
1. 绪论.....	1
1.1 连铸发展历史简介.....	1
1.2 连铸及连铸机简介.....	1
1.2.1 连铸机的组成.....	1
1.2.2 连铸工艺概述.....	2
1.3 连铸技术的优越特性.....	4
1.4 鞍钢连铸技术的概况.....	5
1.5 设计对象.....	5
2、 设计方案评述.....	7
2.1 传动方案评述.....	7
2.2 三环减速器评述及其传动的原理与布置形式.....	7
2.2.1 三环减速器的特点.....	8
2.2.2 三环减速器的不足.....	9
2.2.3 板坯横移机的性能参数.....	9
3、 传动装置的设计计算.....	10
3.1 电动机的计算.....	10
3.2 减速机的选择.....	11
3.3 确定传动比.....	12
3.3.1 传动装置的运动和动力参数的选择和计算.....	12
4、 主要零件的强度计算.....	14
4.1 三环传动齿轮副的强度计算特点.....	14
4.2 齿轮的传动校核计算.....	14
4.2.1 齿轮的材料及性能参数.....	14
4.2.2 考虑弹性啮合效应的齿轮弯曲疲劳强度的计算.....	15
4.2.3 弯曲疲劳许用应力的确定.....	17
4.3 轴强度的校核计算.....	19
4.3.1 减速器中输出轴的校核计算.....	19
4.3.2 与减速器中输出轴相连的轴（二）校核计算.....	22
4.4 轴承的选择和寿命计算.....	27

5、钢丝绳的设计及计算.....	30
5.1 钢丝绳的作用.....	30
5.2 钢丝绳的设计.....	30
5.3 钢丝绳的选取.....	30
6、电机与减速器之间联轴器的选择.....	31
7、润滑与密封的方式.....	32
7.1 设备润滑的方式.....	32
7.2 设备密封的方式.....	32
8、我国钢铁工业的污染现状与应对措施.....	34
8.1 我国钢铁工业环境污染状况分析.....	34
8.2 对于钢铁工业污染的应对措施.....	35
8.2.1 我国钢铁工业应对环境问题所采取的主要措施.....	35
8.2.2 推行循环经济。建立钢铁工业的循环链.....	35
8.2.3 加快产业调整转变生产方式和加快淘汰落后企业步伐.....	36
8.2.4 加强钢铁工业环境保护技术支撑措施，积极推进钢铁工业清洁生产 技术建立和完善钢铁工业环保技术支撑体系.....	36
结论.....	37
致谢.....	38
参考文献.....	39

板坯连铸横移机设计

摘要

连续铸钢的出现和发展，大大地缩短了工艺流程，极大地简化了轧钢生产的工艺系统，与传统的模铸坯-初轧开坯相比、省去了脱模、整模、均热初轧和连轧开坯等一系列工序和对应的设备。这不仅明显降低了能耗，并且大大节省了设备投资和生产投资。

本设计通过大量的实地调研、现场学习、仔细询问观看、大量查阅资料，对连铸机相关设备板坯横移机的结构与性能有了一个深入的认识。并运用自己所学的知识，从动力学、机械原理等诸多方面对连铸机中的板坯横移机进行设计，主要对电机、减速器以及钢丝绳的进行了选取，对部分齿轮与轴进行了校核，并对连铸机的发展历史与钢铁行业的污染与治理进行了一定的了解与研究。

关键词：连铸，改良，板坯质量，板坯横移机

Slab continuous casting and transverse moving design

Abstracts

The emergence and development of continuous casting steel greatly shortened process, greatly simplifies the system of steel rolling production process, from the traditional mold casting - blooming sufficiently compared, eliminating the demoulding, at the beginning of the whole mold, soaking rolling and rolling breakdown and a series of process and the corresponding equipment. This not only significantly reduces the energy consumption, and greatly saves equipment investment and production.

This design through a lot of field investigation, field study, carefully ask to watch, a large number of data access, the structure of the slab continuous caster related equipment horizontal moving and have a deep understanding of performance. And use their learned knowledge, from many aspects, such as dynamics, mechanical principles to design of the slab continuous caster horizontal moving, main motor, reducer, And on the development history of continuous casting machine and steel industry pollution and the knowledge and research.

Keywords: continuous casting, improved, the quality of the slab, the slab transverse moving

目 录

1. 绪论.....	1
1.1 连铸发展历史简介.....	1
1.2 连铸及连铸机简介.....	1
1.2.1 连铸机的组成.....	1
1.2.2 连铸工艺概述.....	2
1.3 连铸技术的优越特性.....	4
1.4 鞍钢连铸技术的概况.....	5
1.5 设计对象.....	5
2、设计方案评述.....	7
2.1 传动方案评述.....	7
2.2 三环减速器评述及其传动的原理与布置形式.....	7
2.2.1 三环减速器的特点.....	8
2.2.2 三环减速器的不足.....	9
2.2.3 板坯横移机的性能参数.....	9
3、传动装置的设计计算.....	10
3.1 电动机的计算.....	10
3.2 减速机的选择.....	11
3.3 确定传动比.....	12
3.3.1 传动装置的运动和动力参数的选择和计算.....	12
4、主要零件的强度计算.....	14
4.1 三环传动齿轮副的强度计算特点.....	14
4.2 齿轮的传动校核计算.....	14
4.2.1 齿轮的材料及性能参数.....	14
4.2.2 考虑弹性啮合效应的齿轮弯曲疲劳强度的计算.....	15
4.2.3 弯曲疲劳许用应力的确定.....	17
4.3 轴强度的校核计算.....	19
4.3.1 减速器中输出轴的校核计算.....	19
4.3.2 与减速器中输出轴相连的轴（二）校核计算.....	22

4.4 轴承的选择和寿命计算.....	27
5、钢丝绳的设计及计算.....	30
5.1 钢丝绳的作用.....	30
5.2 钢丝绳的设计.....	30
5.3 钢丝绳的选取.....	30
6、电机与减速器之间联轴器的选择.....	31
7、润滑与密封的方式.....	32
7.1 设备润滑的方式.....	32
7.2 设备密封的方式.....	32
8、我国钢铁工业的污染现状与应对措施.....	34
8.1 我国钢铁工业环境污染状况分析.....	34
8.2 对于钢铁工业污染的应对措施.....	35
8.2.1 我国钢铁工业应对环境问题所采取的主要措施.....	35
8.2.2 推行循环经济。建立钢铁工业的循环链.....	35
8.2.3 加快产业调整转变生产方式和加快淘汰落后企业步伐.....	36
8.2.4 加强钢铁工业环境保护技术支撑措施，积极推进钢铁工业清洁生产 技术建立和完善钢铁工业环保技术支撑体系.....	36
结论.....	37
致谢.....	38
参考文献.....	39

1. 绪论

1.1 连铸发展历史简介

回顾铸造钢铁的发展历史，在以前的很长时间内，铸钢都是通过模铸法浇铸成钢锭，再经初轧机，开坯轧机轧制成钢坯，然后经过加热通过轧机轧制成各种钢材。这种传统的从钢水到钢坯的生产方法叫做模铸开坯法。20 世纪 50 年代，钢铁工业出现了一种新的浇铸方法，这就是连铸法。相对于原来在钢铁生产中一直占统治地位的“模铸-开坯”工艺，连铸技术使冶炼生产的效率与铸坯的质量大大提高。

亨利·贝塞麦是提出连铸思想的第一人。他在 1858 年钢铁协会伦敦会议的论文《模铸不如连铸》中提出了这一设想，但一直到 20 世纪 40 年代，连铸工艺才实现工业应用。在这一段时间内，由于钢的高熔点和高导热率等原因，研究人员遇到了许多问题。在连续铸钢开始出现时，最先使用的是立式连铸机。这种连铸机有一个用弹簧固定的结晶器，产量通常很低，且因为钢与结晶器粘结，漏钢并不少见。振动结晶器的想法应归功于德国人 Seigfried Junghans，他首创了有色金属的连续铸造。1952 年，英国巴罗钢厂将这个概念引入炼钢领域，当时使用的是德国曼内斯曼提供的直结晶器立式连铸机。这便是工业化连续铸钢的开端。由于技术上的缺陷，连续铸钢长期以来一直局限在电炉钢厂内，大型钢铁联合企业 1970 年才开始生产连铸板坯。借助科学理论对凝固现象的深入了解推动了连铸的发展。到了八十年代，连铸技术作为主导技术逐步完善，并在世界各地主要产钢国得到大幅应用，到了九十年代初，世界各主要产钢国已经实现了 90% 以上的连铸比。今天，在这些炼钢工艺中，比重最大的是氧气炼钢，占到了 63.3%，相比之下，电炉和平炉分别占 33.1% 和 3.6%。

1.2 连铸及连铸机简介

1.2.1 连铸机的组成

连铸机结构组成如图 1.1 所示

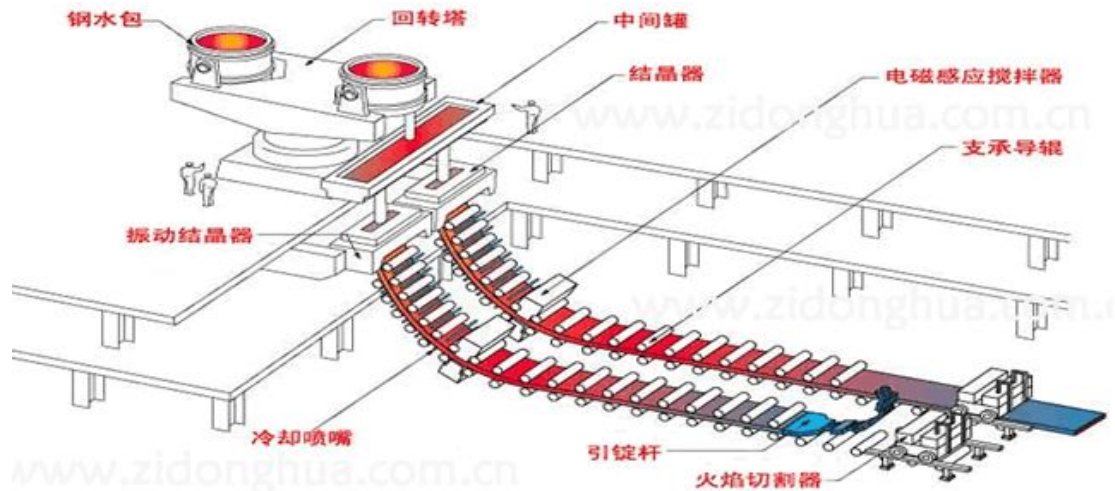


图 1.1 连铸机结构组成图

(1)盛钢桶运载装置：运载、支撑：浇注车、钢包回转台（快速更换，多炉连铸）

(2)中间包：钢包和结晶器之间用来接受钢液的过渡装置

(3)中间包运载装置：支撑、运输、更换中间包；中间包车、中间包回转台

(4)结晶器：水冷钢模

(5)结晶器振动装置：上下往复运动

(6)二次冷却装置：喷水冷却装置+铸坯支撑装置

(7)拉坯矫直机在浇铸过程之克服铸坯与结晶器及二冷区的阻力，顺利地将铸坯拉出，并对弧形铸坯进行矫直

(8)引锭装置：“活底”，引锭头+引锭杆

(9)切割装置：定尺长度

(10)铸坯运出装置：辊道、推钢机、冷床

1.2.2 连铸工艺概述

(1)连铸的生产工艺流程：

将装有精炼好钢水的钢包运至回转台，回转台转动到浇注位置后，将钢水注入中间包，中间包再由水口将钢水分配到各个结晶器中去。结晶器是连铸机的核心设备之一，它使铸件成形并迅速凝固结晶。拉矫机与结晶振动装置共同作用，将结晶器内的铸件拉出，经冷却、电磁搅拌后，切割成一定长度的板坯

(2)板坯连铸工艺流程图如图 1.2 所示。

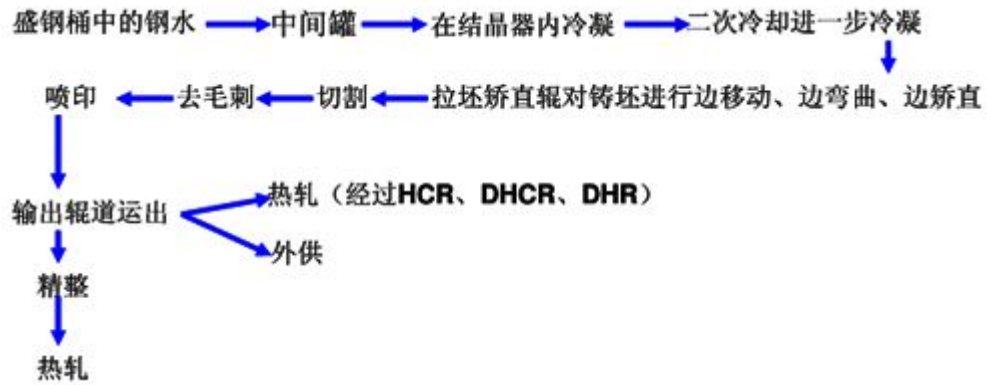


图 1.2 板坯连铸工艺流程图

(1)立式连铸机：结晶器、二冷段、拉坯和剪切沿垂直方向排列。

优点：①无弯曲变形、冷却均匀，裂纹少。

②夹杂物容易上浮。

缺点：①设备高，建设费用大。

②钢液静压大，容易产生鼓肚。

(2)立弯式连铸机

结晶器下有垂直段，铸坯通过拉坯辊后（钢水完全凝固或接近完全凝固，用顶弯机使铸坯弯曲，进入圆弧段。

优点：①机身高度比立式低。

②有垂直段，夹杂物容易上浮且分布均匀。

③水平出坯，可以适当加长机身，铸坯长度不受限制。

缺点：①铸坯在一点弯曲，一点矫直，容易形成裂纹。

②要求完全凝固矫直，限制了生产率。

(3)带直线段的弧形连铸机

特点：①有垂直段，夹杂物容易上浮，具有立弯式连铸机的优点。

②多点弯曲，减少应力集中，裂纹少。

③可在未完全凝固进入弧形段，可提高生产率，增大拉速。

(4)分为弧形结晶器和直结晶器两种

优点：①机身高度为立式连铸机的 1/2~1/3，占地面积和立弯式相同，基建费用低。

②钢液静压小，鼓肚、裂纹等缺陷少。

③加长机身容易，可高速浇筑，生产率高。

缺点：①机器设备占地面积较立式大。

②内弧夹杂物容易集聚。

③直结晶器在出口处为弧形和直线切点，容易漏钢。

(5)椭圆型连铸机（超低头连铸机）

优点：①机身高度低，厂房高度降低。

②多次变形，每次变形量不大，铸坯质量好。

③钢液静压小，坯壳鼓肚量小，质量好。

缺点：①结晶器内夹杂物不能上浮分离，且内弧集聚。。

②多半径，连铸机的对弧、安装、调整困难、设备较复杂。

(6)水平连铸机

优点：①高度仅为立式连铸机的 1/10 节约基建费用。

②铸坯质量高。

③安全可靠性好。

1.3 连铸技术的优越特性

连铸技术的迅速发展是当代钢铁工业发展的一个非常引人注目的动向，连铸之所以发展迅速，主要是它与传统的钢锭模浇铸相比具有较大的技术经济优越性，主要表现在以下几个方面。

(1)简化生产工序

由于连铸可以省去初轧开坯工序，不仅节约了均热炉加热的能耗，而且也缩短了从钢水到成坯的周期时间。近年来连铸的主要发展之一是浇铸接近成品断面尺寸铸坯的趋势，这将更会简化轧钢的工序。

(2)提高金属的收得率

采用钢锭模浇铸从钢水到成坯的收得率大约是 84~88%，而连铸约为 95~96%，因此采用连铸工艺可节约金属 7~12%，这是一个相当可观的数字。日本钢铁工业在世界上之所以有竞争力，其重要原因之一就是钢铁工业中大规模采用连铸。从 1985 年起日本全国的连铸比已超过 90%。对于成本昂贵的特殊钢，不锈钢，采用连铸法进行浇铸，其经济价值就更大。我国的武汉钢铁公司第二炼钢厂用连铸代替模铸后，每吨钢坯成本降低约 170 元，按年产量 800 万吨计

算，每年可收益约 13.5 亿元。由此可见，提高金属收得率，简化生产工序将会获得可观的经济效益。

(3) 节约能量消耗

据有关资料介绍，生产 1 吨连铸坯比模铸开坯省能 627~1046KJ，相当于 21.4~35.7kg 标准煤，再加上提高成材率所节约的能耗大于 100kg 标准煤。按我国目前能耗水平测算，每吨连铸坯综合节能约为 130kg 标准煤。

(4) 改善劳动条件，易于实现自动化

连铸的机械化和自动化程度比较高，连铸过程已实现计算机自动控制，使操作工人从笨重的体力劳动中解放出来。近年来，随着科学技术的发展，自动化水平的提高，电子计算机也用于连铸生产的控制，除浇钢开浇操作外，全部都由计算机控制。例如我国宝钢的板坯连铸机，其整个生产系统采用 5 台 PFU—1500 型计算机进行在线控制，具有切割长度计算，压缩浇铸控制、电磁搅拌设定、结晶器在线调宽、质量管理、二冷水控制、过程数据收集、铸坯、跟踪、精整作业线选择、火焰清理、铸坯打印标号和称重及各种报表打印等 31 项控制功能。

(5) 铸坯质量好

由于连铸冷却速度快、连续拉坯、浇铸条件可控、稳定，因此铸坯内部组织均匀、致密、偏析少、性能也稳定。用连铸坯轧成的板材，横向性能优于模铸，深冲性能也好，其他性能指标也优于模铸。近年来采用连铸已能生产表面无缺陷的铸坯，直接热送轧成钢材。

1.4 鞍钢连铸技术的概况

设计规模：一炼钢厂；一机一流厚板坯连铸机

1998 年 7 月 18 日开工建设；2003 年 3 月 22 日建成投产；

设计能力：120 万吨每年

铸坯断面：(230mm~300mm) × (1650mm~2000mm)

品种结构：X60~X80 管线、高强船板、压力容器、竣工、优质结构钢坯等。

1.5 设计对象

随着连铸在冶金工业的不断推广，各个冶金企业的连铸比在迅速提高，连铸

的投产是冶金企业必然趋势，随着生产节奏的日益加快，连铸能否顺利达产，直接关系到钢厂的产品质量和经济效益，这样对连铸机各个环节的运行可靠性提出更高的要求，横移机是连铸机的一个重要组成部分，它将拖动横移小车将每个流的铸坯输送到冷床上面进行下线。

横移机分手动和自动两种方式，手动方式是通过操作控制盘上的按钮进行手动定位，将每个流的铸坯运输到冷床的位置；自动方式是每个流的铸坯到达五组辊道后先进行打号和试样切割，横移机自动启动，先到达 4 流，然后 4 流的五组辊道降到低位，此时启动横移机继续向前运动到达 3 流辊道，依次类推，将 4 个流的铸坯运输到冷床的位置此时冷床生气，横移机快速返回到原始位横移机室友公共部分 PLC 控制的，首先由主治块 OB1 调用各个程序块，横移机有程序块 PB81，PB82，PB83 控制的“PB81 主要实现横移机前后驱动功能”在横移机 Q 前后运动的过程中有快速！慢速！爬行三种方式：PB82 主要实现横移机的定位功能，通过横移机编码器传输给 IP240 模板，IP240 的第二个通道通过内部功能块 FB176，FB168，FX16，FX75，FX76，FX77，FX78，FX79 计算横移机运行的长度：FB83 是判断中间标志的状态，控制相应的动作，横移机的区董事由 VC 变脾气控制的采用 AC-DC-AC 模式控制。

2、设计方案评述

2.1 传动方案评述

连铸机板坯横移机采用小车走行，轨道升降式传动，其传动装置中减速器采用了现今比较先进的三环减速器，有又由于其采用横移小车运行，要求板坯连续不断的运动，因此，本设计采用钢绳作为传动戒指，其大大吸收了能量，缓冲了动载荷，从而保证了生产正常稳定的运行。

2.2 三环减速器评述及其传动的原理与布置形式

三环是齿轮减速器在普通少齿差行星减速器基础上开发的一种新型传送装置，它是由我国重庆钢铁设计研究院的陈宗源高级工程师 1985 年提出的一种特殊形式的少齿差行星减速器。

三环传动的的基本传动原理如图 2.1 所示，它由平行四边形机构和齿轮机构组成。输入轴和支承轴上安装有偏心套，充当平行四边形机构的曲柄轴；内齿轮一般做成环板形式，作为平行四边形机构的连杆；外齿轮与输出轴固联或做成一体。运行时，由输入轴和支承轴带动内齿环板作平动，再通过内、外齿轮啮合，由输出轴输出动力。

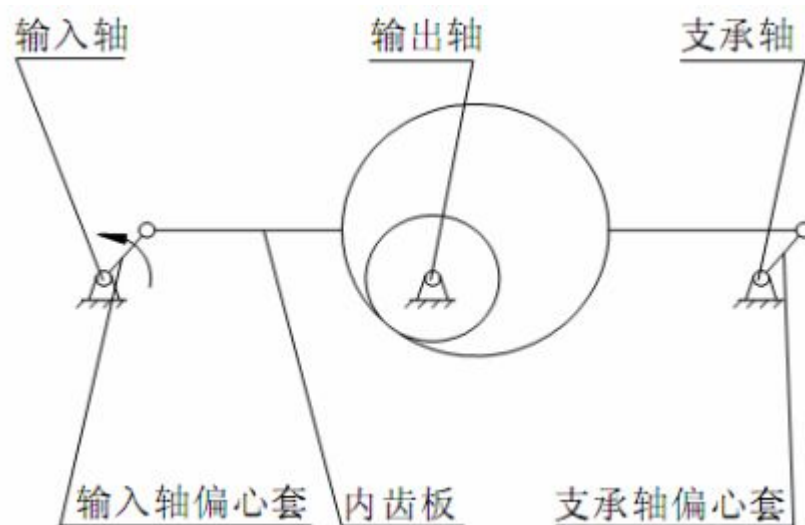


图 2.1 三环传动基本原理

当平行四边形机构的连杆运动到与曲柄共线的两个位置（ 0° 和 180° ）时，

机构的运动不确定。一般把这种运动不确定位置称为死点位置。为了克服机构在死点位置的运动不确定，最常用的作法是采用三相平行四边形机构并列布置，各相机构之间互成 120° 的相位角，如图 1.2 所示。这样当某一相平行四边形机构运动到死点位置时，由其它两相机构传递动力，克服死点，这也是三环减速器名称的由来。

机构中有动力输入的曲柄轴称为输入轴，无动力输入的曲柄轴称为支撑轴，根据输入轴、支承轴和输出轴之间不同的位置关系，三环传动有以下两种基本形式：

对称式：输入轴和支承轴相对于输出轴对称布置，如图 2.2(a) 所示；

偏置式：输入轴和支承轴位于输出轴的同侧布置，如图 2.2(b) 所示

对于两种不同的布置形式，在相同的技术参数下，对称布置的三环减速器的受力性能较佳，是目前普遍应用的不拘形式；而片知识三环传动主要是在早期仿照普通二级减速器设计理论而采用的不拘形式，栖霞洞、噪声都较大，目前以基本淘汰。

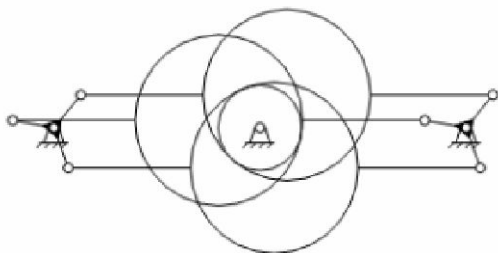


图 2.2 (a) 对称式三环传动

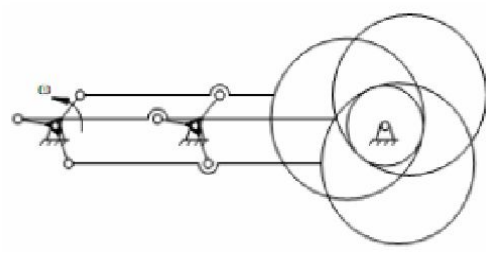


图 2.2 (b) 偏置式三环传动

2.2.1 三环减速器的特点

由于三环减速机结构上的特点，和传统的减速机相比，三环减速机有如下的优点：

1. 承载能力强:传动的内、外齿轮的齿数差少(一般为 1—3)，且为内齿轮传动。内齿轮具有较高的接触强度，且轮齿受载后，由于弹性变形使原来没有接触的齿也进入接触，因而承载齿数多。

2. 传动比大:单级传动的传动比可达 11—99，双级传动比达 9801。

3.结构简单、紧凑:三环减速机与普通减速机相比,箱体结构大大简化。另外,与其它的少齿差行星减速机相比,省略了颇为复杂的输出机构,因而使得其结构简单、紧凑。

4.加工制造简单,成本低:无需特殊材料和特殊的热处理,其各轴平行布置,易损件少,因而使其加工、制造简单,制造成本低。

5.适应性广:根据不同的应用场合,可以制成卧式、立式、法兰联结式等各种结构形式。还可以和普通齿轮传动组成组合传动,既可以单轴驱动,又可以双轴驱动,可以适应各种不同的工程应用场合。

由于内齿行星齿轮减速器有如上这些独特的优点,我国已经将其列为国家重点推广的新产品,冶金工业部也已经制订了部颁标准。目前在许多行业领域已经得到了广泛的应用,但是因其问世时间较短,一些理论和实际问题尚未圆满解决,制约了其性能的发

2.2.2 三环减速器的不足

1.设计理论缺乏:内齿行星齿轮减速器问世时间短,对其受力状况和动力学特性的研究还有待深入,故而目前还缺乏完善的设计理论基础。

2.应用范围有待推广:目前内齿行星齿轮减速器一般应用于建筑、冶金等行业,并且大多工作在低速、精度要求很低的情况下。但是,三环减速器的实际性能不止于此,具有很大的提升空间,有望代替普通减速器用于中、低速和一般精度的场合。

2.2.3 板坯横移机的性能参数

型 式: 小车走行, 轨道升降式

三环减速器: TRCI 400-623-120a

小车数量: 5

钢绳型号: 6x19-21.5-1550-I-甲镀

横移距离: 27m

断面积: 201.35mm²

运行速度: 60m/min

升降行程: 150mm

电 机: SIEMENS 1LA5 220-4AA-Z-H64

额定转速: n=1470r/min

3、传动装置的设计计算

3.1 电动机的计算

横移机的工作特点是低速、重载、往复的运动。考虑到横移机的传动装置为三环减速器，因此为了满足横移机的工作特点以及横移小车的平稳运行，所以采用三相异步式电动机。此外考虑到减速机的结构特点，只采用单电动机传动即可满足使用要求。

电动机所需的工作功率为：

$$P_r = \frac{P_w}{\eta_a * m} = KW \quad (3.1)$$

P_r ——工作机所需的工作功率，指工作机主动端所需功率，KW；

η_a ——由电动机至工作机主动端的总效率；

m ——电动机个数。

工作机所需的工作效率 P_r ，应由机器工作阻力和运动参数（线速度或转速、角速度）计算求得，按下式计算：

$$P_w = \frac{Fv}{1000} KW \quad (3.2)$$

F ——工作机的工作阻力，N；

v ——工作机的小车速度，m/s。

传动装置的总效率 η_a 应为组成传送装置的各个部分运动副效率之乘积，即

$$\eta_a = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

其中： $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ 分别为传动装置中每对运动副或传动副（如联轴器、齿轮传动、带传动、滚动轴承及卷筒等）的效率。

轴承及联轴器的概略值为：

滚动轴承 （每对） 0.98~0.995

滑动轴承 （每对） 0.97~0.99

圆柱齿轮传动（每对） 0.96~0.98

弹性联轴器 0.99~0.995

齿轮联轴器	0.99~0.995
万向联轴器	0.97~0.99
具有中间可动元件的联轴器	0.97~0.99

根据设计情况分别选择为以下数值：

$$\eta_{\text{联}}=0.99 \quad \eta_{\text{齿}}=0.97 \quad \eta_{\text{轴承}}=0.98$$

故：

$$\eta_a = \eta_{\text{联}} * \eta_{\text{齿}}^2 * \eta_{\text{轴承}}^3 = 0.99 * 0.97^2 * 0.98^3 \quad (3.3)$$

工作机所受最大运行阻力为：

$$F_m = (Q + G) \frac{2f + \mu d}{D} = (35.5 * 10^4 + 1.2 * 5 * 10^4) * \frac{2 * 0.3 * 0.015 * 140}{300} * 2 = 7488N \quad (3.4)$$

Q——最大载荷 N；G——5 台小车自重，N；f——滚动摩擦系数，取 f=0.3；

M——车轮摩擦系数，取 $\mu=0.015$ ；d——小车轴承直径，mm；

D——小车车轮直径，mm。

工作机所需功率：

由于 $v=60\text{m/min}$

$$P_w = \frac{F_m v}{1000 \eta_a * m} = \frac{7488 * 1}{1000 * 0.87 * 1} = 8.6KW \quad (3.5)$$

考虑动负荷的电机功率：

$$P = kd \bullet P_i = 2 \times 9.1 \approx 18kw \quad (3.6)$$

根据计算并考虑国外计算方法选电机为：

SIEMENS 电机 型号 1LA5 220-4AA-Z-H46，N=37kw，n=1470r/min

3.2 减速机的选择

由于运行速度 $V=60\text{m/min}$ ，卷筒直径为 0.8m 则卷筒转速为：

$$n_{\text{卷}} = \frac{V}{\pi D} = \frac{60}{3.14 \times 0.8} \approx 23.9 \quad (3.7)$$

$$\text{则减速器速比为: } i = \frac{n}{n_{\text{卷}}} = \frac{1470}{22.9} \approx 61.5 \quad (3.8)$$

则根据电机功率和速比选减速机为:

三环减速机, 型号: TRL1400-62.3-120a, $i=62.3$, $a=120\text{mm}$

则实际卷筒转数为:

$$n_{\text{实}} = \frac{n}{i_{\text{实}}} = \frac{1470}{62.3} \approx 23.6r / \text{min} \quad (3.9)$$

实际运行速度为:

$$V = \pi D n = 3.14 \times 0.8 \times 23.6 \approx 59.3r / \text{min} \quad (3.10)$$

故满足要求

3.3 确定传动比

考虑到本设计中横移机的结构特性及负载承受能力, 设计中采用单电机传动作为动力就可以满足横移机的正常使用。

3.3.1 传动装置的运动和动力参数的选择和计算

0 轴（电动机轴）:

$$\begin{aligned} P_0 &= 37\text{kW} & n_0 &= 1470r/\text{min} \\ T_0 &= 9.5 \times 10^6 \times \frac{P_0}{n} & & \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{37}{1470} & & \\ &= 214.3 \times 10^3 N \cdot \text{mm} & & \end{aligned} \quad (3.11)$$

I 轴（减速器输入轴）:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_0 \cdot \eta_{\text{轴}} \cdot \eta_{\text{联}} = 37 \times 0.98 \times 0.99 = 35.89\text{kW} & & (3.12) \\ n_1 &= n_0 = 1470r / \text{min} \\ T_1 &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{35.9}{1470} \\ &= 233.23 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

II 轴（输出轴）：

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{轴}} \cdot \eta_{\text{齿}} = 35.89 \times 0.98 \times 0.97 = 34.12 \text{kw} \quad (3.13)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1470}{62.3} = 23.60 \text{r/min} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} T_2 &= 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{34.12}{23.6} \\ &= 13.80 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

III 轴（与减速器相连的工作轴）：

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{联}} \cdot \eta_{\text{轴}} = 34.12 \times 0.99 \times 0.98 = 33.10 \text{kw} \quad (3.15)$$

$$n_3 = n_2 = 23.60 \text{r/min}$$

$$\begin{aligned} T_3 &= 9.55 \times 10^6 \frac{P_3}{n_3} \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{33.10}{23.60} \\ &= 13.40 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

4、主要零件的强度计算

4.1 三环传动齿轮副的强度计算特点

三环传动为少齿差啮合行星传动，其外齿轮和内齿轮齿廓的曲率半径 $\rho_0=\rho_2$ 非常接近，根据赫兹公式，齿面不发生解除疲劳强度条件为：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n \frac{1}{\rho}}{\pi L \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \leq [\sigma_H] \quad (4.1)$$

式中： σ_H ——齿面接触应力；

$[\sigma_H]$ ——许用接触应力；

F_n ——作用在齿轮上的法向计算载荷；

ρ ——啮合点两齿廓的综合曲率半径（mm）， $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ （负号用于内

啮合）， ρ_1, ρ_2 分别为外、内齿轮在啮合点处齿廓曲率半径；

E_1 / E_2 ——外齿轮和内齿轮材料的弹性模量；

μ_1 / μ_2 ——外齿轮和内齿轮材料的泊松比。

由于三环传动内、外齿轮齿数差黑校，其齿轮副齿廓半径 ρ_1 、 ρ_2 极为接近，由上式可知其接触应力很小，所以在计算齿轮副的强度时不必考虑其解除强度，而只需计算其齿根弯曲强度即可。

4.2 齿轮的传动校核计算

4.2.1 齿轮的材料及性能参数

(1) 齿轮材料为 35CrMn，调制处理，硬度为 207~269HR，精度等级为 8 级。

(2) 齿轮参数

齿轮模数： $m_n=6$;

齿数： $Z_1=61, Z_2=62$;

螺旋角： $\beta = 0^\circ$;

分度圆直径： 外齿轮： $d_1=366\text{mm}$ ； 内齿轮 $d_2=372\text{mm}$;

齿宽： $B=300\text{mm}$;

齿形角： $\alpha = 20^\circ$ 。

4.2.2 考虑弹性啮合效应的齿轮弯曲疲劳强度的计算

在本章 4.1 部分，已指出三环传动中齿轮副的齿面接触疲劳强度不是主要矛盾，顾只计算器弯曲强度。

考虑到三环传动之存在由弹性变形引起的弹性啮合效应，在进行三环减速器齿轮的齿根弯曲强度计算事，应该计入弹性啮合效应系数 K_p 。肯局表 35.2-22^[2]，齿轮的齿根弯曲强度的校验公式应为：

$$\sigma_{F1} = \frac{2K_F K_P T_1}{B d_1 m} Y_{F1} Y_{S1} Y_\epsilon \leq [\sigma_{F1}] \quad (4.2)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2} Y_{S2}}{Y_{F1} Y_{S1}} \leq [\sigma_{F2}] \quad (4.3)$$

式中： σ_{F1} 、 σ_{F2} ——外齿轮和内齿轮的齿根弯曲应力；

$[\sigma_{F1}]$ 、 $[\sigma_{F2}]$ ——外齿轮和内齿轮的许用弯曲应力；

K_F ——载荷系数；

K_p ——弹性啮合效应系数；

T_1 ——单相齿轮副传递的转矩；

B ——单相齿轮副的承载宽度；

d_1 ——外齿轮分度圆直径；

m ——齿轮副模数；

Y_{F1} 、 Y_{F2} ——外齿轮和内齿轮的齿形系数；

Y_{S1} 、 Y_{S2} ——外齿轮和内齿轮的应力修正系数；

Y_{ε} ——垂直度系数。

①载荷系数的计算

其中载荷系数的计算公式为：

$$K = K_A K_V K_{\beta} K_{\alpha} \quad (4.4)$$

式中： K_A ——使用系数；

K_V ——动载系数；

K_{β} ——齿向载荷分布系数；

K_{α} ——齿间载荷分配系数。

电动机驱动，载荷平稳，由表 5-2^[4]取 $K_A=1$ ；

由图 5-4^[4]，得 $K_V=1.42$ ；

由表 35.2-30^[2]查得， $K_{\alpha} = K_{\beta} = 1.1$

又由表 35.2-6^[2]可知齿轮全齿高计算公式：

$$\begin{aligned} h &= h_0 + h_1 = 2.25mm \\ &= 2.25 \times 6 \\ &= 13.5mm \end{aligned} \quad (4.5)$$

可得 $\frac{b}{h} = \frac{200}{13.5} = 14.81$ 由此查图 10-13^[1]可得：

$$K_{\beta} = 1.26$$

则

$$\begin{aligned} K &= K_A K_V K_{\beta} K_{\alpha} \\ &= 1 \times 1.42 \times 1.26 \times 1 \\ &= 1.968 \end{aligned} \quad (4.6)$$

②齿形齿数计算

由表 35.2-20^[1]可查得 $Y_{F1} = 3.96, Y_{F2} = 2.66$

③应力修正系数

由图 35.2-24^[2] 可查得 $Y_{S1} = 1.74, Y_{S2} = 1.12$

④弹性啮合效应系数

由图 35.2-31^[2] 可查得 $K_{\rho} = 0.6$

⑤单相齿轮副传递的转矩

$$T_1 = 13.80 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

由式 4.1 可算出外齿轮齿根弯曲应力

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2K_F K_P T_1}{B d_1 m} Y_{F1} Y_{S1} Y_{\epsilon} & (4.7) \\ &= \frac{2 \times 1.968 \times 0.3 \times 12.6 \times 10^6}{200 \times 366 \times 6} \times 3.92 \times 1.74 \times 1 \\ &= 253.25 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

由式 4.2 可算出内齿轮弯曲应力

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \frac{Y_{F2} Y_{S2}}{Y_{F1} Y_{S1}} & (4.8) \\ &= 253.25 \times \frac{2.66 \times 1.12}{3.92 \times 1.74} \\ &= 110.61 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

4.2.3 弯曲疲劳许用应力的确定

由式 35.2-22^[2] 得弯曲疲劳许用应力：

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{lim}} \cdot Y_{ST}}{S_{F\text{min}}} \cdot Y_N Y_X \quad (4.9)$$

确定公式内的各计算数值：

①由图 35.2-27^[2] 查得齿根弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\text{lim}} = 285 \text{ Mpa}$ ；

②弯曲疲劳计算的最小安全系数由式 $3=23$ ^[12] 可查得 $S_{F\text{lim}} = 1.2$ ；

③齿轮的应力修正系数由文献[2.35-54]可查得 $Y_{ST} = 2$ ；

④尺寸系数由式 3-22-3^[12] 可查得 $Y_X = 0.75$;

⑤弯曲疲劳强度计算的寿命系数 Y_N 。

齿轮的工作应力循环次数 N

$$N = 60njL_h = 60 \times 23.67 \times 1 \times (20 \times 365 \times 24) = 2.49 \times 10^8 \quad (4.10)$$

式中： j ——齿轮每转一周同一齿面啮合的次数，取 $j=1$;

L_h ——齿轮的工作寿命， h 。

所以由图 35.2-28^[2] 查得 $Y_N = 0.99$ 。

根据各项系数代入上式可得

$$[\sigma_F] = \frac{2 \times 285 \times 0.99 \times 0.75}{1.2} = 365.25 \text{ Mpa}$$

可以看出

$$[\sigma_F] = 365.25 > \sigma_{F2} = 100.92 \text{ Mpa}$$

故安全

4.3 轴强度的校核计算

4.3.1 减速器中输出轴的校核计算

(1) 轴上输入功率 P 、转速 n 和转矩 T ，如下：

$$P=34.12\text{kw}$$

$$n=23.60\text{r/min}$$

$$T=13.81 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm}$$

(2) 求作用在齿轮上的里

已知齿轮的分度圆直径

$$d=372\text{mm}$$

则可得出轴上所受的力为：

$$F = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 13.8 \times 10^6}{372} = 74.19 \times 10^3 \text{N} \quad (4.11)$$

$$F_t = F_1 \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 74.19 \times 10^3 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 27.83 \times 10^3 \text{N} \quad (4.12)$$

$$F_a = F_1 \cdot \tan \beta = 74.19 \times 10^3 \times \tan 14^\circ = 18.40 \times 10^3 \text{N} \quad (4.13)$$

(3) 求轴上载荷

支撑点跨距为：

$$L = a + b = 247 + 247 = 494\text{mm} \quad (4.14)$$

①水平面支反力：

由 $\sum M_2 = 0$, 得

$$F_{NH1} = \frac{F_1 \times a}{L} = \frac{74.19 \times 10^3 \times 247}{494} = 37.85 \times 10^3 \text{N} \quad (4.15)$$

$$F_{NH2} = \frac{F_1 \times b}{L} = \frac{74.19 \times 10^3 \times 247}{494} = 37.85 \times 10^3 \text{N} \quad (4.16)$$

②垂直面的支反力：

$$M_a = F_a \times \frac{d}{2} = 18.4 \times 10^3 \times \frac{372}{2} = 3422 \times 10^3 \text{N} \quad (4.17)$$

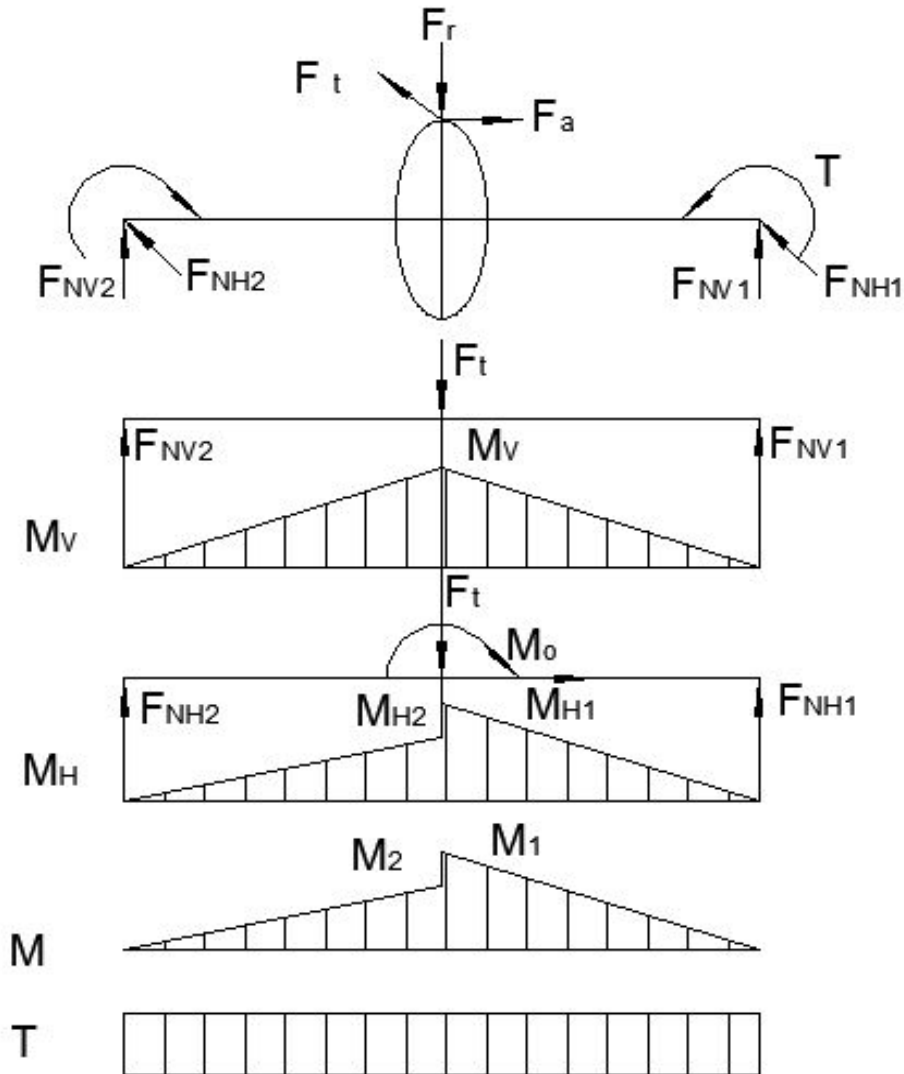


图 4.1 弯矩扭矩图

由 $\sum M_{1承} = 0$, 得:

$$F_{NV2} = \frac{F_t \cdot 247 - M_a}{494} = \frac{27.83 \times 10^3 \times 247 - 3124.8 \times 10^3}{494} = 6.99 \times 10^3 N \quad (4.18)$$

$$F_{NV1} = F_t - F_{NV2} = 27.83 \times 10^3 - 6.99 \times 10^3 = 20.84 \times 10^3 N \quad (4.19)$$

(4) 作弯矩转矩图如图 4.1 所示

水平面弯矩

$$M_H = \frac{F_t \times a \times b}{L} = \frac{74.19 \times 10^3 \times 247 \times 247}{494} = 9162.47 \times 10^3 N \cdot mm \quad (4.20)$$

垂直面弯矩

$$M_{V1} = F_{NV1} \times a = 20.84 \times 10^3 \times 247 = 5147.48 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.21)$$

$$M_{V2} = F_{NV2} \times b = 6.99 \times 10^3 \times 247 = 1726.53 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.22)$$

合成弯矩

$$M_1 = \sqrt{M_H^2 + M_{V1}^2} \quad (4.23)$$

$$= \sqrt{(9162.47 \times 10^3)^2 + (5147.48 \times 10^3)^2}$$

$$= 10509.40 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_H^2 + M_{V2}^2} \quad (4.24)$$

$$= \sqrt{(9162.47 \times 10^3)^2 + (1726.53 \times 10^3)^2}$$

$$= 93237.20 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

由以上计算结构绘制出弯扭图、扭矩图。从弯矩、扭矩图可以看出，截面 A 为危险截面，现将计算出的截面 A 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值列于表 4.1。

表 4.1 截面 A 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值统计表

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力	$F_{NH1}=37.85 \times 10^3 \text{ N}$	$F_{NV1}=20.84 \times 10^3 \text{ N}$
	$F_{NH2}=37.85 \times 10^3 \text{ N}$	$F_{NV2}=6.99 \times 10^3 \text{ N}$
弯矩 M	$M_H=9162.47 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{V1}=5147.48 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$
		$M_{V2}=1726.53 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$
总弯矩	$M_1=10509.40 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_2=93237.20 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$
扭矩 T	$T=13.81 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$	

(5) 按弯扭合成应力校核轴的强度

因轴的材料为 45#钢，调质处理，由表 15-1^[1] 查得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ Mpa}$ 。

由表 15-5^[1] 查得 $\alpha = 0.6$ 轴的计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{M_1 + (\alpha T)^2}{W}} = \sqrt{\frac{(10509.40 \times 10^3) + (0.6 \times 13.81 \times 10^6)^2}{0.1 \times 154^3}} = 36.64 \text{ Mpa} \quad (4.25)$$

因此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ ，所以可知安全。

因本设计采用的减速器为北京瑞德信通用机械设备只在有限公司制造的 TRCI1400-62.3-120a 减速器，其为专利产品，其内部结构（包括轴的结构尺寸。齿轮结构尺寸）所提供的非常少，某些参数更为专利保密，当对其内部结构中的输出轴进行疲劳翘度校核时，所提供条件不足。于是。本论文在对减速器的输出轴进行弯扭合成应力校核轴的强度的同事，选择了与输出轴相连的轴（二）进行强度校核与疲劳校核。

4.3.2 与减速器中输出轴相连的轴（二）校核计算

(1) 轴上所受力：

$$F_t = F_m = 7488N$$

$$F_r = M_{\text{钢}} \times g + M_{\text{卷筒}} \times g = 182 \times 9.9 + 411.8 \times 9.8 = 5819.24N \quad (4.27)$$

$$F_a = 0$$

(2) 水平面支反力：

由 $\sum M_2 = 0$, 得：

$$F_{NH1} = \frac{F_1 \times 450}{900} = \frac{7488 \times 450}{900} = 3744N \quad (4.28)$$

$$F_{NH2} = \frac{F_1 \times 450}{900} = \frac{7488 \times 450}{900} = 3744N \quad (4.29)$$

(3) 垂直面的支反力：

$$F_{NV1} = \frac{F_r \times a}{L} = \frac{5819.24 \times 450}{900} = 2909.62N \quad (4.30)$$

$$F_{NV2} = F_t - F_{NV2} = 5819.24 - 2909.62 = 2909.62N \quad (4.31)$$

(4) 作弯矩转矩图如图 4.2 所示。

①水平面弯矩：

$$M_H = \frac{F_t \times a \times b}{L} = \frac{7488 \times 450 \times 450}{900} = 1684.8 \times 10^3 N \cdot mm \quad (4.32)$$

②垂直面的支反力：

$$F_{NV1} = \frac{F_r \times a}{L} = \frac{5819.24 \times 450}{900} = 2909.62N \quad (4.30)$$

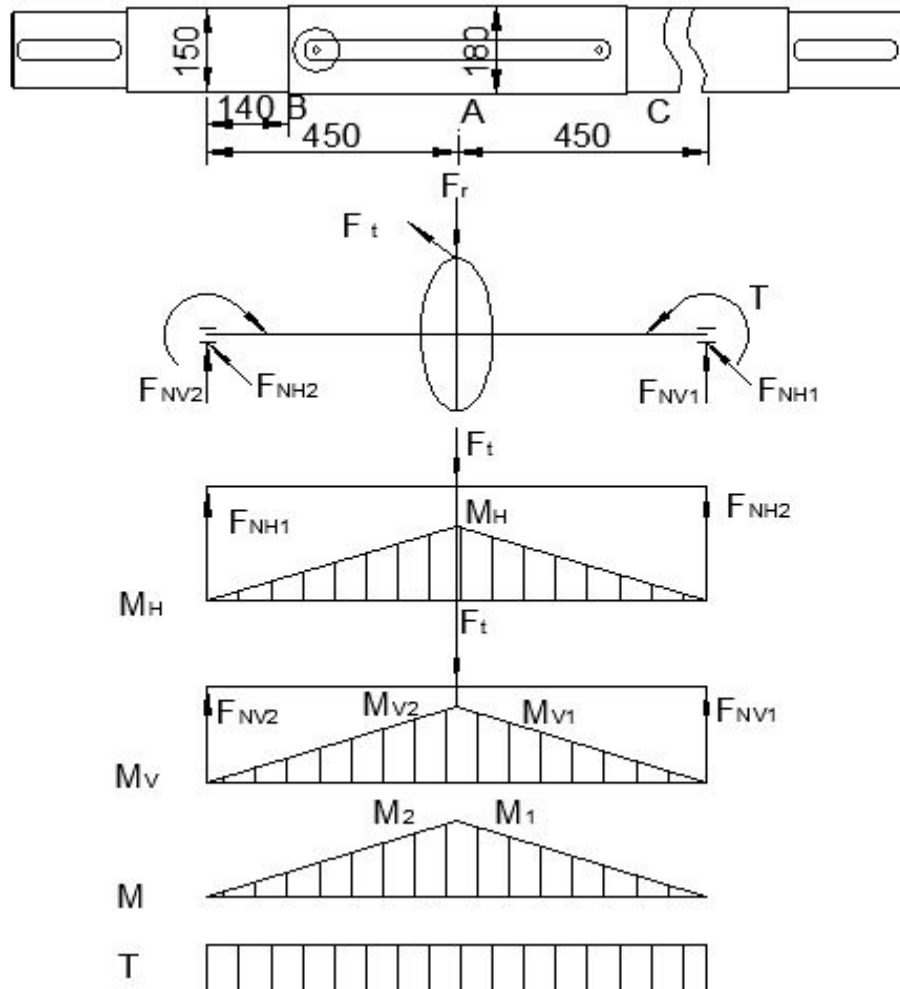


图 4.2 轴（二）的结构及其弯矩扭矩图

③合成弯矩

$$\begin{aligned}
 M_2 = M_1 &= \sqrt{M_H^2 + M_{V1}^2} & (4.34) \\
 &= \sqrt{1684800^2 + 1309329^2} \\
 &= 2133.75 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

由以上计算结构绘制出弯扭图、扭矩图。从轴的结构图以及弯矩和扭矩图可以看出，截面 C 为轴的危险截面，现将计算出的界面 C 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值列于表 4.2。

表 4.2 界面 C 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值统计表

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力	$F_{NH1}=3744N$	$F_{NV1}=2909.62N$
	$F_{NH2}=3744N$	$F_{NV2}=2909.62N$
弯矩 M	$M_H=1684.8 \times 10^3 N \cdot mm$	$M_{V1}=1309.33 \times 10^3 N \cdot mm$
		$M_{V2}=1309.33 \times 10^3 N \cdot mm$
总弯矩	$M_1=2133.75 \times 10^3 N \cdot mm$	$M_2=2133.75 \times 10^3 N \cdot mm$
扭矩 T	$T = T_3 + \frac{F_t \cdot d}{2} = 13.40 \times 10^6 + \frac{7488 \times 800}{2} = 16.40 \times 10^6 N \cdot mm$	

(5) 按弯矩合成应力校核轴的强度

因轴的材料为 35CrMn, 调质处理, 由表 15-1^[1] 查得 $[\sigma_{-1}] = 100Mpa$ 。

由表 15-5^[1] 查得 $\alpha = 0.6$, 轴的计算应力为由式 (4.25) 可得

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{M_1 + (\alpha T)^2}{W}} = \sqrt{\frac{(2133.75 \times 10^3) + (0.6 \times 16.4 \times 10^6)^2}{0.1 \times 158^3}} = 5.41Mpa \quad (4.35)$$

因 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$, 所以可知安全。

(6) 精确校核轴的疲劳强度

①判断危险截面

从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看, 截面 B 和 C 处过盈配合引起的应力集中最严重, 从受载的情况来看, 截面 A 上的应力最大, 截面 C 的应力集中的影响和截面 A 上虽然应力最大, 但应力集中不大, 且这里轴颈也很大, 顾截面 A 也不必校核, 因而该轴只需校核截面 B 左右两侧即可。

②截面 B 右侧

抗弯截面系数:

$$W = 0.1d^3 = 0.1 \times 158^3 = 394431mm^3 \quad (4.36)$$

抗扭截面系数:

$$W_T = 0.2d^3 = 0.2 \times 158^3 = 788862.4mm^3 \quad (4.37)$$

截面 B 上的扭矩 $T = 13.4 \times 10^6 N \cdot mm$

截面 B 右侧的弯矩为:

$$M = M_2 \frac{450-140}{450} = 2133.8 \times 10^3 \times \frac{319}{450} = 1469.95 \times 10^3 N \cdot mm \quad (4.38)$$

截面上的弯曲应力:

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{1469950}{394431} = 3.73 Mpa \quad (4.39)$$

截面上的扭转切应力:

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{13.40 \times 10^6}{788862.4} = 16.99 Mpa \quad (4.40)$$

因轴的材料为 35CrMn, 调质处理, 由表 15-1^[1] 查得:

$$\sigma_B = 700 Mpa \quad \sigma_{-1} = 320 Mpa \quad \tau_{-1} = 185 Mpa。$$

截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数 ∂_σ 及 ∂_T 按附表 3-2^[1] 查取。

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{150} = 0.013, \quad \frac{D}{d} = \frac{158}{150} = 1.053, \quad \text{经插值法可查得:}$$

$$\partial_\sigma = 2.0, \quad \partial_T = 1.3$$

又由附图 3-1^[1] 可得轴的材料敏感性系数为:

$$q_\sigma = 0.82, \quad q_\tau = 0.85$$

故有效应力集中系数按式附 3-4^[1] 为

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.82 \times (2 - 1) = 1.82 \quad (4.41)$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau (\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.85 \times (1.3 - 1) = 1.26 \quad (4.42)$$

由附图 3-2^[1] 得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.53$; 由附图 3-3^[1] 得扭转尺寸系数 $\varepsilon_\tau = 0.73$ 。

由附图 3-4^[1] 得表面质量系数为

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.90$$

轴未经表面强化处理, 即 $\beta_q = 1$, 可得综合系数值为:

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 = \frac{1.82}{0.53} + \frac{1}{0.9} - 1 = 3.54 \quad (4.43)$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 = \frac{1.26}{0.73} + \frac{1}{0.9} - 1 = 1.84 \quad (4.44)$$

又由合金钢的特性系数范围:

$$\psi_{\sigma} = 0.2 \sim 0.3$$

$$\psi_{\tau} = 0.1 \sim 0.15$$

取

$$\psi_{\sigma} = 0.25, \quad \psi_{\tau} = 0.1$$

可得安全系数 S_{ca} 值:

$$S_{\sigma} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \tau_{\alpha} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{320}{3.54 \times 3.73 + 0.25 \times 0} = 24.51 \quad (4.45)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_{\alpha} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{320}{1.84 \times \frac{16.99}{2} + 0.1 \times \frac{16.99}{2}} = 11.23 \quad (4.46)$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{24.51 \times 11.23}{\sqrt{24.51^2 + 11.23^2}} = 10.21 \quad (4.47)$$

所以 $S_{ca} > S = 1.5$ ，故可知其安全。

③截面 B 左侧

抗弯截面系数:

$$W = 0.1d^3 = 0.1 \times 150^3 = 3337500 \text{mm}^3 \quad (4.48)$$

抗扭截面系数:

$$W_T = 0.2d^3 = 0.2 \times 150^3 = 675000 \text{mm}^3 \quad (4.49)$$

截面 B 上的扭矩: $T = 13.4 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm}$

截面 B 右侧的弯矩为:

$$M = M_2 \frac{450 - 140}{450} = 2133.8 \times 10^3 \times \frac{319}{450} = 1469.95 \times 10^3 \text{N} \cdot \text{mm} \quad (4.50)$$

截面上的弯曲应力:

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{1469950}{337500} = 4.36 \text{Mpa} \quad (4.51)$$

截面上的扭转切应力:

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{13.40 \times 10^6}{675000} = 19.85 \text{Mpa} \quad (4.52)$$

过盈配合处的 $k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ 值由附表 3-8^[1]用插值法求出，并取 $k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0.8k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ ，

可得：

$$\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 3.16, \quad \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 0.8 \times 3.16 = 2.53$$

由上可知表面质量系数为

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.90$$

轴未经表面强化处理，即 $\beta_q = 1$ ，可得综合系数值为：

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = 3.16 + \frac{1}{0.9} - 1 = 3.27 \quad (4.53)$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = 2.53 + \frac{1}{0.9} - 1 = 2.64 \quad (4.54)$$

又由合金钢的特性系数范围：

$$\psi_{\sigma} = 0.2 \sim 0.3$$

$$\psi_{\tau} = 0.1 \sim 0.15$$

取：

$$\psi_{\sigma} = 0.25, \quad \psi_{\tau} = 0.1$$

可得安全系数 S_{ca} 值：

$$S_{\sigma} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \tau_{\alpha} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{320}{3.27 \times 4.36 + 0.25 \times 0} = 22.44 \quad (4.55)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_{\alpha} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{320}{2.64 \times \frac{19.85}{2} + 0.1 \times \frac{19.85}{2}} = 6.80 \quad (4.56)$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{22.44 \times 6.8}{\sqrt{22.44^2 + 6.8^2}} = 6.51 \quad (4.57)$$

所以 $S_{ca} > S = 1.5$ ，故可知左侧强度也是足够的。

4.4 轴承的选择和寿命计算

(1) 轴承的选用

轴承为调心棍子轴承 23032，查表 39.2-22^[3]得：

$$e = 0.25, Y_1 = 2.7, Y_2 = 4.0, C_r = 368kN$$

(2) 寿命计算:

求两轴承收到的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2}

将轴系部件受到的空间力系分解为水平面和垂直面两个平面力系（见图 4.3）。其中的 F_{re} 为通过另加转矩而平移到指向轴线。可知:

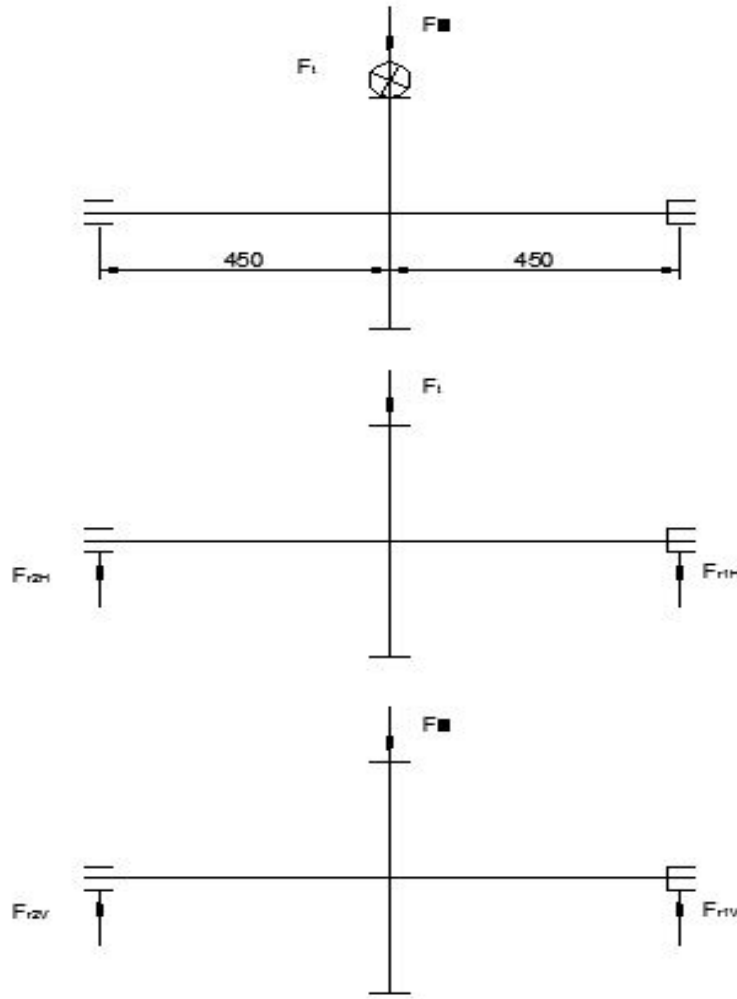


图 4.3 轴承受力计算图

$$F_{te} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 13.4 \times 10^6}{800} = 33.50 \times 10^3 N \tag{4.58}$$

$$F_{re} = F_{te} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 33.5 \times 10^3 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 12.57 \times 10^3 N \tag{4.59}$$

由 $\sum M_1 = 0$,

$$F_{r1H} = \frac{F_{re} \cdot a}{L} = \frac{12.57 \times 10^3 \times 450}{900} = 6.29 \times 10^3 N \quad (4.60)$$

$$F_{r2H} = F_{re} - F_{r1H} = 12.58 \times 10^3 - 6.29 \times 10^3 = 6.29 \times 10^3 N \quad (4.61)$$

由 $\Sigma M_2 = 0$,

$$F_{r1V} = \frac{F_{te} \cdot a}{L} = \frac{33.5 \times 10^3 \times 450}{900} = 16.75 \times 10^3 N \quad (4.67)$$

$$F_{r2V} = F_{te} - F_{r1V} = 33.5 \times 10^3 - 16.75 \times 10^3 = 16.75 \times 10^3 N \quad (4.68)$$

所以得轴承的径向载荷:

$$F_{r1} = \sqrt{F_{r1H}^2 + F_{r1V}^2} = \sqrt{6290^2 + 16750^2} = 17892.08 N \quad (4.69)$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2H}^2 + F_{r2V}^2} = \sqrt{6290^2 + 16750^2} = 17892.08 N \quad (4.70)$$

又

$$\frac{F_a}{F_{r2}} = \frac{0}{17892.08} = 0 < e$$

查表 13-5^[2] 可得:

$$X = 1, Y = 1.7$$

由表 13-6^[2] 可查出:

$$f_p = 1.5$$

则轴承当量动载荷为:

$$\begin{aligned} P &= f_p X F_{r1} & (4.71) \\ &= 1.5 \times 1 \times 17892.08 \\ &= 26838.12 N \end{aligned}$$

求轴承的寿命, 因为只有 P, 所以轴承的寿命大小:

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 23.67} \left(\frac{36800}{26838.12} \right)^{\frac{10}{3}} & (4.72) \\ &= 2816 \text{ h} \end{aligned}$$

式中 ε —— 试验指数, 对于滚子轴承 $\varepsilon = \frac{10}{3}$ 。

5、钢丝绳的设计及计算

5.1 钢丝绳的作用

钢丝绳在整个设计中其作用是非常重要的，电机减速器的动力，通过钢丝绳来带动小车，从而实现板坯的横移。

5.2 钢丝绳的设计

由文献[5,12]可得
$$F_{\max} = \frac{F_t \cdot 2R}{3.335} \quad (5.1)$$

F_{\max} ——钢丝绳工作时所受的最大拉力 N （不计动载荷）

$$F_{\max} = \frac{7488 \times 2 \times 7.47}{3.335} = 33344.48N$$

$$F_b \geq \frac{F_{\max} \cdot S}{\psi}$$

F_b ——钢丝绳规范中钢丝破断拉力的总和 N ，可由表1-12^[5]查得：

$$F_b = 1550KN$$

S ——安全系数； ψ ——钢丝绳破断力换算系数；

由表 24-7^[2]、表 24-8^[2] 查得： $S=0.6$ ， $\psi = 0.82$

则可算得：
$$F_b = 1550N > \frac{F_{\max} \times S}{\psi} = \frac{33344.48 \times 0.6}{0.82} = 250.08N$$

故安全

5.3 钢丝绳的选取

钢丝绳在板坯横移机中带动小车，在受力时只受纵向拉力，而不考虑横向拉力，并且在工作中要有较好的弹性，综上，由表 1-12^[5] 选取：

钢丝绳型号：6x19-215-1550-I-甲镀-右

钢丝绳直径：21.5mm

断面积：175.40mm²

6、电机与减速器之间联轴器的选择

由于电动机为西门子生产的，因此为满足生产要求和工作特点，采用自制的装配式联轴器。

万向联轴器由于其偏差角度大、传递扭矩高等特点，被广泛应用于各类通用机械场合。

万向联轴器常见类型有：通用型万向联轴器、高转速型万向联轴器、微型万向联轴器、可伸缩方向联轴器、大扭曲万向联轴器等诸多类型。

又由于电动机带动减速器高速旋转，会产生很大的冲击和振动，这样会使电动的减少寿命甚至遭到破坏，因此采用万向联轴器，其具有以下优点：

①弹性高，阻尼大，具有足够的减振能力，把冲击和振动产生的振幅降低到允许的范围以内。

②强度高，承载能力大，在有可能发生扭振或存在瞬时尖峰载荷的场合，要求联轴器的许用瞬时最大扭矩为许用长期扭矩的三倍以上。

③具有足够的补偿性能，满足安装和工作时两轴发生相对位移的需要。

④工作可靠，性能稳定；对橡胶弹性。

⑤结构简单、体积小、重量轻、装拆方便，维护容易，价格低廉。

万向联轴器除了能补偿两轴见的相对偏移，降低对联轴器安装的精确对中要求外，更重要的是能够缓和冲击。吸振、改变轴系的自振频率，避免发生严重的危险性振动。

GICL10 的轴承的各项参数如下：

公称转矩	20000N · mm	许用转速	2650r/min		
轴孔直径	140mm 150mm	轴孔长度	202mm		
D=287mm	D ₁ =239mm	D ₂ =200mm	D ₃ =200mm		
C=14	H=3.5	$A = \frac{78}{39}$	$B = \frac{164}{82}$	e=47	
转动惯量	2.981Kg · m ²	润滑脂用量	172ml	重量	119Kg

7、润滑与密封的方式

7.1 设备润滑的方式

减速机在运行工作时，齿面之间必然产生相对滑动，摩擦和磨损亦必然增加动力消耗，大大减少设备使用寿命，因此，设备的润滑是在设计中必须要考虑的一个重要为题。

在本次设计中，减速器采用为三环减速器，其一般采用油池飞溅润滑（即利用齿轮的转动把润滑齿轮的油甩到四周壁面上，然后通过适当的沟槽把油引到轴承中去），自然冷却；当长期连续运转热平衡功率不够时应采取散热措施或者冷却润滑，润滑油采用 N100~N~200 中极压齿轮油。对于断续工作制可采用本流体润滑油

7.2 设备密封的方式

在以往的设计中，减速器轴头动密封采用 140x170x16mm 内包式骨架油封，但是实测油封尺寸偏大，导致装备困难，非正常损坏多，且油封唇口 chicun、腰部结构及胶料存在明显缺陷。因此在本设计中对密封装置进行了改良，其中个密封方式性能优缺点对比见表 7.1。可看出，磁力机械油封是立式或卧式安装结构的拉矫机（板坯横移机）减速器的较好选择，但价格较高，性价比不合适，采用磁力机械密封必须对减速器的轴封部位加以改良，因此采用了橡胶密封，改造措施如下：

①密封材料选型及配合。良好的耐高温和耐油性能是选材的前提，唇口部位恢复及跟随性要求高，胶料应具有良好弹性。经比较，选用氟橡胶（FPM）材质的双唇内包骨架油封。

②加强检修管理，避免装配过程中密封损坏，保证密封效果。装配时，应将端盖与油封整体推入，轻轻敲打，使油封平行进入油封座以防止非正常损坏。

③润滑油改型。采用 N320 重负荷涡轮蜗杆油，其粘度高，极压性好，油膜成型好 PD 值、Timken ok 值指标满足要求，有效防止了齿面的干摩擦，改善了啮合面间的润滑效果。

时间证明，三环减速器通过润滑油的改良和密封的改进，达到良好的润滑、密封要求，减速器泄露现象得到控制，有效提高了减速器的平稳性，油品消耗大幅降低。减少了污染，改善了工作环境；同时，减少了齿轮齿板的磨损，减轻了工人维护工作量，降低了维修费用，综合效益显著。

表 7.1 各式密封优缺点

	橡胶油封	迷宫式油封	磁力机械油封
优缺点	线速度低	不能彻底杜绝泄露	零泄露
	泄漏率高	不能用于立式结构	使用寿命较长
	磨损轴	对线速度有要求	占用空间极小
	使用寿命短		适用于立式/卧式结构
			适用于低速/高速设备
			适用于干摩擦

8、我国钢铁工业的污染现状与应对措施

8.1 我国钢铁工业环境污染状况分析

直至 2005 年钢铁企业规模进一步扩大，年产 1000 万吨粗钢以上的企业由 2004 年的 2 家发展到 8 家，年产 500—1000 万吨粗钢的企业有 10 家，年产 300—500 万吨粗钢的企业有 16 家。年产粗钢 500 万吨以上的企业，合计产锈量 16197.16 万吨，共占全国粗钢产量 34936.15 万吨中的 46.36%。年产钢量 500 万 t 以上的特大型企业：如宝钢、武钢等，装备水平较高，污染物处理设施较齐全，污染治理效果较好。年产钢量 200~700 万吨的中型企业，污染治理情况不均衡，近几年新建钢铁厂采用较先进的工艺流程，环保设施比较完善，污染物排放量较少，污染治理效果较好。老企业则生产工艺落后，环保设施简陋，污染治理效果较差。100 万吨以下的小型企业，生产工艺落后，装备水平低，环保设施不完备且简陋，污染比较严重。

从我国钢铁企业的冶炼设备的容量来说，公称容量在 1000 立方米以上的高炉，100 吨以上的转炉，60 吨以上的电炉其环保设施的配备水平较高，污染治理效果较好。公称容量小于上述容量的冶炼设备，对环保设备的配置水平较低，污染治理效果相对稍差一些。

总的来说，我国钢铁企业冶炼工艺先进与落后并存，有代表世界先进生产工艺流程的环境污染较小的先进企业，如宝钢、天津无缝钢管等，也有生产工艺相对落后，污染严重的小型企业。并且我国仍有大容积 300 立方米以下的高炉，30~50 吨转炉和摇炉，甚至更小的炉子还在生产。这样严重制约了钢铁行业环境治理进程，加重了钢铁行业的环境污染。

8.2 对于钢铁工业污染的应对措施

8.2.1 我国钢铁工业应对环境问题所采取的主要措施

实现环境质量为目标，以控制环境容量、总量为手段，实行现有排污量与削减量、新增量的统筹规划、统一调配的总量控制制度，加强环境管理科学化、系统化、

定量化,使环境质量强标与对排污的管制有效结合起来,取得环境与排污的平衡,达到经济与环境协调发展。

钢铁行业污染物排放标准是国家环境保护法规的重要组成部分,是数字化的环境法规,是推动钢铁行科技进步和产业结构调整的动力。现行的钢铁工业污染物排放标准已远落后于我国钢铁工业日新月异的发展形势,更无法适应《钢铁产业发展政策》实施后的发展形势。所以,要尽快出台新的钢铁行业污染物排放标准,使企业 and 环境监理部门共同依据新的标准来核算钢铁生产过程中产生和排放的污染物数量,更好的贯彻落实相关政策法规。

8.2.2 推行循环经济。建立钢铁工业的循环链

“十一五规划的建议”指出“要把节约资源作为基本政策,发展循环经济,在冶金行业开展循环经济试点,探索发展循环经济的有效模式。”钢铁工业主要从提高原料效率、水源循环利用率、永循巧利用率和固体废弃物利用率几个方面着手实施循环经济。国家发展改革委要求钢铁行业规划和企业规戈要全面贯彻钢铁工业循环经济理念,着力于最大限度提高废水、固体废弃物、废气的综合利用水平,建设锈铁循环经济工厂。

以钢铁生产企业为核心,建设循环链。第一以零排放为目标,建设钢铁生产过程的三个循环链,一是可燃气体的回收利用循环链;二是工业用水循环链;三是固态废弃物的循环链。同时还要建设钢铁企业和相关企业之间的循环链。建立钢铁及有关工业生产链,开发各种行业间的能量流动和物质循环新流程,实现生产资源的链式循环,可以形成不同众业之间共享资源和交换副产品的产业共生组合,使上游过程中生产所产生的废弃物成为下游生产的原料,达到相互间资源的最优化配置,完成物质的反复循环流动。使钢铁厂不仅是生产钢材,而且是清洁、高效的能源转化工厂废弃物回收及综合利用厂。

8.2.3 加快产业调整转变生产方式和加快淘汰落后企业步伐

国家在调整产业结构上大做文章,限制减缩高消耗、重污染的产业,支持鼓励发展无污染、少污染产业。从国家环保总局到省、市、县级环保部门应当挺直腰杆,根据环境的承载能力和环保的要求,分别提出支持、限制、禁止发展;制

定期淘汰的产业名录，以此作为经济发展特别是产业发展的导向，实现环境与生产的平衡。我们要转变钢铁工业的经营模式，将一味追求规模、速度的发展方式，转移到新型的追求质量与环境效益的发展方向上来，实现经济与环境的双赢。

从当前我国钢铁工业运行的实际出发，针对当前出现的全行业产能过剩问题，从现在开始要进一步加大贯彻落实《钢铁产业发展政策》的工作力度，充分发挥市场机制，认真做好淘汰落后生产能力的工作。按照国务院批准的《产业结构调整目录》，300 立方米及以下小高炉，20 t 及以下小转炉、小电炉 2006 年进入淘汰实施阶段，应当抓紧落实，取得突破；同时坚持以市场、法规手段为主，辅之以行政手段的原则，尽快落实具体办法和措施，针对我国市场秩序不规范，企业税费负担不均的现状，政府有关部门要创造有利于企业公平竞争的环境，真正做到扶优扶强，优胜劣汰。

8.2.4 加强钢铁工业环境保护技术支撑措施，积极推进钢铁工业清洁生产技术建立和完善钢铁工业环保技术支撑体系

钢铁企业要实施清洁生产，建立健全清洁生产组织机构，明确清洁生产目标，并纳入企业发展规划，做到依法自觉实施清洁生产；鼓励开展清洁生产审核；制定实施清洁生产方案，“积极主动、先易后难、持续实施”的原则，制定切实可行的实施计划。使钢铁工业从“末端治理”过程向“前端预防”或“全程预防”转移，形成一个完整环保战略。同时还要积极推广新型节能降耗技术，推进清洁化生产，支持企业实施高炉富氧喷煤、高炉余压发电、干熄焦、转炉高炉煤气回收及综合利用。节水技术改造等先进实用技术。同时密切跟踪世界钢铁工业技术走向，重点关注薄板坯连铸连轧、薄带连铸等近终型生产工艺；冶金过程的综合节能和环保技术；生产过程自动化、信息化和智能化；煤、气转化等冶金新型清洁能源开发。

结论

以上是我对鞍钢二炼钢厂板坯连铸机中板坯横移机设计以及计算的全过程。在此设计中我还查阅了大量资料，对现今比较现今的三环减速器有了一个初步的认识。在此设计和计算中涉及并且运用了许多基础及专业知识，例如：机械设计、机械原理、炼钢机械、理论力学、材料力学、动力学、起重吊装动力学等。通过查阅学习这些大量的知识，是我的知识面大大增加。计算机绘图及论文的编写同样是我的动手、实践能力有了显著的提高，也进一步巩固了我所学额定知识基础、专业理论。然而，这些设计与学习过程不仅对我现在帮助很大，它同样会对我今后的学习生活起到深远的影响。

本设计还对板坯横移机的传动系统的各参数进行了设计计算，同时也对主要部件进行了强度分析与校核，对其中的一部分零部件进行了改进。

但由于知识水平和计算水平有限，在计算、设计以及绘图过程中不可避免的出现错误，对于缺点及不妥之处，请各位老师和专家们给予批评指正。

致谢

经过一学期的忙碌，本次毕业设计已经接近尾声，作为一个普通本科生，缺乏足够的经验和能力，设计中难免有些许不周全与疏忽。如果没有导师的督促指导，和同学们的支持帮助，这项设计工作的难度一定会上升。在这里首先要感谢我的导师于晓光老师，于老师平时工作繁忙，却在我们做毕业设计的每个阶段，从选题到查阅资料，图纸的确定，中期论文的修改，后期论文格式调整图纸绘制修改等各个环节中都给予了我们悉心的指导。这几个月以来，于老师不仅在学业上给我以精心指导，同时还在思想给我以无微不至的关怀，并且老师认真的态度，对细节的不断追求，也身体力行的教会了我们细节的重要性，在此谨向于老师致以诚挚的谢意和崇高的敬意。

同时，本次毕业设计的完成也得到了许多同学的热情帮助。感谢在整个毕业设计期间和我密切合作的同学，和曾经在各个方面给予过我帮助的伙伴们。

最后我要感谢我的母校辽宁科技大学对我的培育，并再一次真诚地向帮助过我的老师和同学致谢！

参考文献

- [1]濮良贵, 纪明刚.机械设计[M]北京: 高等教育出版社, 2004
- [2]徐灏, 机械设计手册[M].北京: 机械工业出版社, 2000
- [3]龚淮义, 罗圣国.机械设计指导书[M].北京: 高等教育出版社, 1990
- [4]巩云鹏, 田万禄, 机械设计课程设计[M].沈阳: 东北大学出版社, 1992
- [5]杨文渊, 起重吊装技术手册[M].北京: 人民交通出版社, 1981
- [6]任吉堂, 朱立光.连铸连轧理论与实践[M].北京: 冶金工业出版社, 2002
- [7]杨拉道, 谢东钢.常规板坯连铸技术[M].北京: 冶金工业出版社, 2002
- [8]田乃媛, 薄板坯连铸连轧[M].北京: 冶金工业出版社, 1998
- [9]张小平, 良爱生.近终形连铸技术[M].北京: 冶金工业出版社, 2001
- [10]董刚, 机械设计(第三版)[M].北京: 机械工业出版社 1998
- [11]杨青峰, 三环减速器的润滑与密封[N].中国设备工程.2003
- [12]张俊, 三环减速器承载能力研究与新产品设计[D].天津: 天津大学, 2004
- [13]应光池, 三环传动啮合效应的研究[D].天津: 天津大学, 2004
- [14]谢企华在中钢协 2006 年理事会议上的报告
- [15]翁宇庆.我国钢铁工业节能环保工作的现状和展望[J].中国冶金,2003
- [16]朱桂林,孙树杉,郝以党.开创钢铁工业固体废物高价值综合利用新局面[J].
钢铁,2003, 38(增刊)
- [17]中国钢铁工业协会科技环保部.加强环保技术应用促进钢铁工业可持续发展
[J].冶金信理,2004,(9).
- [18]曹风中. 我国钢铁产业的发展与环境保护政策动向