



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

本科生毕业设计

航空涡轴发动机主减速器减速装置设计

**Design of Reduction Device for Main Reducer of Aviation
Turboshaft Engine**

姓 名 高华新
学 院 航空航天学院
专 业 飞行器制造工程
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

航空涡轴发动机主减速器减速装置设计

**Design of Reduction Device for Main Reducer of Aviation
Turboshaft Engine**

姓 名 高华新
学 院 航空航天学院
专 业 飞行器制造工程
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	航空涡轴发动机主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，了解涡轮输出和旋翼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>						
<p>系（教研室）审查意见： 同意</p>							
<p>负责人： <u>张健</u> 2021 年 12 月 1 日</p>							



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：航空涡轴发动机主减速器减速装置设计

学 院：航空航天大学

专 业：飞行器制造工程

学生姓名：高华新

学 号：18414030128

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涡轴发动机中，直接将涡轮产生的功率和转动，经减速传给旋翼，驱动旋翼旋转，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，了解涡轮输出和旋翼以及各发动机附件的转速要求。

(2) 学生需要确定减速器的主减速比，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。

(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

2021 年 12 月 6 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）

（1）课题的目的与意义

航空产业既是国家战略性产业，同时也是国家综合国力的重要组成部分，纵观历史，航空产业的发展伴随着国家的发展，而作为飞机的“心脏”，航空发动机的发展便意味着航空产业的发展。

航空发动机作为飞机的核心部件，其性能直接影响着飞机的可靠性。航空发动机的性能取决于诸多因素，其中，发动机减速机构的性能对发动机整体性能的影响不容忽视，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。

而我国的航空业虽有进步，但仍待进步。正因如此，参照国内外优秀的减速机构设计，并在此基础上进行设计、优化和改进，对于发动机技术乃至航空产业的发展非常关键。

航空涡轴发动机，广泛应用于直升机及垂直/短距起落飞机。与其它发动机一样，减速器的核心机构均是齿轮装置，齿轮减速装置作为其重要部件，直接将涡轮产生的功率经减速传给旋翼，驱动旋翼旋转，意义不言自明。

另外，本题目亦可强化学生的实际应用设计能力，包括设计类软件的使用和模拟。

且在设计过程中，学生也需综合考量，针对航空行业的特点，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）与本课题有关的国内外研究（应用）情况及发展趋势

航空涡轴发动机，广泛应用于直升机，对涡轴发动机的减速器进行设计，即是对直升机的主减速器进行设计。

六十多年来，直升机的发展大致经历了五代。第一代旋翼和主减速器的总寿命低于 600 小时；第二代旋翼和主减速器的总寿命达 1200 小时；第三代主减速器的总寿命达 2400—3600 小时；第四代主减速器的总寿命达 4500—6000 小时；从 80 年代中期至现在，直升机主减的输入转速有了新的提高，且寿命已达 9000—13500 小时。

通过数据的对比，可以看出随着时代的发展，主减速器的寿命在不断提高，这也是技术进步的体现。

近几年来，国外直升机主减速器发展的主要特点是：

- （1）轴-轴承-齿轮采用一体化设计，减轻重量和降低成本，提高可靠性；
- （2）采用单元体设计，维护方便、降低成本、提高可靠性和维修性；
- （3）采用镀层或阻尼系统设计以降低噪声；

- (4) 提高干运转能力(试验已达 1 小时)，即提高生存能力；
- (5) 提高翻修间隔期和总寿命；
- (6) 提高主减速器的安全性，如抗弹击设计和损伤容限设计；
- (7) 主减速器大量采用复合材料，如轴类零件和减速器机匣等。

以上 7 点也是直升机主减速器发展的趋势。

单就减速器而言，国外的减速器，以德国、丹麦和日本处于领先地位，特别在材料和制造工艺方面占据优势，减速器工作可靠性好，使用寿命长。但其传动形式仍以定轴齿轮传动为主，体积和重量问题也未解决好。

而国内的减速器多以齿轮传动、蜗杆传动为主，但普遍存在着功重比(功率与质量的比值)小，或者传动比大而机械效率过低的问题。并且在材料品质和工艺水平方面也有欠缺，特别是大型的减速器问题更突出，使用寿命有限。

综上，进行主减速器设计时，应尽力提高直升机的传动效率，提升功重比，也应尽力缩减传动系统所占空间。

且由于国内外军民领域对直升机的使用日益广泛，数量逐年增加，因此对主减速器的翻修间隔期(TBO)和总寿命、可靠性、可维修性、生存力等要求日益提高，设计时也需加以考量。

(3) 课题主要研究内容

航空减速器按机内/机外分类，减速器与发动机固定在一起，并成为发动机部分的称为机内减速器。这种类型在涡桨与涡轴发动机上应用最广。对于涡桨发动机，则称为减速器；对于涡轴发动机，则习惯称为体内减速器。当减速器与发动机分开并作为独立 2 机器时称为机外减速器。这种减速器都有独立润滑系统，在直升机上应用最广，常称为主减速器，它可以由台或多台涡轴发动机的动力涡轮直接驱动，或者通过体内减速器驱动。

本题目便是对涡轴发动机的机外减速器——主减速器，进行减速装置的设计。

设计的大致流程为：

- 1、确定减速器的主减速比，及各附件的减速比。
- 2、进而设计减速器减速级数和各级齿轮的齿数和传动比。
- 3、通过计算和查阅手册进行选型，进而设计全部减速机构（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）。
- 4、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。
- 5、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。

参考文献：

- [1]罗乐乐. 直升机传动系统主减速器构型设计方法研究[J]. 机电工程技术, 2021, 50(03):206-208.
- [2]管力锐, 魏丽娜. 重型直升机主减速器的结构设计[J]. 考试周刊, 2013(26):193-194.
- [3]许鹏. 浅析 AC313 直升机主减速器设计[J]. 科技创新与应用, 2014(16):30.
- [4]邱江. 直升机主减速器主要性能参数评定方法研究[D]. 南京航空航天大学, 2013.
- [25]王超, 王旭. 一种基于遗传算法的直升机主减速器优化设计方法[J]. 机械传动, 2007(06):33-35+115. DOI:10.16578/j.issn.1004.2539.2007.06.033.
- [6]车明. 直九武装直升机主减速器改进设计研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2006.
- [7]盛冬平. 直升机主减速器传动系统的动力学研究[D]. 南京航空航天大学, 2015.
- [8]侯兰兰, 李明强, 王国胜. 直升机主减速器齿轮传动研究综述[J]. 中国科技信息, 2021(02):31-32.
- [9]侯兰兰, 李明强, 赖凌云. 直升机主减速器齿轮及分扭并车构型研究[J]. 中国科技信息, 2021(05):29-30.
- [10]王卫刚. 直升机传动系统设计方法研究[D]. 南京航空航天大学, 2011.
- [11]杜辅东. 某型号主减速器设计方案研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2007.
- [12]朱慧玲, 周启航. 直升机主减弧齿锥齿轮优化设计[J]. 航空科学技术, 2021, 32(08):12-17. DOI:10.19452/j.issn1007-5453.2021.08.002.
- [13]孙传亮, 黄承恭. 小型无人直升机传动系统设计技术研究[J]. 直升机技术, 2008(02):39-43.
- [14]洪福顺. 直升机减速器最新发展[J]. 直升机技术, 1996(03):37-41.
- [15]周志红. 基于区间理论的直升机大重合度行星齿轮系功重比优化研究[D]. 合肥工业大学, 2015.
- [16]吴希明. 直升机技术现状、趋势和发展思路[J]. 航空科学技术, 2012(04):13-16.
- [17]范永. 某型无人直升机主减速器热分析及流场仿真[D]. 南京航空航天大学, 2019. DOI:10.27239/d.cnki.gnhhu.2019.000704.
- [18]余定君. 直升机主减速器干运转设计技术研究[J]. 航空动力, 2018(03):75-78.
- [19]廖梅军. 直升机主减速器干运转研究[D]. 湖南大学, 2012.
- [20]涂亦虢. 直升机主减速器系统热分析[D]. 南京航空航天大学, 2012.
- [21]王俊, 张涛, 孙炫琪, 刘李, 傅旦. 提高传动系统主减速器干运转能力研究[J]. 航空动力, 2021(01):40-42.

二、进度及预期结果		
起止日期	主要内容	预期结果
2021.12.03- 2022.01.03	收集论文资料，制定研究方案，确定论题，准备开题报告。	论文资料、研究方案 (科学、合理、完整、充分)
2022.01.03- 2022.03.04	继续收集资料和研究论文相关工作，并完成开题报告与开题答辩 ppt。	开题报告、开题答辩 ppt
2022.03.05- 2022.04.25	进行方案设计，同时完成减速器的主减速比，及各附件的减速比设计，完成减速器减速级数和各级齿轮的齿数和传动比设计。绘制装配图与零件图草图，并撰写论文初稿。	开题完成 完成装配图与零件图草图、完成论文初稿
2022.04.25- 2022.05.05	提交论文初稿，指导老师修改初稿，完成装配图和零件图设计。	
2022.05.05- 2022.05.08	提交论文二稿，指导老师修改二稿。	完成装配图和零件图设计、完成论文二稿
2022.05.08- 2022.06.02	指导老师同意定稿后开始准备论文答辩工作。	完成论文终稿(外审前)
2022.06.02- 2022.06.03	论文答辩	准备论文答辩 完成论文答辩
完成课题的 现有条件	1、关于航空涡轴发动机主减速器减速装置设计的相关技术资料和文献资源。 2、画图软件。	
指导教师 意见	同意 指导教师: <u>周明博/岳峰</u> <u>2022</u> 年 <u>4</u> 月 <u>3</u> 日	
开题答辩 小组意见	同意 组 长: <u>王军</u> <u>2022</u> 年 <u>3</u> 月 <u>5</u> 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：所呈交的毕业设计（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： 高华新

年 月 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

涡轴发动机，是现代直升机的主要动力来源。因为直升机发动机的动力涡轮的转速高，而旋翼的转速低，所以需要减速器进行减速传动。而涡轴发动机的减速比大，更需要进行多级减速。直升机主减速器作为机外减速器，是直升机的主要传动部件，它可以由一台或多台涡轴发动机的动力涡轮直接驱动，从而起到减速、换向、承力的作用。

由于轻型直升机军民两用、市场广阔、用途广泛，所以本文以最具代表性的轻型直升机的涡轮轴发动机为参考对象，对使用涡轮轴发动机的轻型多用途直升机进行主减速器的齿轮减速装置设计。

本文选择轻型多用途直升机为设计目标机型，分析直升机主减速器的发展趋势，针对轻型直升机常用的 Artouste 3B 涡轴发动机进行配套主减速器齿轮减速装置的设计。本设计采用了三级减速，主减的齿轮减速装置选用直齿锥齿轮与直齿圆柱齿轮进行逐级减速的设计方案。并在设计之后，完成相应的校核、轴的设计、轴承的选型，对设计使用 Solidworks 软件进行了建模、装配。

本文对轻型直升机主减速装置的设计契合国内市场需求，也顺应轻型直升机在国内的发展趋势，这使得该设计具有一定的研究、应用价值及现实意义。本文在设计中重点考虑主减速器整体的功能、性能、可靠性、维修性、经济性等要求，希望能够为使用涡轴发动机的轻型直升机提供有关齿轮减速装置的设计参考。

关键词：涡轴发动机；主减速器；齿轮减速装置；三维建模

ABSTRACT

Turboshaft engine is the main power source of modern helicopters. Since the rotational speed of the power turbine of the helicopter engine is high, and the rotational speed of the rotor is low, the reducer is needed for deceleration transmission. The turboshaft engine has a large deceleration ratio, which requires multi-stage deceleration. Helicopter main reducer is the main transmission part of the helicopter, which can be directly driven by one or more turbine engine power turbine, so as to play a deceleration, reversing, bearing role.

Due to the dual-use, broad market and wide use of light helicopters, this paper takes the most representative light helicopter 's turboshaft engine as the reference object, and designs the gear reducer of the main reducer of the light multi-purpose helicopter with turboshaft engine.

In this paper, the light multi-purpose helicopter is selected as the design target model, and the development trend of the main reducer of the helicopter is analyzed. The gear reducer of the main reducer is designed for the Artouste 3B turboshaft engine commonly used in the light helicopter. This design adopts a three-stage deceleration, the main gear deceleration device using straight bevel gear and straight cylindrical gear step by step deceleration design. After the design, the corresponding check, shaft design and bearing selection are completed, and the design is modeled and assembled using Solidworks software.

The design of the main reducer of light helicopter in this paper meets the domestic market demand and the development trend of light helicopter in China, which makes the design have certain research, application value and practical significance. This paper focuses on the overall function, performance, reliability, maintainability, economy and other requirements of the main reducer in the design, hoping to provide reference for the design of gear reducer for light helicopters using turboshaft engines.

Keywords:Turboshaft Engine;Main Reducer;Gear Reduction Unit;3D Modeling

目 录

第一章 绪论	1
1.1 选题背景及意义	1
1.2 直升机主减速器的特点与发展现状	1
1.3 论文内容安排与设计原始参数	2
第二章 减速装置传动方案的确定	5
2.1 传动方案的确定	5
2.2 传动简图与传动比的分配	5
第三章 各级齿轮与附件齿轮的设计与校核	8
3.1 直齿锥齿轮的设计与校核	8
3.2 两级直齿圆柱齿轮的设计与校核	17
3.3 附件齿轮的设计与校核	23
第四章 轴和轴承的设计	29
4.1 轴的结构设计	29
4.2 轴与齿轮的连接方式	30
4.3 轴承的选择	30
第五章 三维建模	32
5.1 建模软件介绍	32
5.2 齿轮减速装置建模	32
总结与展望	36
参考文献	37
附录	38
附录一 高速级主动齿轮零件图	38
附录二 高速级从动齿轮零件图	38
附录三 中/低速级主动齿轮零件图	39

附录四 中/低速级从动齿轮零件图	39
附录五 弹性输入轴零件图	40
附录六 主齿轮减速装置装配图	40
致谢	41

第一章 绪论

1.1 选题背景及意义

经过 50 年的发展，我国直升机产业已初具规模，技术水平有明显提高，具备了一定的设计，试验和制造能力^[1]。虽有进步，但仍有很大的进步空间。

正因如此，参照国内外优秀的减速机构设计，并在此基础上进行设计、优化和改进，对于发动机技术乃至航空产业的发展非常关键。同时，改进改型也是本文设计目标机型——轻型多用途直升机的发展趋势。

轻型直升机，用途广泛，市场广阔，在军民两个领域都有所应用，主要应用于民用领域。统计数据表明，在世界民用直升机市场中，轻型直升机的需求量和保有量占民用直升机总量的 70% 以上^[2]。2017 年民用直升机机队构成中，从直升机吨位来看，轻型直升机（1.3~4t 级）数量为 364 架，占比 36%，仅次于超轻型直升机。而 200~800kw 功率范围的涡轴发动机市场占比 48.6%^[3]。

我国的轻型直升机以 Z-9 为代表，时至今日，Z-9 已历经了多次改进改型，Z-9 型直升机也是我国品种最多的机型之一，在当时属于先进水平。

以上也是本设计将配装小功率涡轴发动机的轻型直升机作为设计目标机型的原因。

轻型直升机既可运送人员、物资，也可用来进行医疗救护、灾害救援、公安执法与安全巡逻，执行任务相当多样。

轻型直升机之所以能够畅销，根本原因在于其灵活、机动，既可空中悬停，不拘地点垂直起落，在空中停车时，还能安全自旋着地，加上售价及使用成本低，一般用户都能承受，所以很受欢迎。

航空涡轴发动机，是直升机的主要动力，直升机旋翼的转速恒定，而涡轮轴发动机动力涡轮的转速很高，故而需要传动减速。在直升机的传动系统之中，主减起核心作用，因此，齿轮减速装置作为主减的重要部件，直接将涡轮产生的功率经减速传给旋翼，驱动旋翼旋转，意义不言而喻。

在直升机传动系统的各个部件中，主减速器的结构最是复杂，所处环境很是恶劣，发动机的功率传递更是基本全靠主减完成，所以设计其齿轮减速装置更具意义。通常轻型直升机的主减速器采用齿轮传动式，作用是将 1 台或者 2 台涡轮轴发动机的输入功率，通过 2~3 级的齿轮进行减速，再由主旋翼的中心轴和尾桨传动轴输出。

故而本文选择轻型多用途直升机为设计目标机型，以某轻型直升机的 Artouste 3B 发动机的一些参数作为参考，从而设计涡轴发动机主减速器的齿轮减速装置，一方面能契合国内市场需求，此外也顺应轻型直升机在国内的发展趋势。使得该设计具有一定的研究、应用价值及现实意义。

1.2 直升机主减速器的特点与发展现状

六十多年来，直升机的发展大致经历了五代，随着时代的发展，主减速器的技术在不断进步，且主减的寿命和输入转速均在提高。

直升机主减速器的主要特点如下：

高输入转速、高功率密度、长寿命、高可靠性、良好的维修性、高效率、高生存能力。

近年来，国内外军民领域对直升机的使用日益广泛，数量逐年增加，要求不断提高，变相促进了主减的发展。

国外直升机主减速器的发展，基本围绕复合材料的使用，单元体与一体化设计等方面，其目的，主要是为了提高主减的可靠性、维修性、安全性、翻修间隔期、寿命、干运转能力，并在提升性能的同时尽可能降噪、减低成本与重量。另外，主减速器的发展方向，也包括提高直升机的传动效率，缩减传动系统所占空间，及提升功重比。以上发展方向同时也是直升机主减速器设计的趋势。

国际上主流的常规构型直升机如武装型的 AH-64E “阿帕奇卫士”、UH-60M “黑鹰”，通用/运输型的 NH90、AW101 “灰背隼”、S-92、AW139 等直升机的传动系统，减速器翻修间隔期都达到了 3000~5000FH；干运转能力都达到 30~45min；主减速器质量系数达到 0.060~0.065kg/(kgf·m)^[4]。也佐证了这种趋势。

表 1-1 国内外几种轻型直升机型号的传动形式

机型	传动级数	传动方式
OH-6A	两级	螺旋锥齿轮减速
云雀-3	三级	锥齿轮-行星齿轮-行星齿轮
Z-9	三级	螺旋锥齿轮并车-螺旋锥齿轮换向-行星齿轮

表 1-1 中列举的直升机型号均采用单旋翼带尾桨式布局，通过对表 1-1 中几种直升机型号的传动方式分析可得，现今国内外轻型直升机的主减速器多采用 2~3 级减速，其齿轮减速装置多采用锥齿轮，原因其后会有提及。

1.3 论文内容安排与设计原始参数

1.3.1 论文内容安排

本文通过查阅机械手册与文献资料，以设计一个动力涡轮轴转速为 5773rpm，旋翼转速为 355rpm，即传动比为 16.3 的涡轴发动机主减速器齿轮减速装置。该齿轮减速装置适用于使用涡轴发动机的轻型多用途直升机。

文中对主减速装置进行了设计、校核，对发动机附件（滑油泵）齿轮进行了设计和校核，对输入输出轴进行了材料和直径设计，进行了轴承选型，并对设计使用 Solidworks 软件进行了建模。

1.3.2 设计原始参数

本文以某型轻型多用途直升机的发动机 Artouste 3B 为主减齿轮的设计参考，Artouste 3B 发动机来自 Turbomeca 公司，是该公司研制的一个小型涡轴发动机系列 Artouste 中的一个型号，配装直升机有 SA-316 与 SA-315B。

本设计参考参数见表 1-2。

表 1-2 设计原始参数

序号	参数名称	具体数值
1	输入转速 (rpm)	5773
2	输出转速 (rpm)	355
3	输入功率 (kw)	404

已知发动机动力涡轮轴转速（输入转速）=5773rpm；

主旋翼转速（输出转速）=355rpm；

二者相除：

$$i_0 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5773}{355} = 16.3 \quad (1-1)$$

式中：

i_0 为主减速装置总减速比；

n_1 为输入转速；

n_2 为输出转速；

计算求得传动比（减速比） i_0 为 16.3；

输入转速和输入功率一起决定了输入扭矩，见下式：

$$T = 9550 \times \frac{P}{N} \quad (1-2)$$

式中：

T 为输入扭矩；

P 为输入功率, $P=404\text{kW}$;

N 为发动机输入转速, $N=5773\text{rpm}$;

计算求得输入扭矩为 668.3N.m , 即 668300 N.mm ;

本章初步求得参数见表 1-3。

表 1-3 初步求得参数

序号	参数名称	具体数值
1	传动比	16.3
2	输入扭矩 (N.m)	668.3

第二章 减速装置传动方案的确定

2.1 传动方案的确定

目前普遍使用在直升机上的传动系统结构有两种：A 型传动构架与 B 型传动构架，二者均满足传动系统的技术特点，而且设计和制造相对简单，可靠性较高^[5]。

A 型传动的顺序是圆柱、锥、行星齿轮，而 B 型传动则是将圆柱齿轮与锥齿轮的顺序调换。

本设计选用了 B 型构架，因为比起 A 型，此构架相对新颖，且重量相对更低。由于本文设计目标机型为轻型直升机，且参考发动机的传动比不高，只有 16.3，故只选用 B 型构架的前 2 个阶段——锥齿轮角转阶段与圆柱齿轮啮合阶段。

针对第一个阶段，之所以需要角转，原因如下：

在直升机上发动机一般按输出轴近似水平方向安装，而主旋翼轴都是垂直方向输出，所以主减速器必须将水平方向输入运动改变成垂直方向的输出运动^[6]。因此这些减速器内必须有圆锥齿轮传动。

直齿锥齿轮，其齿线与节锥线有一致的母线，制造容易，齿形简单，成本较低。所以作为传动用锥齿轮应用范围广泛。另外，既然传动方案中必然要有锥齿轮，为了不制造增加难度，则应优先将其置于高速级。

综上，第一级选用直齿锥齿轮减速。关于后二级传动，则选用直齿圆柱齿轮，直齿圆柱齿轮啮合的轮齿接触线平行于齿轮的几何轴线，所以不产生轴向载荷，支承结构也比斜齿轮传动简单。

2.2 传动简图与传动比的分配

2.2.1 传动简图

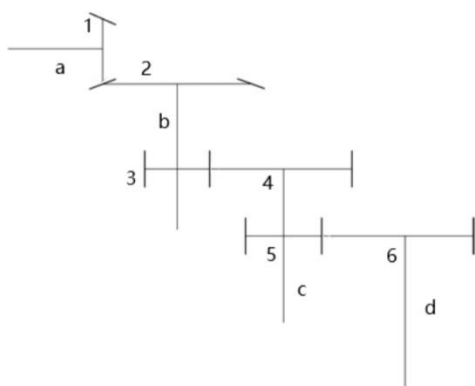


图 2-1 主减速装置传动简图

- 1: 高速级主动齿轮；2: 高速级从动齿轮；3: 中速级主动齿轮
4: 中速级从动齿轮；5: 低速级主动齿轮；6: 低速级从动齿轮

a: 输入轴; b: 齿轮轴; c: 齿轮轴; d: 输出轴

2.2.2 传动比的分配

由于各级传动齿轮已经选定:

第一级选用直齿锥齿轮, 后二级选用直齿圆柱齿轮。

故而各级传动比的分配值均应在被选用齿轮的传动比参考值范围内。

参考值范围见表 2-1。

表 2-1 选用齿轮传动的传动比参考值范围

齿轮类型	传动比范围
直齿锥齿轮	≤ 3
直齿圆柱齿轮	≤ 5

考虑到多级减速传动需遵循的“由小至大”分配原则, 以及齿轮传动比分配时, 各级传动比应较接近且尽量不取整数的原则, 且为了不致重量增大与效率降低, 第一级齿轮的传动比不宜分配过大, 综合以上原则进行分配, 使各级设计传动比值满足下式:

$$i_0 = i_1 \times i_2 \times i_3 \quad (2-1)$$

式中, i_0 为主减速比, i_1 为第一级减速比, i_2 为第二级减速比, i_3 为第三级减速比。

综合以上, 初步取值如下, 见表 2-2。

表 2-2 各级齿轮传动的传动比

级数	传动比
第一级 (高速级)	2.5
第二级 (中速级)	2.55
第三级 (低速级)	2.55

对于后两级减速比的分配，由于 SA-316 的后两级减速比相同，均为 2.81，证明直升机减速器的后两级传动比可以取同一值。

第三章 各级齿轮与附件齿轮的设计与校核

3.1 直齿锥齿轮的设计与校核

3.1.1 齿轮材料、热处理工艺及制造工艺的选定

第一级直齿锥齿轮材料选择 18CrNi4A 钢，18CrNi4A 钢是一种优良的渗碳钢，具有较高的淬透性和良好的渗碳、焊接、切削、磨削性能，该钢经淬火及低温回火后具有较高的抗拉强度及良好的综合力学性能，有高的疲劳强度及低的缺口敏感性^[7]。该钢用于制造关键齿轮。

此种材料的热处理规范如下：

810°C ~ 830°C，油冷；

170°C ~ 190°C，空冷。

由于本设计采用 B 型构架，对加工精度要求高，故选取加工精度等级为 5 级（精密级）。

齿轮加工方法：在周期性误差非常小的精密齿轮上范成加工或仿形加工。

齿面最终加工：精密磨齿。

3.1.2 确定齿轮主要参数

(1) 螺旋角 β

直齿锥齿轮无螺旋，螺旋角只是是弧齿、斜齿锥齿轮上的变量，故角度为 0°。

(2) 齿形角（齿轮分度圆上的压力角） α

压力角太小会降低轮齿强度，较大概率导致跟切。太大则易使齿顶变尖，使重合度降低。所以在压力角各标准值（如 14.5°、20°、25°等）中选择 20°。

(3) 轴交角 Σ

两齿轮轴线之间的夹角称为轴交角，符号表示为 Σ ，无特殊要求时螺旋锥齿轮的轴交角 Σ 一般为 90°，故此处取 90°。

(4) 齿数 z

根据表 3-1，确定大小轮齿数。

表 3-1 直齿锥齿轮推荐的最小齿数

$Z_{1\min}$	$Z_{2\min}$
13	31
14	20
15	17
16	16

此处小轮齿数 z_1 一般取 16~30。

根据表 3-1 中数据与传动比 2.5，并参考小轮分度圆直径，最终选取小轮齿数 $z_1=21$ ，大轮齿数 $z_2=52$ ，二者的取值均大于最少齿数，且互为质数。

大小轮齿数之比 $u=2.476$ ，圆整为 2.5，圆整后即传动比 i_1 。

(5) 顶隙系数 C^*

依据直齿锥齿轮的基本齿廓参数， $C^*=0.2$ 。

(6) 齿顶高系数 h_a^*

依据直齿锥齿轮的基本齿廓参数， $h_a^*=1$ 。

(7) 分锥角 δ

$$\delta_1 = \arctan(z_1 / z_2) = 21.989^\circ \quad (3-1)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 68.011^\circ \quad (3-2)$$

(8) 分度圆直径 d

估算大端分度圆直径 d_{e1} ：

$$d_{e1} \geq 1951 \sqrt[3]{\frac{kT_1}{u\sigma_{Hp}^2}} \quad (3-3)$$

式中：

K: 载荷系数, 经查取值=1.5;

u: 齿数比, $u = i = 2.476$;

T_1 : 小齿轮转矩, 已知功率和转速, 通过转矩公式计算=668.3N.m;

σ_{Hp} : 估算时的齿轮使用接触应力, 公式如下:

$$\sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \quad (3-4)$$

式中:

σ_{Hlim} : 齿轮的接触疲劳极限, 经查取值=1300 N.mm²;

S_H : 估算时的安全系数, 经查取值=1.1;

故计算求得 $\sigma_{Hp} = 1182\text{MPa}$;

综上, 得出 $d_{e1} \geq 128.8\text{mm}$, 故初步选定小齿轮分度圆直径 d_{e1} 为 130mm。

分度圆直径初值已知, 求得模数后, 可准确计算分度圆直径, 公式如下:

$$d_{e1} = mz_1 = 6.5 \times 21 = 136.5\text{mm} \quad (3-5)$$

$$d_{e2} = mz_2 = 6.5 \times 52 = 338\text{mm} \quad (3-6)$$

(9) 模数 m

直齿锥齿轮的模数以小齿轮大端端面模数 m_e 为准, $m_e = \frac{d_{e1}}{z_1} = 6.19\text{mm}$ 。

圆整, 并取近似锥齿轮大端端面模数标准值, $m_e = 6.5\text{mm}$ 。

大齿轮端面模数公式为 $d_{e2} = z_2 m_e$, 故求得大齿轮端面模数为 6.5mm。

(10) 齿宽系数 φ_R

一般等于 $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$, 常用 0.3, 故此处取 0.3。

(11) 外锥距 R_e

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{136.5}{2 \times \sin 21.989^\circ} = 182.49\text{mm} \quad (3-7)$$

(12) 齿宽 b

齿宽为齿宽系数 φ_R 与外锥距的乘积, 计算可得 $b = 54.75\text{mm}$, 圆整, 取 $b =$

55mm。

(13) 平均模数 m_m

$$m_m = m_e(1 - 0.5\varphi_R) = 5.53\text{mm} \quad (3-8)$$

(14) 平均分度圆直径 d_m

$$d_{m1} = d_{e1}(1 - 0.5\varphi_R) = 116.03\text{mm} \quad (3-9)$$

$$d_{m2} = d_{e2}(1 - 0.5\varphi_R) = 287.3\text{mm} \quad (3-10)$$

(15) 切向变位系数 x_i

根据小轮齿数与齿数比查图，选取小齿轮切向变位系数 $x_{i1} = 0.03\text{mm}$ 。

大齿轮切向变位系数 x_{i2} 为其负值， $x_{i2} = -0.03\text{mm}$ 。

(16) 径向变位系数 x

$$x_1 = 0.46 \left(1 - \frac{\cos \delta_2}{u \cos \delta_1} \right) = 0.385 \quad (3-11)$$

$$x_2 = -0.385$$

(17) 齿顶高 h_a

$$h_{a1} = m_e(1 + x_1) = 9\text{mm} \quad (3-12)$$

$$h_{a2} = m_e(1 + x_2) = 4\text{mm} \quad (3-13)$$

(18) 齿根高 h_f

$$h_{f1} = m_e(1 + c^* - x_1) = 5.3\text{mm} \quad (3-14)$$

$$h_{f_2} = m_e(1 + c^* - x_2) = 10.3\text{mm} \quad (3-15)$$

(19) 顶隙C

$$C = C^* \times m = 1.3\text{mm} \quad (3-16)$$

(20) 齿根角 θ_f

$$\theta_{f_1} = \arctan\left(\frac{h_{f_1}}{Re}\right) = 1.664^\circ \quad (3-17)$$

$$\theta_{f_2} = \arctan\left(\frac{h_{f_2}}{Re}\right) = 3.23^\circ \quad (3-18)$$

(21) 齿顶角 θ_a

$$\theta_{a_1} = \theta_{f_2} = 3.23^\circ \quad (3-19)$$

$$\theta_{a_2} = \theta_{f_1} = 1.664^\circ \quad (3-20)$$

(22) 顶锥角 δ_a

$$\delta_{a_1} = \delta_1 + \theta_{f_2} = 21.989^\circ + 3.23^\circ = 25.219^\circ \quad (3-21)$$

$$\delta_{a_2} = \delta_2 + \theta_{f_1} = 68.011^\circ + 1.664^\circ = 69.675^\circ \quad (3-22)$$

(23) 根锥角 θ_f

$$\delta_{f_1} = \delta_1 - \theta_{f_1} = 21.989^\circ - 1.664^\circ = 20.325^\circ \quad (3-23)$$

$$\delta_{f_2} = \delta_2 - \theta_{f_2} = 68.011^\circ - 3.23^\circ = 64.781^\circ \quad (3-24)$$

(24) 齿顶圆直径 d_a

$$d_{a_1} = d_{e_1} + 2h_{a_1} \cos \delta_1 = 153.19\text{mm} \quad (3-25)$$

$$d_{a_2} = d_{e_2} + 2h_{a_2} \cos \delta_2 = 340.99\text{mm} \quad (3-26)$$

(25) 冠顶距 A_k

$$A_{k_1} = \frac{de_2}{2} - h_{a_1} \sin \delta_1 = 165.63\text{mm} \quad (3-27)$$

$$A_{k_2} = \frac{de_1}{2} - h_{a_2} \sin \delta_2 = 64.54\text{mm} \quad (3-28)$$

(26) 大端分度圆齿厚 s

$$s_1 = m_e \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha + x_{i2} \right) = 6.5 \times (1.57 + 2 \times 0.385 \times 0.364 - 0.03) = 11.83\text{mm} \quad (3-29)$$

$$s_2 = \pi m_e - s_1 = 3.14 \times 6.5 - 11.83 = 8.58\text{mm} \quad (3-30)$$

(27) 大端分度圆弦齿厚 \bar{s}

$$\bar{s}_1 = s_1 \left(1 - \frac{s_1^2}{6d_{e_1}^2} \right) = 11.82\text{mm} \quad (3-31)$$

$$\bar{s}_2 = s_2 \left(1 - \frac{s_2^2}{6d_{e_2}^2} \right) = 8.58\text{mm} \quad (3-32)$$

(28) 大端分度圆弦齿高 \bar{h}_a

$$\bar{h}_{a_1} = h_{a_1} + \frac{s_1^2 \cos \delta_1}{4 d e_1} = 9.24 \text{mm} \quad (3-33)$$

$$\bar{h}_{a_2} = h_{a_2} + \frac{s_2^2 \cos \delta_2}{4 d e_2} = 4.02 \text{mm} \quad (3-34)$$

(29) 端面当量齿数 z_v

$$z_{v_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{21}{0.927} = 22.65 \quad (3-35)$$

$$z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{52}{0.374} = 139.03 \quad (3-36)$$

(30) 端面重合度 $\delta_{v\alpha}$

$$\delta_{v\alpha} = \frac{1}{2\pi} [z_{v_1} (\tan \alpha_{v\varepsilon_1} - \tan \alpha) + z_{v_2} (\tan \alpha_{v\varepsilon_2} - \tan \alpha)] = 7.49 \quad (3-37)$$

式中:

$$\alpha_{v\varepsilon_1} = \arccos \frac{z_{v_1} \cos \alpha}{z_{v_1} + 2h_a^* + 2x_1} = 0.58 \quad (3-38)$$

$$\alpha_{v\varepsilon_2} = \arccos \frac{z_{v_2} \cos \alpha}{z_{v_2} + 2h_a^* + 2x_2} = 0.93 \quad (3-39)$$

至此确定第一级直齿锥齿轮基本参数, 见表 3-2, 表中, 位于两列取值中间的数值为小轮与大轮共同取值。

表 3-2 第一级直齿锥齿轮基本参数

齿轮参数	小轮的值	大轮的值
齿数 z	21	52
齿数比 u		2.476
螺旋角 $\beta(^{\circ})$		0
齿宽 $b(\text{mm})$		55
大端端面模数 $m_e(\text{mm})$	6.5	6.5
压力角 $\alpha(^{\circ})$		20
大端分度圆直径 $d_e(\text{mm})$	136.5	338
平均分度圆直径 $d_m(\text{mm})$	116.03	287.3
分锥角 $\delta(^{\circ})$	21.989	68.011
轴交角 $\Sigma(^{\circ})$		90.0
外锥距 $R_e(\text{mm})$		182.49
齿顶高系数 h_a^*		1
顶隙系数 C^*		0.2
顶隙 $C(\text{mm})$		1.3
齿宽系数 φ_R		0.3
中点模数 $m_m(\text{mm})$		5.53
切向变位系数 x_i	0.03	-0.03
径向变位系数 x	0.385	-0.385
齿顶高 $h_a(\text{mm})$	9	4
齿根高 $h_f(\text{mm})$	5.3	10.3
齿根角 $\theta_f(^{\circ})$	1.664	3.23
齿顶角 $\theta_a(^{\circ})$	3.23	1.664

顶锥角 δ_a (°)	25.215	69.675
根锥角 θ_f (°)	20.325	64.781
齿顶圆直径 d_a (mm)	153.19	340.99
冠顶距 A_k (mm)	165.63	64.54
大端分度圆齿厚 s (mm)	11.83	8.58
大端分度圆弦齿厚 \bar{s} (mm)	11.82	8.58
大端分度圆弦齿高 \bar{h}_a (mm)	9.24	4.02
端面当量齿数 z_v	29.65	139.03
端面重合度 $\delta_{v\alpha}$		7.49

3.1.3 齿面接触疲劳强度校核

强度条件 $\sigma_H \leq \sigma_{Hp}$ ，齿面接触应力 σ_H 公式如下：

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_k \sqrt{\frac{k_A k_v k_{H\beta} k_{H\alpha} F_t}{d_{m1} l_{bm}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \quad (3-40)$$

式中：

$$F_t \text{ (中点分度圆上的切向力)} = \frac{2000T_1}{d_{m1}} = 11519.4N \quad (3-41)$$

k_A (使用系数) 取 1.75；

由 5 级精度和中点节线速度 $v_m = 35.055\text{m/s}$ ，取 k_v (动载系数) = 1.055， $k_{H\beta e}$ 经查取 1.1， $k_{H\beta} = 1.5$ ， $k_{H\beta e} = 1.65$ ；

$F_t/b_e \approx F_t/b = 209.4 > 100\text{N}\cdot\text{mm}$ ，查表取 $k_{H\alpha} = 1.0$ ；

根据 z_M 公式计算 $z_M = 1.62$ ；

查表取得弹性系数 $z_E = 189.8\sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$ ；

Z_{β} (螺旋角系数), 取直齿轮 $Z_{\beta} = 1$;

Z_k (锥齿轮系数) = 0.8;

Z_{LS} (载荷分配系数) = 1;

代入所有参数, 计算接触应力 $\sigma_H = 1165.3\text{MPa}$;

许用接触应力 σ_{Hp} 公式如下:

$$\sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{S_{Hmin}} \quad (3-42)$$

式中:

σ_{Hlim} 为齿轮的接触疲劳极限, 指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后, 齿面不出现进展性点蚀的极限应力, 经查取值=1300MPa;

Z_{NT} 为寿命系数, 经查取值为 1(长期工作, 设计为无限寿命);

S_{Hmin} 为最小安全系数, 取 1.1;

$Z_L Z_V Z_R$ 为润滑油影响系数, 经查取值为 1, Z_W 为尺寸系数, 经查取值为 1, Z_X 为尺寸系数, 经查取值为 1;

代入所有参数, 求得 $\sigma_{Hp} = 1181.8\text{MPa}$;

齿面接触强度校核结果: $\sigma_H = 1165.3\text{MPa} < \sigma_{Hp} = 1181.8\text{MPa}$;

校核通过。

3.2 两级直齿圆柱齿轮的设计与校核

3.2.1 齿轮材料、热处理工艺及制造工艺的选定

第二级与第三级直齿圆柱齿轮的材料选择 18Cr2Ni4WA, 作为常用合金渗碳钢, 18Cr2Ni4WA 韧性高、高强度、淬透性良好, 也可在不渗碳而调质的情况下使用, 对于航空发动机中的一些齿轮多采用加入合金元素较多的 18Cr2Ni4WA。

此种材料的热处理规范如下:

淬火: 第一次 950°C, 第二次 850°C, 空冷;

回火: 200°C, 水冷、空冷。

由于本设计采用 B 型构架, 对加工精度要求高, 故选取加工精度等级为 5 级 (精密级)。

齿轮加工方法：在周期性误差非常小的精密齿轮上范成加工或仿形加工。

齿面最终加工：精密磨齿。

3.2.2 确定齿轮主要参数

(1) 螺旋角 β

直齿圆柱齿轮无螺旋，螺旋角只是人字、斜齿齿轮上的变量，故角度为 0° 。

(2) 齿形角（齿轮分度圆上的压力角） α

压力角太小会降低轮齿强度，较大概率导致跟切。太大则易使齿顶变尖，使重合度降低。所以在压力角的标准值（如 14.5° 、 20° 、 25° 等）中选择 20° 。

(3) 齿数 z

渐开线圆柱齿轮的小轮齿数 z_1 一般取 $18\sim 30$ 。

通常硬齿面传动可取较少齿数，较大模数，以增大齿厚，提高轮齿弯曲强度。

故结合传动比 2.5 ，最终选取小轮齿数 $z_1=20$ ，大轮齿数 $z_2=51$ ，二者的取值均大于最少齿数，且互为质数。

大小轮齿数之比为 2.55 ，齿数比 $u=$ 传动比 $i_2 =$ 传动比 i_3 。

(4) 顶隙系数 C^*

依据直齿圆柱齿轮标准齿形的规定参数， $C^*=0.25$ 。

(5) 齿顶高系数 h_a^*

依据直齿圆柱齿轮标准齿形的规定参数， $h_a^*=1$ 。

(6) 分度圆直径 d

估算大端分度圆直径 d_1 ：

$$d_1 \geq 738 \sqrt[3]{\frac{kT_1}{b_d^* \sigma_{Hlim}^2}} \quad (3-43)$$

式中：

K ：综合系数，经查取值 $=2.6$ ；

T_1 ：小齿轮转矩，已知功率和转速，通过转矩公式计算 $=668.3\text{N}\cdot\text{m}$ ；

σ_{Hlim} ：经查取值 $=1200\text{N}\cdot\text{mm}^2$ ；

b_d^* : 齿宽系数, 公式为:

$$b_d^* = b_a^*(u + 1) / 2 \quad (3-44)$$

式中, 通用减速器常取 b_a^* 为 0.35~0.40, b_a^* 的标准值见表 3-3。

表 3-3 b_a^* 的标准值

b_a^* 的标准值	
0.2	0.5
0.25	0.6
0.3	0.8
0.35	1.0
0.4	1.2

从表 3-3 中选取 b_a^* 为 0.35, 计算得 $d_1 \geq 106.94\text{mm}$, 圆整, 初步选定分度圆直径 d_1 为 110mm。分度圆直径初值已知, 求得模数后, 可准确计算分度圆直径, 公式如下:

$$d_1 = mz_1 = 5.5 \times 20 = 110\text{mm} \quad (3-45)$$

$$d_2 = mz_2 = 5.5 \times 51 = 280.5\text{mm} \quad (3-46)$$

(7) 模数 m

直齿锥齿轮的模数以小齿轮大端端面模数 m_e 为准:

$$m_e = \frac{d_1}{z_1} = 5.5\text{mm} \quad (3-47)$$

最终取直齿圆柱齿轮大端端面模数标准值, $m_e=5.5\text{mm}$ 。

(8) 中心距 a

公式如下;

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{5.5 \times 71}{2} = 195.25\text{mm} \quad (3-48)$$

圆整, 并取最近标准值, 故 $a = 200\text{mm}$ 。

(9) 齿宽 b

齿宽为中心距 a 与 b_a^* 的乘积, 计算可得 $b = 200 \times 0.35 = 70\text{mm}$ 。

(10) 齿顶高 h_a

$$h_a = h_a^* m = 5.5\text{mm} \quad (3-49)$$

(11) 齿根高 h_f

$$h_f = (h_a^* + c^*) m = 1.25m = 6.875\text{mm} \quad (3-50)$$

$$h_{f_2} = m_e(1 + c^* - x_2) = 10.3\text{mm} \quad (3-51)$$

(12) 全齿高 h

$$h = h_a + h_f = 12.375\text{mm} \quad (3-52)$$

(13) 齿顶圆直径 d_a

$$d_{a_1} = d_1 + 2h_a = 110 + 11 = 121\text{mm} \quad (3-53)$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2h_a = 280.5 + 11 = 291.5\text{mm} \quad (3-54)$$

(14) 齿根圆直径 d_f

$$d_{f_1} = d_1 - 2h_f = 110 - 13.75 = 96.25\text{mm} \quad (3-55)$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2h_f = 280.5 - 13.75 = 266.75\text{mm} \quad (3-56)$$

(15) 基圆直径 d_b

$$d_{b_1} = d_1 \cos \alpha = 110 \times 0.9397 = 103.37\text{mm}$$

(3-57)

$$d_{b_2} = d_2 \cos \alpha = 280.5 \times 0.9397 = 263.59\text{mm}$$
(3-58)

(16) 端面当量齿数 z_v

$$z_v = z = 21\text{mm}$$
(3-59)

(17) 齿顶压力角 α_a

$$\alpha_{a_1} = \arccos(d_{b_1} / d_{a_1}) = 31.3175^\circ$$
(3-60)

$$\alpha_{a_2} = \arccos(d_{b_2} / d_{a_2}) = 25.27^\circ$$
(3-61)

(18) 纵向重合度 ε_β

直齿圆柱齿轮的纵向重合度 $\varepsilon_\beta = 0$ ，可以说直齿圆柱齿轮只有端面重合度。

(19) 端面重合度 ε_α

公式如下：

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a_1} - \tan \alpha') + Z_{v_2}(\tan \alpha_{a_2} - \tan \alpha')]$$
(3-62)

式中：

α' 为啮合角，在标准中心距时，啮合角 α' 等于压力角 $\alpha = 20^\circ$ ；

代入所有参数，计算可得 $\varepsilon_\alpha = 1.208$ 。

(20) 理论分度圆齿厚 s

$$s = \frac{\pi m}{2} = 8.635\text{mm}$$
(3-63)

至此确定第二级与第三级直齿圆柱齿轮的基本参数，见表 3-4，表中，位于两列取值中间的数值为小轮与大轮共同取值。

表 3-4 第二级与第三级直齿圆柱齿轮基本参数

齿轮参数	数据 1	数据 2
齿数 z	20	51
齿数比 u		2.55
齿宽 $b(\text{mm})$		70
模数 $m(\text{mm})$		5.5
压力角 $\alpha(^{\circ})$		20
齿顶圆压力角 $\alpha_a(^{\circ})$	31.3175	25.27
中心距 $a(\text{mm})$		200
分度圆直径 $d_e(\text{mm})$	110	280.5
齿顶高系数 h_a^*		1
顶隙系数 C^*		0.25
齿宽系数 b_d^*		0.62
齿宽系数 b_a^*		0.35
齿顶高 $h_a(\text{mm})$		5.5
齿根高 $h_f(\text{mm})$		6.875
全齿高 $h(\text{mm})$		12.375
齿顶圆直径 $d_a(\text{mm})$	121	291.5
齿根圆直径 $d_f(\text{mm})$	96.25	266.75
基圆直径 $d_b(\text{mm})$	103.37	263.59
理论分度圆齿厚 $s(\text{mm})$		8.635
端面当量齿数 z_v		21
端面重合度 ε_α		1.208

3.2.3 齿轮弯曲疲劳强度校核

校核齿根弯曲疲劳强度，所需参数见表 3-5。

表 3-5 主要参数的选取

代号	名称	取值
K	使用系数	1.25
Y_{FS}	复合齿形系数	4.27
φ_m	齿宽系数	12.73
σ_{FP}	许用弯曲应力	500

根据弯曲强度简化公式校核齿根弯曲疲劳强度：

$$m \geq 12 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{FS}}{\varphi_m z_1 \sigma_{FP}}} \quad (3-64)$$

$$m \geq 4.068$$

代入参数，最终结果为模数 $m = 5.5 \geq 4.068$ ，故齿根弯曲疲劳强度校核通过。

3.3 附件齿轮的设计与校核

3.3.1 齿轮材料、热处理工艺及制造工艺的选定

附件齿轮的材料选择 12CrNi3A 渗碳合金钢。因为此种材料具有较高的强度和韧性适用于附件齿轮。

此种材料的热处理规范如下：

淬火：第一次 860°C，第二次 780°C，油冷；

回火：200°C，水冷、空冷。

由于附件齿轮的精度要求不高，故选取加工精度等级为 7 级。

齿轮加工方法：在高精度的齿轮上范成或仿形加工。

齿面最终加工：磨或珩齿、研磨。

3.3.2 确定齿轮主要参数

在发动机系统和飞机系统中，有一些发动机附件（如滑油泵、燃油泵等）和飞机附件（如液压泵、发电机等），有一定的功率、转速和转向要求，由发动机转子来驱动。

以上列举附件一般装于附件传动机匣，传动机匣安装于发动机。

本文选择其中之一附件——滑油泵，进行附件齿轮的设计与校核。

滑油泵的作用是完成传动齿轮部分润滑油的输送与回收，多选用齿轮泵。

本文选用外啮合润滑油泵的齿轮进行设计，外啮合齿轮泵优点如下：

结构简单、体积小、重量轻、自吸性好、耐污染、使用可靠、寿命较长、制造容易、维护方便、价格便宜。

外啮合润滑油泵的工作使用转速 n_L 一般要求在 5000rpm 左右，故本文选取 5400rpm 进行设计，润滑油泵主动齿轮所在齿轮轴转速 n_D 则取 4000rpm，润滑油泵的功率 p_L 取自某型直升机，为 129kw。

计算传动比 i_L ：

$$i_L = \frac{n_D}{n_L} = \frac{4000}{5400} = 0.74 \quad (3-65)$$

已知传动比 i_L ，传动比即为齿数比 u ，故分配齿数如下：

主动齿轮齿数 z_z ：取 47；

从动齿轮齿数 z_c ：取 $z_c = 35$ 。

$$z_c = uz_z = 0.74 \times 47 = 34.78 \quad (3-66)$$

(1) 计算扭矩 T_L ：

$$T_L = 9550 \times \frac{p_L}{n_L} = 9550 \times \frac{129}{5400} = 228\text{N.m} \quad (3-67)$$

(2) 估算主动齿轮分度圆直径 d_z ：

通常减速器的齿宽系数 b_a^* 一般取 0.4，直齿轮常系数 A_a 取 766，载荷系数 K 一般取 1.2~2，对直齿轮应取较大值，故取 1.6，许用接触应力 σ_{HP} 取值 860。

故主动齿轮分度圆直径 d_z 估算如下：

$$d_z \geq A_a \sqrt[3]{\frac{kT_L}{b_a^* \sigma_{HP}^2} \times \frac{u+1}{u}} \quad (3-68)$$

$$\geq 766 \times \sqrt[3]{\frac{1.6 \times 228}{0.4 \times 860^2} \times \frac{0.74+1}{0.74}}$$

$$\geq 108.77\text{mm}$$

初步选定主动齿轮分度圆直径 d_z 为 110mm。

(3) 确定模数 m ：

$$m = \frac{d_z}{z_z} = \frac{110}{47} = 2.34\text{mm} \quad (3-69)$$

圆整，并取相近标准模数 2.5mm。

(4) 准确计算分度圆直径 d_z 、 d_c :

$$d_z = mz_z = 2.5 \times 47 = 117.5\text{mm} \quad (3-70)$$

$$d_c = mz_c = 2.5 \times 35 = 87.5\text{mm} \quad (3-71)$$

(5) 计算中心距 a :

$$a = \frac{m(z_z + z_c)}{2} = \frac{2.5 \times (47 + 35)}{2} = 102.5\text{mm} \quad (3-72)$$

圆整, 取 103mm。

(6) 计算齿顶高 h_a 和齿顶圆直径 d_{az} 、 d_{ac} :

按照我国圆柱齿轮基准尺形——标准齿形, 所规定基本参数, 取齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 则:

$$h_a = h_a^* m = 1 \times 2.5 = 2.5\text{mm} \quad (3-73)$$

$$d_{az} = d_z + 2h_a = 117.5 + 2 \times 2.5 = 122.5\text{mm} \quad (3-74)$$

$$d_{ac} = d_c + 2h_a = 87.5 + 2 \times 2.5 = 92.5\text{mm} \quad (3-75)$$

(7) 计算齿根高 h_f 和齿根圆直径 d_{fz} 、 d_{fc} :

按照我国圆柱齿轮基准尺形——标准齿形, 所规定基本参数, 取顶隙系数 $C^* = 0.25$, 则:

$$h_f = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0.25) \times 2.5 = 3.125\text{mm} \quad (3-76)$$

$$d_{fz} = d_z - 2h_f = 117.5 - 2 \times 3.125 = 111.25\text{mm} \quad (3-77)$$

$$d_{fc} = d_c - 2h_f = 87.5 - 2 \times 3.125 = 81.25\text{mm} \quad (3-78)$$

(8) 计算全齿高 h :

$$h = h_a + h_f = 2.5 + 3.125 = 5.625\text{mm} \quad (3-79)$$

(9) 计算齿宽 b :

$$b = b_a^* a = 0.4 \times 103 = 41.2\text{mm}$$

(3-80)

圆整至标准长度，得 $b=41\text{mm}$ 。

至此确定第二级与第三级直齿圆柱齿轮的基本参数，见表 3-6，表中，位于两列取值中间的数值为小轮与大轮共同取值。

表 3-6 附件齿轮基本参数

齿轮参数	数据 1	数据 2
齿数 z	47	35
齿数比 u	0.74	
齿宽 $b(\text{mm})$	41	
模数 $m(\text{mm})$	2.5	
压力角 $\alpha(^{\circ})$	20	
齿顶圆压力角 $\alpha_a(^{\circ})$	31.318	
中心距 $a(\text{mm})$	103	
分度圆直径 $d_e(\text{mm})$	117.5	87.5
齿顶高系数 h_a^*	1	
顶隙系数 C^*	0.25	
齿宽系数 b_a^*	0.4	
齿顶高 $h_a(\text{mm})$	2.5	
齿根高 $h_f(\text{mm})$	3.125	
全齿高 $h(\text{mm})$	5.625	
齿顶圆直径 $d_a(\text{mm})$	122.5	92.25
齿根圆直径 $d_f(\text{mm})$	111.25	81.25

3.3.3 齿轮弯曲疲劳强度校核

(1) 计算分度圆上的圆周力 F_t ：

$$F_t = \frac{2T_L}{d_c} = \frac{2 \times 228}{87.5 \times 10^{-3}} = 5211.4\text{N}$$

(3-81)

(2) 校核齿根弯曲疲劳强度，所需参数见表 3-7。

表 3-7 主要参数的选取

代号	名称	取值
K_A	使用系数	1.25
K_v	动载荷系数	1
$K_{F\beta}$	齿向载荷分布系数	1
$K_{F\alpha}$	齿间载荷分布系数	1
Y_{FS}	复合齿形系数	4.25
Y_ε	重合度系数	0.85
Y_β	螺旋角系数	0.85
Y_X	尺寸系数	1
Y_{NT}	寿命系数	0.95
$Y_{\delta relT}$	相对齿根圆角敏感系数	1
$Y_{R relT}$	相对齿根表面情况系数	1
S_{Fmin}	最小安全系数	2
σ_{FE}	齿轮材料的弯曲强度基本值	900

(3) 计算齿根弯曲强度许用应力 $[\sigma_{FP}]$:

$$[\sigma_{FP}] = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X}{S_{Fmin}}$$

$$= \frac{900 \times 0.95 \times 1 \times 1 \times 1}{2}$$

$$= 427.5\text{MPa}$$

(3-82)

(4) 计算齿根弯曲应力 σ_F :

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta$$

(3-83)

$$= \frac{5211.4}{40 \times 2.5} \times 1.25 \times 1 \times 1 \times 1 \times 4.25$$

$$= 276.85 \text{ MPa} < [\sigma_{FP}] = 427.5 \text{ MPa}$$

由于齿根弯曲应力小于齿根弯曲强度许用应力，所以滑油泵的齿轮齿根弯曲疲劳强度满足设计要求。

第四章 轴和轴承的设计

4.1 轴的结构设计

航空发动机减速器上的齿轮轴和螺桨轴，是典型的转轴，承受弯矩、轴向力、扭矩。而弹性轴和附件传动轴都是传动轴，只承受扭矩，不承受弯矩。

轴的结构设计，就是根据已知条件（如传递的功率、轴的转速、轴的类型和安装尺寸等）和必须满足的基本要求（如强度、刚度、振动、加工、装拆、轴上零件的定位和固定等），合理的选材和确定出轴的外形及全部结构尺寸^[8]。

通常采用阶梯轴结构，有时基于使用上的需要，为了减轻质量，也可采用空心轴。

(1) 弹性轴的结构设计

采用空心轴结构，以减轻重量。

本设计对轴选用 45Cr 钢作为材料，45Cr 钢的热处理工艺为调质，调质后氮化处理，硬度最高能达到 HRC43~55，此种材料具有较高的强度、耐磨性、淬透性，常常用于载荷较大，而无很大冲击的重要轴。

轴的直径通过下式初选：

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

式中：

d为轴的初选直径；

P为发动机的输入功率，P=404kw；

n为发动机的输入转速，n = 5773rpm；

[τ_T]为轴的许用剪切应力，45Cr 钢的[τ_T]在 40~52 之间，此处取 45MPa；

通过计算，求得轴的直径d ≥42.03mm，考虑到花键，轴径增加 5%，使d ≥44.13，圆整，取d =45mm；

(2) 螺桨轴的结构设计

采用空心轴结构，以减轻重量。

本设计对轴选用 20CrMnTi 钢作为材料，20CrMnTi 钢的热处理工艺为渗碳淬火回火，表面 HRC 为 50~62，此种材料具有较高的强度及韧性，故常常用于要求强度和韧

性均较高的轴。

轴的直径通过下式初选：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9550 \times 10^3 P}{0.2 [\tau_T] n}} \quad (4-2)$$

式中：

d为轴的初选直径；

P为发动机的输入功率，P=404kw；

n为发动机的输出转速，n = 355rpm；

[τ_T]为轴的许用剪切应力，20CrMnTi 钢的[τ_T]在 40~52 之间，此处取 48MPa；

通过计算，求得轴的直径 $d \geq 104.22\text{mm}$ ，考虑到花键，轴径增加 5%，使 $d \geq 109.43$ ，圆整，取 $d = 110\text{mm}$ ；

4.2 轴与齿轮的连接方式

齿轮和轴之间可通过键连接、花键连接等。

本设计选用花键连接，花键连接优点：接触面积大，承载能力高，定心和导向性能好，应力集中小，结构紧凑。

花键连接主要分为矩形花键和渐开线花键。

矩形花键指端平面上外花键的键齿或内花键的键槽，两侧齿形为相互平行的直线且对称于轴平面的花键。

渐开线花键指键齿在圆柱（或圆锥）上，且齿形为渐开线的花键。

矩形花键加工方便，精度较低。而渐开线花键强度高，寿命长，应用较广。

故本文选用渐开线花键连接。

4.3 轴承的选择

轴承是机械传动中的重要部件，对齿轮及其它旋转件起到重要支承的作用，广泛应用于各个领域，分为 2 种类型：滚动轴承和滑动轴承。

在直升机主减速器中，轴承是在转速高、载荷大的条件下工作，工况复杂，大部分为滚动轴承，故而本设计在滚动轴承与滑动轴承之中选用滚动轴承。

直升机传动系统上的轴承主要有三种：滚子轴承、深沟球轴承和角接触球轴承，转

速和载荷较低的地方，基本上采用深沟球轴承，个别地方采用滚子轴承，在转速、温度、载荷高的地方，采用圆柱滚子轴承和角接触球轴承，以达到寿命长的目的^[9]。

以上列举的三种轴承均为滚动轴承。

滚动轴承的选择见表 4-1。

表 4-1 根据使用状况和载荷和种类选择轴承类型

使用状况	载荷的种类		
	径向载荷	轴向载荷	径向轴向联合载荷
轴的刚度较小和存在轴承安装误差，必须具有自动调心的性能	调心球轴承、 调心滚子轴承	带球面坐圈的推力球轴承、 推力调心滚子轴承	调心球轴承、 调心滚子轴承、 推力调心滚子轴承
要求高精度时	深沟球轴承、 角接触球轴承的组合、 圆柱滚子轴承（双列或单列）、 圆柱滚子轴承的组合	深沟球轴承、 角接触球轴承、 推力球轴承、 圆锥滚子轴承	深沟球轴承、 角接触球轴承、 圆锥滚子轴承
要求高速运转时	深沟球轴承、 角接触球轴承的组合、 圆柱滚子轴承	深沟球轴承、 角接触球轴承	深沟球轴承、 角接触球轴承、 圆柱滚子轴承和深沟球轴承的组合

通过分析表 4-1，可知多数情况下深沟球轴承都可用，故本设计选用深沟球轴承。

第五章 三维建模

5.1 建模软件介绍

本文采用的建模软件为 SolidWorks 软件，该软件可以快速且便捷的建立各种结构模型，是当前应用比较普遍的三维设计软件。它利用了参数化特征模型技术，具有很高的设计灵活性。通过使用该软件，能够在生产实际的齿轮减速装置之前，形成整个齿轮减速装置的虚拟样机，进而仿真齿轮减速装置的实际运动过程，并能够从齿轮减速装置的研制过程中，找到在产品设计中出现的问题与不足，从而为齿轮减速装置的进一步优化与完善提供了基础^[10]。

SolidWorks 软件能够通过对模型的大小和约束等条件来实现建模，不但能够简便快捷地创建平面草图，而且还可以直接将草图转换为三维的实体模型，还能够通过某些特定的模块实现参数化建模。在实际建模时，能够非常便捷的使用尺寸、约束等功能创建零件图，进而通过零件的装配关系与位置关系进行三维装配建模^[11]。

5.2 齿轮减速装置建模

本文对轻型直升机常用的 Artouste 3B 涡轴发动机进行配套主减速器齿轮减速装置的设计。

主减采用了三级减速，齿轮减速装置选用直齿锥齿轮与直齿圆柱齿轮进行逐级减速。所有齿轮与轴均用 Solidworks 软件进行了建模，并最终完成主减齿轮减速装置的装配体，建模所用参数均为本文计算所得。

由于零部件较多且论文篇幅有限，无法展示具体的建模步骤与装配过程，现主要列出完成后的三维零件图如下：

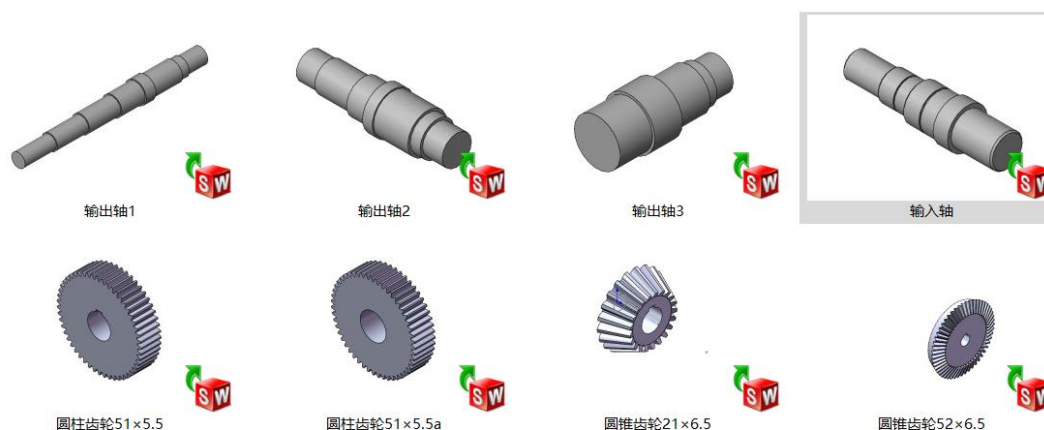


图 5-1 各零件三维零件图

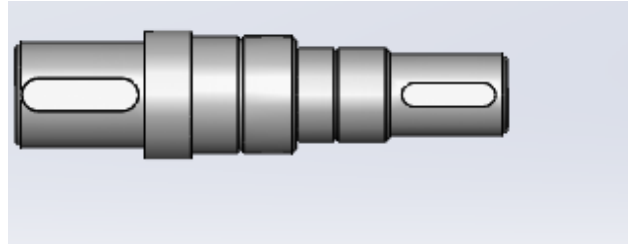


图 5-2 输入轴三维零件图

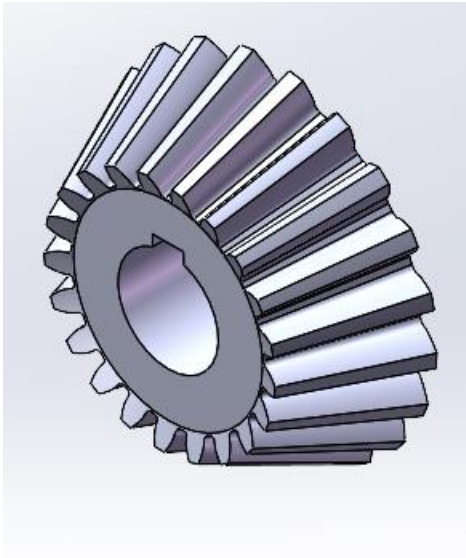


图 5-3 直齿锥齿轮小轮细节图

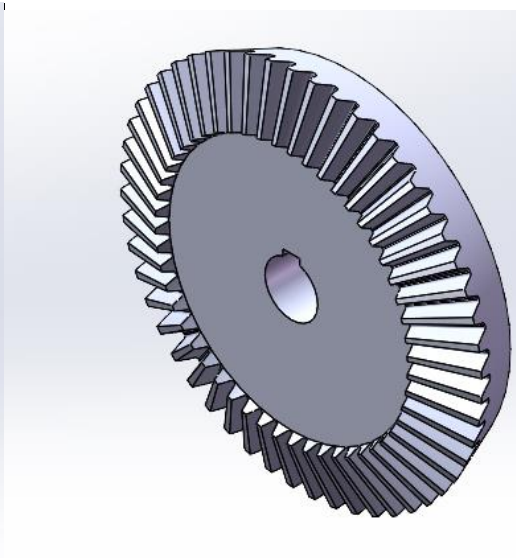


图 5-4 直齿锥齿轮大轮细节图

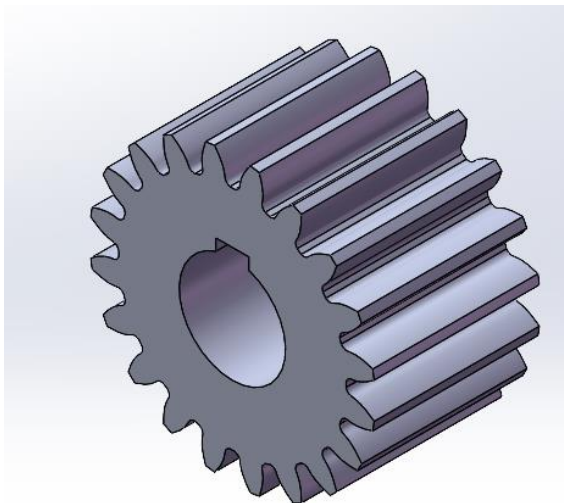


图 5-5 直齿圆柱齿轮小轮细节图

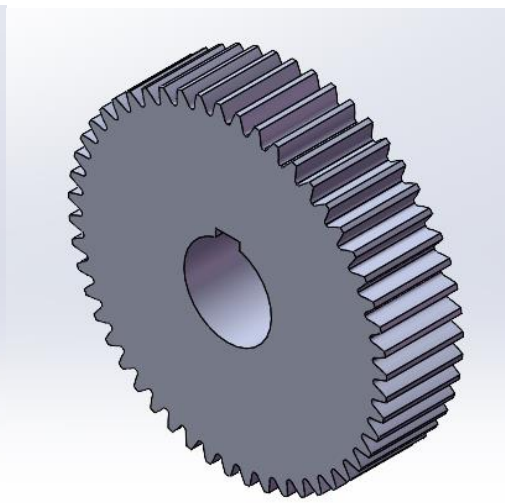


图 5-6 直齿圆柱齿轮大轮细节图

图 5-1 中，第一排均为轴的建模，其中，最后一个为弹性轴（输入轴）的三维图，其余皆是齿轮轴的三维图，第二排左二为直齿圆柱齿轮的三维图，右二为直齿锥齿轮的

三维图，齿轮的细节图见图 5-3、5-4、5-5、5-6。

将各轴与各级齿轮通过 SolidWorks 软件完成装配，得到下面的三维装配图：

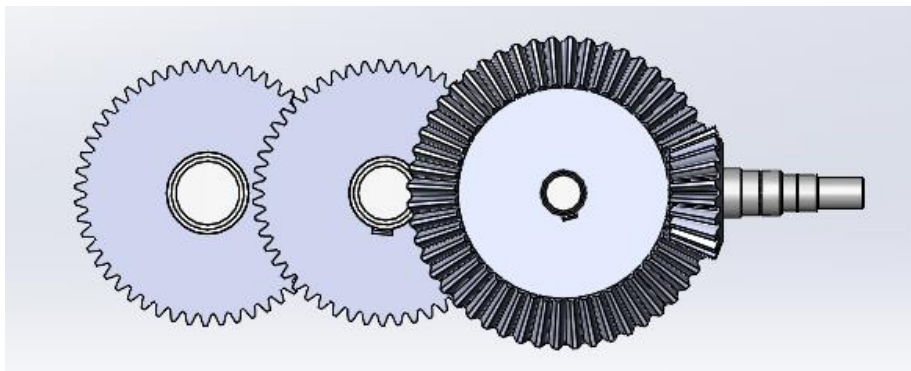


图 5-7 主齿轮减速装置三维装配图（方向 1）

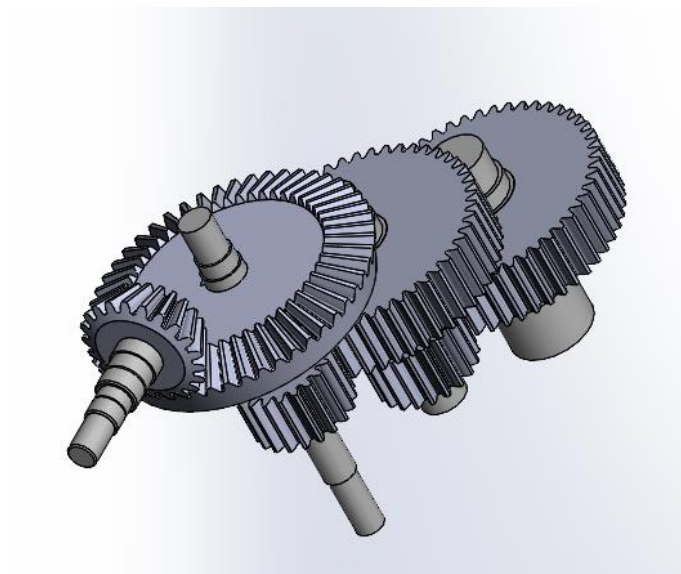


图 5-8 主齿轮减速装置三维装配图（方向 2）

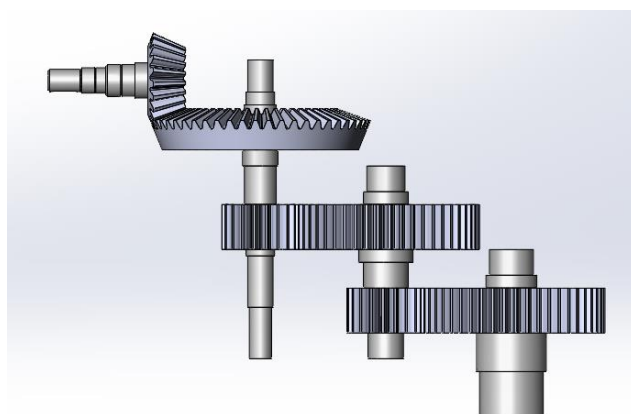


图 5-9 主齿轮减速装置三维装配图（方向 3）

在主减速装置的装配体中，由输入轴始，自输出轴终，第一级直齿锥齿轮主动齿轮与从动齿轮啮合，第二级直齿圆柱齿轮主动齿轮与从动齿轮啮合，第三级直齿圆柱齿轮

主动齿轮与从动齿轮啮合，通过齿轮传动，将 1 台涡轮轴发动机的输入功率经过 3 级齿轮进行减速，再由主旋翼的输出轴输出。

总结与展望

总结

直升机具有垂直起降、空中悬停、前后左右飞行、近地机动能力强的典型特征，在军用和民用领域发挥着重要作用^[12]。而轻型直升机是目前市场最受欢迎、需求量最大的直升机类型。直升机主减速器是传动系统的核心部分，其性能直接影响着传动系统乃至整个直升机的整体性能，设计要求非常严苛，需要承受较大的载荷并传递较高的功率和扭矩，对可靠性和效率要求很高。正是基于以上原因本文将轻型直升机的主减速器设计作为研究对象。

本文所设计的轻型直升机主减速装置采用了一级直齿锥齿轮与两级直齿圆柱齿轮相结合的减速机构，解决了涡轴发动机输入转速大和发动机主轴与旋翼互相垂直的特点，提高了减速装置的安全性和使用寿命。通过设计计算和校核，完善了设计过程，确定了减速装置的全部设计参数，最后通过 Solidworks 软件进行三维建模，进一步优化了设计方案。

希望通过本次对轻型直升机涡轴发动机齿轮减速装置的研究与设计，能够为我国航空发动机齿轮减速装置的发展和进步提供一些有益的帮助。

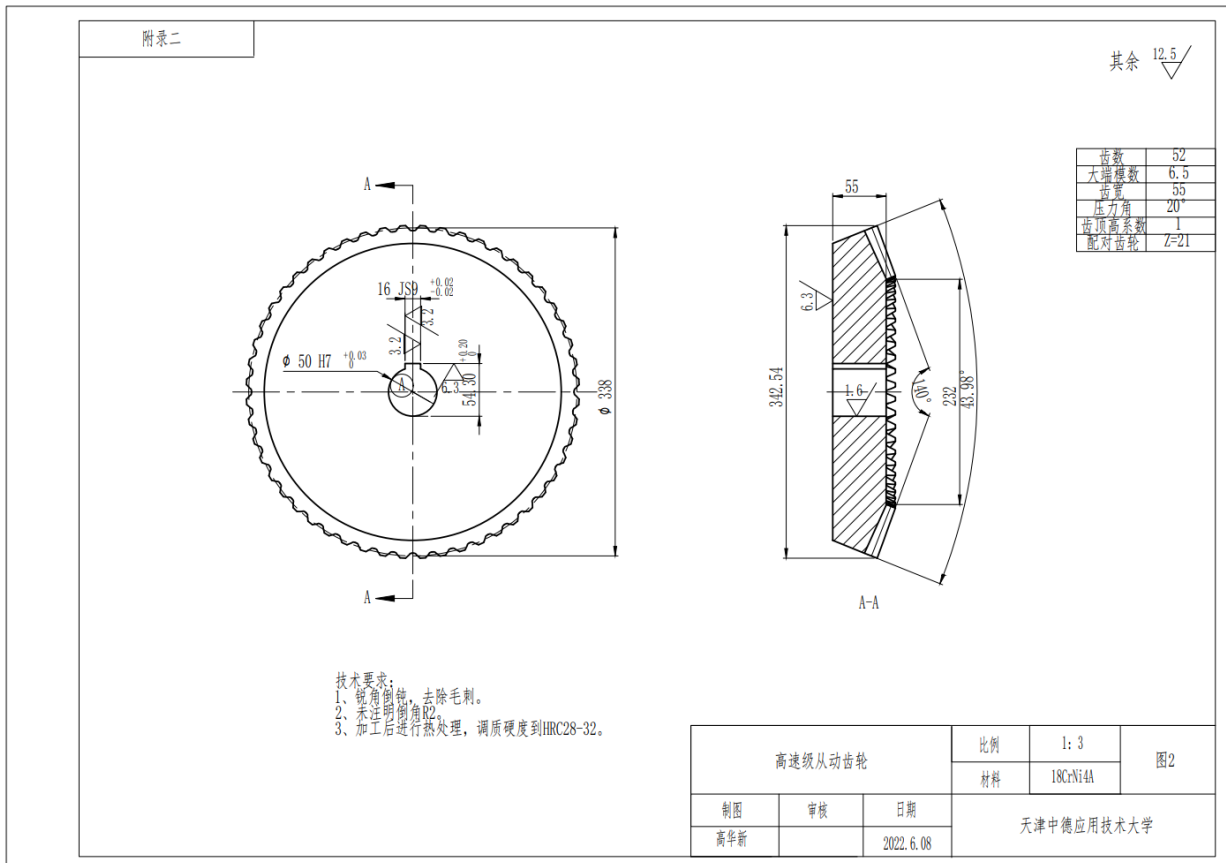
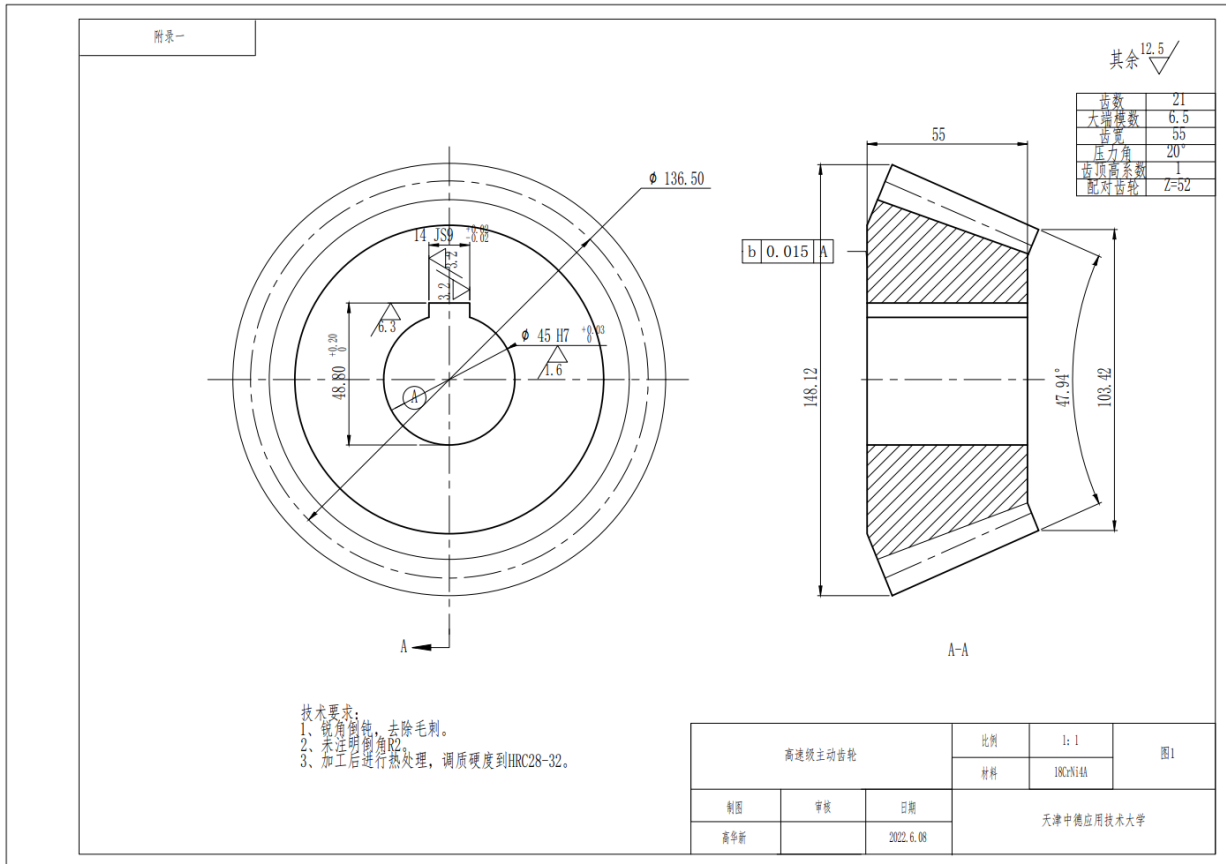
展望

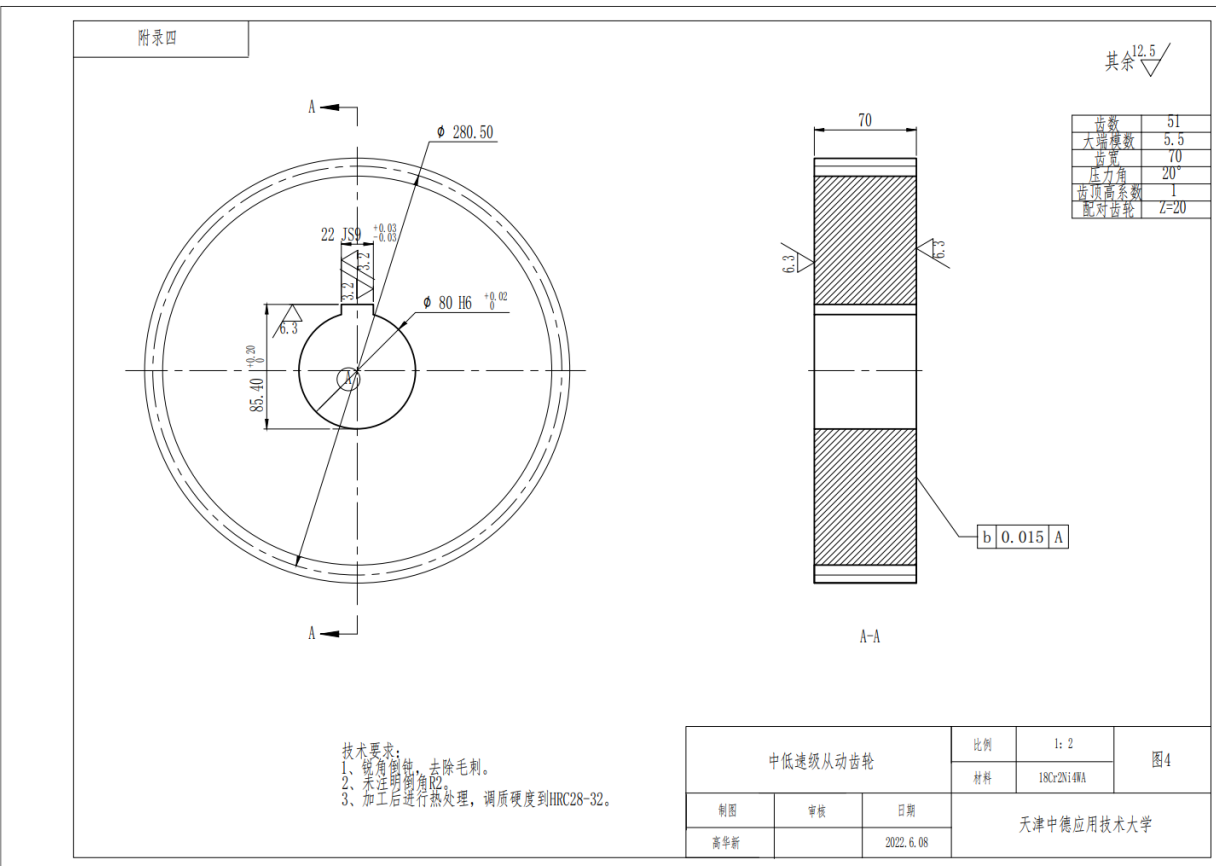
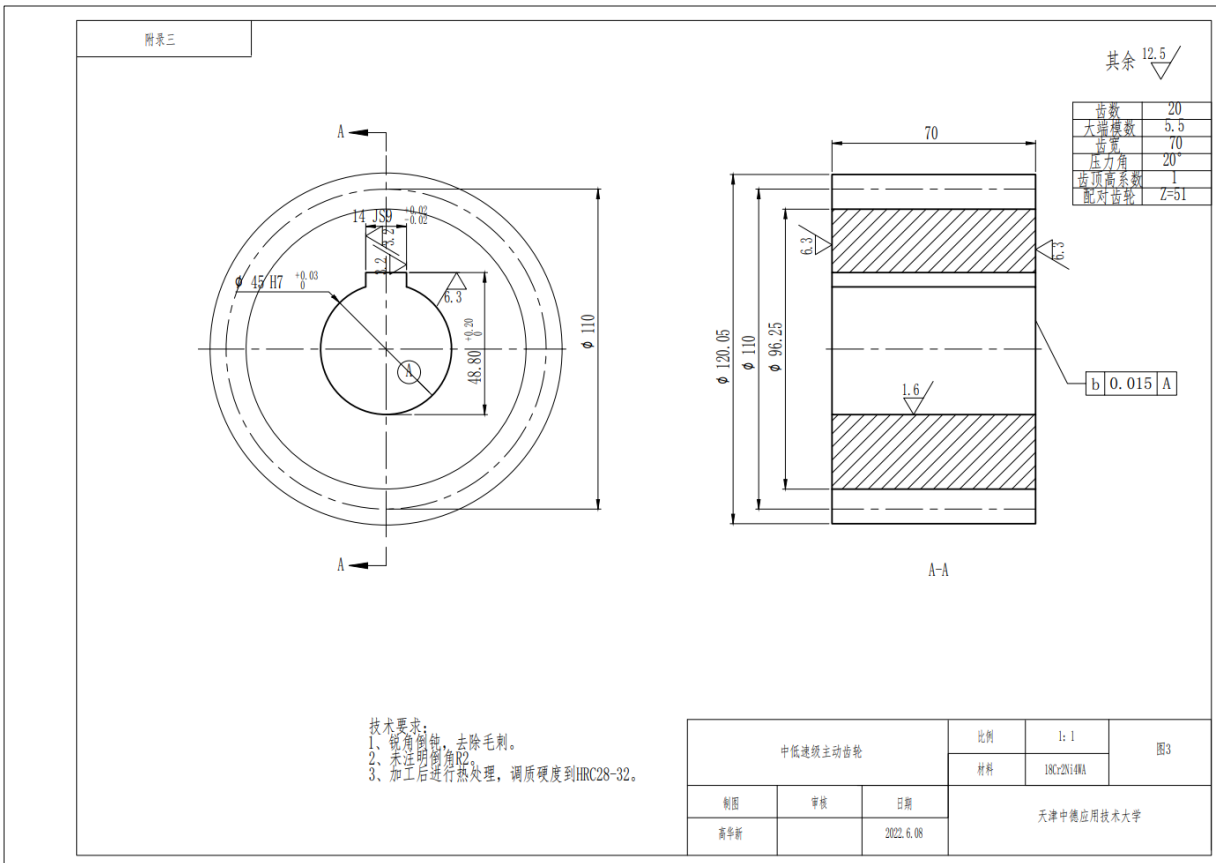
由于时间和篇幅的有限，论文中仅对齿轮减速装置的附件系统进行初步设计，仅对输入输出轴进行了材料和直径设计；主减速装置虽然完成了基于 Solidworks 的建模与装配，但并未进行有限元分析；减速器在生产之后更需要大量的试验研究，发现和排除各种故障，验证其可靠性，改进和完善设计方案，以达到设计要求。以上这些，都是将来在该论文的基础上进一步需要补充和完善的内容。

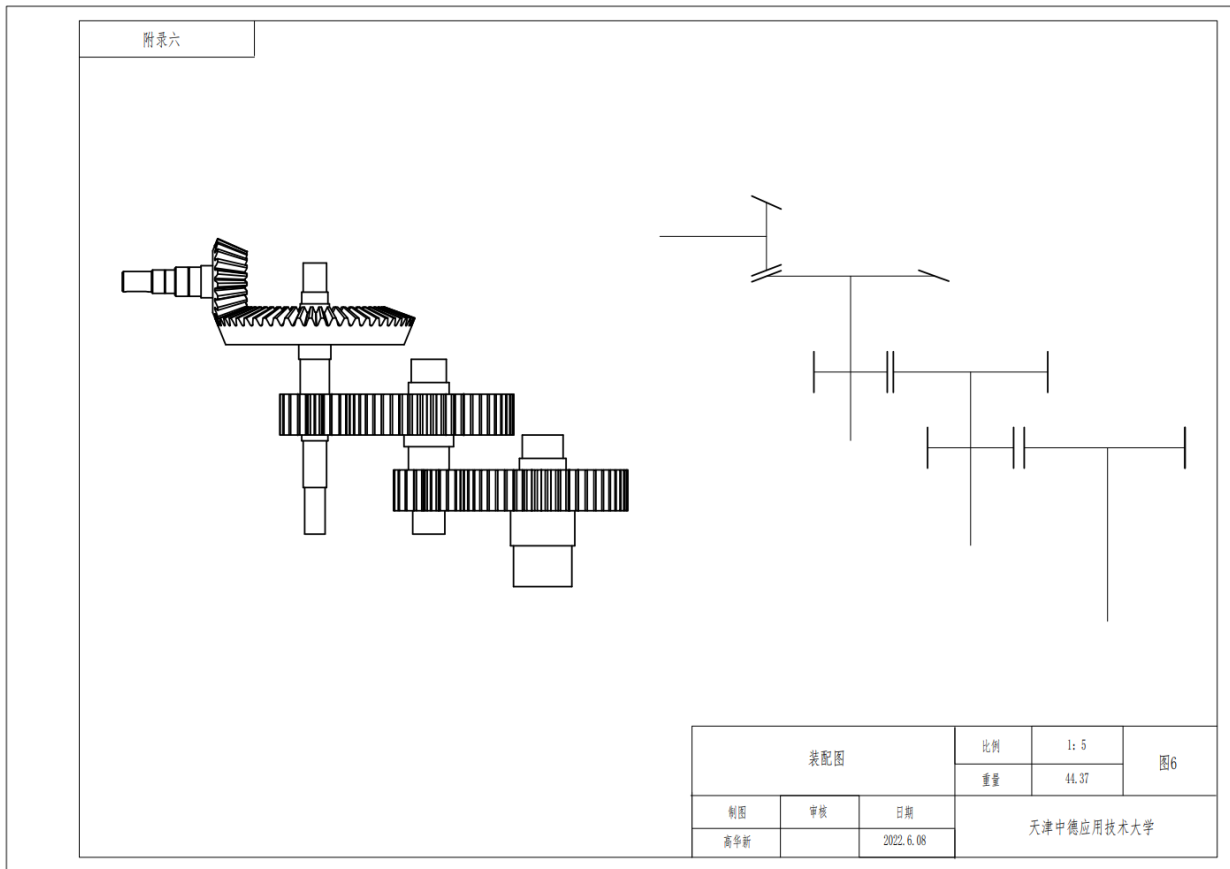
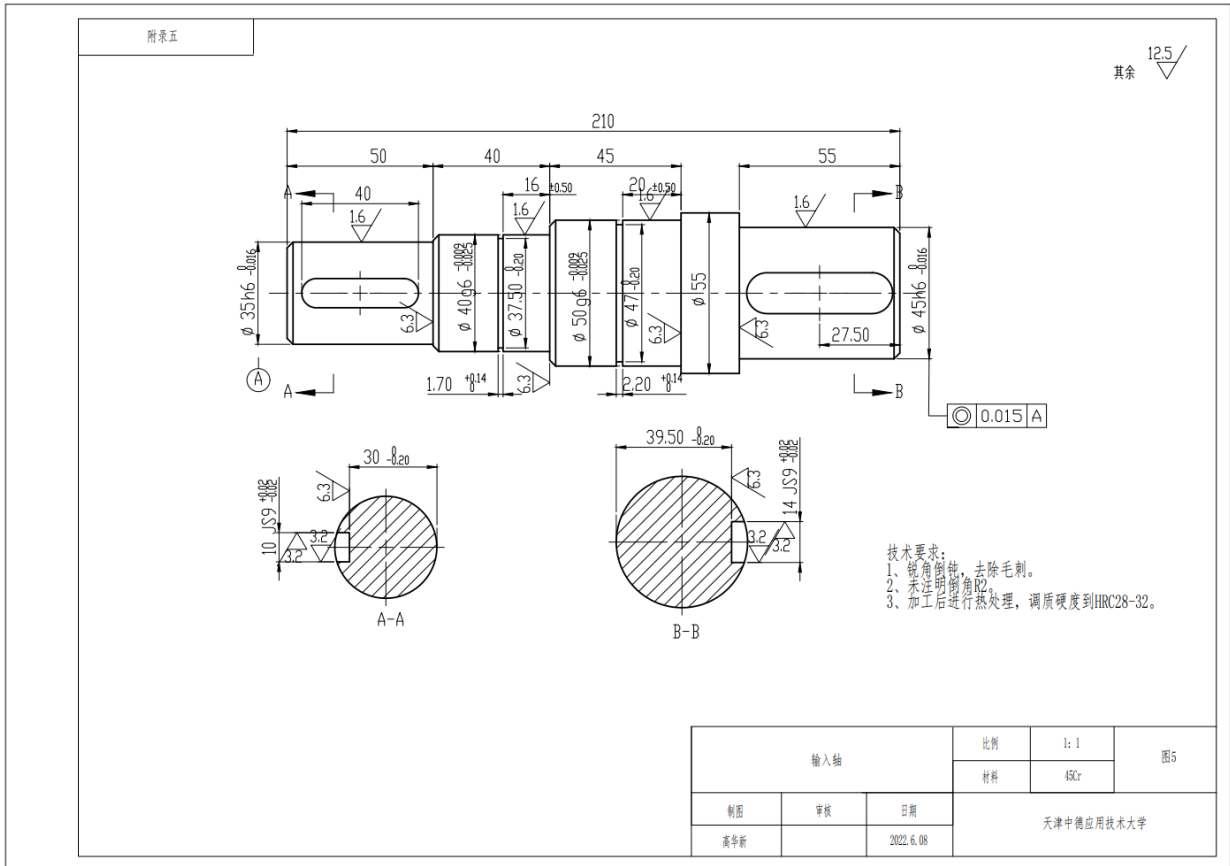
高速、绿色、隐身设计是当前军、民用直升机技术的迫切需求，同时智能、电驱动正成为直升机技术重要研究方向^[12]。但是国内直升机技术和世界直升机先进水平相比仍存在不足之处，在一定程度上抑制了国内直升机技术能力的提升。本文为国内直升机技术进步和型号发展积累设计经验、方法和数据，也希望本文能够能够抛砖引玉，为中国航空事业发展贡献微薄的力量。

参考文献

- [1] 本报记者 朱冰. 国产直升机产业瓶颈待破[N]. 中国高新技术产业导报, 2008-06-30(A02).
- [2] 胡传东, 周乐娥, 刘诗璋. 国内 1 到 2 吨级轻型民用直升机产业发展[J]. 直升机技术, 2009(04):62-67.
- [3] 刘子娟, 霍常青, 夏商周, 吴小伟, 刘创. 我国民用直升机发动机市场分析[J]. 航空动力, 2018(05):40-43.
- [4] 余亦曦, 康丽霞, 唐朋. 直升机传动系统的现状与发展研究[J]. 航空科学技术, 2021,32(01):78-82.
- [5] 陈博. 重型直升机传动系统结构的现状分析[J]. 科技创新与应用, 2017(09):110-111.
- [6] 王卫刚, 陈仁良, 蔡贺新. 齿轮减速器在直升机动力传动系统中的应用[J]. 机械研究与应用, 2010(02):48-50+52.
- [7] 任吉林, 范振中, 陈曦, 陈晨, 刘昌奎. 基于小波包变换的磁记忆信号特征值的提取[J]. 无损检测, 2008,(09):580-582.
- [8] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册第 13 册减速器[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [9] 曹海波. 直升机传动系统总体设计中关键参数计算方法的研究[D]. 南京航空航天大学, 2011.
- [10] 王莺, 叶菁, 基于 SolidWorks 的齿轮减速器三维设计及运动仿真[J]. 煤矿机械, 2009, 30(09): 234-236.
- [11] 徐彪. 行星齿轮减速器传动装置分析与研究[D]. 长安大学, 2015.
- [12] 邓景辉. 直升机技术发展展望[J]. 航空科学技术, 2021,32(01):10-16.







致 谢

岁月匆匆，年华似水。

在中德的四年过得这样快，最后的遗憾，是因为疫情让这段值得珍惜的时间变得更短了。

好像没有多久，就要离开。认识的人还未再见，就可能再也不见。

想念就这样变成怀念了，记忆就这样变成回忆。

而我们终究只能任凭时光向前。

我想，一般这种时候，谁都有过不舍吧，只不过是或多或少的分别。

生命给予我们的馈赠，就体现在这里，此刻不舍的感受，会被兑换成未来某一瞬的重溯：

在平凡的一天里，在数十年如一日的阳光下，只不过是简单地走在路上，我们的步伐会和曾在校园里某一日的自己重合。

然后本来忘记的。

重现，成为往事回首的契机；化作记忆之海的涟漪，泛起。

作为过去未曾远去的证据，以此证明我们从未改变。

而在那之前，我们用这一篇论文告别。

值此临别之际，在这篇致谢里，我要特别感谢我的指导老师，感谢岳峰老师在我做毕设的时候所提供的思路与宝贵的建议，使我能够完成这篇论文。

匆匆四年，才疏学浅。由于知识储备与经验不足，故而论文在完成过程中难免犯错，有所疏漏，恳请各位老师能给出可贵的修改、完善意见，不胜感激。

千言万语道不尽，但是我相信，过去的风景不会过去，它会带来新的风景。

世界如林，愿我们不会迷失，还会相逢。