

合肥工业大学

硕士学位论文

重型汽车轮边减速器研究

姓名：尹道骏

申请学位级别：硕士

专业：机械制造及其自动化

指导教师：高荣慧

20100401

重型汽车轮边减速器研究

摘 要

轮边减速器是传动系中最后一级减速增扭装置，采用轮边减速器可满足在总传动比相同的条件下，使变速器、传动轴、主减速器、差速器、半轴等部件的载荷减少，尺寸变小以及使驱动桥获得较大的离地间隙等优点，它被广泛应用于载重货车、大型客车、越野汽车及其他一些大型工矿用车。因此对轮边减速器的研究，具有很重要的实际意义和企业实用性。

在本论文研究中，主要开展了如下工作：

首先介绍了轮边减速器的原理，并对行星式轮边减速器的特点、传动类型及传动装置进行了阐述与分析。

其次根据轮边减速器的工作要求，进行了传动设计计算，确定其主要部件的参数并校核了齿轮的强度。

然后为了减少轮边减速器在工作条件下的啮合误差，本文从轮齿啮合受力出发，结合齿轮修形理论，寻找到一种更切合实际工作需要的用以确定齿轮修形量大小的计算方法。

最后进行计算机仿真。在SolidWorks中建立出中心轮的三维实体模型，将其导入到有限元分析软件ANSYS中进行分析，比较了理论设计的轮齿与修形设计后的轮齿在啮合受力下的应力云图，证明了轮齿修形设计是安全可行的。

关键词 轮边减速器；齿向误差；轮齿修形；ANSYS

The research on Heavy Vehicle Wheel Reducer

Abstract

Wheel reducer is the last of deceleration and twist transmission device, it can be reducible for the load of the transmission, drive shaft, final drive, differential, axle, smaller their sizes and larger off-axle ground clearance, etc. It is widely used in load trucks, large buses, off-road vehicles and other large industrial and mining vehicles, therefore, it is very important and practical for us to research on the wheel reducer. The below main work is carried out in this dissertation:

First of all, introduce the principle of reducer, describe and analyze the planetary wheel reducer characteristics, transmission types and transmission devices.

Secondary, design and calculate the parameters of its major components by its operational requirements and check the strength of the gear.

Thirdly, in order to reduce wheel reducer gear in error under the conditions of work, this article is from the tooth contact force, combined with gear modification theory, to find a method to calculate the size of gear modification under a more practical work condition.

At last, computer simulation, create the solid model of the centre wheel through the SolidWorks, import it into the finite element analysis software ANSYS and analyse the force of the gear under the action of meshing. Compare the stress of cloud about the theoretical design of the tooth and the tooth after the modification design. Prove that the gear tooth modifying the design is safe and feasible.

Keywords : Wheel Reducer; Teeth to the error; Gear modification; ANSYS

插图清单

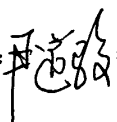
| | | |
|--------|-------------------------------|----|
| 图 2-1 | 汽车轮边减速器结构图 | 5 |
| 图 2-2 | 行星传动机构简图 | 7 |
| 图 4-1 | 鼓形修形 | 23 |
| 图 4-2 | 端部修形 | 23 |
| 图 4-3 | 齿轮的不对称偏置 | 23 |
| 图 4-4 | 齿轮的一端接触 | 23 |
| 图 4-5 | 小载荷 F_m 或大的啮合误差 F_y | 24 |
| 图 4-6 | 大载荷 F_m 或小的啮合误差 F_y | 24 |
| 图 4-7 | 鼓形齿结构形式 | 24 |
| 图 4-8 | 鼓形齿结构 | 25 |
| 图 4-9 | 弹性变形后的模型 | 27 |
| 图 4-10 | 载荷沿圆周分布 | 28 |
| 图 4-11 | 半轴简图 | 28 |
| 图 5-1 | 中心轮的 SolidWorks 模型 | 33 |
| 图 5-2 | 有限元分析流程示意图 | 34 |
| 图 5-3 | 中心轮部分几何模型 | 37 |
| 图 5-4 | solid45 单元及其节点 | 38 |
| 图 5-5 | 中心轮部分网格划分 | 38 |
| 图 5-6 | 修形前在节点啮合处的应力云图 | 40 |
| 图 5-7 | 修形后在节点啮合处的应力云图 | 40 |
| 图 5-8 | 修形前在齿顶啮合处的应力云图 | 40 |
| 图 5-9 | 修形后在齿顶啮合处的应力云图 | 41 |

图表清单

| | | |
|-------|--|----|
| 表 3-1 | 轮边减速器齿轮工作参数及材料参数 | 19 |
| 表 4-1 | 鼓形齿的结构尺寸 | 24 |
| 表 4-2 | 与精度有关的常数 A..... | 26 |
| 表 4-3 | 轴的平行度误差的综合值 | 28 |
| 表 4-4 | ISO 公式草案中由于跑合使误差的减少量 y_{β} | 29 |

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标志和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得合肥工业大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签字： 签字日期：2010年4月30日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解合肥工业大学有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅或借阅。本人授权合肥工业大学可以将学位论文的全部或部分论文内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

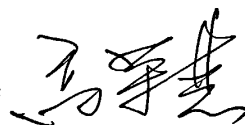
(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文者签名：



签字日期：2010年4月30日

导师签名：



签字日期：2010年4月30日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：

电话：

通讯地址：

邮编：

致 谢

本论文是在高荣慧老师悉心指导下完成的，高老师从论文的选题到方案的拟定，以及在整个论文工作过程中都倾注了大量的心血和辛勤的汗水。导师严谨的治学态度及渊博的学识使得作者在论文的研究方面受益匪浅，在此谨对导师近两年半的辛勤培养表示衷心的感谢！

在论文的完成过程中，教研室的黄康教授、丁曙光副教授、翟华副教授、赵小勇等各位老师都给予我很大帮助。在此向他们表示感谢！

感谢教研室同学葛治亮、缪玉桂、宋祥双、严为林、杨文旭等在学习和生活上的关心和帮助。

最后，特别感谢父母及亲人，感谢他们多年来的支持、关心和理解，使作者的硕士研究生工作得以顺利完成。

向所有关心和帮助作者的各位师长、同学和朋友们致谢！

作者：尹道骏

2010年4月

第一章 绪论

1.1 课题背景及意义

轮边减速器一般为双级减速驱动桥中安装在轮毂中间或附近的第二级减速器。在一些矿山、水利及其它大型工程等所用的重型汽车，工程和军事上用的重型牵引汽车及大型公共汽车等，要求有较高的动力性，而车速相对较低，因此其传动系的低挡总传动比很大。为了使变速器、分动器、传动轴等总成不致因承受过大尺寸及质量过大，应将传动系的传动比以尽可能大的比率分配给驱动桥。这就导致了一些重型汽车、大型汽车的主减速比必须很大，还有一些越野汽车要求在坏路上和无路地区具有良好的通过性，即要求汽车在满载情况下能以平均车速通过各种坏路及无路地带时有足够离地间隙（如松软的土壤、沙漠、山地、雪地沼泽等），因此在设计上述重型汽车、大型公共汽车、越野汽车时，需要在车轮旁附加轮边减速器^[23]。

我国研制汽车轮边减速器始于20世纪70年代中期，由于各种原因，至今发展不快，只有几个厂家从事生产，技术水平只相当国外20世纪80年代末的水平，数量和质量也远远满足不了国内运输业发展的需要。进入21世纪以来，我国经济形势发生了很大的变化。公路运输得到了很快的发展，为了降低运输成本，缓解铁路压力，促使了汽车的运输能力和载货量逐渐加大。因此，重型汽车轮边减速器在我国的应用前景十分广阔。自从我国加入WTO之后，减速器行业面临极大的压力与挑战，为了应对这一严峻形势，一方面要引进更多更好的国外产品与相关技术，另一方面必须迅速发展民族工业。国外的汽车减速器应用得比较好，技术也比较先进，但价格比较高。一般情况是：国外的整机的价格是国内价格的2~3倍，而易损件、备件的价格却是5~8倍，因此，发展我国的轮边减速器产品是非常必要的。轮边减速器属于汽车减速零部件的关键总成，是为了提高汽车的驱动力，以满足或修正整个传动系统力的匹配。本论文就是对轮边减速器进行研究，找出合适的方法，为自主研发出具有结构简单，高精度和高可靠性的减速器提供理论支持^[15]。

1.2 国内外研究现状和发展趋势

(1) 重型汽车轮边减速器多以行星齿轮为主，世界上的一些发达国家，如日本、瑞典、俄罗斯和美国等，对行星齿轮传动的研究、生产和应用都十分重视，在传动性能、传递功率、结构优化、转矩等方面均处于领先地位。发展比较快且取得一定科研成果的是在行星齿轮传动动力学方

面,1994年以后在福特汽车公司资助下,成立了以美国国家航空航天局、美国军事研究中心为主导的科研机构,在动力学方面对行星齿轮开展了深入的研究工作,如自由振动、均载、动态响应、动态稳定性、振动抑制等进行了较系统的研究。由于我国的历史原因,在这一领域的研究起步较晚,研究水平总体处于落后状态。近几年来,随着我国对制造业的扶持和资金的投入以及科学技术不断进步,机械科技人员经过不懈的努力以及技术引进和消化吸收,在行星齿轮理论研究和优化设计等方面取得了一定的研究成果,在行星齿轮传动非线性动力学模型和方程方面的研究是国内两个关于行星齿轮传动动力学的代表,他们的研究成果取得了一定的成就并把许多技术应用于实际当中。与此同时,现代优化设计理论也应用到行星齿轮传动技术中,根据不同的优化目标,通过建立轮边减速器行星齿轮数学模型,产生了多种优化设计方法。在已经取得的成果中,有针对行星轮均载机构和功率分流方面的优化设计,有针对行星齿轮传动啮合效率、结构性能、体积的多目标优化设计研究,有专门针对如重型汽车轮边减速器行星传动机构齿轮模态优化设计,有针对行星机构噪声、振动、固有频率特性研究,这些成果的研究有利于提高了工程技术人员对行星传动技术的认识。在新理论和新数学计算方法出现的同时,行星齿轮减速器的优化设计方法也随着更新,比较新的研究成果:有可靠性工程理论在优化设计中的应用,有遗传算法在行星齿轮优化设计中的应用,有模糊数学在行星齿轮优化设计中的应用,有可靠性工程理论在优化设计中的应用,基于可靠性工程的理论通过引入强度可靠性系数方程来进行优化设计。这些新的设计理论和新的设计方法将许多设计理论概念和研究成果应用到优化设计中,对行星齿轮传动优化设计理论的发展有很大的贡献。

(2) 对于行星齿轮减速器结构设计方面,目前国外已经广泛采用了CAD / CAE / CAM一体化的设计方法,这是一种面向零件的参数化的3D实体模型设计技术,与以往传统的二维设计方法相比,这是一条革命性的设计理念。通过三维结构与优化设计的完美结合,可以使设计一体化,对工作效率的提高是非常有好处的^[20]。当前,国外的一些公司针对产品的不同特点,开发出了很多专用的优化设计模块,这些优化设计模块之间有良好的数据接口,产品的几何模型可以通过它们实体造型模块的优化结果直接输出,这样的设计大大提高了工作效率,对于产品开发周期缩短,企业研发能力的提高都有好处,由于开发的产品周期短、速度快,可以使企业在市场竞争中处于领先地位^[21]。目前,我国机械设计发展比较快,设计水平也在不断的提高。近些年,齿轮修形在齿轮结构设计方面运用较为广泛, Lee C. W和Lin H. H^{[30]- [31]}研究齿向修形关于加载情况对高重合度圆柱直齿轮的应力的影响。Maruyama^[32]通过鼓形修整的最佳量降低了齿轮的传动误

差。Sigg推荐了一组螺旋角修形的齿廓修形和规则来更正轴的扭转和弯曲变形，使载荷的分布趋于均匀。Conry提供了一个优化设计流程对斜齿轮进行齿向修形，他以沿接触线的载荷分布为目标函数，通过计算机编程对齿轮对的接触方程求解。其他研究人员根据不同的修形参数和类型，提出了直齿轮和斜齿轮不同的修形方法^[1]。Gopinath^[33]基于有限元的轴的变形分析的方法进行了研究。B.W. DucUeyt用逐步逼近法对齿轮轴的弯曲、扭转变形及综合变形求解，一般步骤为：1. 对螺旋齿的中部进行加载；2. 以加载集中力的方法算出齿轮轴的弯曲和扭转变形；3. 将弯、扭变形图进行叠加从而得出沿齿向载荷的分布图；4. 将载荷分布图沿齿向均分成4份，再进行计算，确定第二次逼近的载荷分布图；5. 用所求的新的载荷替代上一次的载荷进行计算，依次循环下去，直到相邻的两次载荷分布图十分接近为止。通过计算，Dudley推出了计算齿轮轴弯曲、扭转变形的公式。Sigg认为，为了使齿轮因负荷所产生的变形与轴的扭转变形相互抵消，以减小减小修形量甚至不修形，提出了对单个斜齿轮按一定原则选定螺旋方向的方法。具体的原则是：在行星齿轮减速中，轴齿轮的啮入端应装配在输入联轴器的一端，对于增速齿轮情况恰恰相反。因为Sigg还认为齿轮轴的弯曲变形曲线和扭转变形曲线构成齿轮轴的综合弹性变形。另一方面，改进行星齿轮减速器轮齿的制造工艺也是整机性能优化的一个方法，如：采用特殊工艺硬化齿面，改进热处理工艺、改变材料性质等，相同尺寸结构的减速器中，若采用硬化齿面技术，可以提高齿轮的表面硬度、耐磨性和承载能力，可以使整机寿命长，优化其性能。另外，对于行星轮架轴承孔的加工精度的提高，提高行星轮间载荷的受力均衡，改善功率分流等，也可以提高了齿轮减速器运行的可靠性，优化整机性能。

(3) 随着计算机广泛应用于设计领域，在产品的研发初期，可以应用计算机辅助工程（CAE），通过计算机模拟实际工作情况，对产品的各项性能进行检测，比如对其静态的，动态的性能进行测试，这样可以在设计时发现产品的缺陷，避免样机制造的风险，用CAE技术不仅可以降低研发成本，缩短研发周期，而且可以对设计的结果进行验证，这样可以整体了解产品的性能，省去一些不需要的环节，节省研发费用，现在对于一些特别复杂的机械零件，由于在CAE中不易建模而采用在三维CAD中进行建模，把所建好的实体模型数据，用另一种可以让CAE软件识别的格式保存，然后导入到CAE软件中。目前，采用ADAMS、ANSYS等有限元分析软件对所设计的机械产品进行有限元分析在设计中得到了广泛的应用。随着计算机性能的提高和设计人员经验的积累，对产品设计的仿真模型与实际模型相差很小，这样可以保证仿真性能的可靠性^[21]。近些年由于国家对制造业的重视，许多国内高校及科研部门对计算机辅助方面有了一定的投入，特

别在有限元方面，并取得了一定得成果。随着有限元方法的应用，普及以及设计人员的经验积累，实体建模将越来越接近真实结构，这样的研究成果才能真正指导生产实践^[13]。

1.3 本文的研究内容

针对重型汽车轮边减速器工作条件进行传动设计，通过计算，得到齿轮的弯曲变形，在此基础上提出齿向修形(鼓形修整和齿端修整)的方案，并且通过 Ansys 对设计的齿轮进行有限元接触应力分析，从而对设计的新型轮边减速器的效果进行验证，具体的研究内容如下：

(1) 介绍了轮边减速器的工作原理，并对行星式轮边减速器的特点、传动类型及传动装置进行了阐述与分析。由轮边减速器的工作条件，确定各部件的主要参数，对中心轮进行接触疲劳强度和弯曲疲劳强度的校核。

(2) 为了减少轮边减速器在工作条件下的啮合误差，本文从轮齿啮合受力出发，结合齿轮修形理论，寻找到一种更切合实际工作需要的用以确定齿轮修形量大小的计算方法。

(3) 进行计算机仿真。在 SolidWorks 中建立出中心轮的三维实体模型，将其导入到有限元分析软件 Ansys 中进行分析，比较了理论设计的轮齿与修形设计后的轮齿在啮合受力下的应力云图，证明了轮齿修形是切实可行的。

第二章 轮边减速器总体方案设计

2.1 轮边减速器的工作原理及在制造中存在的问题

2.1.1 轮边减速器的工作原理

轮边减速器主要是由太阳轮、行星轮、齿圈和行星轮架组成，一般其主动件太阳轮与半轴相连，被动件行星轮架与车轮相连，齿圈与桥壳相接，采用轮边减速器是为了提高汽车的驱动力，以满足或修正整个传动系统力的匹配。目前采用的轮边减速器，就是为满足整个传动系统匹配的需要，而增加的一套降速增扭的齿轮传动装置。从发动机经离合器、变速器和分动器把动力传递到前、后桥的主减速器，再从主减速器的输出端传递到轮边减速器及车轮，以驱动汽车行驶。在这一过程中，轮边减速器的工作原理就是把主减速器传递的转速和扭矩经过其降速增扭后，再传递到车轮，以便使车轮在地面附着力的反作用下，产生较大驱动力。从而减少了轮边减速器前面各零件的受力。如图2-1所示^[23]

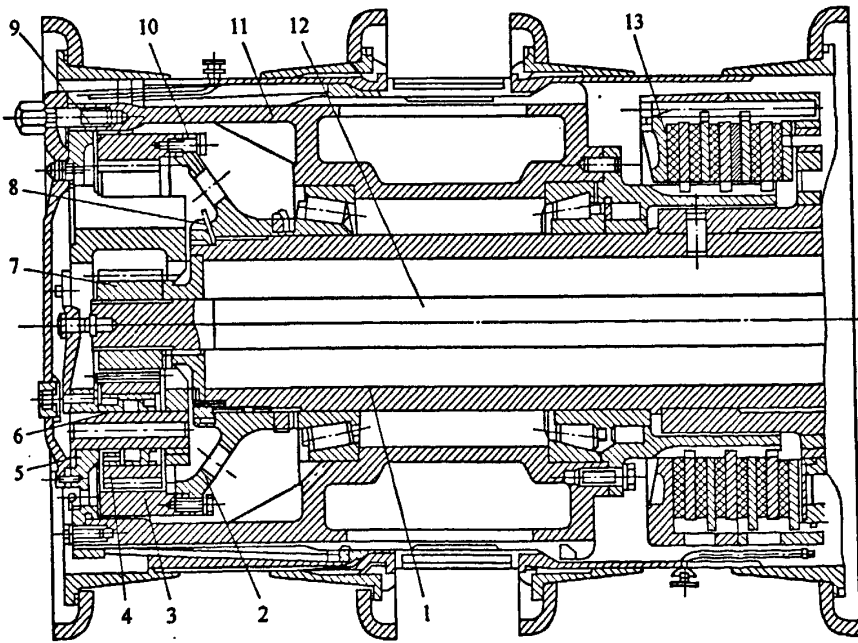


图 2-1 汽车轮边减速器结构图

1-半轴套管；2-齿圈座；3-内齿圈；4-行星齿轮；5-行星架；6-行星齿轮轴
7-太阳轮；8-锁紧螺母；9-螺栓；10-螺钉；11-轮毂；12-半轴；13-制动器

轮边减速器7通过花键与半轴12相连接，随半轴转动。齿圈3与齿圈座2用螺钉10连接，而齿圈座2被锁紧螺母8固定在半轴套管1上不能转动。在中心齿轮7和齿圈3之间装有三个行星齿轮4，行星齿轮通过

圆锥滚子轴承和 6 支撑在行星架 5 上。行星架 5 用螺栓 9 与轮毂 11 相连。差速器的动力从半轴 12 经中心齿轮 7、行星齿轮 4、行星架 5 转给轮毂而驱动车轮旋转。

2.1.2 轮边减速器在制造中存在的问题

在行星齿轮传动中，如果 2K-H 渐开线行星齿轮传动中太阳轮与内齿轮的齿数与行星轮个数选择不合适时，行星轮之间出现偏载，且会发生齿顶干涉，造成齿轮之间无法正常啮合传动^[3]。

行星齿轮在传动过程中因齿轮承受载荷时会发生弯曲和扭转弹性变形，齿轮制造中的齿向误差，轴的平行度误差以及齿轮箱轴承座孔的误差，箱体在受力时的扭转变形，高速齿轮离心力引起的变形和热变形等，都会引起沿齿向啮合接触的不均匀，造成轮齿偏一端接触，减小齿轮的寿命。为了防止这种偏一端接触，可以进行鼓形修形或齿端修形。鼓形修形遍及整个齿宽，而齿端修形是把靠近齿端的一部分齿面修薄^[1]。

2.2 总体方案的分析及选型

2.2.1 行星齿轮的选型

减速器的用途很广泛，种类也比较多，按照传动类型可分为：蜗轮-蜗杆减速器，行星齿轮减速器，蜗轮减速器以及通过它们按照一定形式结合起来的减速器；由传动的级数能分为单级减速器与多级减速器；由轮边减速器齿轮轮齿的形状可分为：圆柱齿轮减速器，圆锥齿轮减速器与圆锥-圆柱齿轮减速器；由行星齿轮传动布置的样式可分为：分流式减速器，展开式减速器和同轴式减速器；总的来说应该分四类，谐波减速器，蜗轮蜗杆减速器，摆线针轮减速器和行星减速器。其中蜗轮蜗杆强度最大，但是效率低，精度也不高，但是它有反向自锁功能，可以有较大的减速比，体积大，输入转速高；谐波减速器的主要特点是体积不大，精度不高，寿命有限，不耐冲击，刚性和金属件相比较差，输入转速不能太高；行星减速机结构比较紧凑，回程间隙小，精度最高，使用寿命很长，额定输出扭矩可以做的很大。由原始设计资料决定了此类减速器的特点：重载、高速，就目前的国内外技术水平而言，具备可行性的机械减速器形式当首推行星齿轮减速器。与普通齿轮传动相比，行星传动具有如下特点^{[6]-[7]}：

(1) 体积小，重量轻，结构紧凑。它由行星传动的基本特征所决定的：

1. 外啮合包容在内啮合中。
2. 多个行星轮参与啮合传动可以实现功率分流。

(2) 可以实现同轴线传动(输入/输出轴线重合)。

(3) 传动效率高。

- (4) 传动比可以在很大的范围内选择。
- (5) 精度要求高，结构复杂，制造及安装的难度较大。
- (6) 传动平稳性较好，这主要是由于结构布置上的对称性特点所致。

由以上特点论文选用 NGW-Z 型减速器，根据在该行星机构中何谓主动件、何为从动件和固定件，NGW-Z 型轮边减速器有三种结构方案^[23]：

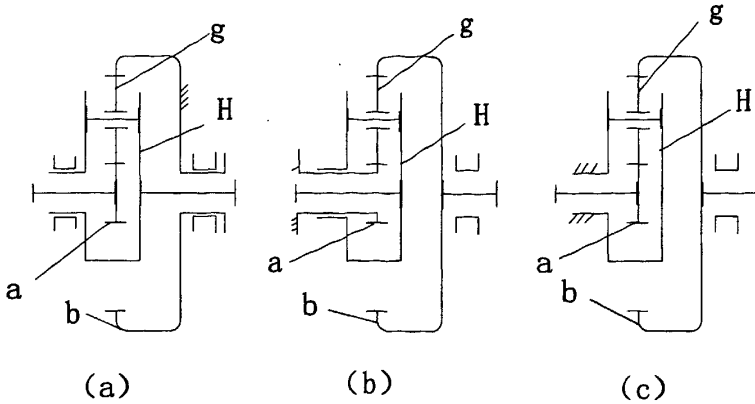


图 2-2 行星传动机构简图

a——太阳轮；b——行星轮；g——内齿圈；H——行星架

有行星齿轮机构一般运动规律的特性方程：

$$n_1 + an_3 - (1+a)n_4 = 0 \quad (2.1)$$

a ——从动轮与主动轮的齿数比

可以求出这三种结构方案的路边减速器的减速比 i_{13} ：

- (1) 当太阳轮为主动件，行星齿轮架为从动件，而齿圈固定时 如图 2-2a

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_4} = 1 + a = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (2.2)$$

- (2) 当齿圈为主动件，行星齿轮架为从动件，而太阳轮固定时 如图2-2b

$$i_{13} = \frac{n_3}{n_4} = 1 + \frac{1}{a} = 1 + \frac{z_1}{z_3} \quad (2.3)$$

- (3) 当太阳轮为主动件，齿圈为从动件而行星齿轮架固定时 如图 2-2c

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = -a = -\frac{z_3}{z_1} \quad (2.4)$$

式中 n_1, n_3, n_4 ——太阳轮、齿圈、和行星轮架的转速

z_1, z_3 ——太阳轮、齿圈的齿数

根据汽车的传动特点，减速器的位置布置和合理的离地间隙，论文采用图 2-2a 结构方案。

2.2.2 行星传动的均载方案设计

从行星齿轮轮边减速器的结构特点可以看出，为了减小单个齿轮的输入功率，它采取功率分流，即从半轴出来的功率，经过几个行星轮传递到轮毂上，采用这种传递方式可以大大降低每一个齿轮分担的载荷，从而提高轮边减速器的承载能力，从理论分析可以看出，行星轮的数目越多，其每个齿轮分担的载荷越小，传递功率就越大，可由于制造误差，安装误差，以及人为误差等，使输入功率不可能均分在每一个齿轮上，这就使输入扭矩也出现了不同，造成了载荷的分配不均，对于载荷不均匀现象，我们多以载荷不均匀系数 K_p 表示，如果 $K_p=1$ ，情况最好，这是在理论条件下，在现实传动中很难实现，当 $K_p=n$ (行星轮数)时，情况最糟，只有一个行星参与啮合，其它行星轮不分担载荷，这样不但起不到功率分流的效果，而且会增加传动机构的噪声，影响传动的承载能力和使用寿命。因此，选择适当的均载机构与改善各部件的结构在轮系的设计过程中是非常重要的^[3]。

(1) 中心轮 a 浮动：当输入功率经半轴传递到中心轮时，采用中心轮浮动，可以使中心轮有效的和几个行星轮都接触，如果采用三个行星轮的轮系传动，当它们之间相互啮合时，三个行星轮会形成等边三角形，这样它们所产生的力矩与外力矩相等，使各个齿轮的啮合作用力相等，理论上讲，其载荷分布不均匀系数 K_p 的值约等于1。此时的结构设计是比较合理的。

(2) 齿圈浮动：由于内齿圈尺寸和重量都比较大，采用内齿圈浮动的效果一般不及中心轮好，如果载荷比较小，采用适当的吊耳方法，对于整个轮系的减小是有好处的，不过在设计中，很少采用内齿圈浮动。

(3) 采用弹性件的均载机构：在传递小功率即齿轮啮合传动受力不大的情况下，可以采用弹性件来达到轮系受载均匀，如果选用的弹性材料大小适度时，弹性件的弹性变形可以抵消齿轮由于制造和安装所产生的误差，这样也可以起到使轮齿间受力均匀和轮系传动的平稳性。一般弹性元件多以塑料和橡胶为主，虽它们的外廓尺寸小，制造比较方便，但它们的耐磨性比较差，容易老化和不易传动大的功率等缺点，因此，在重型汽车轮边减速器中尽量少采用弹性件的均载机构。

由以上可以看出，鉴于汽车轮边减速器的特点和中心轮体积小、质量小、结构简单、制造方便等优点，以及当 $n=3$ 时的中、低速行星传动时，行星轮啮合力组成等边三角形而使均载效果更好的传动特点，本文采用太阳轮浮动装置。

2.2.3 行星齿轮传动的齿轮结构设计

在进行行星齿轮传动的结构设计，应注意处理好各构件之间的连接关系，安排好各构件的支承结构以及均载机构的设置^[3]。

(1) 中心轮

由行星轮的结构特点可以看出，行星轮一般比较小，多与轴一起形成齿轮轴，对于NGW-Z型行星齿轮尺寸的选择，我们应根据实际情况，比如齿轮的传递功率，齿轮转速的大小，精度的要求等等，我们由该行星传动的输入功率 P 和转速 n 初步确定输入轴的直径，对于中心轮的设计，在满足传动条件下，应力争简化中心轮的形状和尺寸大小，以便于加工制造，节省制造费用。

(2) 行星轮

行星轮的结构应根据行星齿轮的传动类型、承载能力的大小、行星轮转速的高低和所选用的轴承类型及其安装形式而确定。在大多数的行星传动中，行星轮应具有内孔，以便在该内孔中安装轴承或心轴。由行星齿轮传动的原理可知，行星轮是支撑在动轴上的齿轮，即通过各类轴承将行星轮安装在转臂的动轴上。在行星齿轮传动中，多采用滚动轴承的行星轮支撑结构。为了减少径向尺寸或当行星轮直径较小，一般采用滚针轴承作为行星轮支撑，但由于它对变形或安装误差非常敏感，故不允许内外圈的轴线倾斜。

(3) 齿圈

在行星齿轮传动中，内齿中心轮(即内齿轮)的结构主要与其安装方式和所采用的均载机构的结构形式有关，同时还应考虑到内齿轮的加工工艺性和装配等问题。通常，内齿轮做成一个环形齿圈，故又可将内齿中心轮称为内齿圈。在一些行星齿轮传动中，内齿圈可以用凸缘或紧定螺钉、销钉或键在其圆周方向上加以固定。对于旋转的内齿轮，有的可以设计成支撑薄壁圆筒结构，以增加内齿轮本身的柔性，得到缓和冲击和使行星轮间载荷分配均匀的良好效果。

(4) 行星齿轮传动的转臂

转臂是支撑行星轮，中心轮的构件，因此转臂的制造精度，制造强度和刚度对齿轮系的传动非常重要，如果转臂的制造精度高，中心轮与行星轮啮合平稳，且输入功率能尽量均分在几个行星轮上，因此，转臂在行星齿轮传动系中是非常重要的一个构件，它应具备较好的加工工艺与装配工艺，这样有利于提高齿轮的承载能力。对于有三个行星轮的行星齿轮减速器，转臂上安装有三个心轴，故它的结构相对复杂，制造与安装的精度要求高，特别当转臂作为轮系的输出件时，它承受的外力矩很大。在行星轮数 $N \geq 2$ 的 NGW-Z 型传动中，一般采用双侧板整体式转臂，它的刚性比较好。需要注意在加工转臂时，应尽可能地提高转臂上行星轮心轴孔的位置精度与同轴度，以减少行星齿轮间载荷分布的不均匀性。

2.2.4 行星齿轮轮齿的改进

考虑制造误差和弹性变形对噪声、动载荷的影响，在设计轮齿时可以对齿形加以修正，以补偿齿轮在全工况下多种原因造成的畸变的齿向，实现齿宽均匀受载，提高齿轮承载能力及减小啮合噪声。设计齿向可以是修正的圆柱螺旋线或其它修形曲线，在对齿形设计之前，首先应计算出齿轮的端面重合度。在仅有一对轮齿啮合时，不应该进行修缘，这是因为如果对单齿啮合的齿轮进行修形，不但不能改善齿轮的啮合受力平衡，而且会恶化其受力，增加整个传动系统的噪声，当我们通过计算齿轮的端面重合度时要尽量准确，因为重合度的差别会造成修缘点位置的不同，所以在实际设计过程中，我们要根据设计情况，制造精度，制造成本以及其实际用途来对轮齿进行修形。齿轮可以是一对齿轮和齿顶修缘，也可以是单个齿轮齿顶和齿根同时修缘，与之相配的齿轮不修形^[38]。对于不同的国家，修形的方式也不相同，有的国家对轮齿采用鼓形修形，有的国家对轮齿采用端面修形，对于修形量也不尽相同，有的给出修形区间，有的给出修形曲线，有的给出修形表格，有的通过计算得出理论量等，一般修形我们根据相关的理论知识，再加上厂家在实际生产中的经验来确定修形方式和修形量，对于通过理论计算获得的修形量应把它和实际的实验结果加以比较，也就是说，计算出来的修形量应在一定区间之内，在实际啮合中，从动轮和主动轮应分开考虑，有齿轮啮合传动的知识可知，主动轮与从动轮啮合的方向不一样，主动轮从根部啮入，齿顶啮出，从动轮正好相反，实际中主动齿轮的基节一般大于被动齿轮的基节，以防止在啮合过程中出现脱节，造成轮齿间的严重冲击，为了减小偏载，使齿轮受力均匀，论文分别对太阳轮和齿圈进行修形，使二者都予加强。首先采用的方法是对太阳轮进行修形，太阳轮传递动力时，由于不可避免的制造和安装误差、齿轮轮齿的弹性变形、扭转变形及热变形，一般对中心轮进行鼓形修行，此修形量可以补偿齿轮制造误差和齿轮在载荷作用下的各种弹性变形。

由于行星轮和齿圈啮合时，齿圈接触变形相对比较小，如果对齿圈进行鼓形修形，齿圈的鼓形量不能被全部吸收，虽修形比未修形的强度要好，但由于没有达到全长接触，不能最大限度地发挥齿轮的承载能力，不能被吸收的鼓形量恶化齿轮传动的平稳性，提高了齿轮的噪声和振动，因此对齿圈进行齿端修形。

因为行星轮与太阳轮和齿圈同时啮合，当对太阳轮和齿圈进行修形后，轮边减速器在啮合过程中，可以满足工作平稳，受力均匀的传动要求，所以不对行星轮轮齿进行修形。

2.3 软件的选用

为了缩短研发周期，我们借助现代的方法，在研发初期用计算机模拟一个与真实环境相似的工作条件，在样机没有生产出来的情况下，可以对产品进行测试，通过测试，及早发现问题，而后从新对产品进行改进，直到得到所需的模型，这样不仅可以避免繁琐的物理测试，而且节省大量的人力、物力，现行的分析软件，种类繁多，应根据产品的性能和结构，选出合适的软件，得到所需的分析结果^[18]。

为了满足现代制造业的需要，CAE 软件一般均由前后处理器和分析求解器两个软件集成，因为所设计的模型比较复杂，结构庞大，这就需要占用很多的计算机资源，为了方便分析，前处理和后处理器是分开的以便和其它软件相连接，比如对于一些复杂的结构零件，在 CAE 中不容易建模，首先可以在专用的 CAD 软件中建模，由于软件的功能不同，实体模型在 CAD 中就比较方便，由于分析软件的前后处理器是相互独立的，因此可以将 CAD 生成的模型导入到 CAE 中，这将大大减轻设计人员的工作量，当模型结构简单时，可以在 CAE 中直接建模。因此在设计时选择合适的软件是比较重要的。

2.3.1 前后处理器主要软件

(1) EFMAP

EFMAP 是美国 SDRC 公司开发的有限元建模(前处理)和后处理软件，其主要特点是具有强大的图形建模功能，可以导入或导出几何模型文件、分析模型文件和中性文件，可直接访问各类 CAD 软件数据库文件，其自动划分单元技术能通过拖拉或旋转等操作，将曲线、直线单元变成薄壳单位，进而将薄壳单元转换为实体单元。它的“滑线单元”完成了两变形体在接触边界上的过渡连接，解决了用间隙单元处理的弊病^[19]。

(2) PRO/E

PRO/E 是由 Pro/ENGINEER, Pro / DESIGNER 和 Pro/MECHANICA 三大部分组成，具有独特的参数化设计概念，支持同步工程，并以特征为基础进行参数化模型构建，可进行参数化的实体设计是其主要的功能，包括三维实体造型、复杂图形设计，建立工程图、模具设计和逆向工程等。其中 Pro/MECHANICA 为功能仿真软件，也可进行产品的热传导进行分析、结构分析和震动分析。使用 Pro / MESH 可将已建立的实体模型自动产生有限元网格，并将其输出到常用的有限元分析软件中进行分析^[19]。

(3) SolidWorks

SolidWorks 是基于 Windows 平台的三维设计软件，是由美国

SolidWorks 公司研制开发的。它是基于 PARASOLID 几何造型核心，采用 VC++ 编程和面向对象的数据库来开发的，具有基于特征的参数化实体造型、复杂曲面造型、实体与曲面组合、基于约束的装配造型等一系列先进的三维设计功能及所具有的特征管理器功能，使复杂零部件的细节和局部设计安排条理清晰，操作简单。它采用了自顶向下的设计方法，数据的设计可以编辑，相互关系的尺寸和几何轮廓形状可以随时修改；它的全相关技术使得零部件与图纸之间和各零部件之间的更新完全同步；它支持 IGES、DXF、STEP、DWG、ASC 等多种数据标准，可以很容易地将目前市场上几乎所有的机械 CAD 软件集成到设计环境中来；为了方便用户进行二次开发，SolidWorks 提供了大量的 API 函数。目前，SolidWorks 已经成为微机平台上的主流三维设计软件，本文采用 SolidWorks 进行建模^[9]。

其它建模软件还有 Unigraphics, Autodesk, I-DEAS 等均可进行几何建模。

2.3.2 求解器主要软件

(1) MSC. NASTRAN

MSC. NASTRAN 为 MSC 公司产品，是世界上性能较好，功能较全面，应用最广泛的大型通用结构有限元分析软件，也是全球 CAE 工业标准的源代码程序：它能有效解决各类大型复杂结构的强度、刚度、屈曲、模态、动力学、热力学，非线性，声学 and 噪声学、流体-结构耦合、气动弹性、超单元、惯性释放及结构优化等问题。

(2) MSC. MARC

MSC. MARC 是处理高度组合非线性结构，处理热及其它物理场和耦合场问题的高级有限元软件。它能提供多种场问题的求解功能，包括各种结构的位移场和应力场分析、非结构的温度场分析、流场、电磁场、声场分析和多种场的耦合分析。它具有可靠的处理高度非线性问题能力和基于求解器的极大开放性，被广泛应用于产品加工过程仿真、性能仿真和初步优化设计。同时，它可提供先进的虚拟产品加工过程和运行过程的仿真功能，为进行产品优化和设计提供依据。

(3) NE / Nastran

NE / Nastran 主要进行非线性有限元分析，软件具有较广泛的单元库定义，结果文件可读性好，除了可进行屈曲和模态分析外，还有自己独特的分析功能。如采用“缆索单元”适用惯性松弛，热载荷、惯性张力和伸展失效等状态，可模拟一根松弛电缆加载拉紧后突然折断的全过程，这种单元可用于所有的分析求解中，包括热转换和预张紧的动态分析，还支持动态设计分析方法在冲击震动频谱分析中的应用。

(4) ANSYS

本文主要是使用 ANSYS 软件，后面将加以详细介绍。

2.4 本章小结

本章主要对行星齿轮传动类型、特点及传动装置进行了分析，确定了轮边减速器结构总体的设计方案，并根据所设计产品的性能选取了仿真软件。

第三章 轮边减速器传动设计的计算

汽车轮边减速器的设计任务就是在有限空间条件约束下, 尽量缩小结构尺寸, 增大减速比, 满足轮边驱动系统的使用要求, 已知该行星轮传动的工作条件(横向科研项目):

最大输入功率: 180kw

额定转速: 40km/h (600 r/min)

减速比: 4:1

输出轴功率为输入轴功率的 98%

每天工作 8 小时, 使用寿命 6 年

3.1 行星齿轮传动的配齿计算

根据第二章的方案可知该轮边减速器传动类型和传动简图如图 2-2(a) 在设计行星齿轮传动时, 除保证实现给定的传动比外, 齿轮的齿数及行星轮数还应满足下述条件:

同心条件: 保证中心轮和行星架轴线重合条件下的正确啮合, 为此几对啮合齿轮间的中心距必须相等。对于 NGW-Z 型行星传动, 同心条件是^[23]:

$$z_3 - z_1 = 2z_2 \quad (3.1)$$

装配条件: 保证各行星轮能均布地安装于两中心齿轮之间, 两中心轮的齿数之和应为行星轮数目的整数倍。

$$\frac{z_1 + z_3}{N} = \text{整数} \quad (3.2)$$

邻接条件: 保证相邻两行星轮的齿顶不相碰。

综合考虑上述情况, 当中心距一定时, 齿数取多, 则重合度增大, 改善了传动的平稳性。同时, 齿数多则模数小、齿顶圆直径小, 可使滑动比减小, 因此磨损小, 胶合的危险性也小; 并且又能减少金属的切削量, 节省材料, 降低成本。但是齿数增多则模数减少, 轮齿的抗弯强度降低, 因此根据式 (2.1)、式 (3.1)、式 (3.2) 的约束条件, 且选取行星轮数目 $N=3$, 齿数 $z_1=19$, $z_2=20$, $z_3=59$

3.2 轮边减速器太阳轮计算载荷的确定

由于汽车行驶工况复杂, 轿车一般在高速轻载条件下工作, 而矿用汽车和越野汽车则常在高负荷低车速条件下工作, 没有简单的公式可算出汽车的正常持续使用的转矩, 过去有人提出满载车重, 车轮卡死的瞬间作为输入的最大峰值载荷, 此种工况是不符合该机实际工况的。如果照此计算, 齿轮应力远远超出材料的强度极限, 但部件运转正常, 说明这种工况属

于司机违反操作规程，几率甚小，不能作为峰值的计算载荷，但对于公路车辆来说，使用条件较非公路车辆有所改善，而且轮边减速器的输入转矩经过了液力变扭，因此输入扭矩较稳定，计算多以齿轮的名义转矩作为输入转矩：

$$T = 9550 * 10^3 \frac{P}{n * N} \quad (3.3)$$

$$\text{太阳轮的名义转矩：} T_1 = 955000N \cdot \text{mm} \quad (3.4)$$

3.2.1 主要参数的初步确定

在行星齿轮传动中，齿轮材料的选择主要是根据齿轮传动的工作条件、结构条件(外形尺寸和重量)和经济性条件等方面的要求来确定的。对于要求结构紧凑、外形尺寸小的行星传动中的齿轮，一般都是采用优质钢材，如优质碳素钢和合金结构钢，以便使行星齿轮传动装置的结构紧凑、重量轻及承载能力高。齿轮材料和热处理的选择：在闭式硬齿面的行星齿轮传动中，由于减速器用在低速重载的工况，为了提高齿轮的接触和弯曲强度，中心轮和行星轮材料均采用40CrMnMo，经渗碳和表面淬火，以便使其齿面硬度较高，芯部韧性较好。齿面硬度为50-55HRC，内齿圈采用42CrMo，调质硬度290~330HB。齿面采用氮化，有效硬度≥HRC55。齿轮精度根据传动的用途、使用条件、传递功率、圆周速度以及其他经济技术要求决定。汽车中的齿轮精度等级5~6，6级用于高速传动有平稳性低噪声要求的齿轮，这里加工等级为6级^[23]。

下面对太阳轮的初步计算：

有材料的选取可得轮齿的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim1} = 1250\text{MPa}$

$$\sigma_{Hlim2} = 1150\text{MPa}$$

初步计算的的许用接触应力 $[\sigma_{H1}] \approx 0.9\sigma_{Hlim1} = 0.9 * 1250 = 1125\text{MPa}$

$$[\sigma_{H2}] \approx 0.9\sigma_{Hlim2} = 0.9 * 1150 = 1035\text{MPa}$$

齿宽系数 $\psi_d = 1.0$

齿轮传动算式系数 $A_d = 85$

初步计算太阳轮直径 d 为：
$$d \geq A_d \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_d [\sigma_{H2}]^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 102.2\text{mm}$$

$$\text{模数 } m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{102.2}{19} = 5.4$$

$$\text{取 } m = 6 \quad (3.5)$$

$$\text{初取分度圆直径} \quad d_1 = mz_1 = 19 \times 6 = 114 \text{mm} \quad (3.6)$$

$$\text{初步齿宽} \quad b = \psi d_1 = 114 \quad (3.7)$$

3.2.2 太阳轮齿面接触强度校核

在行星齿轮机构中，各齿轮轮齿较常见的失效形式有齿面点蚀、齿面磨损和轮齿折断。软齿面 (HB<350) 的闭式齿轮传动常因点蚀而失效。用淬火钢或铸铁制成齿轮，容易过载折断。在行星传动中，外啮合的中心轮，比如NGW-Z型传动中的太阳轮a通常是行星传动中的薄弱环节。由于它处于输入轴上，且同时与几个行星轮相啮合，应力循环次数最多，承受载荷较大，工作条件较差。因此，中心轮首先产生齿面点蚀，磨损和轮齿折断的可能性较大，因而首先应对太阳轮进行校核。根据国家标准“渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法”，该标准系把赫兹应力作为齿面接触应力的计算基础，并作为评价齿轮的接触强度。齿面接触强度校核计算时，取节点和单对齿啮合区内界点的接触应力中的较大值^[22]。

$$\text{齿轮的齿面接触应力:} \quad \sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KF_t \cdot i+1}{bd_1 i}}$$

$$\text{分度圆上的圆周力} \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 955000}{114} \approx 16754.4 \text{N} \quad (3.8)$$

$$\text{端面重合度} \quad \epsilon_a = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{20} \right) = 1.55 \quad (3.9)$$

$$\text{重合度系数} \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.55}{3}} = 0.9 \quad (3.10)$$

$$\text{使用系数} \quad K_A = 1.5 \quad (3.11)$$

$$\text{动载荷系数} \quad K_V = 1.2 \quad (3.12)$$

$$\text{由} \quad \frac{K_A F_t}{b} = \frac{1.5 \times 16754.4}{114} = 220.5 > 100 \text{N/mm} \quad \text{可得} \quad K_{H\alpha} = 1.0$$

$$\text{齿向载荷分布系数} \quad K_{H\beta} = 1.4$$

$$\text{载荷系数} \quad k \quad K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.5 \times 1.2 \times 1.0 \times 1.4 \approx 2.5 \quad (3.13)$$

$$\text{由寿命和转速可估得应力循环次数为} \quad 10^8 \leq N_L \leq 10^9 \quad (3.14)$$

查表得接触寿命系数^[22] $Z_{N1} = 0.94$ $Z_{N2} = 0.97$

查表得接触最小安全系数 $S_{Hmin} = 1.25$

弹性系数 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$ (3.15)

节点区域系数 $Z_H = 2.5$ (3.16)

许用接触应力 $[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_{Hmin}} = \frac{1250 * 0.94}{1.25} = 940\text{MPa}$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2}}{S_{Hmin}} = \frac{1150 * 0.97}{1.25} = 873\text{MPa}$$

由式(3.4)、(3.6)、(3.7)、(3.10)、(3.13)、(3.15)、(3.16)可得

$$\therefore \sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KT}{bd_1^2} \frac{i+1}{i}} = 606.1\text{MPa} < [\sigma_{H2}]$$

经校核计算出最大的太阳轮-行星轮之间的接触应力为606.1MPa，而许用接触应力为873MPa，符合设计要求。

3.2.3 确定传动主要尺寸

优先考虑标准模数 $m = 6$

分度圆直径 $d_1 = mz_1$ $d_1 = 114$

为了便于装配和调整，根据 d_1 和 ψ_d 求出轮宽 b 后，将小齿轮宽度加大 5mm~10mm

齿宽 $b = \psi_d * d_1$ 取 $b = 120\text{mm}$ (3.17)

3.2.4 太阳轮齿根弯曲疲劳强度计算

国家标准是以载荷作用于齿廓根部的最大拉应力作为名义弯曲应力，并经相应的系数修正后作为计算齿根应力。考虑到使用条件、要求及尺寸的不同，标准将修正后的试件弯曲疲劳极限作为许用齿根应力。针对其工作特点，按其齿根弯曲应力的强度条件公式进行校核运算，即 $\sigma_F \leq [\sigma_F]$

齿根弯曲应力的强度 $\sigma_F = \frac{2KT}{bd_1 m} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\varepsilon$ (3.18)

载荷系数 $K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}$

重合度系数 $Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha}$

由式(3.9)可得 $Y_\varepsilon = 0.73$ (3.19)

$$\text{齿间载荷分配系数} \quad K_{Fa} = \frac{1}{Y_{\varepsilon}} = 1.37 \quad (3.20)$$

$$\text{齿间载荷分布系数} \quad \text{由} \frac{b}{h} = \frac{115}{2.25 * 6} = 8.5$$

$$\text{查表可得} \quad K_{F\beta} = 1.28 \quad (3.21)$$

$$\text{由式 (3.12)、(3.13)、(3.19)、(3.20) 得} K = 3.16 \quad (3.22)$$

$$\text{齿形系数} \quad Y_{Fa1} = 2.85 \quad Y_{Fa2} = 2.80 \quad (3.23)$$

$$\text{应力修正系数} \quad Y_{sa1} = 1.53 \quad Y_{sa2} = 1.55 \quad (3.24)$$

$$\text{弯曲疲劳极限} \quad \sigma_{Flim1} = 800 \text{ MPa} \quad \sigma_{Flim2} = 650 \text{ MPa}$$

$$\text{弯曲最小安系数} \quad \text{由查表可得} \quad S_{Fmin} = 1.25$$

$$\text{弯曲寿命系数} \quad \text{由查表的} \quad Y_{N1} = 0.90 \quad Y_{N2} = 0.95$$

$$\text{尺寸系数} \quad Y_X = 0.95$$

$$\text{许用弯曲应力} \quad [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1} Y_{N1} Y_X}{S_{Fmin}} = \frac{800 \times 0.9 \times 0.95}{1.25} = 547.2 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2} Y_{N2} Y_X}{S_{Fmin}} = \frac{650 \times 0.95 \times 0.95}{1.25} = 469.3 \text{ MPa}$$

$$\text{验算} \quad \sigma_{F1} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_{Fa1} Y_{sa1} Y_{\varepsilon}$$

$$\text{由式 (3.4)、(3.5)、(3.6)、(3.7)、(3.22)、(3.23)、(3.24)、} \\ \text{得} \sigma_{F1} = 241 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}] \quad (3.25)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{Y_{Fa1} Y_{sa1}}$$

$$\text{由式 (3.23)、(3.24)、(3.25) 可得} \sigma_{F2} = 239 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]$$

传动无过载，故设计安全。

3.3 轮边减速器工作参数及齿轮材料参数的确定

(1) 由太阳轮参数可得行星轮参数

$$T_2 = \frac{T_1 * Z_2}{Z_1} \times 98\% = 955000 * \frac{20}{19} \times 98\% = 985158 \text{N} \cdot \text{mm}$$

齿宽 $b_2 = 120 \text{mm}$

分度圆直径 $d_2 = mz_2 = 6 * 20 = 120 \text{mm}$

(2) 由太阳轮参数可得齿圈参数

$$\text{转矩 } T_3 = \frac{T_1 * Z_3}{Z_1} \times 98\% \times 98\% = 955000 * \frac{59}{19} \times 98\% \times 98\% = 284809.2 \text{N} \cdot \text{mm}$$

齿宽 $b_3 = 120 \text{mm}$ (大齿轮一般取齿宽小一些, 由于对其修形, 所以与中心轮取相同齿宽)

分度圆直径 $d_3 = mz_3 = 6 * 59 = 354 \text{mm}$

由以上计算可得轮边减速器齿轮的工作参数及材料参数如表 3-1

表 3-1 轮边减速器齿轮工作参数及材料参数

| | 齿数 Z | 模数 m | 转矩 $T(\text{N} \cdot \text{mm})$ | 齿宽 b | 热处理 | 轮齿硬度 |
|-----|-----------|--------|-------------------------------------|--------|------|-----------------------------|
| 太阳轮 | 19 | 6 | 955000 | 120 | 渗碳淬火 | 齿面 HRC50~55 芯部 HRC36~42 |
| 行星轮 | 20 | 6 | 985158 | 120 | 渗碳淬火 | 齿面 HRC50~55 芯部 HRC36~42 |
| 齿圈 | 59 | 6 | 2848091.2 | 120 | 氮化 | 齿面 HRC55~58 芯部 HB280~320 |

3.4 行星轮, 齿圈的校核计算

NGW-Z行星轮系最显著的特点是在传递动力时可进行功率分流, 把3个完全相同的行星轮均布在太阳轮周围来共同分担载荷, 每个齿轮所受的载荷较小, 但行星轮轮齿转速较高且受对称双向受力, 相对滑动较大, 磨损比较严重, 因而选取和中心轮形同的材料, 由对太阳轮校核可知, 行星轮的接触疲劳强度和弯曲疲劳强度是合适的。齿圈余量大, 在传动系中一般是安全的, 不需对其进行校核^[12]。

3.5 小结

本章对轮边减速器齿轮进行了受力和强度计算, 确定其主要参数, 并校核了齿轮的强度, 由于安装、制造误差和轮齿的受力变形, 齿轮在啮合情况下会产生棱边效应, 有必要对设计的齿轮做进一步结构修整, 我们将在下一章进行研究。

第四章 轮边减速器中心轮和齿圈的轮齿修形

4.1 对轮齿进行修形的原因

齿轮传递动力时，轮齿部犹如承受动载荷的悬臂梁，这种动载荷是由于同时啮合齿数的不同而引起的，轮齿啮合刚性周期性地变化，从而导致轮齿弹性变形量的变化，由于温升将导致齿轮基圆直径增大，一般小齿轮比大齿轮温升高，产生基节偏差，加之制造时的齿轮齿距误差与安装时的中心距偏差等。由于存在这些误差，实际啮合点并非总是处于啮合线上，结果导致在轮齿的一端出现强烈的接触。为了防止这种偏一端接触，应对高速齿轮进行齿形修形。实际工作中，为了减少修形工作量、降低成本，一般将啮合齿轮的变形量都集中反映在小齿轮上，仅对小齿轮进行修形。修整的基本出发点是，保证轮齿在最大倾斜角的情况下，相互啮合的轮齿啮合面相切而不相交，即不发生边缘点接触，尽可能减少棱边接触。同时，还应在不倾斜或少量倾斜的情况下尽可能降低单位齿宽上的最大载荷，并使啮合接触首先发生在靠近齿宽中间的部分，然后再过渡到全齿宽上，使齿面上载荷呈均布状态，提高齿轮的疲劳寿命，降低其磨损和啮合噪声^[1]。

4.2 轮齿修形的理论与方法

4.2.1 齿轮齿廓修形的理论与方法

齿轮在传动啮合过程中，因制造及装配误差，行星齿轮系在啮合受力作用下，行星齿轮参与的个数不同会影响轮齿啮合的刚度，当误差太大时，轮齿会因瞬时的受力而振动或为了齿轮的润滑良好，为了改善这一状况，使轮齿的受力均匀减小轮齿的偏载，避免齿轮的胶合，在齿轮设计时考虑将轮齿修形，就是将原有的理论齿廓的齿顶，齿根或整个轮齿修去一部分已达到均载的目的，这就是齿廓修形，不少学者对齿廓修形进行了研究。寺内喜男应用保角映射为直线边界，作用于半平面集中应力的复变函数，求解半平面的位移场，从而得到齿轮受载点处的变形，并据此确定修形量^[12]。Sigg 是以受力为研究目标，他将轮齿在啮合受力条件下的曲线做出来，而后将这些波动的曲线通过轮齿修形使受力曲线变成光滑、无突变的曲线。通过研究他给出了修形的计算公式。对于修形后的齿轮应对轮齿进行校核，以满足齿轮传动的强度要求。杨廷力^[12]等给出了一种较为详细的计算方法要点有 1. 齿顶的最大修形量计算公式；2. 修形分为长短两种：起点为单齿副啮合起点的长修形，只有长修形一半的为短修形。对于大螺旋角和大重合度的宽斜齿轮多用长修形，而直齿或螺旋角小的齿轮一般适合用短修形。对于修形量的确定原则是：1. 在轮齿啮合的整个过程中的受力大

小变化平稳；2.能适应在短时间内承受大的力的突变；3.易于加工。李敦信指出，齿轮在啮合受力作用下，需要考虑的因素很多，比如：齿轮材料的选用所产生的弹性变形和热变形，支撑齿轮的轴承的精度，受载后齿轮轴的弯曲变形等等，这些因素都会破坏理论计算出的静态共轭齿廓的平衡。他考虑齿轮修形的范围比较多，对修形理论做了进一步的完善。唐增宝^[27]等利用计算机对齿轮进行建模，然后在进行仿真，他在齿轮的仿真中考虑的齿轮的各种误差，列出微分方程式，通过计算机的迭代，得出齿轮的最优化目标，他的修形方法基于计算机的优化法，是在动态的条件下对齿轮进行修形，确定齿轮的修形量的大小和修形尺寸。仙波正庄^[38]则详细分析和介绍了“一种简易的渐开线齿形修整的方法”和“把普通滚刀偏心安装来对渐开线齿廓进行修形的方法”。前者以节点处渐开线曲率半径的3/4为半径的圆弧作为齿廓修形的曲线，可获得较好的效果，后者则通过专门设计的刀具在齿形的加工工序中完成修形。

4.2.2 齿轮齿向修形的理论与方法

由于齿轮轴或齿轮轮体在啮合受力情况下，轮齿会发生扭转弹性变形及弯曲。另外，制造中的齿向误差、箱体轴承孔座的误差及受载后的变形所引起的轴线平行度以及高速齿轮因为惯性力引起的变形和温差引起的热变形等，都会使齿面沿齿宽方向负荷发生变化。情况严重时造成载荷局部集中，引起高负荷区的齿面破坏或轮齿折断。高速重载齿轮运转时温度较高，热弹性变形更使负荷沿齿宽方向分布复杂化，特别是小齿轮因转速高、温度高，热变形显著，影响更大。齿向修形包括齿端修形和鼓形修形，他们目的是相同的，都是为了改善在啮合状态下受力不均匀现象^[8]。B. W. Dudley 用逐步逼近法求解人字齿轮轴的弯曲、扭转变形及综合变形，求解的步骤为：1. 按集中载荷计算出齿轮轴的弯曲和扭转变形；2. 设载荷作用于螺旋齿的中部；3. 将载荷图沿齿向平均分成4份，由此确定第二次逼近的新负荷图；4. 将弯、扭变形图叠加得出沿齿向的载荷分布图；5. 用新的载荷替代原来载荷进行计算，直到相邻两次载荷图十分接近为止。据此，B. W. Dudley 导出了计算齿轮轴弯曲扭转变形的计算公式。宋乐民等针对高速重载齿轮的齿面压陷和剥落设计了鼓形齿。他们经过深入研究认为：鼓形齿可以保证齿轮在最大倾斜条件下，齿顶不发生棱边嵌入现象，宋乐民等不但考虑了载荷作用下轮齿的弹性变形，而且还考虑了齿轮轴的变形，在最大限度地减少鼓形齿载荷集中方面较其他方法更为全面。杨廷力等假定轮体膨胀但轮齿的几何形状和参数不变后，运用弹性力学和热传导理论得出最大修形量计算公式，但他们只给出了的计算公式，而未对其来龙去脉深入研究。sigg 认为，对于单个斜齿轮可按一定原则选定螺旋方向，

使轮齿负荷所产生的变形与轴的扭转变形相抵消，从而减小修形量甚至不修形。他们提出的原则是：在减速齿轮中，轴齿轮的啮入端应在其输入联轴轴器的一端，而对于增速齿轮情况正好相反。Sigg 并认为，齿轮轴的综合弹性变形曲线由弯曲变形曲线和扭转变形曲线两者合成。陶燕光^[27]分析了齿轮在高速运载下的热变形，对于变形的求解，他近似认为，齿轮在啮合传动过程中，两齿传动面相当于圆柱面，齿轮接触面会因摩擦而发热，于是在轮齿外圆形成一个环形的热力源，由假设可知，热力源只与齿轮的半径有关，从实验的数据可以得出，用此方法计算出的齿轮弹性变形与实验数据相差不是很大，运算的结果是可行的，但由于确定热力源时的实验是在高温下实现的，测试条件比较苛刻，因此对设备的要求比较高，所需的费用也相对较高。王统^[27]等对轮齿偏载基于轴的扭转和弯曲变形考虑的，他认为齿轮在传动过程中，载荷的分布不均，主要由齿轮的扭转和弯曲变形，轴的扭转和弯曲变形，啮合时的接触变形，因此，他采用 CAE 对齿轮和齿轮轴进行了分析计算，他首先得出整个齿轮系的三维弹性变形曲线图，由三维变形曲线图得出修形的三维曲线，最后得出具体的齿轮修形量。

4.2.3 齿轮修形技术分析

由以上可得，对于齿轮修形的方法很多，他们从不同的角度来对齿轮的啮合变形进行分析，目的都是为了使啮合受力均匀，传动平稳，有的从材料方面考虑，有的从热力学方面考虑，有的从制造误差和装配误差上考虑，有的直接通过实验获得数据，随着对齿轮研究的更加深入，齿轮的修形研究会得到进一步发展（国内外不少学者通过建立齿轮修形三维动态有限元模型，确立齿轮修形的最优参数），对于当前的一些修形方法，部分对齿轮的传动过程考虑的太细，因而计算量特别大，给实际的生产和制造带来了一定得困难，部分采用相关的经验对轮齿进行修形，这样又不能满足当前高速重载齿轮的要求，这样势必影响齿轮制造业的发展，目前，从国内外的资料来看，有不同的修形理论得到不同的修量。比如：西德图纸多采用鼓形齿修形，而美国图纸采用端部修形，具体采用哪种修形要具体分析，结合实际运用和工作中积累的经验及现有的加工机床等来选取修形方法。从以上修形的方法看出，有的直接给出修形量，有的计算很复杂，本文从轮齿啮合受力出发，找出一种更符合实际工作需要的用以确定齿轮修形量大小的计算方法，即通过计算轮齿在载荷下的变形大小来确定轮齿的修形量，如图 4-1，图 4-2 所示^[24]

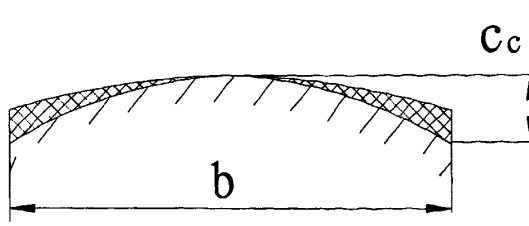


图 4-1 鼓形修形

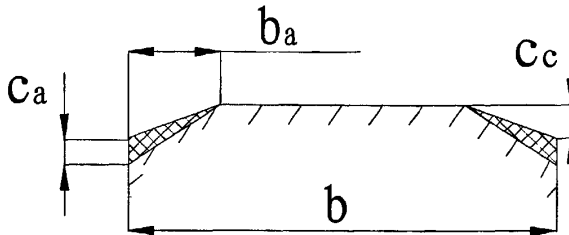


图 4-2 端部修形

4.3 齿向载荷的分布模型

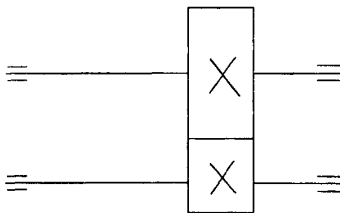


图 4-3 齿轮的不对称偏置

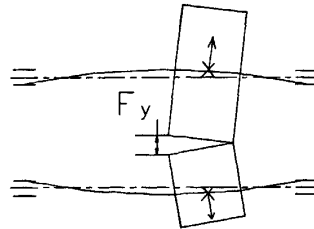


图 4-4 齿轮的一端接触

如图4-3和图4-4所示，当轴承相对于齿轮作不对称配置时，受载前，轴没有弯曲变形，轮齿啮合正常，两个节圆柱恰好相切；受载后，轴产生弯曲变形，轴上的齿轮也就随之偏斜，这就导致齿轮在齿宽方向一端接触，而另一端产生间隙。实际上，由于齿向误差、轴承孔的平行度误差、齿轮轴和轴承及箱体变形等原因都会导致齿轮在齿宽方向一端接触，而另一端产生间隙。若存在一端接触的情况，则沿齿向的载荷分布就不均匀，如图4-5，图4-6^[38]。

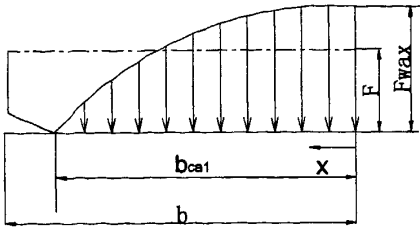


图 4-5 小载荷 F_m 或大的啮合误差 F_y

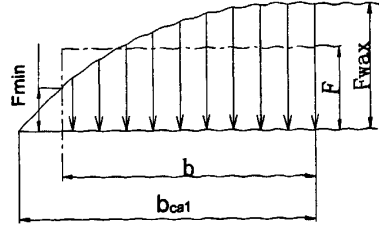


图 4-6 大载荷 F_m 或小的啮合误差 F_y

4.4 轮齿的修形

4.4.1 太阳轮的齿向修形

从收集到的国外资料来看，有的只给出了鼓形量的要求，有的给出了图形，如图 4-7 所示。但没有给出齿向轨迹应满足什么方程，这在设计、加工和质量控制上都很不方便。如日本会田俊夫推荐按式 4.6 设计鼓形齿^[27]。

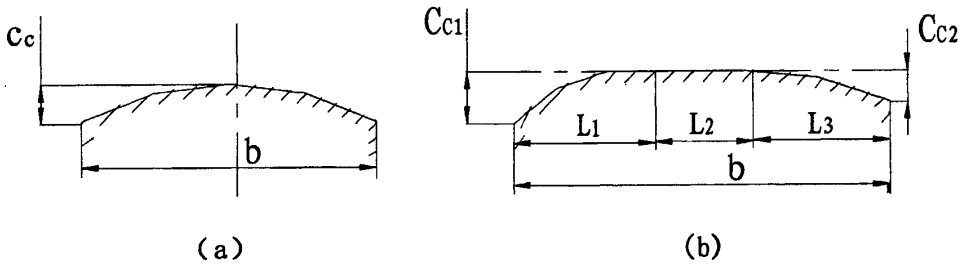


图 4-7 鼓形齿结构形式

表 4-1 鼓形齿的结构尺寸

| b/d | ≤ 1 | > 1 |
|-------|------------------------|------------------------|
| 尺寸 | | |
| L1 | $\approx \frac{1}{2}b$ | $\approx \frac{1}{2}b$ |
| L2 | $\approx \frac{1}{2}b$ | $\approx \frac{1}{3}b$ |
| L3 | 0 | $\approx \frac{1}{6}b$ |

$$R_c = \frac{b^2}{8C_c} \quad (4.1)$$

机械设计按式 4.2 设计鼓形齿。

$$C_c = \frac{a}{b} x^2 \quad (4.2)$$

式中 a ——由于齿轮轴弯曲变形所引起的轴的倾斜角

宋乐民设计的鼓形修整是按等半径圆弧设计的，这种形式的鼓形齿设计方法简单，加工方便，而且容易控制质量和发现问题，同时应用范围比较广，如采用等半径圆弧进行鼓形修整，由图 4-8 可得

$$R_c^2 = b_c^2 + (R_c - C_c)^2 = b_c^2 + R_c^2 - 2R_c C_c + C_c^2$$

由于鼓形量本身很小，所以 C_c^2 可以省略，则得鼓形半径

$$R_c = \frac{b_c^2}{2C_c} \quad (4.3)$$

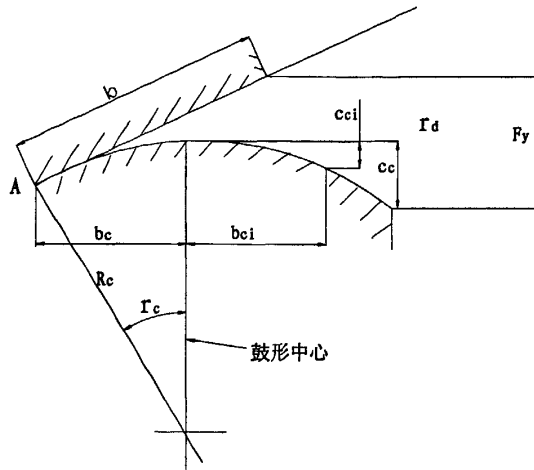


图 4-8 鼓形齿结构

同理可得
$$R_{ci} = \frac{b_{ci}^2}{2C_{ci}} \quad (4.4)$$

因为等半径鼓形，所以由式 (4.2)、(4.3) 得任意点上的鼓形量

$$C_{ci} = C_c \left(\frac{b_{ci}}{b_c} \right)^2 \quad (4.5)$$

4.4.1.1 鼓形量的确定

鼓形量是鼓形修整中最主要的参数，是直接影响鼓形修整后承载能力的参数，所以确定合理的鼓形量是鼓形修整的重要环节。对这一问题的研究国外已有不少报道，纵观起来无非有两种确定方法：

(1) 直接给出可供选择的参考数值

ISO 标准， $10 \leq C_c \leq 40\mu\text{m}$ ，再加上约 $5\mu\text{m}$ 的制造公差。对高精度，高可靠性的高速动力齿轮传动为 $10 \leq C_c \leq 25\mu\text{m}$ 。再加上约 $5\mu\text{m}$ 的制造公差

AGMA 标准: $10 \leq C_c \leq 25\mu\text{m}$

(2) 给出理论计算公式, 如:

$$\text{会田俊夫推荐鼓形量计算公式: } C_c = 0.25b \times 10^{-3} + 0.5f_g \quad (4.6)$$

式中 $f_g = A(0.1b + 10)$ 常数 A 是与精度有关的系数, 见表 4-2

表 4-2 与精度有关的常数 A

| 精度 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|----|------|------|-----|-----|------|-----|-----|-----|------|
| A | 0.63 | 0.71 | 0.8 | 1.0 | 1.25 | 1.6 | 2.0 | 2.5 | 3.15 |

$$\text{台劳布朗公司推荐鼓形量计算公式 } C_c = 0.7 \times 10^{-3} \frac{F_m}{b} \quad (4.7)$$

$$\text{ISO 标准推荐鼓形量计算公式 } C_c \approx 0.5F_y \quad (4.8)$$

且数值大小也不相同。从已有的资料看, 推荐具体的数值有它很大的局限性, 同是标准, 但数值相差很大, 设计者很难在这些数值中选取自己所需要的最佳数值。从已有的公式来看, 有的只是考虑接触变形, 如式 (4.7) 然而, 一对啮合的齿轮副, 不仅有接触变形, 同时还有啮合歪斜度的存在。所以, 只有同时反映这两方面的因素确定的鼓形量, 才是比较接近实际的鼓形量。我们设计鼓形齿最主要的目的是保证机件在最大啮合误差的条件下相互啮合的轮齿不发生端点接触—相切而不相割, 减少棱边效应; 同时还应保证在不倾斜或少量倾斜的情况下, 最大限度地减少单位齿宽上的载荷。另外, 我们研究的轮齿是一个弹性体, 故在受载后必定要变形, 从而影响齿面的接触情况。宋乐民就是基于这种出发点, 对鼓形量的确定做了如下的分析研究:

(1) 无载荷作用下的齿向误差

在无载荷情况下, 由图 4-8 可看出 A 点处的齿向误差

$$\text{tg}\gamma_c = b_c / (R - C_c) \approx b_c / R_c \quad (4.9)$$

将式 (4.9) 代入 (4.3) 得:

$$\text{tg}\gamma_c = b_c / R_c = b_c / (b_c^2 / 2C_c) = 2C_c / b_c$$

当一对啮合的齿轮副, 在齿向误差 F_y 存在时, 对应的当量倾斜角为 γ_d 则有:

$$\sin \gamma_d = F_y / b$$

因为 F_y 本身很小, 所以可得: $\text{tg}\gamma_d \approx \sin \gamma_d = F_y / b$ (4.10)

若保证在最大齿向误差情况下, 一对啮合的轮齿在 A 点处相切而不相割,

其条件必然满足: $\text{tg}\gamma_c = \text{tg}\gamma_d$ (4.11)

将式 (4.9) 和式 (4.10) 代入式 (4.11), 得到无载荷下所需的鼓形量:

$$C_c = b_c F_y / 2b$$

(2) 有载荷下的向误差

实际工作中的齿轮，由于各种原因，总是要引起齿轮偏斜。偏斜的结果使单位齿宽上的载荷相对未偏斜时有所增加。所以，在齿厚方向上的弹性变形增加了。我们所确定的鼓形量，如果能够补偿在齿厚方向的总的弹性变形量，则轮齿在实际工作过程中就能达到全长接触，同时还能避免棱边相割。为分析问题方便起见，我们将两个弹性的变形量转化到一个方向上，即其中一个弹性体看成是刚体，由图 4-9 可得鼓形量为一对啮合的轮齿在齿厚方向的弹性变形量：

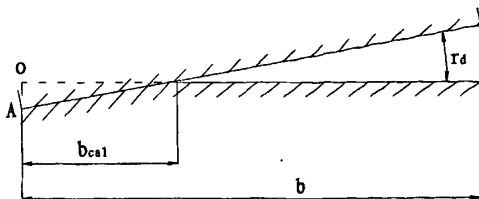


图 4-9 弹性变形后的模型

取鼓形量为一对啮合的轮齿在齿厚方向的总的弹性变形量，

$$\text{即 } C_C = OA = b_{ca1} \tan \gamma_d = b_{ca1} F_y / b$$

$$\text{当 } b_{ca1} / b \leq 1 \text{ 时, } b_{ca1} = \sqrt{(n+1)F_m b / nF_y C_r b},$$

$$\text{得 } C_c = \sqrt{2F_m F_y / C_r b} \quad (4.12)$$

$$\text{当 } b_{ca1} / b > 1 \text{ 时 } b_{ca1} = 0.5b + \frac{F_m}{F_y C_r}$$

$$\text{得 } C_c = 0.5F_y + F_m / bC_r \quad (4.13)$$

C_C ——鼓形量 F_y ——齿向误差 F_m ——圆周力

C_r ——啮合综合刚度 b ——齿宽

4.4.1.2 太阳轮在载荷作用下齿向误差的数值计算

(1) 轴和齿轮弯曲与扭转变形引起的齿向误差计算

汽车轮边减速器的太阳轮与行星轮啮合时，节圆上的切向力 F_t 、径向力 F_r 和 F_t 对弯曲中心的力矩 M_b ，在这些载荷下，齿轮会产生平面变形，其受力如简图 4-10^[5]

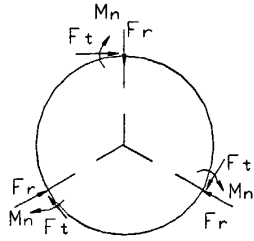


图 4-10 载荷沿圆周分布

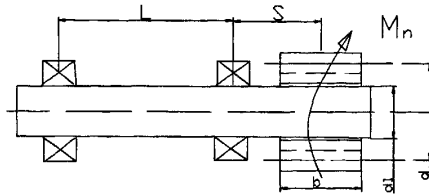


图 4-11 半轴简图

尼曼指出运转后的齿向误差 $f_{RW} = f_{\beta} + f_p + f_{sh}$
 式中 f_{β} ——齿轮的齿形误差 f_p ——轴的平行度误差
 f_{sh} ——齿轮轴弯曲、扭转引起的误差

日本的标准，齿轮经过 N 次跑合后的齿向误差相对值为

$$e_N = 0.7e_a$$

e_a 是按 JIS 标准中规定的齿向误差及 JGMA 标准中规定的轴的平行度误差的综合值，见表 4-3

表 4-3 轴的平行度误差的综合值

| 精度等级 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---------|------|------|-----|------|------|------|------|------|------|
| e_a/W | 0.93 | 1.08 | 1.2 | 1.65 | 1.88 | 2.48 | 3.00 | 3.88 | 4.74 |

ISO 公式草案 未经过齿向修行的齿向相对误差 F_v 如下公式

$$F_v = f_{\beta v} - y_{\beta} = |f_{sh} + f_{ma}| - y_{\beta} \quad (4.14)$$

f_{sh} ——由于齿轮轴的转矩和弯曲而引起的误差。

$$f_{sh} = f_{sh扭} + f_{sh弯}$$

f_{sh} 由于齿轮轴的转矩和弯曲而引起的误差。

由传动轴的扭矩和外力偶矩平衡可得：

$$M_n = T_1 \quad M_n = 955000 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.15)$$

扭转部分：在扭矩 M_n 作用下齿长一段（远离扭矩输入端）相对另一端的转

角 Φ 为

$$\Phi = \frac{M_n b}{GJ_n}$$

有扭转所引起的变形:

$$f_{sh\text{扭}} = \Phi \frac{d}{2} = \frac{M_n b d}{2GJ_n}$$

M_n —— 扭矩,

J_n —— 极惯性矩,

$$J_n = \frac{\pi}{32}(d^4 - d_1^4) \quad (4.16)$$

将上述各式带入得

$$f_{sh\text{扭}} = \frac{M_n b}{\frac{\pi}{32}G(d^4 - d_1^4)} \cdot \frac{d}{2} \quad (4.17)$$

式中 $G = 80\text{N/mm} \cdot \text{um}$, $b = 120\text{mm}$, $d = 114\text{mm}$, $d_1 = 0\text{mm}$

由式 (4.15)、(4.16)、(4.17) 得 $f_{sh\text{扭}} = 5.3\text{um}$

由图 1 可知, 半轴所受的径向力合力为零

$$f_{sh\text{弯}} \approx 0 \quad \therefore f_{sh} = f_{sh\text{扭}} + f_{sh\text{弯}} = 5.3 + 0 = 5.3\text{um}$$

(2) 加工、安装误差产生的啮合齿向误差分量

齿轮的制造精度 7 级 查机械手册^[40]可得齿向公差 $F_b = 20\text{um}$

实际中一般取 $f_{ma} = 1.0F_b = 20\text{um}$

$$f_{\beta y} = f_{sh} + f_{ma} = 5.3 + 20 = 25.3\text{um} \quad (4.18)$$

(3) 跑合使误差的减少量 y_β

表 4-4 ISO 公式草案中由于跑合使误差的减少量 y_β

| 齿轮材料 热处理 | y_β | y_β 的最大极限 um | | |
|-------------|--|---|---|------------|
| | | 圆周速度 v 的范围 m/s | | |
| | | $v \geq 10$ | $10 > v > 5$ | $v \leq 5$ |
| 调质齿轮 | $\frac{320}{\sigma_{H\text{lim}}} F_{\beta X}$ | $\leq \frac{12800}{\sigma_{H\text{lim}}} F_{\beta X}$ | $\leq \frac{25600}{\sigma_{H\text{lim}}} F_{\beta X}$ | 无 |
| 铸铁 | $0.55 F_{\beta X}$ | ≤ 22 | ≤ 45 | 无 |
| 渗碳淬火 | $0.15 F_{\beta X}$ | | ≤ 6 | |

$$\therefore y_\beta = \frac{320}{\sigma_{H\text{lim}}} f_{\beta y} = \frac{320}{1035} \times 25.3 = 7.8\text{um} \quad (4.19)$$

$$\text{由式 (4.14)、(4.18)、(4.19) 得 } F_y = 17.5\text{um} \quad (4.20)$$

由式 (3.8)、(3.17)、(4.13)、(4.20) 得 $C_c = 0.5F_y + F_m / bC_r = 17.5 \text{um}$
 轮齿综合刚度 C_r ，查资料得 $C_r = 16 \text{N/mm} \cdot \text{um}$

4.4.1.3 鼓形中心的确定

很多资料都指出，一般鼓形齿的鼓形中心选在齿宽的中间

由图 4-8 可得鼓形半径

$$R_c = \frac{b_c^2}{2C_c}$$

4.4.1.4 修形前与修形后的受力分析

为了求出反应接触不均匀对载荷集中影响的关系式，我们假设载荷在齿宽上按 X 的 n 次指数分布，由于一端接触破坏了载荷在齿宽上均匀分布规律，而且使在齿面上最大的单位载荷有所增大。增大的程度取决于指数 n ，指数 n 受很多因素的影响，如材料、齿轮刚度、齿轮尺寸、齿面硬度和传递的载荷等。确定指数 n 的一般原则为^[38]：

- 当单位齿宽的载荷 $F_m / b \geq 80 \text{N/mm}$ 时，取 $n=2$
- 当单位齿宽的载荷 $F_m / b < 80 \text{N/mm}$ 时，其中又分：
 - 单位齿宽上的啮合误差 $F_y / b \geq 1 \text{um/mm}$ 时，取 $n=2$ ；
 - 单位齿宽上的啮合误差 $F_y / b < 1 \text{um/mm}$ 时，取 $n=1$

由式 (3.8)、(3.17) 可得 $F_m / b = 139.6 \text{N}$

所以 $n=2$ (4.21)

有效接触宽度 $b_{ca1} = \sqrt{\frac{n+1}{n} \cdot \frac{F_m b}{F_y C_r}}$

由式 (3.8)、(3.17)、(4.20) 可得 $b_{ca1} = 103.4 \text{mm}$ (4.22)

由式 (4.22) 可得太阳轮的载荷分布如图 4-5

对图 4-5

| | |
|------------------|------------------|
| 当 $x=0$ 时， | $W_x = W_{\max}$ |
| $x = b_{ca1}$ 时， | $W_x = 0$ |

则不难得出数学关系式分别为：

$$W_x = W_{\max} \left[1 - \left(\frac{x}{b_{ca1}} \right)^n \right] \quad (4.23)$$

指数 n 表示不均匀载荷在齿宽上分布规律的性质。它决定着载荷在齿宽上分布的均匀程度。很明显，作用在齿宽上的总载荷应等于外载荷，即

$$F_m = \int W_x dx$$

将式 (4.23) 代入 积分得

$$F_m = \int_0^{b_{ca1}} W_x dx = \int_0^{b_{ca1}} W_{\max} \left[1 - \left(\frac{x}{b_{ca1}} \right)^n \right] dx = W_{\max} \frac{n}{n+1} b_{ca1} \quad (4.24)$$

则图 4-5 情况下作用在单位齿宽上的最大载荷

$$W_{\max} = \frac{F_m}{b_{ca1}} \cdot \frac{n+1}{n} \quad (4.25)$$

由式 (3.8)、(4.21)、(4.22) 可得 $W_{\max} = 244.0\text{N/mm}$ (4.26)

所以齿轮在未修形时所受的力在齿宽上按最大值为 244.0N/mm，最小值为 0 的二次指数分布。

修形后的修形量补偿了啮合接触变形所引起的棱边现象，因此受力近似为均匀的。

4.4.2 齿圈的修形

当一对啮合轮齿的相对啮合误差 F_y 很小时，甚至为零，由式 (4.13) 可知，此时的鼓形量

$$C_c = 0.5F_y + F_m / bC_r \approx \frac{F_m}{bC_r}$$

为了避免由于接触变形所造成的相割导致载荷集中，仍需作适当的齿向修形，在这种情况下，倾斜几乎不存在，如进行鼓形修形，则鼓形量 C_c 不能被全部吸收，所以受载后的接触长度比较小，虽肯定比未修形齿的强度要好。但由于没达到全长接触，不能最大限度地发挥承载能力，所以采用齿端修形将比采用等半径的鼓形齿，优点更为突出。齿轮承载能力比起鼓形齿更大些，齿圈在受载下变形较小，因而齿圈选择齿端修形。

4.4.2.1 端部修形 b_a

(1) 西马克标准推荐： $2.2m \geq b_a \geq 0.1b$ m 为模数， b 为齿轮齿宽

(2) AGMA 标准推荐： $b_a = (0.1 \sim 0.2)b$

(3) 我国公式： $b_a = 0.1b$

以上公式对比结果相差不大，本文采用我国公式。

由表 4-1 得 $b_a = 0.1b = 0.1 \times 120 = 12\text{um}$

4.4.2.2 修形量 C_{ca}

修形的目的，正如前述，是为了补偿因啮合接触变形所引起的棱边过载现象。所以，它的修形量最小应等于接触变形量 δ_b

$$\delta_b = \frac{2T}{bdC_r}$$

为保险起见，取修形量 $C_{ca} = (1 \sim 1.5) \frac{2T}{bdC_r}$

由表 4-1 得
$$C_{ca} = 1.2 \times \frac{2 \times 2848092}{120 \times 354 \times 16} = 10.1 \mu\text{m}$$

对于端部修形后的齿面接触应力目前还没有统一的公式，所以无法得出准确的计算结果，从实验的数据和工作中积累的经验得出端面修形多采用如图 4-2 标准，此端面修形可得到相对理想的受力，改善棱边现象。

4.5 本章小结

本章在上一章的基础上对轮齿进行了齿向修形，阐述了齿向修形(鼓形修整和齿端修整)的原理，并计算出中心轮和齿圈的修形量，为下一章计算机仿真提供了数值依据。

第五章 中心轮的计算机仿真

对齿轮应力分析是直齿轮动态分析、故障诊断、齿形修形等分析的基础。在本章中，首先运用三维造型软件 SolidWorks 对修形后的中心轮进行建模；然后将其导入 ANSYS 中进行有限元分析；最后将中心轮轮齿优化设计的应力图与第三章理论设计的应力图进行比较，从而验证优化设计的齿轮是否合理。

5.1 中心轮三维模型

三维实体建模是目前产品设计的主流，在众多三维CAD软件(如Catia, Pro/E, UG等)。其中SolidWorks软件独树一帜，成为设计师首选的软件之一。该软件运用特征造型理念和基于Window系统设计的原创三维机械CAD软件，以其优秀的技术创新和卓越的性能赢得了设计师和机械工程师的喜爱。根据上章设计结果可得重型轮边减速器在中心轮SolidWorks中的模型如图5-1所示

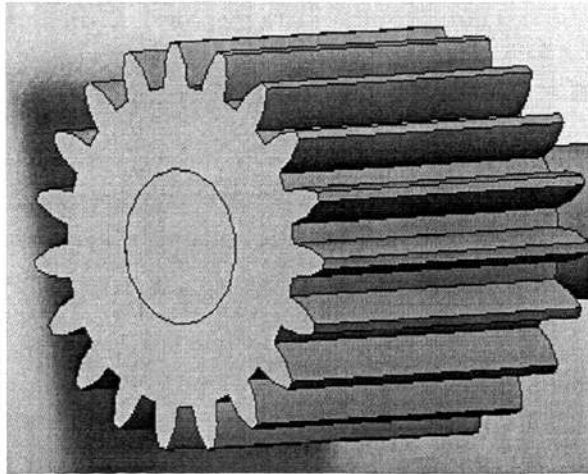


图 5-1 中心轮的 SolidWorks 模型

5.2 有限元方法概述

5.2.1 有限元分析流程

在应用有限元大型通用软件对结构进行有限元分析中，大量的工作是数据准备和整理计算结果。目前，许多软件都提供前后处理程序，自动生成有限元模型数据(尤其是几何数据)，自动处理分析结果数据并赋予图形显示。因此，有限元设计过程就是正确使用有限元分析软件的过程，典型的流程如图5-2所示^[10]。

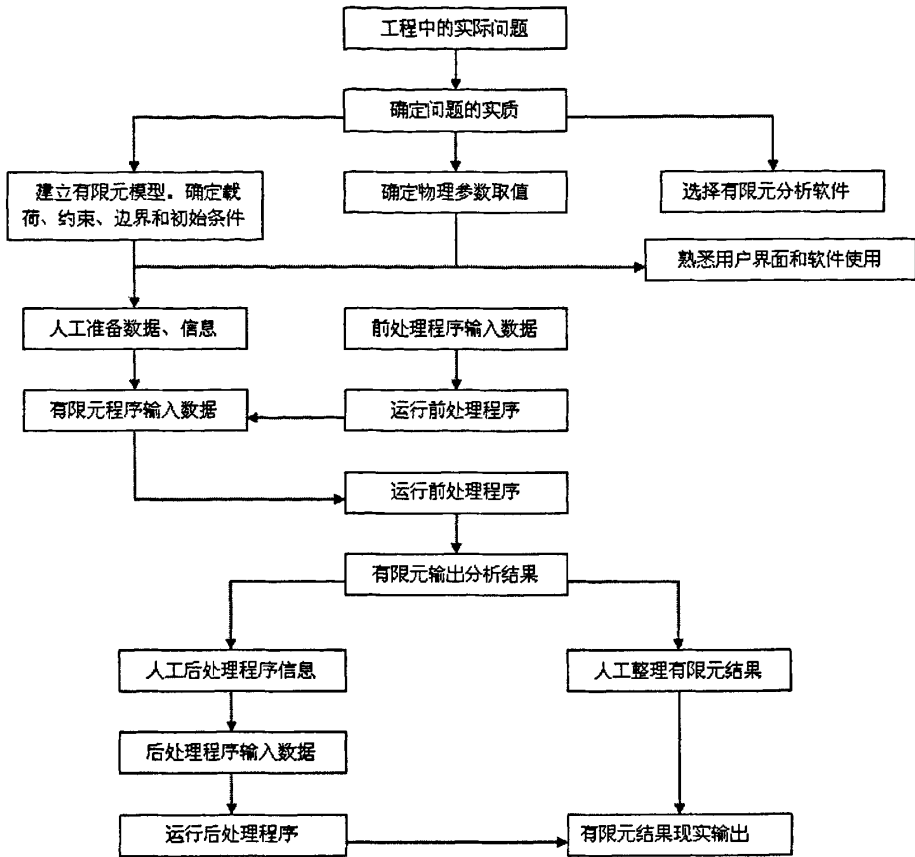


图 5-2 有限元分析流程示意图

5.2.2 有限元方法简介

有限单元法在目前的设计当中应用越来越广泛，它利用数值的计算方法近似求解实际中复杂的工程问题，这种分析方法主要通过计算机对问题近似逼近求解，有限单元法的思路就是将复杂的实际问题分解成一系列结构相对简单的单元来求解，单元之间通过一定得结构即节点相互连接起来，然后根据每一个单元的性质、特征来综合求解。由于对实际复杂的问题用一系列有限的单元划分，且每个单元的节点的数目也是有一定的，因此，称这种求解方法为有限元法。当今有限单元法在工程分析中应用非常广泛，比如弹塑性力学，断裂力学，流体力学，热传导等领域。“有限单元法”这一名称是1960年美国的Clough首先使用的，虽然有限元的概念早在40年代就有人提出，但由于当时计算机尚未出现，它并未受到人们的重视。随着计算机技术的发展，有限元法在各个工程领域中不断得到深入应用，现已遍及宇航工业、核工业、机电、化工、建筑、海洋等工业，是机械产品动、静、热特性分析的重要手段。四十多年来，有限单元法的应用

已由弹性力学平面问题扩展到空间问题、板壳问题，由静力平衡问题扩展到稳定性问题、动力问题和波动问题，分析的对象从弹性材料扩展到塑性、粘弹性、粘塑性和复合材料等，从固体力学扩展到流体力学、传热学、电磁学等领域^[4]。

有限元法分析计算的思路和做法具体如下。

(1) 物体离散化

将一个实际的工程结构，通过一定得方法，将其分解为许多单元，每一个单元又有一定的节点组成，单元之间有节点相连，根据问题的要求对单元进行材料属性，单元的实常数，单元的属性等进行设置，对于单元的划分，应根据实际情况，单元分的越细小，其越能接近实体模型，计算出来的结果也越接近实际变形，但有限单元法只是一个近似的划分，它的结构已不是物体的实际结构，物体的实际结构通过这些离散的单元以一定的方式组合起来，因此，对单元的划分是非常重要的步骤，划得不细，物体的结构表示的不准确，过细会占用计算机过多的资源，不利于计算。如果所选的单元合适，则计算的结果与实际的情况就比较相符。

(2) 单元特性分析

1. 位移模式

物体在受力作用下，它会沿力的方向有一定的位移，在有限元法中，由于把物体离散为许多单元，因此单元也会随着在力的方向有一定的位移，当物体离散后，物体变形的位移就可以通过节点的位移表示出来，通常我们将单元的位移表示坐标变量的函数，由变量函数求解物体的位移，一般我们把这种变量函数叫做物体位移函数。

2. 分析单元的力学性质

根据单元的材料性质、形状、尺寸、节点数目、位置及其含义等，找出单元节点力和节点位移的关系式，这是单元分析的关键一步。此时需要应用弹性力学中的几何方程和物理方程来建立力和位移的方程式，从而导出单元刚度矩阵，这是有限元法的基本步骤之一^[16]。

3. 计算等效节点力

物体离散化后，假定力是通过节点从一个单元传递到另一个单元。但是，对于实际的连续体，力是从单元的公共边界传递到另一个单元中去的。因而，这种作用在边界上的表面力、体积力或集中力都需要等效地移到节点上去，也就是用等效的节点力来替代所有作用在单元上的力。

(3) 单元组集

利用结构力的平衡条件和边界条件把各个单元按原来的结构重联接起来，形成整体的有限元方程：

$$Kq=f$$

式中， K 是整体结构的刚度矩阵， q 是节点位移阵列， f 是载荷阵列。

(4) 求解未知节点位移

解上面方程得出位移，这里可以根据方程组的具体特点来选择合适的计算方法。通过以上可以看出，有限元法的基本思想是“分一合”，分是为了进行单元分析，合是为了对整体结构进行综合分析。

5.2.3 有限元分析ANSYS软件

ANSYS软件是国际流行的融结构、流体、电磁场、声场和耦合场分析与一体的大型通用有限元分析软件，具有强大的前处理、求解和后处理功能。ANSYS软件从20世纪70年代至今，经过30多年的发展，已经发展成为能够跟上计算机硬件发展水平的功能完备的有限元软件系统，以为全球工业界所接受^[17]。它在工程上的应用相当广泛，在机械、交通、物理、土木、电子及航空航天领域使用，它能与多数CAD软件接口，如Pre/Engineer, NASTRAN, Alogor, I-DEAS, AutoCAD等，实现数据共享和交换，是现代产品中的高级CAD工具，也是迄今为止世界范围内惟一通过ISO9001质量体系认证的分析设计类软件。在ANSYS公司收购ICEM, CFX, CENTURY DYNAMICS, AAVID, THERMAL, FLUENT等世界著名有限元分析程序制造公司并将其产品和ANSYS整合，ANSYS实际上成为世界上最著名和有效的商用软件。

本研究就是利用SolidWorks强大的三维实体建模能力，建立起齿轮的三维实体模型。然后导入到有限元分析软件ANSYS中去，进行齿轮的仿真。

5.3 轮边减速器太阳轮的有限元分析

中心轮与行星轮是多齿对同时啮合，为了计算的方便，我们将整个齿轮切分，取在名义转矩下，参与接触啮合多对齿间的一个轮齿进行静态受力分析。为了保证计算结果的收敛、精确，我们划分网格的方法和原则同单齿对啮合时相同。ANSYS分析的固体单元类型、接触类单元型以及材料属性同单齿对时相同，由于有限元方法的求解是一种数值近似的求解方法，它的计算精确程度受网格密度的影响。太稀疏的网格表现出的齿面比较粗糙，而且会造成接触计算中的不收敛不能够计算出正确的结果：网格越密越能够表现真实的齿面的接触啮合情况，但是网格太密，在计算过程中需要很大的计算机内存、硬盘和计算时间，因此应根据产品的特点选择合理的分析方法。

5.3.1 几何建模

由于齿轮形状比较复杂，选择在三维CAD软件中进行建模，然后再导

入 Ansys 中。以下对太阳轮部分轮齿模型施加载荷并进行静态接触分析，基于齿轮的复杂结构，在不影响计算精度的前提下，做一些适当的简化是必要的。一则可以减少许多繁琐的工作，大大减少工作量，二则可以缩短设计周期，为进一步改善设计创造条件。在 SolidWorks 中通过切割、阵列等操作得到轮边减速器的齿轮，同时忽略较小的倒角、圆角和孔，并将轴与齿轮联接的齿面简化为圆柱面。在 SolidWorks 中生成齿轮模型后，将 solidwork 的零件存成，x-t 模型文件的形式，在 ansys 中 import 选 para 导入就可以了。如图 5-3 所示

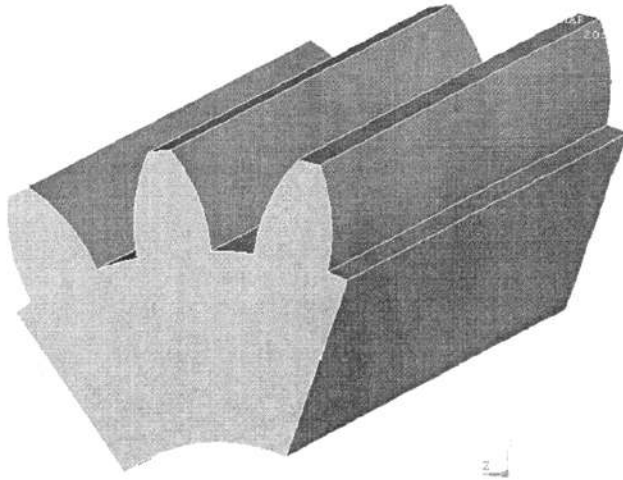


图 5-3 中心轮部分几何模型

5.3.2 材料属性

中心轮材料为合金钢 40CrMnMo，文中 40CrMnMo 可视为线弹性的各向同性材料，弹性模量 $E=210\text{GPa}$ ，泊松比 $\mu=0.3$ ，屈服强度为 1150MPa 。

5.3.3 划分网格

用有限元法进行三维弹性体的应力分析时，为了提高有限元法的计算精度，使所划分的单元能够大小分级和适应复杂的曲面边界，通常使用等参元，一般认为等参元具有较高的计算精度，也能适应复杂的几何形状，对于三维实体有限元模型，ANSYS 提供了四种单元形态：四面体单元、8 节点块体单元、10 节点四面体单元和 20 节点块体单元，根据研究所得，高次单元的精度优于简单单元，相同节点自由度的六面体单元的精度优于四面体单元。在有限元计算中，采用六面体单元计算时，节点比较少，而且精度比较高。在一般三维模型有限元计算时，首先应考虑使用六面体单元。在本文中由于齿轮模型结构比较复杂，属不规则模型，不易使用六面体单元，而是采用了 8 节点四面体单元 SOLID45，如图 5-4 所示^[11]。

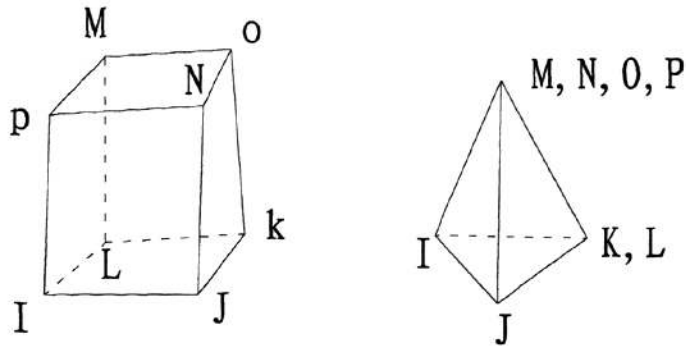


图 5-4 solid45 单元及其节点

在 ANSYS 中能自动划分齿轮模型的网格。但自动划分的网格不一定能完全满足要求所以采用映射网格划分，如图 5-5 所示

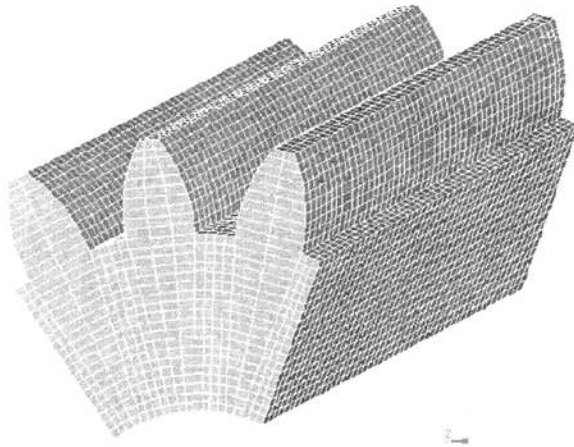


图 5-5 中心轮部分网格划分

5.3.4 施加载荷

5.3.4.1 作用于分度圆上载荷的受力分析

齿轮啮合时，外力的方向垂直于齿面，而在 ANSYS 中加载只能向 X、Y、Z 三个坐标方向加载。因而把加载在齿面接触线节点上的力 F_t 分解成法向力 F_n ，和径向力 F_r ，由于齿面间的摩擦里较小，在计算中忽略不计，所以^[26]

$$\left. \begin{array}{l} \text{圆周力} \\ \text{径向力} \\ \text{法向力} \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_t = \frac{2T}{d} \\ F_r = F_t \tan \alpha \\ F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} \end{array}$$

式中 F_t ——齿轮分度圆上的受力， α ——分度圆压力角；

T ——齿轮传递的名义转矩。

理论设计的中心轮在啮合作用下的受力如第四章计算所得 $F_t = 244 - \frac{244}{103}x^2$ ($0 \leq x \leq 103$)，即最大值为 244.0N/mm，最小值为 0 的二次指数分布，由于结构改进后修形量补偿了因变形而产生的误差，为了计算，近似修形后的齿轮受力是沿接触线均匀分布的，大小为 140.0N/mm 对于太阳轮轮齿采用内圈固定约束的方法。

5.3.4.2 作用于齿顶圆上载荷的受力分析

由加载分度圆上的受力可得加载于齿顶圆上的载荷为 $F_{t1} = \frac{F_t \cos \alpha}{\cos \alpha_a}$ (5.1)

$$\alpha_a = \alpha - \frac{S_a}{2r_a} \quad (5.2)$$

$$S_a = r_a \frac{S}{r} - 2r_a (\text{inv} \alpha_a - \text{inv} \alpha) \quad (5.3)$$

α_a ——载荷作用于齿顶是的作用角； r_a ——齿顶圆半径

S ——分度圆齿厚

由式 (5.1)、(5.2)、(5.3) 可得 $F_t = 101 - \frac{101}{103}x^2$ ，即最大值为 101 N/mm

最小值为 0 的二次指数分布，由于结构改进后修形量补偿了因变形而产生的误差，为了计算，近似修形后的齿轮受力是沿接触线均匀分布的，大小为 89N/mm

5.3.5 求解、输出结果

在施加载荷和约束后进行求解，求解完后，再进行后处理。完成这步后，所有的齿轮应力的计算过程就算完了。通过后处理，能看到载荷作用于轮边减速器太阳轮节圆上的仿真结果，如图 5-6、图 5-7 所示，在 ANSYS 完成计算后，就会自动地生成一个文本文件，所要的最后结算就记录在文件中。

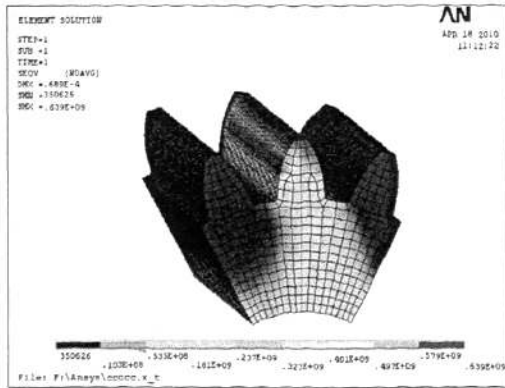


图 5-6 修形前在节点啮合处的应力云图

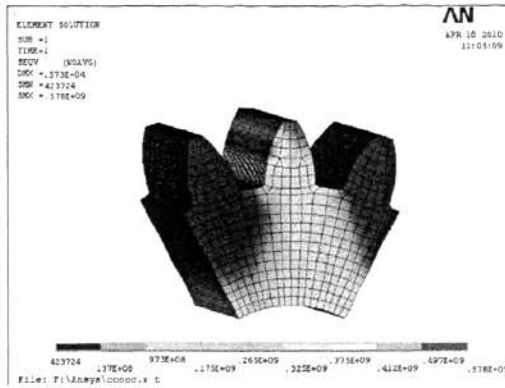


图 5-7 修形后在节点啮合处的应力云图

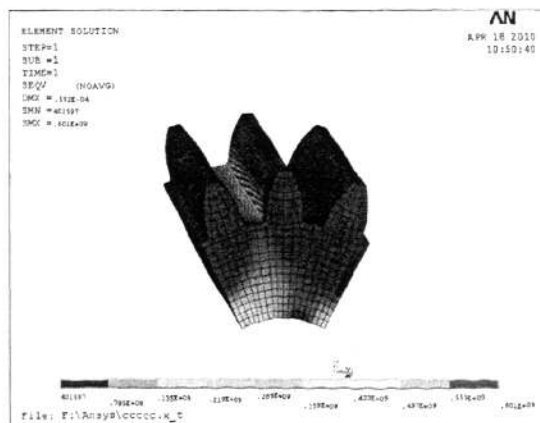


图 5-8 修形前在齿跟处的应力云图

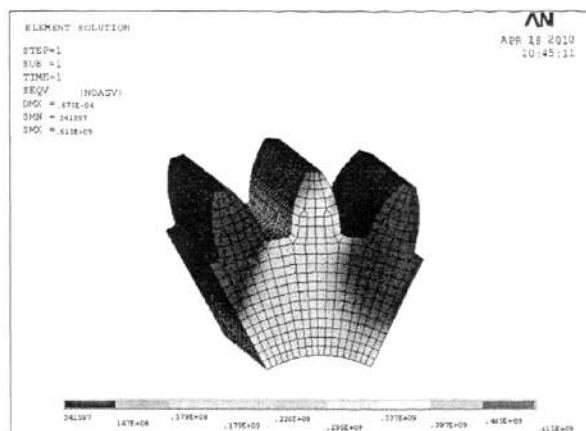


图 5-9 修形后在齿根处的应力云图

5.3.6 齿轮理论设计与修形后设计有限元分析结果比较

从应力云图5-6，图5-7得到理论设计的中心轮在啮合受力作用下，最大应力为 $0.639E+09$ ，齿根受力不均匀，有一定的偏载现象，经过修形后齿轮的啮合受力比较均匀，最大应力为 $0.578E+09$ ，比理论计算的结果偏小一些，都小于材料的屈服强度 $0.110E+10$ 。

在齿轮传动过程中，当载荷作用于单啮合区上界时，齿根上所受的弯曲应力最大，从应力云图5-8，图5-9可得齿轮在修形前最大弯曲应力为 $0.226E+09$ ，修形后齿根弯曲应力为 $0.219E+09$ ，小于传统算法的弯曲应力 $0.239E+09$ ，所以修形是安全可行的。

5.4 小结

本章是在以上章节理论设计的基础上，用ansys软件对中心轮进行仿真，通过对单对齿建立的实体网格模型。加载计算，得到了中心轮在啮合作用下理论设计和修形设计后的应力云图，并把它们的结果进行了比较。

第六章 总结和展望

本文以行星齿轮啮合知识为基础，对轮边减速器齿轮传动特性进行了设计和研究，对中心轮和齿圈进行轮齿修形，并应用计算机软件对中心轮进行了仿真，比较了理论设计与结构优化设计后的应力分布。

6.1 论文的主要工作与总结

本文研究的相关内容如下：

(1) 通过轮边减速器已知的工作条件，确定各部件的主要参数，对中心轮进行了接触疲劳强度和弯曲疲劳强度的校核，为了减少轮边减速器在工作条件下齿轮啮合过程中的齿向误差，分别对中心轮和齿圈进行了齿向修形。

(2) 本文分析了轮边减速器的设计参数，通过 SolidWorks 齿轮插件对轮边减速器的中心轮进行建模，并在 SolidWorks 界面中做了修改，获得了中心轮的三维参数化造型。

(3) 对有限元方法进行了介绍，把在 SolidWorks 中生成的齿轮模型导入到 Ansys 软件中，通过 Ansys 软件对中心轮进行了计算机仿真，并得到受力云图。

6.2 进一步的工作展望

本文的研究取得了一定的结果，对今后开发重型汽车的轮边减速器提供了一定的参考，但是由于本人专业水平有限且时间仓促，研究中难免存在一些不完善之处。

在当前工作的基础上，今后可以在以下方面继续展开：

(1) 为了分析问题和计算上的方便，本文在计算齿向误差时只考虑机件刚度与工作条件因素，并没考虑空间几何因素，在本文的基础上可以考虑加入空间几何因素的误差，使计算出齿向误差的结果更加准确和符合实际。

(2) 在对实体建模时，使用的是 SolidWorks 齿轮插件，获得的标准齿轮三维模型只能在 SolidWorks 界面下做近似修改，不能获得精准的实体模型，在进一步工作中可以考虑用计算机程序得出准确的齿廓形状，而后生成三维实体模型。

(3) 本文只是对齿轮单齿在额定功率下的静力分析，在本文的基础上可以进一步进行齿轮在多齿啮合下的动态分析，使计算结果更接近实际工况。

(4) 本文中对齿面接触线上的节点加载集中力。在计算中，加载点周围会产生应力集中，特别是当加载点靠近齿根时，靠近加载点的齿根部分

受集中力的影响，此处的应力值将变的很大，以至于不能反映齿根的真实应力。在进一步的工作中应考虑更好的加载方式来克服这个问题。

攻读硕士学位期间发表的论文

- 1、尹道骏，高荣慧，缪玉桂. 基于载荷下的汽车轮边减速器太阳轮齿向误差的研究，现代制造技术与装备，2009年6月，33-34

参考文献

- [1] 李明. 风电增速箱斜齿轮齿向修形研究[D], 大连理工大学 2008
- [2] 李卫民, 杨红义. ANSYS 工程结构实用案例分析[M], 化学工业出版社 2007
- [3] 江先宝. 微型电动汽车用轮边驱动系统的设计与研究[D], 同济大学 2009
- [4] 邓凡平. ANSYS10.0 有限元分析自学手册[M], 人民邮电出版社 2008,4
- [5] 高荣慧, 尹道骏. 基于载荷下的汽车轮边减速器太阳轮齿向误差的研究[J], 现代制造技术与装备 2009,6. 33-34
- [6] 张展. 减速器设计选用手册, 上海科学技术出版社 2002
- [7] 程乃士. 减速器和变速器设计与选用手册[M], 机械工业出版社 2007
- [8] 李敦信. 高速齿轮修行[M], 上海科学出版社 1985
- [9] 李长春. SolidWorks2007 基础教程[M], 北京大学出版社 2009
- [10] 王龙宝. 齿轮刚度计算及其有限元分析[D], 江苏大学
- [11] 商跃进. 有限元原理与 ANSYS 应用指南[M] 清华大学出版社 2005 43-45
- [12] 瞿铁, 徐为民, 郭予康. 低速重载渐开线齿轮的试验研究, 矿山机械 [J] 1996.9 43-44
- [13] 舒瑞龙. 基于 ANSYS 的行星齿轮传动设计分析[D], 贵州大学 2007.5 6-8
- [14] 汪强, 周锦进. 齿轮修形技术及工艺的发展[J] 机械工程师 2002, 2 5-7
- [15] 张展. 齿轮减速器现状及发展趋势[J], 水利电力机械 2001, 2
- [16] 谭建. 使用 ANSYS 进行有限元分析[M] 北京大学出版社 2002
- [17] 刘涛. 精通 ANSYS[M], 北京大学出版社 2002
- [18] 王生南, 面向对象的有限元软件技术[J], 机械科学与技术 2000, 7. 103-105
- [19] 兆文忠, 大型有限元软件应用浅谈[J], 大连铁道学院学报 2000, 3 .1-6
- [20] 迟毅林主编. 计算机辅助设计技术基础[M], 重庆大学出版社 2000, 8
- [21] 罗天洪主编. 计算机辅助设计与应用[M], 重庆大学出版社 2009
- [22] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M], 高等教育出版社 2004, 5
- [23] 刘惟信. 汽车设计[M], 清华大学出版社 2001, 7
- [24] 段建平, 张友文. 齿轮修形的设计[J], 山西机械 2002, 2
- [25] 饶振纲. 行星齿轮传动设计[M], 化学工业出版社 2003

- [26] 郑文伟, 吴克坚. 机械原理[M], 高等教育出版社 2004, 2
- [27] 唐增宝, 钟毅芳. 修形齿轮的最佳修形量和修形长度的确定[J], 华中科技大学学报, 1995, 2 125-128
- [28] 朱传敏, 齿轮修形曲线优化设计[J], 山东工业大学学报, 1998, 2
- [30] Lee C.W. Influence of Linear Profile Modification and Loading Conditions on the Dynamic Tooth Load and Stress of High-contact-Ratio Spur Gears. J.Mech.Des.Trans. ASME, 1991, 473-480.
- [31] Lin H.H., Lee C.W., Oswald F.B Computer Aided Design of High-Contact-Ratio Gearsfor Minimum Dynamic Load and Stress. J.Mech.Des.Trans. ASME, 1993, 171—178.
- [32] Maruyama, N.K.Inoue. Optimum Modification of Gear Tooth Surface to Achieve Silent, Tough Automobile Transmissions Of the International Power Transmission and Gearing Conference, 1989, 899—905.
- [33] Gopinath G . Analysis of Geared Shafts Using Finite Element Techniques. Master's Thesis, The Ohio State University, 1998.
- [34] Dudley B.W. Hand Book of Practical Gear Design. New York, McGraw-Hi ll Co, 1984.
- [35] M.Ceilik. Comparison of three teeth and whole body midels in spur gear analysis, Mechanism and Machine Theory. 1999,34
- [36] Kierkegaard H. Ship bow response in high energy collisions. Marine Structure, 1993, 6 359~365
- [37] Ito H, Kondo K, Yoshimura N, et al. A simplified method to analyse the strength of double hulled structures in collision, J.Society of Naval Architects of Japan, 1984, 283—289
- [38] 宋乐民. 齿形与齿轮强度[M], 国防工业出版社 1987
- [39] 鞠彦忠. 材料力学[M], 华中科技大学出版社 2008
- [40] 江耕华主编. 机械传动手册[M], 煤炭工业出版社 1990

重型汽车轮边减速器研究

作者: [尹道骏](#)
学位授予单位: [合肥工业大学](#)

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_Y1700039.aspx

授权使用: 上海海事大学(wf1shyxy), 授权号: 7ffabe0b-3998-4cf9-8de8-9e5300baf1c9

下载时间: 2010年12月21日