

## 摘要

矿井提升设备是联系矿井下与地面的“咽喉”设备，在矿井生活中占用特别重要的地位。它的主要用途是沿井筒提升有益（煤炭矿、矿石）、升降人员、设备、下放材料。

矿井提升设备是矿山较复杂且庞大的机械-电气机组，在工作中一旦发生故障，就会严重影响矿井的正常生产，甚至造成人身事故。为此掌握矿井提升设备的构造、工作原理、性能设备选择、运转理论等方面的知识，对合理地选择和维护使用，使其确保高效率和安全可靠的运转，有着及其重要的作用。

现代矿井提升设备的特点是在运输上的特殊和装备上的选择。所以要制造这种设备就须要在理论上和实验上深入的研究。减速器是矿井提升设备中的重要部件，所以减速器的选择或设计是否满足要求对矿井的安全起着十分重要的作用。

本文针对双圆弧齿轮减速器应用中给定中心距和传动比的优化设计，阐述了迭代枚举，综合评判优化设计的基本思想和方法。介绍了双圆弧减速器的设计过程，减速器生产采用车削加工，通过减速器的设计过程，总结出生产过程中的正确操作方法和应注意的问题。如根据已知条件选择电机，联轴器，齿轮的齿数，模数和传动比和材料的选择与计算以及轴的尺寸计算，轴上零件的布置与固定等。

**关键词：**矿井提升设备    双圆弧齿轮    减速器    优化

## Abstract

Mine is upgrading equipment associated with the mine under the ground "throat" equipment, the occupation of the mine life of particular importance. Its main purpose is along the shaft upgrade useful (coal mining, ore), the movements of personnel, equipment, materials decentralization.

Mine is mine upgrade equipment more complicated and large machinery - Electric unit, in the event of a fault in the work, it will seriously affect the normal production of mine, or even physical accident. To this end have mine equipment upgrade the construction, working principle, choice of equipment, operational theory of knowledge, to choose and maintain a reasonable use, to ensure efficient and safe and reliable operation, and has an important role.

Modern mines are characterized by upgrading equipment in the transport of special equipment and options. Therefore, should the need to manufacture such equipment in theory and experiment on in-depth study. Reducer Mine Hoist equipment is the important parts, so the choice of reducer or design meet the requirements of the Mine Safety plays a very important role.

In this paper, double-arc gear reducer applications in a given distance and transmission than the optimal design, described iterative enumeration, comprehensive evaluation optimize the design of the basic ideas and methods. Introduced a double arc reducer the design process, the production by turning on a reducer, reducer through the design process, summed up the production process in the correct methods of operation and should pay attention to the problem. According to the known conditions such as the choice of motor, coupling, gear teeth, module and transmission ratio and the choice of

materials and calculation of the size and the shaft, the shaft parts, such as the layout and fixed.

**Key words:** mine upgrade equipment double arc gear  
Reducer optimization

# 目录

1 绪论.....	5
1.1 重型以及通用减速器行业的发展现状.....	5
1.2 减速器的国内外发展现状及存在的问题.....	8
1.3 选题意义.....	10
1.4 双圆弧齿轮减速器的优点.....	11
2 设计任务书.....	13
2.1 毕业设计书.....	13
2.2 设计要求.....	13
2.3 设计步骤.....	13
3 设计内容.....	15
3.1 机械传动装置方案确定.....	15
3.2 电动机的选择.....	15
3.3 确定传动装置的传动比，分配各级传动比.....	17
3.4 传动装置的运到和动力参数.....	17
3.5 圆弧齿轮传动几何参数的设计计算及校核.....	18
3.5.1 对于高速级的一对齿轮.....	19
3.5.2 对于低速级的一对齿轮.....	24
3.6 轴的结构尺寸设计.....	26
3.7 轴承的选用和校核.....	36
3.8 键联接的设计.....	40
3.9 箱体结构的设计.....	41
3.10 润滑密封设计.....	44
3.10.1 选用齿轮润滑油应考虑的因素.....	44
3.10.2 闭式齿轮的润滑油选用方法.....	46
3.11 联轴器的选择和校核.....	49
结论.....	53
致谢.....	54
参考文献.....	55

# 1 绪论

## 1.1 重型以及通用减速器行业的发展现状

重型及通用减速器行业涉及的产品类别包括了各类齿轮减速器、行星齿轮系及其蜗杆减速器，也包括了各种专用传动装置，如增速装置、调速装置、以及包括柔性传动装置在内的各类复合传动装置等。产品服务领域涉及冶金、有色、煤炭、建材、船舶、水利、电力、工程机械及石化等行业。重型及通用减速器行业的生产厂家也以多种形式并存，如外资企业、中外合资企业、国有企业、股份制企业 and 个体企业，规模有大到年产值数亿元以上，小到数百万元不等。具有良好生产条件、产品质量控制体系健全的企业有 100 余个，2005 年全行业销售额约为 200 亿元，这其中外资企业的销售额约占四分之一左右。

国内减速器行业重点骨干企业的产品品种、规格及参数覆盖范围近几年都在不断扩展，产品质量已达到国外先进工业国家同类产品水平，完全可以承担起为国民经济各行业提供传动装置配套的重任，部分产品还出口至欧美及东南亚地区。

目前，国内各类通用减速器的标准系列已达数百个，基本可满足各行业对通用减速器的需求。在第一代通用硬齿面齿轮减速器及圆弧圆柱蜗杆减速器系列产品的基础上，由西安重型机械研究所开发并完成标准化的新一代圆柱及圆锥——圆柱齿轮减速器及圆弧圆柱蜗杆减速器行业已投放市场。新一代减速器的突出特点

不仅在产品性能参数上进一步优化，而且在系列设计上完全遵从模块化的设计原则，产品造型更加美观，更宜于组织批量生产，更适应现代工业不断发展而对基础件产品提出的愈来愈高的配套要求。此外，南京高精齿轮股份有限公司也推动了 PR 系列的模块式齿轮减速器系列产品。但总体而言，国内减速器系列产品的开发及更新工作近几年进展缓慢，与国外同行在此方面的差距有拉大的趋势。而且与市场的需求也很不适应，西安重型机械研究所及国内其他单位近年已着手开始这方面的开发和标准化工作。

在通用减速器的制造方面，国内目前生产厂家数目众多，如对各种类型的圆柱齿轮机圆锥——圆柱齿轮或者齿轮——蜗杆减速器系列产品，国内主要厂家有南京高精齿轮股份有限公司、宁波东力传动设备有限公司、江阴齿轮箱制造有限公司、江苏泰星减速器有限公司、江苏金象减速机有限公司、山西平遥减速机厂等。对象蜗杆减速器，目前国内主要生产圆弧圆柱蜗杆减速器、锥面包络圆柱蜗杆减速器、平面二次包络环面蜗杆减速器等多种类型，主要生产厂家有江苏金象减速机有限公司、首钢机械制造公司、杭州减速机厂、杭州万杰减速机有限公司、天津万新减速机厂、上海浦江减速机有限公司等，对各种通用行星齿轮减速器、包括标准的 NGW 系列行星齿轮减速器，也包括各类回转行星减速器及封闭式行星齿轮检录器等，主要生产厂家有荆州巨鲸动力机械有限公司、洛阳中重齿轮箱有限公司、西安重型机械研究所、石家庄科一重工有限公司、内蒙兴华机械厂等。

在各类专用传动装置的开发机制造方面，国内近几年取得的明显的进展，如重庆齿轮箱有限责任公司生产的 MDH28 型磨机边缘驱动传动装置，其最大功率已达 7000KW，传动转矩达 5000KN.m，总重 46 吨，生产的 1700 热连轧主传动齿轮箱的最大模数为 30，重量达 180 吨。由

杭州前进齿轮箱有限公司生产的 gwc70/76 型 1.2 万吨及装箱船用齿轮箱，传动功率已达 6250KW。由南京高精齿轮股份有限公司及重庆齿轮箱有限公司生产的里磨系列齿轮箱最大功率已达 3800KW，由西安重型机械研究所、洛阳中

重齿轮箱有限公司、荆州巨鲸传动机械有限公司等开发制造的重载行星齿轮箱系列产品在矿山、冶金、建材、煤炭及水电等行业也都得到了广泛应用，其中西安重型机械研究所开发的水泥行业辊压机悬挂系列行星齿轮箱的输入功率已达 1250KW，用于铝造轧机的行星齿轮箱有司责任公司、杭州前进出论箱有限公司、西安重型机械研究所开发的风力发电增速箱系列产品也逐步取代进口产品，广泛应用于国内风电行业。在大型齿圈的制造方面，国内目前最大直径为 9.936 米，净重达 80 吨的齿圈已由中信重机制造完成，并用于武钢集团年产 500 万吨氧化球生产线，至此用于大型烧结机、磨机、回转窑的大型驱动装置以及用于转炉及烧结设备的大型柔性传动装置国内均可全套供货，而无需再行进口。

在其他类型新产品的开发方面，行业企业也取得了不少成果，如西安重型机械研究所开发的工程车辆变速箱和风机及泵用差动节能调速装置、洛阳中重齿轮箱有限公司的大型矿井提升机行星齿轮箱、江苏金象减速机公司的磨机驱动齿轮箱、北京太富力传动有限公司的大型三环传动齿轮箱及传动装置等，也都受到了市场的欢迎并得以广泛应用。

在行业企业的产能扩展及技术改造方面，近几年呈现出跨越式的发展，这一方面得益于近几年市场强劲需求的拉动，另一方面也是受企业扩大生产规模、提升加工制造水平、进而提升企业竞争力的主观愿望的驱动，国内主要产品厂家近二年购进的关键加工设备，如大型磨齿机、镗铣床、加工中心及热处理设备等，累计超过 200 余台（套），预计行业产能扩大一倍以上，技改工作的开展固然有提升行业企业规模和生产集中度及竞争力的客观效果，但由于仍存在行业企业数量多、规格小及水平参差不齐等实际问题，因之随着市场需求的回落和国外同行厂商大规模进入国内市场，行业竞争必将进一步加剧，这也必将促进行业企业间的购并、整合甚至转型。



在产品的销售机市场竞争方面，国外厂商近几年在中国的扩展势头愈来愈强，SEW 公司继续在全国部署生产及销售基地，扩大市场份额。FLEDER 公司、邦飞公司、布雷维尼公司及 FORK、住友等公司也都加大了在中国建立生产基地及销售中心的步伐，积极向各个行业渗透，国外厂商先进的管理、经营理念，丰富的市场实战及拓展经验和各具特色的产品系列将会对国内厂商产生强烈的挑战和冲击，国内生产企业感受到的将会是愈来愈激烈的国内外同业者的竞争。

而在国内传动件产品的出口方面，目前仍多以中、小功率中、小规格产品批量出口或随主机出口为主要形式，这一方面的社会份额仍比较小，努力提高产品的质量和可扩性，积极开拓国际市场，应是国内企业寻求市场发展的一个重要出路。

纵观国内减速器行业的现状，为保持行业的健康可持续发展在充分肯定行业不断发展、进步的同时，更应看到存在的问题，并积极研究对策，采取措施，力争在较短时间内能有所进展。目前，同外减速器行业存在的比较突出的问题是，行业整体新产品开发能力弱、工艺创新及管理水平低，企业管理方式较为粗放，相当比例的产品仍为中低档次、缺乏有国际影响力的产品品牌、行业整体散、乱情况依然较为严重。基于此，推进行业优势企业间的购并、整合，尽快形成有着一定的市场影响力的品牌、有较大规模和实力、有较强产品研发和技术支持能力的这样若干个集团型企业，如此方能在与国外同行的竞争中保持一定的优势并不断得以发展。

## 1.2 减速器的国内外发展现状及存在的问题

起重机械远在古代就用于建筑时提升重物，提升灌溉田地用水，后来也以最简单的方法用以提升采出的有用矿物。

在十五世纪俄罗斯矿山上最初出现的起重设备是用于奥拉浣茨的金矿。十八世纪在阿尔泰的银矿中矿山机械工程师佛洛洛夫装配了一整套以水力带动的提升设备。至十九世纪末发展到以静载荷进行提升设备的计算，这种计算方法和计算一般低速绞车的方法相似。1914年费德洛夫院士的著作《提升机的理论与计算》发表了，该著作最先解决了矿山提升重力学中的问题。至今提升机的发展已达到了相当完善的地步。

国内的减速器多以齿轮传动、蜗杆传动为主，但普遍存在着功率与重量比小，或者传动比大而机械效率过低的问题。另外，材料品质和工艺水平上还有许多弱点，特别是大型的减速器问题更突出，使用寿命不长。国内使用的大型减速器（500kw以上），多从国外（如丹麦、德国等）进口，花去不少的外汇。60年代开始生产的少齿差传动、摆线针轮传动、谐波传动等减速器具有传动比大，体积小、机械效率高等优点。但受其传动的理论的限制，不能传递过大的功率，功率一般都要小于40kw。由于在传动的理论上、工艺水平和材料品质方面没有突破，因此，没能从根本上解决传递功率大、传动比大、体积小、重量轻、机械效率高等这些基本要求。90年代初期，国内出现的三环（齿轮）减速器，是一种外平动齿轮传动的减速器，它可实现较大的传动比，传递载荷的能力也大。它的体积和重量都比定轴齿轮减速器轻，结构简单，效率亦高。由于该减速器的三轴平行结构，故使功率体积（或重量）比值仍小。且其输入轴与输出轴不在同一轴线上，这在使用上有许多不便。

国外减速器现状：齿轮减速器在各行各业中十分广泛地使用着，是一种不可缺少的机械传动装置。当前减速器普遍存在着体积大、重量大，或者传动比大而机械效率过低的问题。国外的减速器，以德国、丹麦和日本处于领先地位，特别在材料和制造工艺方面占据优势，减速器工作可靠性好，使用寿命长。但其传动形式仍以定轴齿轮传动为主，体积和

重量问题，也未解决好。

### 1.3 选题意义

矿山运输在有益矿物采掘的技术过程中起着极其重要的作用，而矿井提升是矿山运输的主要环节之一。矿井提升设备一方面把有益矿物送至地面，另一方面也用作运送人员，辅助材料和其它设备等。

矿井提升的安全及无事故的运输在完成有益矿物的采掘计划和保障人员的健康上具有头等重要的意义。

提升的运算应当不仅是安全，同时还要经济。经济这一点现在应十分重视，因为在个别场合下提升机的用电量是矿井用电量的 40%。

现代矿井提升设备的特点是在运输上的特殊和装备上的选择。所以要制造这种设备就须要在理论上和实验上深入的研究。做这方面的研究工作的最早的是俄国和苏联的学者，并且根据他们研究的结果在苏联创立了矿井提升这一学科。

提升设备的运转方式的自动化对于提高生产率有着重大的作用。同时，自动化还能使提升机的工作更加可靠和安全。要不断的改进提升机，就必须使矿山提升的理论更完善。

随着提升深度和提升重量的增加，有关提升系统的平衡问题，亦即如何消除钢丝绳重量和运动质量惰性的影响，便具有特殊的意义。该项工作开始也是费得洛夫院士着手进行，而参考洛夫教授、伊利伊却教授、更进一步发展了它。

减速器是矿井提升设备中的重要部件，所以减速器的选择或设计是否满足要求对矿井的安全起着十分重要的作用。减速器的作用是传动动力、降低运动速度，将电动机的高速转动变为提升设备的低速运动。不同型号的减速器，所起的作用有很大不同，本论文主要针对矿井提升机而特别设计的减速器。

经过二十多年的改革开放，我国的社会主义现代化建设正在蓬勃发展，面对国内生产任务的增长和国际竞争形势的严峻，各个生产部门都对机械产品和技术装备提出了日益增长的需求，已经从事和正在培育成长的机械设计工作者都在面临光荣而艰巨的任务。我国正在大力推进科教兴国和科技创新机制的重要历史时期，我们只有学好机械设计的基本理论、基本知识和基本技能，并在此基础上，刻苦钻研，努力奋斗，树雄心，立壮志，攻难关，攀高峰，不断用先进的设计理论和生产技术来武装与发展我国的机械工业，密切结合用户需求和国内外市场动向，创新出大量高质量、高性能、多品种、多功能的现代化机器，为推进全人类的物质文明和精神文明建设做出应有的贡献。

## 1.4 双圆弧齿轮减速器的优点

圆弧齿轮传动是一种新型齿轮传动，在冶金、矿山、起重运输机械以及高速传动中得到广泛的应用。

圆弧齿轮是一种以圆弧做齿形的斜齿（或人字齿）轮。圆弧齿轮传动可分为单圆弧齿轮和双圆弧齿轮传动两种形式。对于单圆弧齿轮，通常小齿轮做成凸齿。为加工方便，一般法面齿形做成圆弧，两端面齿形只是近似的圆弧。

工作时，从一个端面看，先是主动轮齿的凹部推动从动轮齿的凸部，离开后，再以它的凸部推动对方的凹部，故双圆弧齿轮传动在理论上同时有两个接触点，经跑合后，这种传动实际上有两条接触线，因此可以实现多对齿和多点啮合。此外，由于其齿根厚度较大，双圆弧齿轮传动不仅承载能力比单圆弧齿轮传动约高 30% 以上，而且传动较平稳，振动和噪声较小，并且可用同一把滚刀加工相配对的两个齿轮。因此。高速重载时，双圆弧齿轮传动有取代单圆弧齿轮传动的趋向。

其齿廓形状，具有比渐开线齿轮高得多的承载能力。渐开线齿轮是两个凸齿面相接触，综合曲率半径很小，接触应力很大，接触强度低，齿面上容易出现疲劳点蚀。

圆弧齿轮传动是凸凹齿面接触，齿面的综合曲率半径比渐开线齿轮大许多倍，所以接触强度有很大提高。

双圆弧齿轮的齿形参数可以灵活设计，齿腰和齿根的厚度可按强度要求调节，加之齿根用一段大圆弧连接，这非常有利于轮齿弯曲强度的提高。

圆弧齿轮啮合传动时，因其运动特性，接触区以很高的滚动速度沿齿宽方向移动。当  $\alpha = 10^{\circ} - 22^{\circ}$  时，滚动速度是圆周速度的 5.67~2.75 倍，齿面间容易形成油膜。早在 1960 年 Essen 国际齿轮会议上曾指出圆弧齿轮的主要优点之一是润滑性能良好，油膜厚度为渐开线齿轮的 10 倍。此外，齿面间的滑动速度很小，综合起来，啮合摩擦损失减小 50~60%，磨损减少  $2/3 \sim 3/4$ 。

渐开线齿轮滑动速度沿齿高不同，离节线越远，速度愈大。因而引起不同的磨损程度而导致齿形变化，使啮合传动质量恶化。圆弧齿轮滑动速度沿齿高方向均等，所以，齿面磨合时，啮合齿廓更趋于圆弧，有良好的跑合性能。齿面的跑合磨损无损于齿形精度，而且圆弧齿轮的跑合工艺，实际上起到了装配后的对研精加工工艺的作用。

综上所述圆弧齿轮能有效地提高承载能力。

## 2 设计任务书

### 2.1 毕业设计书

设计课题：

设计一用于矿井提升设备上的两级齿轮减速器。运输机双向运转，载荷有轻微冲击，工作环境多尘，通风良好，减速器小批量生产，使用期限 7 年(300 天/年)，两班制工作，每天工作 14 小时。参数如下：

电机功率 (Kw)	180
中心距 (mm)	530、750
传动比	31.5

### 2.2 设计要求

1. 减速器装配图 1 张(0 号)。
2. 零件工作图 4-5 张。
3. 设计计算说明书 1 份。

### 2.3 设计步骤

1. 传动装置总体设计方案
2. 电动机的选择
3. 确定传动装置的总传动比和分配传动比
4. 计算传动装置的运动和动力参数
5. 齿轮的设计
6. 传动轴的设计
7. 滚动轴承的选用及校核

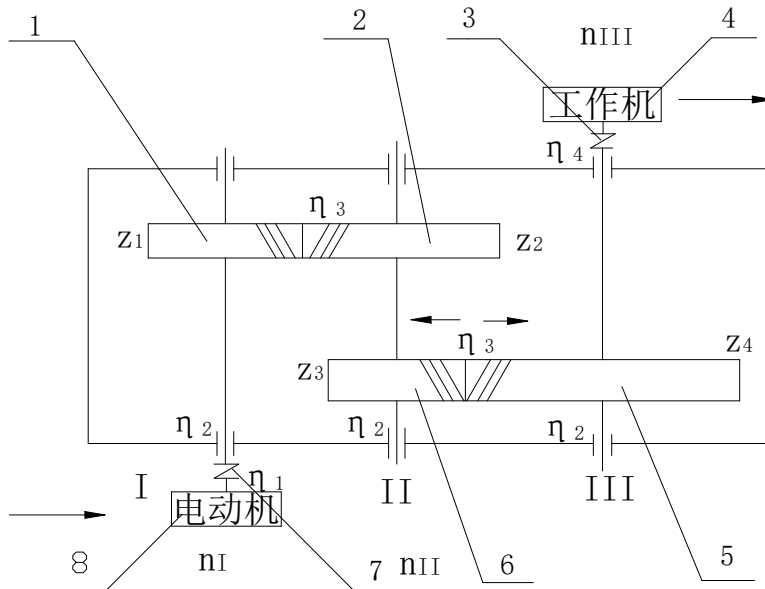
8. 键联接设计
9. 箱体结构设计
10. 润滑密封设计
11. 联轴器设计



### 3 设计内容

#### 3.1 机械传动装置方案确定

机器通常是由原动机、传动装置和工作机三部分组成。其中传动装置是将原动机的运动和动力传递给工作机的中间装置。它常具备减速(或增速)、改变运动形式或运动方向以及将动力和运动进行传递与分配的作用,所以说传动装置是机器的重要组成部分。



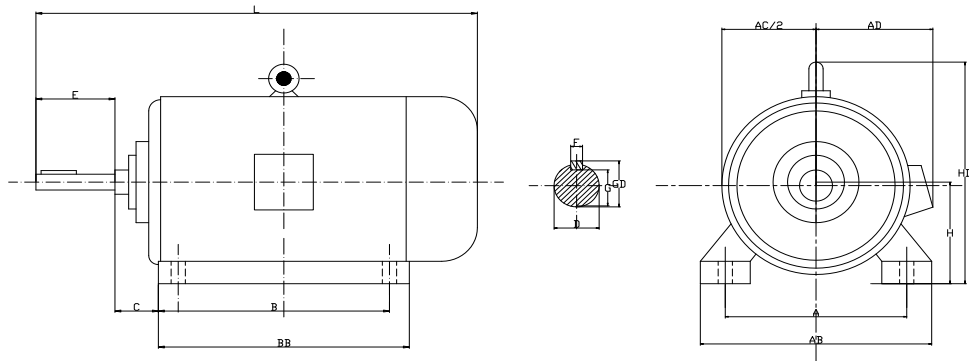
- 1: 齿轮1 (高速轴) 2: 齿轮2 (中速轴从动轮)  
 3、7: 联轴器 4: 工作机 5: 齿轮 (低速轴)  
 6: 齿轮3 (中速轴主动轮) 8: 电动机

传动装置的质量和成本在整部分机器中占有很大的比重,整部机器的工作性能、成本费用以及整体尺寸在很大程度上取决于传动装置设计的状况。因此合理的设计传动装置是机械设计工作的一个重要组成部分。

### 3.2 电动机的选择

电动机的类型和结构形式 按工作要求，一般选用 Y 系列三相异步电动机（JB 3074--1982），为卧式结构。结构形式：基本安装 B3 型，机座带地脚，端盖无凸缘，额定电压 380V。由于工作环境的限制在本传动装置中选用 YR 系列（IP44）绕线转子三相异步电机。

YR 系列（IP44）绕线型三相异步电动机是 Y 系列（IP44）电动机的一种主要派生系列。这种电动机可以通过调节转子的外接电阻，以获得良好的起动性能和调速的要求。YR 系列（IP44）有许多零部件与 Y 系列（IP44）通用，该系列的安装尺寸及公差与同机座号的 Y 系列电机相同。外形尺寸 L 比 Y 系列电机的机座号为长。电机中碳刷集电环装置移出端盖外。YR 系列电机的绝缘、外壳防护等级、冷却方式与 Y 系列相同。定子绕组为“Y”接法，转子绕组也为“Y”接法。YR 系列电机适用于起动重负荷。



综合考虑电动机和传递装置尺寸，机构和各级传动比，选用 YR 355M-8 型电动机，其主要性能和安装尺寸见下表。

Y 355M-8 型电动机主要性能

电动机型号	额定功率 /kW	同步转数 /r · min <sup>-1</sup>	满载/r · min <sup>-1</sup>	额定转矩 /N · m
Y355M-8	185	750	725	25000

Y185M-8 型电动机外形尺寸

中心高度 H	长宽高	安装尺寸	轴伸尺寸	平键尺寸
185	380×282.5×245	160×140	28×60	28×16

### 3.3 确定传动装置的传动比，分配各级传动比

总传动比  $i_a=31.5$

对于展开式圆柱齿轮减速器

$$i_1=(1.3 \sim 1.5)i_2$$

$i_1$ 、 $i_2$ —高速级、低速级传动比

由此可得  $i_1=6.7$   $i_2=4.7$

### 3.4 传动装置的运到和动力参数

各轴转数

$$\text{I 轴 } n_1=n_m=725 \text{ (r/min)}$$

$$\text{II 轴 } n_{II}=n_1/i_1=725/6.7=108.2 \text{ (r/min)}$$

$$\text{III 轴 } n_{III}=n_{II}/i_2=108.2/4.7=23 \text{ (r/min)}$$

各轴功率

$$\text{I 轴 } P_1=P_0 \eta_{01}=180 \times 0.9=178.2 \text{ (kW)}$$

$$\text{II 轴 } P_{II}=P_1 \eta_{1II}=178.2 \times 0.98 \times 0.99=172.9 \text{ (kW)}$$

$$\text{III 轴 } P_{III}=P_{II} \eta_{IIIII}=172.9 \times 0.98 \times 0.99=167.7 \text{ (kW)}$$

各轴转矩

$$\text{I 轴 } T_{\text{I}} = 9500 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9500 \times \frac{178.2}{725} = 2347.32(N \cdot m)$$

$$\text{II 轴 } T_{\text{II}} = 9500 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9500 \times \frac{172.9}{108.2} = 15260.58(N \cdot m)$$

$$\text{III 轴 } T_{\text{III}} = 9500 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9500 \times \frac{167.7}{23} = 69267(N \cdot m)$$

计算数值列表如下

减速器传动各轴主要参数计算结果

轴号	输入功率 P/kW	转矩 T/N·m	转数 n/r·min <sup>-1</sup>	转动比	效率
I	178.2	2347.32	725	6.7	0.97
II	172.9	15260.58	108.2		
III	167.7	69267	23	4.7	.97

### 3.5 圆弧齿轮传动几何参数的设计计算及校核

双圆弧齿轮减速器的优化设计是兼顾模数，齿数，螺旋角等多个设计变量和减速器要求强度高，寿命长、润滑条件好，噪音低具有综合性能优良的多目标优化设计。由于多级双圆弧齿轮传动中离散变量多.变量相关性强及可行域狭小和多目标优化设计问题的半有序性、模糊性，决定了此问题的复杂性与求解过程的困难。优化设计时，采用了一种在可行域中进行迭代枚举与综合评判相结合的优化策略，免除了构造和计算增广多目标函数，直接枚举和给出工程应用的离散解.用计算机自动，高效地对多方案进行综合评判.具有不遗漏最优点和收敛可靠的优点.用此方法设计、制造的大型提升机减速器已通过部分标准的厂内型式试验，取得了良好的社会效益和经济效益。

### 3.5.1 对于高速级的一对齿轮

选择材料

小齿轮用 40Cr，调质，齿面硬度为 260~290HB。

大齿轮用 ZG310-570，调质，齿面硬度为 180~210HB。

齿轮参数确定

由已知的  $a=530$

法向模数  $m_n = (0.01 \sim 0.02) a = 5.3 \sim 10.6$

取标准模数  $m_n = 8\text{mm}$

初选螺旋角  $\beta = 15^\circ$

$$\text{齿数和 } Z_\Sigma = \frac{2a \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \times 530 \times \cos 15^\circ}{8} = 127.9$$

取  $Z_\Sigma = 128$

确定齿轮齿数

$$\text{小齿轮 } Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{1+i} = \frac{128}{1+6.7} = 16.6$$

$$\text{大齿轮 } Z_2 = iZ_1 = 6.7 \times 16.6 = 111.2$$

取  $Z_1=17 \quad Z_2=111$

$$\text{齿数比 } u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{111}{17} = 6.53$$

$$\text{齿宽 } \quad \text{取齿宽系数 } \Phi a = 0.4 \quad b = \Phi a \times a = 0.4 \times 530 = 212$$

螺旋角  $\beta$

$$\text{由 } \cos \beta = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2a} = \frac{8(17 + 111)}{2 \times 530} \text{ 得 } \beta = 14^\circ 58' 31''$$

$$\text{分度圆直径 } d_1 = \frac{2a \times Z_1}{Z_1 + Z_2} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta} = \frac{8 \times 17}{\cos \beta} = 140.78$$

$$d_2 = \frac{2a \times Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{m_n \times Z_2}{\cos \beta} = \frac{8 \times 111}{\cos \beta} = 919.22$$

$$\text{齿顶高 } h_a = 0.9m_n = 0.9 \times 8 = 5.6$$

$$\text{齿根高 } h_f = 1.1m_n = 1.1 \times 8 = 8.8$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} = d_1 + 2h_a = 151.98 \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a = 930.42$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} = d_1 - 2h_f = 123.18 \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f = 901.62$$

齿轮强度校核

圆弧齿轮的承载能力计算主要包括弯曲强度计算和接触强度计算两部分。

双圆齿轮齿面接触强度和双圆弧齿轮齿根弯曲强度按下列公式进行计算。

齿面接触疲劳强度

$$\text{强度条件 } \sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

计算公式

$$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_1 K_{H2}}{2\mu_\varepsilon + K_{\Delta\varepsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_\mu Z_\beta Z_\alpha}{z_1 m_n^{2.19}}$$

齿根弯曲疲劳强度

$$\text{强度条件 } \sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

计算公式

$$\sigma_F = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_1 K_{F2}}{2\mu_\varepsilon + K_{\Delta\varepsilon}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_\mu Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 m_n^{2.58}}$$

式中各系数的确定如下：

1 小齿轮的名义转矩  $T_1$

$$T_1 = 9549 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1}$$

式中  $P_1$ —小齿轮传递的名义功率 kW

$n_1$ —小齿轮的转速 r/min

$$T_1 = 9549 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} = 9549 \times \frac{178.2}{725} = 2347.32 N \cdot m$$

2 使用系数  $K_A$

使用系数是考虑由于外部因素引起齿轮中附加动载荷影响的系数。

查表 4-12 得  $K_A=1.5$

3 动载荷系数  $K_V$

动载荷系数是考虑齿轮接触迹在啮合过程中的冲击和由此引起齿轮副的震动所产生的内部附加动载荷对齿面接触应力和齿根弯曲应力的影响系数。 $K_V$  值可根据齿轮的圆周速度及平稳性精度由图 4-9 查取。

$$\text{圆周速度 } V = \omega r = \frac{n}{60} r = \frac{725}{60} \times 140.78 \times 10^{-3} = 18.1 m/s$$

查表 4-18 取齿轮精度为 7 级

由圆周速度和齿轮精度查图 4-9 可得  $K_V=1.23$

4 接触迹间载荷分配系数  $K_1$

接触迹间载荷分配系数是考虑由于齿向及齿距误差，轮齿和轴系受载变形后沿齿宽方向在啮合接触迹线之间载荷分配不均匀的影响系数。 $K_1$  值可根据齿宽系数，齿面硬度和布置形式由图 4-10 查取

$$\text{齿宽系数 } \varphi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{212}{140.78} = 1.5$$

齿面硬度为软面 分对称布置 由 4-10 可得  $K_1=1.16$

5 接触迹内载荷分布系数  $K_{H2}$ （接触） $K_{F2}$ （弯曲）

接触迹内载荷分布系数是考虑由于齿面接触迹位置沿齿高的偏移而引起应力分布状态变化对强度的影响系数，查表 4-13 可得  $K_{H2}=1.39$   
 $K_{F2}=1.10$

#### 6 接触迹系数 $K_{\Delta \epsilon}$

接触迹系数是考虑重合度尾数  $\Delta \epsilon$  对齿轮的接触应力和弯曲应力的影响系数，查图 4-11 可得  $K_{\Delta \epsilon}=0$

#### 7 弹性系数 $Z_E$ （接触） $Y_E$ （弯曲）

查表 4-14 可得  $Z_E=31.346\text{Mpa}$        $Y_E=2.079\text{Mpa}$

#### 8 齿数比系数 $Z_u$ （接触） $Y_u$ （弯曲）

其值可按下式计算得出

$$Z_u = \left( \frac{u+1}{u} \right)^{0.27} = 1.03$$

$$Y_u = \left( \frac{u+1}{u} \right)^{0.14} = 1.02$$

#### 9 螺旋角系数 $Z_\beta$ （接触） $Y_\beta$ （弯曲）

$$Z_\beta = (\sin^2 \beta \cos \beta)^{0.27} = 0.477$$

$$Y_\beta = (\sin^2 \beta \cos \beta)^{0.14} = 0.691$$

#### 10 接触弧长系数 $Z_a$

$$Z_a = 0.5 (Z_{a1} + Z_{a2})$$

由图可知  $Z_{a1}=1.02$        $Z_{a2}=0.965$

$$Z_a = 0.5 (1.02 + 0.965) = 0.9925$$

#### 11 齿形系数 $Y_F$

从图 4-13 中查取可得  $Y_F=2.2$

#### 12 齿端系数 $Y_{\text{End}}$



$Y_{\text{End}}$  的值根据重合度  $\varepsilon_{\beta}$  和齿轮螺旋角  $\beta$  由 4-14 中查取

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b}{p_x} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = 2.18$$

由图可得  $Y_{\text{End}}=1.15$

13 实验齿轮的疲劳强度  $\sigma_{\text{Hlim}}$ ,  $\sigma_{\text{Flim}}$

由图 4-15 和 4-16 可得  $\sigma_{\text{Hlim}}=900\text{Mpa}$        $\sigma_{\text{Flim}}=570\text{Mpa}$

14 寿命系数  $Z_N$  (接触)  $Y_N$  (弯曲)

由图 4-17 和 4-18 中查取可得  $Z_N=1.2$        $Y_N=1.2$

15 润滑剂系数  $Z_L$

由图可得  $Z_L=1$

16 速度系数  $Z_V$

$Z_V=0.85$

17 尺寸系数  $Y_X$

静强度计算时, 不计尺寸系数, 即  $Y_X=1$

18 最小安全系数  $S_{\text{Hmin}}$ ,  $S_{\text{Fmin}}$

查表 4-15 取  $S_{\text{Hmin}}=1.5$      $S_{\text{Fmin}}=1.8$

齿面接触疲劳强度计算

计算应力

$$\sigma_H = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_1 K_{H2}}{2\mu_{\varepsilon} + K_{\Delta\varepsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_{\mu} Z_{\beta} Z_{\alpha}}{z_1 m_n^{2.19}} = 458.2 \text{ Mpa}$$

校核小齿轮分度圆直径

$$d \geq \left( \frac{T_1 K_A K_V K_1 K_{H2}}{2\mu_{\varepsilon} + K_{\Delta\varepsilon}} \right)^{0.73} \frac{Z_E Z_{\mu} Z_{\beta} Z_{\alpha}}{m_n^{1.19} \cos \beta \sigma_{\text{HP}}} = 125.38 \text{ mm}$$

许用应力

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N Z_L Z_V}{S_{H\min}} = \frac{900 \times 1.2 \times 1 \times 0.85}{1.5} = 612 \text{ Mpa}$$

由上面计算结果可知  $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$  满足要求

齿根弯曲强度疲劳计算

$$\sigma_F = \left( \frac{T_1 K_A K_V K_1 K_{F2}}{2\mu_\varepsilon + K_{\Delta\varepsilon}} \right)^{0.86} \frac{Y_E Y_\mu Y_\beta Y_F Y_{End}}{z_1 m_n^{2.58}} = 356 \text{ Mpa}$$

许用应力

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_N Y_X}{S_{F\min}} = \frac{570 \times 1.2 \times 1}{1.8} = 380 \text{ Mpa}$$

将双圆弧齿轮减速器的优化设计过程分为两个阶段。第一阶段根据已知的中心距、传动比、功率和经验公式给出一个供方案选择的参数范围，利用连续变量与离散变量间的关系把连续变量转换为离散变量，充分利用变量的离散性迭代枚举此范围内全部设计点，即包括各种参数的全排列组合，对每一方案用各项约束条件排除其中的不可行方案。从而得到每组离散变量组合所对应的多种可行方案。第二阶段按减速器综合性能要求对得到的多个设计方案进行综合评判寻优。由于减速器最优方案的确定是由轮齿承载能力、传动平稳性、噪声、润滑、成本等多目标因素综合作用的结果，因此采用综合评判的方法。

### 3.5.2 对于低速级的一对齿轮

选择材料

小齿轮用 40Cr，调质，齿面硬度为 270~300HB。

大齿轮用 ZG310-570，调质，齿面硬度为 200~230HB。

齿轮参数确定

由已知的  $a=750$

法向模数  $m_n = (0.01 \sim 0.02) a = 7.5 \sim 15$

取标准模数  $m_n = 10\text{mm}$

初选螺旋角  $\beta = 15^\circ$

$$\text{齿数和 } Z_\Sigma = \frac{2a \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \times 750 \times \cos 15^\circ}{10} = 144.8$$

取  $Z_\Sigma = 145$

确定齿轮齿数

$$\text{小齿轮 } Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{1+i} = \frac{145}{1+4.7} = 25.44$$

$$\text{大齿轮 } Z_2 = iZ_1 = 4.7 \times 25.44 = 119.56$$

取  $Z_1 = 25 \quad Z_2 = 120$

$$\text{齿数比 } u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{120}{25} = 4.8$$

两级总转动比  $i = i_1 \times i_2 = 6.53 \times 4.8 = 31.34$

齿宽 取齿宽系数  $\Phi a = 0.5 \quad b = \Phi a \times a = 0.5 \times 750 = 375$

螺旋角  $\beta$

$$\text{由 } \cos \beta = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2a} = \frac{10(25 + 120)}{2 \times 750} \text{ 得 } \beta = 14^\circ 50' 10''$$

$$\text{分度圆直径 } d_1 = \frac{2a \times Z_1}{Z_1 + Z_2} = \frac{m_n \times Z_1}{\cos \beta} = \frac{10 \times 25}{\cos \beta} = 258.62$$

$$d_2 = \frac{2a \times Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{m_n \times Z_2}{\cos \beta} = \frac{10 \times 120}{\cos \beta} = 1241.38$$

齿顶高  $h_a = 0.9m_n = 0.9 \times 10 = 9$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/486234050045011003>