



天津中德应用技术大学

Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

本科生毕业设计

航空活塞发动机齿轮减速装置设计

Design of Gear Reduction Device for Aviation Piston Engine

姓 名 _____ 王慧 _____

学 院 _____ 航空航天学院 _____

专 业 _____ 飞行器制造工程（专升本） _____

指导教师 _____ 周明博/岳峰 _____

职 称 _____ 高级工程师 _____

完成时间 _____ 2022 年 6 月 3 日 _____



天津中德应用技术大学
Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

本科生毕业设计

航空活塞发动机齿轮减速装置设计
Design of Gear Reduction Device for Aviation Piston Engine

姓 名 _____ 王慧 _____
学 院 _____ 航空航天学院 _____
专 业 _____ 飞行器制造工程（专升本） _____
指导教师 _____ 周明博/岳峰 _____
职 称 _____ 高级工程师 _____
完成时间 _____ 2022 年 6 月 3 日 _____

天津中德应用技术大学

本科生毕业设计（论文）选题申报表

学 院	航空航天学院	申 报 人	姓 名	周 明 博		
专 业	飞行器制造工程		技术职务	正高	副高 √	中级
题目名称	航空活塞发动机齿轮减速器减速装置设计					
题目类型	自拟	题目来源	其他项目			
课题来源、背景及意义	<p>航空发动机技术是飞机的核心。而减速机构的性能对发动机整体性能影响很大，该题目对于强化学生在机械课程的所学内容的实际应用设计能力非常重要。学生也需要结合航空行业的特点，以及飞机设计的一些特殊因素进行设计，对学生能力是全面的锻炼。</p>					
任务及要求	<p>学生需要了解发动机原理，了解活塞曲轴输出和螺旋桨以及各发动机附件的转速要求。确定减速器的主减速比，及各附件的减速比。进而可以设计全部减速机构。之后运用软件绘制减速装置装配体的三维模型并进行校核计算。在模拟计算结果的帮助下，对设计进行进一步改善和优化，最终确定设计方案。并完成论文的撰写。</p>					
工作条件	<p>机械设计手册、SolidWorks 等三维设计软件、其他参考书籍、教材和文献。</p>					
知识与能力要求	<p>学生应具有：查阅资料和文献的能力，学生需要具备计算和查阅手册进行选型的能力，运用软件绘制减速装置装配体的三维模型并进行校核计算的能力。对设计进行进一步改善和优化，解决问题的能力。并完成论文的撰写。</p>					
系（教研室）审查意见：						
同 意						
负责人： <u>张健</u> 2021 年 12 月 7 日						



天津中德应用技术大学
Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

毕业设计（论文）任务书

题 目：航空活塞发动机齿轮减速装置设计

学 院：航空航天大学

专 业：飞行器制造工程

学生姓名：王慧

学 号：20414040107

起止日期：2021年12月3日~2022年6月3日

指导教师：周明博、岳峰

任务书下达日期：2021年12月3日

任务书填写要求

1. 毕业设计（论文）任务书由指导教师根据各课题的具体情况填写，经专业负责人审查签字后生效。此任务书应在毕业设计（论文）开始前一周内填好并发给学生；
2. 任务书内填写的内容，必须和学生毕业设计（论文）完成的情况相一致；
3. 任务书内有关“学院”、“专业”等名称的填写，应写中文全称，不能写数字代码。学生的“学号”要写全号（如：16014010101）；
4. 有关年月日等日期的填写，应当按照国标 GB/T 7408—94《数据元和交换格式、信息交换、日期和时间表示法》规定的要求，一律用阿拉伯数字书写。如“2004年3月21日”或“2004-03-21”。
5. 本毕业设计（论文）课题成果的要求，内容要具体化和数量化。如“毕业设计（论文）一套；A0号装配图纸1张；A2号电气控制原理图纸2张；实物样机1台；产品2件”等。

毕 业 设 计（论 文）任 务 书

1. 毕业设计（论文）课题背景及意义

- (1) 航空产业是国家战略性产业，而航空发动机技术又是飞机的核心。
- (2) 齿轮减速装置在航空活塞发动机中，直接将活塞曲轴产生的功率和转动，经减速传给螺旋桨，驱动螺旋桨旋转，是重要部件。
- (3) 相关的公开的论文经查不是很多，一定程度上填补空白。
- (4) 减速机构的性能对发动机整体性能影响很大，包括减速机构的效率，重量和磨损情况，都直接影响到发动机的效率、重量和寿命。
- (5) 参照国内外优秀的减速机构设计，在此基础上进行设计、优化和改进，对于发动机技术的发展非常关键。
- (6) 减速器的核心机构是齿轮装置，该题目对于强化学生在机械课程的所学内容的实际应用设计能力非常重要，包括设计类软件的使用和模拟。
- (7) 学生也需要结合航空行业的特点，以及飞机设计的一些特殊因素，比如材料、重量、空间、温度等环境特点，进行设计，对学生能力是全面的锻炼。

2. 毕业设计（论文）课题任务的内容和要求

- (1) 锻炼学生的查阅资料的能力，学生需要了解发动机原理，了解活塞曲轴输出和螺旋桨以及各发动机附件的转速要求。考虑到适应大小不同功率要求，需要设计两套齿轮减速机构。
- (2) 学生需要确定各套减速器机构的主减速比，及各附件的减速比。
- (3) 进而设计减速器减速级数和各级齿轮的齿数和传动比。
- (4) 学生需要具备计算和查阅手册进行选型的能力，进而可以设计全部减速机构（包括主齿轮、轴、轴承与发动机附件减速齿轮的尺寸、结构、类似和材料）。
- (5) 运用软件绘制减速装置装配体（包括主减速装置齿轮、轴、轴承、附件减速齿轮等）的三维模型并进行校核计算。
- (6) 在模拟计算结果帮助下，对设计进行进一步改善和优化，最终确定设计方案。
- (7) 完成论文的撰写。

毕 业 设 计（论 文）任 务 书

3. 毕业设计（论文）课题成果（包括毕业设计论文、图表、实物样品等）：

- (1) 毕业设计（论文）一套；
- (2) 减速机构三维模型一套；
- (3) 电子版装配图纸一套。

4. 推荐参考资料：

- (1) 航空发动机原理与构造类教材；
- (2) 147 航空发动机部分理论培训教材；
- (3) 相关论文及资料等；
- (4) 机械设计手册。

所在专业审查意见：

同意

负责人： 张健

2022 年 1 月 6 日



天津中德应用技术大学
Tianjin Sino-German University of Applied Sciences

本科生毕业设计（论文）开题报告

题 目：航空活塞发动机齿轮减速装置设计

学 院： 航空航天学院

专 业： 飞行器制造工程（专升本）

学生姓名： 王慧

学 号： 20414040107

起止日期： 2021年12月3日~2022年6月3日

指导教师： 周明博、岳峰

开题日期：2022年3月5日

一、开题报告内容（课题的目的意义、与本课题有关的国内外研究（应用）情况及发展趋势、课题主要研究内容、参考文献等）

（一）国内外研究情况

航空发动机减速装置在设计 and 生产方面不同于普通机械的减速装置。航空减速装置的最主要要求是可靠性高和重量轻，这二者又是互相矛盾的。在设计过程中要合理处理这一矛盾，应由项目工程师、总体设计工程师、结构工程师、应力分析工程师、滑油系统工程师、外部设计工程师、用户代表、制造代表、生产计划代表组成联合设计组，以使产品符合用户要求，与制造能力相协调。

我国航空发动机减速装置的研制走过了一条购买国外图样生产权—测绘仿制—改进改型测绘仿制—自行设计研制的道路。我国生产、研制的涡轴、涡桨发动机主要有：W15、WZ6、WZ8、WJ5、WJ6、WJ9 等。这些发动机的功率从 500kW 到 3000kW，都带有减速装置，其输入转速从 2000r/min 到 43500r/min，传动比最大为 19.78。特别是通过高输入转速大传动比的 WJ9 发动机减速装置从自行设计、生产、地面试验、空中试飞，直至取得发动机型号合格证的研制过程，积累了经验。

国外航空发动机减速装置研制具有较高的水平。不但应用于涡轴、涡桨发动机，而且应用于桨扇发动机和涡轮风扇发动机。国外典型的涡轴、涡桨发动机有 Pf6 系列、PW100 系列、MAKILA、ASTAZOU、TPF351、T406、CTI、MTR390、TB7 -117 等。这些发动机的功率从 400kW 到 6500kW，减速装置输入转速最高为 43000r/min，传动比最大为 21.83。一般设计寿命要求都很高，有的要求减速装置设计寿命为 37500h，轴承 B 寿命为 2000h。

桨扇发动机最具有代表性的是俄罗斯的 HK-93。减速装置传动功率为 22370kW，设计总寿命为 20000h。

齿轮传动装置作为航空发动机减速装置的重要组成部分，具有传递功率大、用途特殊和结构复杂的特点，而且通过形式多样的齿轮传动装置可以创新出高效率的动力减速系统。采用声固耦合的方法对齿合刚度及误差激励等作用，齿轮减速箱在工作中难免会产生振动和噪声，当载荷密度较高时，这种振动和噪声将成为影响传动系统的可靠性、寿命和工作环境的关键因素。国内外学者对此现象做出了大量轮箱在时变刚度激励作用下的声辐射做出了分析。同时采用 3 步分析的方法，建立了齿轮箱辐射噪声的预测方法，通过对实际齿轮箱辐射噪声仿真分析，得出齿轮箱的振动辐射噪声与齿轮系统的动态啮合力密切相关，噪声的主要峰值与齿轮的啮合频率以及其谐波频率相一致，且其他相对较小峰值与齿轮箱的固有频率相关。该噪声预测方法有利于在设计阶段对齿轮箱系统进行结构优化，为设计处低振动与噪声水平的减速装置打下了良好的基础。

（二）课题的目的和意义

航空产业是国家战略性产业，而航空发动机技术又是飞机的核心。齿轮减速装置在

航空活塞发动机中，直接将活塞曲轴产生的功率和转动，经减速传给螺旋桨，驱动螺旋桨旋转，是重要部件。减速机构的性能对发动机整体性能影响很大，包括减速机构的效率，重量和磨损情况，都直接影响到发动机的效率、重量和寿命。参照国内外优秀的减速机构设计，在此基础上进行设计、优化和改进，对于发动机技术的发展非常关键。减速装置的核心机构是齿轮装置，该题目对于强化自身在机械课程的所学内容的实际应用设计能力非常重要，包括设计类软件的使用和模拟。最后结合航空行业的特点，以及飞机设计的一些特殊因素，比如材料、重量、空间、温度等环境特点，进行设计。

减速装置满足现代航空产业的需求，减速装置的设计、制造一直朝着系列化、标准化、通用化的方向发展。作为机械工业基础产品之一的减速装置，在长期的设计、制造和使用中，已形成了各种类型的标准系列。随着新技术、新材料、新产品的不断出现和应用，人们在日益激烈的竞争中对减速装置性能、成本、价格的要求越来越高，各种非标准减速机的应用，自标准系列中优选出最为合理的减速装置以及改造旧标准，建立新系列等，涉及到减速装置类型的问题也越来越突出。

（三）主要内容

（1）收集关于航空活塞发动机齿轮减速装置的相关资料，了解发动机原理，了解活塞曲轴输出和螺旋桨以及各发动机附件的转速要求。考虑到适应大小不同功率要求，设计两套齿轮减速机构。

（2）查阅相关资料，确定各套减速机构的主减速比，及各附件的减速比。

（3）进而设计减速装置减速级数和各级齿轮的齿数和传动比。

（4）利用计算机及相关软件完成参数计算，进而可以设计全部减速机构（包括主齿轮、轴、轴承与发动机附件减速齿轮的尺寸、结构、类似和材料）。

（5）运用软件绘制减速装置装配体（包括主减速装置齿轮、轴、轴承、附件减速齿轮等）的三维模型并进行校核计算。

（6）在模拟计算结果帮助下，对设计进行进一步改善和优化，最终确定设计方案。

（7）完成论文的撰写。

参考文献：

- [1] 周建星，孙文磊，崔权维．轴承刚度与齿轮螺旋角对减速器振动噪声影响的研究[J]．机械传动．2015．39(05)：20-25．
- [2] 卢东亮，郑君，胡崇波，卞少春．通用航空活塞发动机的发展现状研究[J]．内燃机与配件．2019(08)：64-66．
- [3] 鹿东荣，伍彩文．某型发动机一级主动齿轮断裂原因分析[J]．中国高新技术企业，2017(08)：92-93．
- [4] 饶振纲．《行星齿轮传动设计》．北京．化学工业出版社，2013．7
- [5] 陈文元，张卫平，范志荣．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(03): 87-89.

[6] 黄苏桥. V 航空、航天 V000020 航空发动机设计手册·减速器. 杨牧之主编. 中国图书年鉴. 湖北人民出版社, 2002. 677. 年鉴.

[7] 李宁, 李威. 渐开线斜齿圆柱齿轮齿面接触强度分析[J]. 机械传动. 2014. 38(03): 151-153.

[8] 濮良贵, 纪名刚主编. 《机械设计》. 北京: 高等教育出版社. 2016. 5

[9] Zhao Yang, Shen Yunbo. Analysis of the Load Sharing of the Flexible Ring Gear Planetary Gear Train[J]. ATLANTIS PRES. 2019.

[10] 韩林山, 齐彩娟, 柯超. 基于 SolidWorks 的 2K-V 型减速器虚拟装配及运动仿真[J]. 起重运输机械, 2013(3): 19-21.

[11] 康兰. 基于参数化技术的自顶向下装配建模研究[J]. 机械设计与研究, 2006. 22(3): 75-77.

[12] 赵飞. SolidWorks 自顶向下方法在机械设计中的应用[J]. 机械管理开发, 2012. 8(4): 201-202.

[13] 宋国岩. 有限元分析法在齿轮设计中的应用[J]. 煤矿机械. 2008(05): 20-23.

[14] Liu Zhiyu, Dong Hao, Liu Bo. Research on Load Sharing Characteristics of Planetary Transmission System[J]. ATLANTIS PRES. 2019.

二、进度及预期结果

起止日期	主要内容	预期结果
2021.12.3-2022.01.29	制订研究方案	方案科学、合理、完整、充分、实事求是
2022.01.29-2022.02.10	确定各套减速器机构的主减速比, 及各附件的减速比。	掌握发动机原理、活塞曲轴输出和螺旋桨以及各发动机附件的转速要求
2022.02.10-2022.02.28	设计减速器减速级数和各级齿轮的齿数和传动比	完成校核计算
2022.03.1-2022.03.31	设计全部减速机构	完成优化设计
2022.03.31-2022.04.15	撰写论文	完成论文
2022.04.15-2022.06.3	论文查重和答辩	完成答辩

完成课题的 现有条件	1、关于航空活塞发动机的大量技术资料和文献资源。 2、147 航空发动机部分理论培训教材。
指导教师 意见	同意 指导教师：周明博/岳峰 2022年4月6日
开题答辩 小组意见	同意 组 长：王军 2022年3月5日

天津中德应用技术大学
本科生毕业设计（论文）的声明

本人郑重声明：所提交的毕业设计（论文），是本人在指导教师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本毕业设计（论文）的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或没有公开发表的作品内容。对本设计（论文）所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本毕业设计（论文）原创性声明的法律责任由本人承担。

毕业设计（论文）作者签名： 王慧、

2022年6月3日

本人声明：该毕业设计（论文）是本人指导学生完成的研究成果，已经审阅过设计（论文）的全部内容，并能够保证题目、关键词、摘要部分中英文内容的一致性和准确性。

毕业设计（论文）指导教师签名：

年 月 日

摘 要

航空活塞发动机的发展可以分成两个阶段,第一个阶段是由飞机首次飞行开始至二战结束,在此期间航空活塞发动机约占主导地位;第二个阶段是二战结束至今。目前的通用航空活塞发动机在固定翼飞机、旋翼机、无人驾驶飞机上都有广泛的应用。这是由于这类通航飞行器的功率要求较低,采用航空活塞发动机具有很好的经济性和实用性。因此,其在技术上的运用和持续发展,是非常有前景的。

在航空活塞发动机中,减速装置同样是非常重要的。在一些活塞发动机中,为简化结构、降低成本、降低噪声,在风扇和低压压气机之间装有减速装置。因此,减速装置的设计质量可以直接影响到航空活塞发动机的性能、寿命、可靠性、维修性和成本。

本文通过查阅相关文献拟定行星齿轮减速装置的原始设计参数,进而并完成设计。设计时选用圆柱直齿轮为减速装置的核心零件,完成齿轮的结构设计后对其进行了的强度校正。接着分别设计了轴承与太阳轮。并按照设计结果重新绘制了装配图和三维模型,最后又通过 ANSYS 软件导入太阳轮并完成了有限元分析校核。

上述设计的减速装置在行星齿轮减速装置的基础上进行优化。一般行星齿轮减速装置有两个输出自由度,本文将外齿圈与机匣设计成一体的零部件,限制了行星减速装置的一个自由度,使其具有大传动比,大传动效率,大承载能力和同轴性好等优化特点。

关键词: 行星齿轮减速装置; 直齿轮; 三维模型; 有限元分析

ABSTRACT

The development of the aviation piston engine can be divided into two phases, first from the first flight of an aircraft to the end of World War II. During this period, piston aircraft engines were about dominant; The second phase is from the end of World War II to the present. The current universal piston engine is widely used in fixed-wing aircraft, hang wing aircraft and unmanned aircraft. This is because of the low power requirements of such navigable aircraft, the use of aviation piston engine, has good economic and practical value. Therefore, the use of technology and sustainable development, is a must.

Reduction gear is also very important in aviation piston engines. In some piston engines, to simplify the structure, reduce the cost and reduce the noise, a reducer is installed between the fan and the low pressure compressor. Therefore, the design quality of reduction gear directly affects the performance, life, reliability, maintainability and cost of aviation piston engine.

In this paper, the original design parameters of planetary gear reduction device are drawn up by referring to relevant literature, and then the design is completed. The cylindrical spur gear is selected as the core part of the reduction device in the design, and the strength correction is carried out after the structural design of the gear is completed. Then the bearing and sun wheel are designed respectively. And in accordance with the design results of the assembly drawing and 3d mathematical model, and finally through ANSYS software on the stiffness of the sun wheel finite element analysis check.

The reducer designed above is optimized on the basis of planetary gear reducer. Generally, planetary gear reducer has two output degrees of freedom. In this paper, the outer gear ring and casing are designed as one part to limit one degree of freedom of planetary gear reducer. So that it has the advantages of large transmission ratio, large transmission efficiency, large bearing capacity and good coaxial.

Key Words: Planetary gear reduction device; Spur gear; 3D digital module; Finite element analysis

目 录

第一章 绪论	1
1.1 国内外研究现状	1
1.2 本设计的目的和意义	2
1.3 设计原始参数	3
第二章 齿轮减速装置设计	4
2.1 行星齿轮的总体布置	4
2.2 减速比的分配	5
第三章 行星齿轮结构设计	6
3.1 行星齿轮组齿数的确定	6
3.2 减速装置齿轮主要参数的确定	6
3.2.1 一级减速装置行星齿轮组模数的确定	6
3.2.2 二级减速装置行星齿轮组模数的确定	7
3.3 齿轮基本尺寸的计算	7
3.4 一级减速装置行星齿轮组设计计算	8
3.4.1 重合度计算	8
3.4.2 啮合效率计算	8
3.4.3 齿面疲劳强度校核计算	9
3.5 二级减速装置行星齿轮组设计计算	12
第四章 减速装置轴和轴承的设计	13
4.1 轴的结构设计	13
4.2 轴与齿轮的连接方式	14
4.3 轴承的选择	14
第五章 基于 Solid-works 的减速装置三维设计	15
5.1 Solid-works 简介	15
5.2 零件三维模型的创建	15
5.3 装配设计	17
5.4 减速装置爆炸图	20
第六章 基于 ANSYS 的轴的有限元分析	21
6.1 ANSYS 简介	21
6.2 创建分析项目	21
6.3 模型材料的定义	22
6.4 几何模型的导入	23
6.5 有限元模型的网格划分	24
6.6 定义边界条件	24
6.7 结果分析	25

第七章 总结与展望	27
参考文献	28
附录	29
附录一 航空活塞发动机齿轮减速装置装配图	29
附录二 减速装置安装壳体图	30
附录三 行星齿轮图	31
附录四 一级减速装置输入轴图	32
致谢	33

第一章 绪论

1.1 国内外研究现状

我国航空发动机的研制走过了一条“购买国外图样生产权—测绘仿制—改进改型测绘仿制—自行设计研制”的道路。我国生产、研制的涡轴、涡桨发动机主要有：W15、WZ6、WZ8、WJ5、WJ6、WJ9 等。这些发动机的功率从 500kW 到 3000kW，都带有减速装置，其输入转速从 2000r/min 到 43500r/min，传动比最大为 19.78。

国外典型的涡轴、涡桨发动机有 Pf6 系列、PW100 系列、MAKILA、ASTAZOU、TPF351、T406、CTI、MTR390、TB7-117 等。这些发动机的功率从 400kW 到 6500kW，减速装置输入转速最高为 43000r/min，传动比最大为 21.83。桨扇发动机最具有代表性的是俄罗斯的 HK-93，减速装置传动功率为 22370kW，设计总寿命为 20000h。

航空发动机减速装置在设计 and 生产方面不同于普通机械的减速装置。航空减速装置的最主要要求是可靠性高和重量轻，这二者又是互相矛盾的。在设计过程中要合理处理这一矛盾，应由项目工程师、总体设计工程师、结构工程师、应力分析工程师、滑油系统工程师、外部设计工程师、用户代表、制造代表、生产计划代表组成联合设计组，以使产品符合用户要求，与制造能力相协调。航空发动机减速装置一般设计寿命要求都很高，有的要求减速装置设计寿命为 37500h，轴承寿命为 2000h。

我国航空发动机研制具有较大的发展前景。国产金鹰航空重油活塞发动机正式点火运行，标志国产航空重油活塞发动机研制取得了突破性进展。金鹰发动机的研制不但为国产无人机提供了充沛的动力，也为国产无人机上舰铺平了道路。从相关消息来看，国产金鹰发动机功率达到 600KW，接近 800 马力。这个指标已经与美国 MQ-9 无人机发动机相当，后者采用霍尼韦尔公司 TPE331 涡桨发动机，它的功率为 671KW，900 马力。从功率指标来看，金鹰发动机应该是国产 CH-5 大型侦察打击一体化无人机发动机。

齿轮传动装置作为航空发动机减速装置的主要部分，有着传动功率大、作用原理特殊和结构复杂的优点，同时采用形式各异的齿轮传动装置，能够创造出不同效率的动力减速系统。通过声固耦合的方法，产生对齿合刚度和误差激发等影响，齿轮减速箱在工作中难免会产生震动和噪音，在工作负荷密度较高时，这些震动和噪音将成为影响变速体系的工作安全性、寿命，以及工作环境的关键因素。国内外研究者就此现象，进行了对大量轮箱在时变刚度激励影响下的噪声辐射现象进行了分析^[1]。同时通过三步分析的方式，构建了对齿轮箱辐射噪音的预测方法，并利用对实际齿轮箱辐射噪音仿真分析方法，确定了齿轮箱的振动辐射噪音主要与齿轮系统的动态啮合力有关，噪音的主要峰值与齿轮的啮合力频率和其谐波频谱相一致，而其相对较小峰值则与齿轮箱的固有频率密切相关。该噪音预测方案可以在设计阶段对齿轮箱体系实现结构优化，为设计低震动和噪音水平稳定的减速装置，奠定了良好的设计基础。

1.2 本设计的目的和意义

航空活塞发动机按照工艺路线可分成：直列型发动机、V 型发动机、双星式引擎发动机和单转子引擎发动机。目前使用范围最广泛的是水平对置发动机(V 型发动机的一类)，这一般是由于它体积小、重量轻、振动较低、性能平稳等优点明显，被通用航空工业所认可。而根据燃料类型、制冷方式、进气形式和与螺旋桨的匹配方式加以划分，也可以把航空活塞发动机分成如下几个类别，具体内容见图 1。

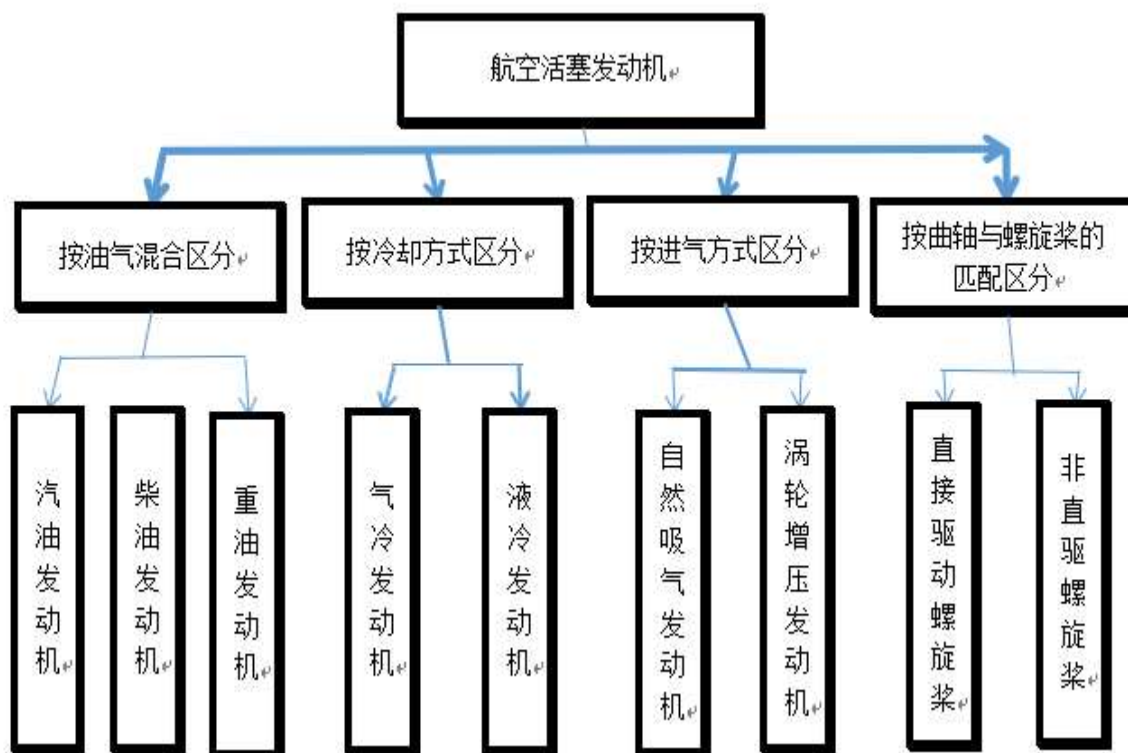


图 1 航空活塞式发动机分类

欧美等航空国家所提倡的“先进通用航空运输计划”表明，未来通用飞机将平民化。而小飞机运输系统则是高快速运输业的第四次革命。该设想实现的基础之一就是降低成本。因为相比于传统燃气涡轮式发动机，已经成为现代通用飞机主力的活塞式发动机成本优势更加突出，而且还需通过设计与生产进一步降低成本，以减轻生产和维护的费用，从而清除了通用飞机发展的阻碍^[2]。

航空产业是国家战略性产业，而航空发动机技术又是飞机的核心。齿轮减速装置在航空活塞发动机中，直接将活塞曲轴产生的功率和转动，经减速传给螺旋桨，驱动螺旋桨旋转，是重要部件。减速机构的性能对发动机整体性能影响很大，包括减速机构的效率，重量和磨损情况，都直接影响到发动机的效率、重量和寿命。参照国内外优秀的减速机构设计，在此基础上进行设计、优化和改进，对于发动机技术的发展非常关键。减速装置的核心机构是齿轮装置，该题目对于强化自身在机械课程的所学内容的实际应用设计能力非常

重要,包括设计类软件的使用和模拟。最后结合航空行业的特点,以及飞机设计的一些特殊因素,比如材料、重量、空间、温度等环境特点进行设计。

减速装置为了满足现代航空产业的需求,以及人类在越来越激烈的国际竞争中对减速装置功能、成本、价格的需求也愈来愈高,通过各种非标准减速装置的应用,从标准体系中优选出较为合适的减速装置以及更新旧标准,从而形成新产品等,涉及到减速装置类型的课题也就日益突出。

1.3 设计原始参数

林巴贺发动机公司(Limbach):隶属德国。该企业在 1970 年创立至今,为航空业供应了超过六千台的发电机。而林巴贺发动机大部分为二冲程的二缸和四缸发动机。其四冲程引擎发动机源自于大众甲壳虫公司的 Flat-4 引擎发动机。而当前最常用的马林巴贺引擎发动机则为 DL550E。其航空活塞引擎发动机产生的最大排量为 9.1L,动力范围为 130~800 马力,曲轴输入转速可达 7000r/min。林巴贺发动机适用于通航飞机和无人机。

根据上文数据,现拟定本文设计的原始参数详见下表:

表 1-1 技术参数

序号	项目名称	具体参数
1	输入转速 (rpm)	5600
2	负载功率 (KW)	470
3	输出转速 (rpm)	500
4	环境条件	大气层
5	环境温度 (°C)	≤ 435

航空发动机的输出扭矩 T 可由下式求得:

$$T = 9550 \times \frac{P}{n} \quad (1-1)$$

式中: P—航空发动机的功率, P = 470Kw;

n—航空发动机的转速, n = 5600r/min;

经计算 T = 801.51N.mm, 考虑机械损失后续计算时取最大扭矩为 800N.mm;

同理有输入输出转速可求得减速装置的减速比:

$$i_x = \frac{n_1}{n_2} \quad (1-2)$$

式中: i_x —减速装置的减速比;

n_1 —减速装置的输入转速, $n_1 = 5600\text{rpm}$;

n_2 —减速装置的输出转速, $n_2 = 500\text{rpm}$;

经计算 $i_x = 11.20$; 即本文设计的减速装置减速比为 11.20;

第二章 齿轮减速装置设计

减速装置在航空发动机中占有重要地位,对于涡轮螺旋桨和涡轮轴发动机,其重要性尤为突出^[3]。在航空活塞发动机中,减速装置同样是非常重要的。本文选用行星齿轮减速结构进行设计。

2.1 行星齿轮的总体布置

由图 2-1 可知,本设计的初步方案为:活塞曲轴输入由输入轴传递至第一级减速装置太阳轮,太阳轮齿轮与行星架上的行星齿轮相啮合,同时行星架上的行星齿轮与外齿圈也啮合,外齿圈与机匣是一个整体为固定件。因此,第一级减速装置只有行星架能传递出一个输出自由度给第二级减速装置的输入太阳轮。太阳轮与第二级减速装置行星架上的行星齿轮相啮合传递动力,同时行星架上的行星齿轮与外齿圈也啮合,二级减速装置的外齿圈与机匣也为固定件,因此动力也只能由行星架传递给输出轴,从而完成动力的二级减速。这里需要指出的是,一般行星减速装置有两个输出自由度,本文将外齿圈与机匣设计成一体的零部件,限制了行星减速装置的一个自由度。

该行星齿轮减速装置的两级行星轮个数均选 $n_p = 3$,第一级行星轮组与第二级行星轮组用连接齿套联结,可以实现两级行星轮间的载荷均匀分配,并采用齿形角 $\alpha = 20^\circ$ 的直齿轮传动。精度为外啮合 6 级,内啮合 7 级^[4]。齿轮材料、性能及热处理要求见表 2-1。

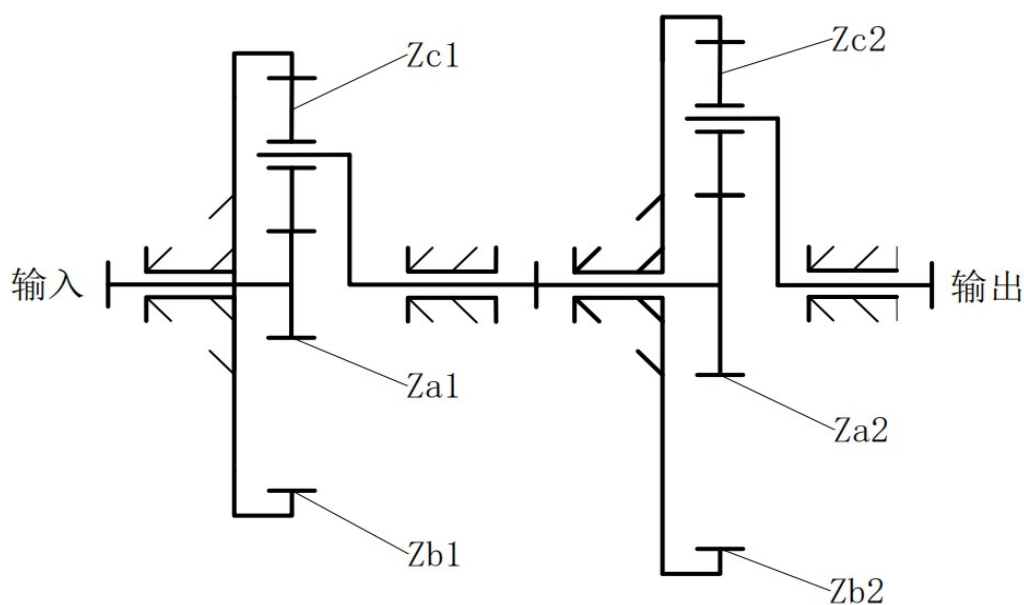


图 2-1 二级行星齿轮布置方案

- 1、 Z_{a1} 一级减速太阳轮 2、 Z_{b1} 一级固定内齿圈 3、 Z_{c1} 一级行星齿轮及输入行星架 4、 Z_{a2} 二级减速太阳轮 5、 Z_{b2} 二级固定内齿圈 6、 Z_{c2} 二级行星齿轮及输入行星架

表 2-1 齿轮材料、性能及热处理要求

齿轮	材料	热处理	σ_{Hhm} (MPa)	σ_{Fhm} (MPa)	加工 精度
太阳轮	20CrNi2MoA	渗碳淬火 (57+4) HRC	1400	357	6 级
行星轮				294	
内齿轮	42CrMo	调质 262~293HB	780	255	7 级

2.2 减速比的分配

本文设计是为了保证减速装置外廓齿轮没有较大的变化,因此需将一二级减速比取得相近,一级减速比略大于二级减速比,初步设计时取 $i_{x1} = 3.53$,则 $i_{x2} = i_x/i_{x1} = 3.18$ 。

第三章 行星齿轮结构设计

3.1 行星齿轮组齿数的确定

根据行星齿轮传动比 i_x 的数值和按其配齿计算公式,可得第一级传动齿轮组的内固定齿圈齿轮 b_1 的齿轮数和行星齿轮 c_1 的齿轮数^[5]。现考虑该行星齿轮传动组的外廓尺寸参数,故采用了第一级太阳轮齿轮 a_1 的齿轮数为 $Z_{a1} = 17$ 和行星齿轮组的数量为 $n_p = 3$ 。内固定齿圈齿数 Z_{b1} 可由下式求得:

$$Z_{b1} = (i_{x1} - 1)Z_{a1} \quad (3-1)$$

经计算 $Z_{b1} = 43.01$,圆整后,取 $Z_{b1} = 43$;对内固定齿圈齿数经过圆整后,此时实际的 i_{x1} 值与给定的 i_{x1} 值对比稍有变化,但是实际的 i_{x1} 值仍在其传动比限制误差区间范围内。根据同心条件要求可求得行星齿轮 c_1 的齿数 Z_{c1} 为

$$Z_{c1} = \frac{(Z_{b1} - Z_{a1})}{2} \quad (3-2)$$

经计算 $Z_{c1} = 13$;

所求得的 Z_{c1} 可适用于非高速变位或高速变位的行星齿轮传动。再考虑到其安装条件要求为:

$$\frac{Z_{b1} + Z_{a1}}{2} = C \quad (3-3)$$

式中: C —整数。

经验算式 3-3 计算结果为 30 满足要求。

取第二级太阳轮齿轮 a_2 数为 $Z_{a2} = 17$,减速比 $i_{x2} = 3.18$,带入式 3-1、3-2、3-3 可得:
 $Z_{b2} = 37$; $Z_{c2} = 11$;

3.2 减速装置齿轮主要参数的确定

3.2.1 一级减速装置行星齿轮组模数的确定

按弯曲强度的初算公式,齿轮模数可由下式大致估算:

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1Y_{AF}Y_{sa}Y_{\epsilon}}{\phi_a Z_1^2 [\sigma_F]}} \quad (3-4)$$

式中: K —载荷系数,一般计算时取 $K = 1.1$;

T_1 —减速装置主动齿轮计算扭矩, $T_1 = 800N \cdot mm$;

ϕ_a —齿宽系数,计算时取 $\phi_a = 0.4$;

Y_{Fa} —齿形系数,与齿轮轮廓有关,查阅参考文献^[6]表 3-1 可确定 $Y_{Fa} = 2.7$;

Y_{sa} —应力修正系数,体现齿根过渡圆角处的应力集中。查阅参考文献^[6]表 3-1, $Y_{sa} = 3.5$;

Y_ε —齿根弯曲强度的重合度系数。可由下式求得：

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75 \cos^2 \beta_b}{\varepsilon_a} \quad (3-5)$$

式中： ε_a —重合度，计算时取 $\varepsilon_a = 1.5$ ；

其余参数同上述，经计算则 $Y_\varepsilon = 0.73$ ；

Z_1 —行星轮齿数；本文计算时取 $Z_1 = Z_{c1} = 13$ ；

$[\sigma_H]$ —材料许用屈服极限强度，40Cr 的屈服极限 $[\sigma_H] = 780\text{Mpa}$ ；

经计算 $m \geq 4.2\text{mm}$ ，本文选取 $m_1 = 5\text{mm}$ ；

3.2.2 二级减速装置行星齿轮组模数的确定

对于第二级减速装置的模数计算时取 $Z_1 = Z_{c2} = 11$ ， $T_1 = 800 \times 3.53 = 2824\text{N}\cdot\text{mm}$ ；其余同式 3-4，经计算 $m \geq 7.15\text{mm}$ ，本文选取 $m_2 = 8\text{mm}$ ；

3.3 齿轮基本尺寸的计算

齿轮传动系统的类型也有很多种，其中直齿圆柱齿轮可通过降低中心距 a 的方式增加传动系统强度的载能力，应用在高速运转状态的齿轮组。直齿轮减速装置是一款新型优化减速传动装置^[7]。由于直齿轮减速装置体积较小质量轻，而且经济型较高。因此本文选择直齿圆柱齿轮进行设计。

直齿圆柱齿轮的基本参数详见下表 3-1：

表 3-1 直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表^[6]

序号	名称	计算说明	计算结果					
			Z_{a1}	Z_{b1}	Z_{c1}	Z_{a2}	Z_{b2}	Z_{c2}
1	齿数	Z	17	43	13	17	37	11
2	模数	m	5	5	5	8	8	8
3	压力角	α	20	20	20	20	20	20
4	齿距	$\rho = \pi m$	15.71	15.71	15.71	25.13	25.13	25.13
5	齿顶高系数	h_{an}^*	1	1	1	1	1	1
6	齿根高系数	c_n^*	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
7	分度圆直径	$d = zm_t$	87.55	221.45	66.95	140.25	305.25	90.75
8	齿顶高	$h_a = m_n \times h_{an}^*$	5	5	5	8	8	8
9	齿根高	$h_f = m_n(h_{an}^* + c_n^*)$	6.25	6.25	6.25	10	10	10

10	齿顶圆直径	$d_a = d + 2h_a$	97.55	231.45	76.95	156.25	321.25	106.75
11	齿根圆直径	$d_f = d - 2h_f$	70.05	208.95	54.45	120.25	285.25	70.75
12	齿轮宽度	$b_1 = \phi_a a$	60	60	60	85	85	85

3.4 一级减速装置行星齿轮组设计计算

3.4.1 重合度计算

1. 外啮合重合度计算

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{a1c1} &= \frac{1}{2\pi} [Z_{a1}(\tan(\alpha_{a1})_t - \tan \alpha'_{tc1}) + Z_{c1}(\tan(\alpha_{c1})_t - \tan \alpha'_{ta1})] \\
 &= \frac{1}{2\pi} \left[17 \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{(d_b)_{a1}}{(d_{a1})_{a1}} \right) - \tan 22^\circ 24' 5.3'' \right) \right. \\
 &\quad \left. + 13 \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{(d_b)_{c1}}{(d_{a1})_{c1}} \right) - \tan 22^\circ 24' 5.3'' \right) \right] \\
 &= \frac{1}{2\pi} \left[17 \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{82.92}{97.55} \right) - 0.4122 \right) \right. \\
 &\quad \left. + 13 \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{67.32}{76.55} \right) - 0.4122 \right) \right] \\
 &= 1.44 > 1.2
 \end{aligned}$$

2. 内啮合重合度计算

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{b1c1} &= \frac{1}{2\pi} \left[Z_{c1} \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{(d_b)_{c1}}{(d_{c1})_{c1}} \right) - \tan 22^\circ 24' 5.3'' \right) \right. \\
 &\quad \left. - Z_{b1} \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{(d_b)_{b1}}{(d_{c1})_{b1}} \right) - \tan 22^\circ 24' 5.3'' \right) \right] \\
 &= \frac{1}{2\pi} \left[13 \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{67.32}{76.55} \right) - 0.4122 \right) \right. \\
 &\quad \left. - 43 \times \left(\tan \cos^{-1} \left(\frac{201.32}{231.45} \right) - 0.4122 \right) \right] \\
 &= 1.63 > 1.2
 \end{aligned}$$

3.4.2 啮合效率计算

该行星齿轮传动组为齿圈固定，太阳轮为主动件；行星轮，行星架为从动件，可得转化机构效率为

$$\eta_1^x = 1 - \varphi^x$$

式中 φ^x —行星架固定时齿轮传动中各齿轮组啮合损失系数之和;

$$\begin{aligned}\varphi^x &= \Sigma\varphi_1 = \varphi_{ac} + \varphi_{ab} \\ &= 2.3\mu \left[\left(\frac{1}{Z_{a1}} + \frac{1}{Z_{c1}} \right) + \left(\frac{1}{Z_{c1}} - \frac{1}{Z_{b1}} \right) \right] \\ &= 2.3 \times 0.075 \times \left[\left(\frac{1}{17} + \frac{1}{13} \right) + \left(\frac{1}{13} - \frac{1}{43} \right) \right] \\ &= 0.032\end{aligned}$$

所以

$$\eta_1^x = 1 - 0.032 = 0.968$$

式中 μ —齿面摩擦因数, $\mu = 0.05 \sim 0.1$ 。

则行星传动啮合效率为

$$\begin{aligned}\eta_1 &= \frac{1 - i_{ab}^x \eta_1^x}{1 - i_{ab}^x} = \frac{1 + 2.52 \times 0.968}{1 + 2.52} = 0.977 \\ i_{ab}^x &= -\frac{Z_{b1}}{Z_{a1}} = -\frac{43}{17} = -2.52\end{aligned}$$

3.4.3 齿面疲劳强度校核计算

1. 外啮合

(1) 齿面接触疲劳强度计算

接触应力基本值 σ_H

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t (u \pm 1)}{bd_1 u}} \\ &= 2.44 \times 188.9 \times 0.78 \times 0.987 \times \\ &\quad \sqrt{\frac{43160}{140 \times 66.95} \frac{1.44 + 1}{1.44}} \text{MPa} \\ &= 143.69 \text{MPa}\end{aligned}$$

太阳轮单对齿啮合下界点接触应力 σ_{Ha1}

$$\begin{aligned}\sigma_{Ha1} &= Z_B \sigma_H \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\rho}} \\ &= 1.02 \times 143.69 \times \sqrt{1.5 \times 1.06 \times 1.303 \times 1 \times 1.1} \text{MPa} \\ &= 221.35 \text{MPa}\end{aligned}$$

行星轮单对齿啮合下界点接触应力 σ_{Hc1}

$$\sigma_{Hc1} = Z_D \sigma_H \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\rho}}$$

$$= 1 \times 143.69 \times \sqrt{1.5 \times 1.06 \times 1.303 \times 1 \times 1.1} \text{MPa}$$

$$= 217 \text{MPa}$$

太阳轮接触强度安全系数 S_{Ha1}

$$S_{Ha1} = \frac{\sigma_{HGa1}}{\sigma_{Ha1}} = \sigma_{Hhm} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X / \sigma_{Ha1}$$

$$= 1400 \times 0.9 \times 1.06 \times 0.98 \times 0.99 \times 1 \times 0.989 / 221.35 = 1.39$$

行星轮接触强度安全系数 S_{Hc1}

$$S_{Hc1} = \frac{\sigma_{HGc1}}{\sigma_{Hc1}} = \sigma_{Hhm} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X / \sigma_{Hc1}$$

$$= 1400 \times 0.94 \times 1.06 \times 0.98 \times 0.99 \times 1 \times 0.989 / 217 = 1.32$$

其计算用参数和系数取值见表 2-1 及查阅参考文献^[6]，根据计算结果可知，外啮合的接触强度是满足强度要求的。

(2) 齿根弯曲疲劳强度计算

太阳轮弯曲应力基本值 σ_{F0a1}

$$\sigma_{F0a1} = \frac{F_t}{bm} Y_{FSa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon Y_\beta$$

$$= \frac{43160}{60 \times 5} \times 2.35 \times 1.54 \times 0.747 \times 1 \text{MPa}$$

$$= 72.1 \text{MPa}$$

行星轮弯曲应力基本值 σ_{F0c1}

$$\sigma_{F0c1} = \frac{F_t}{bm} Y_{FSc1} Y_{Sc1} Y_\epsilon Y_\beta$$

$$= \frac{43160}{60 \times 5} \times 2.32 \times 1.66 \times 0.747 \times 1 \text{MPa}$$

$$= 76.7 \text{MPa}$$

太阳轮弯曲应力 σ_{Fa1}

$$\sigma_{Fa1} = \sigma_{F0a1} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\rho}$$

$$= 72.1 \times 1.5 \times 1.06 \times 1.252 \times 1.15 \times 1 \text{MPa}$$

$$= 165.1 \text{MPa}$$

行星轮弯曲应力 σ_{Fc1}

$$\sigma_{Fc1} = \sigma_{F0c1} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\rho}$$

$$= 76.7 \times 1.5 \times 1.06 \times 1.252 \times 1.15 \times 1 \text{MPa}$$

$$= 175.6 \text{MPa}$$

太阳轮抗弯强度安全系数 S_{Fa1}

$$S_{Fa1} = \frac{\sigma_{FGa1}}{\sigma_{Fa1}} = \sigma_{Fhm} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X / \sigma_{Fa1}$$

$$= 357 \times 2 \times 0.881 \times 0.96 \times 0.97 / 165.1 = 1.54$$

行星轮抗弯强度安全系数 S_{Fc1}

$$S_{Hc1} = \frac{\sigma_{HGc1}}{\sigma_{Hc1}} = \sigma_{Hhm} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X / \sigma_{Hc1}$$

$$= 294 \times 2 \times 0.91 \times 0.96 \times 0.97 / 175.6 = 1.83$$

其计算用参数和系数取值见表 2-1 及查阅参考文献^[6]，根据计算结果可知，外啮合的抗弯强度是满足强度要求的。

2. 内啮合

(1) 齿面接触疲劳强度计算

这里仅计算齿圈，计算公式同前，其计算用参数和系数取值见表 2-1 及查阅参考文献^[6]可得。

齿圈的接触应力基本值 σ_{H0b} ：

$$\sigma_{H0b} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t (u \pm 1)}{bd_1 u}}$$

$$= 2.495 \times 188.9 \times 0.78 \times 0.987 \times$$

$$\sqrt{\frac{43160}{140 \times 221.45} \frac{2.722 - 1}{2.722}} MPa$$

$$= 319.55 MPa$$

齿圈的接触应力 σ_{Hb} ：

$$\sigma_{Hb} = \sigma_{H0b} \sqrt{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fp}}$$

$$= 319.55 \times \sqrt{1.5 \times 1.07 \times 1.17 \times 1.1 \times 1.1} MPa$$

$$= 481.683 MPa$$

齿圈的接触强度安全系数 S_{Hb1}

$$S_{Hb1} = \frac{\sigma_{HGb1}}{\sigma_{Hb1}} = \sigma_{Hhm} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X / \sigma_{Hb1}$$

$$= 780 \times 0.94 \times 1.11 \times 0.96 \times 0.85 \times 1.11 \times 1 / 481.683 = 1.53$$

根据计算结果可知，齿圈的接触强度是满足强度要求的。

(2) 齿根抗弯强度计算

这里仅计算齿圈，计算公式同前，其计算用参数和系数取值见表 2-1 及查阅参考文献^[6]可得

齿圈弯曲应力基本值 σ_{F0b1}

$$\sigma_{F0b1} = \frac{F_1}{bm} Y_{FSb1} Y_{Sb1} Y_\varepsilon Y_\beta$$

$$= \frac{43160}{240 \times 5} \times 2.053 \times 2.65 \times 0.679 \times 1 MPa$$

$$= 131.45\text{MPa}$$

齿圈的弯曲应力 σ_{Fb1}

$$\begin{aligned}\sigma_{Fb1} &= \sigma_{F0b1} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\rho} \\ &= 131.45 \times 1.5 \times 1.07 \times 1.143 \times 1.1 \times 1.15\text{MPa} \\ &= 305.05\text{MPa}\end{aligned}$$

齿圈的弯曲强度安全系数 S_{Fb1}

$$\begin{aligned}S_{Fb1} &= \frac{\sigma_{FGb1}}{\sigma_{Fb1}} = \sigma_{Fhm} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X / \sigma_{Fb1} \\ &= 255 \times 2 \times 0.91 \times 1.03 \times 0.96 \times 0.982 / 305.05 = 1.48\end{aligned}$$

根据计算结果可知，齿圈的弯曲强度是满足强度要求的。

3.5 二级减速装置行星齿轮组设计计算

二级行星齿轮组设计计算的方法和步骤与一级行星齿轮组相同，这里仅列出主要数据计算结果。

1.重合度及啮合效率计算

外啮合， $\varepsilon_{a2c2} = 1.55$ ；

内啮合， $\varepsilon_{b2c2} = 2.02$ ；

行星传动啮合效率 $\eta_2 = 0.968$ 。

2.齿轮强度计算结果

太阳轮， $S_{Ha2} = 1.21$ ； $S_{Fa2} = 2.27$ ；

行星轮， $S_{Hc2} = 1.24$ ； $S_{Fc2} = 1.91$ ；

齿圈， $S_{Hb2} = 1.33$ ； $S_{Fb2} = 1.66$ 。

第四章 减速装置轴和轴承的设计

轴是组成机械零件的重要零件之一，它的重要功用是支承做旋转运动的机械零部件，并用以传递运动能量和动力。轴的种类繁多，根据轴线形状不同可分成直轴、曲轴。本文设计时采用直轴。直轴按其承载情况又可分为三类：

- 1、转轴既传递转矩又传递弯矩作用；
- 2、传动轴只承载转矩而不承载弯矩或承载很小弯矩；
- 3、心轴只承受弯矩而不承受转矩；

本文设计的轴需要具有既承受转矩又承受弯矩的作用，因此采用转轴进行设计^[8]。

4.1 轴的结构设计

轴的结构设计就是要合理的定出轴的各部分形状和尺寸。影响轴的结构因数很多，在设计时一般需要满足以下条件：1、轴应易于机械加工，轴上的零件应便于装配；2、轴上的零件应定位准确，固定可靠；3、轴的受力结构要合理，且应力集中程度要小；4、轴的加工工艺性好；

轴上的每个零件除了有游动或空转的要求外，均应有确定的工作位置，并要求在轴流式方向和周向均可靠的工作位置和固定。为保证零件能靠紧靠定位面，轴肩的圆角半径应小于轴上零件的榫孔倒角或圆角半径，轴肩或周环的高度应大于倒角或圆角半径。

轴的直径可由下式进行初选：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3 P}{0.2 [\tau_T] n}} \quad (4-1)$$

式中：d—轴的初选直径；

式中：P—航空发动机的功率，P = 470Kw；

n—航空发动机的转速，n = 5600r/min；

$[\tau_T]$ —轴的许用剪切应力，本文轴材料选择 40Cr，40Cr 的 $[\tau_T] = 45\text{Mpa}$ ；

经计算 $d \geq 43.75\text{mm}$ ，圆整后取 $d = 45\text{mm}$ ；

轴的校核计算：

T_1 —减速装置轴在每个功率分流上承受的输入扭矩为：

$$T_1 = \frac{T}{C_s} = 9550 \times \frac{P}{C_s n} = 9550 \times \frac{470}{3 \times 5600} = 267\text{N} \cdot \text{mm}$$

总的传递的扭矩： $T_A = T_1 C_s = 801.5\text{N} \cdot \text{mm}$

圆周力：
$$F_t = \frac{2T_1}{d} = \frac{2 \times 267}{45} = 12\text{N}$$

径向力：
$$F_r = F_t \tan \alpha = 11.9 \times \tan 20^\circ = 5\text{N}$$

在垂直面内，求得支点反力： $F_V = F_r = 5\text{N}$

弯矩为：
$$M_V = \frac{5 \times 19.5}{2} = 49\text{N} \cdot \text{mm}$$

在水平面内，求得支点反力： $F_H = F_t = 12\text{N}$

$$\text{弯矩为： } M_H = \frac{12 \times 19.5}{2} = 117\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{合成弯矩： } M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = 126.8\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{转矩为： } T = 9550 \times \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{470}{5600} = 800\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{当量弯矩： } M_e = \sqrt{M^2 + (0.6T)^2} = 496.5\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{强度校核： } \sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{496.5}{0.01d^3} = 14\text{Mpa}$$

因此： $\sigma_e \leq [\sigma_{-1b}] = 45\text{Mpa}$ ，故满足强度条件。

4.2 轴与齿轮的连接方式

轴与齿轮的连接方式有两种，一种是平键连接，一种是花键连接。本文设计的航空活塞发动机齿轮减速装置的转速很高，对动平衡要求很高，使用时需要自动定心，因此选择花键连接。矩形花键连接的主要优点是定心精度比较精确，良好的定心稳定性。可应用于飞行引擎发动机、车辆、燃料轮机、机床、建筑工程机械设备、拖拉机、农耕机器和普通机械设备的传动系统安装等；渐开线花键主要的定心方法是齿定心。加载时使用压力角为 45 度的花键作为小直径和薄部分之间的联接，利用齿上的径向推力，就可以实现行星齿轮减速装置的自动定心功能，且有均衡的力量，硬度高，使用寿命长。

4.3 轴承的选择

根据结构布置并参考同类机构的相应轴承以后，按国家规定的轴承标准选定^[9]。滚动轴承是使正在运转的轴承和轴座之间的滑动磨擦形式改变为滚动磨擦形式，以减少磨擦损失的机械设备元件。

我们所设计的减速装置采用的是直齿圆柱齿轮传动，所以轴承需要既承担径向载荷又承担相应的轴向载荷，因此本文选用深沟球轴承。由于深沟球轴承构造简单，使用方便，是目前制造批量最大，使用范围最大的一种轴承型号。广泛应用于航空、车辆、拖拉机、机床、家居用电、自动泵、农产品机械设备、纺纱机械设备等。

轴承润滑方式主要分为脂润滑和油润滑。一般使用的脂润滑不易泄露、容易密封、应用时间长、保养简单且润滑油膜的质量好，但摩擦力矩较油润滑大，不适用于高速。在滚动轴承中脂的装填量不应大于整个滚动轴承空间的 1/2~1/3。油润滑的冷却效果好，但密封和供油等设备应用过程比较繁琐。润滑油的黏度通常为 0.12~0.2 厘米/秒。当负载较大，且工作温度高时宜使用黏度较高的油，而速度高应使用黏度较低的油。油润滑两种基本方式：浸油飞溅润滑和循环油强制润滑。根据弹性流体的参数或动压润滑理论设置轴承和选择润滑油粘度值，其在稳定压力载荷作用下，轴承寿命将增加许多倍。因此本文选用浸油飞溅润滑。

第五章 基于 Solid-works 的减速装置三维设计

5.1 Solid-works 简介

Solid-works 软件系统是当今世界上首个基于 Windows 技术开发的三维 CAD 软件系统，也因为技术创新顺应了 CAD 科技的蓬勃发展风潮和市场发展趋势。该软件系统曾于 1995-1999 年荣获全球微机平台 CAD 软件系统评选冠军；1999 年至今，已累积荣获十七项全球大奖，其中仅自一九九九年开始，全美权威的 CAD 技术学术期刊 CADENCE 已连续四年度获得了 Solid-works 的最佳编辑奖，以嘉奖 Solid-works 的创新、活力与简明。在此时，Solid-works 所坚持的简单易用、稳定与革新三个准则也得到了更全面的贯彻与证实。

5.2 零件三维模型的创建

本文使用 Solid-works 中的零件设计模块进行输入轴各个零件的建模绘制。在绘制中主要使用“凸台”、“旋转”、“镜像”、“凹槽”等命令，由于篇幅有限这里不赘述建模过程。

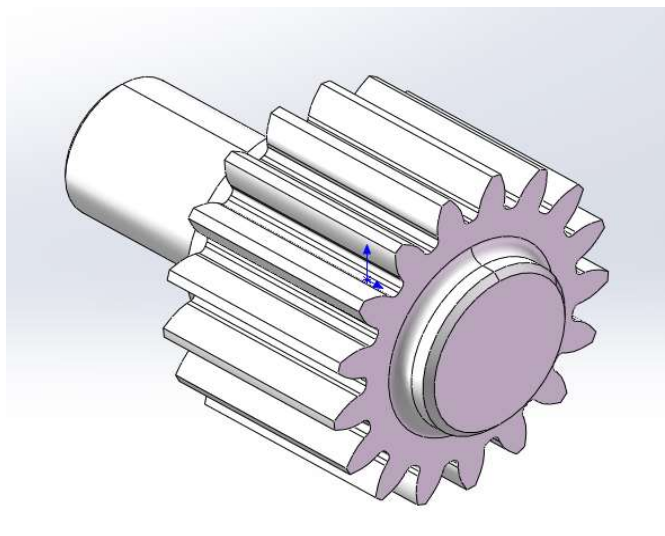


图 5-1 太阳轮建模

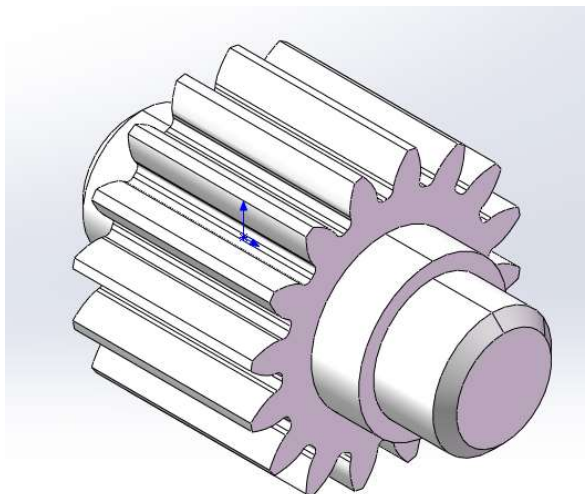


图 5-2 行星齿轮建模

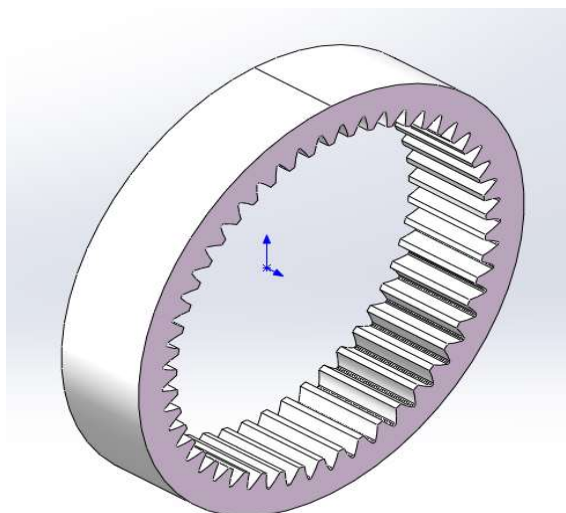


图 5-3 固定固定齿圈建模

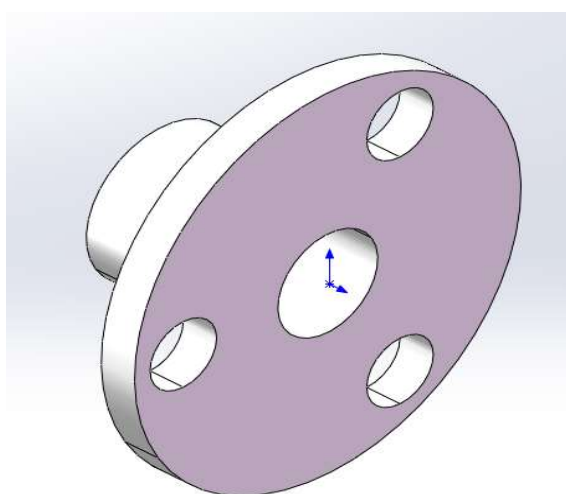


图 5-4 行星架建模

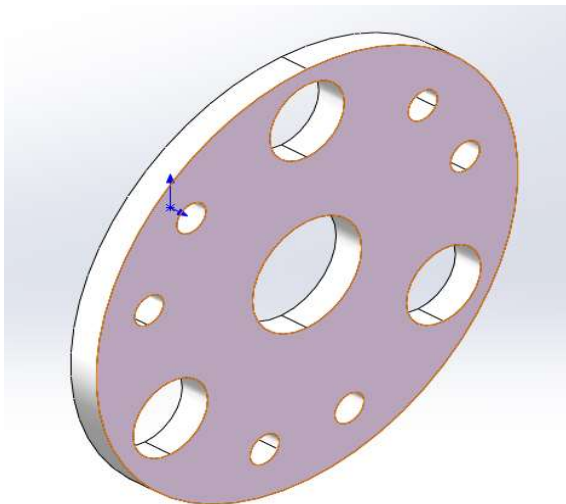


图 5-5 行星架端盖建模

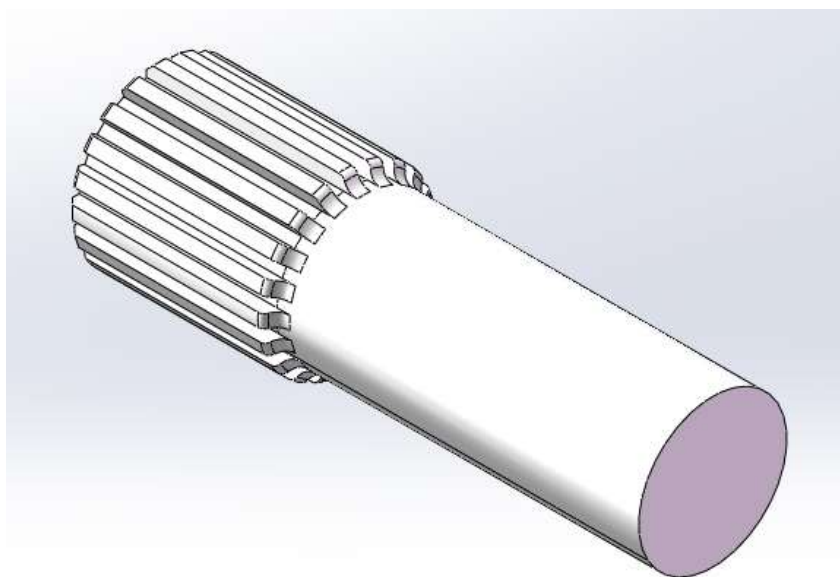


图 5-6 输出轴建模

5.3 装配设计

在整个顶层安装体基本骨架中，所传达出的最主要的工程设计意思就是：对关键零部件而言，他的长度和空间位置等要求都能成为基础信息，将其放在了最顶层的基本骨骼上，并紧接着传达给了与其相应的各系统，因为各子体系都是采用同一个工程设计基础的，所以每一种子体系都在整个顶层安装体中得到了所需要的关键信号，这样所有子体系就能在已得到的基本骨骼中，完成了具体的细部工程设计环节。许多设计组在设计子装配体、零部件等时，都可以参考或使用某个产品设计顶层的基础信息要素，是因为在整个子组装结构骨架中都可以传达产品设计的基本意图，而且这样还可以将信息实时传达下去在顶层发生变化的情形下，当某一种子组装主体设计要求发生变化时，就可以实现零部件之间彼此

的协调。通过顶层结构骨架撑持变型设计，就可以更迅速地调整其按照原来产品设计方向执行，从而达到全新单一的设计效果，这也是提升整体产品设计效果的重要途径^[10]。

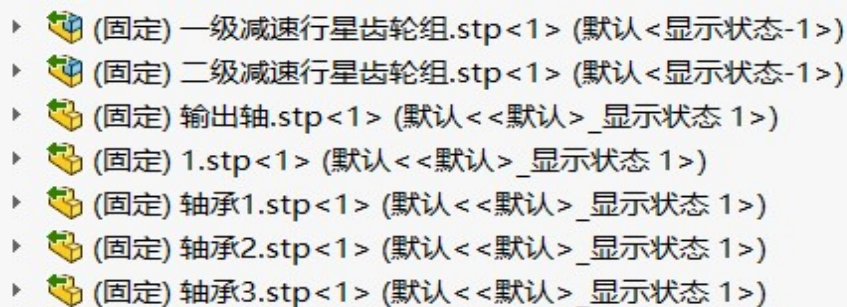


图 5-7 减速装置的装配模型树

按布局的组装结构提出了相应的设计参数，对于减速装置，其第一级轴间距(中心距 a)齿轮与其第二级轴间距(中心距 a)齿轮为重要设计参考。总体规划成了二个子系统(图 5-8 一级减速行星齿轮组、图 5-9 二级减速行星齿轮组)和五个个体零件，对他们进行设计确保了各子装配之间的良好配合，图 5-7 是减速装置的子装配图型树。

装配设计的工作顺序为：

- 1、插入已有的零件/子装配系统；
- 2、用鼠标罗盘拖拽，初步定位零件或子装配系统的空间位置；
- 3、利用定向配合约束关系约束装配系统的某个基准件；
- 4、以上一步的基准件为参照，利用多种约束关系限定其余各部件的空间位置；
- 5、分析该装配体系统的性能，如冲突、间隙等，发现并修正问题。

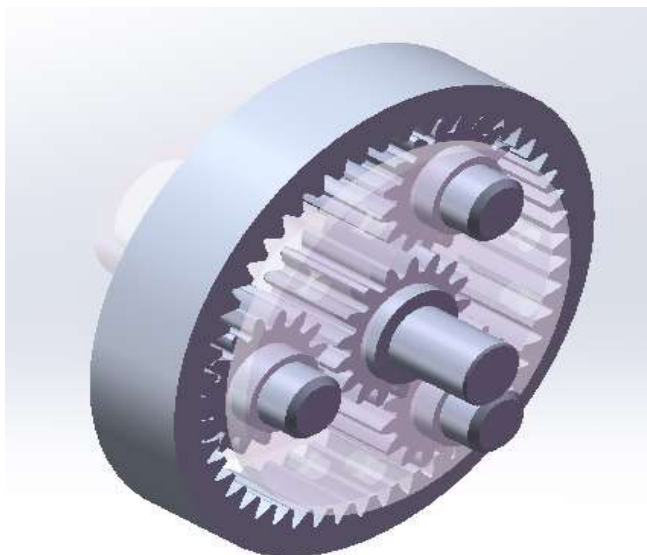


图 5-8 一级减速行星齿轮组

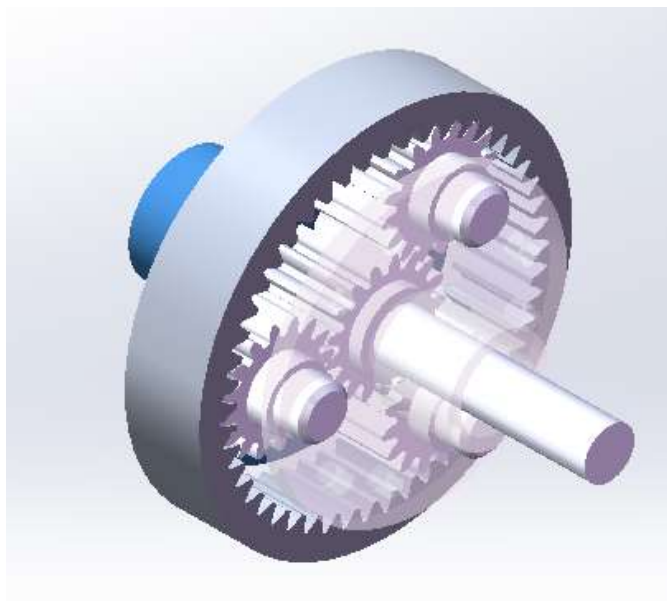


图 5-9 二级减速行星齿轮组

各装配体都是采用参数化方法构建的。将子装配体、零部件中具有装配结构约束关联的各种基础特征，根据每个基准特征使用特征间的插入、对齐、耦合、定向配合约束关系来组装总的装配体系统^[11]。再经过装配体系统和每一个与其相关的子装配体之间的约束关系的建立，最后实现了主装配体和与其相关的每一个子装配体之间的基准特征的关联性^[12]，使主装配体系统中一些有关设计信息的因素传递到下一级的子装配体系统中，再传到各个零件中，最后实现行星齿轮减速装置的设计与组装。图 5-10 为航空活塞发动机齿轮减速装置总装配体系统模型。

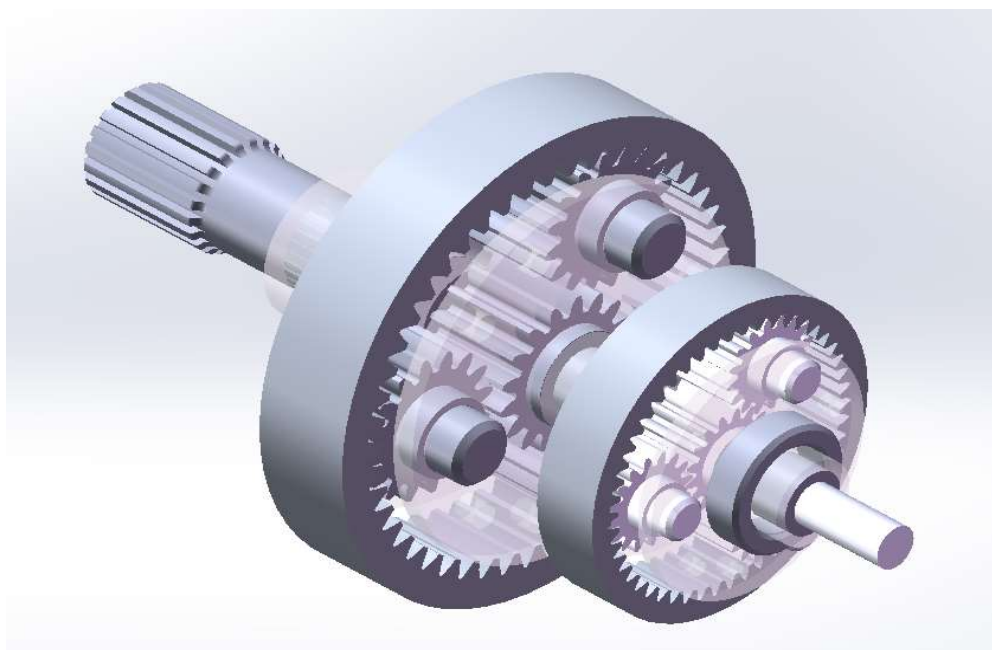


图 5-10 航空活塞发动机齿轮减速装置总装配体系统模型

5.4 减速装置爆炸图

将各个零部件沿着它们装配时候的路径拉开至一定距离，就会生成爆炸图，而爆炸图能够让使用者清楚的看清该装配体系统。设计看起来更加直观，常用于设计的说明插图中来便于使用者的组装及其维修。在 Solid-works 中直接选择“爆炸视图—设定爆炸步骤—确定”就可以得到爆炸图，结果如图 5-11 所示。

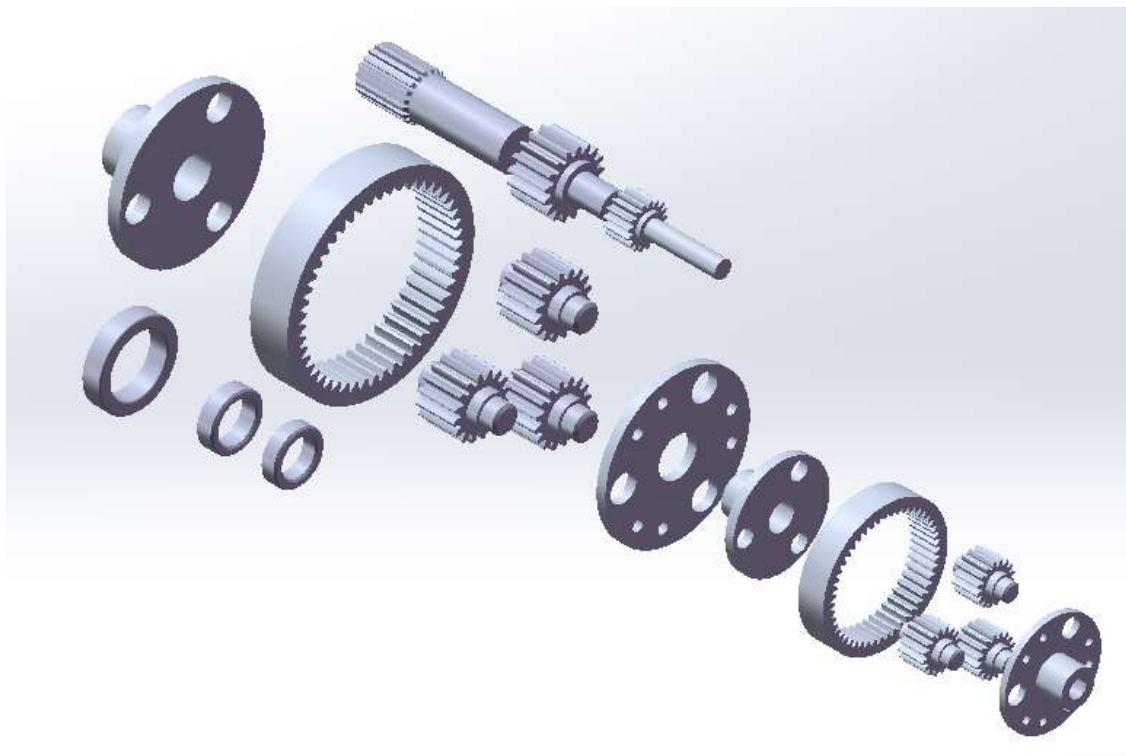


图 5-11 航空活塞发动机齿轮减速装置爆炸图

第六章 基于 ANSYS 的轴的有限元分析

6.1 ANSYS 简介

ANSYS 软件系统是由美籍企业 ANSYS 集团研发的大规模应用有限元分析方法(FEA)软件系统,是全球发展最快的计算机辅助工程技术(CAE)软件系统,能与大多数计算机辅助设计(CAD,computer Aided design)应用软件连接,进行工程数据的获取与互动,如 Pore、NASTRAN、Auto CAD 等。由于 ANSYS 功能强大,操作简易方便,现在早已变成了全球最受欢迎的有限元分析软件,在历年的 FEA 评选中均榜上有名。分析流程大致如下:

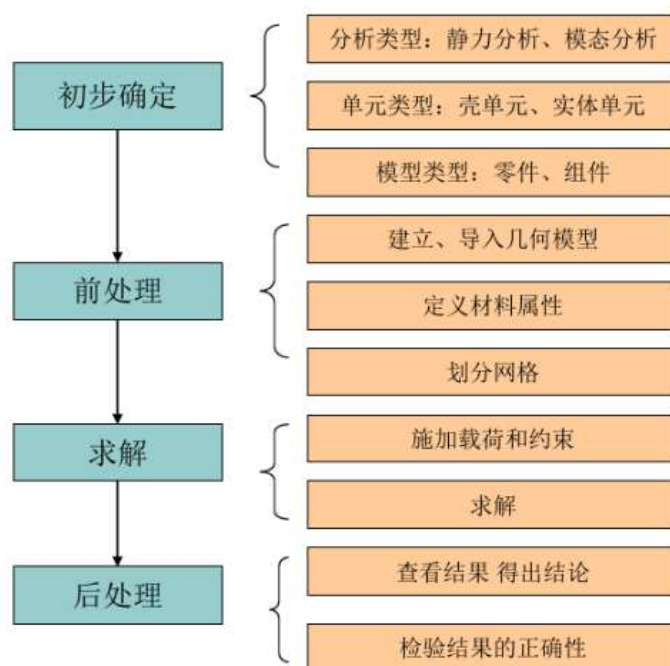


图 6-1 有限元分析流程

6.2 创建分析项目

本文主要进行输入轴的强度分析及轻量化设计。本文强度分析采用的是 ANSYS/Workbench(2019 R1)中的 Static/Structural(静态结构分析)对模型进行解析。通过静态结构分析方法可以确定在结构及元件中的位置、应力、应变和力,但这些载荷并不能产生明显的惯性和阻尼等效果^[13]。假定稳态负荷和应变条件;即负荷类型和结构响应随时间缓慢改变。在静态分析中,可使用的负荷类型包括:外部作用力和内部压力稳态惯性力(如重力或转速)施加(非零)位移温度(热应变)。

要创建分析系统,请展开工具箱中的“标准分析”文件夹,然后将分析类型对象“template”拖到项目原理图上。分析系统显示为单元的垂直阵列(示意图),其中每个单元表示分析系统的一个组件。通过右键单击单元格并选择编辑选项来寻址每个单元格。要创建包含要添加到现有系统中的数据传输的分析系统,请将表示上游分析的对象模板直

接拖动到现有系统原理图上，这样红色的框将包围将在系统之间共享数据的单元格。上键单击后，将显示两个示意图，其中包括一个互连链接和一个关于哪些单元共享数据的数字名称。本文在 ANSYS/Workbench 工作区中选择 Static/Structural，然后拖至 Project/schematic 区域中，完成分析项目的创建。

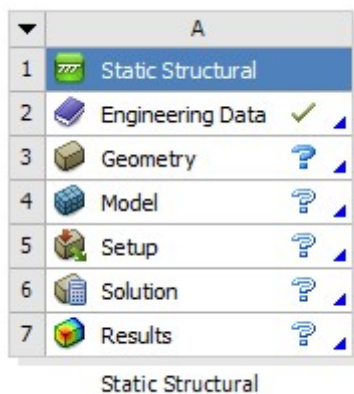


图 6-2 项目原理图

6.3 模型材料的定义

零件的响应由指定给零件的材料特性决定。在线性静力结构分析中，对材料属性只求一定样式模量及其泊松比。加入所有任意惯性载荷，材质密度就是必然要定的。在模态分析中，也要求定义材质密度。

ANSYS 拥有强大的材料属性定义功能。但由于材料属性是基于大量的实验基础上得出的。由于学识、实验设备、时间等条件制约，本文选用 40Cr 作为输入轴的材料，其基本属性详见下表。

表 6-1 材料属性

参数名称	数值
杨氏模量 (N/m ²)	2.12×10^{11}
泊松比	0.30
密度 (Kg/m ³)	7850
屈服强度 (N/m ⁻²)	785

在 Project schematic 双击 A2 栏的 Engineering Data 处双击，进入工程数据管理模块。空白处右键选择 Engineering/Data/Source 切换至 Engineering /Data/Source 选项栏，在选项栏中选择 General materials，然后在弹出的 outline of General materials 窗口 B 列单击“+”号，完成材料属性的定义。

6.4 几何模型的导入

模型导入前，需对模型进行简化处理。模型简化的主要目的是提高计算速度和精度，有限元建模需要和分析目的、计算机特性相符，而不是建模得越精细计算精度就越高。越是精确就表示模型越是复杂化，从而需要软件实现更为繁杂的矩阵化简计算。而如此一来，建模的偏差尽管小了，但计算误差却反而增加，致使最后没有理想的结果。本文在导入 ANSYS 前使用相关三维软件对模型进行了简化。把零件的非关键部位的小孔和凹槽去除后，用大圆洞取代螺丝或扣洞，用直角取代大圆角和倒角。

本文将几何模型保存为.stp 格式。在项目栏 Geometry 处右键选择 Import Geometry 然后单击 Browse，选择几何模型的.stp 文件。

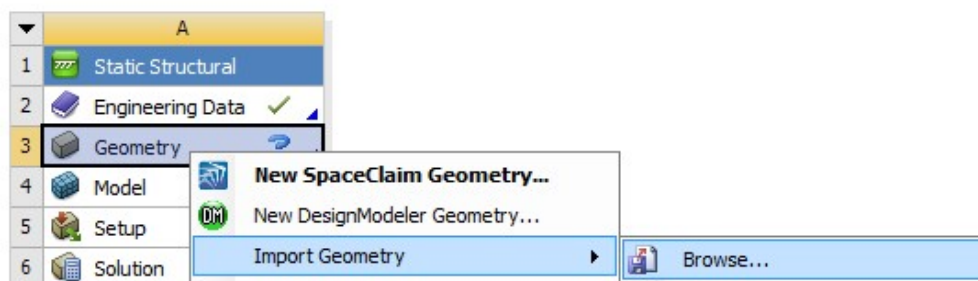


图 6-3 几何文件的导入

然后在项目栏 Geometry 处右键，弹出对话框处左键单击 Edit Geometry in Design modeler 进入 Design Modeler 模块。在 Design Modeler 模块中须要进行单位定义，本文选择长度单位为 mm，角度单位为度。单击 Generate 命令，生成几何模型。随即完成了几何模型的导入工作。

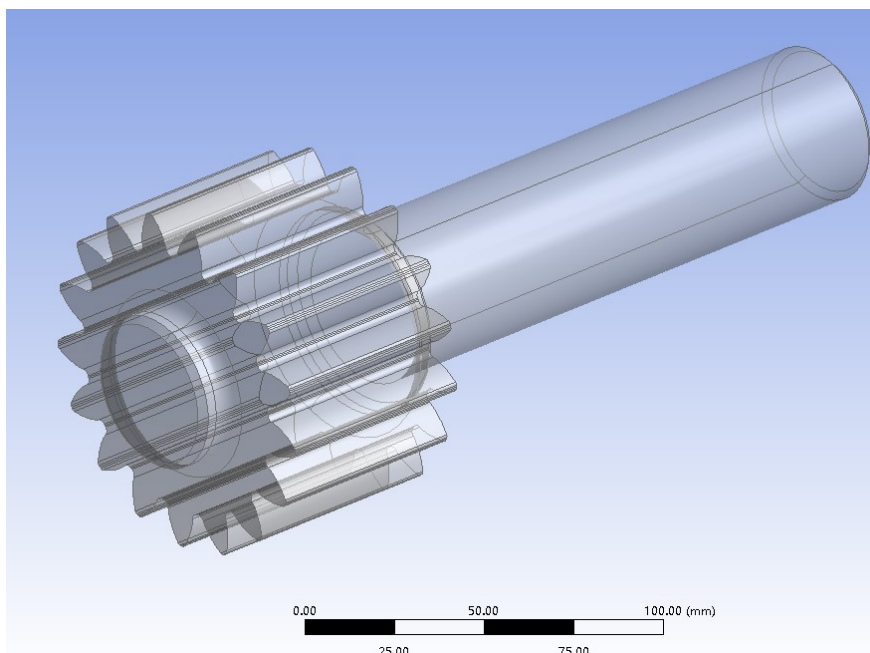


图 6-4 输入轴导入 ANSYS 模型

6.5 有限元模型的网格划分

模型导入后, 返回 Project schematic, 双击 A4 栏的 model, 进入 mechanical 模块, 进行输入轴网格分割。ANSYS 还针对所解决问题的物理类型(结构、流体、电磁、显示等)设计了相关的智能化的网格分析软件。本文网格划分是选择物理参考(physical preference)为机械(mechanical)。

ANSYS 按网格划分方法可分为: 自动划分法、扫描划分法、多区域划分法。按方格种类, 给出了: 四面体、六面体等方法。在同等的计算效率条件, 截角四面体方格的单位和结点总量如果超过了六面体方格, 会耗费比计算机更大的存储器, 因而计算速率和效果都低于了六面体方格。所以, 本文网格分类的主要原则就是尽量区分为六面体网格。所以本文使用了四面体网格的分类方法, 全局网格单元宽度均为 5mm, 网格划分后详见下图。

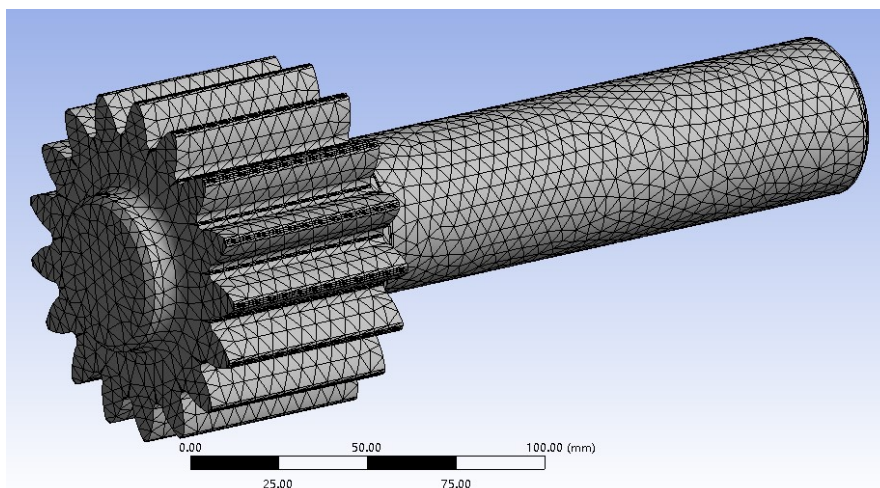


图 6-5 输入轴总成网格划分

6.6 定义边界条件

输入轴的传递的扭矩为 800N.m, 由表 3-1 可知一级减速装置输入轴齿轮的分度圆直径 $d = 87.55\text{mm}$ 。分析时忽略轴向力的影响, 则作用在齿轮节圆上的力可有下式求得:

$$F = \frac{2T}{d} \quad (6-1)$$

式中: T —输入轴传递的扭矩, $T = 800\text{N}\cdot\text{m}$;

d —一级减速装置输入轴齿轮的分度圆直径, $d = 87.55\text{mm}$;

经计算 $F = 18275.27\text{N}$ 。因此一级减速装置输入轴齿轮的分度圆处施加 $F = 18275.27\text{N}$ 的受力。限制花键处的全部自由度。

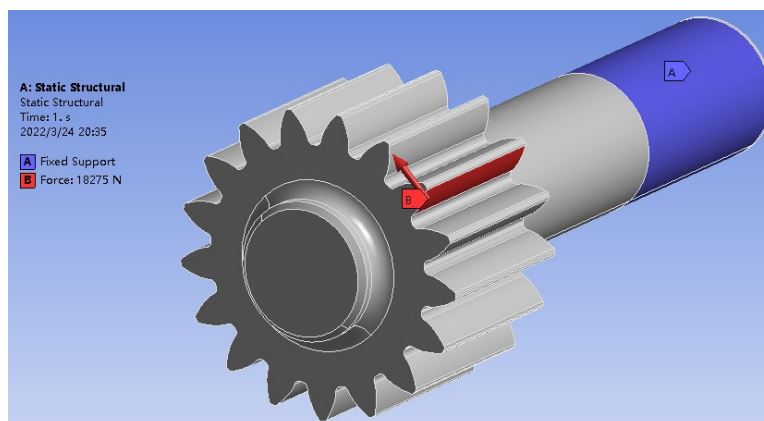


图 6-6 边界条件

6.7 结果分析

由冯塞思应力云图 (Von-Mises Stress) 可知, 输入轴在输入扭矩作用下的应力为 378.47Mpa。冯塞思应力与第四强度理论相对应^[14]。第四强度理论提出: 导致塑料屈服的原因是畸变能, 而且, 不管塑料处在何种极限位置, 都只有畸变能密度超过了其在受拉伸性屈服过程中的畸变能密度, 即塑料的屈服。第四强度理论的强度指标条件是:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \leq [\delta] \quad (6-2)$$

由表 6-1 可知, 输入轴材料的屈服强度为 785Mpa, 小于屈服强度, 满足强度要求。由全局变形量云图 (Total Deformation) 可知输入轴最大变形量为 0.66mm。变形量较小, 满足要求。

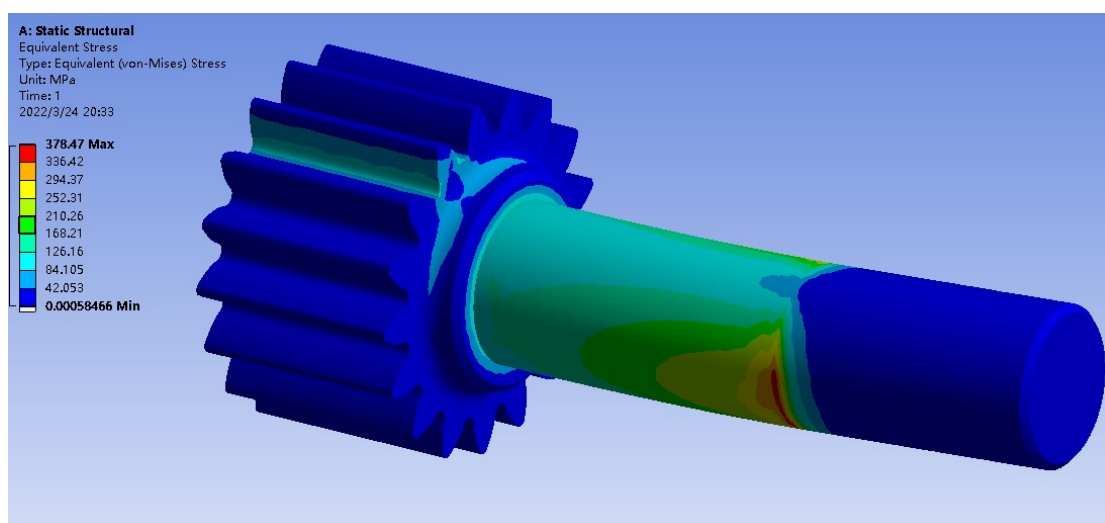


图 6-7 冯塞思应力仿真结果

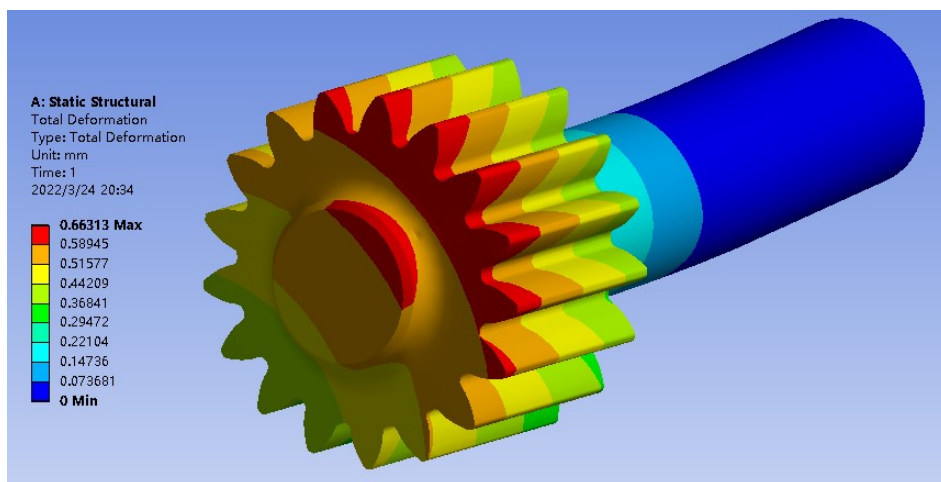


图 6-8 最大位移仿真结果

第七章 总结与展望

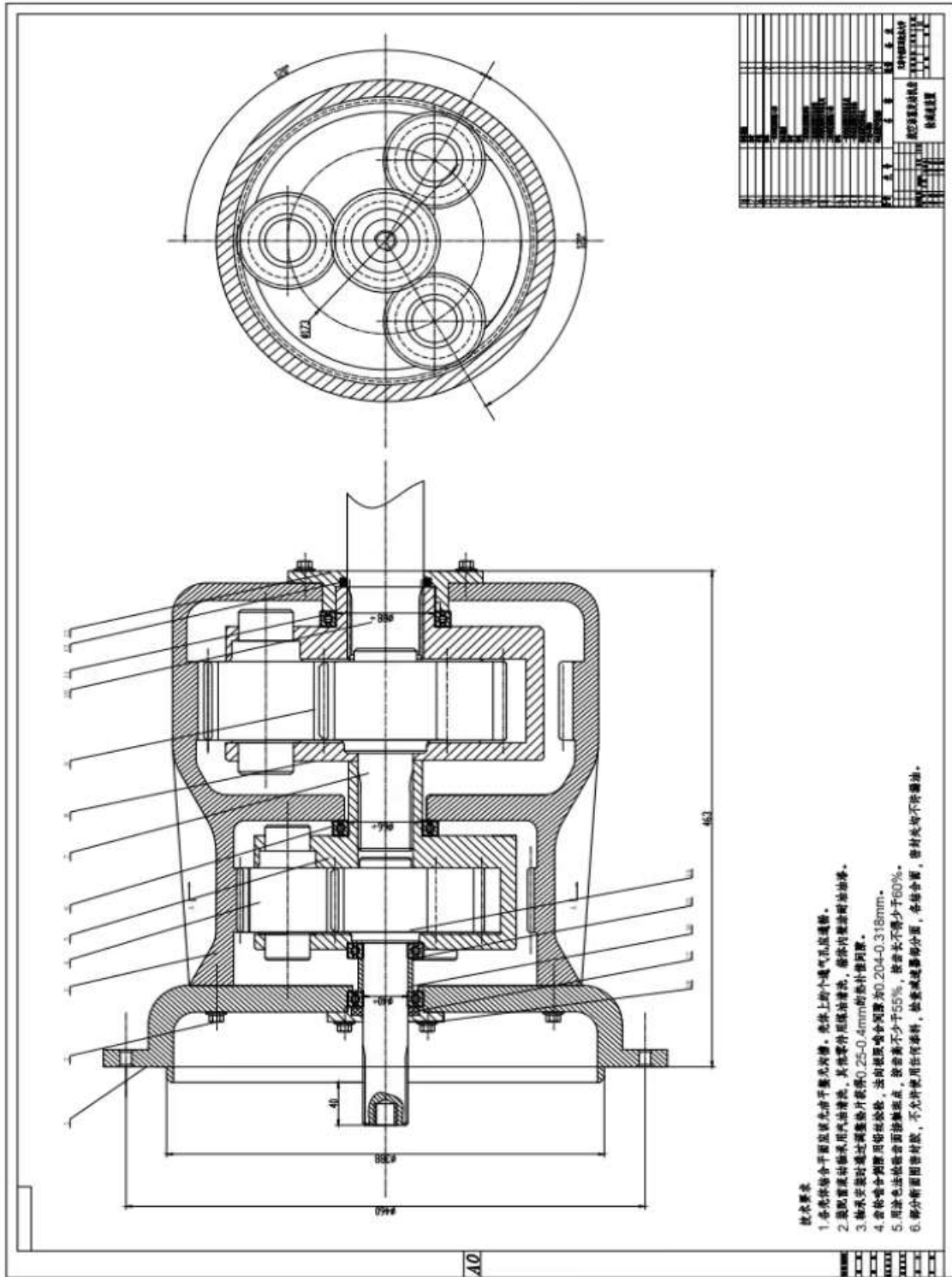
本文是一种关于航空活塞式发动机双级行星齿轮减速装置的设计,根据所学知识和查阅文献拟定合理航空活塞发动机的技术参数,合理分配传动减速比。在行星齿轮减速装置的基础上进行优化。一般行星齿轮减速装置有两个输出自由度,本文将外齿圈与机匣设计成一体的零部件,限制了行星减速装置的一个自由度。一级和二级行星齿轮传动的传动比分别为 3.53 和 3.18,总传动比为 11.20。由于每一级行星齿轮组有三个行星齿轮,太阳轮与输入轴制成一体。实现了对减速装置的结构设计、齿轮几何计算,装配图设计,轴的选用以及安装装配设计等五个功能的设计,完成了减速装置的设计。文章的最后把有限元法与优化设计思想相结合,以 ANSYS/Workbench 软件的 Design/Exploration 模块为工具对输入轴太阳轮零件进行参数优化分析。这对于输入轴所受的最大等效应力、降低变形量、提高使用寿命具有非常重要的设计意义。

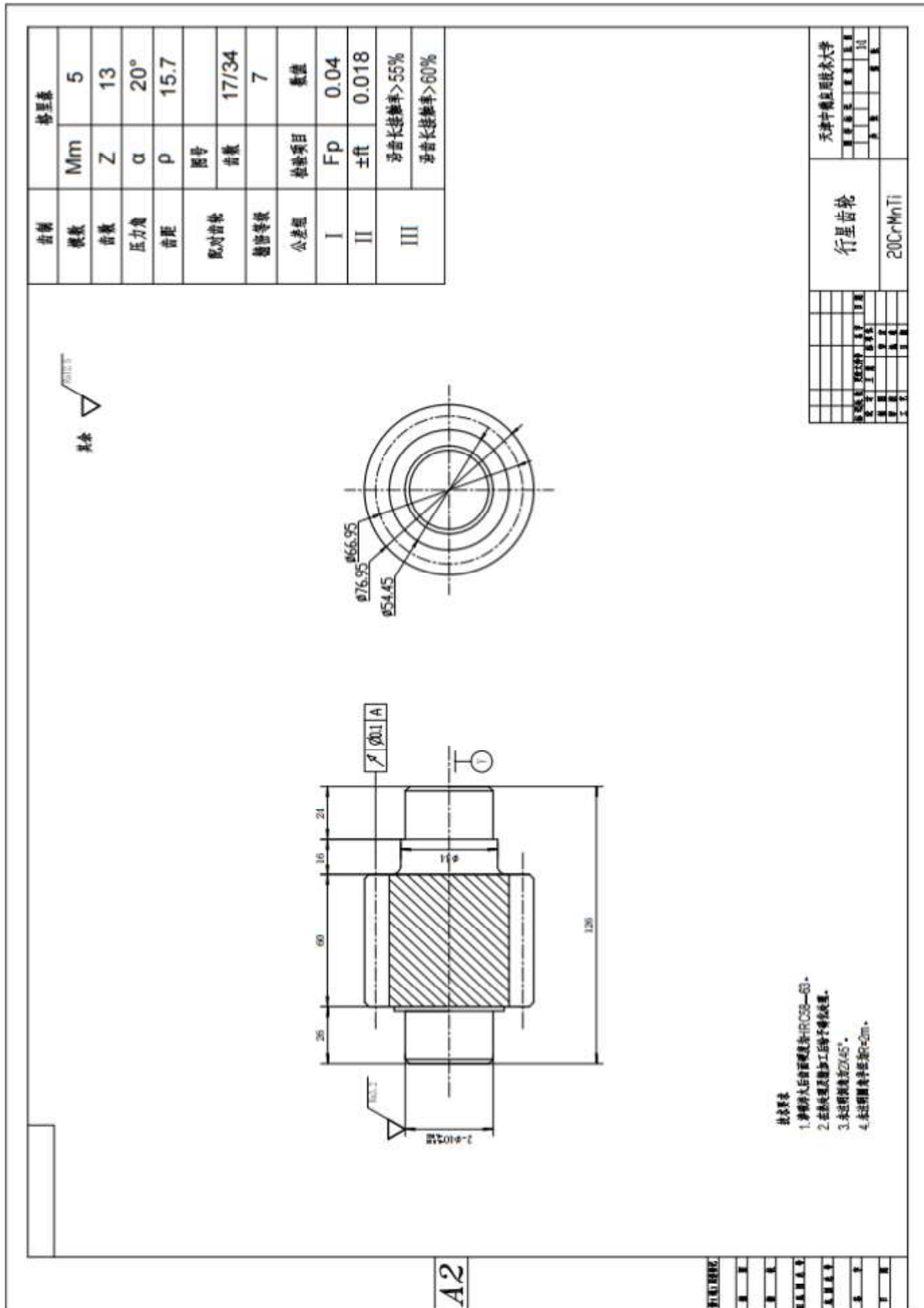
本课题今后需在以下方面进行的进一步研究工作:

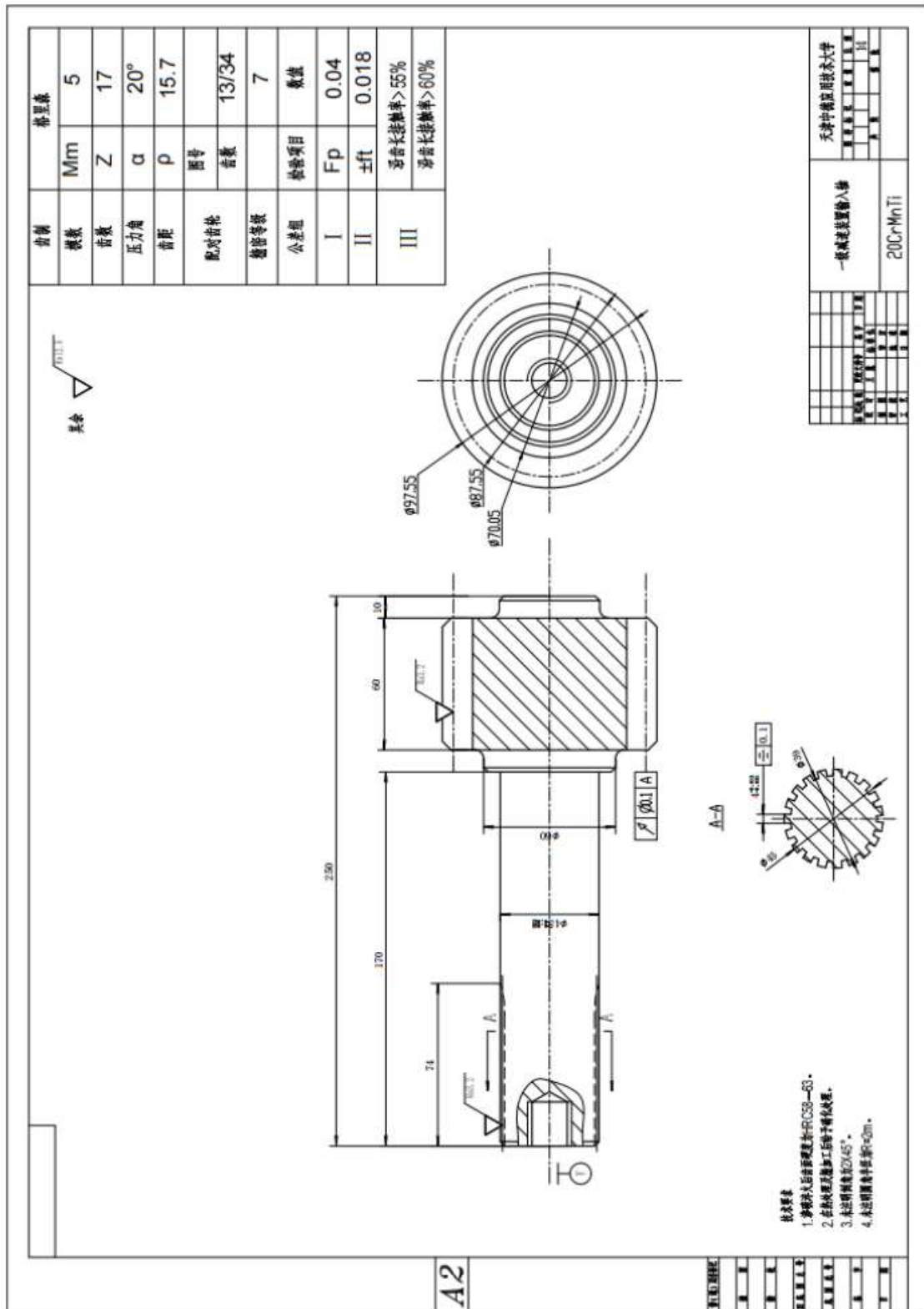
1. 在现有减速装置的基础上设计发动机启动机、燃油泵等附件减速装置。
2. 进行减速装置实验,完成测试试验记录,并分析实验报告。

参考文献

- [15] 周建星, 孙文磊, 崔权维. 轴承刚度与齿轮螺旋角对减速器振动噪声影响的研究[J]. 机械传动. 2015. 39(05): 20-25.
- [16] 卢东亮, 郑君, 胡崇波, 卞少春. 通用航空活塞发动机的发展现状研究[J]. 内燃机与配件. 2019(08): 64-66.
- [17] 鹿东荣, 伍彩文. 某型发动机一级主动齿轮断裂原因分析[J]. 中国高新技术企业, 2017(08): 92-93.
- [18] 饶振纲. 《行星齿轮传动设计》. 北京. 化学工业出版社, 2013. 7
- [19] 陈文元, 张卫平, 范志荣. 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(03): 87-89.
- [20] 黄苏桥. V 航空、航天 V000020 航空发动机设计手册·减速器. 杨牧之主编. 中国图书年鉴. 湖北人民出版社, 2002. 677. 年鉴.
- [21] 李宁, 李威. 渐开线斜齿圆柱齿轮齿面接触强度分析[J]. 机械传动. 2014. 38(03): 151-153.
- [22] 濮良贵, 纪名刚主编. 《机械设计》. 北京: 高等教育出版社. 2016. 5
- [23] Zhao Yang, Shen Yunbo. Analysis of the Load Sharing of the Flexible Ring Gear Planetary Gear Train[J]. ATLANTISPRES. 2019.
- [24] 韩林山, 齐彩娟, 柯超. 基于 SolidWorks 的 2K-V 型减速器虚拟装配及运动仿真[J]. 起重运输机械, 2013(3): 19-21.
- [25] 康兰. 基于参数化技术的自顶向下装配建模研究[J]. 机械设计与研究, 2006. 22(3): 75-77.
- [26] 赵飞. SolidWorks 自顶向下方法在机械设计中的应用[J]. 机械管理开发, 2012. 8(4): 201-202.
- [27] 宋国岩. 有限元分析法在齿轮设计中的应用[J]. 煤矿机械. 2008(05): 20-23.
- [28] Liu Zhiyu, Dong Hao, Liu Bo. Research on Load Sharing Characteristics of Planetary Transmission System[J]. ATLANTISPRES. 2019.







致谢

在论文设计过程中，得到了岳峰老师的亲切关怀和耐心的指导。岳峰老师，为我指点迷津，帮助我开拓研究思路，精心点拨、热忱鼓励。岳峰老师一丝不苟的作风，严谨求实的态度，踏踏实实的精神，不仅授我以文，而且教我做人，虽历时半年，却给以终生受益无穷之道。在此，我向岳峰老师表示衷心的感谢！

在论文进行中，岳峰老师定期给我们小组安排任务，并分别单个同学单个时间进行指导。给予我们适当的指引而又激发了我们的主动性，很好的把控了每个阶段的学习和任务目标，而我们依照他的指导，认真的完成每次指导工作量，整个过程也相对比较轻松的，得以顺利而圆满地完成毕业论文。感谢岳峰老师为我们的精心设计和付出，他严谨的治学态度、追求创新的进取精神是我学习的榜样。

我还非常感谢天津中德应用技术大学的老师们，在俩年学习期间，他们不仅教给了我很多知识，使我从对机械一无所知成为具有初步机械学知识并且可以简单应用的人，从只为自己的事情操心变成现在经常看报纸，听广播，并关注国家大事，而且还教给了我做人的道理。对此我非常感谢！

最后，由于航空活塞发动机减速装置的复杂性和长期性，不是用一篇文章就能解决问题的，另外，由于我个人的经验匮乏、水平有限，本设计中错误和疏漏之处不少，请老师和同学们指正，我会继续努力，谢谢！