

安徽矿业职业技术学院

毕业设计说明书

毕业生姓名：朱良成

专 业：矿井运输与提升

学 号：115403090112

指 导 教 师 贾发亮

所属系（部）：机电工程系

二〇一四年

毕业设计指导老师评语

毕业设计答辩及综合成绩

专业年级_____学生姓名_____学号_____

说明书_____页	图纸_____张	其他材料_____
-----------	----------	-----------

答辩情况					
提出问题	回答问题				
	正 确	基 本 正 确	有 一 般 性 错 误	有 原 则 性 错 误	没 有 回 答
答辩委员会评语及建议成绩					
答辩成绩：_____ 答辩委员会主任签字：_____ 答辩委员会副主任签字：_____ 年 月 日					

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

安徽矿业职业技术学院

毕业设计

开题报告

（2014 届）

题目_____

指导教师_____

院系_____

班级_____

学号_____

姓名_____

二 0 一四年五月二十五号

一选题的意义

1、用刮板链牵引，在槽内运送散料的输送机叫刮板输送机。KS 刮板输送机刮板输送机的相邻中部槽在水平、垂直面内可有限度折曲的叫可弯曲刮板输送机。其中机身在工作面 1 和运输巷道交汇处呈 90 度弯曲设置的工作面输送机叫“拐角刮板输送机”。在当前采煤工作面内，刮板输送机的作用不仅是运送煤和物料，而且还是采煤机的运行轨道，因此它成为现代化采煤工艺中不可缺少的主要设备。刮板输送机能保持连续运转，生产就能正常进行。否则，整个采煤工作面就会呈现停产状态，使整个生产中断

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

2、部件组成

各种类型的刮板输送机的主要结构和组成的部件基本是相同的，它由机头、中间部和[机尾部](#)等三个部分组成。



刮板输送机

此外，还有供推移输送机用的液压千斤顶装置和紧链时用的紧链器等附属部件。机头部由机头架、[电动机](#)、液力耦合器、[减速器](#)及链轮等件组成。中部由过渡槽、中部槽、[链条](#)和刮板等件组成。机尾部是供刮板链返回的装置。重型刮板输送机的机尾与机头一样，也设有动力传动装置，从安设的位置来区分叫上机头与下机头。

刮板输送机分类

按刮板输送机溜槽的布置方式和结构，可分为并列式及重叠式两种，按链条数目及布置方式，可分为单链、双边链、双中心链和三链

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

摘要

刮板输送机是矿山运输机械的重要组成部分。刮板输送机的设计制造涵盖了运动转换、动力传输、变速机构、铸锻件结构设计等机械设计与制造工艺内容。经过分析，选择刮板输送机作为我们的毕业设计选题，能够比较全面的运用所学习知识和技能，综合应用机械设计的分析计算、结构选择、绘图技能和机械制造基础知识，对我们的所学知识进行概括总结，对我们的综合应用知识能力进行一次强化训练并获得提升，都是有益的。

本设计以煤矿实际运输条件为依据，以训练提高综合设计能力为目的，在设计中尽可能采用新的设计思想和设计方法，选择更加合理的结构和技术参数，力争提高刮板输送机质量，降低生产成本，在充分吸收学习现有的刮板输送机设计经验的基础上，参考有关设计资料，查阅《机械设计手册》等工具书，按照机械工程设计程序、方法和技术规范进行设计。

刮板输送机是与大型综采工作面设备配套使用的液压支架、采煤机，完成把工作面采煤机采下的煤输送、转运到后续运输设备上的任务，并提供相应的连接手段。本刮板输送机与 MG300/700-WD 采煤机配套使用，运量可满足较高需求，工作可靠，是大型综采配套设备的优秀机型。

关键词：刮板输送机；矿山运输机械；工程优化设计。

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

目 录

摘要.....	1
第 1 章 绪论.....	6
第 2 章 刮板输送机的工作原理和基本结构组成.....	7
第 3 章 主要部件的结构和设计要求.....	8
3.1 机头部.....	9
3.1.1 机头架.....	10
3.1.2 链轮.....	10
3.1.3 减速器.....	11
3.1.4 盲轴.....	11
3.1.5 联轴器.....	11
3.1.6 电动机.....	12
3.2 机尾部.....	13
3.3 中部槽及附属部件.....	13
3.4 刮板链.....	14
3.5 紧链装置.....	15
3.6 推移装置.....	16
3.7 锚固装置.....	16
第 4 章 总体方案的确定.....	17
4.1 主要技术参数.....	17
4.2 电动机的选择.....	18
4.3 运输能力计算.....	18
4.4 总传动比及传动比的分配.....	18
4.4.1 总传动比的确定.....	18
4.4.2 传动比的分配.....	19
4.5 各级传动计算.....	19
4.5.1 各轴转速计算.....	19
4.5.2 各轴功率计算.....	20
4.5.3 各轴扭矩计算.....	20
4.6 轴的设计及强度校核.....	34
4.6.1 高速轴 I 轴的设计.....	34
4.6.2 II 轴的设计.....	36
4.6.3 III 轴的设计.....	37
4.6.4 输出轴的设计.....	38
第 5 章 减速器键、轴承的校核.....	40
5.1 减速器键的校核.....	40
5.1.1 I 轴键的校核.....	40
5.1.2 II 轴键的校核.....	40
5.1.3 III 轴键的校核.....	40
5.1.4 输出轴键的校核.....	41

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

5.2 减速器轴承的校核.....	41
5.2.1 验算 I 轴轴承寿命.....	41
5.2.2 验算 II 轴轴承寿命.....	42
5.2.3 验算 III 轴轴承寿命.....	43
5.2.4 验算输出轴轴承寿命.....	43
第 6 章 箱体及附件的设计校核.....	45
结 论.....	46
参考文献.....	47
致 谢.....	48

绪论

煤矿井下运输机械工作任务繁重，工作条件恶劣。特别是采掘工作面的运输机械，要求其运动部件和工作机构（牵引机构及承载机构）强度高、刚度大、韧性好、耐磨损、抗腐蚀。根据这些要求，使用链条作为输送机的牵引机构比较合适。

啮合驱动链牵引的连续动作式煤矿运输机械主要有：用于采掘工作面及采区巷道的刮板输送机和板式输送机；主要用于采区巷道及运输大巷的平面可弯曲带式输送机。

刮板输送机是一种重要的矿山运输机械。由于它结构简单、使用寿命长，运转可靠性高、节能高效、输送距离长、密封性能好且维修方便，在冶金、建材、化工、火电、矿山等行业里广泛使用。

这次我们进行刮板输送机的选型设计，概括起来有以下几方面：

1. 了解了刮板输送机的发展概况，生产目的、生产程序及产品供求情况。
2. 了解了刮板输送机的生产方法和技术路线的选择，工艺条件的确定以及流程的编制原则。
3. 了解了刮板输送机的质量标准、技术规格、包装和使用要求。
4. 在企业员工的指导下，见习生产流程及技术设计环节，锻炼自己观察能力及知识运用能力。
5. 在指导老师的帮助下独立的进行刮板输送机的简单的设计。

刮板输送机的工作原理和基本结构组成

刮板输送机是一种有挠性牵引机构的连续运输机械。溜槽是煤炭的承载机构，其牵引推运机构是绕过机头链轮和机尾链轮（或滚筒）而进行循环运动的无极闭合的刮板链。起动电动机，经液力联轴器、减速器传动链轮而驱动刮板链连续运转，将装在溜槽中的煤炭推运到机头处卸载转运。

各种类型的刮板输送机的组成部件的型式和布置方式不完全相同，但主要结构和基本组成部件是相同的。刮板输送机一般是由机头部、；机身部和机尾部三部分组成。

刮板输送机的组成部件：

- 1、机头部：由机头架和安装其上的链轮组件、联轴器、减速箱和电动机组成。
- 2、机尾部：机尾架、链轮组件、联轴器、减速箱、电动机。
- 3、机身部：中部槽、刮板链、铲煤板、挡煤板。
- 4、辅助装置：主要包括紧链装置、推移装置、和锚固定装置。

主要部件的结构 和设计要求

矿用的刮板输送机，按工作需要，对其结构有如下要求：

- (1)能用于左或右工作面；
- (2)各部件便于在井下拆装和运输
- (3)同一型号的部件安装尺寸和连接尺寸应保证相同，同类部件应保证通用互换；
- (4)刮板链安装后，在正、反方向都能顺利运行；
- (5)有紧链装置，且操作方便，安全可靠；
- (6)能不拆卸用机械推移，为此，应有便于安装推移装置的连接点；
- (7)要有足够的强度、刚度、耐磨性；
- (8)从端部卸载的刮板输送机，机头架应有足够的卸载高度，防止空段刮板链返程带回煤；
- (9)一般应有上链器，上链器是供刮板链在下槽脱出时通过它返回槽内的装置；
- (10)用于机械采煤的工作面刮板输送机，机头架的外廓尺寸和结构形式应便于采煤机自切开口；
- (11)用于采煤机的工作面刮板输送机，应结合技术上的需要，能装设下列部分或全部附属部件：
 - ①采煤机的导向装置；
 - ②铲煤板；

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

③挡煤板；

④无链牵引采煤机的齿轨；

⑤放置电缆、水管、乳化液管路的槽或支架；

⑥在机头部和机尾部能安装采煤机外牵引的传动部装置，牵引链的固定装置或刨煤机机构传动装置和控制保护装置；

(12)用于综采工作面的刮板输送机，相关的外廓尺寸应与采煤机和液压支架相配；

(13)刮板输送机沿倾斜面铺设，在工作中有下滑可能时，应有防滑锚固装置；

刮板输送机由机头部、机尾部、中部槽及附属部件、刮板链、紧链装置、推移装置和锚固装置组成。下面分述其结构和技术要求。

1.1 机头部

随着综采工作面生产能力的迅速提高，刮板输送机端卸载已经难以满足要求，国内外大运量重型刮板输送机均采用交叉侧卸载机构，该机构经过几代改进，在卸载能力、效率、寿命等方面都有了很大的提高。同时，卸载高度的降低也为综采配套带来了便利。

机头部由机头架、链轮、减速器、盲轴、联轴器和电动机组成，是将电动机的动力传递给刮板链的装置。图 3-1 为一种轻型边双链式刮板输送机的机头部。

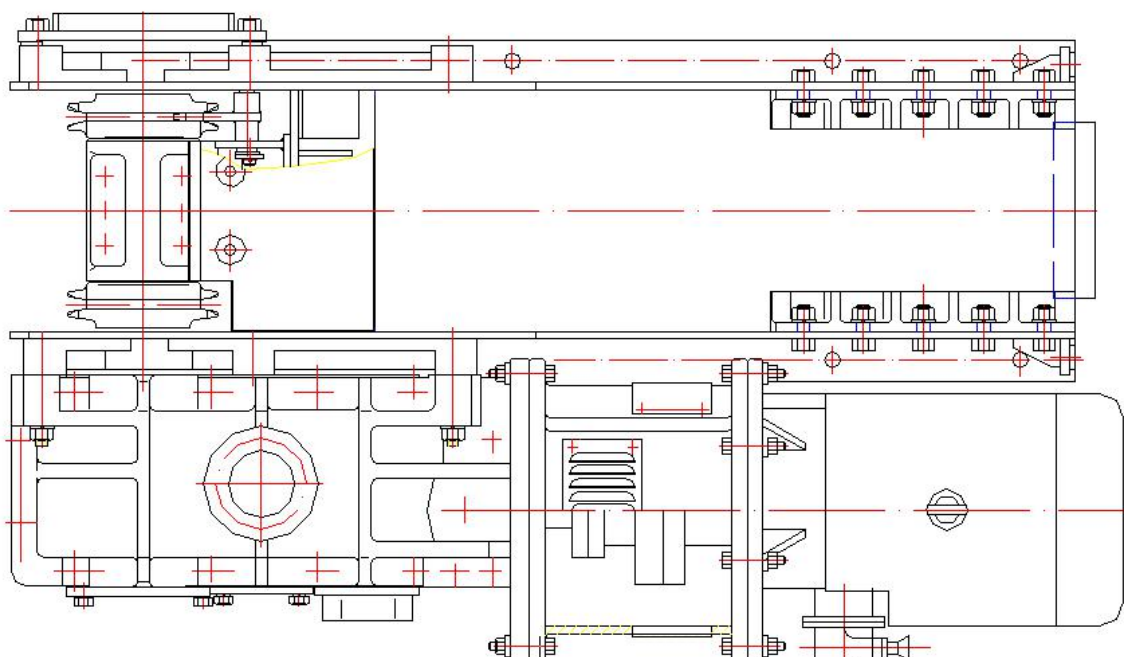


图 3-1 边双链式刮板输送机的机头部

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

1.1.1 机头架

机头架是机头部的骨架，应有足够的强度和刚度，由厚钢板焊接制成，各型机头部的共同点如下：

(1)两侧对称，两侧壁上都能安装减速器，以适应左、右采煤工作面的需要；

(2)链轮由减速器伸出和盲轴支承连接，这种连接方式，便于在井下拆装；

(3)拨链器和护轴板固定在机头架前梁上，它的作用防止刮板链在与链轮的分离点处被轮齿带动卷入链轮，护轴板是易损部位，用可拆换的活板，既便于链轮和拨链器的拆装，有可更换；

(4)机头架的易磨损部位采取耐磨措施，例如局部采用耐磨材料的可更换零件。

1.1.2 链轮

链轮是一个组件，由链轮和连接筒组成。链轮是传力部件，也是易损部件，运转中除受静载荷外，还有脉冲和冲击载荷。

图 3-2 所示为边双链用的链轮连接筒用组件，采用部分式连接筒，连接筒两端由环槽与链轮的环槽相连，内孔用平键分别与减速器伸出及盲轴连接，部分用螺栓固接。链轮用花键与减速器是伸出轴和盲轴连接。安装时必须保证两个链轮的齿轮在相同的相位角上。这种结构的优点是链轮磨损后可以只更换链轮。但是，连接筒螺栓锈死时，很难拆卸。所以连接筒与链轮焊接成一体，连接筒两端的内花键分别与减速器输出轴和盲轴连接，这种结构拆装维修方便。

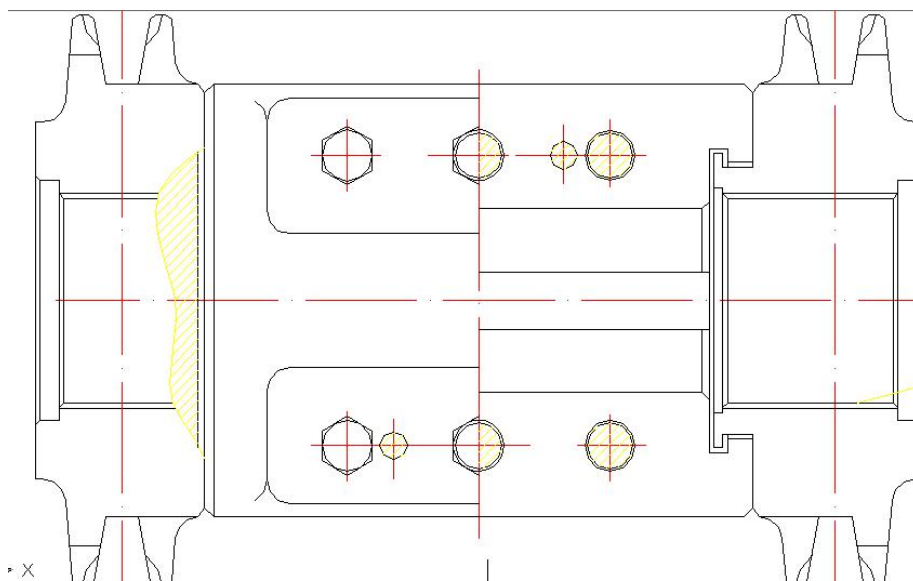


图 3-2 边双链用的链轮连接组件

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

链轮的齿形和基本尺寸参考《矿用圆环链链轮的齿形和基本尺寸计算》（MT/Z8—80）计算。

链轮用优质钢铸造或锻造后，调质处理，链握和齿形表面经淬火处理。我国《矿用圆环链轮技术条件》（MT/Z9—80）规定了各项技术要求。为保证链轮的质量，《刮板输送机通用技术条件》（MT150—1993）中规定：轻型刮板输送机的链轮寿命部低于以一年，中、重型刮板输送机的链轮寿命部低于一年半。

1.1.3 减速器

我国目前生产的刮板输送机减速器多为平行布置式、三级传动的圆锥圆柱齿轮减速器。其适用条件为：齿轮圆周速度不大于 18m/s；安装角度为 $1^{\circ} \sim 25^{\circ}$ ；高速轴的转速不大于 1500r/min；减速器工作的环境温度为 $-20^{\circ}\text{C} \sim +35^{\circ}\text{C}$ ；适用于正反两向运转。

为适应不同需要，三级传动的圆锥圆柱出论减速器有三种装配形式：I 型减速器的第二轴装配紧链装置，第四轴（或第一轴）装断销过载保护，这用形式用于 30kW 以下的减速器；II 型减速器的第二轴端装紧链装置，利用液力耦合器实现过载保护，单机功率为 40~75kW 的减速器多采用这用形式；III 型减速器的第一轴装紧链装置，利用液力耦合器实现过载保护，单机功率 90kW 以上的减速器采用这种形式。采用双速电动机时，不能用液力耦合器，因为液力耦合器不能在低速下工作。用双速电机驱动，应采用适当的机械或电气过载保护装置。

为使同一型号减速器的安装尺寸和连接尺寸能通用互换，我国制定并发布了《刮板输送机减速器》标准。

为使其在左右两种采煤工作面和机头部、机尾部都能通用，刮板输送机减速器的箱体应上下对称。箱体的结构还应使刮板输送机在大倾角条件下工作时，各齿轮和轴承都能得到充分的润滑。

为便于改变链速，减速器应能用更换第二对齿轮的办法，在一定范围内改变传动比。

1.1.4 盲轴

盲轴是装在机头架的不装减速器一侧、支承链轮的一个组件。盲轴组件是用于与圆锥圆柱齿轮减速器的链轮连接组件相配的盲轴组件，其轴承座装在机头架侧板的座孔内，用螺栓固定。

1.1.5 联轴器

电动机与减速器的连接有弹性联轴器和液力耦合器两种。用液力耦合器有以下有点：使电动机轻载保护功能；减缓传动系统的冲击和震动；多电机驱动能使各电机的负荷较均匀；如果与电动机的特性匹配得当，能增大驱动装置的启动力矩。

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

液力耦合器是一种液力传动器件，其主要组成部分由：1 泵轮、2 外壳、3 易熔塞、4 涡轮、5 工作液。泵轮 1 和外壳 2 把涡轮 4 封在其中，并用螺栓紧密连接构成密封的工作腔。泵轮的出轴与电动机连接，涡轮的出轴与减速器连接。泵轮与涡轮上都有许多径向直叶片，两轮上的叶片数目不等。在工作腔内灌注一定量的工作液体，电动机驱动泵轮旋转时，泵轮中的工作液体被叶片夹持着同泵轮一起旋转，产生流向外缘的离心力就必定大于涡轮使工作液体产生的离心力压力。因此，泵轮内的液体沿径向叶片之间的通道向外流动，并在泵轮外缘流入涡轮；同时，由于连续性的缘故，在靠近联轴器轴线的泵轮内缘，工作液体又从涡轮流回泵轮，形成环流。于是，工作液体除了绕联轴器轴线进行旋转运动（牵连运动）之外，还要绕泵轮和透平轮所组成的循环圆的中心进行环流运动（相对运动）。

进入螺管运动的液体质点在泵轮被加速增压，泵轮的机械能转换成液体的动能，液体进入涡轮后，推动涡轮旋转，液体被减速降压，液体的动能转换成涡轮的机械能而输出做功。由此可见，液力耦合器是依靠液体环流运动传递能量的，而产生环流的先决条件是泵轮转速大于涡轮转速，即二者之间存在转速差。当二者转速相等时，液体的环流运动消失，能量传递也停止了。

根据液力转动的理论，液力耦合器所能传递的力矩 M 用下式计算：

$$M = \lambda \gamma \cdot n^2 D^5 \quad (3-1)$$

式中 λ —— 转矩系数；
 γ —— 工作液体的重度， N/m^3 ；
 n —— 泵轮的转速， r/min ；
 D —— 泵轮的有效直径， m 。

1.1.6 电动机

刮板输送机电动机不用液力耦合器时，采用双鼠笼转子并具有高启动转矩的隔离防爆型电动机。采用液力耦合器时，对电动机的启动转矩无高要求，只是要求最大转矩要高。因为用液力耦合器时，电动机是轻载启动，如果液力耦合器的输入特性与电动机的特性匹配得当，则对负载的启动转矩可接近电动机的最大力矩。

为解决刮板输送机的重载启动困难，德国和英国使用双速电动机。

双速电动机是两种额定转速的鼠笼式感应电动机，它的定子上装有两套绕组，一套低速绕组，一套高速绕组。以低速绕组运转时，能给出 3 倍以上额定转矩的启动转矩。低速运行时的输出功率约为高速时的 $1/2$ ，启动电流比用高速绕组的电流低得多，电压降低。使用双速电动机时，以低速绕组启动，达到一定转速时，换接高速绕组常态运转。

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

采用双速电动机与适用液力耦合器相比，因没有液力耦合器的滑差，不需经常检查和补充工作液体，没有过载喷油之患。但是，也没有液力耦合器的几种有益功能。双速电动机专用的控制开关中，必须要有完善可靠的电器保护装置。

1.2 机尾部

机尾部分为有驱动装置和无驱动装置两种。有驱动装置的机尾部，因尾部不需要卸载高度，除了尾部架与机头架有所不同外，其他部件与机头部相同。无驱动装置的机尾部，尾部上只有供刮板链改向用的尾部轴部件，如图 3-3 所示为一种边双链型的，尾部轴上的链轮也可用滚筒代替。

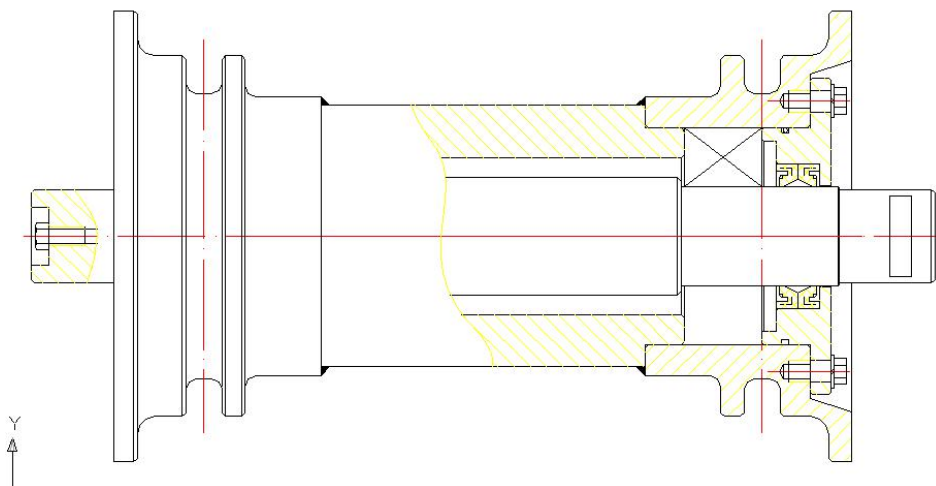


图 3-3 机尾部滚筒

1.3 中部槽及附属部件

中部槽的刮板输送机的机身，有槽帮钢和中板焊接而成。上槽是装运物料的承载槽，下槽底部敞开供刮板链返程用。为减小刮板链返程的阻力，或在底板松软的条件下使用时防止槽体下陷，在槽帮钢下加焊接底板构成封底槽。使用封底槽安装下股刮板链和处理下股链事故比较困难，可以用间隔几节封底槽装一节有可拆中板的封底槽的办法，以减少困难。

中部槽的形式列入标准的有中单链、中双链、边双链型三种。

中部槽除了标准长度以外，为适应采煤工作面长度变化的需要，设有 500mm 和 1000mm 长的调节槽。

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

中部槽受煤和刮板链的剧烈摩擦，是消耗量最大的部件。中部槽的井下使用寿命，目前是按过煤量衡量。《刮板输送机通用技术条件》中规定的过煤量列于表 3-1 中。

表 3-1 中部槽过煤量

槽 宽 /mm	280	320	420	520	(620)	630	730 764	830
轻型	≥ 6	≥ 8	≥ 12	≥ 20	≥ 30	≥ 40		
中型						≥ 60		
重型							≥ 120	≥ 180

中部槽的连接装置是将单个中部槽连接成刮板输送机机身的组件，它既要保证对中性，使两槽之间上下、左右的错口量不超过规定，又要允许相邻两槽在平、竖两个面内能折曲一定角度，使机身有良好的弯曲性能，还要求同一型号中部槽的安装、连接尺寸相同，能通用互换。

铲煤板在推移中部槽时用来清理工作面的浮煤，它固定在中部槽的支座上，安装后上缘应低于槽帮，下缘要超出槽底，宽度方向与采煤机滚筒应有一间隔。

1.4 刮板链

刮板链有链条和刮板组成，是刮板输送机的牵引机构。刮板链的作用是刮推槽内的物料。目前使用的有中单链、中双链、边双链三种。

刮板链使用的链条，早期用板片链和可拆模锻链，现在都用圆环链，链条在运行中不仅要承受很大的静负荷和动负荷，而且还要在受滑动摩擦作用的条件下运行，要受矿水的浸蚀，因此目前使用的圆环链都是用优质合金钢焊接而成的，并经热处理和预拉伸处理，使之具有强度高、韧性大、耐磨和耐腐蚀等特性。

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

刮板的形式状态要能在运行时有刮底清帮、防止煤粉粘结和堵塞的作用，并应尽量减少质量。刮板可用轧制异型钢或用锻造、铸造合金钢经韧化热处理制成。

刮板链的间距按所运物料的性质和煤块块度及安装倾角确定。刮板链切入物料的阻力，应大于物料在槽内移动的阻力。刮板间距过大，不能带动物料运行，或只能带动部分物料运行；刮板间距过小，加大了链子重力，曾加了运行阻力，让费了材料。双链刮板链的刮板，还有制成两条链子使之保持中心距，并使绕经链轮的链环与链窝能正常啮合的功用，因为刮板变形严重时，通过链轮时容易掉链。

刮板与链条的连接，边双链式目前多采用 U 型连接环的两侧套入链环，然后用螺栓与刮板连接；中单链刮板上有窝链，以此链窝与链条的平行环相配，用特制的 U 形螺栓和自锁螺母固定；中双链的刮板上有链窝，用卡链横梁和刮板夹保持平环，以螺栓和自锁螺母固定。

1.5 紧链装置

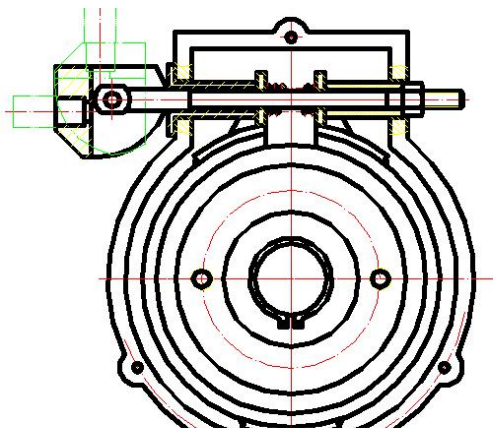
刮板链安装时，要给予一定的预紧力，使它运行时在张力最小点不发生链条松弛或堆积。给刮板链施加张紧力的装置叫紧链装置。

早期是轻型刮板输送机用改变机尾轴位置的办法人力紧链，现在都采用定轴距紧链。目前应用的方式有三种：一种是将刮板链一端固定在机头架上，另一端绕经机头链轮，用机头部的电动机使链轮反转，将链条拉紧，电动机停止反转时，立即用一种制动装置将链轮闸住，防止链条回松；另一种方式与目前一种基本相同，只是不用电动机反转紧链，而用专设的液压马达紧链；第三种方式是采用专用的液压缸紧链。

第一种紧链方式使用的紧链器有三种：棘轮紧链器、摩擦轮紧链器、闸盘紧链器。

棘轮紧链器机构简单，操作方便，适于轻型刮板输送机。因为用于功率较大的刮板输送机时，紧链后棘轮与插爪之间的压力很大，搬开把手不安全。

摩擦轮紧链器如图 3-4 所示，装在 I 型和 II 型减速器二轴的伸出端，制动轮固定装在二轴端闸带环绕在制动轮外缘。制动时使用把手经凸轮和拉杆将闸带拉紧，在制动轮缘上产生摩擦制动力。该紧链操作与棘轮紧链器不同的是，紧链时需由两人配合操作，一人开动电机，一人操作凸轮手把；断电时，立即扳动凸轮，用闸带将制动轮闸住；紧链结束时，仅有一人扳转凸轮并松开闸带即可。



安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

图 3-4 摩擦轮紧链器

第二种紧链方式使用的液压缸、马达按在连接筒上，减速箱一轴上装紧链齿轮。

第三种紧链方式是使用单独的液压缸紧链器。这种紧链器是一个带增压缸的液压千斤顶装置，由泵站供给压力液，紧链时需要将它抬到紧链位置使用。

上述各种紧链装置中，棘轮紧链器和摩擦紧链器结构简单，使用方便，但它们不能显示出链子张力的大小。其余三种都能显示和准确控制链子的张紧力。液压马达紧链装置的操作简单，安全性高。液压缸紧链器使用虽不方便，但它可以移到任何部位使用。

1.6 推移装置

推移装置是在采煤工作面内将刮板输送机向煤壁推移的机械。综合工作面使用液压支架上的推移千斤顶，非综合工作面用单体液压推溜器或手动液压推溜器。

单体液压推溜器它实为一个液压千斤顶。为便于在采煤工作面使用，采用内回液结构，即经活塞杆的心部回液，没有外露的回液管。使用时，将推溜器的活塞杆插销连接在中部槽挡煤板上，再将其底座用支柱撑在顶板上。扳动操作阀，向活塞一侧注入压力液，活塞杆就将中部槽推向煤壁；向活塞的另一侧注入压力液，缸体和支座向前收回。

单体液压缸推溜器在采煤工作面的布置。间隔一定距离装设一个推溜器；压力液由设在平巷内的泵站经高低压管路循环。如采用外主式的液压推溜器，用注液枪注液，不需要在推溜器上连接固定管路。液压推溜器使用的液体为含 35%乳化油的中性水溶液。

1.7 锚固装置

锚固装置的刮板输送机在倾角较大的工作面工作有下滑可能时，用以固定、防滑之用。它由单体液压支架和锚固架组成，锚固架与机头架、机尾架连接，使用液压支架的泵站。

总体方案的确定

刮板输送机是与综采工作面的采煤机、液压支架设备配套使用，完成采区采煤工作。并将采煤机采下的煤输送出去的设备。传动系统图如图 4-1 所示：

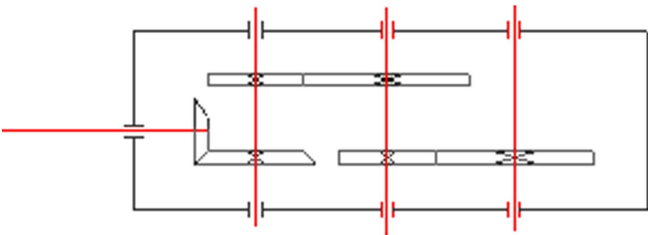


图 4-1 传统系统图

1.8 主要技术参数

该机的主要技术参数如表 4-1：

表 4-1 主要技术参数

设计长度	m	200
输送量	t/h	1000
刮板链速	m/s	1
电动机功率	kW	160

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

1.9 电动机的选择

根据矿井电机的具体工作环境情况，电机必须具有防爆和电火花的安全性，以保证在有爆炸危险的含煤尘和瓦斯的空气中绝对安全，而且电机工作要可靠，启动转矩大，过载能力强，效率高。所以选择矿用防爆电动机。

型号为 YZ400L1-10 ；

其主要参数如下：

功率：160kW；

转速：587r/min；

电压：1140V；

效率：91.5%；

功率因数：0.79；

外形尺寸：1865（2120）×855 ×950；

重量：2400kg。

1.10 运输能力计算

按连续运行的计算公式为：

$$Q = 3.6 A \gamma \varphi v$$

式中

Q ——刮板输送机的运输能力，t/h；

A ——中部槽物料运行时的断面积， m^2 ；

γ ——为物料的散碎密度， kg/m^3 ；

φ ——转满系数；

v ——刮板链速，m/s

$$Q = 3.6 A \gamma \varphi v$$

$$= 3.6 \times 830 \times \tan 20^\circ \times 0.97 \times 0.96 \times 1$$

$$= 1013 \text{ t/h} > 1000 \text{ t/h} \quad \text{满足设计要求}$$

1.11 总传动比及传动比的分配

1.11.1 总传动比的确定

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

总传动比

$$i_{\text{总}} = \frac{587}{20} = 29.35$$

1.11.2 传动比的分配

在进行多级传动系统总体设计时，传动比分配是一个重要环节，能否合理分配传动比，将直接影响到传动系统的外廓尺寸、重量、结构、润滑条件、成本及工作能力。多级传动系统传动比的确定有如下原则：

1.各级传动的传动比一般应在常用值范围内，不应超过所允许的最大值，以符合其传动形式的工作特点，使减速器获得最小外形。

2.各级传动间应做到尺寸协调、结构匀称；各传动件彼此间不应发生干涉碰撞；所有传动零件应便于安装。

3.使各级传动的承载能力接近相等，即要达到等强度。

4.使各级传动中的大齿轮进入油中的深度大致相等，从而使润滑比较方便。

初定齿数及各级传动比为：

$$i_1 = 3.3525$$

$$i_2 = 3.1755$$

$$i_3 = 2.757$$

各级传动计算

1.11.3 各轴转速计算

从电动机出来，各轴依次命名为 I、II、III、IV 轴。

$$\text{I 轴} \quad n_1 = 587 \text{ r/min}$$

$$\begin{aligned} \text{II 轴} \quad n_2 &= n_1 / i_1 \\ &= 587 / 3.3525 \\ &= 175.1 \text{ r/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{III 轴} \quad n_3 &= n_2 / i_2 \\ &= 175.1 / 3.1755 \\ &= 55.14 \text{ r/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{IV 轴} \quad n_4 &= n_3 / i_3 \\ &= 55.14 / 2.757 \end{aligned}$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$= 20.0 \text{ r/min}$$

1.11.4 各轴功率计算

$$\begin{aligned} \text{I 轴} \quad p_1 &= p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \\ &= 160 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.97 \\ &= 147.55 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{II 轴} \quad p_2 &= p_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \\ &= 147.55 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.97 \\ &= 137.44 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{III 轴} \quad p_3 &= p_2 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \\ &= 137.44 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.97 \\ &= 128.02 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{IV 轴} \quad p_4 &= p_3 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \\ &= 128.02 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.97 \\ &= 119.25 \text{ kW} \end{aligned}$$

式中 η_1 ——滚动轴承效率 $\eta_1=0.99$

η_2 ——闭式圆柱齿轮效率 $\eta_2=0.97$

η_3 ——花键效率 $\eta_3=0.99$

1.11.5 各轴扭矩计算

$$\text{I 轴} \quad T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \times 147.55 / 587 = 2400.52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{II 轴} \quad T_2 = 9550 P_2 / n_2 = 9550 \times 137.44 / 175.1 = 7496.01 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{III 轴} \quad T_3 = 9550 P_3 / n_3 = 9550 \times 128.02 / 55.4 = 22068.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{IV 轴} \quad T_4 = 9550 P_4 / n_4 = 9550 \times 119.25 / 20 = 56941.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

将上述计算结果列入表 4-2:

表 4-2 各轴参数

轴号	输出功率 P/kW	转速 $\text{n/r} \cdot \text{min}^{-1}$	输出转矩 T/N·m	传动比
I 轴	147.55	587	2400.52	3.3525
II 轴	137.44	175.1	7496.01	3.1755
III 轴	128.02	55.4	22068.4	2.757
IV 轴	119.25	20	56941.8	

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

(1) 选择齿轮材料

查齿轮传动设计手册，两个齿轮都选用 18CrTi 渗碳淬火
许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由式，

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_{H\min}} Z_N$$

$$\sigma_{H\lim 1} = 1572 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{H\lim 2} = 1572 \text{ N/mm}^2$$

接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$

接触强度寿命系数 Z_N 应力循环次数 N 由式

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 587 \times 1 \times (20 \times 360 \times 10) \\ = 2.34 \times 10^9$$

$$N_1 = 2.34 \times 10^9$$

$$N_2 = N_1 / i = 2.34 \times 10^9 / 3.3525 = 6.98 \times 10^8$$

$$N_2 = 6.98 \times 10^8$$

查得 Z_{N1} 、 Z_{N2}

$$Z_{N1} = 1 \quad Z_{N2} = 1.05$$

接触强度最小安全系数 $S_{H\min}$

$$S_{H\min} = 1$$

$$\text{则 } [\sigma_{H1}] = 1572 \times 1 / 1$$

$$[\sigma_{H2}] = 1572 \times 1.05 / 1$$

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 由式， $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_{F\min}} Y_N Y_X$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$

$$\sigma_{F\lim 1} = 1100 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{F\lim 2} = 1100 \text{ N/mm}^2$$

弯曲强度寿命系数 Y_N

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1$$

弯曲强度尺寸系数 Y_X $Y_X = 1$

弯曲强度最小安全系数 $S_{F\min}$

$$S_{F\min} = 1.4$$

$$\text{则 } [\sigma_{F1}] = 1100 \times 1 \times 1 / 1.4 = 785.7 \text{ N/mm}^2$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$[\sigma_{F1}] = 785.7 \text{ N/mm}$$

$$[\sigma_{F2}] = 1100 \times 1 \times 1 / 1.4 = 785.7 \text{ N/mm}$$

$$[\sigma_{F2}] = 785.7 \text{ N/mm}$$

(2)按齿面接触疲劳强度设计计算

确定齿轮传动精度等级，按 $v_t = (0.013 \sim 0.022)n_1 \sqrt{p_1 / n_1}$ 估取圆周速度 $v_t = 9 \text{ m/s}$ ，选取

$$v_t = 9 \text{ m/s} \quad \text{公差组 8 级}$$

小轮分度圆直径 d_1 ，由式得

$$d_1 \geq \left(1 + \frac{\psi_{dm}}{\sqrt{u^2 + 1}} \right) \sqrt[3]{\frac{2kT_1}{\phi_d} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \left(\frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

齿宽系数 ψ_{dm} ：查表，按齿轮相对轴承为非对称布置，取

$$\psi_{dm} = 0.50$$

小轮齿数 Z_1 ：

$$Z_1 = 20$$

大齿轮齿数 Z_2 $Z_2 = I \cdot Z_1 = 3.3525 \times 20 = 67$

齿数比 u ：

$$u = Z_2 / Z_1 = 3.35$$

传动比误差 $\Delta u / u = 0$ 误差在 $\pm 3\%$ 范围内

小轮转矩： T_1

$$\begin{aligned} T_1 &= 9.55 \times 10^6 P / n_1 \\ &= 9.55 \times 10^6 \times 147.55 / 587 \\ &= 2.4 \times 10^6 \end{aligned}$$

载荷系数 K ：

$$K = K_A \cdot K_V \cdot K_\beta$$

使用系数 K_A ：查表

动载荷系数 K_V ：

由推荐值 $1.05 \sim 1.4$

$$K_{Vt} = 1.2$$

齿向载荷分布系数 K_β ：

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

由推荐值 $1.0 \sim 1.2$

$$K_{\beta} = 1.1$$

则载荷系数 K 的初值

$$k = 1 \times 1.2 \times 1.1$$

材料弹性系数 Z_E :

查表

$$Z_E = 189.8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$$

节点影响系数 Z_H :

$$\text{故 } d_1 \geq \left(1 + \frac{0.50}{\sqrt{3.35^2 + 1}} \right) \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.32 \times 2.4 \times 10^6}{0.50} \frac{\sqrt{3.35^2 + 1}}{3.35} \left(\frac{189.8 \times 2.5}{1572} \right)^2}$$

$$d_1 \geq 121.63 \text{ mm}$$

$$\text{齿轮模数 } m \quad m = d_1 / z_1 = 122 / 20 = 6.1 \text{ mm}$$

按规定圆整, 得

$$m = 7 \text{ mm}$$

小轮大端分度圆直径 d_1

$$d_1 = m z_1 = 7 \times 20$$

$$d_1 = 140 \text{ mm}$$

小轮平均分度直径 d_{m1}

$$d_{m1} = d_1 / \left(1 + \frac{\psi_{dm1}}{\sqrt{u^2 + 1}} \right) = 140 / \left(1 + \frac{0.50}{\sqrt{3.35^2 + 1}} \right)$$

$$d_{m1} = 122 \text{ mm}$$

圆周速度 v_m

$$v_m = \pi d_{m1} \times 60000 = \pi \times 122 \times 587 / 60000$$

$$v_m = 3.7497 \text{ m/s}$$

$$\text{齿宽 } b \quad b = \psi_{dm} d_{m1} = 0.50 \times 122 = 61 \text{ mm}$$

圆整

$$b = 62 \text{ mm}$$

(3) 齿根弯曲疲劳强度校核计算

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

由式 6-21

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m} \left(1 + \frac{\psi_{dm}}{\sqrt{u^2 + 1}} \right)^2 Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$$

当量齿数 Z_v

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos \delta_1 = 20 / \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} = 19.16$$

$$Z_{v2} = Z_2 U^2 = 19.16 \times 3.35^2 = 64.18$$

齿行系数 Y_{Fa} 查表得 小轮 Y_{Fa1} $Y_{Fa1} = 2.84$
大轮 Y_{Fa2} $Y_{Fa2} = 2.26$

应力修正系数 Y_{Sa} 查表得
小轮 Y_{Sa1} $Y_{Sa1} = 1.54$
大轮 Y_{Sa2} $Y_{Sa2} = 1.74$

故

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times 1.32 \times 2.4 \times 10^6}{20 \times 140 \times 7} \left(1 + \frac{0.50}{\sqrt{3.35^2 + 1}} \right)^2 \times 2.84 \times 1.54$$

$$\sigma_{F1} = 1257 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times 1.35 \times 2.4 \times 10^6}{20 \times 140 \times 7} \left(1 + \frac{0.59}{\sqrt{3.35^2 + 1}} \right)^2 \times 2.26 \times 1.74$$

$$\delta = \arctan \frac{1}{u} = 17^\circ$$

切向变位系数 χ_t

$$\chi_{t2} = -\chi_{t1}$$

径向变位系数 x

$$\text{小齿轮 当 } Z_1 \geq 13 \text{ 时, } \chi_1 = 0.469 \left(1 - \frac{\cos \delta_2}{u \cos \delta_1} \right) = 0.42$$

$$\text{大齿轮 } \chi_2 = -\chi_1$$

齿顶高 h_a

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$h_{a1} = m = 7$$

齿根高 h_f

$$h_{f1} = 1.2m = 1.2 \times 7 = 8.4$$

齿高 h

$$h = 2.25m = 2.25 \times 7 = 15.75$$

齿根圆直径 d_f

$$d_f = (z - 2.5)m = (20 - 2.5) \times 7 = 122.5$$

大端分度圆齿厚 S

小齿轮

$$S_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha + x_{t1} \right) = 7 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times 0.42 \times \tan 20^\circ + 0.42 \right) \\ = 15.82$$

大齿轮

$$S_2 = \pi m - S_1 = 6.16$$

$$\text{锥距 } R \quad R = \sqrt{d_1^2 + d_2^2} / 2 = \sqrt{140^2 + 469^2} / 2$$

$$R = 244.7 \text{ mm}$$

小轮大端顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2m \cos \delta_1 = 140 + 2 \times 7 \times 0.958$$

$$d_{a1} = 154.6 \text{ mm}$$

大轮大端顶圆直径

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cos \delta_2 = 469 + 2 \times 7 \times 0.286$$

$$d_{a2} = 473 \text{ mm}$$

直齿圆柱齿轮

选择齿轮材料，确定许用应力

由齿轮传动手册两个齿轮都选用 18CrTi 渗碳淬火

$$\text{许用接触应力 } [\sigma_H] \quad , \quad [\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} Z_N$$

接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$\sigma_{H \lim 1} = 1572 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 1572 \text{ N/mm}^2$$

接触强度寿命系数 Z 应力循环次数 N 由式 6-7

$$\begin{aligned} N_I &= 60 n_1 j L_h = 60 \times 175.1 \times 1 \times (20 \times 360 \times 10) \\ &= 7.564 \times 10^8 \end{aligned}$$

$$N_2 = N_I / i = 7.564 \times 10^8 / 3.1755 = 2.382 \times 10^8$$

查得 Z_{N1} 、 Z_{N2}

$$Z_{N1} = 1$$

$$Z_{N2} = 1.05$$

接触强度最小安全系数 $S_{H \min}$

$$S_{H \min} = 1$$

$$\text{则 } [\sigma_{H1}] = 1572 \times 1 / 1$$

$$[\sigma_{H1}] = 1572 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{H2}] = 1572 \times 1.05 / 1$$

$$[\sigma_{H2}] = 1650.6 \text{ N/mm}^2$$

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 由式, $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \min}} Y_N Y_X$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{F \lim}$,

$$\sigma_{F \lim 1} = 1100 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{F \lim 2} = 1100 \text{ N/mm}^2$$

弯曲强度寿命系数 Y_N

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1$$

弯曲强度尺寸系数 Y_X

$$Y_X = 1$$

弯曲强度最小安全系数 $S_{F \min}$ $S_{F \min} = 1.4$

$$\text{则 } [\sigma_{F1}] = 1100 \times 1 \times 1 / 1.4 = 785.7 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{F2}] = 1100 \times 1 \times 1 / 1.4 = 785.7 \text{ N/mm}^2$$

(6) 确定齿轮传动精度等级, 采用直齿圆柱齿轮传动按 $v_t = (0.013 \sim 0.22) \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{p_1 / n_1}$ 估取
圆周速度 $v_t = 3 \text{ m/s}$ 参考规定选取

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

II 公差组 8 级

小轮分度圆直径 d_1

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{2KT_1 (u \pm 1)}{\varphi_d u}}$$

齿宽系数 φ_d ，按齿轮相对轴承为非对称布置

$$\varphi_d = 0.8$$

小轮齿数 Z_1 在推荐值 20~40 中选

$$Z_1 = 25$$

大轮齿数 Z_2 $Z_2 = iZ_1 = 2.757 \times 25$

$$Z_2 = 70$$

齿数比 u $u = Z_2 / Z_1 = 70 / 25$

$$u = 2.8$$

传动比误差 $\Delta u / u = 0$ 误差在 $\pm 3\%$ 范围内

合适

小轮转矩 T_1 $T_1 = 9.55 \times 10^6 P / n_1$

$$= 9.55 \times 10^6 \times 128.02 / 55.4$$

$$T_1 = 2.2 \times 10^7$$

载荷系数 K

$$K = K_A \cdot K_V \cdot K_\beta$$

使用系数 K_A

$$K_A = 1$$

动载荷系数 K_V

由推荐值 1.05~1.4

$$K_{Vt} = 1.2$$

齿向载荷分布系数 K_β

由推荐值 1.0~1.2

$$K_\beta = 1.1$$

则载荷系数 K 的初值

$$k = 1 \times 1.2 \times 1.1$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$K=1.32$$

材料弹性系数 Z_E

$$Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$$

节点影响系数 Z_H

$$Z_H = 2.5$$

重合度系数 Z_ϵ 由推荐值 $0.85 \sim 0.92$

$$Z_\epsilon = 0.87$$

故

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.87}{1650.6}\right)^2 \frac{2 \times 1.45 \times 2.2 \times 10^7 (2.823 + 1)}{0.8 \times 2.823}}$$

$$d_1 \geq 170.86$$

齿轮模数 m $m = d_1 / Z_1 = 170.86 / 25$

$$m = 7$$

小轮分度圆直径 d_1 $d_1 = mZ_1 = 7 \times 25$

$$d_1 = 175 \text{ mm}$$

圆周速度 v

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \times 175 \times 55.4 / 60000$$

$$v = 0.508 \text{ m/s}$$

标准中心距 a

$$a = m(Z_1 + Z_2) / 2 = 7 \times (25 + 70) / 2$$

$$a = 332.5 \text{ mm}$$

齿宽 b $b = \varphi_d d_1 = 0.8 \times 175$

$$b = 140 \text{ mm}$$

大轮齿宽 b_2 $b_2 = b$

$$b_2 = 140 \text{ mm}$$

小轮齿宽 b_1 $b_1 = b_2 + (5 \sim 10)$

$$b_1 = 145 \text{ mm}$$

(7) 齿根弯曲疲劳强度校核计算

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$\text{由式 } \sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]$$

齿形系数 Y_{Fa}	小轮 Y_{Fa1}	$Y_{Fa1} = 2.62$
	大轮 Y_{Fa2}	$Y_{Fa2} = 2.24$
应力修正系数 Y_{Sa}	小轮 Y_{Sa1}	$Y_{Sa1} = 1.59$
	大轮 Y_{Sa2}	$Y_{Sa2} = 1.75$

重合度 ε_a

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [Z_1(\tan \alpha_1 - \tan \alpha) + Z_2(\tan \alpha_2 - \tan \alpha)]$$

$$= \frac{1}{2 \times 3.14} \left[25 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{5 \times 20 \cos 20^\circ}{5 \times 20 + 2 \times 5} \right) - \tan 20^\circ \right) + 70 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{5 \times 64.7 \cos 20^\circ}{5 \times 64.7 + 2 \times 5} \right) - \tan 20^\circ \right) \right]$$

$$\varepsilon_a = 1.69$$

$$\text{重合度系数 } Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75 / \varepsilon_a$$

$$Y_\varepsilon = 0.69$$

$$\text{故 } \sigma_{F1} = 2 \times 1.32 \times 2.2 \times 10^7 \times 2.62 \times 1.59 / (140 \times 175 \times 7)$$

$$\sigma_{F2} = 2 \times 1.32 \times 2.2 \times 10^7 \times 2.24 \times 1.75 / (145 \times 175 \times 7)$$

$$\sigma_{F2} = 1390 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{F1} = 1262 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}] \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$$

齿根弯曲强度满足

(8) 齿轮其他主要尺寸计算

$$\text{大轮分度圆直径 } d_2 = Z_2 m = 70 \times 7$$

$$d_2 = 490 \text{ mm}$$

根圆直径 d_f

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 145 - 2 \times 1.25 \times 7$$

$$d_{f1} = 127.5 \text{ mm}$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 490 - 2 \times 1.25 \times 7$$

$$d_{f2} = 472.5 \text{ mm}$$

顶圆直径 d_a

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 145 + 2 \times 7$$

$$d_{a1} = 159 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 490 + 2 \times 7$$

$$d_{a2} = 504 \text{ mm}$$

(9) 选择齿轮材料，确定许用应力

直齿圆柱齿轮 由齿轮传动手两个齿轮都选用 20CrTi 许用 HRC 60~62

接触应力 $[\sigma_H]$ 由式， $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} Z_N$

接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$

$$\sigma_{H \lim 1} = 1572 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 1572 \text{ N/mm}^2$$

接触强度寿命系数 Z_N 应力循环次数 N 由式

$$\begin{aligned} N_f &= 60 n_1 j L_h = 60 \times 135.36 \times 1 \times (20 \times 360 \times 10) \\ &= 5.85 \times 10^8 \end{aligned}$$

$$N_2 = N_f / i = 5.85 \times 10^8 / 2.823 = 2.07 \times 10^8$$

查得 Z_{N1} 、 Z_{N2}

$$Z_{N1} = 1$$

$$Z_{N2} = 1.05$$

接触强度最小安全系数 $S_{H \min}$

$$S_{H \min} = 1$$

则 $[\sigma_{H1}] = 1572 \times 1 / 1$

$$[\sigma_{H1}] = 1572 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{H2}] = 1572 \times 1.05 / 1$$

$$[\sigma_{H2}] = 1650.6 \text{ N/mm}^2$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 由式, $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_{F\min}} Y_N Y_X$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$,

$$\sigma_{F\lim 1} = 1100 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{F\lim 2} = 1100 \text{ N/mm}^2$$

弯曲强度寿命系数 Y_N

$$Y_{N1} = Y_{N2} = 1$$

弯曲强度尺寸系数 Y_X

$$Y_X = 1$$

弯曲强度最小安全系数 $S_{F\min}$

$$S_{F\min} = 1.4$$

则 $[\sigma_{F1}] = 1100 \times 1 \times 1 / 1.4 = 785.7 \text{ N/mm}$

$$[\sigma_{F2}] = 1100 \times 1 \times 1 / 1.4 = 785.7 \text{ N/mm}$$

(10)确定齿轮传动精度等级, 采用直齿圆柱齿轮传动按 $v_t = (0.013 \sim 0.22) \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{p_1 / n_1}$ 估取圆周速度 $v_t = 3 \text{ m/s}$ 选取

II 公差组 9 级

小轮分度圆直径 d_1 由式

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{2KT_1 (u \pm 1)}{\varphi_d u}}$$

齿宽系数 φ_d 查表 6.9, 按齿轮相对轴承为非对称布置

$$\varphi_d = 0.8$$

小轮齿数 Z_1 在推荐值 20~40 中选

$$Z_1 = 25$$

大轮齿数 Z_2 $Z_2 = iZ_1 = 2.757 \times 25$

$$Z_2 = 69$$

齿数比 u $u = Z_2 / Z_1 = 69 / 25$ $u = 2.76$

传动比误差 $\Delta u / u = 0$ 误差在 $\pm 3\%$ 范围内

合适

小轮转矩 T_1 $T_1 = 9.55 \times 10^6 P / n_1$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$=9.55 \times 10^6 \times 128.02 / 55.4$$

$$T_1 = 2.2 \times 10^7$$

载荷系数 K :

$$K = K_A \cdot K_V \cdot K_\beta$$

使用系数 K_A :

$$K_A = 1$$

动载荷系数 K_V :

由推荐值 $1.05 \sim 1.4$

$$K_{Vt} = 1.2$$

齿向载荷分布系数 K_β :

由推荐值 $1.0 \sim 1.2$

$$K_\beta = 1.1$$

则载荷系数 K 的初值

$$k = 1 \times 1.2 \times 1.1$$

$$K = 1.32$$

材料弹性系数 Z_E :

$$Z_E = 189.8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$$

节点影响系数 Z_H : $Z_H = 2.5$

重合度系数 Z_ϵ 由推荐值 $0.85 \sim 0.92$

$$Z_\epsilon = 0.87$$

故

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.87}{1650.6}\right)^2 \frac{2 \times 1.45 \times 2.2 \times 10^7}{0.8} \frac{(2.757 + 1)}{2.757}}$$

$$d_1 \geq 189.43$$

齿轮模数 m $m = d_1 / Z_1 = 189.43 / 25$

$$m = 8 \text{ mm}$$

小轮分度圆直径 d_1 $d_1 = mZ_1 = 8 \times 25$

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

圆周速度 v

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \times 200 \times 55.4 / 60000$$

$$v = 0.58 \text{ m/s}$$

标准中心距 a

$$a = m(Z_1 + Z_2) / 2 = 8 \times (25 + 69) / 2$$

$$a = 376 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽 } b \quad b = \varphi_d d_1 = 0.8 \times 200$$

$$b = 160 \text{ mm}$$

$$\text{大轮齿宽 } b_2 \quad b_2 = b \quad b_2 = 160 \text{ mm}$$

$$\text{小轮齿宽 } b_1 \quad b_1 = b_2 + (5 \sim 10)$$

$$b_1 = 166 \text{ mm}$$

(1) 齿根弯曲疲劳强度校核计算

$$\text{由式 } \sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]$$

$$\text{齿形系数 } Y_{Fa} \quad \text{小轮 } Y_{Fa1} \quad Y_{Fa1} = 2.90$$

$$\text{大轮 } Y_{Fa2} \quad Y_{Fa2} = 2.14$$

$$\text{应力修正系数 } Y_{Sa} \quad \text{小轮 } Y_{Sa1} \quad Y_{Sa1} = 1.535$$

$$\text{大轮 } Y_{Sa2} \quad Y_{Sa2} = 1.83$$

重合度 ε_a

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [Z_1 (\tan \alpha_1 - \tan \alpha) + Z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)]$$

$$= \frac{1}{2 \times 3.14} \left[20 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{7 \times 20 \cos 20^\circ}{7 \times 20 + 2 \times 7} \right) - \tan 20^\circ \right) + \right. \\ \left. 45.66 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{7 \times 45.66 \cos 20^\circ}{7 \times 45.66 + 2 \times 7} \right) - \tan 20^\circ \right) \right]$$

$$\varepsilon_a = 1.64$$

$$\text{重合度系数 } Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75 / \varepsilon_a$$

$$Y_\varepsilon = 0.71$$

$$\text{故 } \sigma_{F1} = 2 \times 1.45 \times 2.2 \times 10^7 \times 2.90 \times 1.535 / (166 \times 200 \times 8)$$

$$\sigma_{F2} = 2 \times 1.45 \times 2.2 \times 10^7 \times 2.14 \times 1.83 / (166 \times 200 \times 8)$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}] \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$$

$$\sigma_{F1} = 1016 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{F2} = 934 \text{ N/mm}^2$$

齿根弯曲强度满足

(12) 齿轮其他主要尺寸计算

$$\text{大轮分度圆直径 } d_2 = Z_2 m = 69 \times 8$$

$$d_2 = 552 \text{ mm}$$

根圆直径 d_f

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 166 - 2 \times 1.25 \times 8 \quad d_{f1} = 146 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 552 - 2 \times 1.25 \times 8 \quad d_{f2} = 532 \text{ mm}$$

顶圆直径 d_a

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 166 + 2 \times 8 \quad d_{a1} = 182 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 552 + 2 \times 8 \quad d_{a2} = 568 \text{ mm}$$

1.12 轴的设计及强度校核

1.12.1 高速轴 I 轴的设计

考虑 I 轴与电机伸轴用液力耦合器联接，因为电机的轴伸直径为 $D=48\text{mm}$ ，查表选取联轴器规格根据轴上零件布置，装拆和定位需要该轴各段尺寸如图 1.2a 所示

该轴受力计算

$$\text{转矩 } T_1 = 9.55 \times 10^6 P_1 / n_1 = 9.55 \times 10^6 \times 147.55 / 587$$

$$T_1 = 2.4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{输出轴上大齿轮分度圆直径 } d_1 = m_n z_2 = 552 \text{ mm}$$

$$\text{圆周力 } F_t = 2T_1 / d_1 = 2861 \text{ N}$$

$$\text{径向力 } F_r = F_t \tan \alpha_n = 1041 \text{ N}$$

$$\text{轴向力 } F_a = F_t \tan \beta = 1804 \text{ N}$$

(1) 初步估算轴的直径

选取 40Cr 钢作为轴的材料，渗碳淬火处理，由式 8-2 $d_{\min} \geq A^3 \sqrt{\frac{P}{n}}$ 计算轴的最小直径并加大 3% 以考虑键槽的影响。查表 8.6 取 $A=107$

则：

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$d_{\min} \geq A^3 \sqrt{\frac{p}{n}}$$

拟定轴上零件的装配方案如图 4-2 所示：

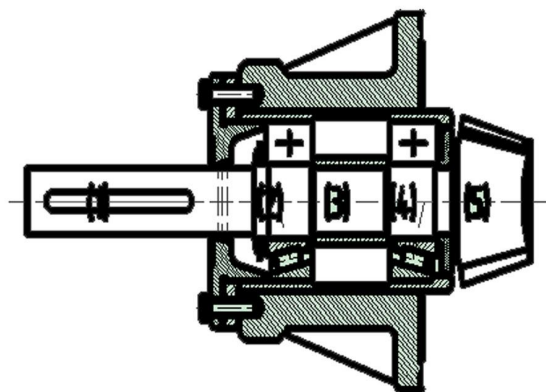


图 4-2 I 轴的设计

联轴器的联接尺寸为 181mm，取减速器伸出轴段部分的长度为 190mm；与联轴器联接的孔径为 130mm，因此取轴段（1）的直径为 130mm。

轴段（2）上装有单列圆锥滚子轴承，外力在两点外作用，安装选用反安装结构，能使轴的支撑有较高的刚度。轴承间隙是靠轴上的圆螺母来调整的，轴上要加工螺纹。为了调节圆锥齿轮的轴向位置，把一对轴承放在同一个套杯中，套杯则装在外壳的座孔中，通过增减套杯端面与外壳之间的垫片厚度即可使圆锥齿轮轴的位置发生改变，从而调整锥齿轮啮合的接触区。

单列圆锥滚子轴承的特性：

- 1、额定动载荷比 1.5~2.5，能限制轴和外壳在一个方向上的轴向位移；
- 2、在径向载荷作用下会产生附加轴向力，一般成对使用，对称安装；
- 3、能承受较大的径向负荷和单向的轴向负荷，极限转速较低；
- 4、内外圈可分离，轴承游隙可在安装时调整，适用于转速不太高，轴的刚性较好的场合。

选择轴承代号为 32928 $T=67.57\text{mm}$ $d=140\text{mm}$ $D=300\text{mm}$

由此确定轴段（2）的直径为 140mm，长度为 125mm。

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

轴段（3）装有套筒用于调整齿轮的轴向尺寸，为了提高轴的强度和刚度，应尽量缩短轴承与传动件的距离。小锥齿轮选用悬臂式，以便于装配。为使轴的刚度较好，取两轴承支点跨距 $l_1 = 2l_2$ 。由轴承接触角的大小确定轴承的支点，选取轴段（3）的长度为 140mm，直径为 130mm。

轴段（4）装有单列圆锥滚子轴承，选用反安装结构，左端由套筒定位，右端由挡油环定位，确定轴段（4）的直径为 140mm，长度为 125mm。

键的长度为 160mm。

1.12.2 II 轴的设计

(1) 确定轴的最小直径

中间轴为齿轮轴结构，选取轴的材料为 20CrMnTi，渗碳、淬火、回火处理。初估轴的最小直径，可得

$$d_{\min} = A \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 101 \text{ mm}$$

拟定轴上零件的装配方案如图 4-3 所示：

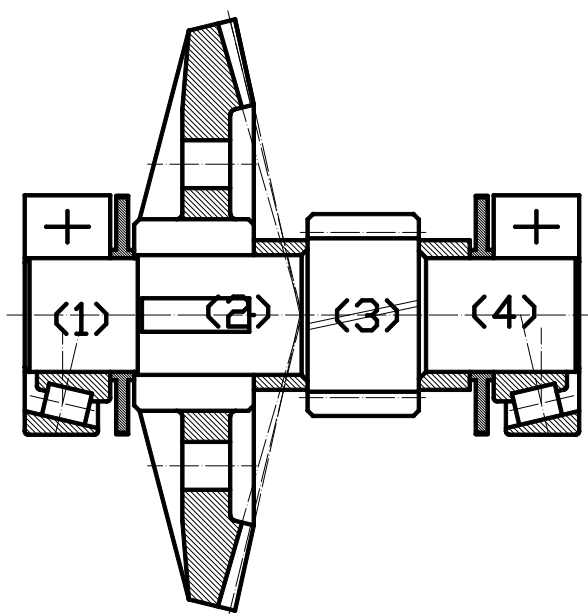


图 4-3 II 轴的设计

(2) 按轴向定位要求确定各轴段直径和长度

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

为使传动件在轴上的固定可靠，应使轮毂的宽度略大于与之配合轴段的长度，以使其他零件顶住轮毂，而不是顶在轴肩上

轴段（1）装有单列圆锥滚子轴承，轴的外力在支点间作用，选用正安装能使轴段支承具有良好的刚性，可用端盖下的垫片来调整轴承的间隙。选择轴承代号为 32232 T=84mm d=160mm D=290mm 轴承的右端装有挡油环来调整轴向间隙。轴段(1)的长度为 185mm，直径为 160mm。

轴段（2）装有弧齿圆锥齿轮，选用简支式支承，该支承结构结构简单，支承刚性好。锥齿轮的轴向长度 150mm，选取轴的直径为 170mm，长度为 320mm。

轴段（3）为齿轮轴结构部分，尺寸由齿轮 3 的决定。

轴段（4）装有单列圆锥滚子轴承，根据轴承的尺寸确定该轴段的直径为 160mm，长度为 125mm。

1.12.3 III轴的设计

(1)确定轴的最小直径

III轴的材料为 20CrMnTi，渗碳、淬火、回火处理。初估轴的最小直径，可得

$$d_{\min} = A \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 145 \text{ mm}$$

拟定轴上零件的装配方案如图 4-4 所示：

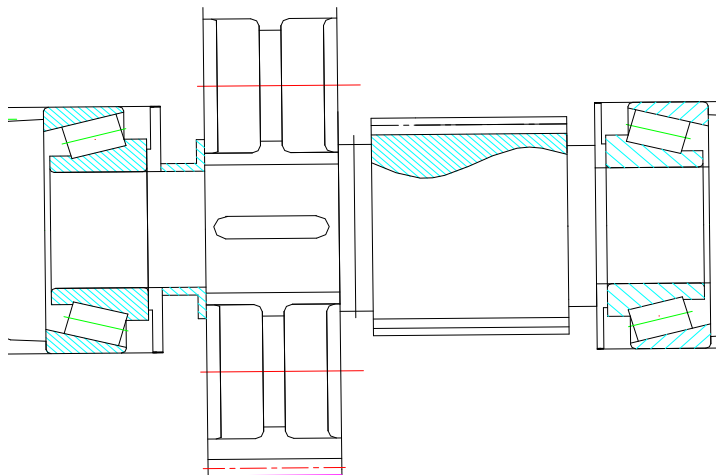


图 4-4 III轴的设计

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

(2) 按轴向定位要求确定各轴段直径和长度

为使传动件在轴上的固定可靠，应使轮毂的宽度略大于与之配合轴段的长度，以使其他零件顶住轮毂，而不是顶在轴肩上轴段（1）装有单列圆锥滚子轴承，轴的外力在支点间作用，选用正安装能使轴段支承具有良好的刚性，可用端盖下的垫片来调整轴承的间隙。选择轴承代号为 32234 $T=91\text{mm}$ $d=170\text{mm}$ $D=310\text{mm}$ 轴承的右端装有挡油环来调整轴向间隙。轴段（1）的长度为 200mm，直径为 170mm。

轴段（2）为齿轮轴结构部分，尺寸由齿轮 3 的决定

轴段（3）为齿轮轴结构部分，尺寸由斜齿轮 3 的决定。

轴段（4）装有单列圆锥滚子轴承，根据轴承的尺寸确定该轴段的直径为 170mm，长度为 175mm。

1.12.4 输出轴的设计

(1)确定轴的最小直径

输出轴的材料为 20CrMnTi，渗碳、淬火、回火处理。初估轴的最小直径，可得

$$d_{\min} = A \cdot \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 198.7\text{mm}$$

拟定轴上零件的装配方案如图 4-5 所示：

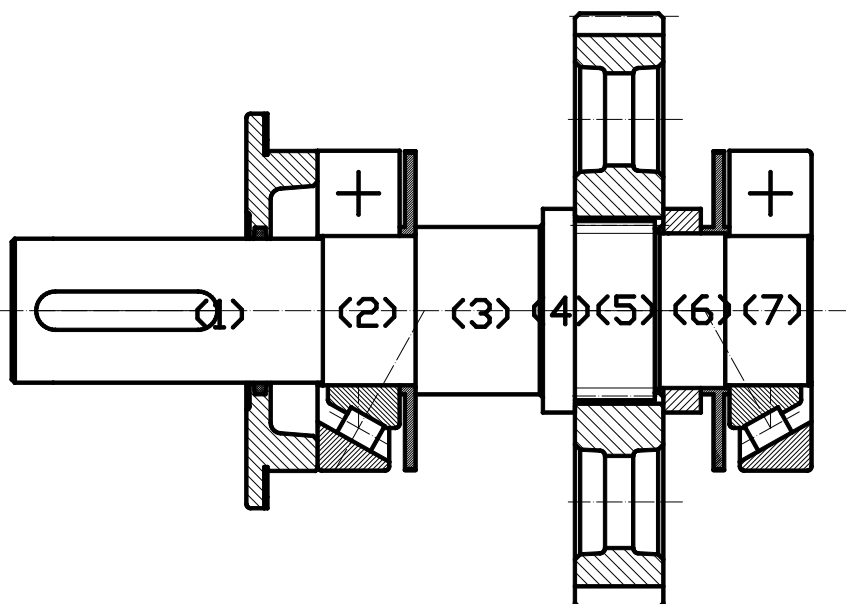


图 4-5 输出轴的设计

(2)按定位要求确定各轴段直径和长度

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

轴段（1）左端联接膜片联轴器，型号为 JM116，轴孔长度 $L=200\text{mm}$ ，选取减速器伸出轴部分的长度为 325mm ，直径为 230mm 。

轴段（2）装有单列圆锥滚子轴承，轴承的内侧至箱体内壁应留有一定的间距，由于采用脂润滑，所留的间距较大，以便放挡油环，防止润滑油溅入而带走润滑脂，又当小齿轮齿顶圆小于安装轴承的孔径时，也可防止齿轮啮合传动时挤出的脏油进入轴承，加速轴承的磨损。轴的外力在支点间作用，选用正安装能使轴段支承具有良好的刚性，可用端盖下的垫片来调整轴承的间隙。选择轴承代号为 32052 $T=87\text{mm}$ $d=260\text{mm}$ $D=400\text{mm}$ 轴承的右端装有挡油环来调整轴向间隙。轴段（2）的长度为 200mm ，直径为 260mm 。

轴段（3）作用是为了调整输出轴上个零件的轴向距离和对单列圆锥滚子轴承的轴向定位。根据单列圆锥滚子轴承内圈定位点来确定轴的直径，选择轴的直径为 315mm 。

轴段（5）上安装齿轮，齿轮 4 的齿宽为 280mm ，故选取该轴段的长度为 285 ，以便于齿轮的装配要求。

由此，确定轴段（5）的直径为 270mm

轴段（7）装有单列圆锥滚子轴承，选用正安装能使轴段支承具有良好的刚性，可用端盖下的垫片来调整轴承的间隙。选择轴承代号为 32052 $T=87\text{mm}$ $d=260\text{mm}$ $D=400\text{mm}$ 轴承的右端装有挡油环来调整轴向间隙。轴段（7）的长度为 285mm ，直径为 260mm 。

（2）动轴的弯扭合成强度计算与疲劳强度校核

完成轴的结构设计后，轴上主要零件和支反力的位置、外载荷的大小已经确定，轴的弯矩和转矩可以求出，因此，应按弯扭合成强度条件进行轴的强度校核。

减速器键、轴承的校核

1.13 减速器键的校核

1.13.1 I 轴键的校核

I 轴的伸出轴 $d=130\text{mm}$, 选用圆头普通平键 (A 型), $b=25\text{mm}$, $h=14\text{mm}$, $L=28\text{mm}$, I 轴传递的扭矩 $T=958.57\text{Nmm}$. 当键用 45 钢制造时, 主要失效形式为压溃, 通常只进行挤压强度计算.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$
$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 958.57}{18 \times 7 \times 28} = 21\text{N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110\text{N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

1.13.2 II 轴键的校核

II 轴的键用于齿轮和轴的联接, 轴径为 $d=160\text{mm}$, 选用圆头普通平键 (A 型), $b=40\text{mm}$, $h=22\text{mm}$, $L=23\text{mm}$, II 轴传递的扭矩 $T=2997.45\text{Nmm}$.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$
$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 2997.45}{24 \times 11 \times 23} = 15.3\text{N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110\text{N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

1.13.3 III 轴键的校核

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

III轴的键用于齿轮和轴的联接，轴径为 $d=170\text{mm}$ ，选用圆头普通平键（A型）， $b=50\text{mm}$, $h=28\text{mm}$, $L=27\text{mm}$, II 轴传递的扭矩 $T=9032.14\text{Nmm}$.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 9032.14}{32 \times 14 \times 27} = 21\text{N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110\text{N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

1.13.4 输出轴键的校核

输出轴的键用于齿轮和轴的联接，轴径为 $d=230\text{mm}$ ，选用圆头普通平键（A型）， $b=63\text{mm}$, $h=32\text{mm}$, $L=41\text{mm}$, V 轴传递的扭矩 $T=23750.52\text{Nmm}$.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 23750.52}{32 \times 16 \times 41} = 97\text{N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110\text{N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

1.14 减速器轴承的校核

1.14.1 验算 I 轴轴承寿命

①计算轴承支反力

$$\begin{aligned} \text{合成支反力} \quad R_1 &= \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{15680^2 + 5705^2} = 16685.6\text{N} \\ R_2 &= \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{451^2 + 1240^2} = 1319.5\text{N} \end{aligned}$$

②轴承的派生轴向力

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{16685.6}{2 \times 1.5} = 5562\text{N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{1319.5}{2 \times 1.5} = 439.8\text{N}$$

③轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 439.8\text{N}$$

$$A_2 = S_2 = 439.8\text{N}$$

④轴承的当量动载荷

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{439.8}{16685.6} = 0.03 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, \quad Y_1 = Y = 2.6$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 16685.6 + 2.6 \times 439.8 = 17829\text{N}$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$A_2/R_2 = 439.8/1319.5 = 0.33 > e = 0.4$$

$$X_2 = 0.4, Y_2 = 2.6$$

$$P_{r2} = X_2 R_2 + Y_2 A_2 = 0.4 \times 1319.5 + 2.6 \times 439.8 = 1671.28 N$$

⑤轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 476} \left(\frac{1 \times 145000}{2.6 \times 1671.28} \right)^{10/3} = 4188513$$

1.14.2 验算 II 轴轴承寿命

①计算轴承支反力

$$\begin{aligned} \text{合成支反力} \quad R_1 &= \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{17934^2 + 6527^2} = 19084 N \\ R_2 &= \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{15998^2 + 5822^2} = 17015 N \end{aligned}$$

②轴承的派生轴向力

$$\begin{aligned} S_1 &= R_1 / 2Y = 19084 / (2 \times 1.4) = 6815 N \\ S_2 &= R_2 / 2Y = 17015 / (2 \times 1.4) = 6076 N \end{aligned}$$

③轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 6076 N$$

$$A_2 = S_2 = 6076 N$$

④轴承的当量动载荷

$$A_1/R_1 = 6076/19084 = 0.32 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, Y_1 = Y = 1.4$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 19084 + 1.4 \times 6076 = 27590 N$$

$$A_2/R_2 = 6076/17015 = 0.35 > e = 0.4$$

⑤轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 120.5} \left(\frac{1 \times 315000}{1.5 \times 27590} \right)^{10/3} = 120473 h$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

1.14.3 验算Ⅲ轴轴承寿命

①计算轴承支反力

$$\begin{aligned}\text{合成支反力} \quad R_1 &= \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{37356^2 + 13596^2} = 39753N \\ R_2 &= \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{40702^2 + 14814^2} = 43314N\end{aligned}$$

②轴承的派生轴向力

$$\begin{aligned}S_1 &= \frac{R_1}{2Y} = \frac{39753}{2 \times 1.4} = 14197N \\ S_2 &= \frac{R_2}{2Y} = \frac{43314}{2 \times 1.4} = 15469N\end{aligned}$$

③轴承所受的轴向载荷

$$\begin{aligned}A_1 &= S_2 = 15469N \\ A_2 &= S_2 = 15469N\end{aligned}$$

④轴承的当量动载荷

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{15469}{39753} = 0.39 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, \quad Y_1 = Y = 1.4$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 39753 + 1.4 \times 15469 = 61410N$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{15469}{43314} = 0.36 > e = 0.4$$

⑤轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 32.8} \left(\frac{1 \times 765000}{1.5 \times 61410} \right)^{\frac{10}{3}} = 589403h$$

1.14.4 验算输出轴轴承寿命

①计算轴承支反力

$$\begin{aligned}\text{合成支反力} \quad R_1 &= \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{60634^2 + 22069^2} = 64525N \\ R_2 &= \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{26891^2 + 9787^2} = 28617N\end{aligned}$$

②轴承的派生

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{64525}{2 \times 1.4} = 25045N$$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

$$S_2 = R_2 / 2Y = 28617 / 2 \times 1.4 = 10220 N$$

③轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 10220 N$$

$$A_2 = S_2 = 10220 N$$

④轴承的当量动载荷

$$A_1 / R_1 = 10220 / 64525 = 0.16 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, Y_1 = Y = 1.4$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 64525 + 1.4 \times 10220 = 78833 N$$

$$A_2 / R_2 = 10220 / 28617 = 0.36 > e = 0.4$$

⑤轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 10} \left(\frac{1 \times 745000}{1.5 \times 78833} \right)^{10/3} = 769789$$

箱体及附件的设计校核

箱体起着支持和固定轴组件，保证轴组件运转精度、良好润滑及可靠密封等作用。减速器选用灰铸铁制造，灰铸铁具有良好的铸造性能和减振性能，易获得美观外形。减速器做成卧式结构，箱体沿轴心线所在水平面剖分成箱座和箱盖两部分，这样有利于箱体制造和便于轴组件零件的装拆。

铸铁减速器箱体的主要结构尺寸：

箱座壁厚 $\delta \geq 0.0125(d_{1m} + d_{2m}) + 1 = 0.0125 \times (120 + 496) + 1 = 8.7 \text{ mm}$ ，考虑减速器工作环境恶劣，选择 $\delta = 18 \text{ mm}$ 。

式中 d_{1m} ——小锥齿轮的平均直径 d_{2m} ——大锥齿轮的平均直径

箱盖壁厚 $\delta_1 > 0.01(d_{1m} + d_{2m}) + 1 = 0.01 \times (120 + 496) + 1 = 7.16 \text{ mm}$ 取 $\delta_1 = 18 \text{ mm}$

箱盖凸缘厚度 $b_1 = 1.5\delta_1 = 1.5 \times 18 = 27 \text{ mm}$

箱座凸缘厚度 $b = 1.5\delta = 1.5 \times 18 = 27 \text{ mm}$

箱座底凸缘厚度 $b_2 = 2.5\delta = 2.5 \times 18 = 45 \text{ mm}$

地脚螺钉直径 $d_f > 0.018(d_{1m} + d_{2m}) + 1 = 0.018 \times (120 + 496) + 1 = 12.09 \text{ mm}$

取 $d_f = 26 \text{ mm}$ 地脚螺钉数目 $n = 6$

箱盖肋板厚度 $m_1 \approx 0.85\delta_1 = 0.85 \times 18 = 15.3 \text{ mm}$ 取 $m_1 = 16 \text{ mm}$

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

箱座肋板厚度 $m \approx 0.85\delta = 0.85 \times 18 = 15.3 \text{ mm}$ 取 $m = 16 \text{ mm}$

盖与座连接螺栓直径 $d_2 > 0.6d_f = 0.6 \times 26 = 15.6 \text{ mm}$ 取 $d_2 = 16 \text{ mm}$

定位销直径 $d > 0.8d_2 = 0.8 \times 16 = 12.8 \text{ mm}$ 取 $d = 14 \text{ mm}$

对于完整的减速器，其箱体上应设置有窥视孔和窥视孔盖、放油孔及放油螺栓、油标、通气器、起盖螺钉、定位销、起吊装置、轴承盖等附件。

结 论

本设计为一种用于综采工作面的刮板输送机是煤矿的主要运输设备，包括有电动机，减速器，机头部，中部槽，过渡槽，机尾部，紧链装置，软启动装置等。本设计对 SGB830/160 型刮板输送机的减速器，传动部，链轮组件，及总体设计。完成图纸有总装图，传动部图，减速器图，链轮组件及零件图。

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

参考文献

- [1] 王洪欣, 李木, 刘秉忠.机械设计工程学[I].徐州: 中国矿业大学出版社, 2004
- [2] 唐大放, 冯晓宁, 杨现卿.机械设计工程学[II].徐州: 中国矿业大学出版, 2004
- [3] 许洪基, 现代机械传动手册.北京: 机械工业出版社, 1995
- [4] 范维唐等.《综采技术手册》(上、下).煤炭工业出版社, 1997
- [5] 吴相宪.实用机械设计手册.徐州: 中国矿业大学出版社, 2001
- [6] 王启广、李炳文、黄嘉兴.《采掘机械与支护设备》.中国矿业大学出版社, 2006
- [7] 甘永立.几何量公差与测量.上海: 上海科学技术出版社, 2003
- [8] 成大先.机械设计手册.北京: 化学工业出版社, 2004
- [9] 方昆凡.公差与配合技术手册.北京: 北京出版社, 1983
- [10] 王启义.中国机械设计大典.南昌: 江西科学技术出版社, 2002
- [11] 吴忠泽.机械设计师手册.北京: 机械工业出版社, 2002
- [12] 范维唐等.采煤机械化设备使用与维护。黑龙江科学技术出版社, 1988
- [13] 成大先.机械设计师手册单行本润滑与密封.北京: 化学工业出版社, 2004
- [14] 成大先.机械设计师手册单行常用设计资料.北京: 化学工业出版社, 2004
- [15] 程志红, 唐大放.机械设计. 南京:东南大学出版社, 2006
- [16] 洪晓华.矿井运输提升.徐州: 中国矿业大学出版社, 2005
- [17] 甘永立.几何量公差与检测。上海: 上海科学好、技术出版社
- [18] 单辉祖.材料力学.北京: 高等教育出版社, 1999
- [19] 程居山.矿山机械.徐州: 中国矿业大学出版社, 1997
- [20] 王启广, 黄嘉兴.液压传动与采掘机械.徐州: 中国矿业大学出版社, 2005

安徽矿业职业技术学院毕业设计说明书（论文）

[21] 谢锡纯, 李晓豁. 矿山机械与设备. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2000

致 谢

大学三年转眼过去了, 在最后的一段时间里是最考验我们的时候. 毕业设计是我们在大学里的最后一课, 任务非常艰巨, 要求也很严格. 通过本次毕业设计, 使对以前所学知识进行的一次系统而全面的巩固和复习. 在此次的毕业设计中, 我遇到了许多的困难. 在学校各个部门及老师同学的帮助下我完成了毕业设计, 因此我真诚的向那些给我帮助和指导的部门和个人致意我的谢意。

首先要感谢安徽矿业职业技术学院, 为我们能较好进行设计提供了很多的帮助, 为我们能顺利进行毕业设计提供了前提. 还应该感谢学校图书馆, 给我们提供了大量的资料, 对我解决设计中碰到的问题提供了很大的帮助。

其次, 要感谢我们的设计指导老师: 老师. 他那丰富的专业知识和经验以及对专业孜孜不倦的敬业态度让我感触很深. 他给予了我们充分的指导, 并且还培养了我们独立思考问题的能力. 从他身上, 我不仅学到了很多专业方面的知识, 还学到了一种严谨的求知精神. 所有这些都将成为我们以后继续学习的榜样。

最后, 我们还要感谢为我们毕业设计提供参观实习场所的单位. 感谢中国平煤神马能源化工集团四矿给我们提供了实地参观的机会, 增加了感性认识; 也要感谢我们的同组同学的互帮互助, 从他们那里我学到了很多知识, 受益匪浅。

总而言之, 在这里我对为我们毕业设计提供帮助的人和单位表示最深的谢意!