

# 分钢机的设计

## 摘要

国内轧钢车间使用的分钢机构目前大都存在一些不足,简单的对引进分钢机构进行介绍,尤其是对引进分钢机的系统工作原理及构造展开研究,把国内分钢机和引进分钢机展开对比,对比出影响当今轧钢厂生产效率的原因,从而符合国内市场变化的需求,减少分钢机钢机存在一些缺点,避免设备事故及人身安全隐患。分钢机应用在冶金行业上,是连续性生产线上重要的机械设备,分钢机构是轧钢厂的重要辅助设备,可以减少人工,从而减少费用,而且提高了效率,是我国轧钢厂实现自动化的重要一环节,分钢机的作用是将上一步的成捆的线材和型钢一个一个的分开,让后放入辊道上进行下一步的处理,从入炉辊道送进加热炉,分钢机构主要由分钢机构和行走机构两部分组成,分钢机主要实现了将钢坯分开和将钢坯移动到下一步工序的作用,分钢机应用于钢铁行业生产产生了巨大的经济效益和社会效益,发展推广潜力巨大。此次分钢机的设计,运用了很多机械方面的专业知识,如:材料力学,机械设计,机械设计指导书,机械设计手册等材料,本论文包括分钢机的分钢机构设计和行走机构设计,电机的选择,轴减速器等的选择与校核等。最终设计的分钢机,能够实现分钢的要求,保证钢坯表面不被划伤,光滑,冲击小,延长使用寿命,轴承等零件的润滑等。随着我国钢铁行业朝着自动化水平发展,分钢机的研究是非常重要的。

**关键词:** 分钢机 分钢机构 行走机构 传动装置

# The design of the dividing machine

## Abstract

Domestic steel used in steel rolling workshop are now mostly some deficiencies, simple to introduce steel mechanism is introduced, especially for introduction of steel machine working principle and structure of system study, the domestic steel machine and imported steel machine on contrast , comparing the influence the efficiency of the rolling mill production today , to meet the demand of changes, reduce steel steel machine has some shortcomings, avoid accidents and safety hidden trouble. Steel machine applied in metallurgical industry, it is continuity of the important mechanical equipment on the production line, steel institutions is an important auxiliary equipment of rolling mills , can reduce artificial, reducing costs, and improve the efficiency, is one of the most important part of the rolling mills to realize automation in our country, the role of steel machine on the step of the bundles of wire rod and steel separated one by one, into the table on the next step after processing, from the charging roller in heating furnace, points steel mechanism is mainly composed of steel walking agencies and institutions in two parts, steel machine mainly implements the separate steel billet and will move to the next working procedure of billet, steel machine used in steel industry production produced great economic and social benefits, great potential for development promotion. The steel machine design, using a lot of mechanical aspects of professional knowledge, such as: material mechanics, mechanical design, mechanical design instruction, the material such as mechanical design manual, this thesis including points of steel mill steel mechanism design and the running gear design, the choice of motor, shaft reducer, such as the selection and checking, etc. The final design of the steel mill, can achieve the requirement of steel, keep the billet surface from scratch, smooth, small impact, prolong service life, bearing and other parts of lubrication, etc. With the development of steel industry in our country towards automation level, steel machine research is very important.

**Keywords:** swage;swage dividing machine;wage dividing institutiong; waliking institution

## 目 录

1 绪论 .....	6
1.1 课题的选题背景及目的 .....	6
1.2 国内外分钢机的分析与比较 .....	6
1.2.1 国内分钢机的介绍 .....	6
1.2.2 国内分钢机的缺点 .....	8
1.2.3 国外引进分钢机系统介绍 .....	8
1.3 分钢机的发展趋势 .....	10
1.4 课题的研究方法与内容 .....	10
2 总体设计方案的选择与论证 .....	10
2.1 设计参数 .....	10
2.2 分钢机构的设计 .....	11
2.2.1 挑杆机构的设 .....	11
2.2.2 曲轴连杆机构的设计 .....	11
2.2.3 平衡重的设计 .....	12
2.3 行走机构的设计 .....	13
2.3.1 传动方案的选择 .....	13
2.3.2 车轮与轨道形式的选择 .....	14
2.3.3 车轮的支撑装置的选择 .....	15
3 行走机构主传动系统的设计 .....	17
3.1 电动机的选择与校核 .....	17

---

3.1.1 电动机的选择 .....	17
3.1.2 电动机的校核 .....	18
3.2 减速器的选择与校核 .....	20
3.2.1 减速器的选择 .....	20
3.2.2 减速器的校核 .....	21
4 分钢机构主传动系统的设计 .....	22
4.1 电动机的选择 .....	22
4.2 二减速器的选择与校核 .....	23
4.2.1 减速器的选择 .....	23
4.2.2 减速器的热功率校核 .....	24
4.3 平衡重质量的计算 .....	25
5 主要零部件的选择与校核 .....	27
5.1 轴的校核 .....	27
5.1.1 按弯扭合成应力校核轴的度 .....	27
5.1.1 确校核轴的疲劳强度 .....	29
5.2 轴承的校核 .....	32
5.3 联轴器的选择 .....	32
5.4 制动器的选择 .....	33
5.5 验算主动轮的打滑现象 .....	34
5.6 验算车轮与轨道的接触强度 .....	35
6 分钢机的润滑方式、试车与调试 .....	37

---

6.1试车与调试 .....	37
6.1.1安装的技术要求 .....	37
6.1.2使用规程 .....	37
6.2润滑方式的选择 .....	38
7分钢机的环保与经济分析 .....	39
7.1设备的环保 .....	39
7.2经济性分析 .....	39
结论 .....	40
致谢 .....	41
参考文献 .....	42

## 1 绪论

### 1.1 课题的选题背景及目的

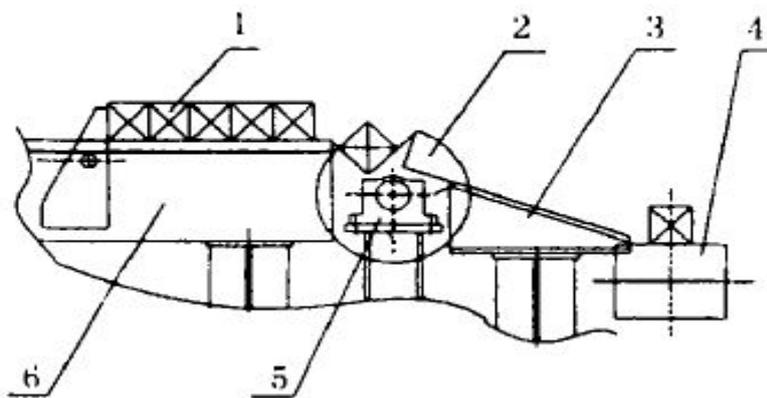
在现在飞速发展的社会里，钢铁已经成为全球广泛应用所需要的主要材料。而钢铁工业为了满足当今人们的广大需要，随着冶金行业的快速发展，及生产的自动化，以及生产线的连续性，分钢机的作用尤为重要。它主要用于坯料的横向运送，适用于各种形式的坯料。本设计分钢机用于连铸连轧生产线上，目前国内轧钢车间使用的分钢机构大都存在一些缺点，现对引进分钢机进行简单介绍，特别是对引进分钢机的系统构造及工作原理进行分析，将国内分钢机或拨钢机与引进分钢机进行比较，找出制约现代轧钢厂生产节奏的原因，以便适应国内市场需求变化，同时消除由于分钢机存在一些缺点而造成的设备事故及人身安全隐患。

分钢机的机构主要由分钢楔子、水平油缸、水平滑移件、垂直油缸、垂直滑移件和底座等部分组成。两个油缸的伸缩运动分别带动水平和垂直滑移件运动，使得分钢楔子实现上下左右的运动。分钢机用于连铸连轧生产线上，主要实现的功能是把热送辊道上由连铸来的热坯料推至存料台架上，然后分批次推至链式提升机的受料位，进而实现了存料台架上钢坯的分钢再由链式提升机提升至平台上的辊道上，继续坯料的输送。

### 1.2 国内外分钢机的分析与比较

#### 1.2.1 国内分钢机的介绍

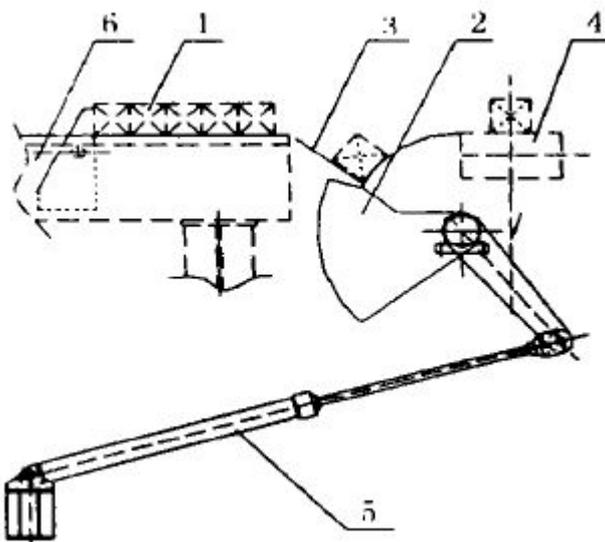
国内分钢机构如图 1 所示。其工作原理是：先通过钢坯台架的送料系统将钢坯 1 送至分钢轮上，再通过分钢轮将钢坯一支一支的分到入炉辊道上；当分钢轮速度过快时，分钢轮 2 将钢坯抛到入炉辊道 4 上，这样对辊道冲击过大，钢坯表面受损；当分钢轮速度过低时，分钢轮 2 通过斜轨 3 将钢坯推滑到入炉辊道 4 上，这样易造成钢坯表面划伤；同时由于冷热坯的混装，考虑到冷热坯的摩擦系数不同，根本无法找到合适的斜轨卸钢角度和分钢轮的分钢速度。



1—钢坯;2—分钢轮;3—斜轨;4—入炉辊道;5—轴承;6—钢坯台架

1 图国内分钢机构示意图

拔钢机构如图 2 所示,其工作原理是:先通过钢坯台架的送料系统将钢坯 1 送至拨钢轮的滑道上,再通过拨钢轮将钢坯台架上的钢坯一支一支的拨到入炉辊道上;此机构最大的缺点是极易造成钢坯表面划伤。



1—钢坯;2—拨钢轮;3—斜轨;4—入炉辊道;5—液压缸;6—钢坯台架

图 2 国内拨钢机示意图

### 1.2.2 国内分钢机的缺点

目前国内一些轧钢车间使用的分钢或拨钢机构与国外分钢机构相比大都存在如下缺点:

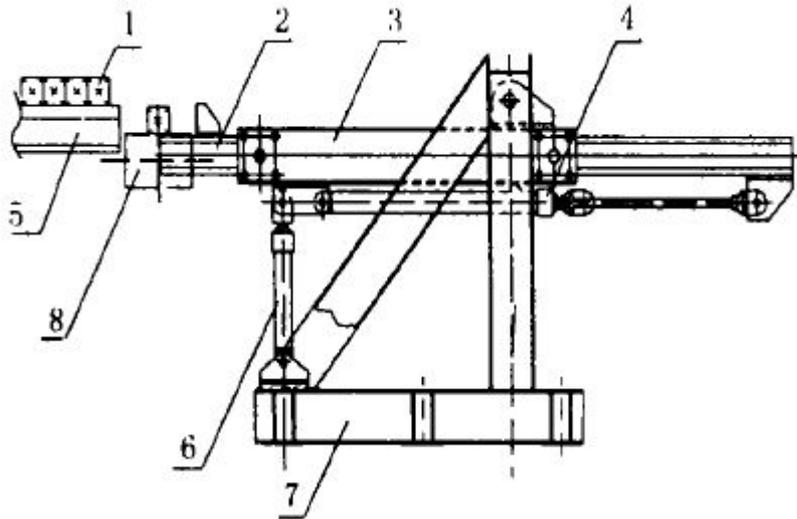
- 1) 在分钢的过程中钢坯对设备的冲击力过大,特别是对入炉辊道冲击大,降低了辊道及辊子轴承的使用寿命,且在运行过程中容易造成钢坯卡阻在斜轨上,导致设备事故和人身安全隐患。
- 2) 钢坯下滑的滑道角度不容易掌握,角度过大钢坯容易对设备造成冲击,角度过小钢坯难以下滑到入炉辊道上。
- 3) 无法实现自动控制。
- 4) 在分钢过程中容易造成钢坯表面划伤,很难保证成品表面质量。对图 1、图 2、图 3 与图 4 比较可以看出上述缺点。近年来国外和国内一些引进项目普遍选用液压钢坯分钢(引进钢坯分钢机)型式,它通过轻取轻放的方式把钢坯从钢坯台架上轻轻取下,然后轻轻放在入炉辊道上送入加热炉加热。

### 1.2.3 国外引进分钢机系统介绍

- 1) 引进液压钢坯分钢机都是由固定车体、摆动车体、授料臂、液压缸、复合轴承和电气自动检测元件等组成。固定车体安装固定在设备基础上,活动车体可以在固定车体上移动或摆动。图 3 比较适用于钢坯台架标高与入炉辊道辊面标高高低差较小者。图 4 比较适用于钢坯台架标高与入炉辊道辊面标高高低差较大者。图 3 在升降液压缸 6 的作用下,摆动车体 3 可以绕固定车体 7 的支点“0”摆动。图 4 在升降液压缸 6 的作用下,活动车体 4 上的复合轴承可以沿固定车体 7 的导向槽上下运动。授料臂 2 在水平液压缸 3
- 2) 润滑效果好,轴承寿命提高。自动控制能保证供脂周期短、润滑频度高、供脂连续性好,全部润滑点都能得到充分润滑,系统具有的保压功能还能起到一定密封作用,可防止水淋状态下润滑点零部件受到腐蚀,大大降低轴承磨损及热疲劳损伤,轴承使用寿命可提高 30%以上。
- 3) 操作简便,维修方便,使用成本低。系统中主管道只有一根,支线管道长度不超过 4m,配管简单紧凑,安装精度要求不高,投资费用少且维修方便;供脂量系按各个润滑点实用耗脂量进行设计预定,加上自动控制,使供脂量恰到好处满足需要,无多余脂浪费;操作简便,只需监视一级分配器动作即可实现全系统监视;系统运行良好,使设备备件费用与维修人工费用每年减少 50 多万元。

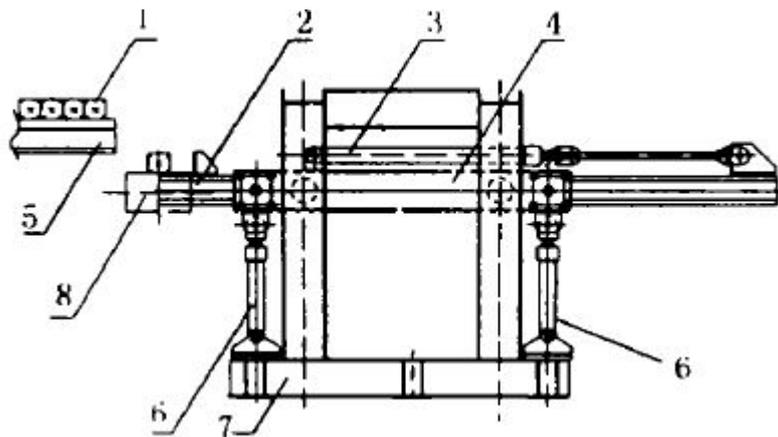
4) 连铸机作业率提高, 铸坯表面质量提高。润滑系统保持正常运行, 使连铸机未出现因润滑不良造成的停产情况, 连铸机作业率提高到 93% 以上, 铸坯一次合格率相应提高, 已极少出现外弧面划伤现象, 后续精整工作量大为减少。

5) 改变了环境污染状况。定时定量供脂, 润滑脂得到有效利用, 无多余润滑脂排入周围环境中, 工作环境得到改善。本润滑系统的缺点是使用压力高, 需要相关管道与元器件耐压强度高, 并要求有适当高压防漏及防爆安全措施。



1—钢坯; 2—授料臂; 3—摆动车体; 4—水平液压缸; 5—钢坯台架; 6—升降液压缸; 7—固定车体; 8—入炉辊道

图 3 引进分钢机示意图 I



1—钢坯; 2—授料臂; 3—水平液压缸; 4—活动车体; 5—钢坯台架; 6—升降液压缸; 7—固定车体; 8—入炉辊道

图 4 引进分钢机示意图 II

### 1.3 分钢机的发展趋势

由于复杂的现场工况要实现高速生产线上棒材的自动分离分钢机构需要满足以下要求：

(1) 在不影响正常生产节奏前提下能够对链床上堆叠的棒材实现快速、准确地自动分钢；

(2) 分钢精度要高，分钢过程中需要计算出正确的分钢位置，并按照前后捆棒材间的分离位置确定分钢轨迹；(3) 整个自动分钢过程中保证整个架构的稳定性、快速性和连贯性。

目前我国轧钢车间的上料系统中都设有分钢机构，该分钢机主要是把钢坯台架上的钢坯一支一支地分开，然后放在炉前的入炉辊道上，通过入炉辊道送至加热炉加热。钢坯分钢机构运行的好坏直接影响轧钢厂的产量及成品的质量。未来分钢机的发展要具有以下要求：

- 1) 在分钢的过程中钢坯对设备无冲击力。
- 2) 易实现自动控制。
- 3) 与生产节奏相匹配，满足轧钢要求。
- 4) 能够保证钢坯表面不被划伤，保证钢坯表面质量。

### 1.4 课题的研究方法与内容

首先绪论及设计方案的确定与论证；

然后进行分钢机构系统的设计；

进行行走机构系统设计；

进行主要零部件的设计与校核，包括轴，轴承的校核，联轴器的选择，制动器的选择，车轮的接触强度与打滑现象的验算等；

最后进行绘图；

## 2 总体设计方案的选择与论证

### 2.1 设计参数

每捆型钢的重量：10 吨；

分刚机挑杆频率：18 次/分；

分刚机行走速度：28.7m/min；

分钢机总的行程：4.9m；

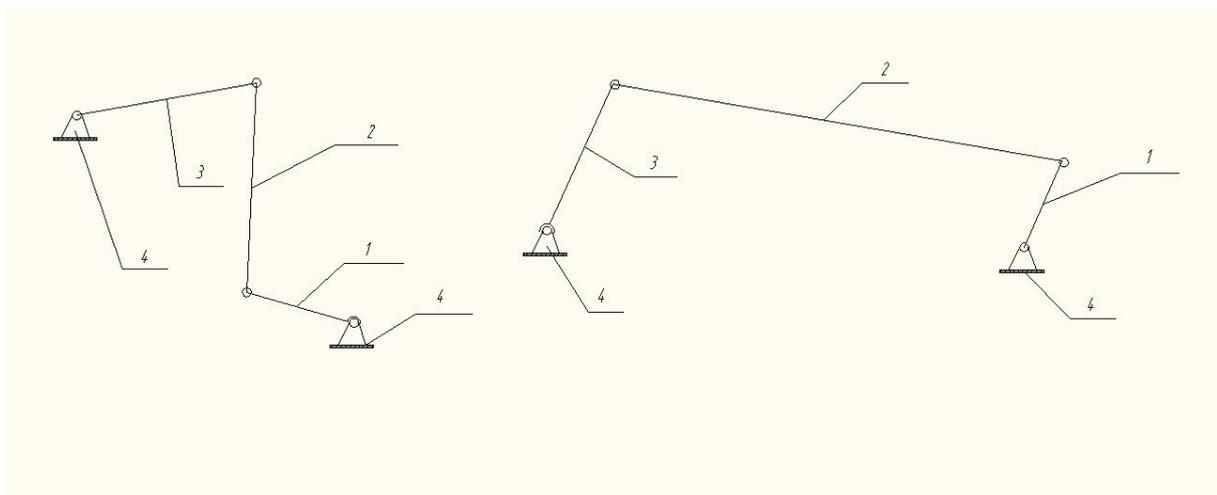
轨道宽度：5400mm.

### 2.2 分钢机构的设计

#### 2.2.1 挑杆机构的设计

挑杆机构在分钢机构中的主要作用是放在分钢机台架上型钢或线材逐步一根根的分开，让型钢平整的、一根一根运送到入炉辊道上。

要实现挑杆机构的功能，必须将电动机主轴的转动转变为挑杆机构挑杆绕支架 4 的上下运动，依据之前学过的机械原理连杆机构的知识，四连杆机构较为简单(即双摇杆机构)。与此同时，为了确保能将一根根很长的型钢顶起并水平的向前运动，为了实现上述功能采用多个挑杆机构并列的形式，本设计采用 4 个，其机构简图如图 2.1 所示。



1. 拐臂 2. 分钢机连杆 3. 分钢机挑杆 4. 支架

1. 曲轴 2. 曲轴连杆 3. 拐臂 4 支架

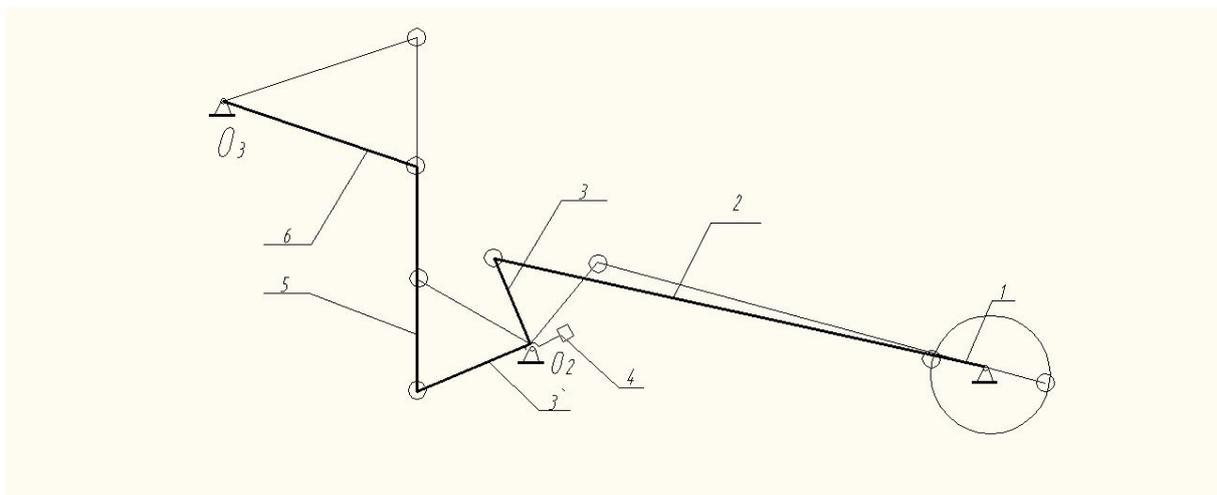
图 2.1 挑杆机构简图

2.2 曲轴连杆机构简图

## 2.2.2 曲轴连杆机构的设计

为了四个挑杆机构能够得到更好、更均匀的动力，因此设计了一个曲轴连杆机构来给同一套动力系统的四个相同并行挑杆机构提供动能，让四个挑杆机构同时具有相同的运动轨迹相同和运动频率 18 次/分，机构简图如下图 2.2 所示。

曲柄连杆机构和挑杆机构组合成一个系统就既分钢机构，当分钢机挑杆运动到最高位置时的机构简图用细实线表示，当分钢机挑杆在最低位置时的机构简图用粗实线表示，其机构简图如下图 2.3 所示。



1 曲轴 2. 曲连接杆 3. 拐臂 4. 平衡重 5, 分钢机连杆 6 分钢机挑杆 7. 支架

图 2.3 分钢机构简图

## 2.2.3 平衡重的设计

### 1. 平衡重的作用

平衡重的作用主要是平衡掉曲柄连杆和分刚机挑杆机构自身重量对于主传动轴的力矩，让分刚机构不对电动机造成无用功率消耗，提高了电机的效率，减少经济损失，高能高效，平衡重在分刚机构中还能起缓冲作用，在进行分刚过程中型钢对分刚机电动机的较大的尖峰动载荷对电动机的影响很大，平衡重可以更好的保护电动机。

### 2. 平衡重的重量和位置选择

依据平衡重起的作用来对平衡重的位置进行选择，如上图 2-3 所示(在  $O_2$  处)，分钢机挑杆机构和曲轴连杆机构的自身重量对  $O_2$  点的力矩就可以相互平衡掉一些，进而减小平衡重的重量。平衡重重量的确定见下一章。

## 2.3 行走机构的设计

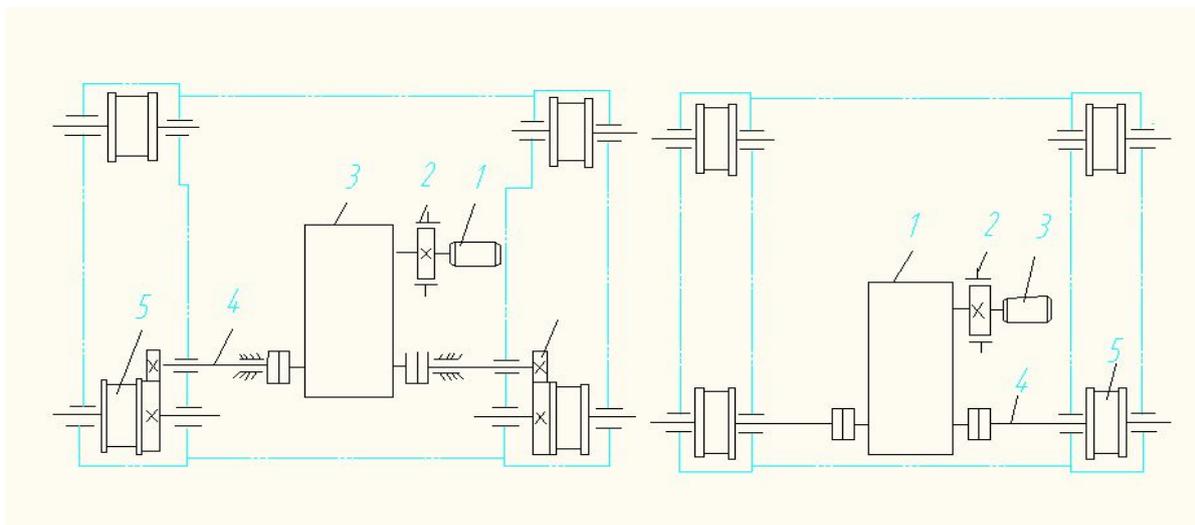
### 2.3.1 传动方案的选择

行走机构可以由电动机来驱动，由于电动机的设备成本较低，而且对环境的要求也不高，所以在本次分钢机的设计中采用电动机来驱动。

行走机构可以分为集中驱动和分别驱动两种方式。

#### 1. 集中驱动

当行走机构的驱动功率轨道距离和轨道距离都较小时，为了能让制造成本降低，通常选择集中驱动，如下图 2.4 所示。由电动机 1 通过减速器 3 以及两对开式齿轮 6，集中驱动两边的主动车轮 5。使整个车体走行。在这种传动方案中，采用了开式传动的齿轮 6，它被直接裸露在工厂恶劣的环境中，环境较差，容易产生磨损腐蚀。下图 2.6 为采用集中传动方案，它是由闭式传动齿轮的集中传动，进而齿轮的工作条件得到改善，由于传动轴 4 的转速较低，进而传递的扭矩较大，所以应当略增加传动轴 4 的尺寸。



1 电动机 2. 制动器 3 减速器 4. 传动轴

5 主动车轮 6. 开式传动的齿轮

(具有两对开式传动齿轮)

图 2.4 集中驱动行走机构

1 电动机 2. 制动器 3 减速器 4. 传动轴

5 主动车轮

(全部采用闭式齿轮传动)

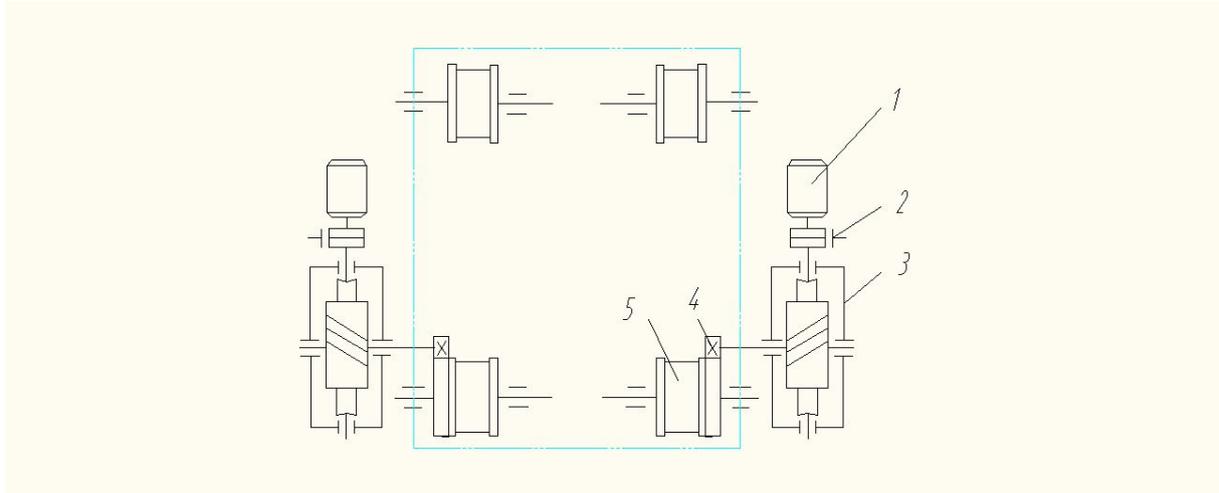
图 2.5 集中驱动行走机构

#### 2. 分别驱动

在大型机械设备中，由于行走机构的驱动功率和两轨道间的轨道距离都比较大，只用一台电动机驱动很困难，所以经常采取分别驱动的形式，如下图 2.6 所示。由两台电

动机驱动。

1 各自经过涡轮蜗杆减速器 3 及开式传动的开式齿轮 4，分别驱动两边的主动车轮 5，使整个在主动车轮的推动下车体行走。



1. 电动机 2. 制动器 3. 蜗轮蜗杆减速器 4. 齿轮 5. 主动车轮

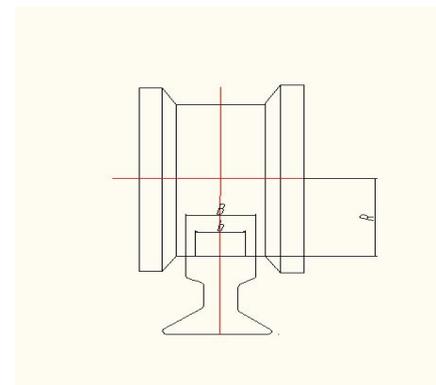
(具有两对开式传动齿轮)

图 2.6 分别驱动的行走机构 [4]

因为分钢机行走时轨到距离和走行机构的功率都不大，所以采用集中驱动，又因为分钢机的工作环境相对很差，两对开式传动齿轮的行走机构容易出现磨损较快，不利于工厂生产，因此行走机构应采用全部闭式齿轮传动的集中驱动。

### 2.3.2 车轮与轨道形式的选择

有轨的行走机构上使用的车轮可按车轮的形状分为圆锥形和圆柱形车轮，按车轮的侧缘可分为单侧缘车轮和双侧缘车轮两种，对于大型的行走机构，当轨距很宽时，为了避免整台机器沿轨道走行时发生倾斜，在集中驱动的行走机构中，其主动轮通常采用单侧缘圆锥形滚动面的车轮，轨道则选用凸顶钢轨。在此轨距不是很宽，不容易歪斜所以分钢机行走机构的主



B. 轨顶宽度 b. 轨顶工作宽度

R 车轮

圆柱形车轮和平顶钢轨 2.7

从动车和主动轮均采用双侧缘圆柱形车轮，轨道则采用类似铁路轨道的平顶钢轨，其构造如上图 2.7 所示。

为了弥补行走机构车轮间距和安装的误差, 双侧缘车轮的宽度应比轨顶宽度  $B$  大 10 到 20 毫米左右。

### 2.3.3 车轮的支撑装置的选择

车轮可以分为车轮装在转轴和车轮装在心轴上上两种结构的支撑形式。

#### 1. 车轮装在心轴上

如图 2.8, 2.9 所示, 滚动轴承装在车轮里, 心轴通过支撑装置和键相连, 不随车轮转动, 而车轮通过心轴与轴承相连, 可相对于心轴做自由转动。当主动车轮采用这种连接形式时, 驱动力矩由齿轮传递给主动车轮。

如图下两图主动轮装在心轴上的传动方案中, 两对开式齿轮处在相对恶劣的环境中, 工作环境也相对较差, 齿轮很容易磨损, 缩短使用寿命。

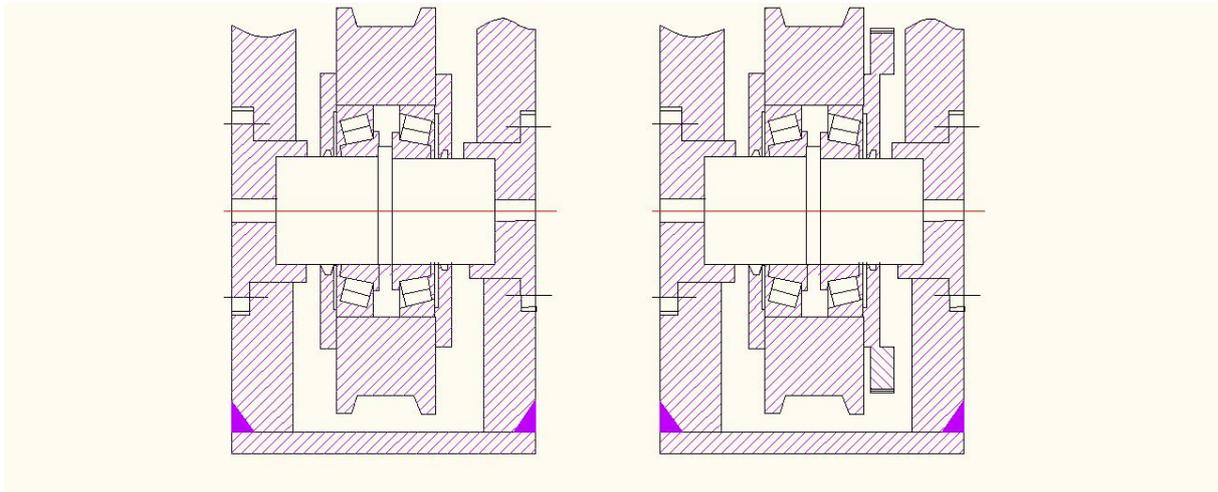


图 2.8 车轮装载心轴上 (从动轮)    图 2.9 车轮装载心轴上 (主动轮)

#### 2. 车轮装在转轴上

如下图 2.10 所示, 车轮与轴一起旋转, 轴承装在车架上, 当主动车轮采用这种传动形式时, 驱动力矩由联轴器传递给主动车轮。

如下图 2.11 所示, 为车轮装在转轴上的主动轮的传动方案, 在这种传动方案中, 可以采用全部闭式齿轮来传动, 这种支撑形式维护简单, 拆装也比较方便。

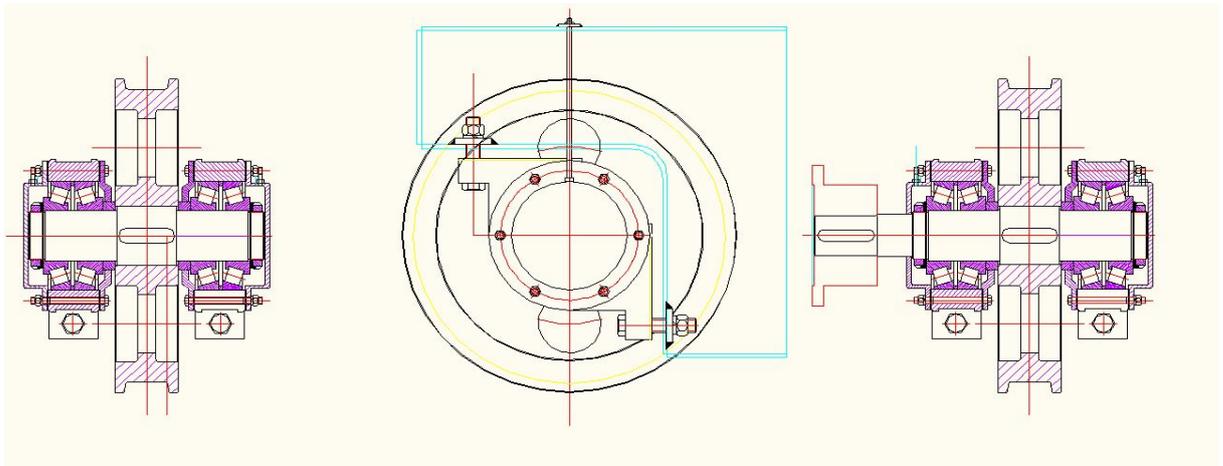


图 2.10 车轮装载转轴上 (从动轮) [4]

图 2.11 车轮装载转轴上 (主动轮) [4]

通过以上的条件的分析比较，采用车轮装在转轴上这种支撑形式比较合理，所以这次分钢机车轮支撑装置采用车轮装在转轴上这种支撑形式，便于维修，拆装方便。

### 3 行走机构主传动系统的设计

行走机构的设计主要包括:行走机构电动机的选择与校核、减速器选择与校核。

已知: 总质量  $m=19379.7\text{kg}$ ; 一整捆型钢的质量  $=m'=1\times 10^4\text{kg}$ 。

#### 3.1 电动机的选择与校核

##### 3.1.1 电动机的选择

1. 当分钢机满载运行时所承受的总的重量

$$G=(m+m')g=(19379.7+1\times 10^4)g=293797\text{ (N)}$$

式中  $g$ ——重力加速度, 取  $g=10\text{m/s}^2$ ;

依据分钢机的车轮直径  $D=0.7\text{ m}$  和走行速度  $v=28.7\text{m/min}$  可计算出主动轮的转速

$$n=\frac{v}{\pi\cdot D}=\frac{28.7}{3.14\times 0.7}=13.06\text{(r/min)}$$

(1) 车轮走行时的摩擦力矩  $M_{\text{摩}}$

如下图 3.1 所示, 车轮走行时的摩擦力矩  $M_{\text{摩}}$  主要由轨面与车轮之间的滚动摩擦力矩、轴承与轴间的摩擦力矩和轨道侧面与车轮轮缘间摩擦的摩擦力矩, 即

$$M_{\text{摩}}=(K+u\cdot r)\cdot G_{\text{总}}\cdot\beta \tag{3.1}$$

式中  $K$ ——车轮与轨面间的摩擦系数

(m), 查阅文献[表 4-12]得,

$$K=0.008;$$

$u$ ——车轮轴承处的摩擦系数, 查阅文献

[4, 表 4-4]得  $u=0.02$ ;

$r$ ——主动车轮的半径,  $r=0.7\text{ m}$ , 由

轨道宽  $B=5400\text{ mm}$  和主动车轴与被

动车轮的轴间距离  $L=3400\text{ mm}$ ,

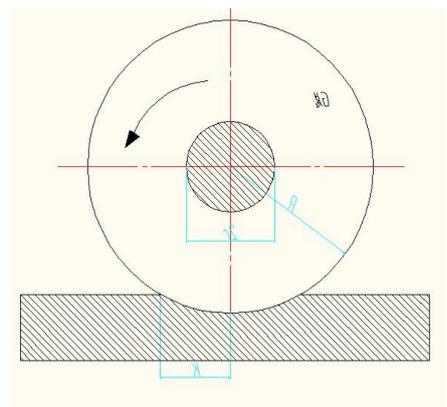


图 3.1 车轮滚动时摩擦力矩计算

可查阅文献[4, 表 4-11], 利用插值法得  $\beta=2.06$ 。将上述计算数据带入公式

(3.1), 可得

$$M_{摩} = (0.008 + 0.2 \times 0.7) \times 293797 \times 2.06 = 13398.2(N.m)$$

(2) 电动机的静功率  $P_{静}$

$$P_{静} = \frac{1.33.n.M_{摩}}{9550.\eta} = \frac{1.33 \times 13.06 \times 13398.2}{9550 \times 0.83} = 29.4(KW)$$

式中  $\eta$ ——行走机构的总效率

$$\eta = \eta_{联}^5 . \eta_{减} . \eta_{轴承}^4 = 0.99^5 \times 0.95 \times 0.98^4 = 0.83$$

式中  $\eta_{联}$ ——齿轮联轴器的效率， $\eta_{联} = 0.99$ ；

$\eta_{减}$ ——减速器的效率， $\eta_{减} = 0.95$ ；

$\eta_{轴承}$ ——圆锥辊子轴承的效率， $\eta_{轴承} = 0.98$ 。

Y 系列电动机具有高效节能、性能优良、起动转矩很大、噪音低、可靠性高、振动频率小、安装尺寸和功率等级符合 IEC 标准，它也适用于机械的运输，因此选择 Y 系列电机对分钢机行走机构进行驱动电机，根据  $P_{静} = 29.4$ （KW）选择的电动机的型号为 Y 250M-8 的三相交流异步电机，因为电动机的功率大于 4KW，所以它的采用  $\Delta$  接法。

Y 250M-8 三相交流异步电机的基本参数如下表 3.1 所示：

表 3.1 Y 250M -8交流三相异步电动机满载时的参数

型号	额定功率 (KW)	转速 (r/min)	电流 A (380V)	效率 (%)	功率 因数	转动惯量 (kgm <sup>2</sup> )	质量 (kg)
Y 250M-8	30	740	63.0	90.5	0.80	0.834	405

### 3.1 2电动机的校核

因为分钢机最大的起动力矩  $M_{起}$  发生在分钢机刚刚起动向前或向后倒退时，而电动机的功率是依据分钢机行走时的静力矩来选择的，所以应验算电动机在分钢机刚刚启动时的功率是否满足条件。

分钢机起动或停止时的惯性力矩  $M_{惯}$  和摩擦力矩  $M_{摩}$  是由车轮滚动时的起动力矩  $M_{起}$  克服的。

#### 1. 车轮滚动时的摩擦力矩 $M_{摩}$

上页电动机选择时求出： $M_{摩}=13398.2$  (N. m)

2 惯性力矩  $M_{惯}$

$M_{惯}$  分为两部分：传动机构的旋转零件惯性力矩  $M_{1惯}$  和分钢机构作加速直线运动时的惯性力矩  $M_{2惯}$ 。计算如下

$$M_{1惯} = (1.15 \sim 1.25) \frac{G_0 D_0^2 \cdot n_0}{375 \cdot t_{起}} \quad (3.2)$$

式中  $G_0 D_0^2$ ——分钢机行走机构旋转零件折算到电动机轴上的轮矩，旋转的构件包括：一个电机转子、两个主动车轮、五个联轴器。

$$\begin{aligned} G_0 D_0^2 &= G_{电} D_{电}^2 + G_{联} D_{联}^2 + G_{轮} D_{轮}^2 = 0.834 + 5 \times 1.25 + 2 \times 18.58 \\ &= 44.24 \text{ (kg/m}^2\text{)} \end{aligned}$$

$n_0$ ——行走机构电机的转速， $n_0=740\text{r/min}$ ；

$t_{起}$ ——起动时间，一般取  $t_{起}=2 \sim 4$  s，在这里取  $t_{起}=3\text{s}$ 。

将上述数据代入公式 (3.2)，得

$$\begin{aligned} M_{1惯} &= 1.25 \times \frac{44.24 \times 740}{375 \times 3} = 36.35 \text{ (N. M)} \\ M_{2惯} &= F_{惯} \cdot R = \frac{G_{总} \cdot R \cdot a}{g} \quad (3.3) \end{aligned}$$

式中  $F_{惯}$ ——分钢机作加速直线运动时的惯性力 (N)；

$G_{总}$ ——分刚机构总的质量， $G_{总}=293797\text{N}$

$g$ ——重力加速度，取  $g=10\text{m/s}^2$ ；

$v$ ——分钢机运行的速度， $v=28.7\text{m/min}$ ；

$a$ ——分钢机起动时的直线运动加速度 ( $\text{m/s}^2$ )。

$$a = \frac{v}{60 t_{起}} = \frac{28.7}{60 \times 3} = 0.1594 \text{ (m/s}^2\text{)}$$

将上述数据代入公式 (3.3)，得

$$M_{2惯} = \frac{293797 \times 350 \times 10^{-3} \times 0.1594}{9.8} = 1649.3 \text{ (N.m)}$$

由文献[4, 式 4-13]可知起动力矩  $M_{起}$  为

$$M_{惯} = M_{1惯} + M_{2惯} = M_{1惯} + \frac{M_{2惯}}{i \cdot \eta} = 36.35 + \frac{1649.3}{55.97 + 0.83} = 65.3(N.m)$$

式中  $i$  和  $\eta$  分别为分钢机行走机构的总传动比及效率。

由文献[4, 式 4-13]可知起动力矩  $M_{起}$  为

$$M_{起} = 1.33 \cdot (\frac{M_{摩}}{i \cdot \eta} + M_{惯}) = 1.33 \times (\frac{13398.2}{55.97 \times 0.83} + 65.3) = 370.4(N.m)$$

Y 250M-8 交流三相异步电动机输出的驱动力矩为

$$M_{驱} = \frac{9550P_0}{n_{电}} = \frac{9550 \times 30}{740} = 387.2 \geq M_{起} = 370.4N.m$$

故所选电动机合格。

### 3 2 减速器的选择与校核

#### 3 2.1 减速器的选择

减速器的行走机构的采用电机驱动，电机转速为  $n_{电} 740 \text{ r/min}$ ，车轮的转速为  $13.2 \text{ r/min}$  传动比  $i=55.97$ ；电动机额定功率等于  $p_0=30\text{KW}$ 。

根据与分钢机构减速器相同的计算公式方法可得出计算出功率  $p_m=45\text{KW}$ ，选择出电动的型号是 ZSY 315，它的参数见下表 3.2。

表 3 2 减速器的基本参数

公称传动比	输入公称转速	输出公称转速	规格（中心距）	公称输入功率
$i$	$n_1 \text{ (r/min)}$	$n_2 \text{ (r/min)}$	$a \text{ (mm)}$	$P_1 \text{ (KW)}$
56	750	15	315	58

当  $n_1=740\text{r/min}$  时，折算公称功率  $P_1$  等于

$$P_1 = 58 \times \frac{740}{750} = 57.2(\text{KW})$$

满足  $P_m = 45 \leq P_1 = 57.2 \text{ (KW)}$

可选用 ZSY 315 减速器。

### 3.2.2 减速器的校核

校核热功率  $P_{2t}$  能否通过，要计算系数  $f_1, f_2, f_3$ ，应符合条件：

$$P_{2t} = p_2 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \leq p_{G1} \quad (3.4)$$

式中  $p_2$  —— 减速器的实际输入功率 (KW)；

$$P_2 = P_0 \cdot \eta_{\text{联}} = 30 \times 0.99 = 29.7 \text{ (KW)}$$

$P_0$  —— 行走机构电机的功率 (KW),  $P_0 = 30 \text{ KW}$ ；

$\eta_{\text{联}}$  —— 齿轮联轴器的效率，一齿轮联轴器的效率， $\eta_{\text{联}} = 0.99$ ；

查于文献[5 表 25.1-27]、[5, 表 25.1-28]和[5, 表 25.1-29]得

$f_1 = 1.35$  (最高环境温度  $t = 38^\circ\text{C}$ )；

$f_2 = 1$  (每日工作 24 小时)；

$f_3 = 1.175$  ( $P_2/P_1 = 30/57.2 = 0.519 = 51.9\%$ )。

将上述计算数值代入公式(3.4)，得

$$P_{2t} = 29.7 \times 1.35 \times 1 \times 1.175 = 47.1 \text{ (KW)}$$

应为没有冷却装置，查阅读文献[5, 表 25.1-21]得到:ZSY 315 减速器的热功率

$$P_{G1} = 116 \geq P_{2t} = 47.1 \text{ (KW)}$$

所以热功率也合格，可以选择 ZSY315 减速器。它的型号是 ZSY 315-56-II。

因为所选减速器的开始计算时所选择传动比和公称的传动比相差不多，所以电动机不必要重新选择计算，完全符合。

## 4分钢机构主传动系统的设计

分钢机构的设计计主要包括:挑杆机构的设计、曲轴连扫机构的设计,平衡重的设计,电动机的选择,减速器的选择与校核等。

其中已知:分钢机挑杆频率  $f=18$  次/分;每捆型钢的重量  $m=1\times 10^4$  kg。

### 4.1电动机的选择

在选择电动机的功率时,应考虑到载荷最大的的情况:把 10 吨重的钢捆全部放在分钢机的挑杆上,来进行电机的功率的选择,由于分钢机正常工作时所挑起的型钢数量为 一根,重量远远小于 10 吨,所以在选择电动机功率时将不在考虑选取安全系数。

电动机起动时的静阻力矩  $M_{阻}$  为

$$M_{阻} = \frac{m' \cdot g' a_3}{i \cdot \eta} \quad (4.1)$$

式中  $m'$  —— 每捆型钢的重量 (KG);

$g$  —— 重力加速度 ( $m/s^2$ ) ,  $g=10m/s^2$  ;

$a_3$  —— 分钢机挑杆上所受的力到主动轴 O2 的距离 (m),  $a_3 = 0.4m$ ;

$i$  —— 初选电动机转速为 750r/min 时的分钢机总传动比

$$i = \frac{750}{f} = \frac{750}{18} = 41.67$$

$\eta$  —— 传动机构的总效率

$$\eta = \eta_{联}^4 \cdot \eta_{减} \cdot \eta_{轴承}^4 = 0.99^5 \times 0.95 \times 0.98^4 = 0.84$$

式中  $\eta_{联}$  —— 齿轮联轴器的效率,  $\eta_{联} = 0.99$

$\eta_{减}$  —— 减速器的效率,  $\eta_{减} = 0.95$

$\eta_{轴承}$  —— 圆锥辊子轴承的效率,  $\eta_{轴承} = 0.98$ 。

将上述计算数值带人公式 (4.1), 得

$$M_{阻} = \frac{1 \times 10^3 \times 10 \times 0.4}{41.67 \times 0.84} = 1142.7(N.m)$$

初选电动机的同步转速  $n=750$  r/min, 其功率  $p_{电}$  为

$$p_{电} = \frac{M_{阻} \cdot n}{9550} = \frac{1142.7 \times 750}{9550} = 89.7(KW)$$

电动机选择 Y 系列, Y 315M2-8 型号的三相交流异步电动机, 其基本参数如下表 4.1 所示。因为电动机的初选同步转速与转速几乎相同, 所以电动机没有必要重新选择。

表 4.1 Y 315M2-8 交流三相异步电动机满载时的参数

型号	额定功率 (KW)	转速 r/min	电流 A (380V)	效率 (%)	功率 因数	转动惯量 (kg·m <sup>2</sup> )	质量 (Kg)
Y 315M2-8	90	740	179	93	0.82	7.03	1230

## 4 2 二减速器的选择与校核

### 4 2.1 减速器的选择

减速器驱动采用电动机, 传动比  $i=41.67$ , 电动机转速  $n_{电}=740$  r/min, 电动机的额定功率为  $P_0=90$ Kw, 每天工作 24 小时, 工作环境最高气温为  $t=38^{\circ}C$ , 轧钢厂厂房比较大, 通风冷却良好, 才可以用油池润滑。

依据减速器机械强度功率表选取。通常条件下要计算工作的情况系数  $K_A$ , 特殊情况下需要考虑安全系数。根据文献[5, 表 23. 2-24], 分钢机行走机构承受中等冲击的载荷, 查找文献[5, 表 25. 1-26],  $K_A=1.5$ , 计算功率  $P_m$  为:

$$P_m = K_a \cdot P_0 = 1.5 \times 90 = 135 (KW)$$

要求  $P_m \leq P_1$ 。

依据传动比  $i=41.67$ , 转速  $m=740$ r/min, 转速接近公称转速 750 r/min,  $P_m=135$ KW 按文献[5, 表 25. 1-24]选择减这器, 得其型号为: ZSY 315。

当  $n_1=740$ r/min, 折算公称功率  $P_1$  为

$$P_1 = 155 \times \frac{740}{750} = 152.9 \text{KW}$$

满足

$$P_m = 135 \leq P_1 = 152.9 \text{ (KW)}$$

故可选用 ZSY 400 减速器，其基本性能参数如表 4.2 所示。

表 4.2 ZSY400 减速器的性能参数

公称 传动比 i	输入公称 转速 $n_1$ (r/min)	输入公称转 速 $n_2$ (r/min)	规格 (中心距) (mm)	公称输入 功率 $P_1$ (KW)
40	750	19	400	155

#### 4.2.2 减速器的热功率校核

校核减速器主要是校核热功率是否合格，校核热功率  $P_{2t}$  能否通过，要计入系  $f_1, f_2, f_3$ ，应满足：

$$P_{2t} = p_2 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \leq P_{G1} \tag{4.2}$$

式中  $P_2$  —— 减速器的实际输入功率 (KW)；

$$P_2 = p_0 \cdot \eta_{\text{联}} = 90 \times 0.99 = 89.1 \text{ (KW)}$$

$\eta_{\text{联}}$  —— 齿轮联轴器的效率， $\eta_{\text{联}} = 0.99$ ；

$P_0$  —— 分钢机构电动机的功率 (KW)  $P_0 = 90 \text{ KW}$ ；

$f_1$  —— 环境温度系数，最高环境温度  $t = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ ，查找文献[5, 表 25.1-27]

可知  $f_1 = 1.35$ ；

$f_2$  —— 载荷率系数，分钢机每天工作 24 小时，查找文献[5, 表 25.1-28]

可知  $f_2 = 1$

$f_3$  —— 减速器公称功率利用系数，由  $p_2 / p_1 = 89.1 / 152.9 = 58.3\%$ ，

查找文献[5, 表 25. 1-29], 得  $f_3=1.105$ 。

将上述查阅的数值代入上公式 (4. 2), 得

$$P_{2t}=89.1 \times 1.35 \times 1 \times 1.105=132.9 \text{ (KW)}$$

由于没有冷却措施, 查文献[5, 表 25. 1-21] 得: ZSY 400 减速器热功率

$$P_{G1}=190 \geq P_{2t}=132.9 \text{ (KW)}$$

选用 ZSY 400 减速器的热功率合格。所选减速器的具体型号 ZSY 400—40—I 。

由于所选择的开始计算时所选择的传动比和减速器的公称传动比数值接近, 差别不大, 所以选择的电动机不必重新设计选择。

### 4.3 平衡重质量的计算

为了较精确的确定平衡的重量, 把分钢机挑杆上升高度均匀的分成三段, 即最高、中间、最低三个位置, 然后分别计算分钢机挑杆在这三个位置时平衡重的质量, 然后求出平均值, 可得到比较准确的平衡重质量。

所需要的计算数据下表 4.3 和表 4.4 所示。

表 4.3 各构件重心到  $O_2$  点的水平距离

第 i 杆 (或构件) 重心到 $O_2$ 点的水平距离	$a_2$	$a_2$	$a_2$	$a_2$	$a_2$
挑杆在最高位置 (mm)	885.8	87	173.2	330	330
挑杆在中心位置 (mm)	700	0	190	378	378
挑杆在最低位置 (mm)	631.3	73.3	173.2	330	330

表 4.4 各构件的长度和所受重力

第 i 杆 (或构件)	1	2	3	4	5	6
长度 $L_i$ (mm)	150	1400	300	380	800	600
重力 $G_i$ (N)	1170.1	1090.7	362.6	458.6	1244.6	1705.

参考分钢机的机构简图 2.3，当分钢机挑杆处于最高位置时，对  $O_2$  点取矩有：

$$(F_{65} + G_5) \cdot a_5 + G_3' \cdot a_3' - G_3 \cdot a_3 - G_2 \cdot a_2 - G_4 \cdot a_4 = 0 \quad (4.3)$$

式中  $F_{65}$  —— 分钢机挑杆 6 给分钢机连杆 5 的力 (N)，大小为：

$$F_{65} = \frac{1}{2} m_6 \cdot g = \frac{1}{2} \times 174 \times 9.8 = 852.6(N)$$

$G_i$  —— 第  $i$  个构件的所受的重力 (N)；

$a_i$  —— 第  $i$  个构件的重心到  $O_2$  点的距离 (mm)。

将上述数值代入公式(4.3)，得

$$(852.5 + 1244.6) \times 330 + 458.6 \times 173.2 - 362.6 \times 87 - 1090.7 \times 885.8 - G_4 a_4 = 0$$

得；

$$G_4 a_4 = 2088326.1 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

同理可求出分钢机挑杆处于中间位置时的  $G_4 a_4 = 2756014.8 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$

分钢机挑杆处于最低位置时的  $G_4 a_4 = 2503780.4 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$

取  $L_4 = 380$  和在平衡重的联杆与水平位置成  $\theta = 30^\circ$  时分钢机挑杆处于最低位置时，计算出平衡重的质量为  $m_4$  为

$$m_4 = \frac{\sum G_4 a_4}{g \cdot L_4 \cdot \cos \theta} = \frac{2088326.1 + 2756014.8 + 2503780.4}{9.8 \times 380 \times \cos 30^\circ} = 759.47(kg)$$

## 5 主要零部件的选择与校核

零部件的选定和校核主要有：轴的校核、轴承的校核、联轴器的选择、制动器的选择、验算打滑和验算车轮的接触强度等。

### 5.1 轴的校核

其中已知车轮的受力情况为： $F_R = \frac{1}{4} G_{\text{总}} = \frac{1}{4} \times 293797 = 73449.25\text{N}$ ；  $F_a = 0$

$$F_r = 9757.5 \text{ N}; \quad T = 9757500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

因为主动车轮轴是非常关键的零件，且受力复杂，所以选择该轴来校核。首先依据装配图 5.1 与轴的结构作出轴的载荷分布简图。然后确定轴承的支点，将支点简化在在两个轴承的中心。根据轴的计算简图作出轴的载荷分布图，如下图 5.2。

从轴的结构图和弯矩图及扭矩图中可以推算出截面 F 危险截面。现在计算截面 F 处的  $M_v$ 、 $M_H$ 、 $M$  和  $T$  值如下表 5.1 所示。

表 5.1 轴的计算数据

载荷	垂直面 V	水平面 H
支反力 F	$F_{NV1} = -35990.2\text{N}; F_{NV1} = -4716.1\text{N}$	$F_{NH1} = 35990.2\text{N}; F_{NH1} = 4716.1\text{N}$
弯矩 M	$M_v = -5956378.1\text{N} \cdot \text{mm}$	$M_H = 780514.6\text{N} \cdot \text{mm}$
总弯矩	$M = \sqrt{M_v^2 + M_H^2} = \sqrt{(-5956378.1)^2 + 780514.6^2} = 6007299.2\text{N} \cdot \text{mm}$	
扭矩	$T = -9757500\text{N} \cdot \text{mm}$	

#### 5.1.1 按弯扭合成应力校核轴的强度

因为承受最大弯矩和扭矩位置是 F 截面，是轴的危险截面，所以应校核该截面的强度。依据文献[6，式 15-5] 以及表 5.1 中的数值，并取  $\alpha = 0.6$ ，计算轴的应力为：

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{6007299.2^2 + [0.6 \times (-9757500)]^2}}{0.1 \times 140^3} = 30.6(\text{MPa})$$

选定轴的材料为 45 钢，查找文献[6, 表 15-1], 得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。所以 $\sigma_{ca} \leq [\sigma_{-1}]$ ，  
可以判断该轴 F 截面处是安全的。

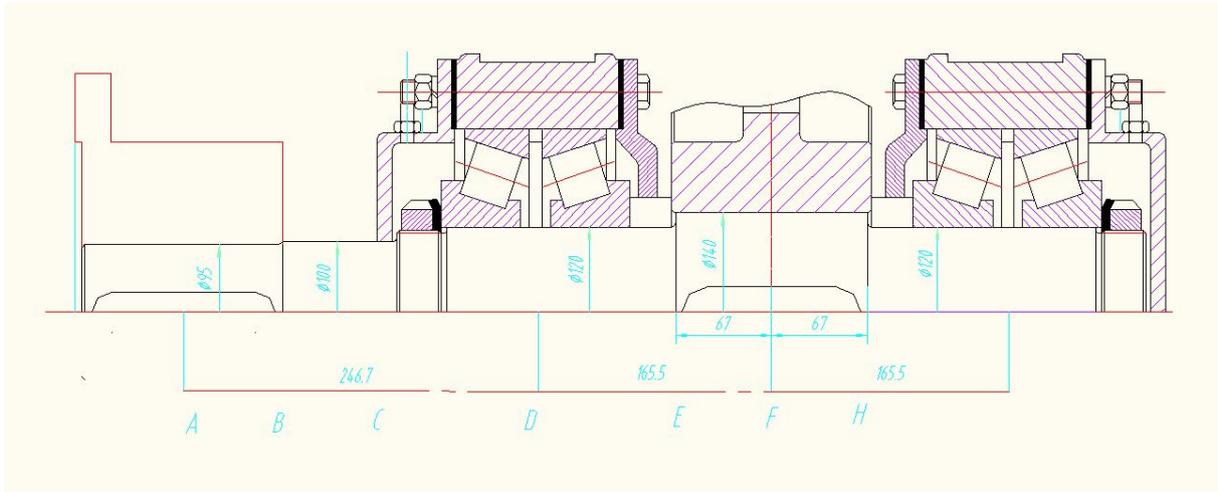


图 5.1 轴的结构与装配图

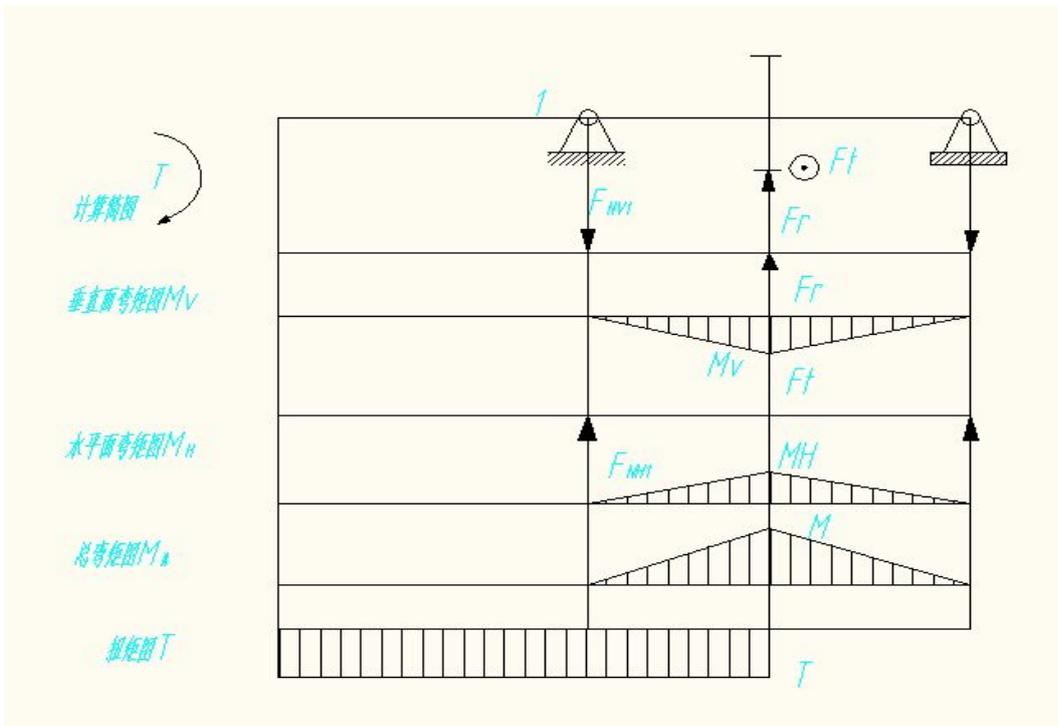


图 5.2 轴的载荷分布图

## 5.1 2 确校核轴的疲劳强度

### 1. 判断危险截面

因为 A. B. C. D 截面都只受扭矩作用，虽然轴肩、键槽、及过渡配合引起的应力均削弱轴的疲劳强度，但轴的设计是按照轴的最小直径扭转强度较为宽裕的确定的，所以几个截面都没有必要校核。

截面 F 处所受的弯矩最大，但是应力不集中，而且该位置轴径也最大，所以不需要校核，面 E、H 既受到比较大的弯矩又受到轴肩以及过渡配合的多种影响，但是截面 E 受到扭矩，而截面 H 不受到扭矩，所以只校核截面 E 两侧即可。

### 2. 截面 E 的左侧

$$\text{抗扭截面系数} \quad W = 0.2.d^3 = 0.2 \times 120^3 = 345600(\text{mm}^3)$$

$$\text{抗弯截面系数} \quad W = 0.1.d^3 = 0.1 \times 120^3 = 172800(\text{mm}^3)$$

截面 E 上的弯矩 M 及弯曲应力  $\sigma_b$  为：

$$M = 6007299.2 \times \frac{165.5 - 67}{165.5} = 3575341.2(\text{N}\cdot\text{mm})$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{3575341.2}{172800} = 20.7(\text{MPa})$$

截面 E 上的扭矩 T 及扭转切应力  $\tau_r$  为：

$$T = 9757500\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$\tau_r = \frac{T}{W_T} = \frac{9757500}{345600} = 28.2(\text{MPa})$$

轴的材料为 45 钢，调质处理。根据查阅文献[6, 表 15-1]查得  $\sigma_b = 640 \text{ MPa}$ 。  $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$ ，  $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$ 。

由于截面上轴肩而形成的理论应力集中系数  $\alpha_\sigma$  和  $\alpha_\tau$  按文献[6, 附表 3-2] 查取。因为  $\frac{r}{d} = \frac{3}{120} = 0.025$ ,  $\frac{D}{d} = \frac{140}{120} = 1.17$ , 经插值后可查得  $\alpha_\sigma = 2.21$ ;  $\alpha_\tau = 1.95$ 。

又因为文献附[6, 附图 3-1]可以查得轴材料的敏感系数为  $q_\sigma = 0.83$ ;  $q_\tau = 0.85$ 。

因此应力集中系数按照文献[6, 式 3-4]可得

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.83 \times (2.21 - 1) = 2.00$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.85 \times (1.95 - 1) = 1.81$$

文献[6, 附图 3-2]和[6, 附图 3-3]可分别查得尺寸系数  $\varepsilon_\sigma = 0.59$  和扭转尺寸系数

$\varepsilon_\tau = 0.77$ 。

轴是按磨削加工, 根据查阅文献[6, 附图 3-4]可得到表面的质量系数  $\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.92$ 。

轴的表面未经强化处理等, 即  $\beta_q = 1$ , 则按文献[6, 式 3-12]得综合系数值为

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 = \frac{2.00}{0.59} + \frac{1}{0.92} - 1 = 3.48$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 = \frac{1.81}{0.77} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.43$$

查阅文献[6, 3-1], 和[6, 3-2]得到碳钢的特性系数

$$\varphi_\sigma = 0.1 \sim 0.2 \quad \text{取 } \varphi_\sigma = 0.1$$

$$\varphi_\tau = 0.05 \sim 0.1 \quad \text{取 } \varphi_\tau = 0.05$$

于是, 计算弯曲应力安全系数  $S_\sigma$ , 参考文献[6, 式 15-7]可得到

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{3.48 \times 20.7 + 0.1 \times 0} = 3.82$$

扭转切应力的安全系数  $S_\tau$ , 参照文献[6, 式 15-8]可得到

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \varphi_\tau \tau_m} = \frac{155}{2.43 \times \frac{28.2}{2} + 0.05 \times \frac{28.2}{2}} = 4.43$$

计算安全系数  $S_{ca}$ , 参阅文献[6, 式 15-6]可得到

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3.02 \times 4.81}{\sqrt{3.02^2 + 4.81^2}} = 2.89 \geq S = 1.5$$

所以可知知道轴在截面 E 的左侧是安全的。

3. 截面 E 的右侧

$$\text{抗弯截面系数} \quad W = 0.1 \cdot d^3 = 0.1 \times 140^3 = 274400(\text{mm}^3)$$

$$\text{抗扭截面系数} \quad W = 0.2 \cdot d^3 = 0.2 \times 140^3 = 548800(\text{mm}^3)$$

在截面 E 上的弯矩 M 和弯曲应力为

$$M = 6007299.2 \times \frac{165.5 - 67}{165.5} = 3575341.2 (\text{N}\cdot\text{mm})$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{3575341.2}{274400} = 13.03 (\text{MPa})$$

截面 E 上的扭矩 T 及扭转切应力为

$$T = 9557500 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\tau_r = \frac{T}{W_T} = \frac{9757500}{548800} = 17.78 (\text{MPa})$$

由于轴和车轮的配合是  $\phi 140 \frac{\text{H}7}{r6}$ ，属于过盈配合，其  $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$  由参考文献 [6, 附表 3-2]

利用差值法求的， $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0.8 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ ，可得：

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3.6 \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0.8 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 0.8 \times 3.6 = 2.88$$

所以得综合系数值为

$$S_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 = 3.6 + \frac{1}{0.92} - 1 = 3.69$$

$$K_\sigma = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 = 2.88 + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.97$$

所以轴在截面 E 右侧的安全系数为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{3.69 \times 13.03 + 0.1 \times 0} = 5.72$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \varphi_\tau \tau_m} = \frac{155}{2.97 \times \frac{17.78}{2} + 0.05 \times \frac{17.78}{2}} = 5.77$$

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{5.72 \times 5.77}{\sqrt{5.72^2 + 5.77^2}} = 4.06 \geq S = 1.5$$

所以可的轴在截面 E 的右侧安全。因为该轴不受严重的不对称循力大的瞬时过载，所以可略静强度校核。

## 5.2 轴承的校核

主动车轮装配中选用的轴承是圆锥滚子轴承,具体型号为 30324,查文献[8,2-3-18]得: $Y=1.7$ ;  $Y_0=1$ ;  $C_r=562 \text{ KN}$ ;  $C_{or}=745 \text{ KN}$ ;  $e=0.35$ 。

参考表 5.1 中轴的计算数据计算出轴承所受径向载荷  $F_{r1}$  和  $F_{r2}$  为

$$F_{r1}=F_{r2}=\sqrt{\left(\frac{F_{NV1}}{2}\right)^2+\left(\frac{F_{HV1}}{2}\right)^2}=\sqrt{\left(\frac{39990.2}{2}\right)^2+\left(\frac{4716.1}{2}\right)^2}=18148.9(\text{N})$$

对于 30000 型轴承,按照参考文献[6,表,13-7]得轴承的派生轴向力  $F_d=\frac{F_r}{2Y}$ ,所以可求两轴承的轴向载荷  $F_{a1}$ 和 $F_{a2}$ 为

$$F_{d1}=F_{d2}=\frac{F_{r1}}{2Y}=\frac{18148.9}{2\times 1.7}=5337.9(\text{N})$$

又因为轴承不受轴向载荷,所以  $F_{a1}=F_{a2}=F_{d1}=5337.9(\text{N})$

因为

$$\frac{F_{d1}}{F_{r1}}=\frac{F_{d2}}{F_{r2}}=\frac{5337.9}{18148.9}=0.294\leq e=0.35$$

考考文献[6,表 13-6]可得  $X_1=X_2=1$ ;  $Y_1=Y_2=0$

轴承转行时受中等冲击载荷作用,按文献[6,表 13-6]查得:  $f_p=1.2\sim 1.8$ ,取  $f_p=1.5$ 由文献[6,式 13-6]可得两轴承的当量动载荷为  $P_1$ 和 $P_2$

$$P_1=P_2=f_p(X_1F_{r1}+Y_2F_{r2})=1.5\times(1\times 18148.9+0\times 5337.9)=27223.4(\text{N})$$

文献[6,式 13-5]可知轴承的寿命为

$$L_h=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P_1}\right)^\varepsilon=\frac{10^6}{60\times 13.02}\left(\frac{562\times 10^3}{27223.4}\right)^{\frac{10}{3}}=30823698h\geq Lh'$$

式中  $\varepsilon$  —— 指数,因为轴承为圆锥滚子轴承,所以  $\varepsilon=\frac{10}{3}$ 。

$Lh'$ —— 轴承的预期使用寿命,查阅文献[6,表 13-3]得  $Lh'=40000\sim 60000 \text{ h}$

所以该轴承是合格的。

## 5.3 联轴器的选择

由于主动轮轴和减速器输出轴的两轴间距离较远并且两轴平行误差不大,所以选用

CLZ 型齿轮联轴器，它可以用于借助中间来联接，它的外齿轴套端与中间轴相连接，并且可以承受正反转矩。

因为机器在起动时动载荷和运转中可能出现过载现象，所以应当按轴上的最大的转矩来计算转矩  $T_{ca}$ 。计算转矩按如下式。

$$T_{ca} = K_A T = K_A \frac{9550 P_0}{i \eta} = 1.7 \times \frac{9550 \times 30}{59.97 \times 0.83} = 9785 (N.m)$$

式中  $K_A$  —— 工作情况系数，见文献[6，表 14-1]，取  $K_A=1.7$ ；

$P_0$  —— 行走机构电动机的功率 (KW)， $P_0=30$  KW；

$i$  —— 行走机构总传动比， $i=59.97$ ；

$\eta$  —— 行走机构的总效率， $\eta = 0.83$

因为  $T_{ca}=9785$  N.m 和两轴端的直径都为 95 mm，所以选择联轴器的型号为 CLZ7

表 5.2 CLZ7型联轴器的基本参数

代号	型号	轴孔	许用最	许用最	模数	齿数	质量	转动
		直径	大扭矩	大转数				惯量
		mm	N.m	r/min			kg	kg/m <sup>2</sup>
Q/ZB105.7.00	CLZ7	95	19000	127	4	56	96.30	1.25

### 5.4 制动器的选择

为了让分钢机能够及时停止，必须在电动机的轴上安装制动装置。按文献[4，式 4-14] 制动器的制动力矩  $M_{制}$  为：

$$M_{制} = M'_{1惯} + \frac{M'_{2惯} - M_{摩}}{i \eta}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1.2 \frac{G_0 D_0^2 \cdot n_0}{375 \cdot t_{制}} + \frac{G_{总} \cdot R \cdot v}{60 \cdot g \cdot i \cdot t_{制}} + \frac{(K + ur) G_{总}}{i \cdot \eta} \\
 &= 1.2 \times \frac{44.24 \times 740}{375 \times 0.83} + \frac{293797 \times 350 \times 10^{-3} \times 28.7}{60 \times 9.8 \times 55.97 \times 0.83} + \frac{(0.008 + 0.02 \times 0.7) \times 293797}{55.97 \times 0.83} \\
 &= 364.5(N \cdot m)
 \end{aligned}$$

式中  $t_{制}$  —— 许用最小制动时  $f_{粘} = 0.15$  与被制动的主动车轮数为全部车轮总数的一半，查阅参考文献[4，表 4-13]得

$$t_{制} = \frac{v}{35} = \frac{28.7}{35} = 0.82(S)$$

$M_{制} = 364.5 N \cdot m$ ，查阅文献[5，表 5-3-12]可选择制动力矩为 500 N·m 的制动器，它的型号 ZWZ-300，质量 92 kg。

### 5.5 验算主动轮的打滑现象

当电机驱动主动车轮旋转时，轨道会对主动车轮产生了切向反作用力  $F_{切}$ ，如右图 5.3 所示。如果原动机在主动车轮上产生的圆周切向力  $F_{切}$  ( $F_{切} = -F_{切}'$ ) 小于主动车轮与轨道接触处的最大粘着力  $F_{粘}$ ，轨道对车轮产生的切向反作用力  $F_{切}'$  就推动车轮沿轨道走行。否则，将出现主动车轮在轨道上发生打滑的现象。现象发生时，车轮将受到严重摩擦，所以在设计时要验算分钢机的主动车轮是否发生打滑现象。

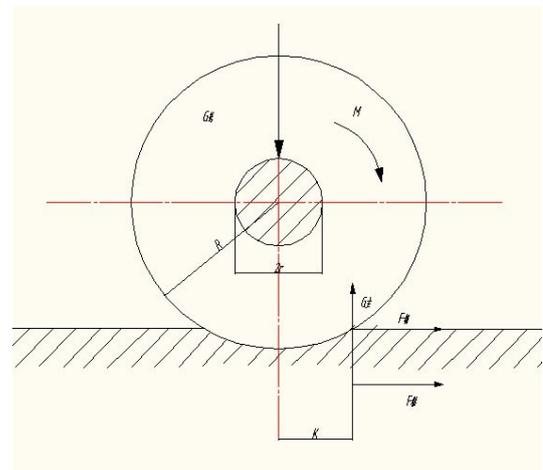


图 5.3 起动时主动轮的受力分析

轨道和主动车轮接触时能产生的最大粘着力  $F_{粘}$  为

$$F_{粘} = f_{粘} \cdot G_{主} \tag{5.1}$$

式中  $f_{粘}$  —— 粘着系数，一般取  $f_{粘} = 0.15$ ；

$G_{主}$  —— 主动轮的轮压 (N)，对于集中驱动的走行机构是全部主动车轮的轮压之和。

$$G_{主} = \frac{1}{2} G_{总} = \frac{1}{2} \times 293797 = 146898.5(N)$$

将上述计算数值带如式(5.1)可得

$$F_{粘} = 0.15 \times 146898.5 = 22034.8(\text{N})$$

在上图 5.3 中, 对车轮中心点取矩, 参考文献[4, 式 4-15]可计算起动时的电机在主动车轮产生的圆周切向力  $F_{切}$  为

$$F_{切} = \frac{M_{输} - (K + u.r)G_{主}}{R} \quad (5.2)$$

式中  $M_{输}$  —— 电机在主动车轮上的驱动力矩

$$\begin{aligned} M_{输} &= (M_{驱} - M_{1惯'}) \cdot i \cdot \eta = \left( \frac{9550 P_{电}}{n_{电}} 387.2 - 1.2 \frac{G_0 D_0 \cdot n_0}{375 \cdot t_{起'}} \right) \\ &= \left( \frac{9550 \times 30}{740} - 1.2 \times \frac{44.24 \times 740}{375 \times 3} \right) \times 56 \times 0.83 \\ &= 16372.2(\text{N} \cdot \text{m}) \end{aligned}$$

式中  $M_{输}$  —— 电机产生的实际驱动力矩(N·m);

$t_{起}'$  —— 实际的起动时间,  $t_{起}' = 3\text{s}$ 。

将上述计算数据带入公式(5.2)得:

$$\begin{aligned} F_{切} &= \frac{M_{输} - (K + u.r)G_{主}}{R} \\ &= \frac{16372.2 - (0.008 + 0.02 \times 0.7) \times 143960.6}{700 \times 10^{-3}} \\ &= 18864.4(\text{N}) \end{aligned}$$

为了防止起动时主动轮发生打滑现象, 应满足条件  $F_{切} \leq F_{粘}$ 。

$$\therefore F_{切} = 18864.4 \leq F_{粘} = 21594.1\text{N}$$

$\therefore$  分钢机不发生打滑现象, 能够正常行走。

## 5.6 验算车轮与轨道的接触强度

因为车轮的直径比较大(车轮的直径  $D=700\text{mm}$ ), 不宜锻造, 所以车轮材料一的才采用铸钢(ZG55)铸造, 为了能让车轮的耐磨性提高, 车轮的侧缘和滚动面要经表面淬火处理, 使其硬度不低于  $300 \sim 350\text{HB}$ 。

轨道的型号 QU70, 工作类型为中等, 顶工作宽度  $b=70\text{mm}$ 。

### 1. 计算载荷

车轮表面疲劳计算载荷如下式计算:

$$F_c = \frac{2F_{Max} + F_{Min}}{3} \quad (5.3)$$

式中  $F_c$  —— 车轮表面疲劳载荷(N);

$F_{Max}$  —— 正常工作时的最大轮压(N);

$F_{Min}$  —— 正常工作时的最小轮压(N);

分钢机工作时将一根型钢顶起并向前移动, 一根钢坯对整台分钢机来说很轻, 可以忽略不计。所以分钢机正常工作时所受的最大和最小轮压基本相同。

$$F_{Max} = F_{Min} = \frac{G_{总}}{4} = \frac{293797}{4} = 73449.3(N)$$

所以  $F_c = 73449.3N$

## 2. 车轮表面疲劳计算

车轮与轨道是圆柱形车轮与平顶钢轨, 可按下式计算[8]:

$$F_{许} = k_1 \cdot D \cdot l \cdot c_1 \cdot c_2 \quad (5.4)$$

式中  $k_1$  —— 和材料有关的许用线接触应力常数(MPa), 因 ZG55 的抗拉强度  $\sigma_b = 640$  MPa 查文献[8, 表 5-6-1]可得  $k_1 = 5.92$  MPa;

$D$  —— 车轮直径,  $D = 700$  mm;

$l$  —— 轮与轨道的有效接触长度;  $l = 70$  mm;

$c_1$  —— 转速系数, 由车轮转速  $n_{车} = 13.2$  r/min, 由文献[8, 表 5-6-2] 得  $c_1 = 1.105$

$c_2$  —— 工作级别系数, 由文献[8, 表 5-3-1]和[8, 表 5-3-3]查得分钢机的工作级别为  $M_g$ , 文献[8, 表 5-6-3]可得  $c_2 = 0.8$ 。

将以上计算数值带入公式(5.4)可得:

$$F_{许} = 5.92 \times 700 \times 70 \times 1.105 \times 0.8 = 256430.7 \leq F_c = 73449.3 (N)$$

所以可车轮的接触强度合格, 可正常行走。

## 6分钢机的试车与调试和润滑方式

### 6.1试车与调试

#### 6.1.1安装的技术要求

1. 装配前外购标准减速器应清洗完后再组装。所有的传动零件应进行油润滑或者脂润滑处理。

2. 分钢机装配后小车行走机构和分钢机挑杆机构都应灵活的运动，不能有滞转、异响、磨碎等现象。

3. 分钢机试装后将分钢挑杆拆下，待分钢车放入到分钢台架下面时，再现场组装。

#### 6.1.2使用规程

##### 1. 设备使用的注意事项

(1) 开车前检查周围环境，确保分钢机运行没有阻碍。

(2) 开车前检查各部螺栓是否处于紧固状态。

(3) 运行过程中，如果分钢机有异常声响或异常现象发生时，应当立即停车检查，必须与维修人员联系，修复好后才能继续开车运行。

(4) 成捆型钢放在分钢机台架上之前，必须解开捆绑的盘条。

(5) 成捆型钢必须均衡的放置于分钢机挑杆的上方，不能堆叠。

##### 1. 技术性能

###### (1) 行走机构

电动机:Y 250M-交流三相异步电动机，一台，30KW， 740 r/min。

制动器 :ZWZ-300, 一台， $M_{制}=500N \cdot m$ ;

减速器:7SY 315-56-II,  $i=60$ ;

行走速度:28.7 m/min;

行程:4.9 m;

###### (2) 分钢机构

挑杆频率:18 次/分;

电动机:Y 315M2-8 交流三相异步电动机，一台，90KW，740 r/min;

减速器:ZSY 315-40-I, 一台， $i=60$ ;

制动器:ZWZ-300, 一台， $M_{制} = 500 N \cdot m$ ;

## 6.2 润滑方式的选择

设备的运行过程中，润滑剂不仅可以降低摩擦力，还可以减低各个零件接触吸振、防锈、应力、阻止灰尘进入密封件内部的作用。根据各个部件的结构和工件环境不同，可以选择油和脂润滑这两种润滑。

因为分钢机各个机构的摩擦副距离比较远，而且分布没有规律，所以应采用在每一对摩擦副处单独设置润滑装置。又因为它的各个机构交替工作，采用间歇润滑的方式可以满足机构正常工作的需要。

行走机构主动车轮和被动车轮处的曲轴连杆机构中调正连杆连接处的和曲轴的轴承都采用直通式压注油杯进行间歇非循环的压力供给稀油进行润滑。

应为挑杆机构的各杆连接处用轴承盖密封，而且运动比较复杂，不宜采用固定容器加油，应在装配时或定期维修时向轴承处加入适量的润滑脂。

分钢机构中的主传动轴转速很慢，轴颈的圆周速度较低，而且工作环境灰尘较多，所以轴承座处的轴承润滑均采用旋盖式压注油杯进行间歇非循环的压力供油进行润滑，采用润滑脂方式进行润滑。

## 7分钢机的环保与经济分析

### 7.1设备的环保

分钢机构是型钢生产线上的重要的辅助设备，根据分钢机的功能是将成捆型钢分开并送到下一步工序，分钢机不对型钢进行任何加工处理，也不会产生废弃物，所以不需要考虑废处理弃物，但是由于分钢机在将型钢分开和向前移动过程中，由于型钢与台架之间分钢挑杆发生摩擦与冲击，将产生噪音和灰尘，会给整个型钢生产线造成一些影响，所以尽可能的避免。具体措施有：

(1)将分钢机挑杆的头部做成几段不同半径的光滑圆弧表面，这样会减小分钢机分钢时的冲击力。

(2)将分钢机的车体布置在坑道中来阻隔灰尘和声音。

(3)将分钢台架的前端做成光滑的圆弧轨道，防止型钢直接掉到分钢机挑杆上而产生较大的噪音。

### 7.2经济性分析

这次毕业设计的题目主要是针对我国中小型轧钢钢厂的生产线而设计的，由于我国中小型钢厂的自动化水平较低、资金短缺等现状，在本次的分钢机设计中没有引进过多复杂的系统，而是尽可能的在满足生产要求的情况下选用了简单的机构(如曲柄连杆机构，摇杆机构，)行走机构方案采用了集中驱动，并且在分钢机构的设计中增加了平衡重，进而来减小分钢机挑杆机构和曲轴连杆了制造成本，为轧钢厂减少了资金澄碧，设备的性价比也很高，符合条件，所以该分钢机对于目前我国中小型钢厂来说是一款性价比很高的设备。

## 结 论

通过几个月的努力，我的毕业设计课题《分钢机的设计》终于顺利结题了。本论文根据专业理论与知识，结合现代的工程设计思想和方法，全面详细地分析了分钢机的设计方案的合理性、可靠性，对分钢机进行了分钢机构和行走机构的设计。该分钢机具有结构简单、操作方便，对系统冲击小、钢坯表面无划伤、易于维护，经济效益高等优点。综合各章的总结如下：

1. 介绍了国内外分钢机的差别，优缺点，工作原理和分钢机今后发展的趋势等。

2. 该分钢机两个功能是实现将钢坯分开和将钢坯向前移动。根据分钢机要实现的两个功能完成了分钢机构和行走机构两部分的设计。

3. 为了减小对分钢机构电机造成无用功率损耗，提高经济效益，保护电动机不受较大的尖峰载荷，特增加分钢机构的平衡重的设计，减少成本，提高效益，符合轧钢厂的长远指标。

4. 为了保证整个分钢机构能安全的工作，对主要零部件进行了精确的选择和校核，经校核计算可知主要零部件强度均满足强度要求。

通过对本次课题的研究以及论文的撰写，使我深切领悟到机械系统工作机理的复杂、机械系统现代化设计方法的重要性和艰巨性。能力的局限和时间的关系，专业知识的浅薄，本设计课题还有很多工作需做进一步的修善，在此，敬请各位老师批评指正。

## 致 谢

在张国际老师的带领下；《分钢机的设计》终于完成了。在这次设计中我充分的将所学到的内容加以利用，锻炼了我把理论运用的能力，在张老师的指导使得在整个设计过程比较顺利的完成。在设计过程中，我也在图书馆查阅了很多相关的资料，老师也提供了很多方面的书籍，在课题的计算和知识方面遇到困难也寻求了张老师和同学学的帮助，能让我更容易的理解和掌握知识。

在毕业设计的过程中，张国际工作十分繁忙，但他仍能抽出十分宝贵的时间在专业上对我精心指导同时在论文的开题以及论文思路方面给予指导。张国际的高尚品德、渊博学识、严谨作风对我耳濡目染，这也将使我受益终生，祝愿张老师身体健康，万事如意，在教书育人的神圣岗位上发光发热，非诚感谢张老师，受益颇多！

同时还要感谢机械学院的老师们多年来对我的培养和支持，是他们为我提供了良好学习环境和机会。

大学就这么不知觉的结束了，四年的大学时光飞逝，我们每个毕业生身上的责任也更重大，感恩的人也很多，感谢我的父母老师对我们的支持，大学是最美好的时光，希望未来的我们都能发展好，在机械行业的工作上不辜负父母和老师们的期望！

感恩和学生时代的所有父母老师！

感谢所有曾经给我关心与帮助的朋友们。

感谢各位老师和领导耐心审阅我的论文。

### 参考文献

- [1]包连勤. 延飞. 引进钢坯分钢机介绍[J]. 冶金设备, 2004, 143(1):50-51.
- [2]罗三定, 沈蕾, 沙莎. 视觉反馈分钢机的驱动系统研究[J]. 计算机测量与控制, 2006, 14. (9):1175- 1177.
- [3]孙扣, 陈作模. 《机械原理》第六版[M]. 北京机械工业出版社, 2004:188-215.
- [4]沈儿彬锻造机械化与自动化[M]. 北京:机械工业出版社, 1983:211-217.
- [5]徐灏《机械设计手册》第四版[M]. 北京:机械工业出版社, 1991, 25-46-5-56.
- [6]濮良贵, 纪名刚. 《机械设计第七版》[M]. 北京:机械工业出版社, 2004: 369-370.
- [7]刘洪文. 《材料力学》. 上册[M]北京:高等教育出版社, 2002: 120-161.
- [8]《机械设计手册》编写组. 机械设计师手册[M]. 北京:机械工业出版社, 1989:294-975
- [9]机械设计课程设计. 田万禄, 张伟华等. 科学出版社, 2008