零杆}$$

2) 对 b 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(2)} \cdot \frac{1320}{800} + F_{(11)\text{-}2} = 0 \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$Y \text{ 方向: } R_A + F_{(1)} + F_{(2)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0 \quad \dots\dots\dots (21)$$

带入数值:

$$F_{(2)} \cdot \frac{1320}{800} + F_{(13)\text{-}2} = 0$$

$$4270 + (-2135) + F_{(2)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0$$

计算结果:

$$F_{(2)} = 1698 N \quad F_{(11)\text{-}2} = -2802 N$$

3) 对 c 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(11)\text{-}3} + F_{(11)\text{-}2} = 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

Y 方向: (3) 杆受力为零

代入数值:

$$F_{(13)\text{-}3} + (-2802) = 0$$

计算结果:

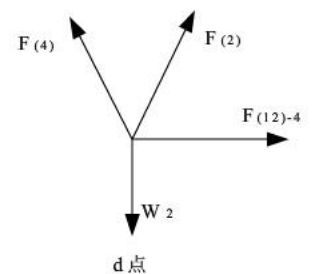
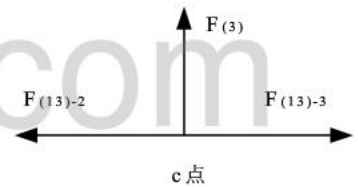
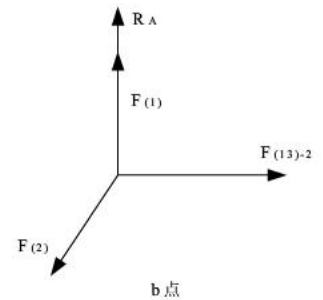
$$F_{(13)\text{-}3} = 2802 N \quad (3) \text{ 杆为零杆,}$$

4) 对 d 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(10)\text{-}4} + F_{(2)} \cdot \frac{1320}{800} + F_{(4)} \cdot \frac{1320}{800} = 0 \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$Y \text{ 方向: } W_2 + F_{(2)} \cdot \frac{1320}{1050} + F_{(4)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0 \quad \dots\dots\dots$$

(24)



代入数值:

$$F_{(12)-4} + 1698 \times \frac{1320}{1050} + F_{(4)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0 \quad 4270 + 1698 \times \frac{1320}{1050} + F_{(4)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0$$

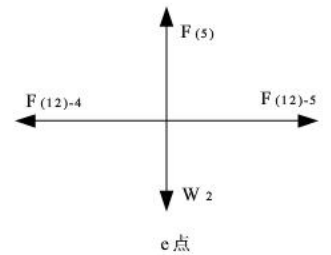
计算结果:

$$F_{(4)} = 5094.6 \text{ N} \quad F_{(12)-4} = -8539.3 \text{ N}$$

5) 对 e 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(10)-4} + F_{(10)-5} = 0 \dots\dots\dots (25)$$

$$Y \text{ 方向: } F_{(5)} + W_2 = 0 \dots\dots\dots (26)$$



代入数值:

$$F_{(10)-5} + (-8539.3) = 0$$

$$F_{(5)} + 4270 = 0$$

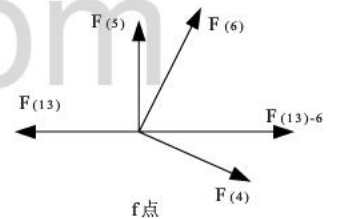
计算结果:

$$F_{(12)-5} = 8539.3 \text{ N} \quad F_{(5)} = -4270 \text{ N}$$

6) 对 f 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(11)-3} + F_{(11)-6} + F_{(6)} \cdot \frac{1320}{800} + F_{(4)} \cdot \frac{1320}{800} = 0 \dots\dots\dots (27)$$

$$Y \text{ 方向: } F_{(5)} + F_{(6)} \cdot \frac{1320}{1050} + F_{(4)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0 \dots\dots\dots (28)$$



代入数值:

$$2802 + F_{(11)-6} + F_{(6)} \cdot \frac{1320}{800} + 5094.6 \times \frac{1320}{800} = 0$$

$$-4270 + F_{(6)} \cdot \frac{1320}{1050} + 5094.6 \times \frac{1320}{1050} = 0$$

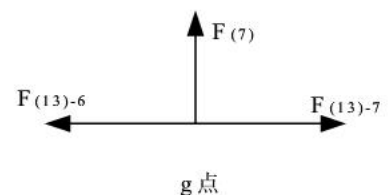
计算结果:

$$F_{(6)} = 8491.2 \text{ N} \quad F_{(11)-6} = 25218 \text{ N}$$

7) 对 g 点进行受力分析

X 方向:

$$F_{(11)-6} + F_{(11)-7} = 0 \dots\dots\dots (29)$$



Y 方向：(7) 杆受力为零

代入数值：

$$25218 + F_{(13)-7} = 0$$

计算结果：

$$F_{(11)-7} = -25218 \text{ N} \quad (7) \text{ 杆为零杆}$$

8) 对 h 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(10)-8} + F_{(8)} \cdot \frac{1320}{800} + F_{(10)-5} + F_{(6)} \cdot \frac{1320}{800} = 0 \quad \dots\dots\dots (30)$$

$$Y \text{ 方向: } F_{(8)} \cdot \frac{1320}{1050} + F_{(6)} \cdot \frac{1320}{1050} + W_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (31)$$

代入数值：

$$F_{(10)-8} + F_{(8)} \cdot \frac{1320}{1050} + 8539.3 + 8496.2 \times \frac{1320}{1050} = 0$$

$$F_{(8)} \cdot \frac{1320}{1050} + 8496.2 \times \frac{1320}{1050} + 4270 = 0$$

计算结果：

$$F_{(8)} = -11893 \text{ N} \quad F_{(10)-8} = 4269$$

9) 对 i 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(10)-9} + F_{(10)-8} = 0 \quad \dots\dots\dots (32)$$

$$Y \text{ 方向: } F_{(9)} + W_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (33)$$

代入数值：

$$F_{(10)-9} + 4269 = 0$$

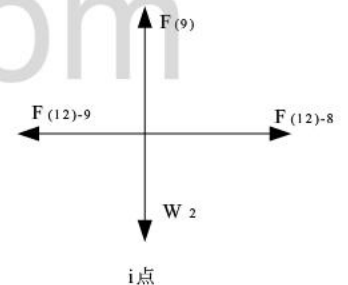
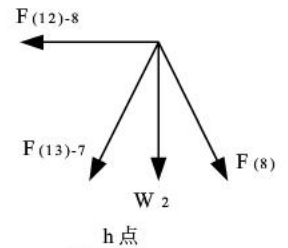
$$F_{(9)} + 4270 = 0$$

计算结果：

$$F_{(9)} = -4270 \text{ N} \quad F_{(12)-9} = -4269 \text{ N}$$

10) 对 j 点进行受力分析

$$X \text{ 方向: } F_{(11)-10} + F_{(8)} \cdot \frac{1320}{1050} + F_{(10)} \cdot \frac{1320}{1050} + F_{(11)-7} = 0 \quad \dots\dots\dots (34)$$



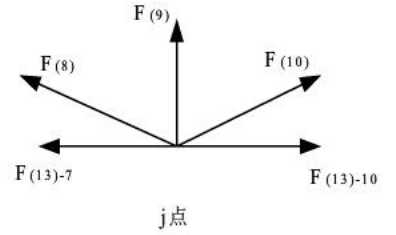
$$Y \text{ 方向 } F_{(9)} + F_{(8)} \cdot \frac{1320}{1050} + F_{(10)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0 \dots\dots\dots (35)$$

代入数值:

$$F_{(11)-10} + (-11893) \times \frac{1320}{1050} + F_{(10)} \cdot \frac{1320}{1050} - 25218 = 0$$

$$-4270 + (-11893) \cdot \frac{1320}{1050} + F_{(10)} \cdot \frac{1320}{1050} = 0$$

进行计算: $F_{(10)} = 15289 \text{ N}$ $F_{(11)-10} = 20948 \text{ N}$



因为桁架结构为对称结构，相对称的杆件结构的受力相同，将各杆件内应力的计算数值填入内应力汇总表(表 2)，并就计算所得的内力数值进行汇总分析:

表 4 内应力汇总表

Table4 Stress summary table

杆件名称		杆件内力(N)	
种类	代号	受拉	受压
上弦杆	(12)-1	0	
	(12)-4		-8539.3
	(12)-5	8539.3	
	(12)-8	4269	
	(12)-9		-4269
斜杆	(2)	1698	
	(4)	5094.6	
	(6)	8496.2	
	(8)		-11893
	(10)	15289	
竖杆	(1)		-2135
	(3)	0	
	(5)		-4270
	(7)	0	
下弦杆	(9)		-4270
	(11)-2		-2802
	(11)-3	2802	
	(11)-6	25218	
	(11)-7		-25218
	(11)-10	20948	

(3) 分析杆件所受的最大内应力

下弦杆: (11)-6 杆受最大拉应力为 25218 N

斜杆: (8) 杆受最大压应力为 11893 N

2.2.3 梁强度校核

由于不同的杆件选用的型号不同，由《机械设计手册》单行本 常用工程材料查得杆件计算的基本公式，强度校核如下：

$$\sigma = \frac{P}{A} \leq \sigma_p \quad (\text{拉伸}) \dots\dots\dots (36)$$

$$\sigma = \frac{P}{A} \leq \sigma_{cp} \quad (\text{压缩}) \dots\dots\dots (37)$$

常用碳素结构钢 Q235 许用应力值为 

$$\text{所以 } \sigma = \frac{P}{A} = \frac{25218}{3791.2} = 6.65 \text{ MPa} < [160 \text{ MPa}]$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{11893}{756} = 15.73 \text{ MPa} < [160 \text{ MPa}]$$

所以得出结论为：所选材料完全满足强度要求。

2.3 刮泥板、刮渣板结构与计算

撇渣板与刮泥板的升降机构可以有两种布置形式：

第一种形式：刮泥板与撇渣板同向工作及升降，即刮泥机运行时，撇渣板与刮泥板同时进行撇渣与刮泥，回程时，撇渣板与刮泥板又同时提出水面。

第二种形式：撇渣板与刮泥板逆向工作与升降，即刮泥板刮泥时，撇渣板提出水面，而撇渣板工作时，刮泥板提离池底。

刮泥机的行驶与刮板升降采用两套独立的驱动机构，通过电气控制能相互转换交替动作。

根据题目要求撇渣板与刮泥板的升降机构的布置形式为第一种形式。

2.3.1 刮泥板与撇渣板的联动布置及提板功率计算

1. 刮板的结构，如图 7 所示其主要由铰链式刮臂、刮板、支撑托轮、撇渣板及卷扬机等组成。

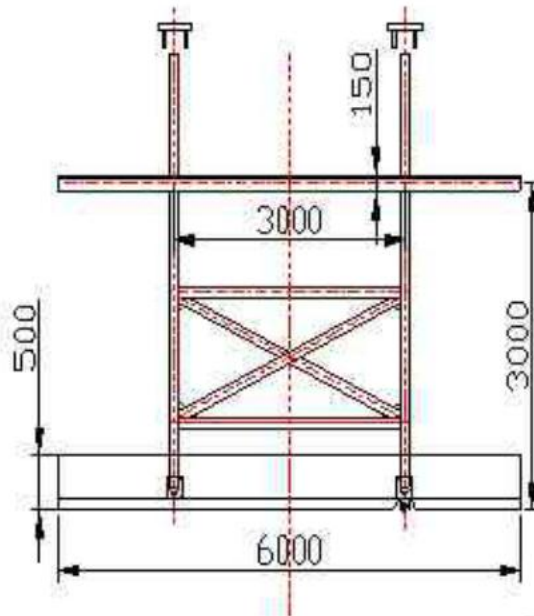


图 7 刮板结构图

Fig7 Shave harden composition

刮臂的一端铰接在桁架上，另一端装有刮泥板及拖轮，吊点最好设在刮臂的重心位置。当刮泥板放至池底时，刮臂与池底夹角为 $60^{\circ}\sim 65^{\circ}$ 。刮泥板高度为 500mm，撇渣板高度为 150mm。设计要求为撇渣板与刮泥板的联动采用同向工作与升降。提升机构有钢丝绳卷扬式、螺杆式和野鸭推杆式三种，其中最常用的为钢丝绳卷扬式提升机构，结构简单，制造容易。故本设计采用钢丝绳卷扬式的提升机构。

刮板的材料和机构形式：刮板材质的选择与介质的情况有关，对于含酸、含碱的介质，一般可采用塑料板、玻璃钢板、不锈钢板等制作。若采用碳钢，应做特殊防腐处理。对无腐蚀性介质可采用碳钢并作涂料防腐处理。刮板亦可采用 25mm×200mm（厚×宽）的松木板制成。为防止木质刮板开裂，最好在刮板两端均装设钢板卡箍，并在撇渣部位装置耐油橡胶板，耐油橡胶板的吃水部位一般做成锯齿形，以改善刮板的弹性和流水性。

对于大跨度的刮渣板为保证刮板的水平刚度，刮板背面应设肋板。

2、刮板的布置：刮板深入水面以下为 50~100mm 左右，刮板与池壁间隙 S 一般为 20~100mm。间隙过大，浮渣从间隙泄漏。因此要求池壁平直。

3、刮板的调整：可应用螺旋升降装置，根据液位的情况，调整后固定。

4、翻版装置：1) 重锤式翻板装置，行车换向前依靠挂有重锤的杠杆装置碰撞挡块，使刮板抬起或落下，此装置结构简单，制造容易，使用较多。

2.3.2 刮臂，刮板连接部分的设计

1、材料的选择

选择 Q235A 表面防腐处理

根据《机械设计手册》第一册 表 3.1-45 碳素结构钢的应用举例 P_{3-35}

重量计算：4 毫米厚钢板重量 $31.40 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ ；3 毫米厚钢板重量

$23.55 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

根据《机械设计手册单行本》常用工程材料 表 3-1-40 P_{3-87}

2、刮板的高度为 500mm，厚度为 4mm，长度为 6000mm；刮渣板的高度为 150mm，厚度为 3mm，长度为 6000mm；刮臂材料为钢管；与刮板连接的滚轮个数为 3，结构设计图见图 8

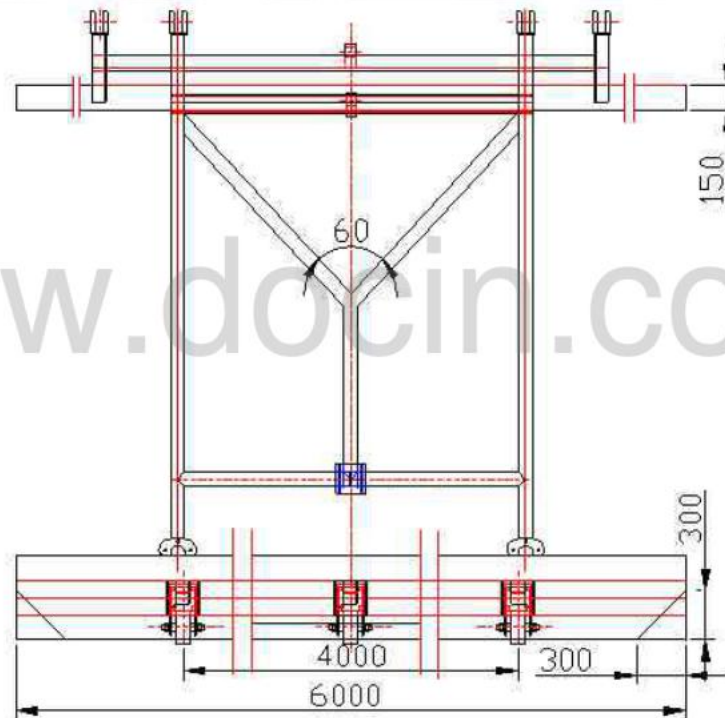


图 8 结构设计图

Fig8 structural design drawing

2.3.3 螺栓连接的选择

1、螺栓的选择:

选用 M10×30 螺栓

根据《机械设计手册单行本》联接与紧固

表 4-1-75 螺栓总表. GB/T5787—1986 P_{4-76}

计算重量:

M10×30 螺栓单重 0.021 kg

根据《机械设计手册单行本》联接与紧固, 表 4-1-76 100 mm 单重 0.063 kg

P_{4-78}

2、螺母的选择:

选用 M10 六角螺母 C 级

根据《机械设计手册单行本》联接与紧固

表 4-1-118 螺母总表. GB/T41—2000 P_{4-116}

计算重量:

M10 六角螺母每 1000 个重 8.31 kg

所以单重 0.00831 kg

根据《机械设计手册单行本》联接与紧固

表 4-1-119 P_{4-117}

螺栓连接总重: $8 \times 0.02931 = 0.23448$ kg

所以单个组件重量: $9.35 + 0.40 + 0.23448 = 10.01$ kg

2.3.4 传动长轴设计计算

传动长轴的许用扭转角 $[\theta]$ 查《给水排水设计手册》第九册表 7-9 取 0.25。

1. 长轴轴径的计算: 为满足表列的许用扭转角 $[\theta]$ 要求, 传动长轴的轴径 d 可按式 (38) 计算:

$$v \geq 0.5 \frac{m}{s} \quad d = 0.42 \sqrt[4]{M_n} (m) \dots\dots\dots (38)$$

式 (38) 中 M_n —— 计算扭矩 $\left(\frac{N}{m}\right)$; d —— 长轴直径 (m)。

当驱动扭矩置于长轴的跨中传动时, 两侧轴的计算扭矩应力为总扭矩 $M_{n总}$ 的一半。

$$\text{即 } M_n = \frac{1}{2} \times M_{n\text{总}} = \frac{1}{2} \times 9550 \times \frac{N}{n} \left(\frac{N}{m} \right) \dots\dots\dots (39)$$

式中 N ——计算功率(KW) ;

n ——长轴的转速(r/min)。

$$M_n = \frac{1}{2} \times M_{n\text{总}} = \frac{1}{2} \times 9550 \times \frac{220}{1390} = 756 \left(\frac{N}{m} \right)$$

$$d = 0.42 \sqrt[4]{M_n} = 0.42 \times \sqrt[4]{756} = 0.052 m$$

故长轴直径取 55mm。

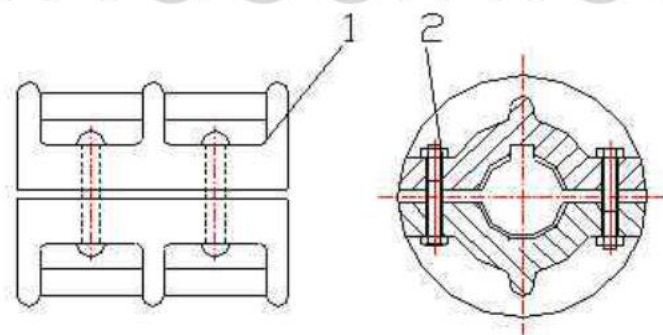
2. 长轴轴承的间距：通常，对于传动长轴，应设支承。支承的形式最好采用装有调心轴承的轴承座，轴承的最大间隔 l_1 按式(40)估算：

$$l_1 = 110 \sqrt[3]{d^2} \text{ (cm)} \dots\dots\dots (40)$$

式(40)中 d ——长轴的直径(cm)。

$$l_1 = 110 \sqrt[3]{d^2} = 110 \sqrt[3]{5.5^2} = 343 \text{ cm}$$

长轴的联轴器常用如图9所示的夹壳联轴器或图10所示的链轮联轴器，设置的位置应尽量靠近轴承支座，以减少轴的受弯。

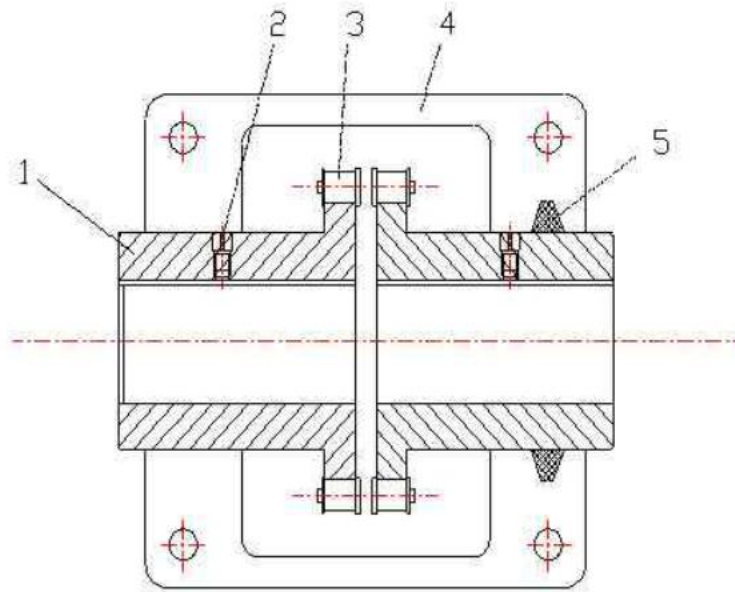


夹壳联轴器

1—夹壳；2—紧固螺栓

图9 夹壳联轴器

Fig9 Clip shell coupling



链轮联轴器

1—链轮；2—锁定螺栓；3—链条；4—罩壳；5—密封圈

图 10 链轮联轴器

Fig10 Sprocket coupling

www.docin.com

3 驱动机构设计与计算

行车车轮的驱动方式一般有分别驱动(双边驱动)和集中驱动(长轴驱动)两种布置方式。

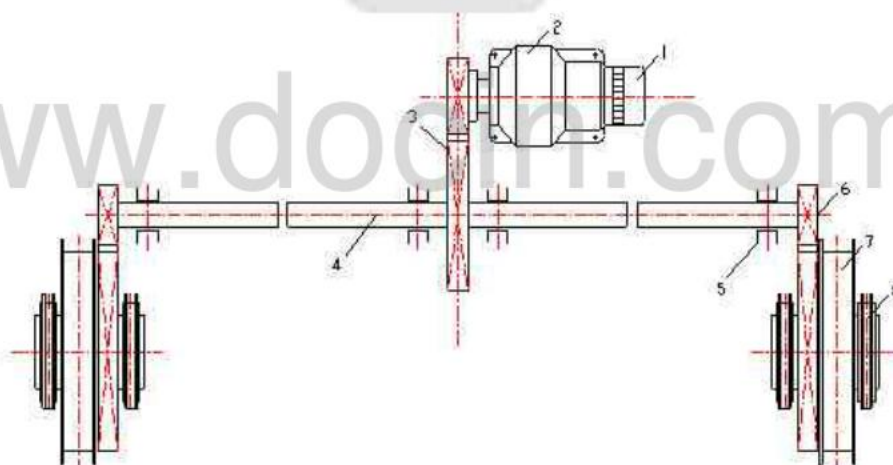
依据两种布置方式的优缺点来确定设计中行车车轮的布置方式:

1、分别驱动: 行车两侧的驱动轮分别由独立的驱动装置驱动。两侧的驱动装置均以相同的机件组成, 并且要求同步运行。分别驱动与集中驱动相比, 由于省去了传动长轴而使驱动机构的自重减轻, 同时也为安装和维修带来了极大的便利。

2、集中驱动: 通常由电动机减速器传动长轴, 轴承座和连轴器等组成, 这一驱动方式在行车式吸泥机中应用较为普遍。该驱动布置中驱动机构传递的扭矩应该位于长轴的跨中位置, 以保证两侧驱动轴的扭转角相同, 避免了车轮的走偏。

3.1 驱动方式的选择

根据题目要求, 驱动机构选用集中驱动, 图 11 为集中驱动机构。在刮渣刮泥机中应用的较为普遍, 通常由电动机、减速器、传动长轴、轴承座和联轴器等组成。驱动机构传递的扭矩长轴的跨中位置, 以保证两侧驱动轴的扭转角相同, 避免车轮走偏。



1—电动机; 2—蜗线齿轮减速机; 3—第一级齿轮传动件; 4—传动长轴; 5—轴承座; 6—第二级齿轮传动件
7—驱动车轮; 8—角型轴承箱

图 11 集中驱动机构

Fig11 Concentrated driving mechanism

3.2 车轮及轨道的确定

查《给水排水设计手册》(第九册)可知,刮泥机的车轮踏面,可采用实心橡胶车轮或圆柱形双轮缘铸钢车轮两种类型。实心胶轮的形式有压配式、螺栓连接式和固定式三种,其规格尺寸与最大承载量的关系可以由《给水排水设计手册》(第九册)表 7-11 中查得,使用无轮实心橡胶轮时,应在刮泥机行车两侧的前后设置水平橡胶靠轮,此靠轮沿池壁滚动起到限位导向作用,因本次设计所选用的车轮为圆柱形双轮缘铸铁车轮,故不予详细论述。

3.2.1 车轮的确定

本次设计中所采用的车轮类型为圆柱形双轮缘铸铁车轮,使用这种有轮缘的铸铁车轮时,当两侧车轮运行不同步,它可起到自动调整的安全保护作用。

设计刮泥机总重力为 $W_{\text{总}} = 68323 N$, 行车行驶车轮共 4 个, 车轮材料 ZG270-500, 选用钢轨 $22 \text{ Kg}/m$, 车轮轮轴为 $\phi 55 \text{ mm}$ 。查《常用金属材料实用手册》钢轨的基本参数如表 5

表 5 钢轨的基本参数

Table 5 Rail basic parameters

钢轨型号	截面尺寸, mm				截面面积 cm^2	理论重量 Kg/m
	A	B	C	t		
22	93.66	93.66	50.80	10.72	28.39	22.30

每个车轮的轮压为:

$$P = \frac{W_{\text{总}}}{4} = \frac{68323 N}{4} = 17081 N \quad \dots\dots\dots (41)$$

铸钢车轮的直径按车轮的工作轮压来计算, 查得《给水排水设计手册》(第九册):

$$D = \frac{KP}{C(b - 2r)} \quad \dots\dots\dots (42)$$

式 (42) 中 P——工作轮压 (N);

K——轮压不均匀系数;

b——钢轨轨顶宽度 (m)

r——钢轨顶圆角半径 (m);

C——应力系数。

查《给水排水设计手册》(第九册)表 7-10 选取 $C = 6 \text{ MPa}$

钢轨标准按 GB11264, 查《常用金属材料实用手册》得 $b = 5.08 \text{ cm}$,

$r = 0.794 \text{ cm}$

则铸钢车轮直径

$$\begin{aligned} D &= \frac{KP}{C(b-2r)} \\ &= \frac{1.1 \times 17081 \text{ N}}{6 \times 10^6 \text{ Pa} \times (5.08 - 2 \times 0.794) \times 10^{-2}} \\ &= 0.39 \text{ m} \end{aligned}$$

依据车轮转速的条件取车轮的直径 $D = 420 \text{ mm} = 0.42 \text{ m}$

考虑到车轮的安装误差与行车受温差的影响, 车轮凸缘的内静间距应与轨顶宽度间留有适当的间隙, 其示意图如图 12 所示, 其间隙值为 $15 \sim 20 \text{ mm}$, 取 16 mm 。

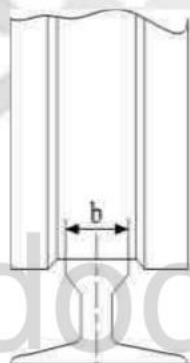


图 12 钢车轮与钢轨的配合

Fig12 The coordination of steel wheel and rail

3.2.2 轨道的铺设要求

1、钢轨的铺设以池壁顶面(或外伸的牛腿梁面)为基础, 因此, 安装时要求池壁的顶面平整。

2、钢轨的型号, 一般选用P11~P24轻轨。跨度较小者可选用较小的钢轨。也可用型钢代替。

3、钢轨铺设技术要求:

- 1) 轨距的偏差不超过 $\pm 5\text{mm}$ ；
- 2) 轨道纵向水平度不超过 $1/1500$ ；
- 3) 两平行轨道的相对高度不超过 5mm ；
- 4) 两平行轨道接头位置应错开布置，其错开距离应大于轮距；
- 5) 两平行轨道接头用鱼尾板连接，其接头左、右、上三面的偏移均不超过 1mm ，接头间隙不应大于 2mm ；

4、轨道基础板、垫板及压板等固定设施应在每间隔 1000mm 左右处设置一套，在平整度调整后，应将轨道固定。

5、轨道的两终止端应设强固的掉轨限制装置（焊接端头立柱），防止行程开关失灵，造成行车从两端出轨。端头立柱的高度应超过车轮中心线 20mm 以上。

3.2.3 轨道的选择

轨道的选择同车轮的轮压有关，同时也受土建基础的影响，因此选择轻型轨道作为刮泥机行车的轨道，并且将钢轨在混凝土面上平整铺设。

所选钢轨的具体参数如下表所示：

表6 钢轨具体参数表

Table6 Specific parameter

示意图	规格 (kg/m)	质量 (kg/m)	惯性矩 (cm^4)	断面 系数 (cm^3)	断面积 (cm^2)	许用 轮压 (N)	钢轨许 用应力 (MP_a)	混凝土 面支撑 应力 (MP_a)
	22	22.3	339	69.6	28.39	65000	100	1.5

查《给水排水设计手册》（第九册），当钢轨在混凝土面上作平整铺设时，钢轨计算应力计算式为：

$$[\sigma_{\text{轨}}] \geq \frac{9P}{64WbF} = \sigma_{\text{轨}} \quad (\text{MPa}) \quad \dots\dots\dots (43)$$

式(43)中: P——轮压(N)

b——轨底宽度由《常用金属材料实用手册》表4.54查得 $b = 0.9366\text{m}$

W——钢轨断面系数 $W = 69.6\text{cm}^3$

F——基础的支承压应力, 选取基础的支撑压应力 F 为 1.5MPa (混凝土面)

$[\sigma_{\text{轨}}]$ ——钢轨的许用应力, 取 $[\sigma_{\text{轨}}] = 100\text{MPa}$

则

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{轨}} &= \frac{9P}{64WbF} \\ &= \frac{9 \times 17081\text{N}}{64 \times 69.6 \times 10^{-6}\text{m}^3 \times 0.9366\text{m} \times 1.5 \times 10^3\text{Pa}} \\ &\approx 24\text{MPa} \end{aligned}$$

已知钢轨的许用应力 $[\sigma_{\text{轨}}]$ 为 100MPa

$$\sigma_{\text{轨}} < [\sigma_{\text{轨}}]$$

故设计所选用的钢轨完全合格。

3.3 排泥量及刮泥能力的计算

排泥量主要根据进水中所去除的悬浮物含量换算成含水率 $\zeta\%$ 的污泥量计算。设沉入池底的污泥含水率为 98% , 刮泥机的刮泥能力分为每次最大刮泥量 $Q_{\text{次}}$ 、每小时的平均刮泥能力 $Q_{\text{时}}$ 。

3.3.1 排泥量的计算

1. 进水流量的计算:

$$Q = \frac{V}{t} \quad \dots\dots\dots (44)$$

对于矩形池 $V = WLH$;

式(44)中 H——水池的有效深度;

L——水池长度;

W—水池宽度；

t—沉淀时间。

其中 $H=3000\text{mm}=3\text{m}$, $L=15000\text{mm}=15\text{m}$, $W=6000\text{mm}=6\text{m}$, $t=2\text{h}$

$$\therefore V=WLH=3\times 6\times 15=270\text{m}^3$$

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{270}{2} = 135\text{m}^3/\text{h}$$

2. 干污泥量计算：

$$Q_{\mp} = QSS_1\varepsilon 10^{-6} \text{ 或 } Q_{\mp} = Q(SS_1 - SS_2)10^{-6} \dots\dots\dots (45)$$

式(45)中 SS_1 ——沉淀池进水悬浮物含量；

SS_2 ——沉淀池出水悬浮物含量；

ε ——悬浮物去除百分率。

其中 $SS_1=400\text{mg/l}$ $\varepsilon = 60\%$

$$\therefore Q_{\mp} = QSS_1\varepsilon 10^{-6} = 135\times 400\times 60\% \times 10^{-6} = 0.0324\text{m}^3/\text{h}$$

3. 去除污泥量计算：

$$Q_{\xi} = Q_{\mp} \times \frac{100}{100-\xi} \dots\dots\dots (46)$$

ξ ——去除污泥含水率

其中 $\xi = 98\%$

$$Q_{\xi} = Q_{\mp} \times \frac{100}{100-\xi} = 3.24 \times \frac{100}{100-0.98} = 3.272 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.3.2 刮泥能力的计算

根据计算可以确定刮泥机的每天刮泥次数。通常初次沉淀池每天刮泥 3—4 次，高峰负荷时可增加刮泥次数。图 13 为污泥的刮集示意图：

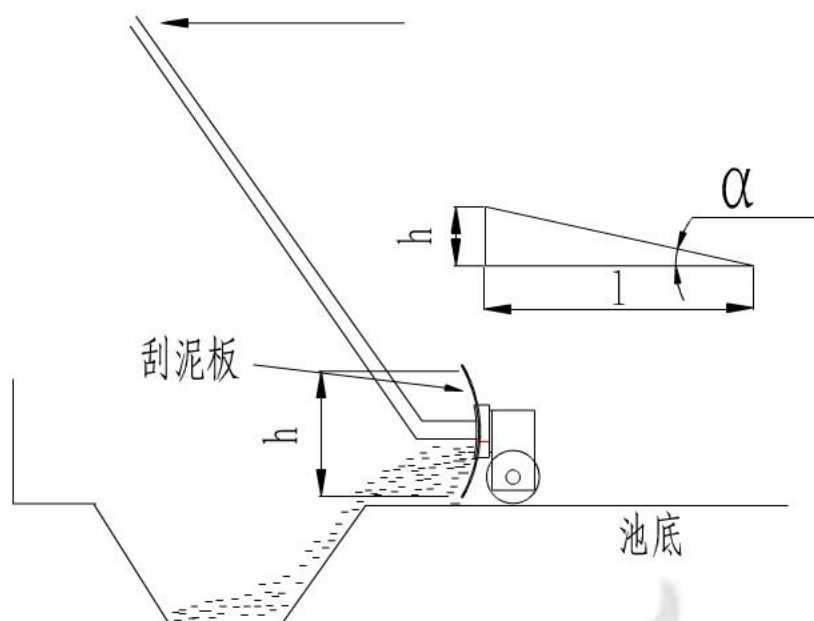


图 13 污泥的刮集

Fig13 schemes

1. 刮泥机每次最大刮泥量:

$$Q_{*} = \frac{1}{2} l b h \gamma 1000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{次}} \right) \dots \dots \dots (47)$$

其中 $l = \frac{h}{\tan \alpha}$

$$\therefore Q_{*} = \frac{b h^2 \gamma}{2 \tan \alpha} 1000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{次}} \right)$$

式 (47) 中 h ——刮泥板高度;

B ——刮泥板长度;

L —— α° 时的污泥堆积长度;

γ ——污泥表观密度取 1.05 t/m^3 。

其中 $h=0.5\text{m}$, $b=6\text{m}$, α 一般取 5° , γ 取 1.05 t/m^3

$$Q_{*} = \frac{b h^2 \gamma}{2 \tan \alpha} 1000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{次}} \right) = \frac{6 \times 0.5^2 \times 1.05}{2 \times \tan 5^{\circ}} \times 1000 = 9001 \text{ kg/次}$$

刮泥阻力的计算:

$$P_{\text{刮}} = Q_{\text{次}} g \mu 1000 (N) \dots\dots\dots (48)$$

式(48)中 μ ——污泥与池底的摩擦系数, 取 0.1;

g ——重力加速度, $g=9.81\text{m/s}^2$ 。

$$P_{\text{刮}} = Q_{\text{次}} g \mu 1000 (N) = 9001 \times 9.81 \times 0.1 = 8830 N$$

2. 每小时的平均刮泥能力

$$Q_{\text{时}} = \frac{60 Q_{\text{次}}}{t} \dots\dots\dots (49)$$

t 刮泥板往返一次所需的时间

$$t = \frac{s}{v} = \frac{14.5 \times 2 \text{ m}}{1 \text{ m/min}} + 4 = 33 \text{ min}$$

根据已知条件可得

$$\therefore Q_{\text{时}} = \frac{60 Q_{\text{次}}}{t} = \frac{60 \times 9001}{33} = 1.6 \times 10^4 \text{ kg/次}$$

3.4 驱动功率计算

驱动功率的确定: 刮泥机驱动功率主要根据刮泥机在工作时所受的刮泥阻力、行驶阻力、风阻力和道面坡度阻力等阻力总和计算确定。

1. 刮板集泥时所受的阻力:

$$P_{\text{刮}} = Q_{\text{次}} g \mu 1000 \dots\dots\dots (50)$$

式(50)中 g ——重力加速度; μ ——污泥与池底的摩擦系数。

其中 $g=9.81 \text{ m/s}^2$; μ 取 0.1

$$P_{\text{刮}} = Q_{\text{次}} g \mu 1000 = 9001 \times 9.81 \times 0.1 \times 1000 = 8830 N$$

2. 刮渣能力很小, 可以忽略不计。

3. 行车行驶阻力:

$$P_{\text{驶}} = 1.3 W_{\text{总}} \frac{\mu_1 d + 2K}{D} \dots\dots\dots (51)$$

式(51)中 $W_{\text{总}}$ ——刮泥刮渣机总重力(包括活载) (N) 设 $W_{\text{总}}=68323\text{N}$;

μ_1 ——轮轴与轴衬的滑动摩擦系数为 0.1;

d ——车轮轮轴直径 (cm), $d=55\text{cm}$;

D——车轮直径 (cm) $D=420\text{cm}$;

K——车轮滚动摩擦力臂 (cm) 铸钢滚轮与钢轨的摩擦力臂为 0.05cm 。

$$P_{\text{驱}} = 1.3 W_{\text{总}} \frac{\mu_1 d + 2K}{D} = 1.3 \times 68323 \times \frac{0.1 \times 5.5 + 2 \times 0.05}{42} = 1375 \text{ N}$$

4. 风阻力:

$$P_{\text{风}} = qAC \text{ (N)} \dots\dots\dots (52)$$

式 (52) 中 q ——基本风压 (按表《给水排水》第九册 7-17 取值 100) ;

A——刮泥刮渣机的有效迎风面积 (m^2), $A=3\text{m}^2$;

C——体型系数, $C=1.5$ 。

$$P_{\text{风}} = qAC \text{ (N)} = 100 \times 3 \times 1.5 = 450 \text{ N}$$

5. 道面坡度阻力:

$$P_{\text{坡}} = W_{\text{总}} K_{\text{坡}} \text{ (N)} \dots\dots\dots (53)$$

$K_{\text{坡}}$ ——道面坡度阻力系数一般取 $\frac{1}{1000}$

$$P_{\text{坡}} = W_{\text{总}} K_{\text{坡}} = \frac{1}{1000} \times 68323 = 68 \text{ N}$$

6. 驱动功率的计算:

$$N = \frac{\sum P_v}{60000\eta m} \text{ (KW)} \dots\dots\dots (54)$$

其中 $\sum P = P_{\text{驱}} + P_{\text{坡}} + P_{\text{泥}} + P_{\text{风}}$, 阻力总和。

V——刮泥刮渣机行驶速度 (m/min);

h——总机械效率 (%), 取 0.75;

m——电动机台数, 取 1。

$$N = \frac{\sum P_v}{60000\eta m} = \frac{(8830 + 1375 + 450 + 68) \times 1}{60000 \times 0.75 \times 1} = 0.24 \text{ KW}$$

选用 0.75KW 电动机, 电动机型号为 Y802-4 封闭式三相异步电动机。

3.5 卷扬装置的设计计算

已知升降机构采用卷扬式提升装置, 卷扬速度为 $3.17\text{m}/\text{min}$ 。

卷扬式提升机构如图 15，卷筒上的钢丝绳与刮臂上的吊点相连接，钢丝绳材料选用耐腐蚀的 1Cr18Ni9Ti 不锈钢钢丝绳。刮臂材料选用 8 号热轧等边角钢，其主要参数查《常用金属材料实用手册》表 4.44，见表 3，通过钢丝绳的卷扬来完成提升和下降的动作。提升功率根据起吊力和起吊速度确定。钢丝绳的安全系数不小于 5，卷筒直径不大于 20 倍钢丝绳直径，在刮泥板放至池底时，卷筒上保留 3 圈钢丝绳。

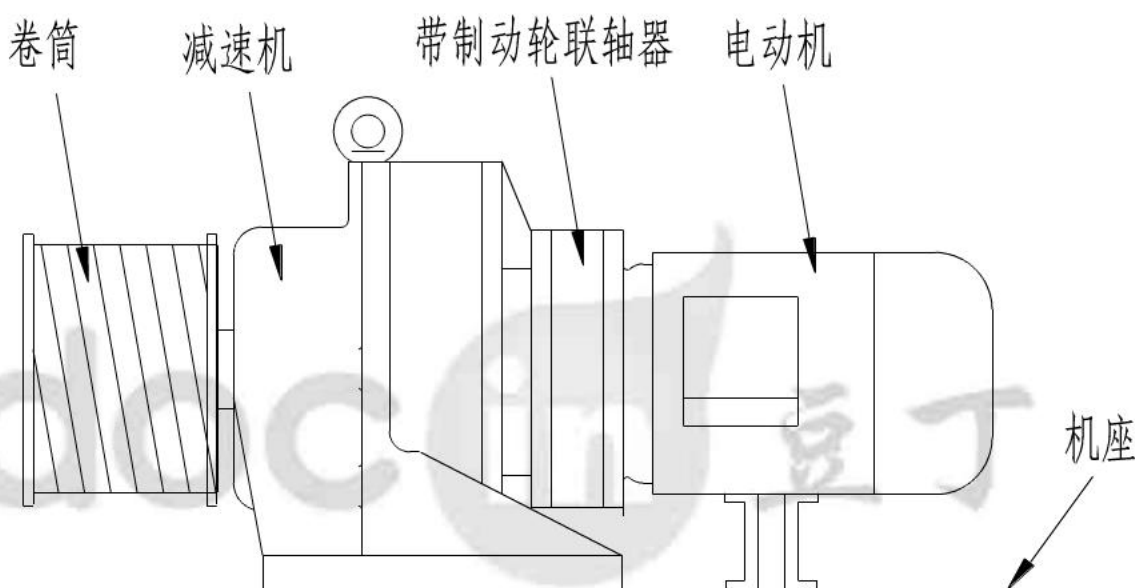


图 15 卷扬式提升机构

Fig15 Roll Yang type hoisting mechanism

表 7 等边角钢的尺寸、截面面积、理论重量

Table 7 The size of the equilateral Angle steel, section area, theoretical weight

型号	尺寸, mm			截面面积 cm ²	理论重量 Kg/m	外表面积 m ² /m
	b	d	r			
8	80	7	9	10.86	8.525	0.314

3.5.1 刮泥板起吊时的受力分析

已知刮板升降机构采用卷扬式提升装置，卷扬速度为 3.17 m/min。由于刮板起吊时，刮臂与池底的距离不同，受力也不同，故做一下受力分析。

(1) 当刮泥板处于刚离开池底时的受力状态，如图 16

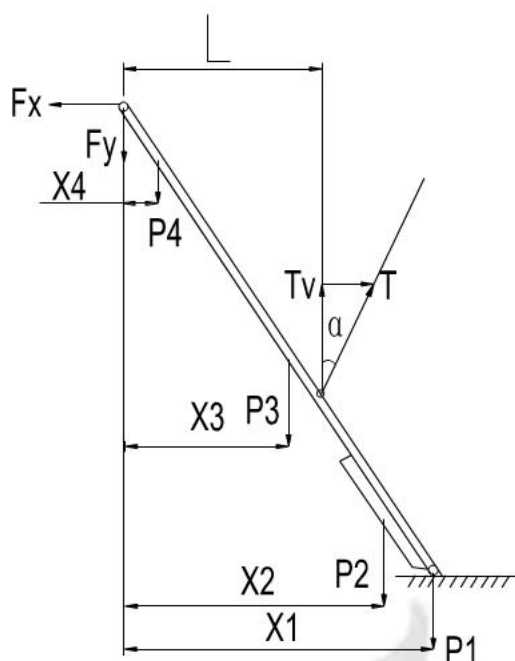


图 16 刮泥板刚吊离池底时的受力状态

Fig16 Scrape the bottom city-state of from just hanging stress state

- 设：P1——支承托轮的重力=82 (N) ；
 P2——刮泥板的重力=700 (N) ；
 P3——刮臂的重力=1800 (N) ；
 P4——刮渣板的重力=300 (N) ；
 Tv——钢丝绳吊点处的竖向分力 (N) ；
 T——钢丝绳起吊时的张力 (N) 。

$$\Sigma M_f = 0$$

$$T_v L = P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3 + P_4 x_4 \quad (N)$$

$$T = \frac{T_v}{\cos \alpha} \quad (N)$$

$$F_y = T_v - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) \quad (N) \quad \dots\dots\dots (55)$$

$$T_v = \frac{P_1 \times 220 + P_2 \times 205 + P_3 \times 100 + P_4 \times 15}{l \sin 30^\circ}$$

$$= \frac{82 \times 220 + 700 \times 205 + 1800 \times 100 + 300 \times 15}{3150 \times \sin 30^\circ}$$

$$= 2197 N \quad \dots\dots\dots (56)$$

$$T = \frac{T_v}{\cos \alpha} = \frac{2197}{\cos 30^\circ} = 2500 \text{ N} \dots\dots\dots (57)$$

$$F_y = T_v - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) = 2197 - 2882 = -685 \text{ N} \dots\dots\dots (58)$$

(2) 当刮泥板提升到距池底 1000mm 时的受力状态，如图 17 所示。

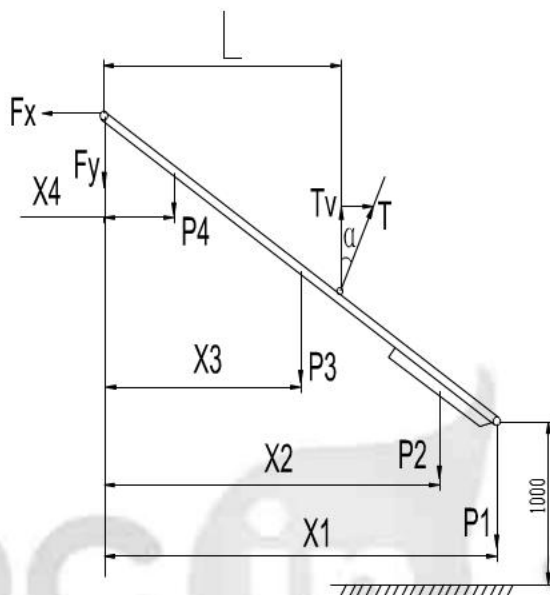


图 17 刮泥板提升到距池底 1000mm 时受力状态

Fig17 Scrape the bottom 1000mm ascent to distance city-state when stress state

$$T_v = \frac{P_1 \times 338 + P_2 \times 300 + P_3 \times 170 + P_4 \times 37}{l \sin 40^\circ}$$

$$= \frac{82 \times 338 + 700 \times 300 + 1800 \times 170 + 300 \times 37}{315 \times \sin 40^\circ} \dots\dots\dots (59)$$

$$= 2740 \text{ N}$$

$$T = \frac{T_v}{\cos \alpha} = \frac{2740}{\cos 17^\circ} = 2865 \text{ N} \dots\dots\dots (60)$$

$$F_y = T_v - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) = 2865 - 2882 = -17 \text{ N} \dots\dots\dots (61)$$

3.5.2 钢丝绳直径的确定

取钢丝绳的安全系数为

$$C_n = 5$$

最大破断载荷为

$$S_p = T C_n = 2865 \times 5 = 14325 \text{ N} \dots\dots\dots (62)$$

设：考虑到污水的腐蚀，选用不锈钢钢丝绳，钢丝绳直径为 $d=9\text{mm}$ ，破断拉力为 $S_p=46490\text{N}$ 。

安全系数为

$$n = \frac{S_p}{T} = \frac{46490}{2865} = 16 > 5 \quad (\text{安全}) \quad \dots\dots\dots (63)$$

刮泥板提升的功率计算：

$$N = \frac{Tv}{60000\eta} \quad (\text{kW}) \quad \dots\dots\dots (64)$$

式中 v ——钢丝绳卷扬速度 (m/min)；

η ——机械总效率%。

$$N = \frac{Tv}{60000\eta} = \frac{2865 \times 3.17}{60000 \times 0.75} = 0.20 \text{ kW} \quad \dots\dots\dots (65)$$

选用 0.55kW 电动机，电动机型号为 Y801-4 封闭式三相异步电动机。

3.6 倾覆力矩计算

机器在工作时，由于受到污泥的阻力（刮渣阻力可忽略），对机器行车产生倾覆力矩，如图 18 所示。因此，机器重力对前进车轮作为支点而产生的力矩必须大于倾覆力矩，才能保证机器行车时不产生倾覆，即

$$GB \geq P_{\text{阻}} h \quad \dots\dots\dots (66)$$

式 (66) 中 $P_{\text{阻}}$ ——污泥阻力 (N)；

h ——阻力点至车轮中心点的垂直距离 (m)；

B ——刮泥刮渣机中心到前进车轮中心点的距离 (m)。

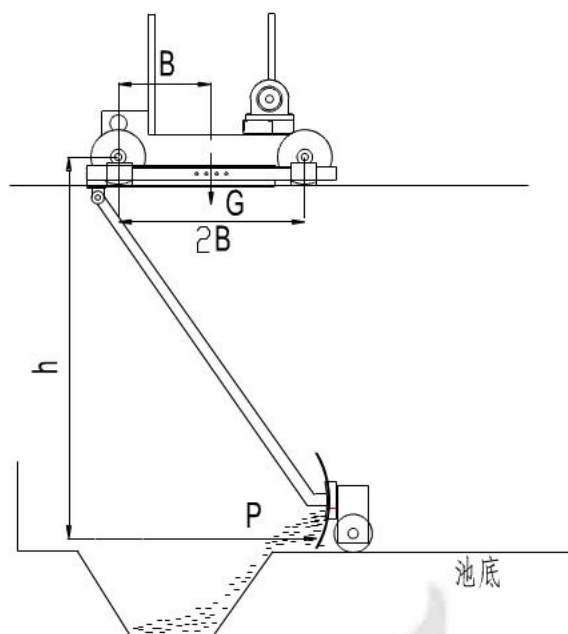


图 18 倾覆力矩计算

Fig18 Overturning calculation

计算的结果为

$$GB = 40000 \times 0.8 = 32000 \text{ N} > P_{\text{吸}} h = 8830 \times 3.5 = 30905 \text{ N}$$

3.7 驱动车轮打滑验算

为了防止刮泥刮渣机行走时车轮空转打滑（尤其在北方冬季室外作业），需进行驱动车轮打滑的验算。

防止打滑的方法：（1）增大驱动轮轮压，合理布置，使行车的重心偏向驱动轮轴线一侧；（2）提高走轮和导轨的附着系数，改铁轮缘为耐油橡胶轮缘；（3）改变驱动方式，变桁车式为钢丝绳牵引式。

刮泥机的行驶是靠驱动车轮与轨道之间的粘着力工作的。运行的条件必须是使驱动轮的驱动力小于粘着力，如果驱动轮与钢轨之间或胶轮与混凝土地面之间的粘着力不够时，则会出现驱动车轮的打滑现象。

驱动轮打滑验算工况，应在刮泥机自重不受外来荷载（即不受任何活载），而且处于驱动阻力最大的条件之下来计算。查《给水排水设计手册》（第九册）得到其验算公式为：

$$P_{\text{阻}} < \frac{W_{\text{总}}}{2} \cdot \mu \dots\dots\dots (67)$$

式中：

$W_{\text{总}}$ ——设计刮泥机总重力 $W_{\text{总}}$ 为 68323N

μ ——选取钢轮与钢轨的滑动摩擦系数 μ 为 0.4

$P_{\text{阻}}$ ——驱动阻力最大时的阻力为 8830N

计算得 $W_{\text{总}} \cdot \mu = 27329\text{N}$

验算结果为： $P_{\text{阻}} < \frac{W_{\text{总}}}{2} \cdot \mu$

经过验算，吸泥机驱动车轮与轨道之间的粘着力足够大，可保证驱动车轮不会发生打滑现象。

3.8 驱动装置的确定

本设计为集中驱动，驱动机构主要由电动机、减速机构、传动长轴、轴承座、联轴器及车轮组成。根据上文的设计计算，选择电动机和减速器。

3.8.1 驱动电机的选择

在说明书的 3.4 部分已经计算得到所需电动机的功率为 0.75kW ，根据所需电动机的功率及转速条件选取型号为 Y2 系列 (IP 54) 三相异步电动机

(JB/T 8680 .1 - 1998、JB/T 8680 .2 - 1998) (《机械设计手册》单行本 减速器、电机与电器)，选取型号为 **Y802-4**。该型电动机具体参数见表 8

表 8 电机参数表

Table.8 Generator parameter

型号	额定功率 / kW	额定电流 / A	转速 / r · min ⁻¹	效率 / %	功率因数 / cos ψ
Y802-4	0.75	2	1390	71.5%	0.76

安装方式：电机与减速器均为立式安装。

3.8.2 减速器的选择

行车式刮泥机刮泥时，其工作行驶速度为 $1\text{m}/\text{min}$ ，工作中匀速行驶，滚轮总是以一定的转速沿着沉淀池边铺设的轻型钢轨轨道行驶。

1) 计算钢轮的转速

由《给水排水设计手册》(第九册)可查得滚轮的转速计算公式为:

$$n = \frac{v}{\pi D} \quad (r/\min) \quad \dots\dots\dots (68)$$

式(68)中:

v ——驱动轮行驶速度 v 为 $1 \text{ m}/\min$

D ——滚轮直径 D 为 0.42 m

代入数值, 计算得
$$n = \frac{V}{D\pi} = \frac{1}{0.42\pi} = 0.909 \text{ r}/\min \quad \bullet$$

设计选择电机转速为 $1390 \text{ r}/\min$

2) 设计减速箱

设计小齿轮参数: $m = 6$, 齿数 $Z_1 = 19$, 分度圆直径: 261 mm

大齿轮参数: $m = 6$, 齿数 $Z_2 = 54$, 分度圆直径: 683 mm

减速箱传动比为:
$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{54}{19} = 2.8$$

则 减速器输入转速应为: $n_1 = n \cdot i = 2.52$

3) 选定减速器规格

$$P_m = P_0 \cdot f \cdot S_A \quad \dots\dots\dots (69)$$

式(69)中:

P_m ——选用功率, kW ;

P_0 ——实际负载功率, kW ;

f ——工况系数, 如表 9 所示;

S_A ——安全系数, 如表 10 所示。

表 9 工况系数 KA

Table.9 The coefficient of operating mode

每天工作 时间 h	载荷种类			24h 连续不 停
	平稳	中等	重型冲击	
≤ 3	0.8	1.0	1.5	1.1~1.2
$> 3 \sim 10$	1.0	1.25	1.75	1.1~1.2
$> 10 \sim 24$	1.25	1.50	2.0	1.1~1.2

表 10 安全系数

Table.10 Safe coefficient

使用条件	安全系数 S_A
间断使用机械，配套减速器失效能引起严重后果，如带式输送机用减速器	1~1.2
每天 8h 工作和不经常满载工作的减速器，例如起重机械用减速器	1.3~1.5
一般设备，减速器失效仅引起单机停产，且易更换备件；重要设备、减速器失效引起机组、生产线或全厂停产，例如强磁选矿设备配套减速器等	1.6~1.8
高安全要求，减速器失效会引起严重后果设备或人身事故，或因减速器失效，会给社会生产造成损失，如动力厂用减速器	1.9~2.1

计算出 $P_0 = 0.30 \text{ kW}$ ，根据表 6 取 $f = 1.0$ ，根据表 7 取 $S_A = 1.8$

则 $P_m = 0.30 \times 1.0 \times 1.8 = 0.55 \text{ kW}$

选用 NGW 型行星齿轮减速器 (JB/T 6502 - 1993)，型号 NGW 73 其具体参数见表 11

表 11 减速器参数表

Table11 The parameter of gear reducer

公称传动比	输出转速 $/ r \cdot \text{min}^{-1}$	电机功率 $/ \text{kW}$	规格 $/ \text{mm}$
560	2.52	0.55	250

4 自动化控制系统的设计

现代社会要求制造业对市场的需求做出迅速反映，生产出小批量、多品种、多规格、低成本和高质量的产品，为了满足这一要求，生产设备和自动化生产线的控制系统必须具有极高的可靠性和灵活性，可编程序控制器正是顺应这一要求出现的，它是以微处理器为基础的新型工业控制装置，已经成为当代工业自动化的主要支柱。

可编程序控制器的产生和发展于继电器控制系统有很大的关系。继电器是一种用弱电信号控制强电信号的电磁开关，在复杂的继电器控制系统中，故障的查找与排除是非常困难的，可能会花费大量的时间，严重地影响生产。如果工艺要求发生变化，控制柜内的元件和接线需要作相应地变动，这种改造工期长、费用高，以致于发生用户扔掉旧的控制柜，另外制作新控制柜的情况。可编程序控制器的出现彻底的改变了这种情况的产生。

4.1 电气控制系统

自动控制提耙式刮泥机使用行驶和升降两组行程开关，根据编排的程序自动的转换控制刮泥机的动作图 19 为抬耙式刮泥机工作行程的示例。

设 A 点作为刮泥机的起始位置，此时刮板露出水面。

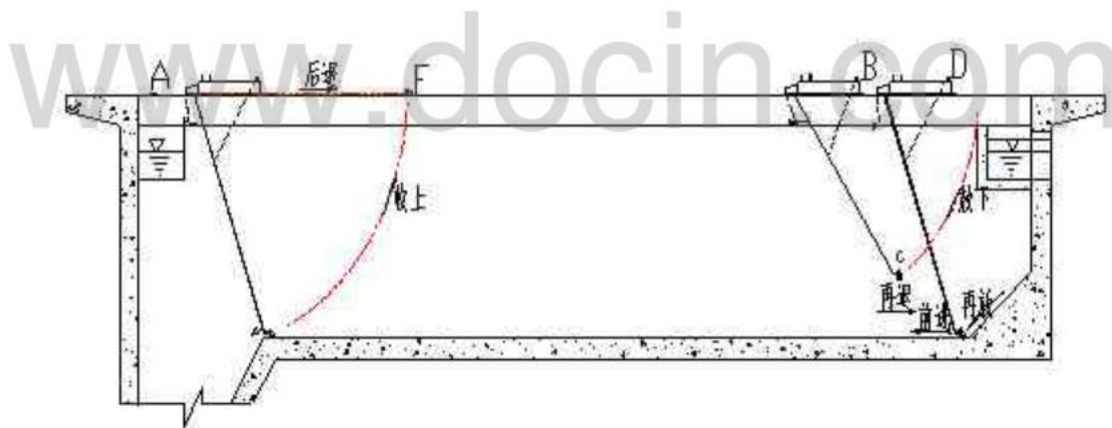


图 19 提板式刮泥机的动作程序

Fig19 Mention plate mud scraper machine action program

1. 合上电源，刮泥机后退，行至 B 点位置时，刮泥机停止行驶，并使刮泥板下降。
2. 当刮泥板降至 C 点时，升降机构停止，并使刮泥机继续后退。
3. 当后退至 D 点时，刮泥机停止行驶，接着又使刮板下降至池底 E。
4. 当刮板下降至池底 E 时，撇渣板也通过联动机构浸入水面，并立即发出刮泥机向

前动作的指令。

5. 刮泥机开始刮泥及撇渣工作，一直行驶到 A 点为止。此时，污泥及浮渣均分别排入污泥斗和集渣槽内，然后再次将刮泥板提出水面，回复到原来的起始位置。

上述的动作程序就是刮泥机工作的一个周期，根据沉泥量多少，确定重复循环的次数。此外，也可以根据需要另编程序。

各行程控制原件可采用密封式 JLXK1-111M 型行程开关，一般都安装在刮泥机上，安装时应密封防潮。触块设在水池走道与机上行程开关相应的位置上。图 20 为行程控制开关安装布置，图中 A 为起始点行程开关位置，B 为指令刮板下降的行程开关位置，C 为终点行程开关位置。

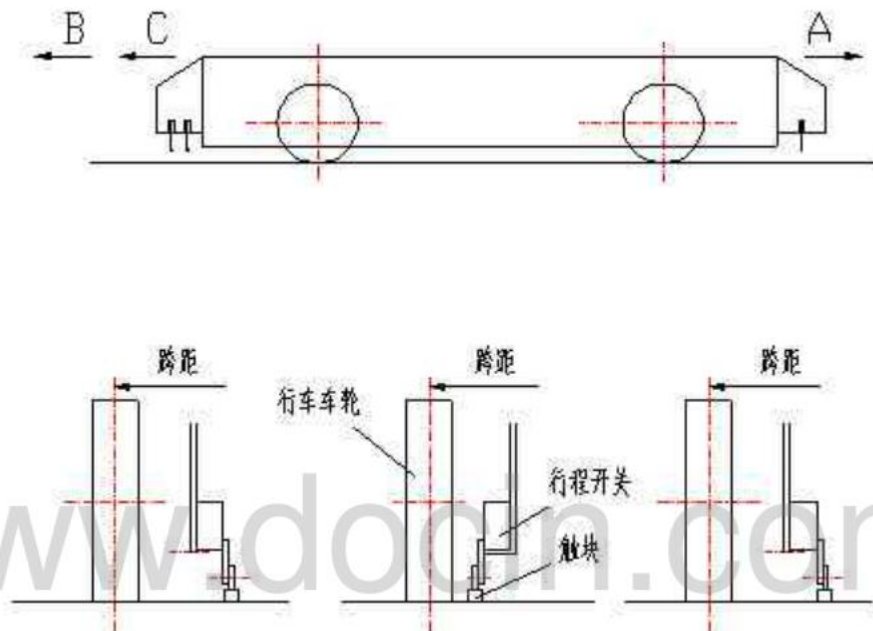


图 20 行程开关布置

Fig20 Travel switch layout

4. 2 集电装置及端头立柱

行车式刮泥机的集电装置通常有四种形式：安全封闭式滑触线、卷筒电缆式集电装置、移动式悬挂电缆集电装置、架空线弓形滑触式集电装置。各种集电装置各有各的优缺点，见表 12

表 12 集电装置一览表

Table12 The table of collecting electrode

集电方式	优缺点	集电装置	优缺点
安全形封闭式滑触线	(1)结构简单 (2)安全可靠	卷筒电缆式集电装置	行程不宜过长, 电缆卷筒随吸泥机移动
移动式悬挂电缆集电装置	(1)结构简单, 使用方便 (2)跨度大时垂度较大	架空线弓形滑触式集电装置	(1)机构较复杂 (2)在腐蚀性环境中易腐蚀

综合以上的各种设备的优缺点, 同时考虑到实际的使用情况(平流式沉淀池、行车式吸泥机), 选择构造简单, 构建容易且便于维护检修的集电装置。设计选用移动式悬挂电缆集电装置。

4.3 端头立柱高度的确定

端头立柱固定在钢轨的两端, 用来防止吸泥机的终端开关失灵而掉轨的事故。

端头立柱的高度 H 可由式:

$$H = (1.1 \sim 1.2)R \quad (cm) \quad \dots \dots \dots (70)$$

车轮半径 R 为 21 cm

计算得 $H = 1.1 \times 21 = 23.1$

4.4 自动化控制系统

自动化控制系统包括 PLC 程序(程式)设计, 伺服控制系统设计安装, 变频控制系统设计安装, 电机控制系统设计安装, 液压气动控制系统设计安装, 电加热控制系统设计安装, 瓦斯加热控制系统设计安装, 机电技术服务。

4.4.1 PLC 简述

多年来, 可编程控制器(以下简称 PLC)从其产生到现在, 实现了接线逻辑到存储逻辑的飞跃; 其功能从弱到强, 实现了逻辑控制到数字控制的进步; 其应用领域从小到大, 实现了单体设备简单控制到胜任运动控制、过程控制及集散控制等各种任务的跨越。今天的 PLC 在处理模拟量、数字运算、人机接口和网络的各方面能力都已大幅提高, 成为工业控制领域的主流控制设备, 在各行各业发挥着越来越大的作用。

4.4.2 PLC 的应用特点

1) 可靠性高, 抗干扰能力强

高可靠性是电气控制设备的关键性能。PLC 由于采用现代大规模集成电路技术, 采用严格的生产工艺制造, 内部电路采取了先进的抗干扰技术, 具有很高的可靠性。使用 PLC 构成控制系统, 和同等规模的继电器系统相比, 电气接线及开关接点已减少到数百甚至数千分之一, 故障也就大大降低。此外, PLC 带有硬件故障自我检测功能, 出现故障时可及时发出警报信息。在应用软件中, 应用者还可以编入外围器件的故障自诊断程序, 使系统中除 PLC 以外的电路及设备也获得故障自诊断保护。这样, 整个系统将极高的可靠性。

2) 配套齐全, 功能完善, 适用性强

PLC 发展到今天, 已经形成了各种规模的系列化产品, 可以用于各种规模的工业控制场合。

除了逻辑处理功能以外, PLC 大多具有完善的数据运算能力, 可用于各种数字控制领域。多种多样的功能单元大量涌现, 使 PLC 渗透到了位置控制、温度控制、CNC 等各种工业控制中。加上 PLC 通信能力的增强及人机界面技术的发展, 使用 PLC 组成各种控制系统变得非常容易。

3) 易学易用, 深受工程技术人员欢迎

PLC 是面向工矿企业的工控设备。它接口容易, 编程语言易于为工程技术人员接受。梯形图语言的图形符号与表达方式和继电器电路图相当接近, 为不熟悉电子电路、不懂计算机原理和汇编语言的人从事工业控制打开了方便之门。

4) 系统的设计, 工作量小, 维护方便, 容易改造

PLC 用存储逻辑代替接线逻辑, 大大减少了控制设备外部的接线, 使控制系统设计及建造的周期大为缩短, 同时日常维护也变得容易起来, 更重要的是使同一设备经过改变程序而改变生产过程成为可能。这特别适合多品种、小批量的生产场合。

4.4.3 PLC 的应用领域

目前, PLC 在国内外已广泛应用于钢铁、石油、化工、电力、建材、机械制造、汽车、轻纺、交通运输、环保及文化娱乐等各个行业, 使用情况主要分为如下几类:

1) 开关量逻辑控制

取代传统的继电器电路，实现逻辑控制、顺序控制，既可用于单台设备的控制，也可用于多机群控及自动化流水线。如注塑机、印刷机、订书机械、组合机床、磨床、包装生产线、电镀流水线等。

2) 工业过程控制

在工业生产过程当中，存在一些如温度、压力、流量、液位和速度等连续变化的量（即模拟量），PLC 采用相应的 A/D 和 D/A 转换模块及各种各样的控制算法程序来处理模拟量，完成闭环控制。PID 调节是一般闭环控制系统中用得较多的一种调节方法。过程控制在冶金、化工、热处理、锅炉控制等场合有非常广泛的应用。

3) 运动控制

PLC 可以用于圆周运动或直线运动的控制。一般使用专用的运动控制模块，如可驱动步进电机或伺服电机的单轴或多轴位置控制模块，广泛用于各种机械、机床、机器人、电梯等场合。

4) 数据处理

PLC 具有数学运算（含矩阵运算、函数运算、逻辑运算）、数据传送、数据转换、排序、查表、位操作等功能，可以完成数据的采集、分析及处理。数据处理一般用于如造纸、冶金、食品工业中的一些大型控制系统。

5) 通信及联网

PLC 通信含 PLC 间的通信及 PLC 与其它智能设备间的通信。随着工厂自动化网络的发展，现在的 PLC 都具有通信接口，通信非常方便。

4.4.4 PLC 应用中需要注意的问题

PLC 是一种用于工业生产自动化控制的设备，一般不需要采取什么措施，就可以直接在工业环境中使用。然而，尽管有如上所述的可靠性较高，抗干扰能力较强，但当生产环境过于恶劣，电磁干扰特别强烈，或安装使用不当，就可能造成程序错误或运算错误，从而产生误输入并引起误输出，这将会造成设备的失控和误动作，从而不能保证 PLC 的正常运行，要提高 PLC 控制系统可靠性，一方面要求 PLC 生产厂家提高设备的抗干扰能力；另一方面，要求设计、安装和使用维护中引起高度重视，多方配合才能完善解决问题，有效地增强系统的抗干扰性能。因此在使用中应注意工作环境这个问题：

1) 温度 PLC 要求环境温度在 $0\sim 50^{\circ}\text{C}$ ，安装时不能放在发热量大的元件下面，四周通风散热的空间应足够大。

2) 湿度

为了保证 PLC 的绝缘性能, 空气的相对湿度应小于 85% (无凝露)。

3) 震动

应使 PLC 远离强烈的震动源, 防止振动频率为 $10 \sim 55 \text{ Hz}$ 的频繁或连续振动。当使用环境不可避免震动时, 必须采取减震措施, 如采用减震胶等。

4) 空气

避免有腐蚀和易燃的气体, 例如氯化氢、硫化氢等。对于空气中有较多粉尘或腐蚀性气体的环境, 可将 PLC 安装在封闭性较好的控制室或控制柜中。

5) 电源

PLC 对于电源线带来的干扰具有一定的抵制能力。在可靠性要求很高或电源干扰特别严重的环境中, 可以安装一台带屏蔽层的隔离变压器, 以减少设备与地之间的干扰。一般 PLC 都有直流 24V 输出提供给输入端, 当输入端使用外接直流电源时, 应选用直流稳压电源。因为普通的整流滤波电源, 由于纹波的影响, 容易使 PLC 接收到错误信息。

4.4.5 PLC 的选择

PLC 机型的选择主要考虑合理的结构型式、安装方式的选择相应的功能要求、响应速度的要求、系统可靠性的要求及机型尽量统一等几个主要的方面。因此应该 PLC 的 I/O 点的数量合理选用 PLC, 由表 8 PLC 的 IO 分配表中的控制系统的输入/输出信号种类、输入/输出的点数, 选取了 Siemens 系列的 PLC, 它的输入点数和输出点数分别为 24 和 16, 满足刮泥机的工作控制要求。

控制电路主要由 CPU226 实现。

4.4.6 PLC 控制要求

本自动控制系统由 PLC 和 I/O 控制两部分组成。在正常运行时, 要求能够达到以下的控制要求:

1. 该控制系统应具有手动调节和自动运行功能
2. 为了确保刮板及行车速度正常运行, 刮泥时间和行车往返一次的时间应设置合理。
3. 刮板离开水面后行车再开始运动。
4. 刮泥刮渣机开始刮泥时, 两台三项异步电动机必需保证同步启动及运转。

5.任何一个电机出现故障时，能够发出报警信号，并且能够自动停机，防止出现脱轨、行车架变形等更大的事故。

6.当刮泥系统工作时，监控是否过载，否则发出报警信号，并停车。

7.确保运行过程连续、可靠。

4.4.7 PLC 控制原理框图

PLC 控制原理框图，如图 21:

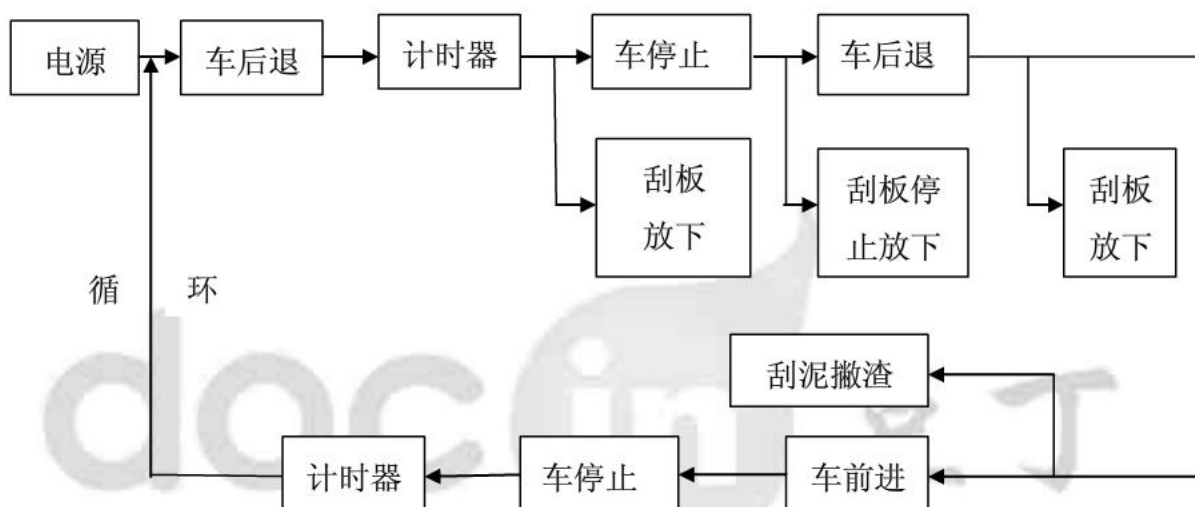


图 21 PLC 控制原理图

Fig21 PLC control principle diagram

4.4.8 PLC 的 I/O 分配表

本系统中设计的 PLC 控制系统 I/O 分配表，如下表 13 所示。

表 13 PLC 的 I/O 分配表

Table12PLC of I/O distribution list

输入	地址编号	输出	地址编号
设备总停	I0.0	刮泥机前进输出	Q0.0
运行方式：自动	I0.1	刮泥机后退输出	Q0.1
运行方式：手动	I0.2	刮板上升输出	Q0.2
刮板提升	I0.3	刮板下降输出	Q0.3
刮板下降	I0.4	刮泥机停止	Q0.4
刮泥机前进	I0.5		
刮泥机后退	I0.6		
刮泥机停止	I0.7		
抬耙电机停止	I0.8		
行车起始位置	I1.0		
行车后退限位位置	I1.1		
驱动电机故障	I2.0		

驱动电机故障	I2.1		
自动运行	I2.2		
抬耙电机破坏	I2.3		

4.4.9 PLC 接线图

控制系统接线图如图 22 所示：

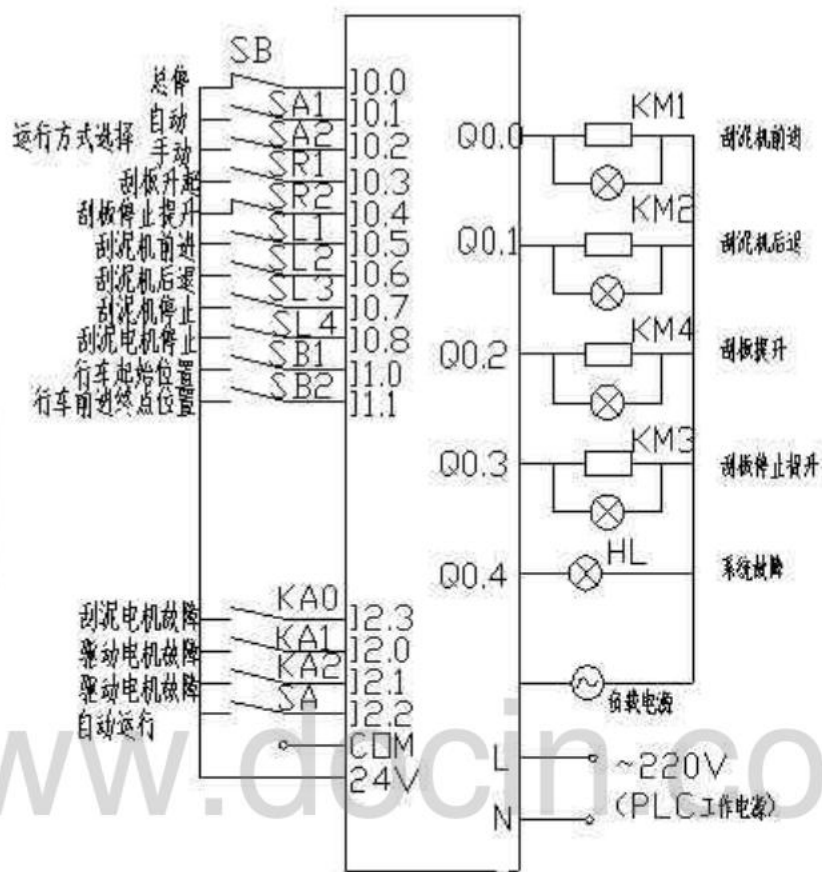


图 22 控制系统接线图

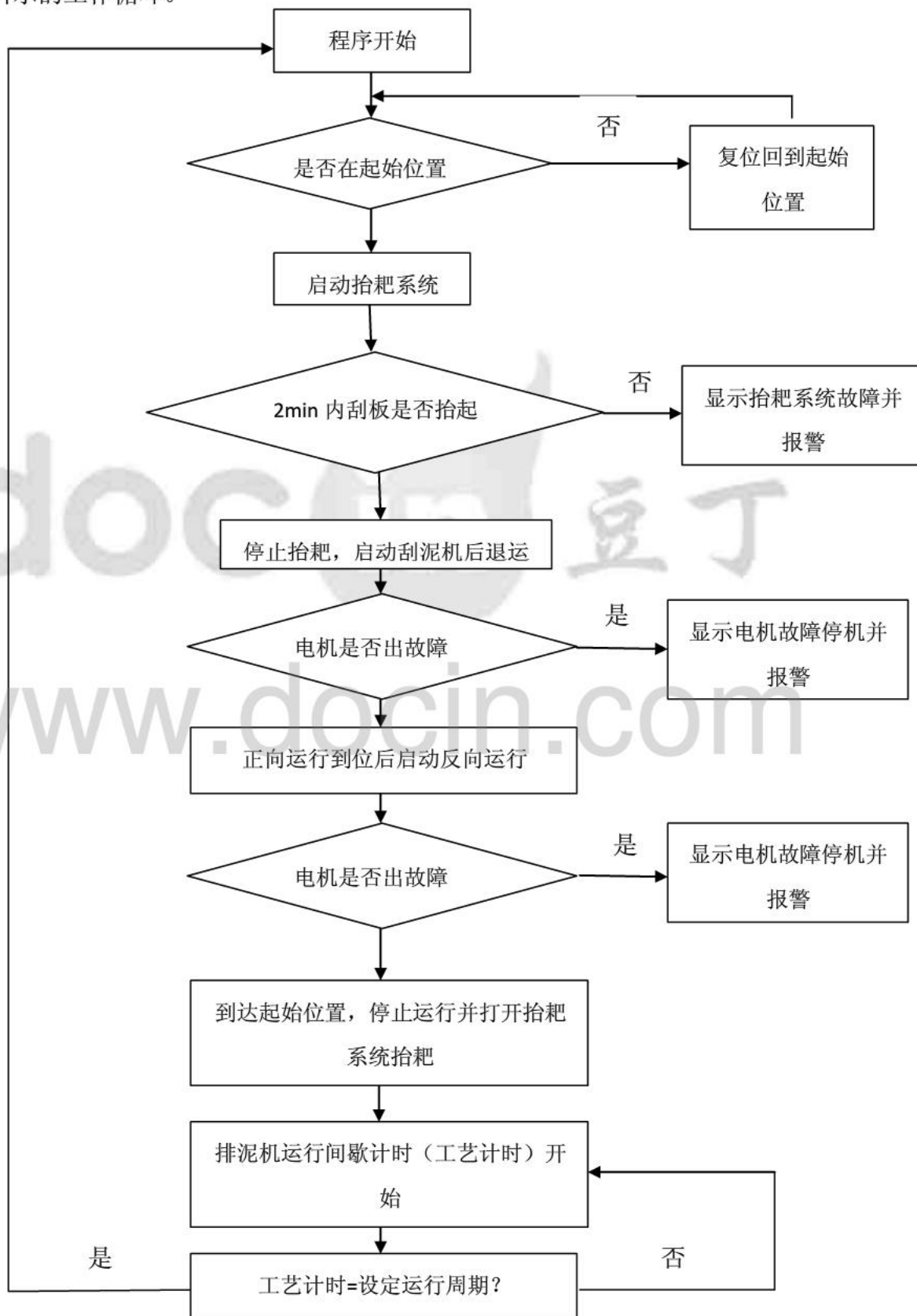
Fig22 Control system hookup

4.4.10 控制系统的功能描述

本电气控制系统具有手动和自动两种控制方式，在程序运行前首先要选择设备的运行方式。在系统运行前，首先须将 CPU226 的工作方式选择为“RUN”，并且对应的指示灯亮，才能进行下一步。

1) 自动运行

自动运行前，先将转换开关转至“手动”位置，接通 I0.2，然后调用“自动控制”子程序，开始自动循环。按下操作面板上的自动运行，接通 I3.2，整个程序开始如图 23 所示的工作循环。



结 论

本论文所设计的刮泥刮渣机为平流式抬耙式刮泥刮渣机，为污水处理厂排泥专用机械设备，适用于初次沉淀池排泥。行车式刮泥机可边行进边刮泥，能取得较好的效果，还可依据沉淀池污泥量的多少，调节排泥次数，并且因为行车式刮泥机工作形式为往返工作，故能取得很高的排泥效率。

本设计以结构简单、工作稳定可靠、排泥效果好且具有自动控制功能为主要设计宗旨，注重借鉴和吸收现有行车式刮泥机的优点，注意总结刮泥机工作时容易出现的问题，以避免在设计中出现同样的错误。

行车结构方面：主梁采用桁架结构，主要由角钢、槽钢、工字钢组成，刚度较大，制造容易，对于 15 至 25 m 的跨度来说是合适的。通过对构成桁架的各杆件进行内应力计算与强度的校核，确定了该桁架完全能够承受设计刮泥机的荷载，刮泥机桁架的设计是合理的。

驱动机构方面：通过对车轮行使阻力、道面坡度阻力、风压阻力、集泥阻力、水下拖曳阻力等的计算，确定了刮泥机驱动功率；通过对刮泥机的行车倾覆力矩的计算及车轮行驶打滑的验算，确定了行车机构的设计及整机重量的布置是合理的。

排泥系统与控制系统方面：以处理污水的各特征参数及沉淀池的各特征参数为基础，通过对沉淀池的干污泥量、排除的沉泥水量的计算，卷扬装置设计，验证了刮板及刮渣板结构是合理的；自动控制系统可自动进行工作运行，并能够过载保护、电机故障，并报警或停机。

本刮泥机与同类型刮泥机相比具有以下的特点：采用刮渣刮泥板可以将污泥聚集到集泥槽；桁架设计负载量大，自动化程度高，有各种故障报警装置，标准化程度高；刮泥机整体结构中，通用件与标准件数达到零部件总数的 60% 以上，克服了行车式刮泥机原材料消耗大，自动化程度低，运转故障率高且不易检修等缺点。

致 谢

经过几个月的查资料、整理材料、计算数据、书写说明书，今天终于可以顺利的完成毕业设计的最后的谢辞了，想了很久，自己想想求学期间的点点滴滴历历涌上心头，时光匆匆飞逝，四年多的努力与付出，随着论文的完成，终于让学生在大学的生活得以划下完美的句号。

毕业设计是对我们知识运用能力的依次全面的考核，也是对我们进行科学研究基本功的训练，培养我们综合运用所学知识独立地分析问题和解决问题的能力，为以后撰写专业学术论文和工作打下良好的基础。

本次设计能够顺利完成，首先我要感谢我的母校，是她为我们提供了学习知识的土壤，使我们在这里茁壮成长；其次我要感谢培养我的老师们，他们不仅教会我们专业方面的知识，而且教会我们做人做事的道理；尤其要感谢在本次设计中给予我大力支持和帮助的林老师，每有问题，老师总是在把百忙之中抽出时间耐心的解答我的问题，使我能够充满热情的投入到毕业设计中；还要感谢我的同学们，他们热心的帮助，使我感到了来自兄弟姐妹的情谊；最后还要感谢相关资料的编著者和给予我们支持的社会各界人士，感谢您们为我们提供一个良好的环境，使本次设计圆满完成。

www.docin.com

参考文献

- [1] 上海市政工程设计研究院. 给水排水设计手册. 第九册. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000-12-04
- [2] 梁熙正. 轻工业机器及设备. 北京: 轻工业出版社, 1990.167-315
- [3] 机械设计手册联合编写组. 机械设计手册. 中册. 北京: 化学工业出版社, 1987-12-04
- [4] 刘鸿文. 材料力学. 第4版. 北京: 高等教育出版社, 2004.1
- [5] 陈琳. 可编程控制器应用技术. 北京: 化学工业出版社, 2004. 4
- [6] 齐蓉, 肖维荣. 可编程计算机控制器技术. 北京: 电子工业出版社, 2006. 11
- [7] 熊中实, 吕芳斋. 常用金属材料实用手册. 北京: 中国建材工业出版社, 2001. 3
- [8] 宋非非, 姜维成, 胡晓光. 结构力学. 北京: 清华大学出版, 2007. 10
- [9] 聂清德. 化工设备设计. 北京: 化学工业出版社, 1995-4. 130-152
- [10] 成大先. 机械设计手册. 单行本. 常用设计资料. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1
- [11] 徐灏. 机械设计手册. 第四卷. 北京: 机械工业出版社, 1991. 9
- [12] 机械设计手册编委会. 机械设计手册. -3版. 第二卷. 北京: 机械设计手册, 2004. 8
- [13] 陆玉, 何在洲, 佟延伟. 机械设计课程设计. 第三版. 北京: 机械工业出版社, 2000. 5
- [14] 中国市政工程西北设计研究所. 给水排水设计手册. 第二版. 第11册. 常用设备. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002
- [15] 成大先. 机械设计手册. 单行本. 减(变)速器 电机与电器. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1
- [16] 夏祖德. 沉淀池刮泥机的刮泥耙设计[J]. 水处理技术, 1999, 25(1): 59 ~62
- [17] 袁卓异, 张静. 水厂平流沉淀池排泥桁车控制系统的设计[J]. 中国给水排水, 2008, 24(6): 41~43
- [18] 朱跃华. 污水处理厂桥式刮泥机安装技术[J]. 装备制造技术, 2004, 1: 63~66
- [19] 邸刚. 一种自动提耙刮泥机驱动装置的设计[J]. 煤矿机械, 2003, 8: 8~9
- [20] 杨东胜. 行车式排泥机结构若干问题探讨. <http://library.heut.edu.cn>, 1997. 3
- [21] 李洪利, 许正宏, 郭继涛. 刮吸泥机运行研究与改造. <http://library.heut.edu.cn>, 2004
- [22] 王旭宁, 孙学东, 姜红安等. 平流沉淀池运行中存在的问题及改造措施. <http://library.heut.edu.cn>, 2006. 5

[23] David G. Johnso. Programmable Controllers for Factory Automation. New York and Basel:Marcel Dekker, 1987

[24] MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION. FX-20P-E PROGRAMMING PANEL OPERATION MANUAL, 1992



