

# 前 言

齿轮是航空、船舶、风电、冶金、机器人等重大装备的核心基础件，直接决定整机装备的服役性能。渐开线变齿厚齿轮传动克服了动力方向小角度转换所需复杂机构导致的效率低、成本高，以及由动力装置安装角度的调整所引起的安装空间狭小与旋转部件润滑控制困难等关键问题，具有结构紧凑、传动精度高、振动冲击小等优点。由于其齿向为锥形，可以通过调整其中任意齿轮沿轴线方向的位置来调节齿侧间隙，从而精确控制并实现理论零回差，在高速船用齿轮箱、四驱车辆动力分动传动、精密消除减速器等领域广泛应用，该型传动的设计、分析与制造一直是国内外的研究热点。

渐开线变齿厚齿轮传动由于特殊的安装条件、齿轮变位系数的线性变化以及附加配对齿轮螺旋角的差异，其精确建模、设计及加工参数的匹配尤为复杂。更重要的是此种传动理论上为点接触啮合，齿间滑动速度大、齿面早期磨损严重，由此导致的齿面承载能力弱、啮合稳定性差、振动噪声高等问题直接制约空间小夹角齿轮传动在大承载动力传动领域的推广应用。

目前，国内外已有的齿轮传动领域公开出版的专著中，缺少系统针对平行轴、相交轴、交错轴渐开线变齿厚齿轮齿形设计、加工制造、齿面修形的方法与技术。本书结合作者及其研究团队 20 余年的研究成果，系统地介绍了渐开线变齿厚齿轮的典型应用场景，提出了该型齿轮副的接触分析方法与承载分析方法，阐述了平行轴、相交轴、交错轴渐开线变齿厚齿轮几何设计、轮齿创成以及齿面修形全过程中的关键技术。

全书共 7 章，第 1 章为绪论，第 2 章主要介绍渐开线变齿厚齿轮成形原理与加工方法，第 3 章主要介绍平行轴渐开线变齿厚齿轮传动，第 4 章主要介绍小角度相交轴渐开线变齿厚齿轮传动，第 5 章主要介绍小角度交错轴渐开线变齿厚齿轮传动，第 6 章主要介绍渐开线少齿差变齿厚齿轮传动，第 7 章主要介绍渐开线变齿厚齿轮齿面修形方法。全书图文并茂、系统详尽，注重理论、方法与工程应用的结合。

本书撰写历时超过三年，总结了作者及其研究团队多年来的研究成果，广泛参考了国内外相关代表性论著，引用他人的研究成果时已在书中做出标记，在此向各位作者表示衷心的感谢。

本书研究工作先后得到了国家自然科学基金项目(51405043、51575060)、国家重点研发计划项目(2019YFB2004700)、中国博士后科学基金(2015M582517)、重庆市杰出青年科学基金(CSTB2022NSCQ-JQX0026)的资助。重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室张磊、王海霞、魏沛堂、刘立斌、向以鑫、倪高翔、杨兴育、陈启林、周尧、孙瑞华、黄玉成、闫国帅、崔志莹、邓自立、庞靖炜、何炆俊、杨思宇、吴蓉、杜雪松、宋海蓝等

为本书研究内容做出了贡献，在此一并表示衷心感谢。

受专业和水平所限，书中不足之处在所难免，诚请广大读者提出宝贵意见。

作 者

2025 年 6 月

# 目 录

|                         |    |
|-------------------------|----|
| 第 1 章 绪论                | 1  |
| 1.1 引言                  | 1  |
| 1.2 渐开线变齿厚齿轮传动分类        | 3  |
| 1.2.1 渐开线变齿厚齿轮传动分类      | 3  |
| 1.2.2 渐开线变齿厚齿轮传动典型应用场景  | 5  |
| 1.3 渐开线变齿厚齿轮传动发展历程      | 8  |
| 1.3.1 啮合理论与传动构型发展历程     | 8  |
| 1.3.2 啮合特性分析技术发展历程      | 12 |
| 1.3.3 加工制造方法与技术发展历程     | 15 |
| 1.4 渐开线变齿厚齿轮传动关键技术      | 18 |
| 第 2 章 渐开线变齿厚齿轮成形原理与加工方法 | 20 |
| 2.1 渐开线变齿厚齿轮成形原理及几何尺寸计算 | 20 |
| 2.2 渐开线变齿厚齿轮变位系数限制条件    | 23 |
| 2.2.1 渐开线变齿厚齿轮根切分析      | 23 |
| 2.2.2 渐开线变齿厚齿轮齿顶变尖分析    | 24 |
| 2.2.3 渐开线变齿厚齿轮齿顶干涉分析    | 25 |
| 2.3 渐开线变齿厚外齿轮滚削加工方法     | 28 |
| 2.3.1 滚削加工方法            | 29 |
| 2.3.2 斜插加工方法            | 34 |
| 2.4 渐开线变齿厚内齿轮插削加工方法     | 38 |
| 2.4.1 斜插加工方法            | 38 |
| 2.4.2 最佳斜插角计算           | 42 |
| 2.4.3 齿形误差影响分析          | 44 |
| 第 3 章 平行轴渐开线变齿厚齿轮传动     | 56 |
| 3.1 平行轴渐开线变齿厚齿轮传动几何设计   | 56 |
| 3.1.1 外啮合变齿厚齿轮传动几何设计    | 56 |
| 3.1.2 内啮合变齿厚齿轮传动几何设计    | 60 |
| 3.2 外啮合变齿厚齿轮传动啮合模型      | 64 |
| 3.2.1 正确啮合条件            | 64 |
| 3.2.2 基于理想安装条件的接触模型     | 67 |

|       |                                 |     |
|-------|---------------------------------|-----|
| 3.2.3 | 考虑安装误差的齿轮副接触模型 .....            | 72  |
| 3.2.4 | 有限元啮合模型 .....                   | 75  |
| 3.3   | 外啮合变齿厚齿轮传动接触轨迹与接触区域分析 .....     | 77  |
| 3.3.1 | 齿面接触区域计算模型 .....                | 78  |
| 3.3.2 | 齿面接触轨迹分析 .....                  | 82  |
| 3.3.3 | 齿面接触区域结果验证与参数化分析 .....          | 94  |
| 3.4   | 外啮合变齿厚齿轮传动齿面啮合摩擦特性分析 .....      | 100 |
| 3.4.1 | 齿轮齿面接触力计算模型 .....               | 100 |
| 3.4.2 | 齿轮接触力结果验证与参数化分析 .....           | 109 |
| 3.4.3 | 齿轮副摩擦特性计算模型 .....               | 116 |
| 3.4.4 | 摩擦特性结果验证与参数化分析 .....            | 119 |
| 第4章   | 小角度相交轴渐开线变齿厚齿轮传动 .....          | 129 |
| 4.1   | 小角度相交轴渐开线变齿厚齿轮传动节圆锥设计 .....     | 129 |
| 4.1.1 | 变齿厚齿轮与圆柱齿轮啮合的节圆锥设计 .....        | 129 |
| 4.1.2 | 两变齿厚齿轮啮合的节圆锥设计 .....            | 134 |
| 4.2   | 小角度相交轴渐开线变齿厚齿轮传动几何设计 .....      | 138 |
| 4.2.1 | 渐开线变齿厚齿轮啮合机理 .....              | 138 |
| 4.2.2 | 重合度计算分析 .....                   | 144 |
| 4.2.3 | 小角度相交轴渐开线变齿厚齿轮几何设计流程 .....      | 147 |
| 4.3   | 几何设计参数对齿面啮合特性影响规律研究 .....       | 148 |
| 4.3.1 | 螺旋角对齿面啮合特性影响规律分析 .....          | 148 |
| 4.3.2 | 节锥角对齿面啮合特性影响规律分析 .....          | 150 |
| 4.4   | 外载荷与安装误差对齿面啮合特性影响规律研究 .....     | 151 |
| 4.4.1 | 外载荷对齿面啮合特性影响规律分析 .....          | 151 |
| 4.4.2 | 安装误差对齿面啮合特性影响规律分析 .....         | 155 |
| 第5章   | 小角度交错轴渐开线变齿厚齿轮传动 .....          | 161 |
| 5.1   | 小角度交错轴渐开线变齿厚齿轮传动节圆锥设计 .....     | 161 |
| 5.1.1 | 工作节圆锥啮合理论 .....                 | 161 |
| 5.1.2 | 齿条刀具参数与公共齿条参数的关系 .....          | 166 |
| 5.1.3 | 小角度交错轴渐开线变齿厚齿轮传动点线接触控制 .....    | 167 |
| 5.2   | 小角度交错轴渐开线变齿厚齿轮传动节圆锥设计 .....     | 169 |
| 5.2.1 | 直接设计与间接设计流程 .....               | 170 |
| 5.2.2 | 设计参数对齿面宏观几何形貌参数影响规律分析 .....     | 171 |
| 5.3   | 几何设计参数与外载荷对齿面啮合特性影响规律分析 .....   | 173 |
| 5.3.1 | 主方向啮合角(FPD角)对齿面啮合特性影响规律分析 ..... | 174 |
| 5.3.2 | 外载荷对齿面啮合特性影响规律分析 .....          | 176 |
| 5.4   | 安装误差对齿面啮合特性影响规律分析 .....         | 178 |
| 5.4.1 | 中心距误差对齿面啮合特性影响规律分析 .....        | 178 |

|                                        |            |
|----------------------------------------|------------|
| 5.4.2 轴交角误差对齿面啮合特性影响规律分析 .....         | 180        |
| 5.4.3 齿轮轴向位置安装误差对齿面啮合特性影响规律分析 .....    | 181        |
| <b>第6章 渐开线少齿差变齿厚齿轮传动 .....</b>         | <b>183</b> |
| 6.1 2K-V型少齿差变齿厚齿轮传动原理与消隙设计 .....       | 183        |
| 6.1.1 2K-V型少齿差变齿厚齿轮传动原理 .....          | 183        |
| 6.1.2 变齿厚齿轮消隙分析与设计 .....               | 185        |
| 6.2 渐开线少齿差变齿厚内齿轮副几何参数设计 .....          | 187        |
| 6.2.1 齿轮副宏观参数设计 .....                  | 187        |
| 6.2.2 少齿差内啮合变齿厚齿轮副重合度分析 .....          | 189        |
| 6.3 设计参数对整机传动啮合特性的影响分析 .....           | 195        |
| 6.3.1 齿数差对系统啮合特性影响 .....               | 195        |
| 6.3.2 齿顶高系数对系统啮合特性影响 .....             | 198        |
| 6.3.3 节锥角对系统啮合特性影响 .....               | 200        |
| 6.4 消隙变齿厚齿轮双侧接触力分布研究 .....             | 202        |
| 6.4.1 消隙变齿厚齿轮双侧接触力计算模型 .....           | 203        |
| 6.4.2 双侧接触力计算模型验证 .....                | 213        |
| 6.4.3 设计参数对双侧接触力分布的影响分析 .....          | 219        |
| <b>第7章 渐开线变齿厚齿轮齿面修形方法 .....</b>        | <b>224</b> |
| 7.1 基于抛物线切削刀的渐开线变齿厚齿轮齿面修形方法 .....      | 224        |
| 7.1.1 考虑抛物线切削刀的渐开线变齿厚齿面模型 .....        | 224        |
| 7.1.2 刀具修形参数对接触特性的影响分析 .....           | 229        |
| 7.1.3 基于齿面接触分析的抛物线修形系数齿面误差敏感性分析 .....  | 235        |
| 7.1.4 抛物线修形对交错轴变齿厚齿轮传动承载啮合特性影响分析 ..... | 244        |
| 7.2 基于数控成形磨的渐开线变齿厚齿轮齿面修形方法 .....       | 260        |
| 7.2.1 渐开线变齿厚齿轮齿面修形曲线 .....             | 260        |
| 7.2.2 渐开线变齿厚齿轮齿面分区修形数学模型 .....         | 263        |
| 7.2.3 考虑齿面修形的渐开线变齿厚齿轮啮合特性分析 .....      | 265        |
| <b>参考文献 .....</b>                      | <b>273</b> |



# 第1章 绪 论

## 1.1 引 言

齿轮传动装置是指由齿轮副传递运动和动力的装置，具有高精度、高可靠性、高效率、高强度、高紧凑性等特点，在现代化装备中广泛应用且不可替代。齿轮已成为航空、风电、船舶、冶金等重大装备的核心基础件，其啮合质量直接决定整机的服役性能。应用范围的不断扩展与服役场景需求的不断提升，给齿轮传动设计理论方法与加工制造技术带来了新的挑战。

随着工业技术的发展与变革，齿轮传动形式经历了从平行轴传动，到相交轴传动，再进一步演化至交错轴传动的过程；交角也从正交( $90^\circ$ )扩展至任意交角( $0^\circ\sim 180^\circ$ )；齿廓曲线从最初的渐开线，逐步演化至摆线、圆弧等复杂曲线；齿线也从最初的直线，逐渐演化至螺旋线、弧线等。这些里程碑式创新都极大地改善了齿轮传动的啮合特性，也表明了齿轮设计理论与加工制造技术的创新是齿轮发展进程中的重要环节，当前主要的空间非平行轴齿轮传动形式如图 1.1 所示，包含蜗轮蜗杆、准双曲面齿轮、螺旋锥齿轮、交错轴斜齿轮、面齿轮、变齿厚齿轮等。除变齿厚齿轮外，上述空间传动在正交或接近正交轴交角工况( $90^\circ$ 左右)表现出了较好的啮合性能，具有传动比大、承载能力高等优点。但对于小轴交角( $\leq 30^\circ$ )的传动场景，蜗轮蜗杆、面齿轮、螺旋锥齿轮、准双曲面齿轮传动等存在设计方法不适用、重合度小、对制造误差和装配误差敏感、噪声大、制造工艺参数调整极其复杂等问题，严重制约了小角度空间传动的发展。



(a) 蜗轮蜗杆



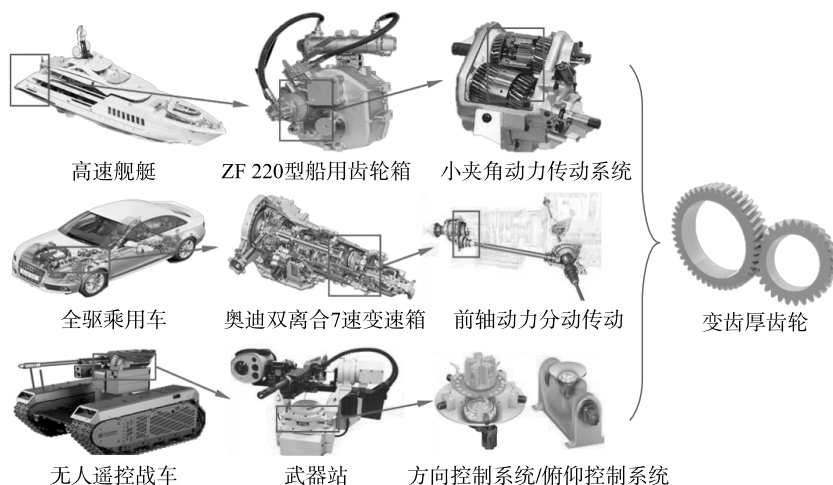
(b) 准双曲面齿轮



(c) 螺旋锥齿轮

图 1.1 主要空间非平行轴齿轮传动形式<sup>[1]</sup>

20 世纪中叶, Merritt 与 Beam<sup>①</sup>首次提出了由两个螺旋角不等, 节锥角和端面变位系数不等的齿轮组成渐开线变齿厚齿轮副。如图 1.2 所示, 该型传动齿轮变位系数沿轴线方向呈线性变化, 其齿轮副两轴线理论上可以呈任意角度, 尤其是在小角度交错轴与相交轴情况下, 克服了由动力方向小角度转换所需复杂机构导致的效率低、成本高, 以及由动力装置安装角度的调整所引起的安装空间狭小与旋转部件润滑控制困难等关键问题, 具有体积小、结构紧凑、传动精度高、振动冲击小等优点, 在高速船舶动力传动、四驱车辆动力分动等领域广泛应用且不可替代; 同时, 该型传动齿向呈锥形, 可通过轴向窜动主动调节两轮啮合侧隙(理论上可实现零侧隙), 在回差要求严格的精密传动领域具有极高的推广应用价值<sup>[1]</sup>。

图 1.2 渐开线变齿厚齿轮传动典型应用<sup>[2]</sup>

近年来, 随着空间非正交传动场景越来越受到学者关注, 渐开线变齿厚齿轮的相关研究也愈发深入。尽管变齿厚齿轮传动在极端几何尺度下具有其他传动形式无法比拟的优势, 但该型传动在构型设计、齿形优化、齿面创成、加工制造、动态服役特性等方面存在

① Merritt H E. Gears[M]. 3rd ed. London: Isaac Pitman & Sons, 1954.  
Beam A S. Beveloid gearing[J]. Machine Design, 1954, 26(12): 220-238.



的不足,使其难以满足苛刻的服役环境以及不断提升的应用场景需求。具体如下。

(1)变齿厚齿轮在空间小交角状态下为理论点接触,且为规避齿顶变尖与齿根根切,其齿面通常设计成高变位或低变位,使得齿面承载能力不足、滑移速度大、误差敏感性高,导致接触区位置易“出头”、传动误差大、润滑特性差等问题。

(2)尽管变齿厚齿轮齿面创成技术体系已经基本建成,但变齿厚齿轮齿向呈锥形,齿面形貌复杂,基于刀具修正或数控成形磨技术的变齿厚齿轮齿面修形方法缺失,导致齿面创成精度通常在6~7级、加工齿面与设计齿面间误差控制难、设计齿面接触区面积受限等问题。

(3)变齿厚齿可通过轴向窜动主动控制间隙,但大速比紧凑型精密齿轮传动装置,其多体接触力与运动传递机理直接影响齿间载荷分配、多体动态载荷均匀性、运动回差、传动效率、承载能力等关键性能;各参数间影响机制与关联机理十分复杂,造成变齿厚齿轮精密传动精度保持性能欠佳。

本书结合文献剖析、市场调研、课题研究,从啮合理论与构型、齿面仿真与分析、齿轮加工与制造和传动系统动态特性等方面深度剖析了该型传动的现有研究进展,厘清了渐开线变齿厚齿轮传动关键技术,推导了渐开线变齿厚齿轮成形原理与加工方法,并针对平行轴、相交轴、交错轴渐开线变齿厚齿轮副、渐开线少齿差变齿厚齿轮副的传动几何设计、齿面缺陷规避以及啮合特性分析进行了深入研究,提出了基于抛物线切削刃修正与数控成形磨的渐开线变齿厚齿轮齿面修形方法。

## 1.2 渐开线变齿厚齿轮传动分类

渐开线变齿厚齿轮本质上可看作是渐开线齿轮的一般形式,其变位系数沿轴线方向呈线性变化,由压力角、螺旋角、节锥角共同定义,左右旋向判断方式与圆柱齿轮、锥齿轮一致。几何设计参数如节锥角、螺旋角的选取依赖设计人员的经验,且不同传动方式下(平行轴、相交轴与交错轴)的设计流程相互独立。

### 1.2.1 渐开线变齿厚齿轮传动分类

变齿厚齿轮按照齿轮副啮合方式,可分为外啮合变齿厚齿轮与内啮合变齿厚齿轮,其中外啮合变齿厚齿轮按照轴线空间位置关系,可分为平行轴变齿厚齿轮、相交轴变齿厚齿轮、交错轴变齿厚齿轮,如图1.3所示。

(1)平行轴变齿厚齿轮为两变齿厚齿轮,在不同端截面上齿廓变位系数沿轴线方向不同,其中小轮大端与大轮小端进行啮合,小轮小端与大轮大端进行啮合,可通过调整轴向相对位置来调整侧隙,理论上可实现零回差精密传动。该型传动为线接触,当存在大错位量时,接触区依然容易“出头”,因此需要对齿面进行修形,降低其误差敏感性。

(2) 相交轴变齿厚齿轮小轮与大轮回转轴线相交于一点，齿轮副小轮小端与大轮小端进行啮合，小轮大端与大轮大端进行啮合，理论上可实现任意相交角下的齿轮副啮合，小轮、大轮空间位置由轴交角、小轮安装位置、大轮安装位置共同确定。相交轴渐开线变齿厚传动分为变齿厚齿轮与变齿厚齿轮啮合、变齿厚齿轮与圆柱齿轮啮合两种类型，其中，相较于传统的两个变齿厚齿轮组成的相交轴传动，由渐开线变齿厚齿轮与圆柱齿轮组成的相交轴齿轮副能有效避免因轴向窜动量过大引起的齿侧间隙过小、啮合干涉等现象。

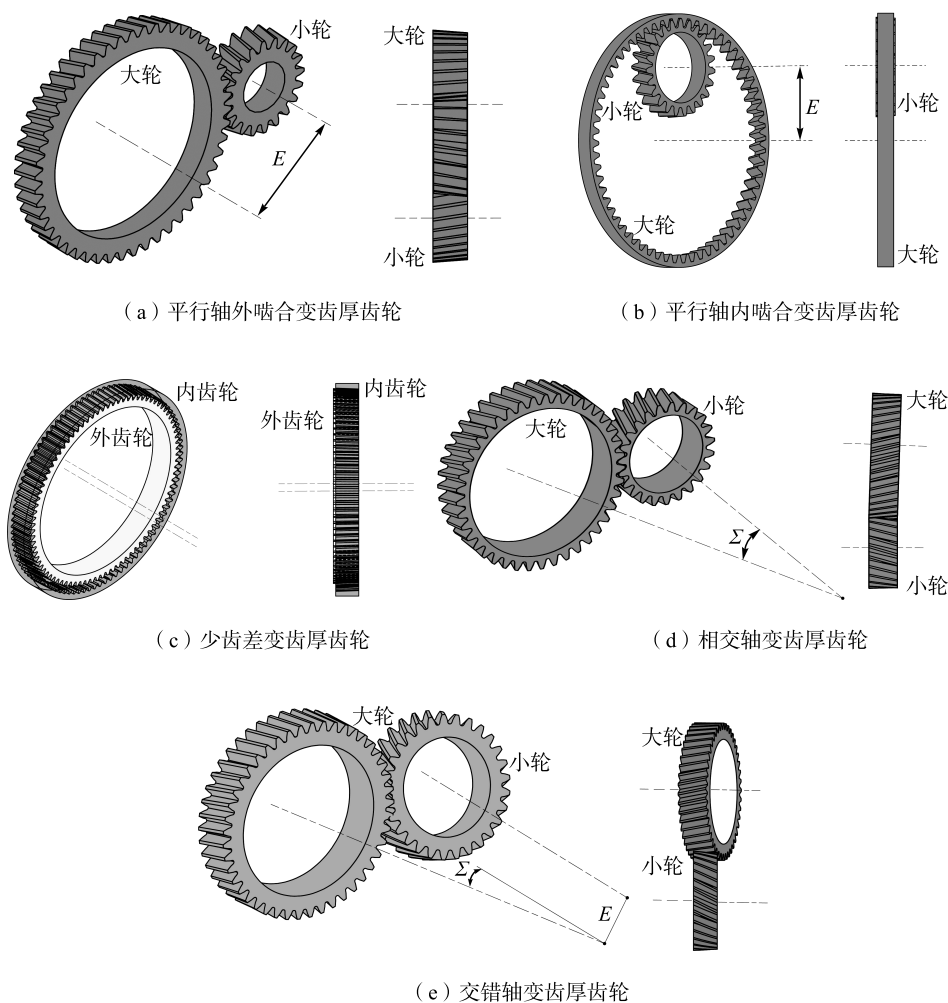


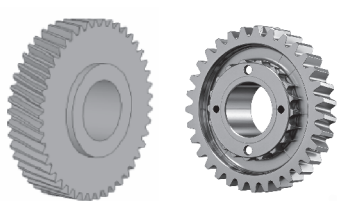
图 1.3 变齿厚齿轮传动分类

(3) 交错轴变齿厚齿轮为空间传动的一般形式，小轮回转轴线与大轮回转轴线交错排列，其轴线间最短距离为偏置距，两回转轴线移动至同一平面内的交角为轴交角，小轮小端与大轮小端进行啮合，小轮大端与大轮大端进行啮合。小轮与大轮的空间位置通过轴交

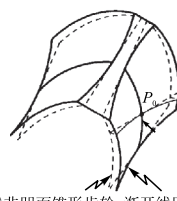
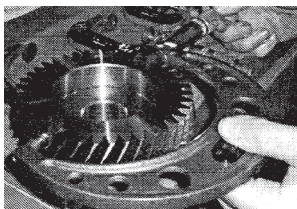
角、偏置距、小轮安装距、大轮安装距共同确定,但该型齿轮接触形式为点接触,容易产生应力集中与边缘接触,因此需要对该型齿轮齿面进行修形。

内啮合变齿厚齿轮均为平行轴传动,当内外齿轮齿数差不大于4时,又称作少齿差变齿厚齿轮。内啮合变齿厚齿轮中小轮为变齿厚外齿轮,大轮为变齿厚内齿轮,变齿厚内齿轮的大端(半径大的一端)与变齿厚外齿轮大端啮合传动,内齿轮小端与外齿轮小端啮合传动。其中,少齿差变齿厚齿轮作为内啮合变齿厚齿轮中极为特殊的形式,内齿轮与外齿轮齿数差通常在1~4齿,该结构可实现大速比减速,再通过消除机构来调整侧隙,理论上可实现零回差大速比精密传动,具体如图1.3(c)所示。

变齿厚齿轮按照齿面创成方式,可分为渐开线变齿厚齿轮与二次包络渐开线变齿厚齿轮(又叫非渐开线变齿厚齿轮),此外,该型传动还有一种极为特殊的形式,即渐开线凹面锥形齿轮,如图1.4所示。非渐开线变齿厚齿轮通过三维造型生成三维实体及程序,在高速数控铣上直接铣削加工,齿面也可通过特殊改形后的大平面砂轮磨齿机进行磨齿修形;渐开线凹面锥形齿轮突破了传统变齿厚齿轮齿面点接触的局限,通过将一个齿轮齿面设计为凹面,进而实现齿轮副齿面凹凸接触,从啮合机理角度提升了齿面承载能力。非渐开线变齿厚齿轮与渐开线凹面锥形齿轮的出现可解决渐开线变齿厚齿轮点接触导致承载能力不足的问题,通过齿面二次包络或形貌改变提升接触面积。



(a) 非渐开线变齿厚齿轮<sup>[68]</sup>



渐开线非凹面锥形齿轮 渐开线凹面锥形齿轮

(b) 渐开线凹面锥形齿轮<sup>[3,4]</sup>

图 1.4 其他类型变齿厚齿轮

## 1.2.2 渐开线变齿厚齿轮传动典型应用场景

随着船舶向大型化、高速化和重载化发展,多级齿轮传动系统以其传动平稳、承载能力高等特点,已被广泛应用于船舶动力装置领域。多级齿轮传动系统是船舶推进系统的重要组成部分,其可靠性是保证船舶安全航行的基本条件。在现有技术中,船用齿轮箱的结构因其用途和功能的不同而有所变化。在《中国专利公报》中也公开了不同结构的船用齿轮箱,其中最常见的船用齿轮箱主要包括输入轴部件、传动轴部件、输出轴部件及液压控制部件等,各个传动部件为平行轴传动,主要液压控制部件控制离合器的脱开与接合,实现船舶的顺车、倒车和停车。

小夹角船用齿轮箱各传动部件之间的动力传递,与常规船用齿轮箱基本一致,唯一的差异是输入轴与输出轴之间存在一个小倾角。小夹角船用齿轮箱结构及传动原理如图 1.5

所示，传动系统由输入轴部件、传动轴部件和输出轴部件组成，并且输入轴部件和传动轴部件分别含有离合装置，传动原理为：顺车时，输入轴离合器闭合，输入轴与输出轴形成相交轴传动，将动力和运动输出；倒车时，传动离合器闭合，传动轴和输出轴构成交错传动，将运动和动力输出。由此，小夹角船用齿轮箱的输出轴在顺车、倒车工况下分别与输入轴、传动轴构成空间相交传动和空间交错传动，传递运动和动力。

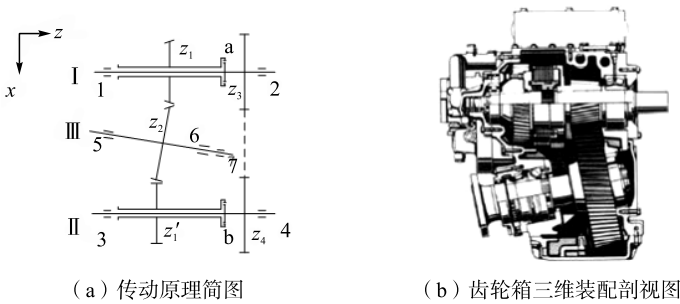


图 1.5 小夹角船用齿轮箱结构与传动原理<sup>[1]</sup>

该型传动可以使输入轴与输出轴构成一个小夹角，使得螺旋桨获得最佳入水角，降低船舶吃水深度及高速行驶阻力，解决了船舶高速航行稳定性、主机与螺旋桨转速的最佳匹配及扩展安装空间的关键问题，渐开线变齿厚齿轮也是目前唯一可在该极端几何尺度下良好服役的齿轮传动类型。目前，只有德国、美国、日本、英国和中国掌握了该技术，研制出的高速小夹角齿轮箱倾角为  $5^{\circ}\sim 20^{\circ}$ ，转速为  $1000\sim 5500\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ，传递能力为  $0.002\sim 1.759\text{kW}\cdot\text{r}^{-1}\cdot\text{min}$ ，具体如表 1.1 所示。

表 1.1 小夹角船用齿轮箱主要制造商现状

| 生产厂商                                    | 产品型号     | 轴交角/(°)               | 设计传递能力/(kW·r <sup>-1</sup> ·min) | 设计转速/(r·min <sup>-1</sup> ) |
|-----------------------------------------|----------|-----------------------|----------------------------------|-----------------------------|
| ZF Friedrichshafen AG (德国)              | ZF V 型   | 8, 10, 12, 14, 15, 20 | 0.085~1.759                      | 2300~5500                   |
|                                         | ZF A 型   | 7, 8, 10              | 0.0152~1.759                     | 2300~5500                   |
| Hitachi Nico Transmission Co., Ltd (日本) | MGNV 系列  | 10                    | 0.16~1.739                       | 1200~3300                   |
| PRM Marine Ltd (英国)                     | PRM 系列   | 8, 10                 | 0.002~0.003                      | 2500~3500                   |
| Kanzaki Kogyokoki MFG.Co., Ltd (日本)     | TTM V 系列 | 12                    | 0.06~0.115                       | 3300~5500                   |
|                                         | TTM A 系列 | 8                     |                                  |                             |
| Twin Disc (美国)                          | MG A 系列  | 7, 8, 10              | 0.0193~0.159                     | 2500~4500                   |
| 杭州前进齿轮箱集团股份<br>有限公司 (中国)                | HCA 系列   | 5, 7, 8, 10           | 0.085~1.031                      | 1000~2600                   |
|                                         | HCV 系列   | 7                     | 0.076~0.184                      | 1000~2500                   |
| 重庆重载齿轮传动设备有限公司 (中国)                     | CHV 系列   | 7, 8, 9, 10           | 0.025~1.0                        | 1000~4500                   |

汽车的驱动形式一般有以下几种：前置后驱、前置前驱、后置后驱、中置后驱、四轮驱动。所谓驱动形式，是指发动机的布置方式及驱动轮的数量、位置的形式。全轮驱动，又称四轮驱动，是指汽车前后轮都有动力。该传动方式充分利用了汽车的全部附着质量，使汽车具有较大的驱动力和克服障碍、防止打滑的能力，在越野车中广泛应用。20 世纪 80 年代，一些轿车和旅行车也纷纷采用全轮驱动，成为所谓的“多用途运动车”，即运动型多功能汽车(sport utility vehicle, SUV)，该车型变速器输出的扭矩通过分动箱和传动轴，分别传递到前后车轴上的驱动桥，再通过驱动桥将扭矩传递到车轮上。

图 1.6 所示为相交轴渐开线变齿厚齿轮副在四轮驱动车用齿轮箱中的应用，它替代了传统的十字轴式万向联轴器进行驱动扭矩输出，极大地提高了传动效率和车辆驾驶舒适性。奥迪公司对该型传动进行了大量研究，并开发出相应产品，如 AG 等系列齿轮箱，在奥迪 Q 系列等全驱车辆中广泛应用。

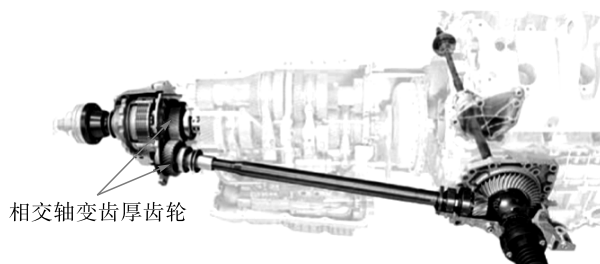


图 1.6 四轮驱动汽车分动箱<sup>[5]</sup>

精密齿轮传动在航空航天、兵器、医疗器械和机器人等领域得到广泛应用，这些领域对传动设备有着高标准的紧凑性、效率、载荷能力和寿命等需求。随着需求的增高，对齿轮的设计、齿形创成和性能分析等提出了更高的挑战。渐开线少齿差变齿厚齿轮传动系统作为一种大速比、零隙的新型精密传动装置，有望在精密传动领域广泛应用。

基于变齿厚齿轮能够实现回差调整，将平行轴变齿厚齿轮应用于大速比精密减速器成为可能，不少学者对可调隙大速比精密减速器开展了系统研究。哈尔滨工业大学机电学院特种传动智能设计及控制研究室、重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室针对“可调隙变齿厚齿轮 RV 减速器”“新型大速比少齿差变齿厚齿轮减速器”开展研究，该传动具有 RV 传动和变齿厚齿轮少齿差传动的优点，经多年研究实现了回差小、刚度大、效率高的性能特点。这种减速器的传动比为 60~3000，减速器的第二级行星传动分别采用一齿差、二齿差或三齿差的变齿厚齿轮传动，在本书的第 6 章中将进行较为详细的介绍。该减速器的回差调整能够通过专门设计的消除机构来实现。它可以很方便地调整齿侧间隙，达到减小回差的目的，所设计的减速器样机经国家级检测中心检测，其传动误差能达到 41.6″，回差达到 23″。表明该传动既有 RV 传动刚度大、寿命长、体积小、输出扭矩大等优点，又有变齿厚齿轮回差小的特点。

研制该型减速器的关键在于少齿差内齿变齿厚齿轮的插削角计算和加工工艺、自动消

隙机构设计以及消隙参数的确定等方面。具体样机如图 1.7 所示。

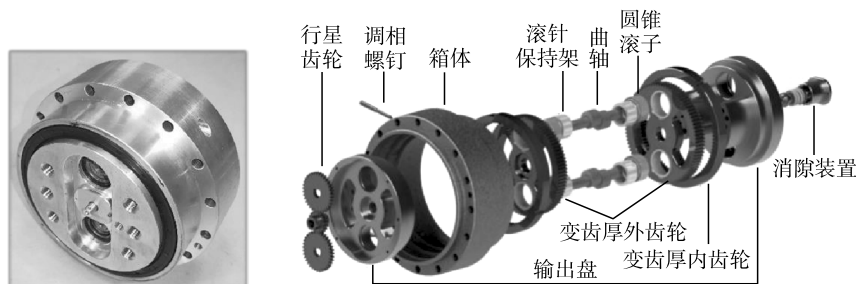


图 1.7 新型可调隙大速比少齿差变齿厚齿减速器(样机)<sup>[6]</sup>

### 1.3 渐开线变齿厚齿轮传动发展历程

渐开线变齿厚齿轮在船用齿轮箱、全驱车辆、机器人等领域广泛应用，相关研究技术人员对于该型传动的探索在历史发展过程中从未停止。

#### 1.3.1 啮合理论与传动构型发展历程

1946 年, Merritt 首次提出了变齿厚齿轮的概念。随后, Merritt<sup>[7]</sup>与 Beam<sup>[8]</sup>从齿轮几何设计参数的角度出发,得到了由两个节锥角、螺旋角和端面变位系数都不同的变齿厚齿轮组成的渐开线变齿厚齿轮副,可以实现平行轴、相交轴和交错轴的传动形式。1956 年, Purkiss<sup>[9]</sup>根据以上两位学者提出的变齿厚齿轮理论,对变齿厚齿轮齿形上的几何特征进行了研究,认为变齿厚齿轮沿轴线方向的每个横截面都等同于相对应的变位齿轮薄片,从齿轮与虚拟齿条的几何关系的角度,对直齿与斜齿变齿厚齿轮的几何设计计算公式进行了推导,讨论了变齿厚齿轮与其他渐开线齿轮组合传动以及将该组合传动应用于实际工程的可能性。

在该型传动的啮合理论方面, 1979 年 Hiersig<sup>[10]</sup>对变齿厚齿轮副基本几何参数以及齿坯设计参数进行了计算公式推导,基本厘清了该型传动压力角、螺旋角、节锥角等齿轮设计参数与轴交角、偏置距等安装参数的关联规律。Litvin 和 Fuentes<sup>[11]</sup>提出了针对非平行轴齿轮传动的空间节圆锥切触理论,推导了考虑变齿厚齿轮几何特性时满足齿轮副空间安装需求的几何参数计算公式,成功地将小交角非平行轴齿轮传动转化为考虑传动比的空间节圆锥切触问题。我国于 20 世纪 80 年代末开始对该型传动进行相关研究,1987 年,吴序堂和周长秀<sup>[12]</sup>提出了渐开线锥形齿轮这一概念,并对其几何构型与一般设计方法进行了深入研究;次年,针对交错角渐开线锥齿轮,他们推导了该型传动小轮、大轮空间位置关系,以及齿轮副零侧隙啮合的各参数计算方法<sup>[13]</sup>。

随着空间几何学、微分几何学的进步,相关研究人员与技术人员对渐开线变齿厚齿轮的研究也愈发深入。1995~1999年 Phillips<sup>[14-16]</sup>在渐开线与非渐开线啮合原理基础上首次提出螺旋理论,并将其应用于相交轴和交错轴传动中,详细阐述了齿轮副从平行轴到相交轴、交错轴,从多点接触或线接触到点接触的参数变化机理,并对空间复杂安装位置下的齿轮副进行了设计,该里程碑式成果为渐开线变齿厚齿轮“点线控制理论”打下了基础。1997年, Innocenti<sup>[17]</sup>对相交轴/交错轴情况下变齿厚齿轮啮合副的啮合原理进行了研究,揭示了啮合侧隙与齿轮几何参数及轴安装位置之间的映射关系。1998年, Karlheinz<sup>[18]</sup>基于渐开线变齿厚齿轮展成方式,对压力角、螺旋角、节锥角进行了几何设计推导,厘清了平行轴、相交轴与交错轴变齿厚齿轮轴交角、中心矩及安装距离等参数关联规律(图 1.8),并发现了低质量设计参数会造成该型传动齿顶变尖、齿根根切、齿面干涉等问题缺陷。之后,上海第二工业大学、上海市机电科技情报研究所<sup>[19,20]</sup>对相交轴变齿厚齿轮传动进行了探索,研究了相交轴变齿厚齿轮的啮合原理,对变齿厚渐开线齿轮变位系数的限制条件进行了计算。2001~2002年, Liu 和 Tsay<sup>[21,22]</sup>从啮合原理角度确定了渐开线变齿厚齿轮避免齿根根切的边界条件,建立了考虑齿根根切规避的平行轴、相交轴与交错轴渐开线变齿厚齿轮啮合模型。2003~2004年,贺敬良和吴序堂<sup>[23,24]</sup>提出了基于共轭齿轮副与公共齿条之间空间啮合关系的交错轴传动锥形齿轮副几何设计方法,并进行了有限元和试验的验证。2006年, Ohmachi 等<sup>[25]</sup>提出了交错轴变齿厚齿轮变位系数与齿面几何形貌的关联规律,设计了高变位交错轴变齿厚齿轮并加工制造了齿轮样件,通过了基本齿轮啮合测试。

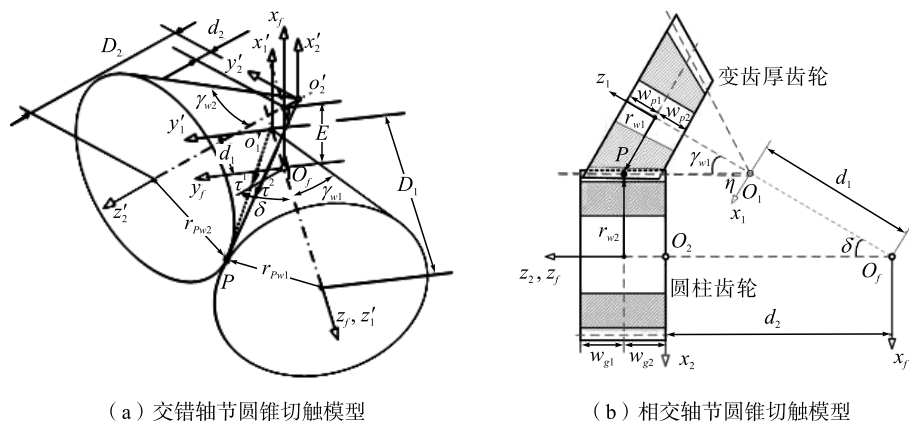


图 1.8 渐开线变齿厚齿轮节圆锥模型<sup>[4,5]</sup>

齿面点-线接触控制理论(图 1.9)可实现齿面接触区大小主动控制,渐开线变齿厚齿轮节圆锥设计可实现满足空间确定切触点的小轮、大轮几何参数正向求解,大量学者专家对此开展了深入研究。宋朝省等<sup>[26]</sup>基于空间齿轮啮合理论,推导了交错轴变齿厚齿轮副空间点接触到线接触的控制条件,提出了交错轴变齿厚齿轮副节圆锥的直接与间接设计法,研究了不同几何设计参数下该型传动的啮合特性,并加工出试验齿轮进行轮齿啮合测试,

验证了理论结果的正确性。陈启林<sup>[27]</sup>提出了平行轴渐开线内啮合变齿厚齿轮几何设计方法,绘制了考虑齿轮副啮合角、插齿刀渐开线顶端点极径的平行轴渐开线变齿厚齿轮变位系数选取范围封闭图。刘立斌等<sup>[28]</sup>建立了渐开线圆柱齿轮与变齿厚齿轮相配合的相交轴空间节圆锥切触模型,提出了基于节圆锥切触理论的可相交轴圆柱齿轮与变齿厚齿轮几何设计方法,该型传动能有效避免由单个齿轮轴向窜动引起的啮合干涉与卡死现象(图 1.10)。Cao 等<sup>[29]</sup>改进了基于公共齿条的交错轴变齿厚齿轮副接触角控制方法,提升了设计模型的鲁棒性,并提出了基于 Boussinesq 弹性半空间力-位移关系的变齿厚齿轮传动误差协调条件,实现渐开线变齿厚齿轮啮合特性正向控制。倪高翔等<sup>[30]</sup>提出了非线性变位变齿厚齿轮的齿面方程,分析了不同加工路径曲线对该类齿轮齿面形貌的影响,并基于有限元验证了上述方法的正确性。

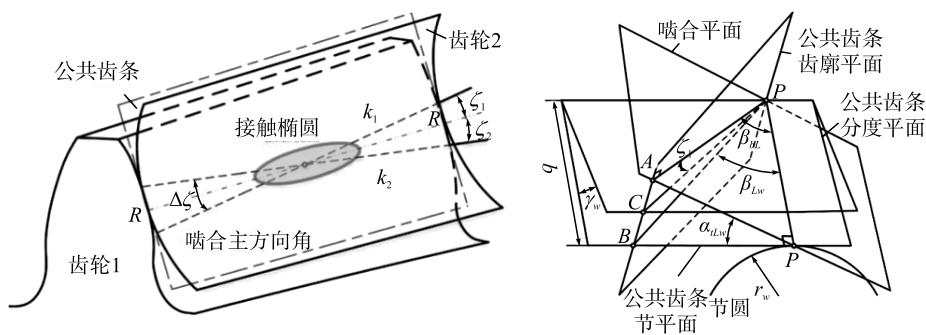


图 1.9 齿面点-线接触控制理论<sup>[4]</sup>

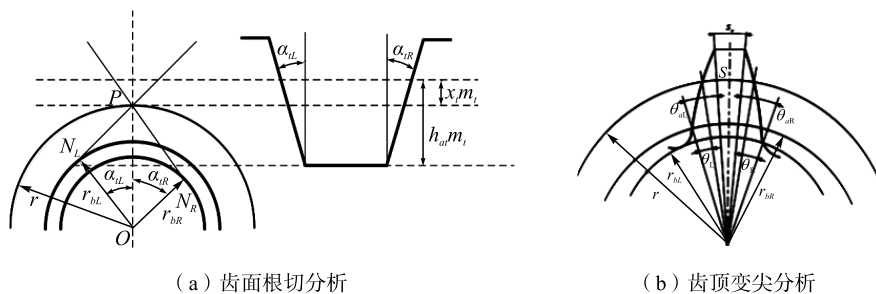


图 1.10 渐开线变齿厚齿轮齿面缺陷规避分析<sup>[36]</sup>

渐开线变齿厚齿轮齿面形貌复杂,对几何设计参数非常敏感,锥形齿形直接导致齿面小端容易出现根切、大端容易出现齿形变尖等齿面缺陷问题,因此需要对设计参数进行校核。Chen 等<sup>[31]</sup>从啮合原理的角度推导了渐开线变齿厚齿轮避免齿根根切的计算条件并进行了数值计算,同时建立了平行轴、相交轴与交错轴渐开线变齿厚齿轮啮合模型,并对其啮合特性进行了研究。Jesper<sup>[32-35]</sup>采用解析几何法推导了直齿变齿厚齿轮曲面参数式,建立了有限元模型,推导计算了避免发生根切的最小齿冠修正系数,对平行轴变齿厚可调隙