

大连理工大学

硕士学位论文

塑料3K-II型微行星齿轮减速器设计方法与注塑成型技术的研究

姓名：孙炜

申请学位级别：硕士

专业：机械制造及其自动化

指导教师：宋满仓

20090601

摘 要

微机械是面向 21 世纪的新科技，对人类未来社会具有重要影响。微行星齿轮减速器是微机械驱动器的重要组成部分。为了实现微机械的轻量化以及促进微行星齿轮减速器的批量生产，本文以塑料微行星齿轮减速器为研究对象，对 3K-II 型微行星齿轮减速器的结构组成、运行原理以及设计依据与方法进行了详细的分析，对其可能工作条件下的力学性能进行了计算，并设计制造了该微行星齿轮减速器中固定内齿轮与输出内齿轮的注塑成型模具，最后对固定内齿轮与输出内齿轮的注塑成型工艺参数设置进行了预测。论文的主要内容如下：

(1) 以角度变位的方法设计了模数 0.2mm、机构外形尺寸 10mm 的塑料微行星齿轮减速器。借鉴已有的金属微行星齿轮减速器的设计方法，对其进行了验证并加以改进，引入合理的齿形修正方法，构建了塑料微行星齿轮减速器的立体装配模型。

(2) 选用聚甲醛作为塑料微行星齿轮减速器的制造材料，应用修正公式计算了塑料微行星齿轮减速器中转速最高的太阳轮的强度，并使用 Ansys 软件对组成塑料微行星齿轮减速器的各齿轮进行力学性能分析，研究所设计的塑料微行星齿轮减速器所能承受的极限工作条件和使用寿命，为塑料微行星齿轮减速器以后的应用场合提供相应的理论依据。

(3) 对于该微行星齿轮减速器中的固定内齿轮与输出内齿轮，设计制造了其注塑成型模具。模具型腔设计采用镶拼的方式。为了使塑料微行星齿轮减速器具有足够的强度，塑料齿轮的厚度大于 1mm，因此注塑成型模具的型腔镶块没有采用光刻技术进行加工，而是使用放电加工中的线切割加工方式。

(4) 使用 Moldflow 软件对塑料微行星齿轮减速器中的内齿轮的微注塑成型过程进行模拟，以对微注塑成型过程中可能产生的缺陷进行预测，分析其产生条件与形成机理，找出影响制品质量的关键因素及其作用关系。

关键词：微行星齿轮减速器；3K-II 型；注塑成型

Study of Design Method and Injection Molding Technology for Plastic 3K-II Micro Planetary Gear Reducer

Abstract

Micro machine is one of the most promising technologies and will have significant effect on our society in the future. Micro planetary gear reducer is the main component of the diver for micro machine. In order to make the weight of micro machine light and to improve mass production of micro machine, the plastic micro planetary gear reducer is researched in this thesis. After detailed analysis of composition and operating principle of micro planetary gear reducer, specific structure of the 3K-II planetary gear reducer is determined. And the strength of the designed 3K-II planetary gear reducer is calculated by both experienced formula and software simulation. Then a set of injection mold for manufacturing the fixed internal gear and the output internal gear is designed. The proper processing parameters are also studied by simulating the injection molding course of the fixed internal gear and the output internal gear.

Firstly, angular displaced method is adopted to design the micro 3K-II planetary gear reducer. And parameters of the micro gears in micro 3K-II planetary gear reducer whose modulus is 0.2 mm having a figure of 10 mm are computed. The previous design method for metal micro planetary gear reducer is checked and improved, and proper correction for the gear profile is introduced. A three-dimensional assembly model for the 3K-II planetary gear reducer is established in Pro-E software to verify the operation of the designed 3K-II planetary gear reducer.

Secondly, after choosing POM as the material for the micro planetary gear reducer, the experienced formula are corrected to compute the strength of the sun gear which has the highest rotating velocity among the micro planetary gear reducer. And then the mechanical performance of the whole the micro planetary gear reducer is analyzed in ANSYS software. The strength analyses provide reference for application of the plastic the micro planetary gear reducer.

Thirdly, the injection mold for manufacturing the fixed internal gear and the output internal gear is designed. The thickness of the plastic gear is more than 1 mm in order to make the micro planetary gear reducer have enough strength, so the inserts for the mold cavity are processed by wire cutting, in stead of by lithography class technology.

Finally, the injection molding course of the plastic internal gear is simulated by using Moldflow software to forecast possible molding defects and to determine the most appropriate processing parameters for improving the molding quality.

Key Words: Micro Planetary Gear Reducer ; 3K-II Type ; Injection Molding

大连理工大学学位论文独创性声明

作者郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下进行研究工作所取得的成果。尽我所知，除文中已经注明引用内容和致谢的地方外，本论文不包含其他个人或集体已经发表的研究成果，也不包含其他已申请学位或其他用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

若有不实之处，本人愿意承担相关法律责任。

学位论文题目：塑料3K型微行星齿轮减速器设计方法与注塑成型技术研究

作者签名：孙焱 日期：2009年7月14日

大连理工大学学位论文版权使用授权书

本人完全了解学校有关学位论文知识产权的规定，在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于大连理工大学，允许论文被查阅和借阅。学校有权保留论文并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，可以将本学位论文的全部或部分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和汇编本学位论文。

学位论文题目：塑料3K型行星齿轮减速器设计方法与注塑成型技术的研究

作者签名：孙焱 日期：2009 年 7 月 14 日

导师签名：宇满乞 日期：2009 年 7 月 14 日

1 绪论

1.1 工程背景

微机械是一门节能、低耗和技术密集型的高新技术。由于微机械具有微小外形及其操作尺度极小的特点，受到工业发达国家的科技界、产业界和政府部门的高度重视，且投入较大的人力和物力进行研究和开发。早在 70 年代，随着集成电路刻蚀技术的发展，人们开始在一片很小的硅片上制造出新型的微机械，例如各种微传感器等。此后，科研工作者们又相继制造出微电动机、微型齿轮、微型弹簧、微型涡轮、微型连杆机械以及微型滑块机构等各种微机械。微机械是当今社会生产力发展的必然产物，将在国民经济、国防和科学技术等许多方面具有广阔的应用前景。

机器通常是由原动机、工作机和传动机构三部分组成的。微型机器的组成也是如此。实现微型机器的重要课题之一便是如何使原动机之一的电动机和动力传递机构等部件更加微型化。换言之，微型电动机和微型齿轮机构的出现，为微型机器的研制与实现奠定了重要的基础。

行星齿轮机构是一种已获得日益广泛使用的动力传递机构。该齿轮机构使用多个行星轮来进行功率分流，从而有效地提高了承载能力。行星齿轮机构具有结构紧凑、重量轻、体积小、且能传递较大扭矩的特点，因此微行星齿轮减速器在微机械领域将受到广泛的应用，不少工业发达国家都很重视其研究和开发。

微齿轮的制造材料以往多采用金属或硅。但微小机构在真空或没有润滑油的条件下运行时，金属材料或硅基材料的微小构件会很快磨损或因滑动接触表面间的摩擦而出现粘结失效；聚合物材料则由于具有自润滑的特性，摩擦系数小并且耐磨损，非常适合于无润滑油的工作场合，是理想的抗磨减摩材料。而且采用聚合物材料制作的微小机构能够在降低摩擦能耗的同时大幅度地减轻机构的重量，这正是微机械所希望具有的特点。因此本文将塑料材质的微行星齿轮减速器的研究作为课题的主体内容。

1.2 微注塑成型技术的特点

聚合物材料的自润滑、耐磨损、耐腐蚀、比强度高优点，使得具有高效、批量制造优势的注射成型技术成为微成形技术的主要分支，在微型医疗仪器、微型光学仪器、微型传感器、磁盘读写装置、喷墨打印等微电子机械系统领域得到了广泛的应用^[1-5]。

自 80 年代末以来，微注射成型技术在现代加工技术，尤其是微细加工技术的基础上快速发展起来。微注射成型制件在医疗、信息、汽车工程、自动化、环境与安全和日常生活等领域的应用每年以 20% 的速度增长。目前已商品化的微型注射制品主要有微流

控生物分析芯片、手机导光板、插头式光纤连接器、微型齿轮、微泵、硬盘的读写磁头、温度压力传感器、CD 盘等。

应用微注射成型技术模塑的制品可以分为以下三类：(1) 微注射模塑的制品；(2) 带有微结构部分的注塑制品；(3) 具有微米精度的制品。其中，微注射模塑制品是指尺寸为微米级、质量为毫克级的注塑制品；带有微结构的注射制品则指制品的外形尺寸为常规尺寸，但局部结构的尺寸达到微米级；而具有微米精度的制品则没有尺寸方面的限制，但有严格的制造公差。以下从微型注塑机、微注射工艺、微型模具制造技术和应用方面对微注塑成型技术的特点做简要介绍。

1.2.1 微型注塑机

与传动注塑成型技术相比，微注射成型技术对生产设备有许多特殊要求，主要表现在以下几个方面：

(1) 高注射速率。微注射成型零件质量轻、体积小，注射过程要求在短时间内完成，以防止熔料凝固而导致零件欠注，因此成型时要求注射速度高。传统的液压驱动式注塑机的注射速度为 200mm/s，电气伺服马达驱动式注塑机的注射速度为 600mm/s，而微注射成型工艺通常要求聚合物熔体的注射速度达到 800mm/s 以上，利用聚合物熔体的剪切变稀原理，以高注射速度降低熔体的粘度，使其顺利充填微尺度型腔。

(2) 精密注射量计量。微注射成型零件的质量仅以毫克计量，因此微型注塑机需要具备精密计量注射过程中 1 次注射的控制单元，其质量控制精度要求达到毫克级，螺杆行程精度要达到微米级。

(3) 快速反应能力。微注射成型过程中注射量相当微小，相应注射设备的螺杆/柱塞的移动行程也相当微小，因此要求微型注射机的驱动单元必须具备相当快的反应速度，从而保证设备能在瞬间达到所需注射压力。

微型注射机是微注射成型技术的研究重点，欧洲、日本和美国的一些公司与科研机构合作开发了各类型专用微型注塑机。德国 Dr.BOY 公司开发的锁模力为 120kN 的 boy12A 螺杆式微型注射机，螺杆直径小于 14mm，注射量仅为 0.15g，利用多腔模具，单个塑件的质量可小到 0.0015g。美国 Medical Murray 公司开发的锁模力为 0.4~1.7t 的 Sesame 柱塞式微型注塑机，塑化柱塞直径小于 10mm，计量与注射柱塞直径小于 1.0~3.5mm，注射量为 0.082~0.580g，它可制造壁厚只有 0.025mm、面积 0.26~26mm²、质量只有 0.01mg 的塑件。英国 MCP 公司的 12/90HSP 螺杆柱塞混合式注射机，锁模力为 9t，塑化螺杆直径为小于 16mm，注射柱塞直径为小于 10mm，最大注射压力为 125MPa，可成型 0.02~12.00g 的微型零件。德国亚琛理工大学 (RW TH Aachen) 的塑料加工学院

(IKV) 与 Ferromatik Milacron 公司合作, 为了减少微注射过程中塑料的使用量, 开发了 1 种螺杆与柱塞复合式微型注射机系统, 注射量为 0.1~4.0g。

1.2.2 微注射成型技术与工艺控制

由于微注射成型的是质量为毫克级的制品, 如果采用普通浇注系统来注塑制品, 即使是作了最优化改进后, 浇注系统所用的物料质量与制品质量相比仍然很大, 造成原材料的浪费, 所以宜采用热流道浇注系统。

目前, 微注射成型技术与工艺具有如下特征:

(1) 安装变温系统。在微注射成型过程中, 模具温度直接影响到注塑制品的质量和生产效率。对于不同的塑料, 模具的温度有不同的要求。安装变温系统即是使模具在注射成型前被加热到塑料的熔融温度, 在模具型腔被塑料熔体充满后, 迅速使模具冷却到塑料制品的脱模温度。变温系统由外部和内部两个部分组成, 外部一般用水循环冷却系统使整个模具保持恒定温度; 内部可以用电加热元件使模具温度快速被加热至塑料的熔融温度以上。模具温度的变化通常采用热电偶来检测。

(2) 安装抽真空装置。排空型腔附近的空气, 可以避免型腔盲孔处的燃烧室效应, 有利于塑料熔体的填充。当采用抽真空装置时, 如果模具的浇注系统使用了热流道结构, 则由于抽真空, 塑料熔体会发生在注射之前被拖曳的现象, 因此模具需要设置一个对热流道浇口进行定时开闭的控制装置。

(3) 模具制造精度要求高。如模具镶件、推杆、密封连接件等的制造公差都需要很高的精度要求。模具的制造精度要求高达 $1.0\ \mu\text{m} \sim 0.1\ \mu\text{m}$ 。

1.2.3 微型模具制造技术

微型模具制造难点在于微小型腔或微小凸凹结构的加工。目前用于微型模具型腔制造的相关技术, 按其加工方式的不同可分为 3 种类型。

(1) 光制作技术。如 LIGA 技术, X 射线光刻技术、电子束光刻技术、激光加工技术和蚀刻技术等。目前光制作技术中应用比较广泛的是 LIGA 技术, LIGA 取自德文缩写: LI (Lithography) ——光刻, G (Galvanik) ——电铸, A (Abformung) ——模铸。应用 LIGA 技术可加工出具有高深宽比 (纵横比) 和高精度的微结构零件, 且加工温度较低。它不仅可成型纳米级尺度的微小结构, 而且还能制造大到毫米级尺寸的微型结构, 因此非常适用于微型模具制造。

(2) 微机械加工技术。如微车削、磨削和铣削加工等。微机械加工技术一般用于毫米量级零件的加工, 其加工精度可达 $0.1\ \mu\text{m}$ 以下。微机械加工零件的几何结构通常都是回转体或平面等比较简单的形体。用于车削、磨削和铣削的刀具通常是单晶体钻石,

其切削刃可以被磨得非常锋利，圆度误差小于 $0.02\ \mu\text{m}$ 。或者用方形、梯形及半圆的钻石刀具。目前研究最多、最成熟的是超精车削。

(3) 微细放电加工。例如电火花加工 (EDM)、电火花线切割加工 (WEDM)、线电极电火花磨削 (WEDG) 等。对于原材料不适合传统机械加工或者只允许在工件上施加非常小的工作压力时，可以用微细放电加工的方法来成型。微细放电加工的基本过程是用一个微小工具电极沿着零件的被加工外形移动，利用微细火花放电将工件加工成所需形状的一种特种加工方法。

1.3 微注塑成型技术的国内外研究现状

随着微机电的发展，国内外学者专家针对微注塑成型技术进行了大量的理论分析和试验研究。国外学者将研究重点放在微注塑成型的实验研究上，通过对带有微结构的零件或微小零件的注塑成型进行大量的实验，总结出微注塑成型技术中影响制品质量的各个关键因素及它们的对制品质量的影响，从制品的材料、成型参数、模具的设计、模具内型腔表面粗糙度等方面进行了细致地分析。相比国外学者，国内学者的研究重点主要放在对微注塑成型的理论分析上，对于微注塑成型技术的实验研究则不够深入，需要针对微注射成型的工艺参数进行进一步系统地研究，以获得影响微塑件成型质量的工艺参数主次顺序和最优水平组合，从而提高微塑件的成型质量和微塑件的实际生产提供技术指导。

1.3.1 国外研究现状

美国的 Despa M S 等^[6,7]针对具有高深宽比的微结构塑件成型工艺进行了试验研究，提出模具温度是影响微结构填充率的重要工艺参数，注射速度是次要工艺参数；在模具温度升高到材料熔点时，微结构的填充率与注射速度无关；提高注射速度有利于提高填充率和减小收缩。

美国的 Yu L Y 等^[8]研究了具有微小结构的塑件成型过程，获得了模具温度、注射速度、材料特性和微通道位置与微通道中熔体填充距离之间的影响关系；指出分别提高注射速度和模具温度，微通道中熔体填充距离均呈增加趋势；聚丙烯 (PP) 材料的填充长度明显大于聚甲基丙烯酸甲酯 (PMMA) 材料。

德国的 Lei Xie^[9]对微注塑成型过程中产生的熔接痕进行了试验研究，以找出熔接痕对于塑件的机械性能的影响。采用带有红外热成像测温系统的可视化模具，改变注塑成型参数，进行多组试验，结果表明，模具温度是影响充模的最重要因素，当模具温度低于熔体材料的玻璃体转变温度时，熔体无法充满型腔。

德国的 Piotter V 等^[10]在大量试验的基础上, 获得了模具温度设置与材料性质的关系。对于无定型聚合物(如 ABS, PMMA, PC 等), 模具温度要高于材料的玻璃化转变温度; 对于结晶型聚合物(如 POM, PA 等), 模具温度通常要达到材料的熔点, 在多数情况下聚合物熔体在微注塑成型机喷嘴出的温度要达到材料成型温度的上限。

德国的 Kukla C 等^[11]指出为了保证微塑件的成型质量, 模具温度与传统注塑成型相比必须有所提高。同时提出, 模具间隙在 $5\mu\text{m}$ 以上时不需要预先排气, 只有当模具间隙小于此值或有盲孔等结构时才需要主动排气。

英国的 Sha B 等^[12]通过具有三种微结构(孔、齿轮和针状)的塑件成型工艺试验研究, 提出模具温度在传统注塑成型温度范围内时, 微结构成型质量随料筒温度、模具温度和注射速度的增加而提高, 且与浇口位置有关, 而与微结构之间距离无关。

日本的 Osamu Murakami 等^[13]对带有微小 V 形槽特征的微注塑成型的影响因素进行了试验研究。V 形槽深度为 20 微米, 槽宽 50 微米, 分别使用 4 种不同分子量的聚合物, 对熔体温度、模具温度、注射速度和保压压力设置三组不同参数, 试验结果表明, 模具温度对于不同分子量的聚合物的成形精度的影响最明显。

日本的 Takanori Katoh 等^[14]在微注塑成型过程中加入 CO_2 气体作为增塑剂以增加聚碳酸酯熔体的流动性, 实验中得到了很高的复制精度。实验表明, 注塑成型过程中使用 CO_2 气体可以成型深宽比为 2 的微结构塑件, 而不使用 CO_2 气体时只能成型深宽比为 0.1 的微结构塑件。

韩国浦项工业大学的 B.K. Lee 等^[15]对使用微注塑成型技术制造微流控芯片的复制精度进行了试验研究。微注塑模具内部镶块使用镍作为制造材料, 使用非接触式测量系统来测量复制精度有关影响因素, 这些因素包括模具温度、注射压力和注射速度, 试验表明, 注射速度对于该模型复制精度的影响最大。

新加坡的 P.C.Yu 等^[16]对微型粉末注塑成型进行了试验研究。粉末材料使用 Y-TZP 陶瓷材料, 粉末颗粒大小为 50nm, 以 3mm 大的微齿轮为研究对象, 并将微型粉末注塑与传统的粉末注塑技术从各个方面进行了比较, 文章最后指出, 这一技术将来可以实现制造具有小到 0.5 微米的微结构零件。

新加坡的 H.L.Zhang 等^[17]对微注塑成型时模具型腔表面粗糙度对充模的影响进行了研究。研究表明, 模具型腔表面粗糙度能够阻碍注射成型时熔体的充模, 改变注射速度粗糙度对于充模的影响没有明显变化, 而提高模具温度可以降低表面粗糙度对于充模的影响, 改变熔体温度不能降低型腔表面粗糙度对于充模的影响。

1.3.2 国内研究现状

清华大学的吴英等人^[18]基于深刻蚀技术和金属电镀技术,利用感应耦合等离子体刻蚀设备进行硅刻蚀,将刻蚀后的高深宽比图形作为模具进行电镀,然后选用 XeF_2 刻蚀技术去除硅,从而得到具有深宽比为 6、厚度为 $200\mu\text{m}$ 、宽度为 $30\mu\text{m}$ 的三维螺旋微结构金属模具。

大连理工大学的于同敏等人^[19]对微注塑成型过程中塑料熔体的流变特性与传热行为、模具微型腔的准 LIGA 加工技术、微型注塑模具设计制造技术以及微注塑成型技术进行了研究。

中南大学的蒋炳炎等人^[20]对聚合物熔融塑化技术在微注射成型中的重要性进行了阐述,比较了当前出现的柱塞式塑化、螺杆式塑化、电磁动态塑化及超声塑化等 4 种聚合物的熔融塑化方式,分析了未来微注射成型中聚合物熔融塑化技术的发展趋势。

四川大学的刘方辉等人^[21]综述了近年来注塑成型技术的发展状况,介绍了新型气辅注塑成型、多组分注塑成型、粉末注量成型、微孔发泡注塑成型、微注塑成型等技术的特点及最新动向。

上海交通大学的胡广洪等人^[22]利用经典成核理论模型对微细发泡注塑成型的成核机理进行了深入的分析,总结了经典成核理论与实际成核过程存在的差异。主要考虑了聚合物成核前后自由能的改变,并将改进的成核理论模型应用于 PS / N_2 发泡模型中,分析结果表明:修正的成核理论模型能够很好地描述聚苯乙烯的成核过程。

华南理工大学的姜爱菊和吴宏武^[23]从微注塑设备、成型模具、成型材料、成型工艺控制以及质量表征等方面综述了微注塑技术的最新进展,并对微注塑技术的发展趋势作了分析。

江苏大学的王雷刚等人^[24]对微孔塑料注塑工艺过程及设备进行了简要介绍,重点分析了微孔注塑工艺与传统注塑工艺的特点和适应性,阐述了微孔注塑计算机辅助工程分析模型与分析过程。

中原大学的陈夏宗等人^[25]利用电磁感应加热技术结合水冷却以达到微结构注塑成型中的快速模具温度控制。实验结果成功利用快速模具温度控制技术将模具温度从 60°C 提高至 140°C 仅需 3 秒。

台湾龙华科技大学的沈永康等^[26]采用 Taguchi 试验设计方法与数值模拟相结合,对圆柱微齿轮在充模阶段的工艺参数进行了研究。提出模具温度对微塑件成型质量的影响最重要,模具温度要高于聚合物的玻璃化转变温度;与聚苯乙烯(PS)和聚碳酸酯(PC)相比,聚甲基丙烯酸甲酯(PMMA)材料的微塑件成型质量较高。

台湾成功大学的 Chang P C 等^[27]设计了用于注塑模具的红外线快速表面加热系统,该系统采用 4 个红外线卤素灯(1kW)作为辐射源加热模具型腔。若采用球形反射器,模具可在 15s 内从 83°C 加热到 188°C,且模具较高温度为加热表面的中心位置。

台湾成功大学的 W.B.Young^[28]提出了一种模拟成型微通道件的二维简化数学模型。采用此模型分析得知:熔体的填充长度随着微通道宽度的增加而显著增加,并且,减小成型产品的厚度也可以提高微通道内的填充长度。

台湾的 A.C.Liou 和 R.H.Chen^[29]验证了模具温度是影响微通道填充的重要因素。通过对 PMMA 材料的注射填充发现:当模具温度为 92°C 时,即使注射压力提升到 140MPa 也填充不满微结构;当温度升到 120°C,在压力很小的情况下就能成型出质量非常好的微结构。但是当温度升到 160°C 时,塑件局部就会出现凸起,即缩痕缺陷。

1.4 微注塑成型技术中存在的问题

微注塑成型技术是当前塑料成型技术研究的热点之一。作为一门新兴的精细微零件制造技术,微注塑成型技术已经受到各国政府和研究部门的高度重视,并投入了大量的人力、物力,取得了一定的研究成果。然而,微注塑成型技术还存在着以下亟待解决的诸多技术问题:

(1) 在微注塑成型过程数值分析和成型工艺参数设置时,仍然采用传统粘度模型,尚没有能够准确表征微尺度下熔体流变特性的粘度模型及数据,从而使数值模拟得出的速度场、温度场及应力场等的准确性不高,从而影响微塑件质量预测精度。微尺度下熔体粘度模型的研究还未见报道。

(2) 微注塑成型中通常采用较高的注射压力,这将导致在型腔壁面处熔体的剪切应力将远高于聚合物材料发生壁面滑移的临界剪切应力,目前缺乏对微尺度下熔体壁面滑移现象的系统分析,因此微尺度下熔体壁面滑移问题有待深入研究。

(3) 微注塑成型熔体充模流动分析时,聚合物熔体与型腔壁面间的对流换热系数计算不够准确,通常将对流换热系数设为常数,这会导致分析结果误差较大,而这一问题尚未很好地解决。深入研究微尺度下熔体与壁面间的对流换热,对提高微注塑成型过程中热传递分析的准确性非常重要。

(4) 现有的材料流变性能测量技术还很难满足微尺度下的测量要求,导致微尺度下聚合物熔体流变数据的相对缺乏。这一问题不仅关系到微塑件的质量预测精度,而且影响到微注塑模具的设计优化和成型工艺参数的合理设置。

(5) 传统的注塑成型商业模拟软件是基于传统注塑成型基本理论开发的,在其模拟过程中通常忽略壁面滑移、非等温特性等因素的影响。在微尺度范围内,这些因素的作用

用程度将发生变化。如果直接采用这些商业软件进行微注塑成型过程模拟及微塑件的质量预测，可能会导致计算结果不准确。

1.5 课题研究的主要内容

本文以微行星齿轮减速器为研究对象，对其结构组成、运行原理以及设计依据与方法进行了详细地论述；并对其可能工作条件下的力学性能进行了分析；设计制造了该微行星齿轮减速器中固定内齿轮与输出内齿轮的注塑成型模具；最后对固定内齿轮与输出内齿轮的注塑成型过程进行了软件模拟，以期做为微小塑件设计制造的一个基础研究。主要内容与方法如下：

(1) 以角度变位的方法设计了微行星齿轮减速器。借鉴已有的金属微行星齿轮减速器的设计方法，对其进行了验证并加以改进，引入合理的齿形修正方法，构建了塑料微行星齿轮减速器的立体装配模型，得出其齿轮间的啮合原理。

(2) 使用 Ansys 软件对组成塑料微行星齿轮减速器的各齿轮进行力学性能分析，研究所设计的塑料微行星齿轮减速器所能承受的极限工作条件和使用寿命，为塑料微行星齿轮减速器以后的应用场合提供相应的理论依据。

(3) 对于该微行星齿轮减速器中的固定内齿轮与输出内齿轮，设计制造了其注塑成型模具。模具型腔设计采用镶拼的方式。因为 UV-LIGA 工艺或 LIGA 工艺所加工出的型腔微结构厚度小于 1mm，这样所注塑成型的齿轮厚度太小，所得的齿轮强度低，无法满足工作要求，所以型腔镶块没有采用光刻技术进行加工，而是使用放电加工中的线切割加工方式。

(4) 使用 Moldflow 软件对微行星齿轮减速器中的固定内齿轮与输出内齿轮的微注塑成型过程进行模拟，以对微注塑成型过程中可能产生的缺陷进行预测，分析其产生条件与形成机理，找出影响制品质量的关键因素及其作用关系。

2 微行星齿轮减速器的结构设计

微机电系统 (MEMS) 是当今世界日益兴盛的高技术领域, 而微减速器是微机电系统中的重要器件。微减速器与微马达共同组成微驱动器, 为微机械提供运转动力。

日本的东芝和三洋公司所开发的新型微裂纹探测器, 宽 9mm, 长 5mm, 高 6.5mm, 它的动力装置处连接一个减速比为 201 的 3K 型行星齿轮减速器。该减速器内齿轮的制作采用线切割的方法, 该探测器模型如图 2.1 所示。

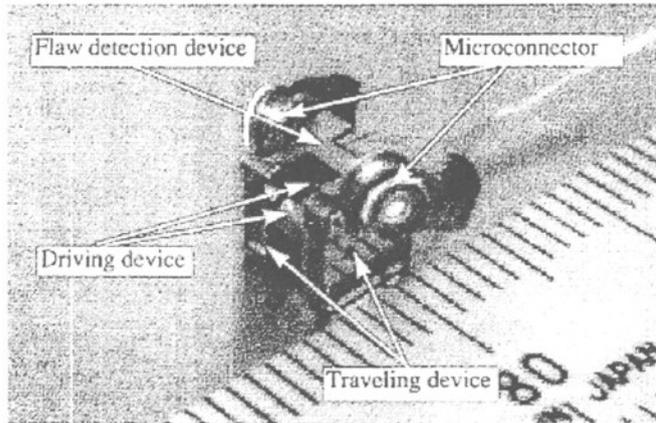


图 2.1 微机械的组成原型

Fig. 2.1 Prototype of component micromachine

日本的 Suzumori 等人所设计的微型行星齿轮减速器用来驱动机械手前进或后退, 减速器的加工采用微细线切割的方式。

上海交通大学的陈佳品等人设计制造了一种基于 4mm 微型马达的微小机器人系统。该微机器人具有较强的驱动能力和一定的负载能力, 采用了最大方向尺寸仅 5mm 的微马达做为其驱动装置, 微马达采用微行星齿轮减速器进行减速, 从而满足机器人的运动要求。

可见, 微行星齿轮减速器多用在微型机械的驱动单元处减速以对微机械提供动力源, 而且加工方式多采用线切割方式或微细线切割方式。为了使微行星齿轮减速器在各类微型机器中获得广泛使用, 要使它进行大批量生产。目前加工微型齿轮的加工方法虽然能够加工金属齿轮和获得较高精度的微小零件, 但所需的加工时间较长。通常加工一个金属微型齿轮约需一小时, 一台放电加工机床一天约能加工一个微型减速器所需的齿轮。显然, 这样的加工能力将会使微型行星减速器的制造成本较高, 也不利于进行更

大批量的生产。为了使微型减速机实现大批量生产，考虑采用塑料制成的微型齿轮。首先用线切割和电火花加工方法制作微齿轮注塑成型模具的型腔嵌件，然后使用注塑成型模具大批量地生产塑料微型齿轮。尽管这种塑料齿轮强度比金属齿轮的差些，但其精度等级和表面粗糙度均合格，其价格比金属齿轮要低得多。

2.1 行星齿轮传动简介

齿轮传动是机器设备、军事武器、仪器和仪表等工业设施中应用最广泛的机械传动形式之一。为了实现减速、增速、变速、换向以及其他特殊用途，经常采用一系列互相啮合着的齿轮组成传动系统，称为齿轮系，或称为齿轮机构。根据齿轮机构运转时其各齿轮的几何轴线相对位置是否变动，齿轮机构可分为两大类型，普通齿轮机构（定轴轮系）和行星齿轮机构（行星轮系）。

1. 普通齿轮机构

当齿轮系运转时，如果组成该齿轮系得所有齿轮的几何轴线位置都是固定不变的，则称为普通齿轮机构，或称定轴轮系。在普通齿轮机构中，如果各齿轮副的轴线均互相平行，则称为平行轴齿轮机构；如果齿轮系中含有一个相交轴齿轮副或一个相错轴齿轮副，则称为不平行轴齿轮机构，或称空间齿轮机构。

2. 行星齿轮机构

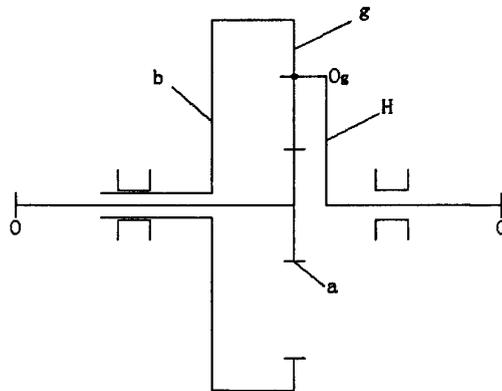


图 2.2 行星齿轮机构

Fig. 2.2 The planetary gear machinery

当齿轮系运转时，如果组成该齿轮系的齿轮中至少有一个齿轮的几何轴线位置不固定并绕着其他齿轮的几何轴线回转，则在该齿轮系中，至少具有一个作行星运动的齿轮，

如图 2.1 所示。在图 2.1 中，齿轮 a、b 和构件 H 均绕几何轴线 OO 转动，而齿轮 g 是活套在构件 H 的轴上，它一方面绕自身的几何轴线 O_g 转动（自转），同时又随几何轴线 O_g 绕固定的几何轴线 OO 回转（公转），即齿轮 g 作行星运动，因此，称该齿轮机构为行星齿轮机构，即行星轮系。

2.1.1 行星齿轮传动的特点

与定轴轮系传动相比，当零件材料、制造精度和工作环境等条件均相同时，行星轮系具有许多独特的优点。行星齿轮传动现已被人们用来代替普通齿轮传动，而作为各种机械传动系统中的减速器、增速器和变速装置。尤其是对于那些要求体积小、重量轻、结构紧凑、传动效率高的航空机械、起重运输和兵器的传动装置，以及需要差速器的汽车和坦克等车辆的传动装置，行星齿轮传动已得到了越来越广泛的应用。

行星齿轮传动的主要特点如下：

(1) 结构紧凑、重量轻、体积小。由于行星齿轮传动具有功率分流和动轴线的运动特性，而且各中心轮构成共轴线式的传动，以及合理地应用内啮合。因此，可使其结构非常紧凑。由于在中心轮的周围均匀地分布着数个行星轮来共同分担载荷，故使得每个齿轮所承受的负荷较小，所以，可采用较小的模数。此外，在结构上充分利用了内啮合承载能力大和内齿圈本身的可容体积，从而有利于缩小其外廓尺寸，使其结构紧凑、重量轻，而承载能力却很大。一般，行星齿轮传动的外廓尺寸和重量约为普通齿轮传动的 $1/2 \sim 1/6$ 。

(2) 传动比较大。只需要适当选择行星传动的类型及配齿方案，便可以用少数几个齿轮而得到较大的传动比。在仅作为传递运动的行星传动机构中，其传动比可达到几千。应该指出，即使在其传动比很大时，仍然可保持结构紧凑、重量轻的优点。而且，它还可以实现运动的合成与分解，以及实现各种变速的复杂的运动。

(3) 传动效率高。由于行星齿轮传动结构的对称性，即它具有数个均匀分布的行星轮，使得作用于中心轮和转臂轴承中的反作用力能相互平衡，从而有利于达到提高传动效率的作用。在传动类型选择恰当、结构布置合理的情况下，其效率值可达 $0.97 \sim 0.99$ 。

(4) 运动平稳、抗冲击和振动的能力较强。由于采用了数个相同的行星轮，均匀地分布于中心轮的周围，从而可使行星轮与转臂的惯性力相互平衡。同时，也使参与啮合的齿数增多，故行星齿轮传动的运动平稳，抵抗冲击和振动的能力较强，工作较可靠。

总之，行星齿轮传动具有重量轻、体积小、传动比大和效率高等优点。因此，在汽车、船舰、航空器里所使用的要求体积小、重量轻、结构紧凑、传动效率高的机械传动装置，行星齿轮传动已得到了越来越广泛的应用。而微行星齿轮减速器的研制，则对于机器人、微型飞行器、微机电设备等的开发具有十分重要的意义。

2.1.2 3K 型行星齿轮传动的分类

行星齿轮传动的类型很多,根据苏联 B.H·库德略夫采夫提出的按照行星传动机构的基本构件的不同进行分类。在库氏的分类方法中,行星齿轮传动的基本代号为:K—中心轮,H—转臂,V—输出轴。根据其基本代号来命名,行星齿轮传动可分为:2K-H、3K 和 K-H-V 三种基本类型;其他结构型式的行星齿轮传动大都是它们的演化型式或组合型式。

本文着重设计 3K 型行星齿轮传动,故对 3K 型行星齿轮传动的类型进行详细介绍。图 2.3 所示的行星齿轮机构中,其基本构件是三个中心轮 a、b 和 e,故其类型代号为 3K。在 3K 型传动中,由于转臂 H 不承受外力矩的作用,而是用以支承行星轮轴所用的结构元件,所以它不是基本构件,又称为行星轮架。

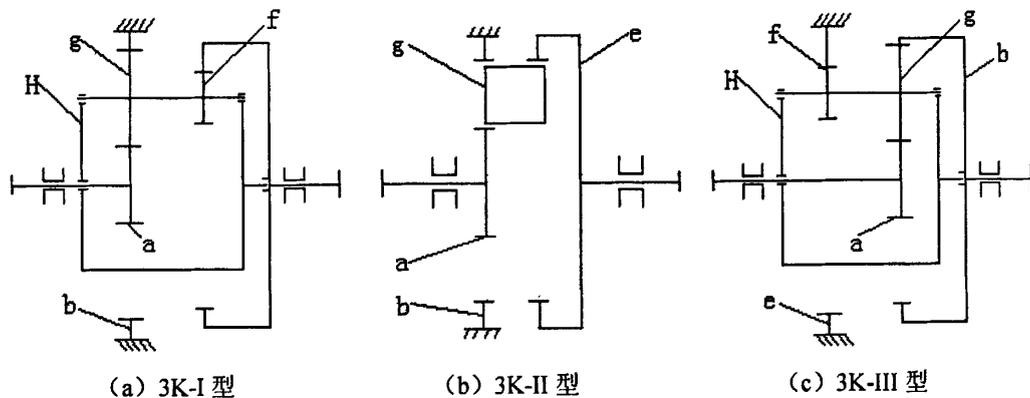


图 2.3 3K 型行星齿轮传动的类型

Fig. 2.3 The types of 3K planetary gear transmission

在 3K 型行星传动中,较常见的传动方案有三种:

(1) 3K-I 型——具有双齿圈行星轮的 3K 型行星传动,如图 2.3 (a) 所示。它的结构特点是:内齿圈 b 固定,而旋转的中心轮 a 和 e 分别与行星轮 g 和 f 相啮合。在机械传动中,它已获得了较广泛的应用。3K-I 型合理的传动比范围为 20~500,其传动效率为 0.8~0.9。

(2) 3K-II 型——具有单齿圈行星轮的 3K 型行星传动,如图 2.3 (b) 所示。它的结构特点是:三个中心轮 a、b 和 e 同时与单齿圈行星轮 g 相啮合;即内齿圈 b 固定,两个旋转的中心轮 a 和 e 同时与行星轮 g 相啮合。当前在机械传动中,它也得到日益广泛的应用。3K-II 型合理的传动比范围为 40~500,其传动效率为 0.7~0.84。

(3) 3K-III 型——具有双齿圈行星轮的 3K 型行星传动，如图 2.3 (c) 所示。它的结构特点是：内齿圈 e 固定，两个旋转的中心轮 a 和 b 与同一个行星轮 g 相啮合。它的传动比范围和传动效率与 3K-I 型基本相同。实际上，在机械传动中很少采用 3K-III 型行星传动。

此外，近几年来，在机械设备中出现一种全部由圆锥齿轮所组成的 3K 型传动，称为 3K-IV 型传动，如图 2.4 所示。它的结构特点是：固定的圆锥内齿轮 b 与圆锥行星轮 f 相啮合，而旋转的圆锥中心轮 a 和 e 分别与圆锥行星轮 g 和 j 相啮合。显然，3K-IV 型的传动比范围较小，其传动效率比前述的 3K 型传动效率低。

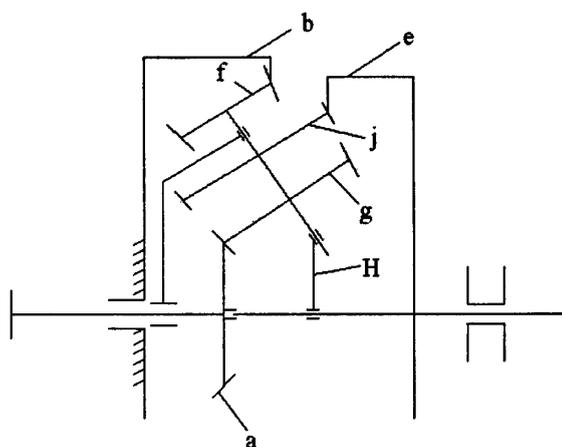


图 2.4 3K-IV 型行星传动

Fig. 2.4 3K-IV planetary gear transmission

3K 型传动的特点是制造和安装比较复杂，并且当以中心轮 a 为输出时，传动比大于某个值后，该行星机构将产生自锁。3K 型行星传动用于短期间断工作的机械传动最为合理，它具有结构紧凑、传动比大以及传动效率较高等特点。其中，3K-II 型传动的结构更加紧凑，制造安装较 3K-I 型的简单。本文以 3K-II 型行星齿轮传动为研究对象，从其组成、工作原理和设计方面进行详细分析。

2.2 3K-II 型行星齿轮减速器的组成与工作原理

2.2.1 3K-II 型行星齿轮减速器的组成

3K-II 型行星齿轮减速器的基本构件包括太阳轮 a、行星轮 g、固定内齿轮 b 及输出内齿轮 e。3K-II 型行星齿轮减速器是由 3K-I 型行星齿轮减速器演变而来。在 3K-I 型行星齿轮传动中，行星轮为一个双联齿轮，两个齿圈分别与固定内齿轮 b 及输出内齿轮 e

相啮合，因其两个齿圈的齿数不相等，所以行星轮的制造较为复杂。而 3K-II 型行星齿轮传动中，行星轮为单齿圈，同时与固定内齿轮 b 和输出内齿轮 e 相啮合，因此降低了行星轮的制造难度。尤其是当行星齿轮减速器体积微小的时候，更能体现出 3K-II 型结构在制造方面的优势。

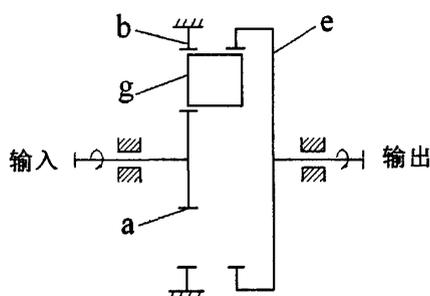


图 2.5 3K-II 型行星齿轮减速器的组成

Fig. 2.5 The composition of 3K-II planetary gear reducer

2.2.2 3K-II 型行星齿轮减速器的运行原理

3K-II 型减速器是一种较新型的行星齿轮减速器，目前在机械传动中正得到日益广泛的应用。其运行原理为：当输入轴带动太阳轮 a 高速转动时，由于固定内齿轮 b 与输出内齿轮 e 的齿数不相等，所以太阳轮 a 的运动可以经行星轮 g 传递给输出内齿轮 e，再由降低了转速的输出内齿轮 e 带动输出轴转动，将增大了的转矩输出。

2.3 3K-II 型微行星齿轮减速器的设计

行星轮系是一种共轴式传动装置。为了使惯性力互相平衡以减小主轴承内的作用力和减轻轮齿上的载荷，再加上行星轮系是一种对称的结构，即几个完全相同的行星轮均布在中心轮的周围，因此在设计行星轮系时，各轮的齿数以及行星轮数的选择必须满足下列四个条件，才能顺利装配起来，并按给定的传动比正常运转。

- (1) 传动比条件：要求所设计的行星轮系能实现给定的传动比。
- (2) 同心条件：要求各对相互啮合的齿轮的中心距必须保证各基本构件的轴线重合。
- (3) 装配条件：要求各行星轮均匀地分布在中心轮的周围。
- (4) 邻接条件：是指相邻两行星轮的齿顶不应相互碰撞。

条件 (1)、(3) 均与轮系各齿轮的齿数有关，各齿轮只要选择正确的齿数即可满足传动比条件和装配条件。本文所设计的行星齿轮减速器各轮齿数的选择是按照已有的齿

数配比表选择，故可以满足传动比条件与装配条件，因此只需验证是否满足同心条件与邻接条件。

为满足同心条件，即三个中心轮 a、b、e 的旋转轴线重合，需要太阳轮 a、固定内齿轮 b 以及输出内齿轮 e 此三者至行星轮 g 的中心距相等。但由于固定内齿轮 b 与输出内齿轮 e 的齿数不相等，即 $Z_b \neq Z_e$ ，所以固定内齿轮 b 与行星轮 g 的标准中心距不会等于输出内齿轮 e 与行星轮 g 的标准中心距。而行星轮 g 既要与太阳轮 a 相啮合，又要同时与固定内齿轮 b 和输出内齿轮 e 相啮合，故该型行星齿轮传动必须采用变位设计。

2.3.1 变位齿轮传动的类型及其特点

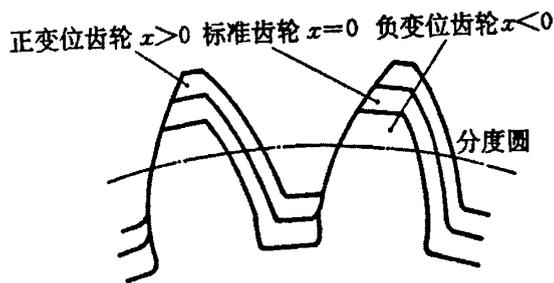


图 2.6 齿轮的变位

Fig. 2.6 Displacement of the gear

按照相互啮合的两齿轮的变位系数之和 (x_1+x_2) 的不同，变位齿轮传动可分为高度变位齿轮传动和角度变位齿轮传动。

(1) $x_1 + x_2 = 0$ ，此类齿轮传动为高度变位齿轮传动（又称等变位齿轮传动）。无侧隙啮合时的中心距 a' 等于标准中心距 a ，节圆仍与分度圆重合，其啮合角 α' 等于分度圆压力角 α 。高度变位齿轮传动不能用于配凑中心距，主要用于避免小齿轮产生根切并提高小齿轮的齿根强度。小齿轮采用正变位，大齿轮采用负变位，使大、小齿轮的强度趋于接近，提高齿轮副的承载能力。

(2) $x_1 + x_2 \neq 0$ ，此类齿轮传动为角度变位齿轮传动（又称不等变位齿轮传动）。当 $x_1 + x_2 > 0$ 时为正传动； $x_1 + x_2 < 0$ 时为负传动。

①正传动：在正传动中，无侧隙啮合时的中心距 a' 大于标准中心距 a ，两轮的分度圆分离，其啮合角 α' 大于分度圆压力角 α 。此外，为满足标准顶隙要求，齿顶高需缩减。采用正传动可以配凑中心距，并使齿根变厚，提高齿根的弯曲强度，但齿轮传动重合度有所减小，并且使齿顶变尖，降低了齿顶的强度。

②负传动：在负传动中，无侧隙啮合时的中心距 a' 小于标准中心距 a ，其啮合角 α' 小于分度圆压力角 α 。此外，为满足标准顶隙要求，齿顶高也需缩减。采用负传动时能够增加齿轮传动重合度，并使齿顶变厚，提高齿顶的强度，但齿根处的齿厚有所减小，降低了齿根的弯曲强度。

2.3.2 变位齿轮传动的不同设计方案

为缩小机构尺寸，在 3K-II 型各轮齿数的配比表^[30]中选择齿数最小的一组：太阳轮齿数 $Z_a=15$ ，行星轮齿数 $Z_g=11$ ，固定内齿轮齿数 $Z_b=36$ ，输出内齿轮齿数 $Z_c=39$ 。传动比为 $i=(1+Z_a/Z_b)/(1-Z_b/Z_c)=44$ 。考虑到用线切割方法加工微金属齿轮的工艺性能，微齿轮模数取 $m=0.2\text{mm}$ ，分度圆压力角 $\alpha=20^\circ$ 。

3K-II 型行星齿轮减速器有 3 个齿轮副。各齿轮副的标准中心距为：

太阳轮 a 与行星轮 g， $a_{a-g} = m * (Z_a + Z_g) = 0.2 * (15 + 11) / 2 = 2.6\text{mm}$ ；

固定内齿轮 b 与行星轮 g， $a_{b-g} = m * (Z_b - Z_g) = 0.2 * (36 - 11) / 2 = 2.5\text{mm}$ ；

输出内齿轮 e 与行星轮 g， $a_{e-g} = m * (Z_c - Z_g) = 0.2 * (39 - 11) / 2 = 2.8\text{mm}$ 。

如前所述，三个中心轮 a、b、e 的轴线应是重合的，因此三个中心轮与行星轮 g 的实际安装中心距只能有一个值，设为 a' 。很显然， a' 应在 a_{e-g} 与 a_{b-g} 之间取值，即 $a' = \psi * a_{e-g} + (1 - \psi) * a_{b-g}$ ， $\psi \in [0, 1]$ 。

文献[31]、[32]认为采用正变位有利于提高轮齿的强度，因此规定各齿轮的变位系数 $x_i \geq 0$ ，并且为减小机构尺寸，对于齿数最多的输出内齿轮 e，其变位系数取 $x_e = 0$ ，在上述约束条件下，认为当 $\psi = 0.76$ 时建立的啮合模型最为合理，但并未明确说明理由。本文以齿轮传动的重合度、齿顶圆的齿厚与齿根处的槽宽为检验指标，经过计算，认为 $\psi = 0.61$ 时所设计的齿轮参数更为合理。以下针对 ψ 的两种取值方案分别计算各齿轮的参数与尺寸。

一. $\psi = 0.76$ 的设计方案

(1) 实际中心距的计算：

$$a' = \psi * a_{e-g} + (1 - \psi) * a_{b-g} = 0.76 * 2.8 + (1 - 0.76) * 2.5 = 2.728\text{mm}$$

(2) 各齿轮副间啮合角的计算：

$$\text{太阳轮 a 与行星轮 g 的啮合角, } \alpha_{a-g} = \arccos(a_{a-g} * \cos\alpha / a') = 26.41^\circ$$

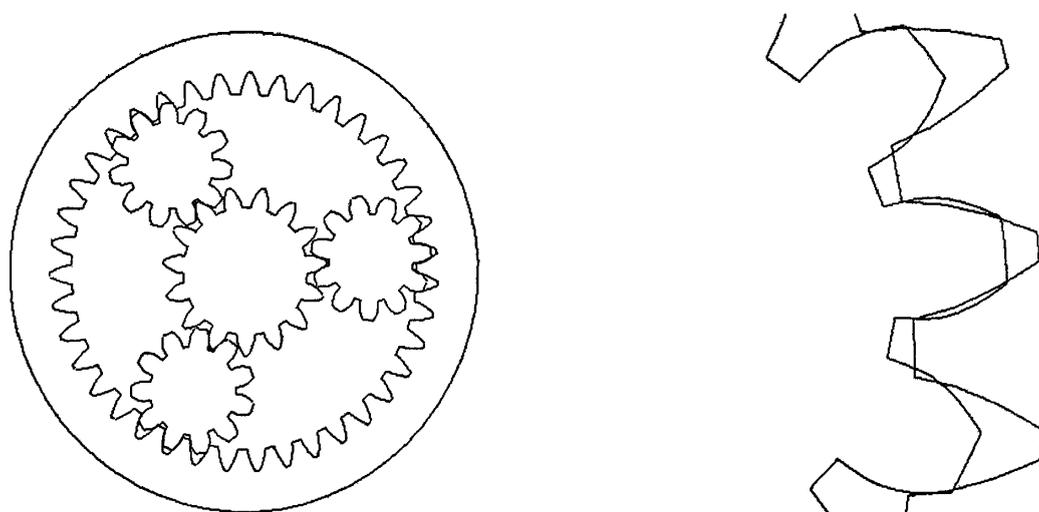
$$\text{固定内齿轮 b 与行星轮 g 的啮合角, } \alpha_{b-g} = \arccos(a_{b-g} * \cos\alpha / a') = 30.55^\circ$$

$$\text{输出内齿轮 e 与行星轮 g 的啮合角, } \alpha_{e-g} = \arccos(a_{e-g} * \cos\alpha / a') = 15.31^\circ$$

(3) 按照齿轮无侧隙啮合原理^[33]，可计算各啮合齿轮副的变位系数之和：

$$\text{太阳轮 a 与行星轮 g, } x_{a-g} = (Z_a + Z_g) * [\text{inv}(\alpha_{a-g}) - \text{inv}(\alpha)] / [2 * \tan(\alpha)] = 0.7427$$

- 固定内齿轮 b 与行星轮 g, $x_{b-g} = (Z_b - Z_g) * [\text{inv}(\alpha_{b-g}) - \text{inv}(\alpha)] / [2 * \tan(\alpha)] = 1.4472$
 输出内齿轮 e 与行星轮 g, $x_{e-g} = (Z_e - Z_g) * [\text{inv}(\alpha_{e-g}) - \text{inv}(\alpha)] / [2 * \tan(\alpha)] = -0.321$
- (4) 输出内齿轮 e 的变位系数取 $x_e = 0$, 则可计算其余各齿轮的变位系数:
 行星轮 g 的变位系数, $x_g = x_e - x_{e-g} = 0 - (-0.3213) = 0.3213$
 太阳轮 a 的变位系数, $x_a = x_{a-g} - x_g = 0.7427 - 0.3213 = 0.4214$
 固定内齿轮 b 的变位系数, $x_b = x_{b-g} + x_g = 1.4472 + 0.3213 = 1.7685$
- (5) 各齿轮副的中心距变动系数:
 太阳轮 a 与行星轮 g, $y_{a-g} = (a' - a_{a-g}) / m = 0.64$
 固定内齿轮 b 与行星轮 g, $y_{b-g} = (a' - a_{b-g}) / m = 1.14$
 输出内齿轮 e 与行星轮 g, $y_{e-g} = (a' - a_{e-g}) / m = -0.36$
- (6) 各齿轮副的齿顶高变动系数:
 太阳轮 a 与行星轮 g, $\Delta y_{a-g} = x_{a-g} - y_{a-g} = 0.7427 - 0.64 = 0.1027$
 固定内齿轮 b 与行星轮 g, $\Delta y_{b-g} = x_{b-g} - y_{b-g} = 1.4472 - 1.14 = 0.3072$
 输出内齿轮 e 与行星轮 g, $\Delta y_{e-g} = x_{e-g} - y_{e-g} = -0.3213 + 0.36 = 0.0387$
- (7) 各齿轮的齿顶圆直径:
 太阳轮 a 的齿顶圆直径, $d_{aa} = m * Z_a + 2 * m * (1 + x_a - \Delta y_{a-g}) = 3.527\text{mm}$
 固定内齿轮 b 的齿顶圆直径, $d_{ab} = m * Z_b - 2 * m * (1 - x_b + \Delta y_{b-g}) = 7.385\text{mm}$
 输出内齿轮 e 的齿顶圆直径, $d_{ae} = m * Z_e - 2 * m * (1 - x_e + \Delta y_{e-g}) = 7.385\text{mm}$



(a) 利用 Pro-E 软件绘制的各齿轮之间的装配关系 (b) 行星轮与固定内齿轮之间干涉的局部放大

图 2.7 行星轮 g 与固定内齿轮 b 的干涉

Fig. 2.7 Interference of the planetary gear and the fixed internal gear

行星轮 g 的齿顶圆直径 $d_{ag} = m * Z_g + 2 * m * (1 + x_g - \Delta y)$ 。当取 $\Delta y = \Delta y_{a-g}$ 时, $d_{ag} = 2.687\text{mm}$; 当取 $\Delta y = \Delta y_{b-g}$ 时, $d_{ag} = 2.606\text{mm}$; 当取 $\Delta y = \Delta y_{c-g}$ 时, $d_{ag} = 2.713\text{mm}$ 。可以看出, 为了保证 b、g 啮合的顶隙所要求的行星轮 g 齿顶圆直径是最小的。如果按照 a、g 或 e、g 啮合所计算出的行星轮齿顶圆直径来制造与安装行星轮, 则行星轮 g 的齿顶将与固定内齿轮 b 的齿根发生干涉。例如图 2.5 表示了按照 a、g 啮合时所计算出的行星轮齿顶圆直径在 Pro-E 软件中模拟出各齿轮之间的装配关系, 可以看出行星轮与固定内齿轮之间发生干涉, 影响正常运转。

因此, 本文按照 b、g 啮合时的顶隙要求来计算行星轮 g 的齿顶圆直径, 即 $d_{ag} = m * Z_g + 2 * m * (1 + x_g - \Delta y_{b-g}) = 2.606\text{mm}$ 。

(8) 各齿轮的齿根圆直径:

- 太阳轮 a 的齿根圆直径, $d_{fa} = m * Z_a - 2 * m * (1.25 - x_a) = 2.669\text{mm}$
- 行星轮 g 的齿根圆直径, $d_{fg} = m * Z_g - 2 * m * (1.25 - x_g) = 1.829\text{mm}$
- 固定内齿轮 b 的齿根圆直径, $d_{fb} = m * Z_b + 2 * m * (1.25 + x_b) = 8.407\text{mm}$
- 输出内齿轮 e 的齿根圆直径, $d_{fe} = m * Z_e + 2 * m * (1.25 + x_e) = 8.3\text{mm}$

(9) 各齿轮的齿顶圆压力角:

- 太阳轮 a 的齿顶圆压力角, $\alpha_{aa} = \arccos(m * Z_a * \cos\alpha / d_{aa}) = 0.6449$
- 行星轮 g 的齿顶圆压力角, $\alpha_{ag} = \arccos(m * Z_g * \cos\alpha / d_{ag}) = 0.6544$
- 固定内齿轮 b 的齿顶圆压力角, $\alpha_{ab} = \arccos(m * Z_b * \cos\alpha / d_{ab}) = 0.4123$
- 输出内齿轮 e 的齿顶圆压力角, $\alpha_{ae} = \arccos(m * Z_e * \cos\alpha / d_{ae}) = 0.1220$

(10) 检验各齿轮副的啮合重合度:

- 太阳轮 a 与行星轮 g, $\varepsilon_{a-g} = [Z_a * (\tan\alpha_{aa} - \tan\alpha_{a-g}) + Z_g * (\tan\alpha_{ag} - \tan\alpha_{a-g})] / (2 * \pi) = 1.0833$
- 行星轮 g 与内齿轮 b, $\varepsilon_{b-g} = [Z_b * (\tan\alpha_{ab} - \tan\alpha_{b-g}) - Z_g * (\tan\alpha_{ag} - \tan\alpha_{b-g})] / (2 * \pi) = 1.1861$
- 行星轮 g 与内齿轮 e, $\varepsilon_{e-g} = [Z_e * (\tan\alpha_{ae} - \tan\alpha_{e-g}) - Z_g * (\tan\alpha_{ag} - \tan\alpha_{e-g})] / (2 * \pi) = 1.8022$

(11) 检验各齿轮的齿顶圆齿厚:

- 太阳轮 a 变位后的分度圆齿厚为, $s_a = (\pi / 2 + 2 * x_a * \tan\alpha) * m = 0.376\text{mm}$
- 行星轮 g 变位后的分度圆齿厚为, $s_g = (\pi / 2 + 2 * x_g * \tan\alpha) * m = 0.36\text{mm}$
- 固定内齿轮 b 变位后的分度圆齿厚为, $s_b = (\pi / 2 - 2 * x_b * \tan\alpha) * m = 0.057\text{mm}$
- 输出内齿轮 e 变位后的分度圆齿厚为, $s_e = (\pi / 2 - 2 * x_e * \tan\alpha) * m = 0.31\text{mm}$
- 太阳轮 a 的齿顶圆齿厚, $s_{aa} = s_a * d_{aa} / (m * Z_a) - d_{aa} * [\text{inv}(\alpha_{aa}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.116\text{mm}$
- 行星轮 g 的齿顶圆齿厚, $s_{ag} = s_g * d_{ag} / (m * Z_g) - d_{ag} * [\text{inv}(\alpha_{ag}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.172\text{mm}$

固定内齿轮 b 的齿顶圆齿厚, $s_{ab} = s_b \cdot d_{ab} / (m \cdot Z_b) + d_{ab} \cdot [\text{inv}(\alpha_{ag}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.133\text{mm}$

输出内齿轮 e 的齿顶圆齿厚, $s_{ae} = s_e \cdot d_{ae} / (m \cdot Z_e) + d_{ae} \cdot [\text{inv}(\alpha_{ae}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.192\text{mm}$

(12) 检验各齿轮的齿根处槽宽:

太阳轮 a 的基圆槽宽, $e_{fa} = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha - s_a \cdot \cos\alpha - m \cdot Z_a \cdot \cos\alpha \cdot \text{inv}(\alpha) = 0.196\text{mm}$

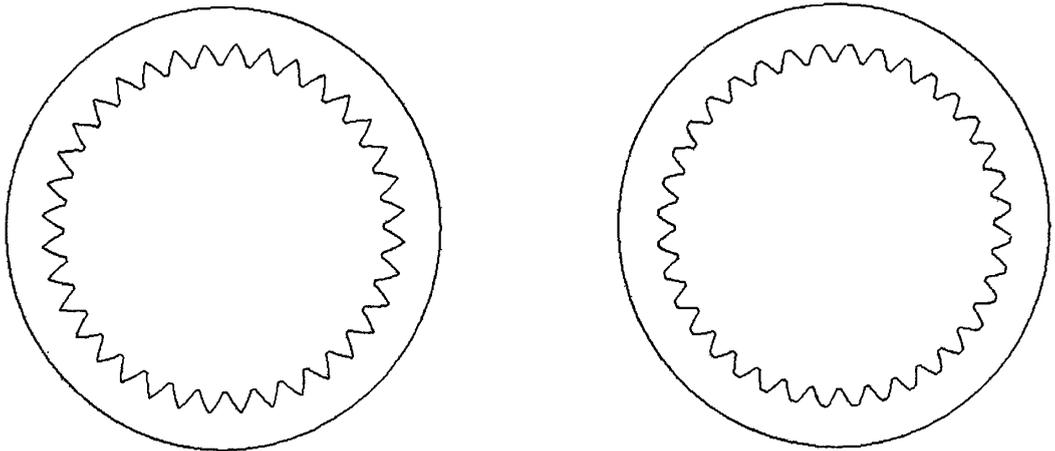
行星轮 g 的基圆槽宽, $e_{fg} = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha - s_g \cdot \cos\alpha - m \cdot Z_g \cdot \cos\alpha \cdot \text{inv}(\alpha) = 0.22\text{mm}$

内齿轮 b 的齿根处槽宽, $e_{fb} = \pi \cdot d_{fb} / Z_b - s_b \cdot d_{fb} / (m \cdot Z_b) - d_{fb} \cdot [\text{inv}(\alpha_{fb}) - \text{inv}(\alpha)] = -0.066\text{mm}$

内齿轮 e 的齿根处槽宽, $e_{fe} = \pi \cdot d_{fe} / Z_e - s_e \cdot d_{fe} / (m \cdot Z_e) - d_{fe} \cdot [\text{inv}(\alpha_{fe}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.10\text{mm}$

固定内齿轮 b 的齿根处槽宽为负值, 说明其齿根圆已在渐开线交点之外。行星轮 g 的齿顶圆在固定内齿轮 b 中的位置为 $(a' + d_{ag}/2) \cdot 2 = (2.728 + 2.606/2) \cdot 2 = \phi 8.062\text{mm}$, 而标准顶隙要求为模数的 0.25 倍即 $0.25 \cdot 0.20 = 0.05\text{mm}$, 因此固定内齿轮 b 的齿根圆直径只要大于 $8.062 + 2 \cdot 0.05 = 8.162\text{mm}$, 既能满足顶隙要求。所以对内齿轮 b 的齿根圆直径进行修正, 取固定内齿轮 b 的齿根圆直径为 $\phi 8.165\text{mm}$, 此时顶隙为 $(8.165 - 8.062)/2 = 0.052\text{mm}$, 固定内齿轮 b 的齿根处槽宽为 $e_{fb} = 0.12\text{mm}$ 。

固定内齿轮 b 在齿根圆修正前与修正后的齿形分别如图 2.8 (a)、(b) 所示。



(a) 内齿轮 b 在齿根圆修正前的齿形

(b) 内齿轮 b 在齿根圆修正后的齿形

图 2.8 固定内齿轮 b 的齿形修正

Fig. 2.8 Correction of the fixed internal gear

可以看出, 固定内齿轮 b 在齿根圆修正前, 齿根很尖, 加工困难; 修正后不仅能够降低加工难度, 而且重合度也满足条件, 保证了机构的正常运转。

二. $\psi = 0.61$ 的设计方案

(1) 实际中心距的计算:

$$a' = \psi * a_{e-g} + (1-\psi) * a_{b-g} = 0.61 * 2.8 + (1 - 0.61) * 2.5 = 2.683\text{mm}$$

(2) 各齿轮副间啮合角的计算:

$$\text{太阳轮 } a \text{ 与行星轮 } g \text{ 的啮合角, } \alpha_{a-g} = \arccos(a_{a-g} * \cos\alpha / a') = 24.41^\circ$$

$$\text{固定内齿轮 } b \text{ 与行星轮 } g \text{ 的啮合角, } \alpha_{b-g} = \arccos(a_{b-g} * \cos\alpha / a') = 28.88^\circ$$

$$\text{输出内齿轮 } e \text{ 与行星轮 } g \text{ 的啮合角, } \alpha_{e-g} = \arccos(a_{e-g} * \cos\alpha / a') = 11.28^\circ$$

(3) 各啮合齿轮副的变位系数之和:

$$\text{太阳轮 } a \text{ 与行星轮 } g, x_{a-g} = (Z_a + Z_g) * [\text{inv}(\alpha_{a-g}) - \text{inv}(\alpha)] / [2 * \tan(\alpha)] = 0.4602$$

$$\text{固定内齿轮 } b \text{ 与行星轮 } g, x_{b-g} = (Z_b - Z_g) * [\text{inv}(\alpha_{b-g}) - \text{inv}(\alpha)] / [2 * \tan(\alpha)] = 1.1210$$

$$\text{输出内齿轮 } e \text{ 与行星轮 } g, x_{e-g} = (Z_e - Z_g) * [\text{inv}(\alpha_{e-g}) - \text{inv}(\alpha)] / [2 * \tan(\alpha)] = -0.4738$$

(4) 各齿轮的变位系数:

$$\text{输出内齿轮 } e \text{ 的变位系数 } x_e = 0$$

$$\text{行星轮 } g \text{ 的变位系数, } x_g = x_e - x_{e-g} = 0 - (-0.5207) = 0.4738$$

$$\text{太阳轮 } a \text{ 的变位系数, } x_a = x_{a-g} - x_g = 0.3533 - 0.5207 = -0.01$$

$$\text{固定内齿轮 } b \text{ 的变位系数, } x_b = x_{b-g} + x_g = 0.9953 + 0.5207 = 1.5948$$

(5) 各齿轮副的中心距变动系数:

$$\text{太阳轮 } a \text{ 与行星轮 } g, y_{a-g} = (a' - a_{a-g}) / m = 0.415$$

$$\text{固定内齿轮 } b \text{ 与行星轮 } g, y_{b-g} = (a' - a_{b-g}) / m = 0.915$$

$$\text{输出内齿轮 } e \text{ 与行星轮 } g, y_{e-g} = (a' - a_{e-g}) / m = -0.585$$

(6) 各齿轮副的齿顶高变动系数:

$$\text{太阳轮 } a \text{ 与行星轮 } g, \Delta y_{a-g} = x_{a-g} - y_{a-g} = 0.3533 - 0.325 = 0.045$$

$$\text{固定内齿轮 } b \text{ 与行星轮 } g, \Delta y_{b-g} = x_{b-g} - y_{b-g} = 0.9953 - 0.825 = 0.206$$

$$\text{输出内齿轮 } e \text{ 与行星轮 } g, \Delta y_{e-g} = x_{e-g} - y_{e-g} = -0.5207 + 0.675 = 0.111$$

(7) 各齿轮的齿顶圆直径:

$$\text{太阳轮 } a \text{ 的齿顶圆直径, } d_{aa} = m * Z_a + 2 * m * (1 + x_a - \Delta y_{a-g}) = 3.376\text{mm}$$

$$\text{固定内齿轮 } b \text{ 的齿顶圆直径, } d_{ab} = m * Z_b - 2 * m * (1 - x_b + \Delta y_{b-g}) = 7.36\text{mm}$$

$$\text{输出内齿轮 } e \text{ 的齿顶圆直径, } d_{ae} = m * Z_e - 2 * m * (1 - x_e + \Delta y_{e-g}) = 7.36\text{mm}$$

$$\text{行星轮 } g \text{ 的齿顶圆直径, } d_{ag} = m * Z_g + 2 * m * (1 + x_g - \Delta y_{b-g}) = 2.707\text{mm}$$

(8) 各齿轮的齿根圆直径:

$$\text{太阳轮 } a \text{ 的齿根圆直径, } d_{fa} = m * Z_a - 2 * m * (1.25 - x_a) = 2.495\text{mm}$$

$$\text{行星轮 } g \text{ 的齿根圆直径, } d_{fg} = m * Z_g - 2 * m * (1.25 - x_g) = 1.89\text{mm}$$

固定内齿轮 b 的齿根圆直径, $d_{fb} = m * Z_b + 2 * m * (1.25 + x_b) = 8.3\text{mm}$

输出内齿轮 e 的齿根圆直径, $d_{fe} = m * Z_e + 2 * m * (1.25 + x_e) = 8.3\text{mm}$

(9) 各齿轮的齿顶圆压力角:

太阳轮 a 的齿顶圆压力角, $\alpha_{aa} = \arccos(m * Z_a * \cos\alpha / d_{aa}) = 0.5828$

行星轮 g 的齿顶圆压力角, $\alpha_{ag} = \arccos(m * Z_g * \cos\alpha / d_{ag}) = 0.7018$

固定内齿轮 b 的齿顶圆压力角, $\alpha_{ab} = \arccos(m * Z_b * \cos\alpha / d_{ab}) = 0.4032$

输出内齿轮 e 的齿顶圆压力角, $\alpha_{ae} = \arccos(m * Z_e * \cos\alpha / d_{ae}) = 0.0840$

(10) 检验各齿轮副的啮合重合度:

太阳轮 a 与行星轮 g, $\varepsilon_{a-g} = [Z_a * (\tan\alpha_{aa} - \tan\alpha_{a-g}) + Z_g * (\tan\alpha_{ag} - \tan\alpha_{a-g})] / (2 * \pi) = 1.1760$

行星轮 g 与内齿轮 b, $\varepsilon_{b-g} = [Z_b * (\tan\alpha_{ab} - \tan\alpha_{b-g}) - Z_g * (\tan\alpha_{ag} - \tan\alpha_{b-g})] / (2 * \pi) = 1.2313$

行星轮 g 与内齿轮 e, $\varepsilon_{e-g} = [Z_e * (\tan\alpha_{ae} - \tan\alpha_{e-g}) - Z_g * (\tan\alpha_{ag} - \tan\alpha_{e-g})] / (2 * \pi) = 1.8467$

(11) 检验各齿轮的齿顶圆齿厚:

太阳轮 a 变位后的分度圆齿厚为, $s_a = (\pi / 2 + 2 * x_a * \tan\alpha) * m = 0.31\text{mm}$

行星轮 g 变位后的分度圆齿厚为, $s_g = (\pi / 2 + 2 * x_g * \tan\alpha) * m = 0.38\text{mm}$

固定内齿轮 b 变位后的分度圆齿厚为, $s_b = (\pi / 2 - 2 * x_b * \tan\alpha) * m = 0.082\text{mm}$

输出内齿轮 e 变位后的分度圆齿厚为, $s_e = (\pi / 2 - 2 * x_e * \tan\alpha) * m = 0.314\text{mm}$

太阳轮 a 的齿顶圆齿厚, $s_{aa} = s_a * d_{aa} / (m * Z_a) - d_{aa} * [\text{inv}(\alpha_{aa}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.14\text{mm}$

行星轮 g 的齿顶圆齿厚, $s_{ag} = s_g * d_{ag} / (m * Z_g) - d_{ag} * [\text{inv}(\alpha_{ag}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.12\text{mm}$

固定内齿轮 b 的齿顶圆齿厚, $s_{ab} = s_b * d_{ab} / (m * Z_b) + d_{ab} * [\text{inv}(\alpha_{ab}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.146\text{mm}$

输出内齿轮 e 的齿顶圆齿厚, $s_{ae} = s_e * d_{ae} / (m * Z_e) + d_{ae} * [\text{inv}(\alpha_{ae}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.188\text{mm}$

(12) 检验各齿轮的齿根处槽宽:

太阳轮 a 的基圆槽宽, $e_{fa} = \pi * m * \cos\alpha - s_a * \cos\alpha - m * Z_a * \cos\alpha * \text{inv}(\alpha) = 0.255\text{mm}$

行星轮 g 的基圆槽宽, $e_{fg} = \pi * m * \cos\alpha - s_g * \cos\alpha - m * Z_g * \cos\alpha * \text{inv}(\alpha) = 0.20\text{mm}$

内齿轮 b 的齿根处槽宽, $e_{fb} = \pi * d_{fb} / Z_b - s_b * d_{fb} / (m * Z_b) - d_{fb} * [\text{inv}(\alpha_{fb}) - \text{inv}(\alpha)] = -0.044\text{mm}$

内齿轮 e 的齿根处槽宽, $e_{fe} = \pi * d_{fe} / Z_e - s_e * d_{fe} / (m * Z_e) - d_{fe} * [\text{inv}(\alpha_{fe}) - \text{inv}(\alpha)] = 0.10\text{mm}$

固定内齿轮 b 的齿根处槽宽为负值, 说明其齿根圆已在渐开线交点之外。行星轮 g 的齿顶圆在固定内齿轮 b 中的位置为 $(a' + d_{ag}/2) * 2 = (2.683 + 2.707/2) * 2 = \phi 8.073\text{mm}$, 因此固定内齿轮 b 的齿根圆直径只要大于 $8.076 + 2 * 0.05 = 8.173\text{mm}$, 既能满足顶隙要求。取固定内齿轮 b 的齿根圆直径为 $\phi 8.175\text{mm}$, 此时的顶隙为 $(8.175 - 8.073) / 2 = 0.051\text{mm}$, 固定内齿轮 b 的齿根处槽宽为 $e_{fb} = 0.07\text{mm}$ 。

2.3.3 设计方案的比较及结论

比较 $\psi = 0.76$ 与 $\psi = 0.61$ 两种设计方案的计算结果, 可以得出以下结论:

(1) $\psi = 0.76$ 时, 太阳轮 a 的齿顶厚度为 0.116mm, 行星轮 b 的齿顶厚度为 0.172mm; 而当 $\psi = 0.61$ 时, 太阳轮 a 的齿顶厚度为 0.14mm, 行星轮 b 的齿顶厚度为 0.12mm。由于与输入轴相连的太阳轮 a 的转速远高于行星轮 b 的转速, 因此太阳轮 a 的磨损情况比行星轮 b 严重, 合理的设计是使太阳轮 a 的齿顶厚度大于行星轮 g 的齿顶厚度, 以提高太阳轮 a 的齿顶耐磨损能力。由此可见, $\psi = 0.61$ 的设计方案比较合理。

(2) 为了保证齿轮传动的平稳性, 其重合度 ϵ 必须大于 1。 $\psi = 0.76$ 时, 太阳轮 a 与行星轮 g 的重合度 $\epsilon_{a-g} = 1.08$, 行星轮 g 与固定内齿轮 b 的重合度 $\epsilon_{b-g} = 1.19$, 行星轮 g 与输出内齿轮 e 的重合度 $\epsilon_{c-g} = 1.80$; $\psi = 0.61$ 时, $\epsilon_{a-g} = 1.18$, $\epsilon_{b-g} = 1.23$, $\epsilon_{c-g} = 1.85$ 。可见 $\psi = 0.61$ 的设计方案中各啮合齿轮副的重合度比 $\psi = 0.76$ 的设计方案中各啮合齿轮副的重合度更能保证轮齿间的正常啮合。

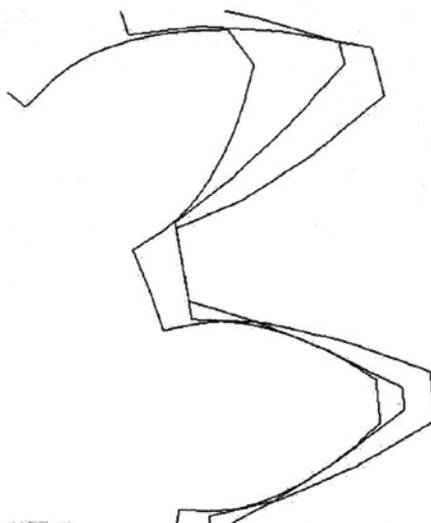
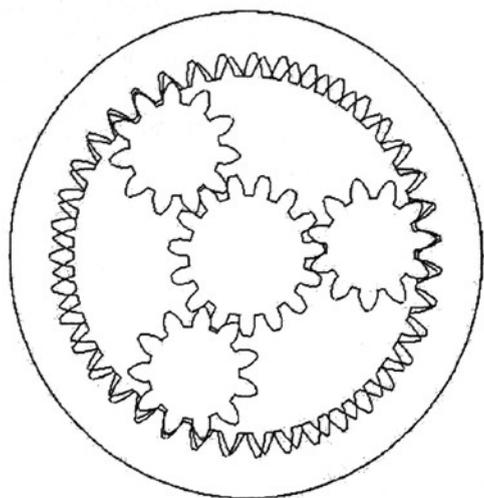
综上所述, $\psi = 0.61$ 的设计方案从满足工作要求、轮齿间正常啮合、重合度方面都要比 $\psi = 0.76$ 的设计方案优越, 所以选取 $\psi = 0.61$ 进行 3K-II 型微行星齿轮减速器的设计。此时的各齿轮参数如表 2.1 所示

表 2.1 $\psi = 0.61$ 时的各齿轮参数Tab. 2.1 Parameters of the gears when ψ is 0.61

模数 $m=0.2\text{mm}$	太阳轮 a	行星轮 g	固定内齿轮 b	输出内齿轮 e
齿数 z	15	11	36	39
分度圆直径 d (mm)	3	2.2	7.2	7.8
齿顶圆直径 d_a (mm)	3.38	2.71	7.36	7.36
齿根圆直径 d_f (mm)	2.50	1.89	8.18	8.3
重合度 ϵ	1.18		1.23	1.85
齿顶厚 s_a (mm)	0.14	0.12	0.15	0.19
齿根槽宽 e_f (mm)	0.26	0.20	0.07	0.10

图 2.9 为 $\psi = 0.61$ 时行星轮 g 与固定内齿轮 b 之间啮合的局部放大图片, 可以看出行星轮 g 与固定内齿轮之间不发生干涉, 行星齿轮减速器可以正常运转。

$\psi = 0.61$ 时微行星齿轮减速器的三维装配如图 2.10 所示。



(a) 利用 Pro-E 软件绘制的各齿轮之间的装配关系 (b) 行星轮 g 与内齿轮 b、e 间啮合的局部放大

图 2.9 $\psi=0.61$ 时行星轮 g 与内齿轮 b、e 间的啮合情况

Fig. 2.9 Meshing of the planetary gear and the internal gears when $\psi=0.61$

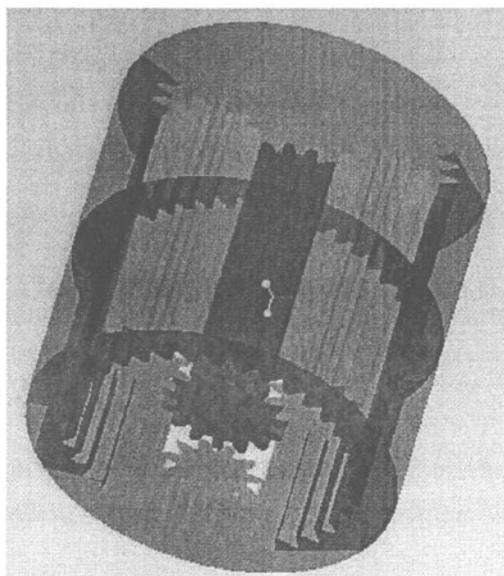


图 2.10 在 Pro-E 软件中模拟出 $\psi=0.61$ 时微行星齿轮减速器的三维装配关系

Fig. 2.10 3D assembly simulation in of the micro planetary gear reducer when $\psi=0.61$ in Pro-E

2.4 微行星齿轮减速器的 Pro-E 造型过程

微行星齿轮减速器的 Pro-E 造型过程分为外齿轮造型和内齿轮造型。内齿轮造型只需先造出与其相应的外齿轮模型，然后利用布尔运算的方法切出内齿轮形状即可，因此内齿轮与外齿轮的造型过程基本相同，以下仅对太阳轮的造型过程做简要说明。由于本减速器的各齿轮参数都已经确定，为简化建模过程，不采用参数化的方法，即将各尺寸参数直接输入（各别需要输入相互间尺寸关系的尺寸除外，如压力角、基圆的尺寸等）。

(1) 建立太阳轮各圆尺寸，如图 2.11 所示。

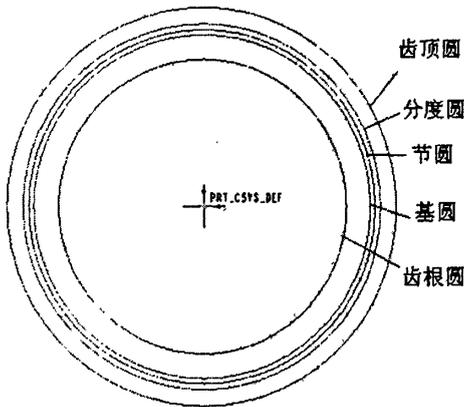


图 2.11 建立齿轮各圆的尺寸

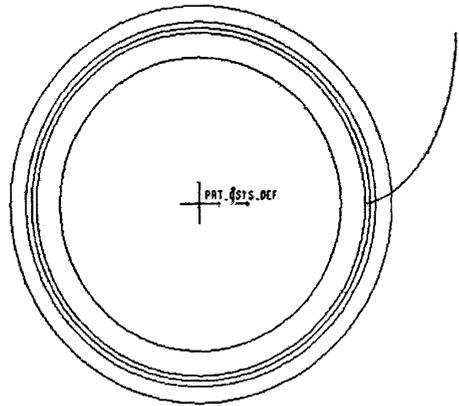


图 2.12 生成渐开线

Fig. 2.11 Determination of the different circles for the gear Fig. 2.12 Generation of the involute

(2) 由基圆直径 (d_3) 建立齿轮的渐开线齿形曲线，如图 2.12 所示。渐开线曲线方程为：

$$r = d_3 / 2$$

$$\theta = t * 90$$

$$x = r * \cos(\theta) + r * \sin(\theta) * \theta * (\pi / 180)$$

$$y = r * \sin(\theta) - r * \cos(\theta) * \theta * (\pi / 180)$$

$$z = 0$$

r: 基圆半径

t: 系统变量，取值 0~1

(3) 由渐开线拉伸并延伸出曲面，如图 2.13 所示。

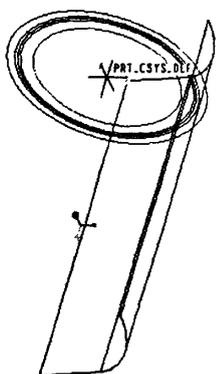


图 2.13 生成渐开线曲面

Fig. 2.13 Generation of the involute surface

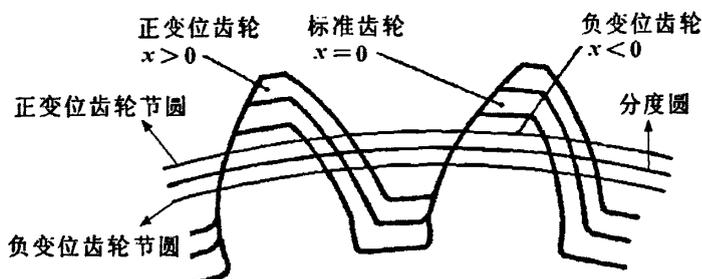


图 2.14 变位齿轮的节圆

Fig. 2.14 Pitch circle of the displaced gear

(4) 镜像所得曲面

如图 2.14 所示，标准齿轮分度圆上的齿厚等于齿间宽，变位齿轮节圆上的齿厚等于齿间宽，所以在对 (3) 中得到的曲面进行镜像时，为保证节圆上的齿厚等于齿间宽，进行以下操作：

- 1) 作渐开线与节圆的交点 PNT0，如图 2.15；
- 2) 经过圆心与 PNT0 作垂直于圆曲线所在的平面，得平面 DTM1，如图 2.16；
- 3) 以平面 DTM1 为基准，将其偏转 $180/(2*Z)^\circ$ (Z 为齿轮齿数) 得到平面 DTM2，如图 2.17；
- 4) 以平面 DTM2 为镜像的基准平面，将 (3) 中所得的曲面镜像，如图 2.18。

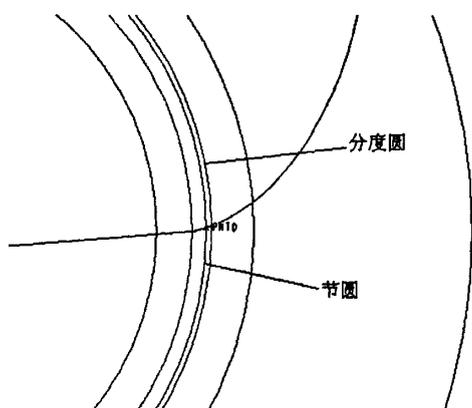


图 2.15 渐开线与节圆相交

Fig. 2.15 Intersection of the involute with the pitch circle

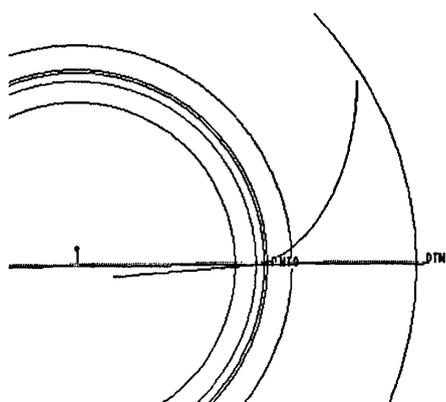


图 2.16 确定平面 DTM1

Fig. 2.16 Determination of the surface DTM1

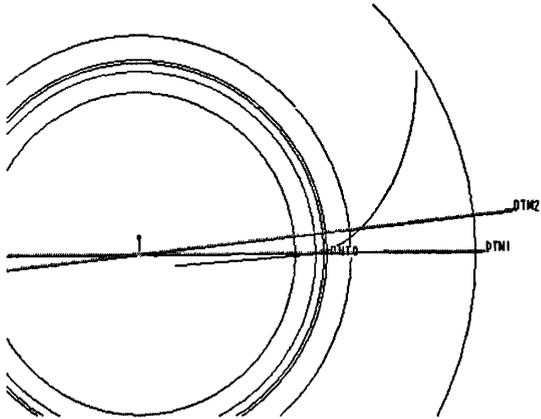


图 2.17 确定平面 DTM2
Fig. 2.17 Determination of the surface DTM2

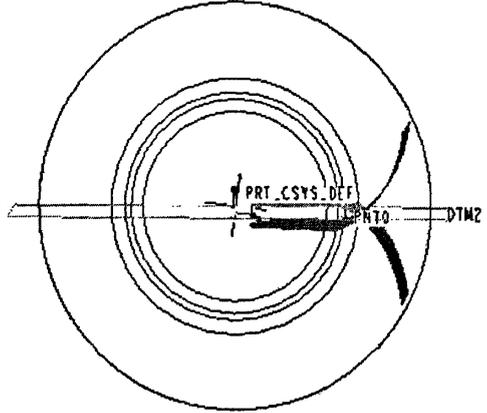


图 2.18 镜像后所得的曲面
Fig. 2.18 The mirrored surface

(5) 合并所得曲面，如图 2.19 所示。

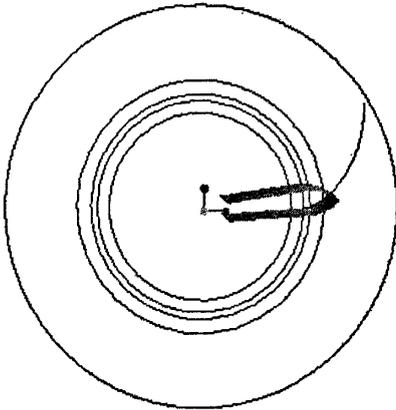


图 2.19 曲面的合并
Fig. 2.19 Merge of the surfaces

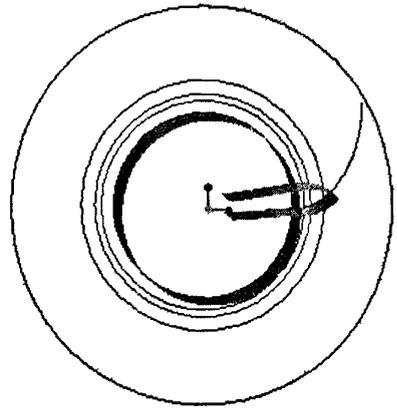


图 2.20 建立齿根圆的曲面
Fig. 2.20 Generation of the root circle surface

(6) 以齿根圆所在的曲线拉伸出齿根圆所在的平面，如图 2.20 所示。

(7) 阵列 (5) 中所得到的合并曲面，如图 2.21 所示。

(8) 将所得曲面合并得到齿轮的外形曲面，如图 2.22 所示。

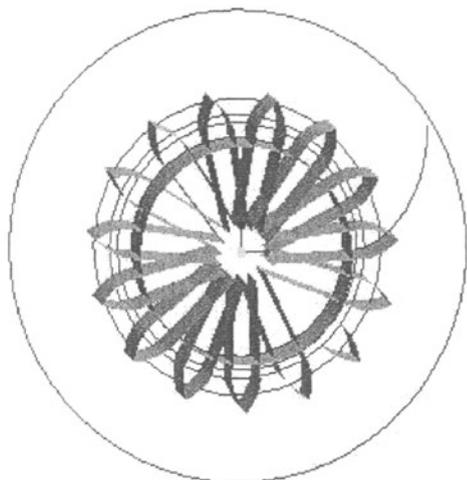


图 2.21 曲面的阵列
Fig. 2.21 Array of the surfaces

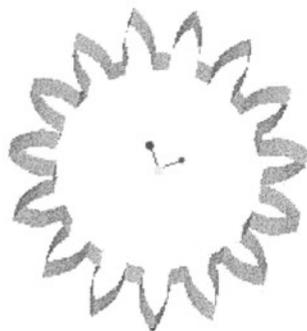


图 2.22 曲面的合并
Fig. 2.22 Merge of the surfaces

(9) 拉伸出齿顶圆所在的圆面，如图 2.23 所示。

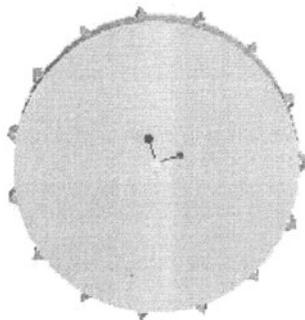


图 2.23 建立齿顶圆的曲面
Fig. 2.23 Generation of the top circle surface

(10) 合并所得曲面得到太阳轮整体齿廓的模型曲面，最后填入材料转化成实体即可。

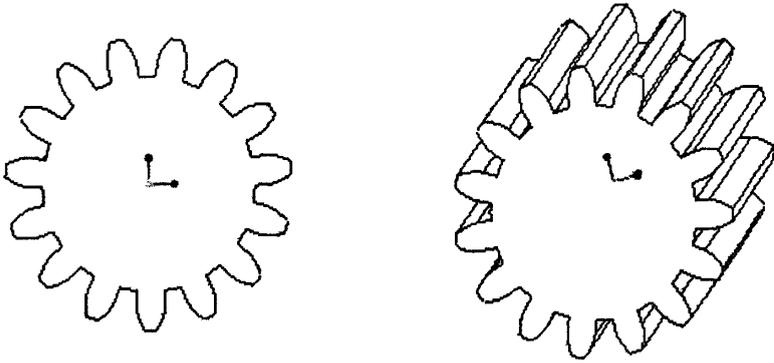


图 2.24 齿轮模型的建立

Fig. 2.24 Generation of the gear model

整个造型过程中，需注意在步骤（4）中对所得曲面进行镜像的时候所选择的镜像平面并非原来的平面，这样是为了满足变位的要求，即变位后齿轮节圆上的尺厚与齿间宽相等，而非原来的分度圆尺厚与齿间宽相等。

3 塑料微行星齿轮减速器的强度分析

塑料齿轮的设计是在传统的金属齿轮传动的设计理论基础之上,综合考虑了塑料具有刚度低、导热性差、耐热性能不佳及机械强度较低等特点。由于塑料材料本身的非均质、各向异性及聚合物材料的粘弹性等特点,齿轮的性能区别于金属齿轮。在很多情况下塑料齿轮的强度设计计算也不能像金属齿轮那样归结为简单的计算公式来完成,在计算时需要赫兹等公式进行参数的修正。

本章选取聚甲醛作为塑料行星齿轮系的材料,分析了聚甲醛的性能和加工方法,论述了塑料齿轮的失效形式及与金属齿轮失效形式的不同。首先应用修正公式计算了齿轮强度,然后应用国内外一致认可的 ANSYS 工程分析软件进行有限元分析,借助于计算机数值分析检验计算结果。

3.1 材料选择

本文选用聚甲醛(POM)进行塑料微行星齿轮减速器的制造。聚甲醛是指大分子链中含有氧化亚甲基重复结构单元的一类聚合物,学名为“聚氧化亚甲基”,英文简称 POM。POM 为第三大通用工程塑料。POM 广泛用于电子电器、机械、汽车、仪器仪表、建筑和日用品领域。日本 40%用于电子电器、27%用于汽车;美国 45%用于电子电器、17.5%用于汽车;西欧 39%用于汽车。

POM 的突出特点为:力学性能和刚性好,接近金属材料,是替代铜、铸铝、铝等金属材料的理想材料;耐疲劳性和耐蠕变性极好;耐磨损、自润性和摩擦性好;热稳定性和化学稳定性高,电绝缘性优良。POM 的缺点为密度大,耐酸及耐燃性不好,后收缩大且不稳定,尺寸稳定性差,耐候性不高。

POM 依结构不同可分为“均聚 POM”和“共聚 POM”两种。均聚 POM 的密度、结晶度和力学性能稍高一些,而共聚 POM 的热稳定性、化学稳定性及加工性较好。共聚 POM 的用途较均聚 POM 广泛。

一. 聚甲醛塑料的性能^[34, 35]

1. 一般性能 POM 的外观为淡黄色或白色半透明或不透明的粉状或粒状,制品表面光滑并有光泽,硬而质密,与象牙相似。成型收缩率高达 3.5%。易燃,其氧指数仅为 14~16,火焰上端为黄色、下端为蓝色,熔融滴落,有刺激性甲醛味和鱼腥味。POM 透气性小,仅为 PE 的几分之一。

2. 力学性能 POM 的力学性能优异,比强度可达 50.5MPa,比刚度达 2650MPa,与金属十分接近。POM 的力学性能随温度变化小,共聚比均聚稍大一些。POM 的冲击

强度较高，但常规冲击不及 ABS 和 PC；POM 对缺口敏感，有缺口可使冲击强度下降 90%。POM 的疲劳强度十分突出，而且自润滑性好，摩擦系数小，耐磨性好（POM>PA66>PA6>PC>ABS>HPC>PS），适用于受力摩擦制品如齿轮和轴承的生产。采用玻璃纤维增强后的 POM 力学性能可提高 2~3 倍，热变形温度提高 50℃ 以上。

3. 热学性能 POM 的长期耐热性不高，但短期可耐 160℃，均聚 POM 短期耐热比共聚高 10℃ 以上，共聚 POM 的长期耐热反而比均聚 POM 高 10℃ 左右。

4. 电学性能 POM 的电绝缘性较好，几乎不受温度和湿度的影响；介电常数和介电损耗角正切值在很宽的温度、湿度和频率范围内变化很小；耐电弧性极好，并可在高温下保持。POM 的介电强度与厚度有关，厚度 0.127mm 为 82.7K/mm 厚度 1.88mm 为 23.6K/mm。

5. 环境性能 POM 不耐强酸和氧化剂，对稀酸及弱酸有一定的稳定性。POM 的耐溶剂性良好，可耐烃类、醇类、醛类、醚类、汽油、润滑油及弱碱等，并可在高温下保持相当的稳定性能。POM 的耐候性不好，长期在紫外光作用下，力学性能下降，表面发生粉化和龟裂。

二. 聚甲醛塑料的成型加工

POM 可用注塑、挤出、吹塑及二次成型等方法加工，并以注塑加工为主。

POM 熔体的流变性呈非牛顿型，其熔体的粘度对温度不敏感；对注塑而言，要增加流动性，可以从增加注塑速率、减小喷嘴尺寸等方面入手。

POM 结晶度大，熔程窄，成型收缩大（可达 3.5%）。对注塑厚制品，要注意保压和补料，以免造成收缩孔太大而报废。

POM 的热稳定性差，温度过高或时间过长均会引起分解。特别是温度超过 250℃，分解速度会加快，并溢出强烈刺激眼睛的甲醛气体，严重时制品会产生气泡或变色，甚至引起爆炸。因此，必须严格控制加工温度和停留时间，另外，还需加入抗氧化剂和双氰胺甲醛吸收剂。

POM 的冷凝速度快，制品易产生表面缺陷如折皱、斑纹及熔接痕等。为此可用提高注射速度和提高模具温度等方法解决。制品易产生内应力，收缩也较大，需进行后处理。后处理的条件为：厚度 6mm 以下，温度 100℃，时间 0.25~1h；厚度 6mm 以上，温度 120~130℃，4~6h。

POM 吸水率不高，但干燥处理可提高制品表面的光泽度。干燥的条件为：温度 110~120℃，时间 3~5h。

3.2 塑料齿轮的失效形式

根据塑料齿轮的材料特性，在正常的工作中损坏的情况主要是以下三种^[36,37]：

(1) 齿根弯曲疲劳破坏

塑料轮齿受到作用于齿顶的法向作用力的周期性的弯曲载荷，在齿根的危险截面上，弯曲应力超过弯曲疲劳的最大应力而折断破坏。

塑料的疲劳试验说明在周期载荷下，比恒定载荷更容易在没有可察觉的塑性变形下，引起脆性断裂。虽然许多塑料的疲劳曲线的形状与金属相类似，但推断塑料也存在一个疲劳极限应力，还有待足够的试验数据。由于塑料存在“热软化”现象，疲劳试验必须在低频条件下进行，试验时间很长。

(2) 齿面的接触疲劳点蚀破坏

塑料断面之间的磨损与金属齿面相比，其剪切粘合、磨蚀和腐蚀的磨耗并不严重，但塑料齿面的疲劳却尤其突出。在周期性的赫兹接触应力下，在节线附近出现疲劳点蚀，这种表面剥落的小坑将破坏正常的啮合。用钢做小齿轮与塑料齿轮啮合，由于塑料的粘弹性和柔软性，其摩擦性能趋近于塑料齿轮之间的表面性能，与金属齿轮相配的塑料齿轮并不能得到改善，但金属齿轮有助于改善塑料齿轮的散热条件。用润滑方法改进相啮合塑料齿轮的摩擦性能，其效果不如金属齿轮那样显著。

(3) 轮齿的“热软化”破坏

塑料齿轮在高速运转时，塑料轮齿内部材料在变形时的内摩擦而生成的热量如果超过了通过热传导、热辐射和热对流所散出的热量，齿轮温度将明显上升，使之变形、断裂甚至熔融。随着高速的印刷机，电子计算机外围设备中塑料齿轮使用，这种现象已经能观察到。鉴于各品种塑料齿轮的每次循环后所产生热量的数据很难得到，目前只能进行散热条件的改善，而齿轮的强度校核仍然是以弯曲和接触强度为主。

3.3 太阳轮的强度计算

3.3.1 太阳轮的弯曲疲劳强度计算

根据理论研究及实际生产经验得知，3K-II 型塑料行星齿轮系的破坏主要发生在太阳轮 a 与行星轮 g 的啮合区域^[38,39]，因此本章也主要探讨该区域的齿轮强度。

假定太阳轮 a 的转速为 2400 r/min，按每天工作 5 个小时，每年 100 天计算，要求工作寿命为 1 年。太阳轮 a 的齿数 z 为 15，齿顶受力时，齿根危险截面的弯曲应力：

$$\sigma_F = \frac{C_1 * C_2 * F_t * y_F}{b * m} = \frac{C_1 * C_2 * 2T * y_F}{b * m * d} \leq [\sigma_F] \quad (\text{式 3-1})$$

式中, σ_F —接触应力; C_1 —工作条件系数; C_2 —温度修正系数; F_t —圆周力; T —齿轮所受扭矩; y_F —齿形系数; b —轮齿啮合宽度, 为 3mm; m —齿轮模数, 为 0.2mm; d —齿轮分度圆直径, 3mm; $[\sigma_F]$ —许用弯曲疲劳应力。

计算:

(1) 由齿数 $z=15$, 由图 3.1 得齿形系数 $y_F=3.1$;

(2) 节点处的线速度 $v = \frac{\pi * n * d}{60 * 1000} = \frac{3.14 * 3 * 600}{60 * 1000} = 0.094m/s$, 由图 3.2 得出工作条件系数 $C_1=1.0$;

(3) 取工作区温度 40° , 由图 3.3 得出温度修正系数 $C_2=1.2$;

(4) 太阳轮每转一圈, 单齿面啮合 3 次, 在工作寿命内的应力循环次数为 $3 * 2400 * 60 * 5 * 100 = 2.16 * 10^8$, 由图 3.4 查出齿轮的许用弯曲应力 $[\sigma_F]=60MPa$ 。将各参数代入式 (3-1), 求出齿轮所能承受的圆周力

$$F_t = \frac{[\sigma_F] * b * m}{C_1 * C_2 * y_F} = 9.68N。$$

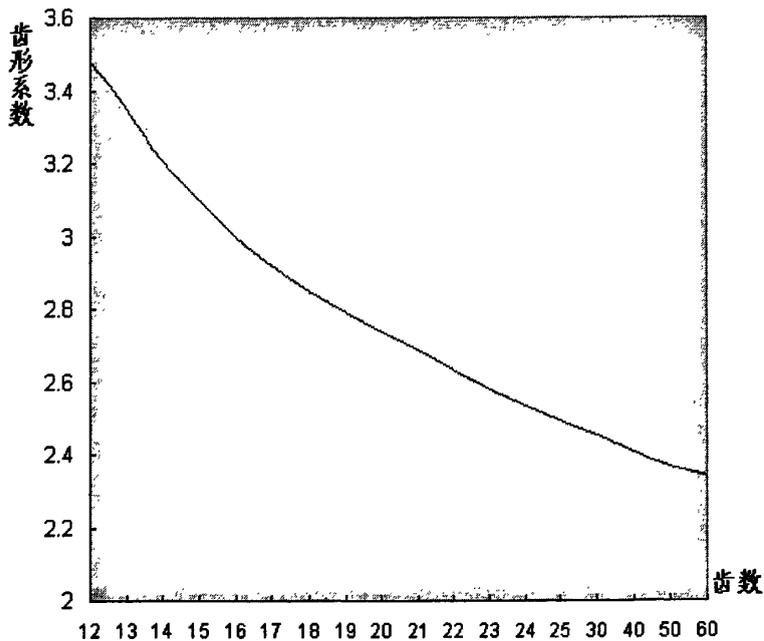


图 3.1 齿形系数 y_F

Fig. 3.1 The profile coefficient y_F

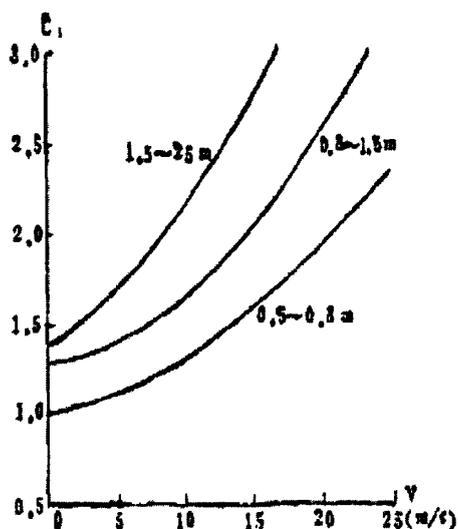


图 3.2 POM 工作条件系数

Fig. 3.2 The working condition coefficient of POM

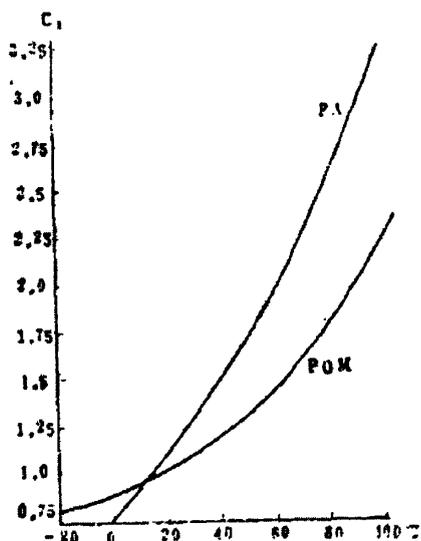


图 3.3 POM 温度修正系数

Fig. 3.3 The temperature coefficient of POM

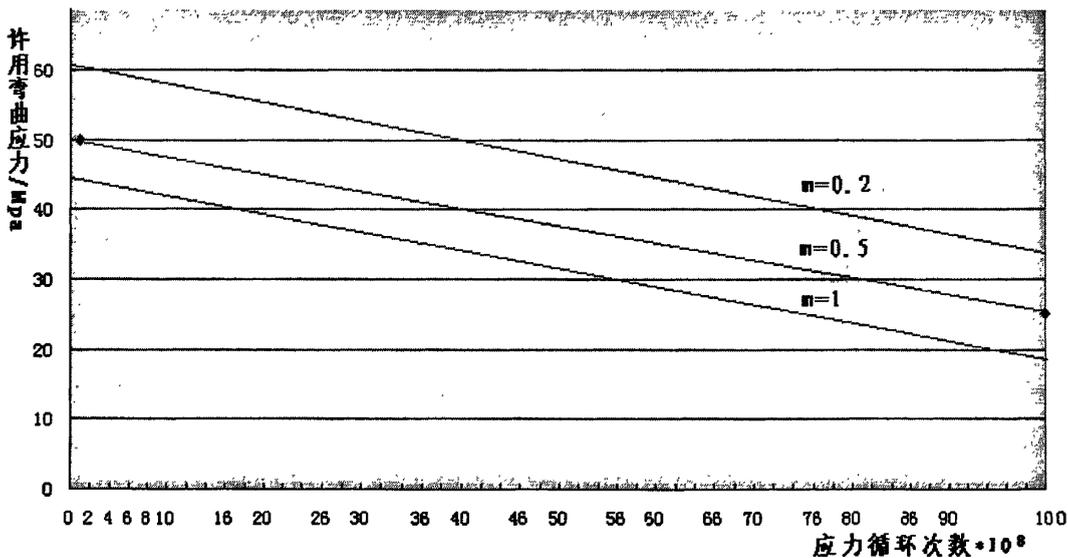


图 3.4 POM 齿轮弯曲疲劳极限应力

Fig. 3.4 The bending fatigue limitation stress of POM

3.3.2 太阳轮的接触疲劳强度计算

本节讨论太阳轮 a-g 行星轮相啮合齿面的接触应力，应力公式根据两平行圆柱体的赫兹公式推出，可得一对塑料渐开线齿轮的表面接触疲劳强度条件：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t K}{bd} * \frac{u+1}{u} * \frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha} * \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \leq [\sigma_H] \quad (\text{式 3-2})$$

式中， σ_H —接触应力； F_t —圆周力； K —载荷修正系数； u —因齿轮 a 至齿轮 g 是减速传动，故取 $u=1/i=15/11$ ； μ_1, μ_2 —两齿轮的泊松比因两齿轮均使用 POM，故取 $\mu_1=\mu_2=0.35$ ； E_1, E_2 —两齿轮的弹性模量； $[\sigma_H]$ —许用接触应力；其他同上。

计算：

(1) 每天工作 8 小时，平稳工作，由表 3.1 取载荷修正系数 $K=1.0$ 。

(2) 因两齿轮均使用 POM，故取泊松比 $\mu_1=\mu_2=0.35$ 。

(3) 前面已经提到应防止塑料齿轮的“热软化”，不同变形方式的弹性模量差别很大，应该用抗弯弹性模量，而不能用抗拉弹性模量。塑料的弹性模量对温度有较大的依赖关系，因此应根据材料的弯曲弹性模量与温度的试验曲线（图 3.5）选取弹性模量数值代入计算，40℃时取 $E=200\text{MPa}$ 。

(4) 前面我们已经计算出应力循环次数 $=2.16 \times 10^8$ ，由图 3.6 得许用接触应力 $[\sigma_H]=18\text{MPa}$ 。

将以上各量代入式 (3-2)，可得出齿轮所能承受的圆周力 $F_t=0.742\text{N}$ 。

综合齿轮弯曲强度和接触强度的计算，知齿轮所能够承受的圆周力为 $F_t=0.742\text{N}$ 。

考虑到安全系数，取 $F_t=0.65\text{N}$ 代入 ANSYS 软件中进行分析，以检验齿轮强度分析的准确性、可靠性。

表 3.1 载荷修正系数的选取

Fig. 3.1 The load correction coefficient

负载类型	连续工作 24h/d	正常工作 8~10h/d	间歇工作 3h/d	偶然工作 0.5h/d
平稳	1.25	1.00	0.80	0.50
轻度冲击	1.50	1.25	1.00	0.80
中等冲击	1.75	1.50	1.25	1.00
严重冲击	2.00	1.75	1.50	1.25

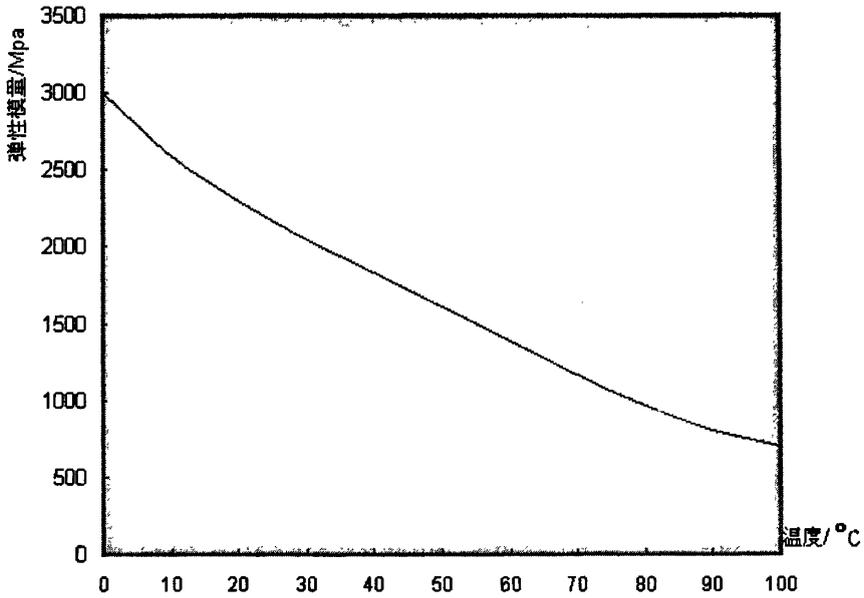


图 3.5 POM 弹性模量随温度的变化

Fig. 3.5 The temperature related elastic modulus of POM

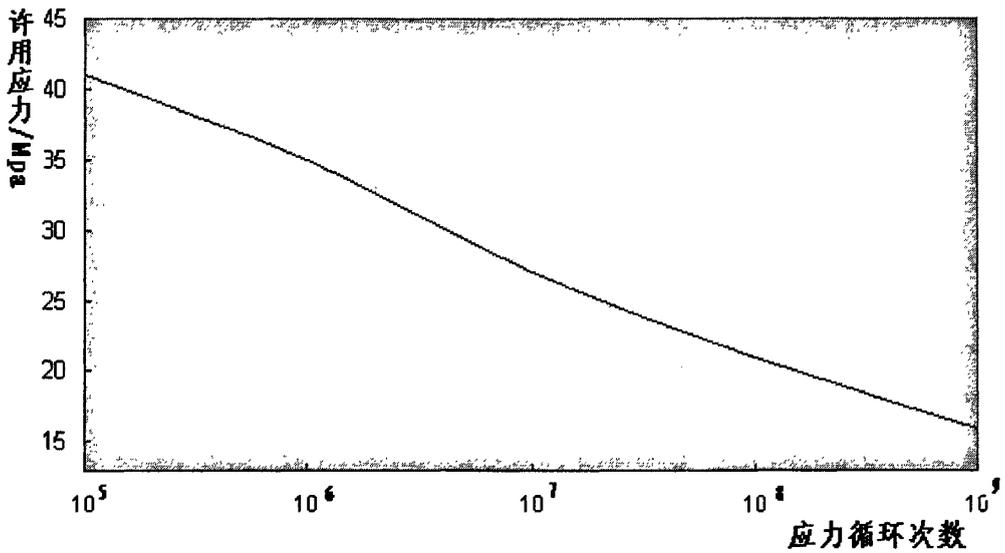


图 3.6 POM 接触疲劳极限应力

Fig. 3.6 The contact fatigue limitation stress of POM

3.4 运用 ANSYS 分析塑料行星轮系的强度

3.4.1 ANSYS 软件的功能简介

ANSYS 软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件^[40-42]。该软件可以用来求解结构、流体、电力、电磁场及碰撞等问题，可应用于航空航天、汽车工业、生物医学、桥梁、建筑、电子产品、重型机械、微机电系统、运动器械等工业领域。能与多数 CAD 软件如 Pro/E, I-DEAS, AutoCAD 等接口，实现数据的共享和交换。

软件主要包括三个部分：前处理模块，分析计算模块和后处理模块。前处理模块提供了一个强大的实体建模及网格划分工具，用户可以方便地构造有限元模型；分析计算模块包括结构分析（可进行线性分析、非线性分析和高度非线性分析）、流体动力学分析、电磁场分析、声场分析、压电分析以及多物理场的耦合分析，可模拟多种物理介质的相互作用，具有灵敏度分析及优化分析能力；后处理模块可将计算结果以彩色等值线显示、梯度显示、矢量显示、粒子流迹显示、立体切片显示、透明及半透明显示（可看到结构内部）等图形方式显示出来，也可将计算结果以图表、曲线形式显示或输出。

3.4.2 模型的建立与前处理

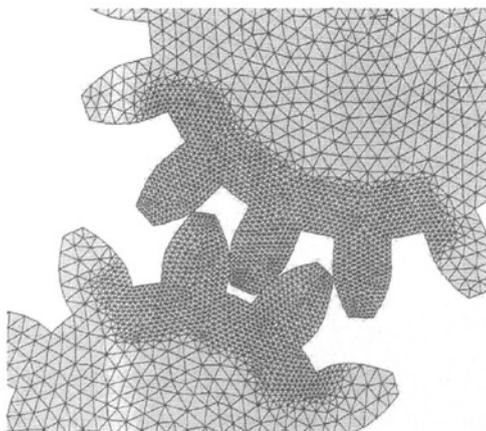


图 3.7 局部网格的细分

Fig. 3.7 The partial detailed meshing

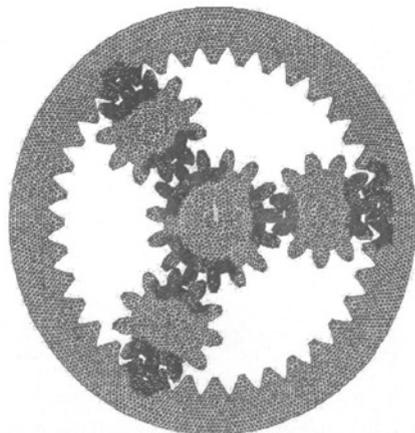


图 3.8 装配模型整体的网格划分

Fig. 3.8 Meshing of the total gear reducer

利用 Pro/E 建模的优势, 在 Pro/E 中建立三维模型, 然后将模型导入 ANSYS。导入之后, 须进行检查, 观察模型是否完整, 避免出现缺面、多点等错误, 以保证后续分析工作的顺利进行。

进行前处理时, 选择合适的单元类型, 并定义模型的材料参数。齿轮啮合区域应该划分比较细致的网格, 如图 3.7 所示, 以保证分析的精度。装配模型整体的网格划分如图 3.8 所示。

3.4.3 太阳轮的弯曲疲劳强度分析

1. 定义边界条件^[43-45]

考虑到分析精度和计算机承受能力, 对齿轮的齿根弯曲强度进行校核时, 进行单个齿轮的建模和网格划分。此时将网格划分得比较致密。在齿轮中心处约束全部自由度, 进行坐标系的转换, 并在齿顶处施加之前计算出的圆周力 $F_t=0.65N$, 如图 3.9 所示。

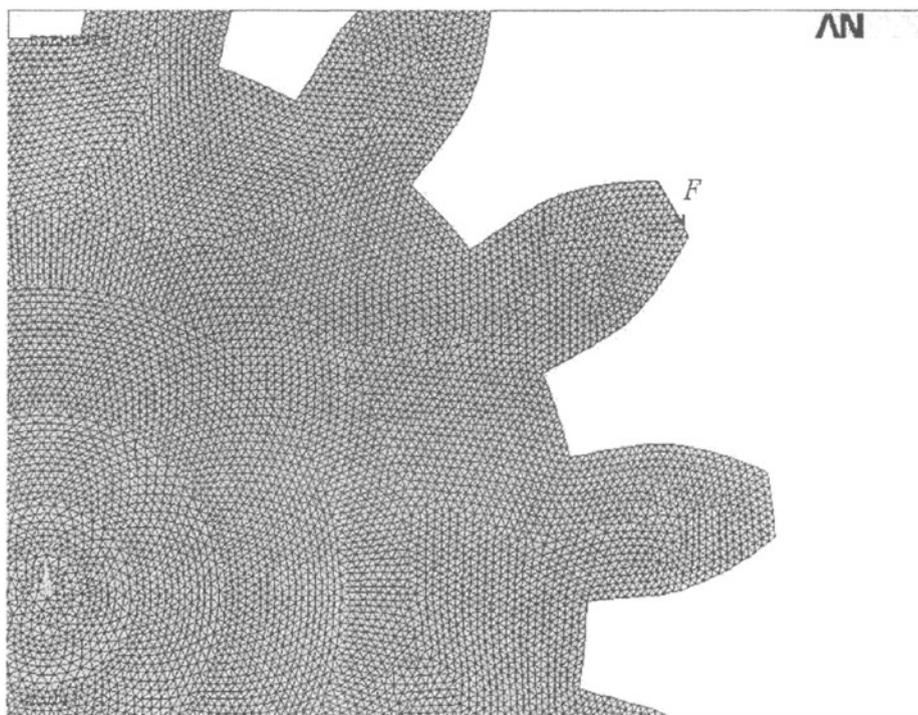


图 3.9 在齿顶处施加周向载荷

Fig. 3.9 Circular load on the top of the gear

2. 求解并查看结果

边界条件定义之后, 选取所有特征, 并进行求解。

在通用后处理器中,查看轮齿的等效应力云图,如图 3.10 所示。可知齿顶和齿根处为最大应力发生区域,最大应力约为 17MPa,与材料的许用弯曲疲劳强度 60MPa 相比,满足强度要求。

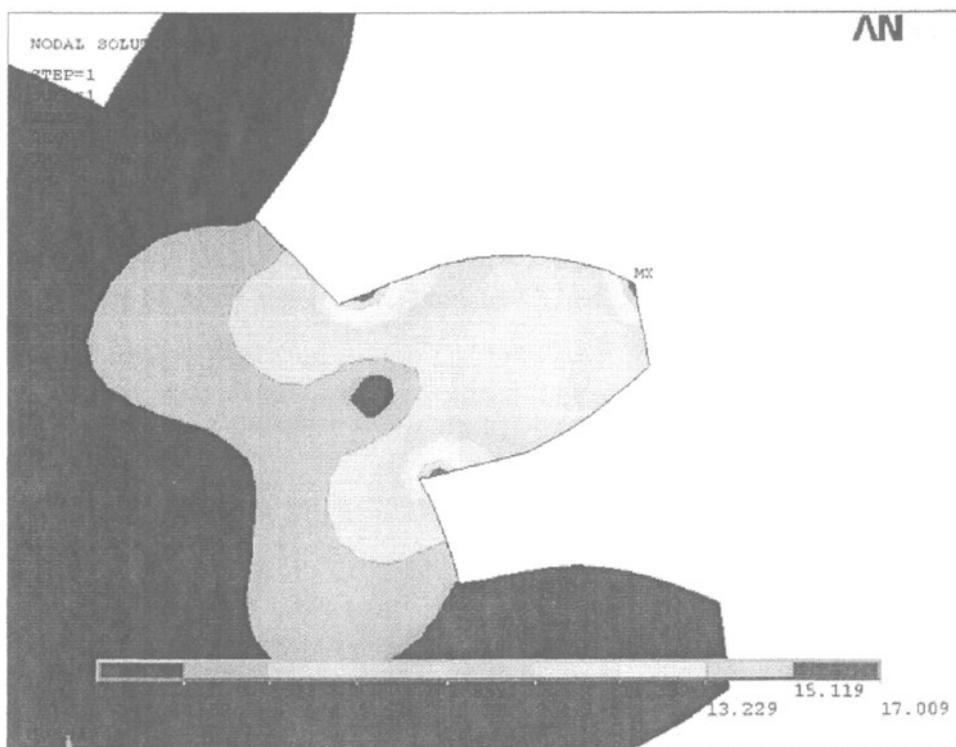


图 3.10 轮齿在周向力作用下的应力云图

Fig. 3.10 Stress distribution of the gear under the circular load

3.4.4 行星轮系的接触疲劳强度分析

前处理及求解过程与弯曲疲劳强度分析相同,不再赘述。接触分析时需要定义齿轮接触对,如图 3.11 所示。图 3.12 为接触应力分析结果云图,最大接触应力为 16.87MPa,相比于材料许用接触疲劳强度 18MPa,满足强度要求。

由图 3.12 知,最大应力出现在太阳轮 a 与行星轮 g 的接触区域,说明在 § 3.3 中以太阳轮 a 与行星轮 g 的啮合区域进行齿轮强度计算是正确的。

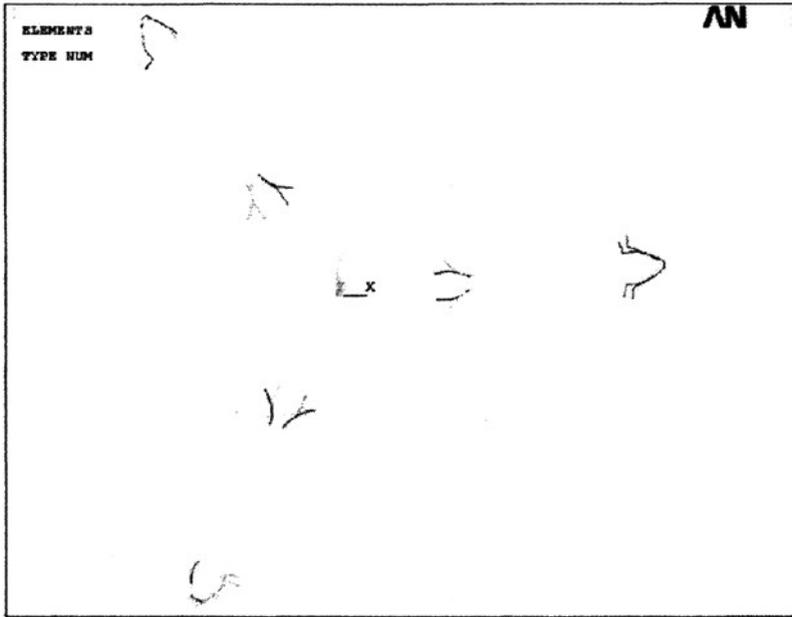


图 3.11 定义接触对

Fig. 3.11 Definition of the contact pairs

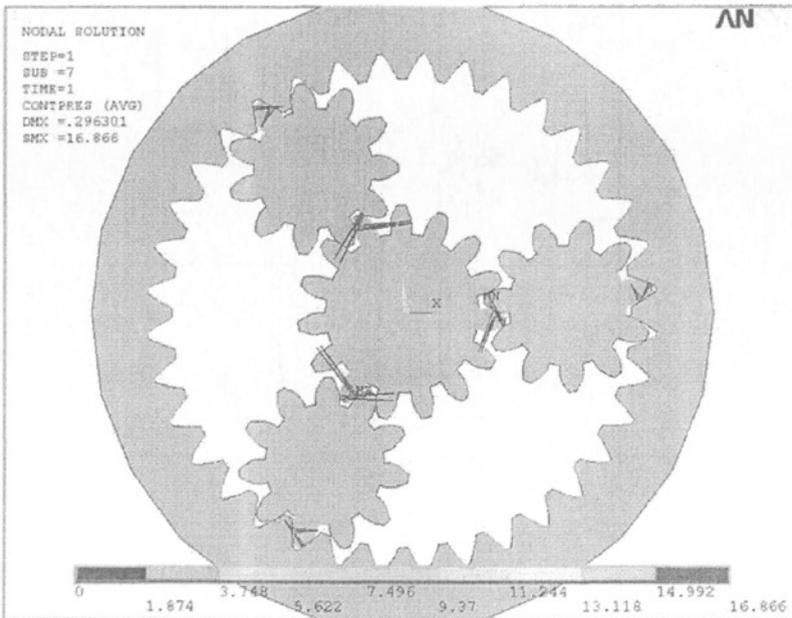


图 3.12 齿轮系的接触应力云图

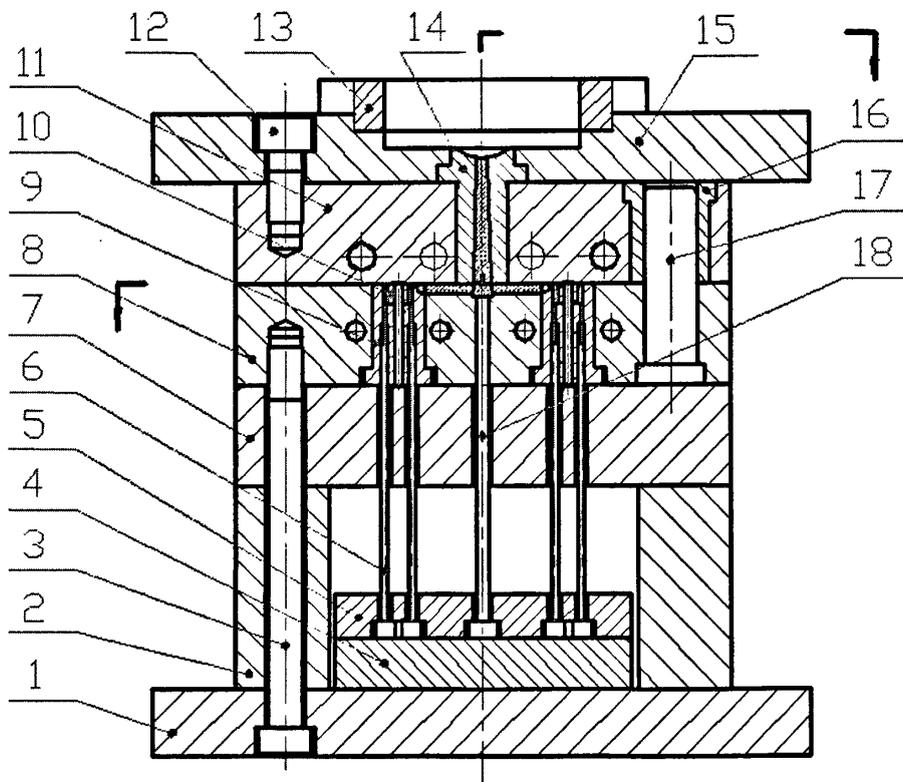
Fig. 3.12 Stress distribution of the gear reducer

4 塑料微行星齿轮减速器的内齿轮注塑模具研制

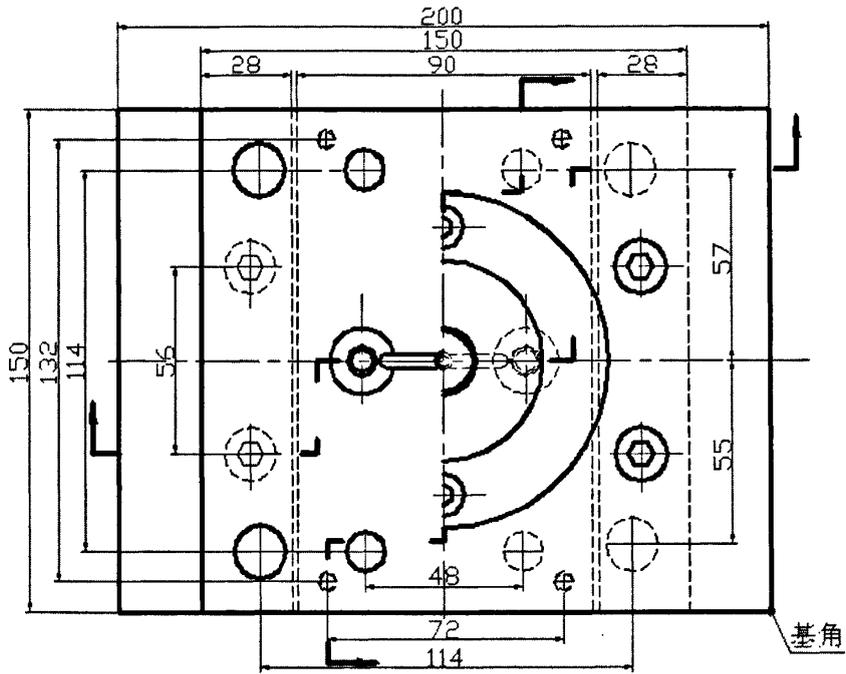
4.1 内齿轮注塑模具的总体结构

注塑成型塑料微行星齿轮减速器的固定内齿轮与输出内齿轮的注塑模具装配图如图 4.1 所示。

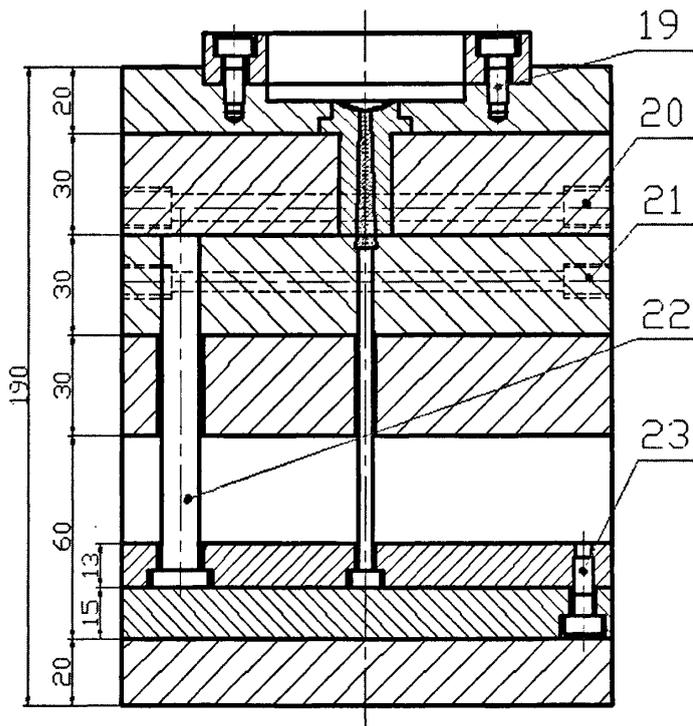
模具设计成一模两腔，注塑材料使用聚甲醛 (POM)。由于内齿轮成型在动模部分，而且形状复杂、精度要求高，所以动模部分设计成镶拼结构：在动模板中镶入型腔嵌套和型腔嵌件。采用镶拼结构可以简化型腔加工，将复杂的内形加工变成镶件的外形加工；镶件的局部型腔有较高的精度、经久的耐磨性并可置换，从而节约优质塑料模具钢；此外，有利于型腔的排气。



(a) 内齿轮注塑模具的主视图



(b) 内齿轮注塑模具的俯视图



(c) 内齿轮注塑模具的左视图

二. 定位环的设计

定位环与注塑机定模固定板中心的定位孔相配合,其作用是为了使主流道与喷嘴和料筒对中。设计定位环时应注意以下事项:

- (1) 定位环与注塑机定模固定板上的定位孔之间采取较松的间隙配合,如 H11/h11。
- (2) 对于小型模具,定位环与定位孔的配合长度可取 8~10mm,对于大型模具则可取 10~15mm。

定位环的设计如图 4.3 所示。

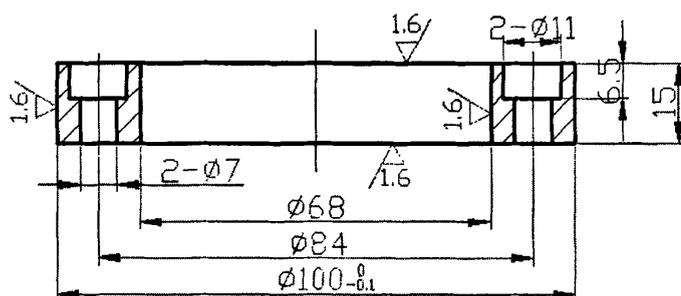


图 4.3 定位环的设计

Fig. 4.3 Design of the location ring

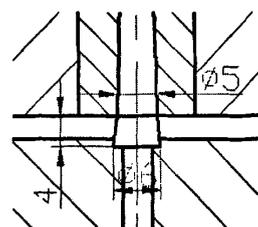


图 4.4 冷料井的设计

Fig. 4.4 Design of the well

三. 冷料井的设计

冷料井位于主流道出口端。因为主流道在定模一侧,模具打开时,为了将主流道凝料能够拉向动模一侧,并在顶出行程中将它脱出模外,动模一侧应设有拉料杆。应根据脱模机构的不同,正确选取冷料井与拉料杆的匹配方式。

冷料井设计如图 4.4 所示。将冷料井设计为带有锥度,动、定模打开时冷料本身可将主流道凝料拉向动模一侧,冷料井之下的圆杆在顶出行程中将凝料推出模外。

4.2.2 分流道的设计

单腔注塑模通常不用分流道,但多腔注塑模必须开设分流道。要求熔体通过分流道时的温度下降和压力损失都应尽可能小,而且要求分流道能平稳均衡地将熔体分配到各个模腔。设计分流道时应注意以下事项:

(1) 设计分流道时应将热量损失和流动阻力作为主要矛盾进行考虑,只有在保证塑料熔体能够在足够的压力和合理的温度下充满模腔时,才能尽量减小分流道截面积和长度以便降低原材料消耗。

(2) 当分流道较长时,其末端应留有冷料穴,以防前锋冷料堵塞浇口或进入模腔,造成充模不足或影响制品的熔接强度。

分流道的设计参见图 4.5。

4.2.3 浇口的设计

浇口是流道和型腔之间的连接部分，也是注塑模进料系统的最后部分，其基本作用：

- (1) 使从流道来的熔融塑料以最快的速度进入并充满型腔。
- (2) 型腔充满后，浇口能迅速冷却封闭，防止型腔内还未冷却的热料回流。

浇口的设计如图 4.5 所示，采用侧浇口，设置在模具的分型面处，截面为矩形。

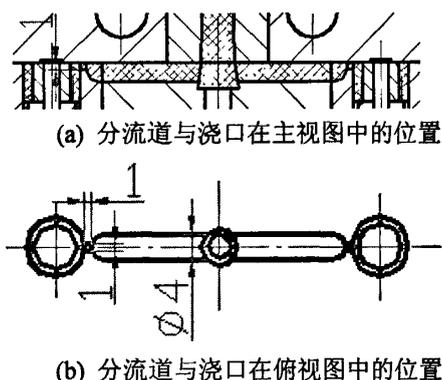


图 4.5 分流道与浇口的设计

Fig. 4.5 Design of the secondary runner and the gate

4.3 型腔镶块的设计

由于所成型的内齿轮在动模内，所以动模设计成镶拼结构，设计中应注意以下几点：

- (1) 动模的强度和刚度因此有所削弱，故模框板应有足够的强度和刚度。
- (2) 镶件之间、镶件与模框之间应尽量采用凹凸槽相互扣锁，以减小整体动模在高压下的变形和镶件的位移。
- (3) 镶拼件的结构应有利于加工、装配和调换。

型腔镶件的设计分为型腔嵌套的设计和型腔嵌件的设计，二者之间采用 $\phi 2.5$ 销连接。型腔嵌套和型腔嵌件的设计如图 4.6 和图 4.7 所示。从第三章对塑料微行星齿轮减速器的强度分析可知，提高塑料齿轮的厚度将明显提高塑料微行星齿轮减速器的承载能力，因此将塑料齿轮的厚度从原设计的 3mm 提高到 6mm。

型腔嵌套和型腔嵌件的材料均为 P20，硬度为 HRC 38-40。

目前受线切割加工设备的限制，所切割的金属齿形嵌件的齿槽宽不能小于 0.15mm，由此限制了齿轮模数的缩小。为了进一步缩减微行星齿轮减速器的外形尺寸，需要研究线丝直径小于 0.1mm 的微细线切割方法。图 4.8 和图 4.9 为型腔嵌套和型腔嵌件的照片。

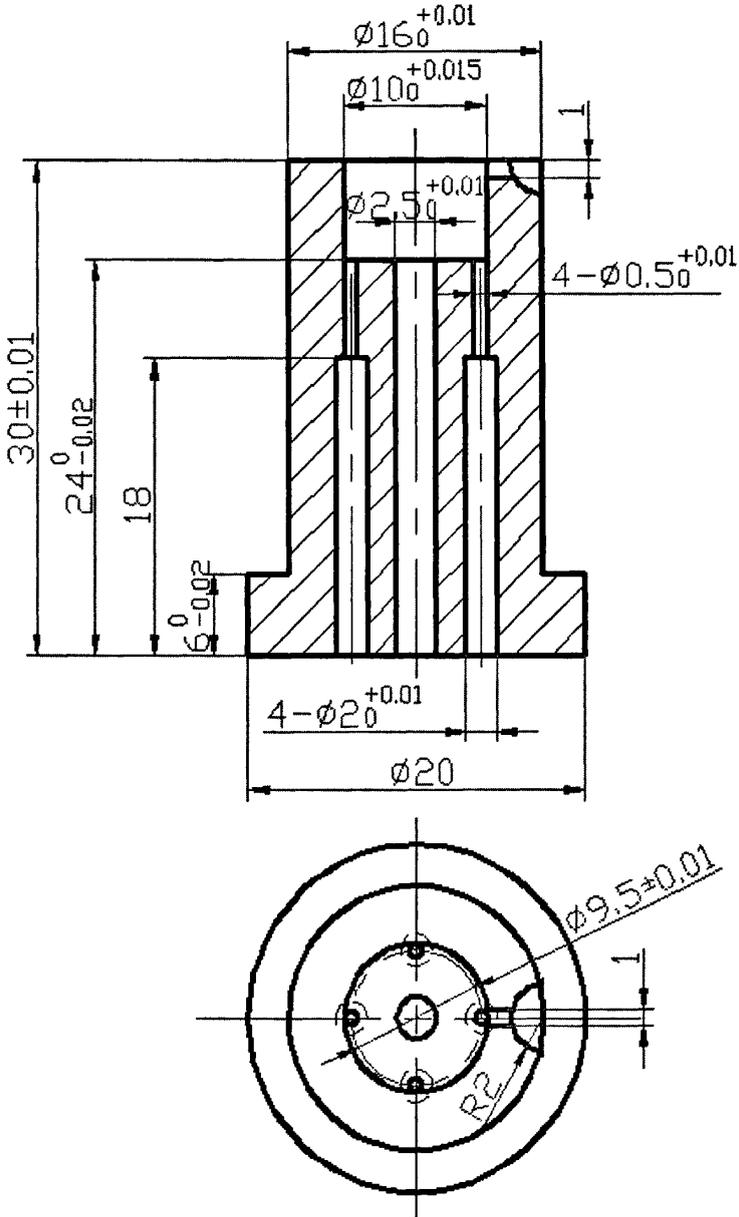


图 4.6 型腔嵌套的设计

Fig. 4.6 Design of the cavity insert

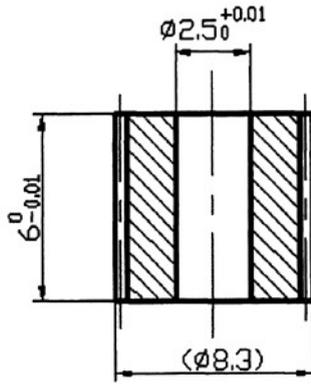


图 4.7 型腔嵌件的设计

Fig. 4.7 Design of the core insert

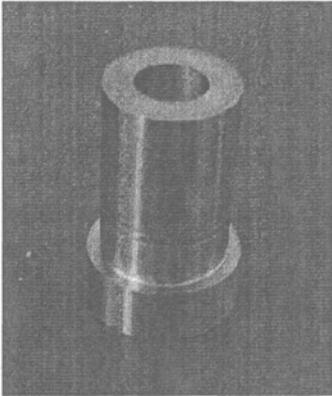


图 4.8 型腔嵌套照片

Fig. 4.8 Photo of the cavity insert

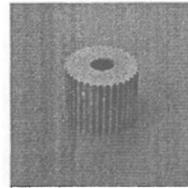


图 4.9 型腔嵌件照片

Fig. 4.9 Photo of the core insert

4.4 冷却系统的设计

冷却系统的设计原则:

- (1) 在保证模具有足够的机械强度的前提下, 冷却水道尽可能靠近型腔。
- (2) 冷却水道的直径应优先采用大于 8mm, 并且各个水道的直径应尽量相同, 避免由于水道直径不同而造成的冷却液流速不均。
- (3) 对于中、大型模具, 由于冷却水道很长, 会造成较大的温度梯度变化, 导致在冷却水道末端(出口处)温度上升很高, 从而影响冷却效果。因此对于中、大型模具, 可将冷却水道分成几个独立的回路来增大冷却液的流量, 减少压力损失, 提高传热效率。

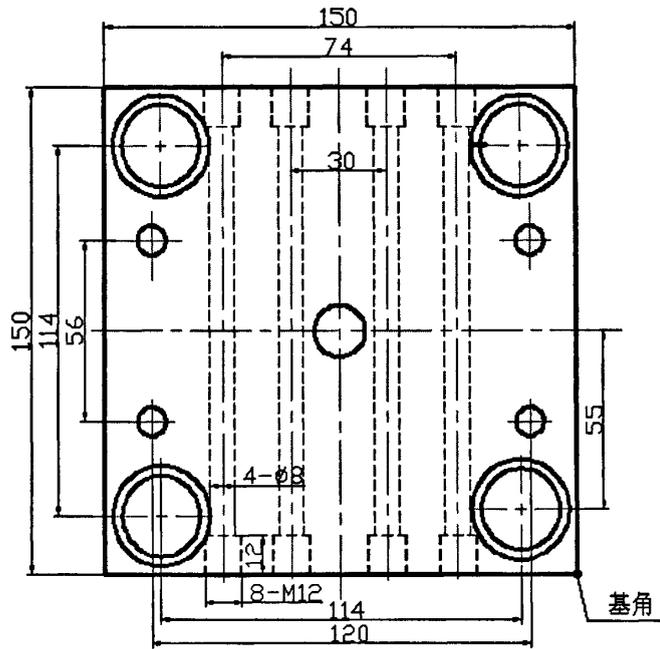


图 4.10 定模冷却水路的设计

Fig. 4.10 Design of the cooling system for the stationary side

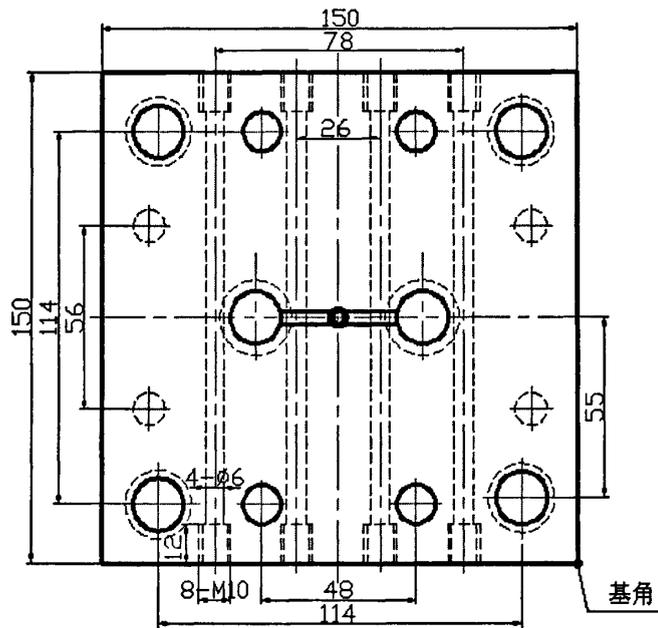


图 4.11 动模冷却水路的设计

Fig. 4.11 Design of the cooling system for the movable side

模具冷却系统的设计图如图 4.10、图 4.11 所示。定模水路直径为 $\phi 8\text{mm}$ ，使用 M12 的螺纹与冷却水管连接；动模水路的直径为 $\phi 6\text{mm}$ ，使用 M10 的螺纹与冷却水管连接。

4.5 顶出机构的设计

在注塑成型的每一循环中，塑件必须由模具型腔中取出。完成取出塑件这个动作的机构就是顶出机构，也称脱模机构。

一. 顶出机构的驱动方式

1. 手动脱模

手动脱模是指当模具分型后，用人工操纵顶出机构（如手动杠杆）取出塑件。对一些不带孔的扁平塑件，由于它与模具的粘附力不大，在模具结构上可不设顶出机构，而直接用手或钳子夹出塑件。使用这种脱模方式时，工人的劳动强度大，生产效率低，在大批量生产中不宜采用这种脱模方式。

2. 机动脱模

开模分型后，利用注塑机的顶杆推动注塑模具的脱模机构，把塑件从模具型腔上脱下来。这种顶出方式具有生产效率高，工人劳动强度低且顶出力大等优点。

3. 液压或气动顶出

在注塑机上专门设有顶出油缸，由它带动顶出机构实现脱模；或设有专门的气源和气路，通过型腔里微小的顶出气孔，靠压缩空气吹出塑件。这两种顶出方式的顶出力可以控制，气动顶出时塑件上不会留下顶出痕迹，但需要增设专门的液动或气动装置。

二. 顶出机构的设计

1. 顶杆脱模机构的组成

模具的顶出机构使用顶杆脱模机构，如图 4.1(a)、(c) 所示，它结构简单，制造容易而且维修方便。顶杆脱模机构由顶杆 6、顶杆固定板 5、顶杆垫板 4、拉料杆 18 和复位杆 22 等组成。顶杆、拉料杆、复位杆都安装在顶杆固定板上，用螺钉将顶杆固定板和顶杆垫板连接成一个整体。当模具打开并达到一定距离后，注塑机上的机床顶杆推动模具顶出机构将塑件连同浇注系统一起从动模中脱出。合模时，复位杆首先与定模分型面相接触，使顶杆与动模产生相反方向的相对移动。模具完全闭合后，顶出机构便回复到了初始的位置。

2. 顶杆的设计

5 塑料微行星齿轮减速器的内齿轮注塑成型过程模拟

本章主要对微行星齿轮减速器中固定内齿轮 b 和输出内齿轮 e 的注塑成型过程进行计算机模拟,使用的软件为 moldflow6.1。由于微小齿轮加工难点主要是在填充上,所以主要对填充过程进行模拟,以期通过模拟结果对成型过程有更直观地理解并对注塑成型工艺参数的合理设置提供参考。

5.1 Moldflow 软件的功能简介

Moldflow 公司总部位于美国波士顿,是一家专业从事塑料成型计算机辅助工程分析(CAE)的软件开发公司。自 1976 年发行世界上第一套流动分析软件以来, Moldflow 公司一直主导着塑料 CAE 软件市场。

Moldflow 公司开发了一系列产品,可以为制件设计、模具设计、注塑生产等整个过程提供非常有价值的信息和建议,而且这些信息可以方便地实现共享。本文中主要用到的产品为 Moldflow Plastics Insight,简称 MPI。MPI 是原 Moldflow 动态系列的升级产品,是一款更为深入的制件和模具设计分析的软件集成体,它提供了强大的分析功能、可视化功能和项目管理工具。这些工具使使用者可以进行深入的分析和优化,从而获得高质量的产品。以下从用户界面、模型获取、主要模块的功能等几个方面对 MPI 进行介绍。

1. MPI 具有集成的用户界面

使用者可以方便地输入 CAD 模型、选择和查找材料、建立模型并进行一系列的分析,同时先进的后处理技术能给使用者观察分析结果带来方便,它还可以生成基于 Internet 的分析报告,方便地实现数据共享。

2. 提供了最为优秀的 CAE 模型获取集成方案

MPI 提供了行业内最为优秀的 CAE 集成方案,实现了最广泛的几何模型集成。无论线框模型、表面造型、薄壁实体以及难以用中型面来表达的厚壁实体, MPI 都能提供易于使用的、稳定的、集成的环境来处理。

3. 拥有广泛、深入的模拟分析工具

MPI 能够模拟最广泛的热塑性塑料和热固性塑料注射成型中的制造工艺,即注射成型过程中的充模、保压以及冷却阶段,并能预测制品成型后的缺陷如翘曲变形等。MPI 还可以模拟其他的热塑性塑料成型工艺,如气体辅助注射成型、共注和注压成型以及反应成型过程,包括热固性注射成型、反应注射成型和半导体芯片封装。

5.2 内齿轮的注塑成型过程模拟

对于使用注塑成型的方法来生产微齿轮的工艺来说，难点在于注塑成型中型腔的充模。因齿轮尺寸小、壁厚薄，熔料冷凝快，所以主要对充模过程进行分析。

由于微行星齿轮减速器的固定内齿轮与输出内齿轮的尺寸差别极小，因此以固定内齿轮的注塑成型过程模拟为代表进行重点说明。

5.2.1 产品模型及网格划分

内齿轮 b 的三维模型及尺寸如图 5.1 所示。

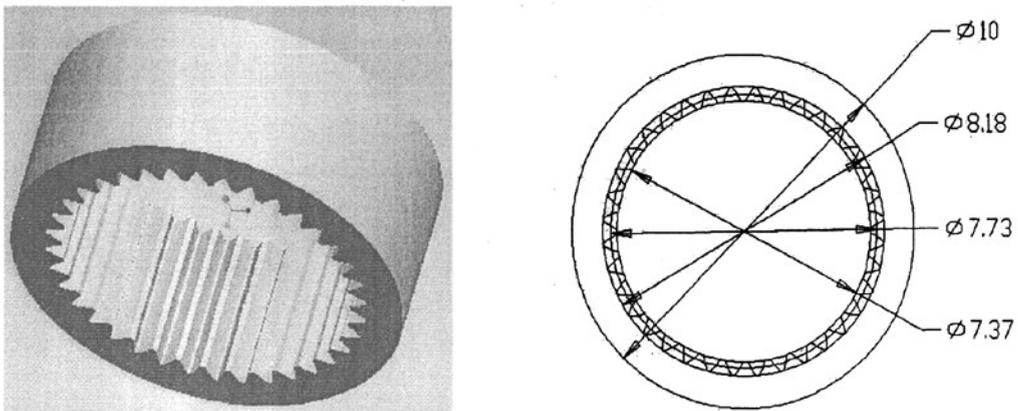


图 5.1 内齿轮 b 的三维模型及尺寸

Fig. 5.1 3D model and dimensions of the inner gear b

对零件进行网格划分，定义网格密度，网格边长设置为 0.3mm，如图 5.2 所示。

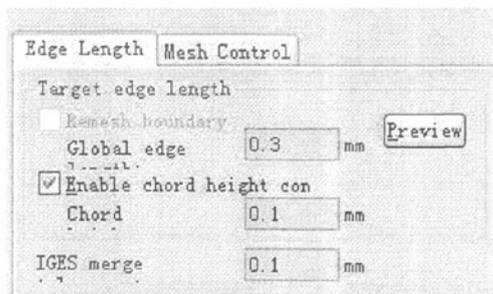


图 5.2 定义网格密度

Fig. 5.2 Define mesh density

划分网格后要对网格进行修复，最大纵横比限制在 10 以下，由于零件的结构不属

于外表面与内表面对称结构，故难以使匹配率达到 85%以上。模型的网格划分如图 5.3 所示。网格信息统计如图 5.4 所示。

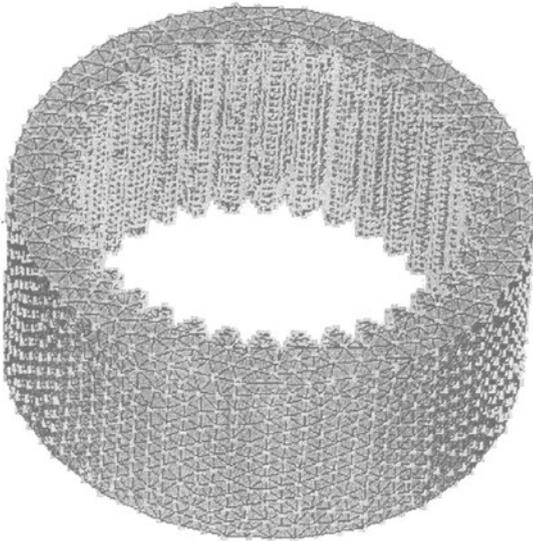


图 5.3 模型网格划分

Fig. 5.3 Meshing of the model

Mesh Statistics	
Surface triangles	14902
Nodes	7656
Beams	204
Connectivity regions	1
Mesh volume	0.1232 cm ³
Runner volume	0.4463 cm ³
Mesh area	3.52471 cm ²
Edge details-----	
Free edges	0
Manifold edges	22353
Non-manifold edges	0
Orientation details-----	
Elements not oriented	0
Intersection details-----	
Element intersections	43
Fully overlapping elements	0
Duplicate beams	0
Surface triangle aspect ratio-----	
Minimum aspect ratio	1.160000
Maximum aspect ratio	7.108000
Average aspect ratio	1.790000
Match percentage-----	
Match percentage	50.5%

图 5.4 网格信息统计

Fig. 5.4 Mesh statistics

设置主流道、分流道及浇口，并对其进行相对的网格划分，如图 5.5 所示。

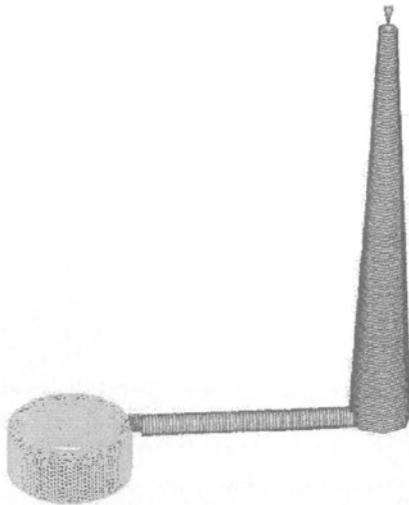


图 5.5 模型浇注系统的设置

Fig. 5.5 Defination of the runner system

5.2.2 注塑机的定义

(1) 注塑机的定义：首先对所使用的注塑机在 Moldflow 上定义，点击 Tools，出现下拉菜单，选择 New Personal Database，出现图 5.6 所示的对话框：

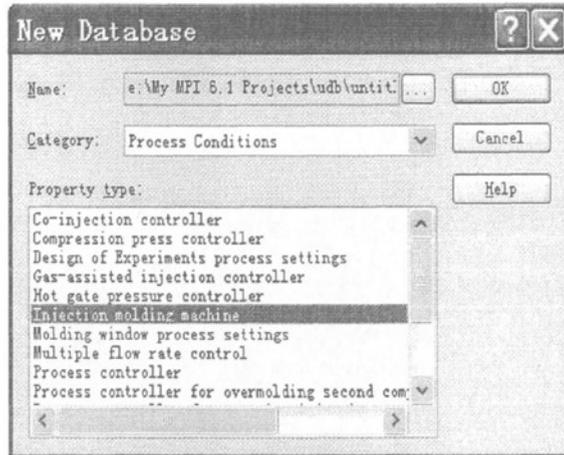


图 5.6 注塑机的设置

Fig. 5.6 Setting of the injection machine

在 category (类别) 栏中选择 process condition (工艺条件) 下面的 injection molding machine (注塑机)，然后进入下一步：属性设置。点 new (新建)，把注塑机的基本参数添加进去。

(2) 注塑机的导入

双击 Study Tasks 窗口中的 Process Setting (工艺参数设置)，弹出图 5.7 所示的对话框。

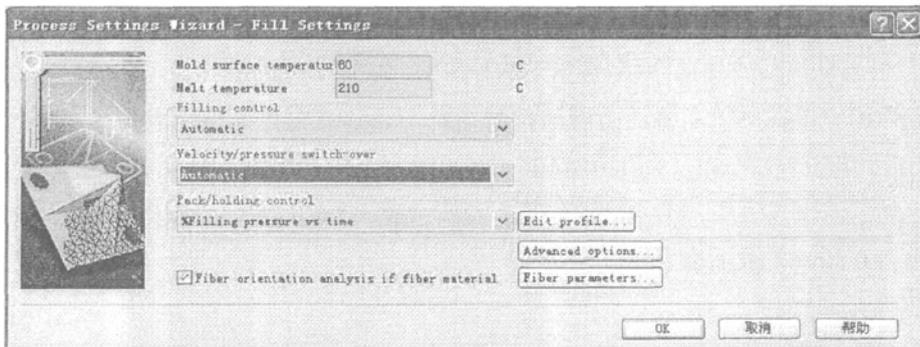


图 5.7 工艺参数设置

Fig. 5.7 Process Setting

点击 Advanced options (高级选项), 出现如图 5.8 所示的对话框。在 Injection molding machine 一栏中点 select, 把上述所设置的注塑机文件导入进去即可。

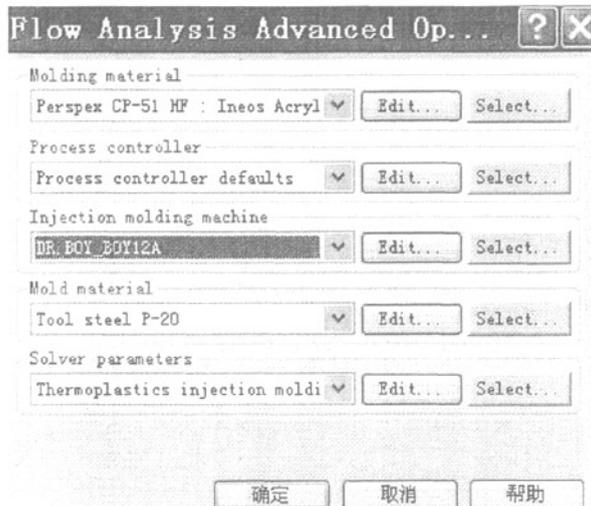


图 5.8 注塑机的导入

Fig. 5.8 Introduction of the injection machine

5.2.3 工艺参数的设定

(1) 注射量 (计量行程) 的计算

在注塑机上注射量是以计量行程 L 的形式表示的, 计算公式如下:

$$L = \{ 4 * V / [\pi * (D / 10)^2] \} * (D_s / D_m) * 10$$

式中, $\pi = 3.1416$, D 为螺杆直径, D_s 为材料固态密度, D_m 为材料熔融密度, V 是总体积。

Boy 12A 型微注塑机的螺杆直径 D 为 18mm。在模拟和实验中所使用的塑件材料是 POM, 在 Moldflow 的材料库中查得 POM 的 D_s 为 1.5285g/cm^3 , D_m 为 1.2548g/cm^3 。 V 是流道体积与塑件体积之和, 由网格信息统计图可以查得产品体积和流道体积分别为 0.1232cm^3 和 0.4463cm^3 , 则 $V=0.5695\text{cm}^3$ 。带入上式, 得到计算结果: $L=2.7\text{mm}$ 。由于在实际的注塑过程中, 料筒内都要有一定的余量, 余量的大小一般取计量的 10% 左右, 在此取为 0.3mm, 最后取 $L=3\text{mm}$ 。

(2) 冷却时间的计算

冷却时间的经验估算公式为

$$T_{cool} \approx \frac{(\Delta Z)^2}{4\alpha}, \alpha = \frac{k}{\rho C_p}$$

式中, ΔZ 为制品厚度 (mm); ρ 为材料密度 (kg/cm^3); k 为材料的热导率 ($\text{w}/(\text{m}\cdot\text{k})$); C_p 为材料的比热 ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{k})$)。

内齿轮厚度 $\Delta Z=1.7\text{mm}$; 塑料 POM 的固体密度 $\rho=1.5285\cdot 10^{-3}\text{kg}/\text{cm}^3$; $k=0.23\text{w}/(\text{m}\cdot\text{k})$; $C_p=2300\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{k})$ 。计算得出 $T_{cool}=11\text{s}$, 由于内齿轮尺寸很小, 为了充分的冷却, 避免顶出时产生收缩变形, 冷却时间增加常规件冷却的 1~2 倍, 则 T_{cool} 取 25s。

(3) Molding window (成型工艺条件): 取模具温度为 80°C , 熔体温度为 210°C 。

(4) 注射速度的设定: 注射速度通常采用多段注塑的慢—快—慢方式。第 1 段为刚好填充完流道浇口, 以较慢速度通过浇口, 以免发生喷射, 使流动前沿完全进入型腔; 然后以较快速度填充型腔; 型腔快填充完成时放慢速度 (有利于排气), 最后在保压前再次将速度放慢, 然后切换为压力控制, 如图 5.9 所示。

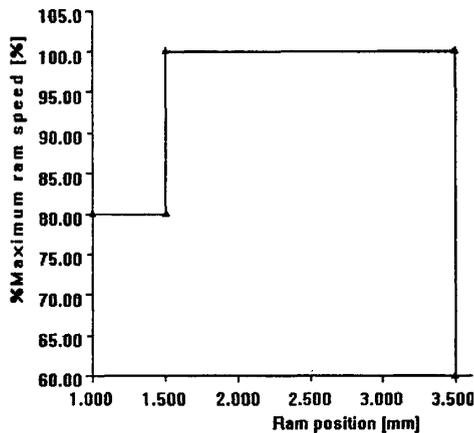


图 5.9 注射速度的设定

Fig. 5.9 Setting of injection velocity

保压压力默认值为填充压力的 80%, 保压时间初步设为 10s。所有的设定都完成后, 双击 Analyze Now, 进行 Flow (充填) 分析, 待分析结束后, 分析任务窗口下方会以多级菜单的形式生成模拟结果。

5.2.4 模拟结果的分析

(1) 填充云图

填充过程如图 5.10 所示。可以看出, 熔体刚进入型腔时以喷泉形式流动, 流动速度最快的部分在型腔中间。随着熔料的冷凝, 前锋熔料到达齿轮末端的速度变慢。避免或

减小滞流现象的方法是增加注射速度、提高模具温度等，这样可以增加剪切热而且使滞流时间变短。在 Fill time 结果中，欠注部分表示为灰色，可以看出该模拟中无欠注部分，浇注系统及工艺参数的设置合理。

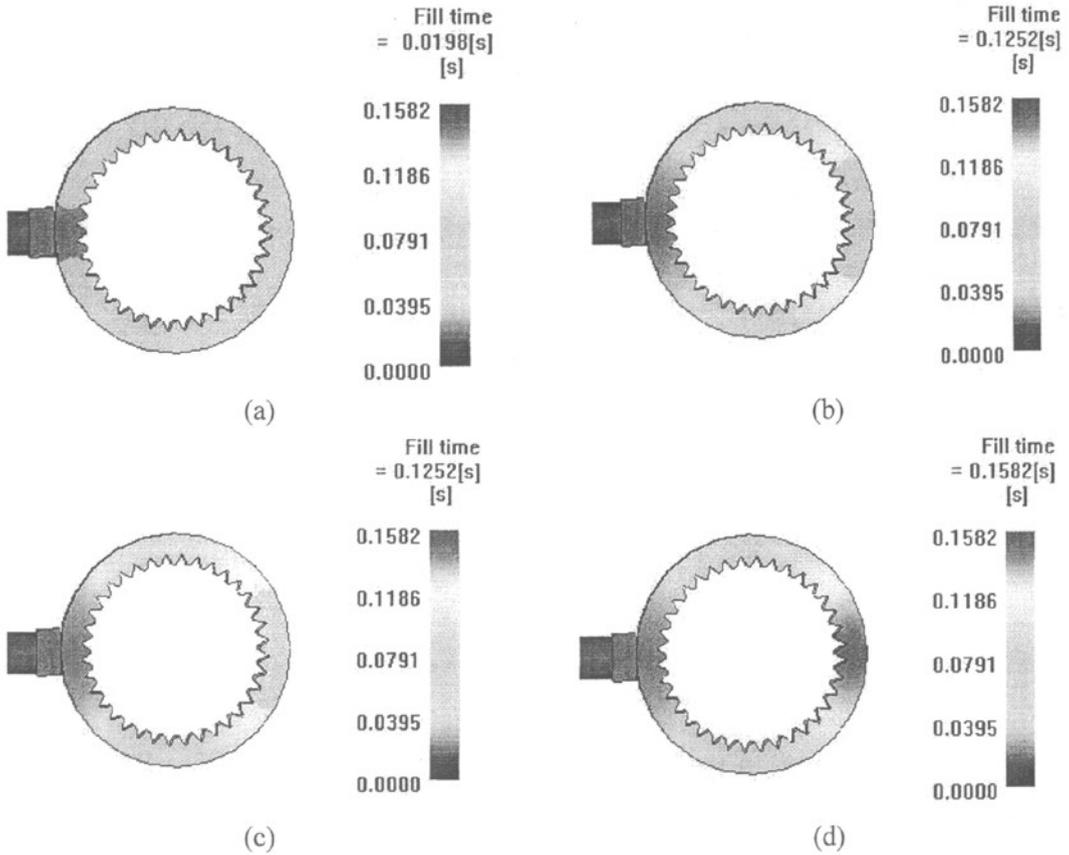


图 5.10 填充云图

Fig. 5.10 Fill nephogram

(2) 熔接痕的产生

熔接痕的分布如图 5.11 所示。熔接痕主要产生在轮齿齿根部分及最后填充的部分，齿根部分的熔接痕对内齿轮的强度无太大影响。最后填充部分的熔接痕对于轮齿的强度起决定性作用，因此在注塑过程中要注意合理调整注塑参数，消除该处熔接痕。

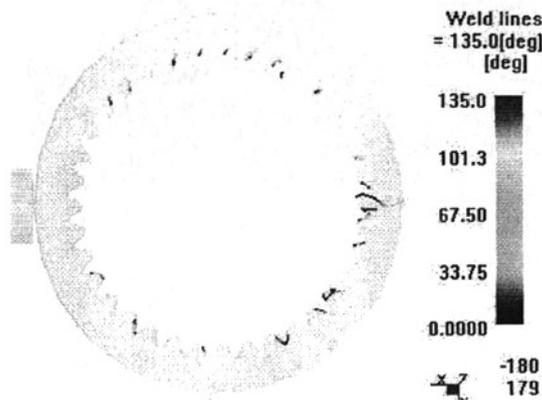


图 5.11 熔接痕的分布

Fig. 5.11 Distribution of the welding line

(3) 冷凝时间云图

冷凝过程如图 5.12 所示。由于内齿轮的齿形小，壁厚薄，所以此处的冷凝时间最短，冷凝时间在 3~4 秒；主流道则由于体积及尺寸较大，所以其冷凝时间最长，冷凝最慢处的冷凝时间在 22~23 秒左右，所以实际注塑成型过程中，可适当减少保压时间，以提高注塑件的生产率。

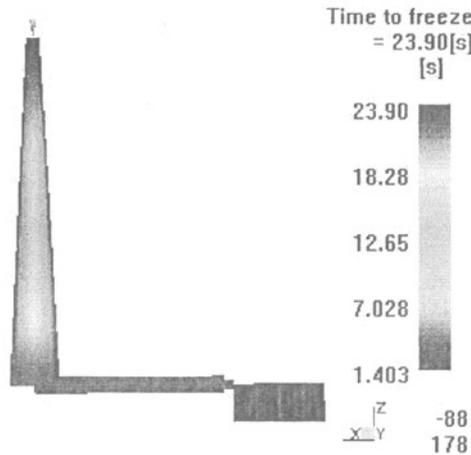


图 5.12 冷凝云图

Fig. 5.12 Freezing nephogram

(4) 平均温度分布云图

平均温度分布如图 5.13 所示。平均温度分布云图表示沿产品壁厚方向上以熔体流速为权值的平均温度，通过平均温度分布云图的结果显示。由平均温度分布云图可以看出，固定内齿轮上的平均温度均在 POM 材料的降解温度以下，不存在局部过热的情况。

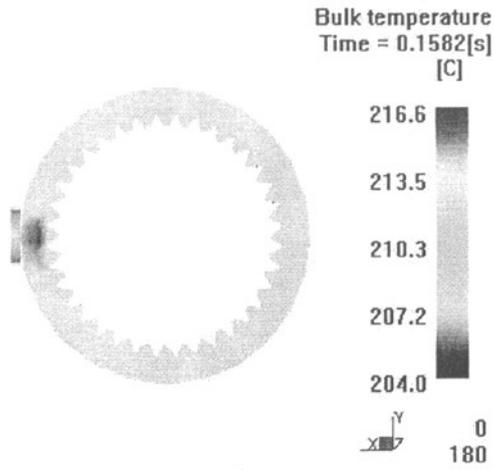


图 5.13 平均温度分布云图

Fig. 5.13 Bulk temperature nephogram

6 塑料微行星齿轮减速器的内齿轮注塑成型试验

塑料微行星齿轮减速器的输出内齿轮与固定内齿轮的注塑模具已完成了制造与装配，并在大连理工大学工程训练中心的华大机械有限公司 TTI-120F 型注塑机（图 6.1）上进行了注塑成型实验。TTI-120F 型注塑机的参数见表 6.1。

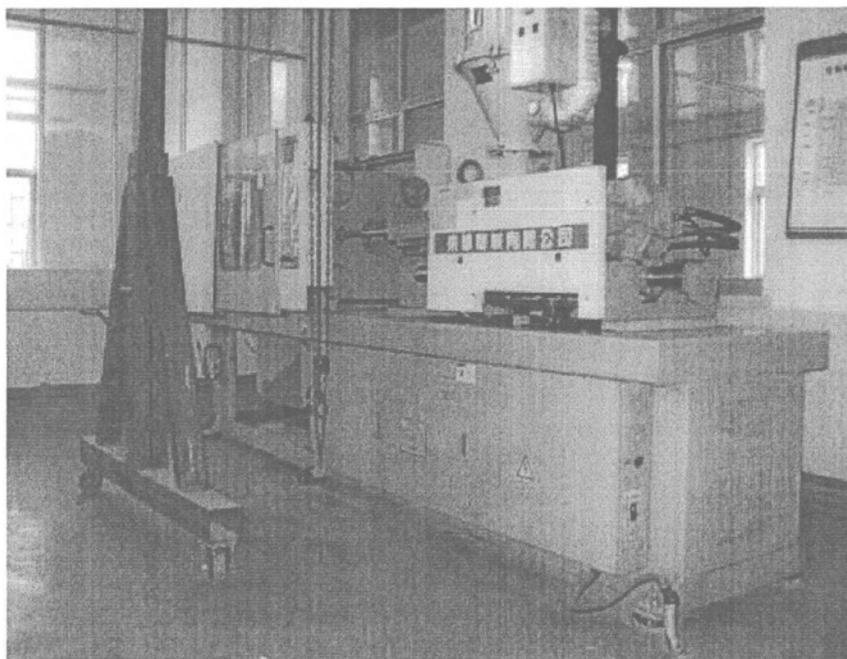


图 6.1 TTI-120F 型注塑机
Fig.6.1 TTI-120F injection machine

表 6.1 TTI-120F 型注塑机参数
Tab.6.1 The parameters of TTI-120F injection machine

螺杆直径	40mm	锁模力	120ton
螺杆长径比	20	锁模行程	340mm
理论注射体积	215cm ³	模板最大间距	710mm
最大注射速度	156cm ³ /s	最大注射压力	178MPa
顶杆行程	95mm	注射台行程	300mm
螺杆行程	171mm	顶杆力	4t
螺杆最大转速	260r/min	顶杆数	1

通过注塑成型实验发现，由于所注塑成型的塑料内齿轮的高度较大（为 6mm），而且用来成型轮齿的金属外齿轮型芯嵌件是无法设置脱模斜度的，此外又因塑料内齿轮的壁厚较小而导致了阶梯形顶杆的顶出部分直径过小（为 $\phi 0.5\text{mm}$ ），所以在塑件顶出的时候出现了顶杆将塑料内齿轮顶穿的现象，如图 6.2 所示。所以塑料微行星齿轮减速器的内齿轮注塑模具结构需要进一步改进，建议采用推板或推管来顶出塑料内齿轮，同时将塑料内齿轮的高度在满足设计要求的前提下尽量缩短，以减小塑料内齿轮的脱模难度。

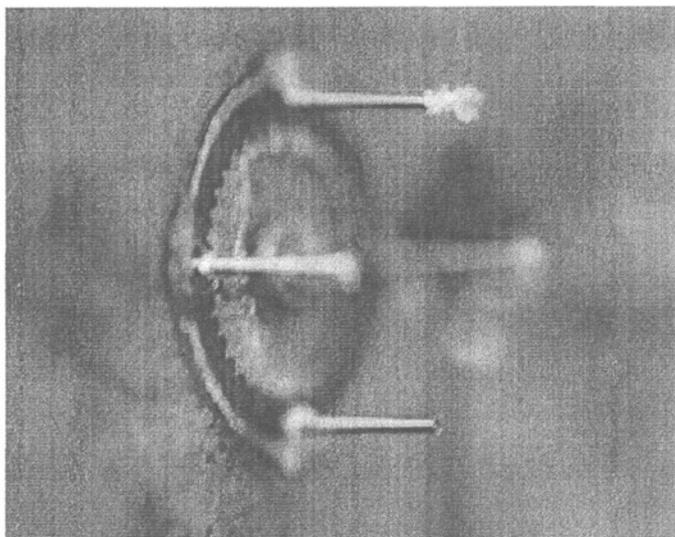


图 6.2 顶杆将注塑成型的塑料内齿轮顶穿的放大图片

Fig.6.2 The magnified picture showing penetration of the ejection pins through the plastic internal gear

结 论

本课题的研究内容是塑料微行星齿轮减速器的设计制造。通过理论分析以及利用 Pro-E、ANSYS 等软件分别对塑料微行星齿轮减速器的装配和使用性能进行模拟，设计了模数 0.2mm、机构外形尺寸 10mm 的塑料微行星齿轮减速器，并为该微行星齿轮减速器中的固定内齿轮与输出内齿轮设计制造了注塑成型模具，利用 Moldflow 模拟分析了固定内齿轮与输出内齿轮的注塑成型过程。

首先，对 3K-II 型行星齿轮减速器的结构和工作原理做了较详细的分析，通过对不同设计方案的对比分析，采用了角度变位的方式来设计 3K-II 型微行星齿轮减速器，并对模数为 0.2mm 的 3K-II 型微行星齿轮减速器的各齿轮参数进行了计算。提出按照行星轮与固定内齿轮的啮合顶隙要求来确定行星轮的齿顶圆直径与固定内齿轮的齿根圆直径。

其次，选取聚甲醛作为塑料微行星齿轮减速器的制造材料，分析了聚甲醛的性能和加工方法，论述了塑料齿轮的失效形式及与金属齿轮失效的不同，然后选取适当的公式和修正系数，对塑料齿轮的弯曲疲劳强度、接触疲劳强度进行了计算，并用 ANSYS 有限元软件检验计算结果。软件分析结果表明，依公式计算的齿轮强度可靠，与实际情况相符；提高塑料齿轮的厚度将明显提高塑料微行星齿轮减速器的承载能力。

再次，对于塑料微行星齿轮减速器中的固定内齿轮与输出内齿轮，设计制造了注塑成型模具。由于所成型的塑料齿轮厚度大于 1mm，所以注塑模具型腔的金属外齿轮嵌件采用线切割方法加工。目前受线切割加工设备的限制，所切割的金属齿形嵌件的齿槽宽不能小于 0.15mm，由此限制了齿轮模数的缩小。为了进一步缩减微行星齿轮减速器的外形尺寸，需要研究线丝直径小于 0.1mm 的微细线切割方法。

最后，使用 Moldflow 软件对塑料微行星齿轮减速器中的内齿轮注塑成型过程进行了模拟，为实际注塑成型的合理工艺参数设置提供了一定的参考。注塑成型试验结果表明，塑料内齿轮的顶出方式与塑料内齿轮高度的设计有待改进。

参 考 文 献

1. 王雷刚, 倪雪峰, 黄瑶, 王匀. 微注射成型技术的发展现状与展望[J]. 现代塑料加工应用, 2007, 19(1):55-58.
2. 蒋炳炎等. 流道截面形状对微流体流动性能的影响[J]. 中南大学学报, 2006, 10(5): 964-969.
3. Engel U, Eckstein R. Microforming—from Basic Research to Its Realization[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 125-126(9): 35-44.
4. Julien G, Thierry C, Patrice M. Microinjection molding of thermoplastic polymers: a review [J]. J Micromech microeng, 2007, 17(1): 96-109.
5. V. Piotter, W. Bauer, T. Benzer, A. Emde. Injection Molding of Components for Microsystems [J]. Microsystem Technologies, 2001, (7):99-102.
6. Despa M S. Molding large area plastic parts covered with HARMS [D]. Louisiana State University, 2001.
7. Despa M S, Kelly K W. Injection Molding of Polymeric LIGA HARMS [J]. Microsystem Technologies, 1999, 6:60-66.
8. Guojun Xu, Yu L Y, Lee L J. Experimental and numerical of injection molding with micro-features [J]. Polym. Eng. Sci, 2005, 42(5): 866-875.
9. Lei Xie. A visual mold with variotherm system for weld line study in micro injection molding [J]. Microsyst Technol., 2008, 14(6): 809-814.
10. Piotter V, Benzler T, Ruprecht R, Hausselt J. Injection molding and related techniques for fabrication of microstructures[J]. Microsystem Technologies, 1997, 3(3): 129-133.
11. Kukla C, Laibl H, Detter H et al. Micro-injection moulding - the aims of a project partnership [J]. Kunststoffe plast Europe, 1998, 88(9):6-7.
12. Sha B, Dimov S, Griffiths C, et al. Investigation of micro-injection moulding: factors affecting the replication quality[J]. J. Mater. Proc. Tech, 2007, 183(2-3): 284-296.
13. Osamu Murakami. Effect of Molecular Weight and Molding Conditions on the Replication of Injection Moldings with Micro-Scale V-Groove Features [J]. Polym. Eng. Sci., 2008, 48(4): 697-704.
14. Takanori Katoh, Ryuichi Tokuno, Yanping Zhang, Masahiro Abe, Katsumi Akita, Masaharu Akamatsu. Micro injection molding for mass production using LIGA mold inserts [J]. Microsyst Technol, 2008, 14: 1507 - 1514.
15. B. K. Lee. Replication of micro lens arrays by injection molding [J]. J. Micro. Tech. 2004, 10(6): 531 - 535.
16. P. C. Yu, Q. F. Li, J. Y. H. Fuh, T. Li, P. W. Ho. Micro injection molding of micro gear using nano-sized zirconia powder[J]. Microsyst Technol, 2009, 15: 401 - 406.

17. H. L. Zhang, N. S. Ong, Y. C. Lam. Mold surface roughness effects on cavity filling of polymer melt in micro injection molding[J]. *Int J Adv Manuf Technol*, 2008, 37:1105 - 1112.
18. 吴英, 周兆英, 江永清等. 金属三维微结构加工技术的研究. *仪表技术与传感器*. 2006, 1: 1-9.
19. T. M. Yu, J. Zhuang, M. J. Wang, and W. Zheng. Experiments and Numerical Simulation of Micro Gears in Micro Injection Molding [C]. *The 9th International Symposium on Advances in Abrasive Technology*, 2006: 338-343.
20. 蒋炳炎, 吴旺青, 胡建良, 沈龙江. 微注射成型中聚合物熔融塑化技术[J]. *工程塑料应用*, 2007, 35 (11): 8-12.
21. 刘方辉, 钱心远, 张杰. 注塑成型新技术的发展概况[J]. *塑料科技*, 2009, 37(3): 83-88.
22. 胡广洪, 姜朝东, 濮仲佳, 崔振山. 微细发泡注塑成型工艺与微泡尺寸的关系[J]. *塑料工业*, 2007, 35(2): 20-22.
23. 姜爱菊, 吴宏武. 微注射成型技术的最新进展[J]. *塑料工业*, 2008, 36(8): 1-4.
24. 王雷刚, 顾燕如, 黄瑶, 王匀. 微孔塑料注塑成型技术及其发展[J]. *现代塑料加工应用*, 2007, 19(4): 56-58.
25. 陈夏宗, 张仁安, 林钰婉, 秦进传. 快速动态模温控制于高深宽比微结构注塑成型[J]. *塑胶工业*, 2007, 10(1):24-27.
26. Shen Y K, Wu W Y. An analysis of the three-dimensional micro-injection molding[J]. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 2002, 29(3): 423-431.
27. 蒋炳炎, 沈龙江, 彭华建. 微注射成型中变模温控制技术. *中国塑料*, 2006, 20(3): 99-102.
28. Young W B. Simulation of the filling process in molding components with micro channels[J]. *Microsys. Tech*, 2005, 11(66): 410-415.
29. Liou A C, Chen R H. Injection molding of polymer micro-and sub-micron structures with high-aspect ratios [J]. *Int J Adv Manuf Technol*, 2006, 28:1097-1103.
30. 饶振纲. 行星传动机构设计 (第 2 版) [M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
31. 范志荣. LIGA 技术制造微行星齿轮减速器中的计算机图形设计[D]. 上海交通大学硕士学位论文, 2000.
32. 陈文元, 张卫平, 丁涛. 微 3k-2 型行星齿轮减速器中微齿轮啮合模型和参数计算[J]. *上海交通大学学报*, 2000, 34 卷(3): 381 - 383.
33. 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理 (第 7 版) [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
34. 樊新民, 车剑飞. 工程塑料及其应用 [M]. 机械工业出版社, 2006.
35. 马之庚, 陈开来. 工程塑料手册 [M]. 机械工业出版社, 2004.
36. 史文, 赵为群. 聚甲醛塑料齿轮的设计计算 [J]. *仪表技术与传感器*, 1987 (4): 23-27.
37. 徐佩弦. 塑料齿轮的设计 [J]. *齿轮*, 1998 (12): 29-35.
38. 徐佩弦. 塑料齿轮抗弯疲劳强度与摩擦磨损 [J]. *电子工艺技术*, 1990 (3): 45-49.
39. 岩崎寿. 塑料齿轮设计 [M]. 机械设计, 1984.
40. 舒瑞龙. 基于 ANSYS 的行星齿轮传动设计分析 [D]. 贵州大学, 2007.

41. 杨平. 微齿轮传动啮合接触特性及运动学仿真技术 [D]. 江苏大学, 2006.
42. 曹雄刚, 靳伍银, 韩炎娜. 塑料齿轮结构静力学的分析及成形工艺参数优化 [J]. 制造材料, 2008 (46): 44-46.
43. 康凯. 塑料齿轮强度研究 [D]. 北京化工大学, 2001.
44. 杨生华. 齿轮接触有限元分析 [J]. 计算机力学学报, 2003 (20): 191-194.
45. 雷镛, 武宝林. 基于 ANSYS 有限元软件的直齿轮接触应力分析 [J]. 机械传动, 2006 (2): 50-53.

攻读硕士学位期间发表学术论文情况

孙炜, 宋满仓, 祝铁丽. 3K-II 型微行星齿轮减速器的设计. 大连理工大学研究生院网络学刊, 2009. 属于学位论文第二章.

致 谢

值此论文完结之际，谨向我的导师宋满仓老师致以诚挚的感谢。老师严谨的学术作风、实事求是的治学态度让我受教终身。论文中很多思想、观点与方法，都是在宋老师鞭策和启迪下的结果，是宋老师所领导的课题小组集体智慧的结晶。

感谢模具研究所的王敏杰教授、于同敏副教授、宋满仓副教授、姜开宇副教授、祝铁丽讲师、刘莹讲师与赵丹阳讲师，他们为课题研究提出了重要的建议和意见。

感谢模具研究所的刘克城高级工程师、王振工程师及孙泰安、周学林、王作清等师傅，他们为实验所需模具的加工和改进给予了非常大的帮助。

感谢工程训练中心的梁延德教授及工程训练中心四车间的各位老师，为我提供了注塑成型的实验条件，对于他们的大力支持在此表示真挚的感谢。

感谢现代制造技术研究所的王瑞利工程师为模具型腔的制作所提供的精诚协助。

感谢曾经帮助我的同学，特别是王学虎、李金鹰及模具所的各位同学，感谢各位在课题研究中给予了我大量的帮助。

感谢我所有的亲人，感谢他们在我的成长过程中给予了我无微不至的呵护、默默无私的支持。

最后，感谢关心过我和帮助过我的所有人！