



广东海洋大学

《专业综合创新设计》项目报告

实 习 名 称	果蔬称重分选机的转台设计
班 级 及 姓 名	机械 4234 王佳兴
学 号	202343811423
分 数	
学 院	机械与能源工程学院
专 业	机械设计制造及其自动化
指 导 教 师	关泽飘
完 成 日 期	2026.9.17-2026.10.4

目录

一、摘要	1
二、前言	1
三、正文	1
1. 小型家用果蔬分选机电动转台技术市场现状分析	1
(1) 技术定位与市场细分	1
(2) 主流产品形态与竞争格局	2
(3) 市场发展趋势与挑战	2
2. 技术文献梳理与综述	3
(1) 蜗轮蜗杆传动理论与自锁设计演进	3
(2) 数字化设计与 CAD/CAE 技术的深度融合	3
(3) 结构集成与装配干涉优化	3
(4) 总结与研究定位	3
3. 设计任务与总体方案	4
(1) 设计任务	4
(2) 总体方案	4
4. 蜗轮蜗杆相关设计与计算	4
(1) 基本参数计算	4
(2) 蜗轮与蜗杆的主要参数和几何尺寸	6
(3) 蜗轮蜗杆机构的热平衡核算与润滑方案选择	8
(4) 利用阿基米德蜗轮蜗杆进行参数化建模	9
(5) 蜗杆轴的设计	13
(6) 蜗轮轴的设计	28
(7) 最终设计结果	33
四、结论	37
(1) 设计总结	37
(2) 后续研究展望	38
(a) 有限元静力学与动力学分析	38
(b) 增材制造应用探索	45
五、参考文献	46

一、摘要

本项目针对小型家用果蔬分选机的电动转台设计需求，独立完成了电动转台和其内部蜗轮蜗杆传动结构的创新设计与精确三维建模。项目首先通过全面的市场调研与技术文献分析，明确了电动转台和分选机的技术现状与发展趋势。在设计阶段，严格遵循强度和刚度准则，选定蜗轮蜗杆传动模数为 1.5 并按齿数 80 的蜗轮进行精确齿形设计。本人系统性地完成了蜗轮蜗杆传动的结构参数计算与齿形理论分析，并独立运用 SolidWorks 软件，通过拉伸、旋转切除、圆周阵列等特征操作，完成了包含蜗轮、蜗杆及电动转台在内的完整三维模型。该模型准确表达了电动转台的几何特征与结构特点，为后续的力学有限元分析奠定了坚实的数字化基础。

关键词：蜗轮蜗杆传动，电动转台，设计建模。

二、前言

电动转台是智能分选设备的核心执行元件，其传动精度与承载能力直接影响设备的运行平稳性与可靠性。蜗轮蜗杆传动作为实现大传动比与多角度精确定位的重要机构之一，在小型家用设备、要求静态自锁及抗偏载冲击的工况领域因其结构紧凑、传动平稳而具有不可替代的优势。本项目《小型家用果蔬分选机电动转台设计》是针对机械设计制造专业复杂工程问题的专业综合项目设计。

通过独立完成本项目，能够深入理解蜗轮蜗杆传动理论、机械结构设计原理以及复杂执行机构的设计方法。本项目要求综合运用机械原理、机械设计等理论知识，并熟练操作三维建模软件 SolidWorks，完成从市场与技术分析、理论设计到数字化模型表达的全过程。本项目旨在培养对复杂工程问题进行需求分析、独立设计与数字化表达的综合能力，并以严谨的报告、图样和模型准确表达设计思想，培养工程素养和职业道德。

三、正文

1. 小型家用果蔬分选机电台技术市场现状分析

电动转台作为智能果蔬分选设备的核心执行部件，其传动精度、承载能力及抗偏载稳定性直接决定了分选系统的平稳性与称重准确性。随着家用及小微型商用农产品精细化分选需求的日益增长，能够适应大质量、多形状果蔬（如极限重达 5kg 的榴莲）的电动旋转底座成为了行业关注的焦点。传统的舵机直驱或普通齿轮传动机构虽结构简单，但在面对重型偏载及频繁启停工况时，存在输出扭矩不足、缺乏反向自锁易发生位移偏移等问题。蜗轮蜗杆传动结合回转轴承支撑的电动转台结构，因其高传动比、结构紧凑、承载力强及反向自锁性能，逐渐成为了高精度多角度分选转台的首选方案。

本部分旨在通过全面的市场调研与深入的技术文献梳理，总结小型果蔬分选电动转台的现状与发展趋势，分析主流产品的优缺点，并对近年来的相关研究成果进行系统综述，为后续的电动转台结构设计与 SolidWorks 建模提供理论依据与技术支撑。

(1) 技术定位与市场细分

小型家用及轻商用果蔬分选转台作为自动化农机与家用智能电器的交叉产品，在现代化农业初加工及家庭健康管理领域保持着独特的市场价值。与大型工业级分选流水线相比，小型电动转台的核心优势在于体积紧凑、成本可控、多角度自锁定位精度高。目前，该技术主要活跃于以下几个细分市场：

- 1.针对榴莲、菠萝蜜、西瓜等单体质量大（最高达 5kg 级别）、外形不规则的果蔬，分选时需要转台在承载偏心重量的同时实现多角度精准旋转与停靠称重。
- 2.在农户小批量打包、电商产地直播分选等场景中，设备需频繁移动且操作简单，要求电动转台具备结构紧凑、低噪音和高可靠性的特点。
- 3.家庭场景下对空间占用敏感，集成蜗轮蜗杆与回转轴承的高集成度转台能够极大压缩机身高度，提供平稳安全的使用体验。

（2）主流产品形态与竞争格局

目前，国际市场上高精度旋转台及自动化分选设备主要由新西兰 Compac、荷兰 Marel 等工业级分选巨头垄断，其设备动态稳定性高，但体积庞大、价格昂贵，难以进入小型家用或微型商用领域^[26]。国内小型分选设备制造企业及精密转台厂商在性价比与轻量化方面取得了显著突破。当前市场上的旋转分选底座方案主要呈现以下几种形态：

- 1：舵机/气动连杆式旋转台：多用于 1kg 以下轻量果蔬（如黄桃、柑橘）的快速分选。其成本极低，但抗倾覆力矩差，难以承载榴莲等重型偏心果蔬。
- 2：同步带/普通齿轮减速转台：结构简单且传动效率高，但缺乏反向自锁能力，在偏置重物称重停靠时，电机断电易发生回转漂移，影响称重精度。
- 3：蜗轮蜗杆+回转轴承一体化电动转台：这是针对重载与高精度定位的最佳形态。采用无齿回转支承（如 010.10.100 型）承受巨大的轴向载荷与倾覆力矩，配合单头蜗轮蜗杆实现大传动比（如 $i=80$ ）与可靠的静态自锁，是当前中高端微型分选设备的技术发展方向。

（3）市场发展趋势与挑战

发展趋势如下：

- 1.利用回转轴承的大内径空间，将蜗轮圈与轴承外圈进行同心嵌套组合，极致压缩转台垂直方向高度，实现高刚度与小体积的统一。
- 2.利用 SolidWorks、ANSYS 等三维 CAD/CAE 软件在设计前期完成干涉检查、受力分析及传动优化，显著降低试错成本。
- 3.通过优化蜗杆导程角（如 $\gamma < 6^\circ$ ），确保重载果蔬在任意角度停靠称重时绝对静止，提升分选准确率。

主要挑战：

单级传动比上限限制：单级蜗杆传动比受限于齿根强度与加工工艺，通常需控制在 $i \leq 82$ 以内，需要精准匹配模数与齿数。

偏载倾覆与摩擦损耗平衡：5kg 榴莲带来的偏心力矩对回转轴承和蜗轮齿面产生较大局部应力，如何在保证自锁的同时提升传动效率仍是技术难点。

2. 技术文献梳理与综述

(1) 蜗轮蜗杆传动理论与自锁设计演进

蜗轮蜗杆传动的设计核心在于齿形强度计算、几何参数匹配以及自锁条件的确定。濮良贵等在《机械设计》中系统阐述了普通圆柱蜗杆传动的经典设计理论，明确指出当蜗杆分度圆导程角 γ 小于啮合齿面间的当量摩擦角 φ_v 时，机构具备反向自锁能力。这一经典理论至今仍是重载定位机构设计的基石。

随着计算机辅助技术的普及，学者们对蜗轮蜗杆的受力与接触进行了深入研究。王立新^[1]等（2022）在《农业机械学报》中针对果蔬动态称重分选中的冲击问题，指出采用蜗轮蜗杆减速机构能有效隔离物料落盘时的冲击载荷，保证称重传感器的信号稳定；张强^[2]等（2023）在《机械传动》中研究了小模数大传动比蜗杆传动的弯曲强度，提出通过适当增大切向模数（如 $m=2\text{mm}$ ）可大幅提升齿根抗冲击韧性，这为本设计中针对 5kg 榴莲工况选定 $i=80, m=1.6\text{mm}$ 提供了关键的理论依据。

(2) 数字化设计与 CAD/CAE 技术的深度融合

三维 CAD 软件（如 SolidWorks、UG/NX）的广泛应用，彻底改变了机械传动件的设计模式。当前的研发普遍采用“理论参数计算-草图约束-特征拉伸/旋转切除-虚拟装配干涉检查”的数字化流程。邢启恩在《SolidWorks 高级教程》中详细介绍了利用方程式驱动曲线以及圆周阵列特征创建复杂齿轮与蜗轮三维实体模型的方法，使得设计者能够将理论计算所得的齿顶圆、齿根圆及分度圆参数快速转化为三维实体。

更进一步，计算辅助工程(CAE)技术被引入到结构强度验证阶段。研究人员利用 ANSYS 或 SolidWorks Simulation 对转台底座及回转轴承进行静力学分析。例如，刘伟^[3]等（2021）在《机床与液压》中对受偏心载荷作用的旋转平台进行有限元仿真，评估了倾覆力矩作用下轴承受力分布与变形量，验证了回转支承在承受大偏心质量时的优越刚度，这为本项目采用回转轴承支撑转台提供了科学支撑。

(3) 结构集成与装配干涉优化

在小型化机械设计领域，装配可行性与结构紧凑性是衡量设计质量的重要标准。陈明^[4]等（2024）在《机械设计与制造》中探讨了无齿回转支承与外接齿圈一体化集成的结构设计方法，证明了通过螺栓均布连接将轴承外圈与驱动齿圈紧固，能够有效降低转台的整体转动惯量与结构高度。此外，利用 SolidWorks 的 Motion 插件模块进行运动学碰撞检测，能够预防实际加工装配中的干涉问题^[5]。

(4) 总结与研究定位

综上所述，小型家用果蔬分选机电动转台技术在市场需求的驱动下展现出强劲的创新活力。其技术发展紧密围绕“高承载、高精度、高自锁、紧凑化”的目标，呈现出经典的机械传动理论与现代化 CAD/CAE 数字建模技术深度融合的特征。

本项目的定位在于：紧跟市场需求与技术前沿，系统性地实践从市场需求分析、驱动负载匹配（极限 5kg 榴莲工况）、传动参数确定（ $i=80, m=1.6\text{mm}$ 、回转轴承选型）到 SolidWorks 三维数字化建模的核心流程。通过独立完成包含蜗轮、蜗杆、回转轴承及旋转底座在内的完整三维数字模型，不仅能深化对机械传动与结构设计理论的理解，更能熟练掌握先进的数字化设计工具，完全符合“专业综合创新设计”与毕业设计的培养目标。

3. 设计任务与总体方案

(1) 设计任务

本次设计的任务是完成分选机的电动转台底座和外壳以及内部的蜗轮蜗杆传动结构的三维模型。蜗轮蜗杆的基本参数为：模数 $m=1.6$ ，齿数 $z=80$ ，分度圆压力角 $\alpha=20^\circ$ ，齿顶高系数为 $h_a^*=1$ ，顶隙系数 0.25 ，蜗杆转速 $n_1=300\text{r/min}$ ，传动比 $i=80$ ，输入功率 $P=0.025\text{kW}$ ，设计寿命 $L_h=6000\text{h}$ ，工作时平稳运行，有轻微的启停冲击。

(2) 总体方案

设计方案严格遵循国家标准和机械设计规范，总体思路如下：

1. **确定蜗轮蜗杆参数：**根据传动比 $i=80$ ，通过相关的计算过程来确定蜗轮蜗杆的参数
2. **设计内容：**主要包括两大部分：
 - 1) **传动机构设计：**确定蜗轮与蜗杆的选型，配合以及相关部件选用。
 - 2) **结构设计：**确定转台外壳的方案，布置与机构部分的衔接与配合。
 3. **建模方法：**使用 SolidWorks 软件，基于计算得到的设计参数，进行参数化三维建模。

4. 蜗轮蜗杆相关设计与计算

蜗轮蜗杆的设计与计算是保证传动精度的关键。本项目采用公式法进行精确计算。

(1) 基本参数计算

①蜗轮蜗杆材料和蜗杆类型选定

首先选定蜗杆传动所运用的蜗杆类型，查阅 GB/T10085-2018^[6]文件得，本设计应当采用渐开线蜗杆，也就是传统的圆柱蜗杆形式。

接下来则是选定蜗轮与蜗杆的材料。查询教材^[7]可知，蜗杆一般由碳钢或合金钢制成，通常要求蜗杆淬火后的硬度为 40-55HRC，一般不太重要的低速中载的蜗杆，可采用 40 或 45 钢，并经过调质处理。

因此蜗杆材料选用 45 钢。

热处理及要求：齿面高频淬火，硬度为 45~55HRC。

选择依据：本机属于小型家用果蔬分选机，输入功率较小（0.025kW），转速中等（300r/min），工作载荷平稳且有微小启停冲击。45 钢具有良好的综合力学性能与加工经济性，是低速中载工况下的优选材料；同时要求齿面淬火处理，以提高表面硬度和耐磨性，保障传动效率与设计寿命。

蜗轮材料选用锡青铜 ZCuSn10P1，采用金属模整体铸造。

材料选择依据：经初步估算，本机构蜗杆传动的相对滑动速度较低，工作时不易发生严重的齿面发热与胶合失效，主要的失效形式为接触疲劳失效。为了获取比普通灰铸铁更高的许用接触应力以实现设备的小型化与轻量化，也为了支撑 $m=1.6$ 的紧凑参数设计，故选用机械强度高且价格适中的锡青铜材料。

结构选择依据：因设计的蜗轮尺寸较小，分度圆直径 $d_2=120\text{mm}$ ，因此采用金属模铸造方式最为稳妥。

同时本说明书中的接触疲劳强度与弯曲疲劳强度校核，均基于上述工业量产标准的金属材料进行严格计算。考虑到本项目处于原理样机研发阶段，为加快验证迭代速度，前期物理样机将采用 3D 打印工艺进行加工，以完成机构装配及运动学干涉验证。

②按齿面接触疲劳强度进行设计

查询资料得齿面接触疲劳强度公式：

$$m^2 d_1 \geq K T_2 \left(\frac{480}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \quad (1-1)$$

1) 确定作用在涡轮上的转矩

按照 $Z_1 = 1$ ，初定估计工作效率 $\eta = 0.70$ ：

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{300}{80} = 3.75 \text{ r/min} \quad (1-2)$$

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.025 \times 0.7}{3.75} = 44566.7 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (1-3)$$

2) 确定载荷系数 K

因为该机构工作场景载荷较稳定，因此查阅资料可得， $K_\beta = 1$ 。

其次，该机构运行时虽然载荷较稳定，但是有轻微的启停冲击，因此查询教材表 11-5 可得，

$K_A=1.15$ 。由于转速不高，冲击不大，因此选定 $K_v=1$ 。

则根据公式得：

$$K = K_A K_\beta K_v = 1 \times 1.15 \times 1 = 1.15 \quad (1-4)$$

3) 确定蜗轮齿数 Z_2

$$Z_2 = Z_1 i_{12} = 1 \times 80 = 80 \quad (1-5)$$

4) 确定许用接触应力 $[\sigma_H]$

查教材表 11-7 可知，锡青铜材料的基本许用接触应力 $[\sigma'_H]=268\text{MPa}$ 。

由应力循环次数公式计算可得：

$$N = 60jn_2L_h = 60 \times 1 \times 3.75 \times 6000 = 1.35 \times 10^6 \text{次(1-6)}$$

由寿命系数公式计算可得：

$$K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{1.35 \times 10^6}} \approx 0.926(1-7)$$

$$\text{则 } [\sigma_H] = K_{HN}[\sigma'_H] = 0.926 \times 268 = 248.17 \text{MPa(1-8)}$$

5) 计算 m^2d_1 值

$$m^2d_1 \geq 1.15 \times 44566.7 \times \left(\frac{480}{70 \times 248.17}\right)^2 \approx 39.12 \text{mm}^3(1-9)$$

因此查阅教材表 11-1 得，模数选定为 1.6mm，分度圆直径为 20mm 是较为合适的。

且由于实际的 $m^2d_1 = 1.6 \times 1.6 \times 20 = 51.2 \text{mm}^3$, $51.2 \text{mm}^3 > 39.12 \text{mm}^3$ ，因此齿面接触的疲劳强度是满足要求的。

(2) 蜗杆与蜗轮的主要参数和几何尺寸

1) 中心距 a 计算

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{20 + (1.6 \times 80)}{2} = 74 \text{mm(1-10)}$$

2) 蜗杆几何尺寸

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} = d_1 + 2m = 20 + 2 \times 1.6 = 23.2 \text{mm}。$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 20 - 2 \times 1.2 \times 1.6 = 16.16 \text{mm}$$

$$\text{轴向齿距 } p_a = \pi m = 5.024 \text{mm}$$

$$\text{分度圆导程角 } \tan \gamma = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{1 \times 1.6}{20} = 0.08$$

$$\gamma = 4.57^\circ = 4^\circ 34' 12''$$

$$\text{蜗杆轴向齿厚 } S_a = \frac{1}{2}\pi m = 2.512 \text{mm}$$

3) 蜗轮几何尺寸

蜗轮分度圆直径 $d_2 = mz_2 = 80 \times 1.6 = 128mm$

蜗轮喉圆直径 $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 128 + 2 \times 1.6 = 131.2mm$

蜗轮齿根圆直径 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 128 - 2 \times 1.2 \times 1.6 = 124.16\text{mm}$

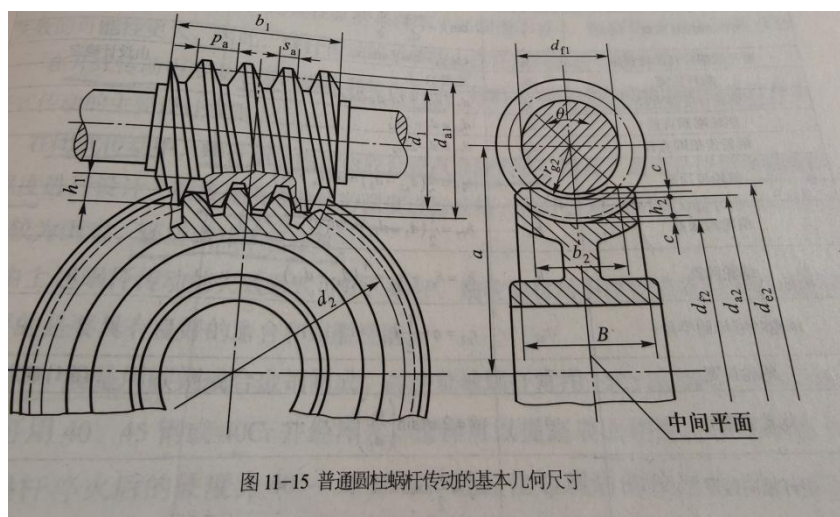
$$\text{蜗轮咽喉母圆半径 } r_{g2} = a - \frac{1}{2}d_{a2} = 74 - \frac{1}{2} \times 131.2 = 8.4\text{mm}$$


图 1-1

4) 校核齿根弯曲疲劳强度

查阅教材得齿根弯曲疲劳强度公式:

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1d_2m}Y_{FA2}Y_\beta \leq [\sigma_F]$$

$$\text{当量齿数 } z_{v2} = \frac{80}{(\cos \gamma)^3} = \frac{80}{(\cos 4.57^\circ)^3} = 80.46$$

根据 $z_{v2} = 80.46$, 从教材表 11-8 中可查得齿形系数 $Y_{Fa2} = 2.25^{[27]}$

$$\text{螺旋角系数 } Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{4.57^\circ}{140^\circ} = 0.9673$$

许用弯曲应力 $[\sigma_F] = [\sigma'_F]K_{FN}$

从教材表 11-9 中查得由 ZCuSn10P1 制造的蜗轮的基本许用弯曲应力 $[\sigma'_F] = 56\text{MPa}$ 。

$$\text{寿命系数 } K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1.35 \times 10^6}} = 0.9672$$

$$[\sigma_F] = 56 \times 0.9672 = 54.16 \text{MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 \times 1.15 \times 44566.67}{20 \times 128 \times 1.6} \times 2.25 \times 0.9673 = 41.66 \text{MPa}。$$

$$\sigma_F < [\sigma_F]$$

因此弯曲强度是满足的。

5) 验算效率 η

$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan (\gamma + \varphi_v)}$$

目前已知 $\gamma = 4^\circ 34' 12'' = 4.57^\circ$, $\varphi_v = \arctan f_v$, 且 f_v 与相对滑动速度 V_s 有关^[8]。

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \times \cos \gamma} = \frac{\pi \times 20 \times 300}{60 \times 1000 \times \cos 4.57^\circ} = 0.315 \text{m/s}$$

从表 11-18 中用插值法查得 $f_v = 0.0624$, $\varphi_v = 3.57^\circ$, 带入式中算得 $\eta = 0.536$, 小于原估计值。这表明实际作用在蜗轮上的工作转矩小于设计转矩, 故前述基于估计转矩所得的接触疲劳强度与齿根弯曲疲劳强度计算结果依然有效, 且设计偏于安全, 满足使用要求, 无需重算。

(3) 蜗轮蜗杆机构的热平衡核算与润滑方案选择

在闭式蜗轮蜗杆传动中, 润滑具有特别重要的意义。当机构润滑不良时, 传动效率将显著降低, 并且会带来剧烈的磨损和产生胶合破坏的危险。因此, 有必要进行合理的润滑方案选择。同时, 由于闭式蜗轮蜗杆传动的效率较低, 工作时发热量大, 若是产生的热量不能及时有效地逸出, 将会使润滑油稀释, 从而增大摩擦损失, 甚至发生胶合。因此也有必要进行热平衡核算。

1) 润滑方案的选择

由于计算出来的滑动速度大约为 1.26m/s, 因此查阅教材表 11-21 得, 载荷类型为中等载荷, 则应该选择运动粘度为 350cSt 的润滑油, 使用油池润滑的给油方法。由于为蜗杆侧置式传动, 因此浸油深度应该为蜗杆的一个齿高。

$$\text{由于蜗杆齿顶高 } h_{a1} = h_a^* m = 1 \times 1.6 = 1.6 \text{mm},$$

$$\text{蜗杆齿根高 } h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = (1 + 0.25) \times 1.6 = 2 \text{mm},$$

$$\text{蜗杆齿高 } h_1 = h_{f1} + h_{a1} = 3.6 \text{mm}。$$

因此浸油深度应当为 3.6mm。且参考表 11-20, 应当选定牌号为 320 的 CKE 轻负荷蜗轮蜗杆油作为润滑油。

2) 热平衡核算

参考教材式 11-22 得, $S = \frac{1000P(1-\eta)}{a_d(t_0-t_a)} = \frac{1000 \times 0.025 \times (1-0.536)}{17.45(80-20)} = 0.011m^2$, 这表明散热面积是严重不足的, 应当加散热片来增大散热面积。

(4) 利用阿基米德蜗轮蜗杆来进行参数化建模

1) 阿基米德蜗杆的螺旋曲面数学模型

建立与蜗杆固连的空间直角坐标系 $S_1(O-x,y,z)$, 设 z 轴为蜗杆的回转轴线。

对于阿基米德蜗杆, 其轴向剖面 (即 $y-z$ 平面) 内的齿廓是一条倾角为压力角 α 的直线。当该直线绕 z_1 轴作螺旋运动时, 即扫掠出蜗杆的螺旋工作面。

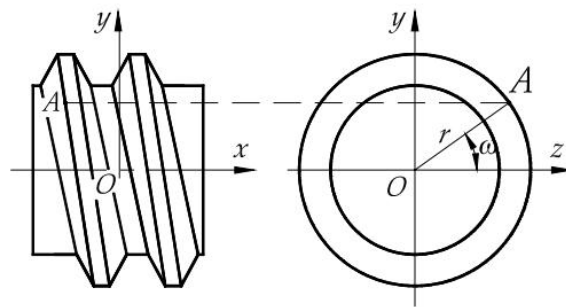


图 1-2

设 u 为曲面上任意一点到 z 轴的径向距离 ($d_{f1}/2 \leq u \leq d_{a1}/2$), θ 为螺旋运动的展开角, 蜗杆为右旋。蜗杆左右两侧螺旋齿面的参数方程可统一表示为:

$$\begin{cases} x = u \cos \theta \\ y = u \sin \theta \\ z = 0.8\theta \pm (u - 10) \tan 20^\circ \end{cases}$$

2) 蜗轮齿面的共轭啮合数学模型

蜗轮的齿面是由蜗杆齿面按给定的传动比 ($i_{12}=80$) 和中心距 ($a=74mm$) 运动时包络而成的。在设计过程中, 蜗轮的三维形貌必须通过空间啮合理论 (齿轮啮合基本定律) 来求解。

(1) 空间啮合方程

根据 Willis 定理, 蜗杆曲面上只有满足特定相对运动条件的点才能参与包络蜗轮齿面。其充要条件是齿面接触点处的法向量 n_1 必须与相对速度 $v^{(12)}$ 垂直:

$$n_1 \cdot v^{(12)} = 0$$

对于阿基米德蜗杆，将其曲面偏导数代入上式，展开后即可得到阿基米德蜗杆传动的特定啮合方程：

$$(u - r_1) \tan a \cos \theta + (p \pm u \tan a) i_{12} \sin \theta - a \sin \theta = 0$$

(2) 蜗轮中间平面的渐开线特性

求解上述包络方程计算量极大，但在实际机械设计和建模中，我们可以利用一个核心几何特性来降维：

由于阿基米德蜗杆的轴面齿廓为标准直线（等同于齿条），根据空间啮合原理，蜗轮的“中间平面”（即通过蜗轮轴线并垂直于蜗杆轴线的平面）齿廓，严格等于标准渐开线齿轮齿廓。基于此，蜗轮中间平面的渐开线数学模型为：

$$r_b = \frac{d_2}{2} \cos a = 64 \cos 20^\circ = 60.14 \text{ mm}$$

渐开线参数方程（设 t 为展角）：

$$\begin{cases} x = r_b(\cos t + t \sin t) \\ y = r_b(\sin t - t \cos t) \end{cases}$$

再基于 Excel 进行坐标点的计算，观察各点的向量半径 $R = \sqrt{x^2 + y^2}$ ，当 R 的值达到或略微超过 65.6mm（即蜗轮喉圆半径 r_{a2} ）时即可停止填充^[9]。目前得到的数据如下图：

展角 θ	X坐标	Y坐标	向量半径R
0	0	0	0
0.02	60.14	0	60.14
0.04	60.15203	2.405279	60.2001
0.06	60.18809	4.808634	60.37988
0.08	60.24815	7.208142	60.67782
0.1	60.33214	9.601882	61.09143
0.12	60.43995	11.98794	61.61735
0.14	60.57145	14.36439	62.2514
0.16	60.72649	16.72935	62.98871
0.18	60.90487	19.08089	63.82385
0.2	61.10639	21.41714	64.75095
0.22	61.3308	23.73621	65.76378

图 1-3

3) 蜗轮蜗杆的参数化建模步骤

1) 阿基米德蜗杆的建模步骤

1. 建立轴向剖面齿廓：在蜗杆的轴向剖面内建立等腰梯形齿廓，齿形半角设为 20° 。利用前面计算出的齿厚、齿顶高和齿根高等参数完成截面草图。

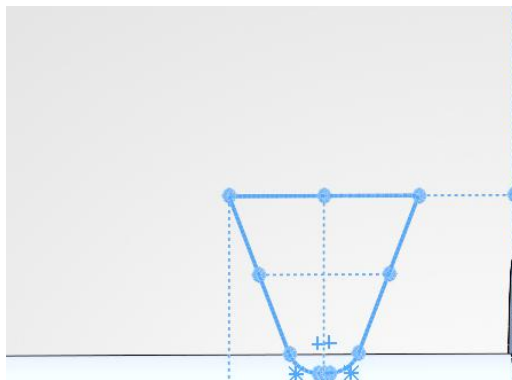


图 1-4

2. 建立蜗杆螺旋线：绘制螺旋线作为扫描的引导路径。螺旋线中心需与蜗轮轴线重合，螺距为 p ，其半径建议取值为齿底圆半径，并确保螺旋线起点与齿廓存在交点。

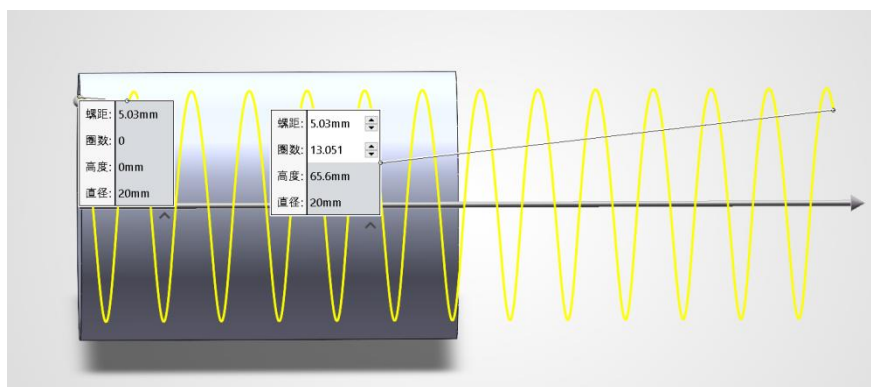


图 1-5

3. 齿面扫描：以轴向剖面的梯形齿廓为扫描轮廓，螺旋线为路径执行扫描特征。在扫描设置中，需要勾选“方向随路径变化”、轮廓扭转选定为自然，与结束端面对齐等选项。

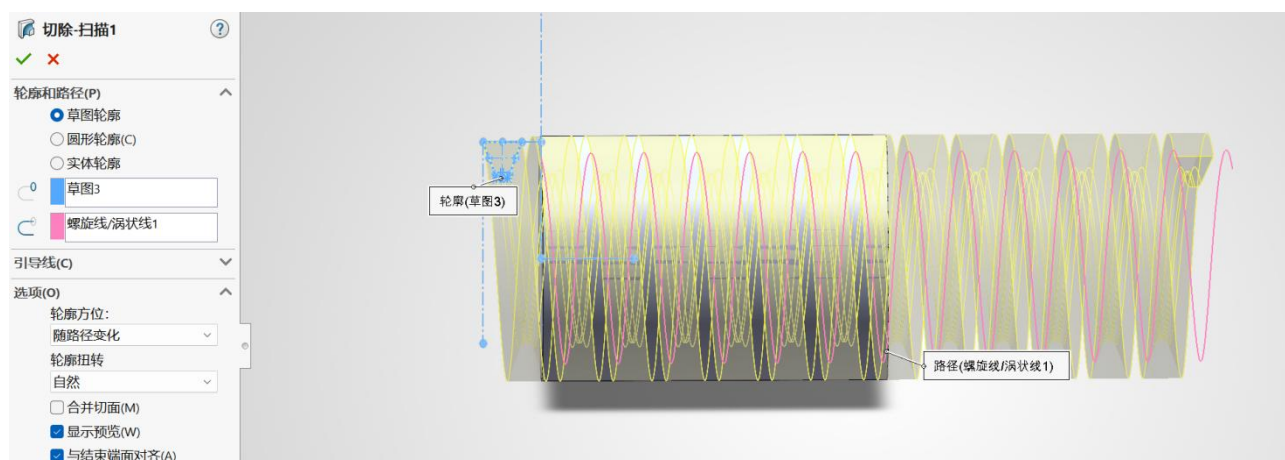


图 1-6

4. 完善蜗杆实体：在生成齿面的基础上，添加蜗杆基体、各阶梯轴段、键槽及倒角等结构特征，最终完成蜗杆的三维实体建模。

2) 阿基米德蜗轮的建模步骤

1. 建立中间剖面齿廓：以上视平面作为蜗轮的中间剖面，通过 Excel 预先批量计算出渐开线的坐标点数据。在 SolidWorks 中通过样条曲线导入这些点，建立起点位于基圆与 y 轴交点的一侧渐开线。根据展角公式计算求得镜像线夹角为 3.104° ，以此镜像线生成另一侧的渐开线。使用半径为 $0.38m$ 的倒圆来简化齿根过渡曲线，结合齿顶圆和齿根圆进行相互裁剪形成封闭轮廓，最后将该轮廓旋转至关于 y 轴对称。

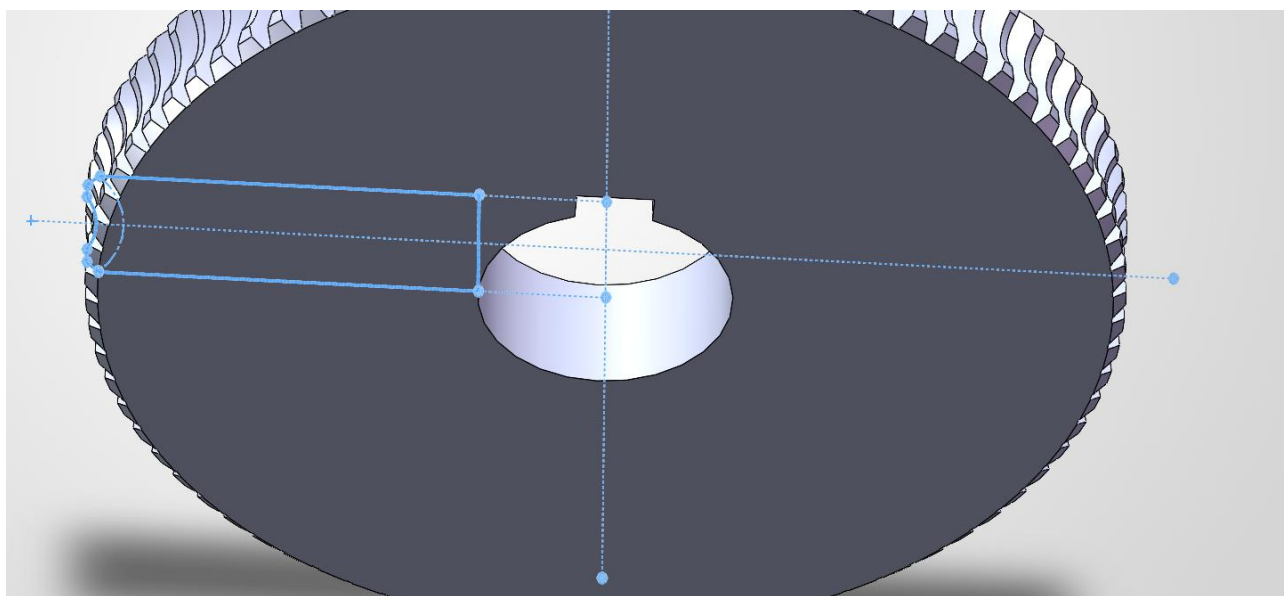


图 1-7

2. 建立分度圆齿廓棱线：根据坐标转换方程，在 Excel 中计算出分度圆上基准棱线及其对称棱线的空间坐标点。将计算结果保存为文本格式导入 SolidWorks，生成两条通过中间剖面侧面渐开线齿廓的样条曲线，作为后续放样的引导线。

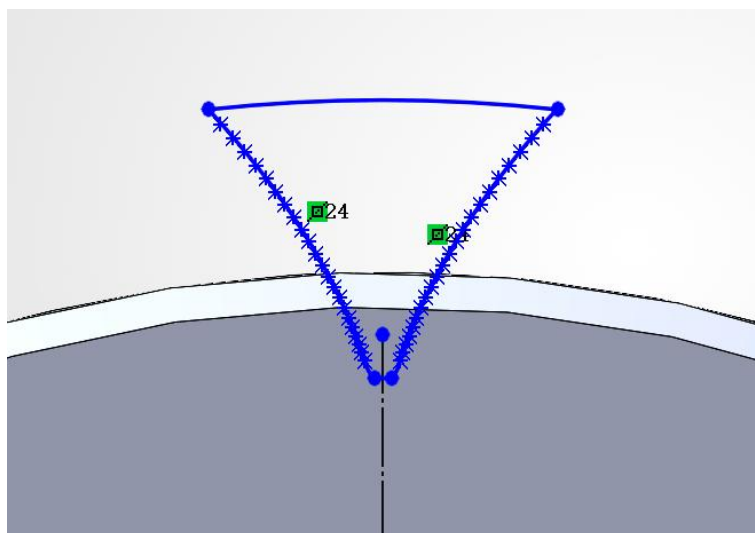


图 1-8

3. 建立圆柱面端部齿廓：在底圆半径等于中心距的同轴圆柱面上，蜗轮齿廓侧面曲线演变为一偏角为 20° 的圆柱螺旋线。经过分度圆齿廓棱线的端点建立此螺旋线，再以圆柱面上过端点的圆弧为引导线进行曲面放样，建立蜗轮在端部圆柱面上的轮齿轮廓剖面。

4. 放样生成齿体：选取分度圆上的齿廓棱线作为引导线，以中间剖面和圆柱面上的两端齿廓作为放样轮廓，执行齿面放样操作。切除放样实体中的多余部分后，以蜗轮轴线为中心进行环形阵列，生成全部齿面。

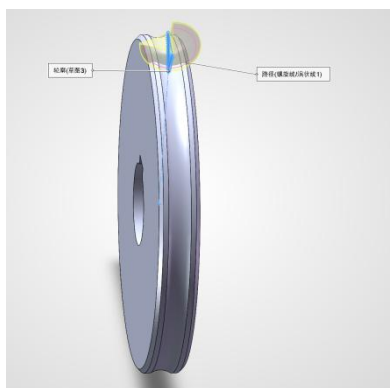


图 1-9

5. 完善蜗轮实体：添加蜗轮的轮毂基体、倒角以及齿面过渡圆弧倒圆等结构细节特征，完成蜗轮三维模型的构建。

(5) 蜗杆轴的设计

1) 确定蜗杆轴上的功率 P ，转速 n 和转矩 T

取联轴器前置转动效率为 $\eta = 1$ ，蜗杆轴的输入参数为：

输入功率 $P_1 = 0.025\text{KW}$ ，转速 $n_1 = 300\text{r/min}$ ，转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.025}{300} = 795.83\text{N}\cdot\text{mm}$

2) 确定蜗杆轴上受到的作用力

查阅教材可得，蜗杆所受圆周力 $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 795.83}{20} = 79.58\text{N}$

蜗杆所受轴向力 $F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 44566.67}{128} \approx 696.35\text{N}$

蜗杆所受径向力 $F_{r1} = F_{t2} \times \tan 20^\circ = 696.35 \times 0.364 \approx 253.47\text{N}$

3) 初步确定轴的最小直径

选取轴的材料为 45 钢，调质处理。根据教材表 15-3 可得，因为本蜗轮蜗杆机构载荷较平稳，且轴仅做单向旋转，因此 A_0 的值取较小值，不妨取 $A_0 = 112$ ，于是根据教材 15-2 式可得轴的最小直径：

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.025}{300}} \approx 4.89\text{mm}$$

显然输出轴的最小直径应当是安装联轴器处轴的直径 d_1 ，为了使得所选的轴直径 d_1 与联轴器相适应，故须同时选取联轴器型号。

4) 外伸轴段的轴长与联轴器选取

联轴器的计算转矩： $T_{ca} = K_A T_1$ ，查阅教材表 14-1，因为本机构的转矩变化很小，因此取 K_A 值为 1.3，

所以， $T_{ca} = 1.3 \times 795.83 = 1034.58\text{N}\cdot\text{mm} = 10.3458\text{N}\cdot\text{m}$ 。且由于计算转矩 T_{ca} 的值应当小于或等于联轴器的许用转矩值，考虑到本机驱动源为微型驱动电机，输出功率极小且要求低惯量传动，传统重型套柱销联轴器体积庞大且易引发启动过载。因此，本设计选用广泛应用于轻型自动化设备的梅花形弹性联轴器，以缓冲冲击并补偿两轴偏心。并查阅 GB/T5272—2017^[10]国家标准文件，最终选用 LM50 型梅花形弹性联轴器，其公称转矩 $T_n = 28\text{N}\cdot\text{m}$ ，可满足传动要求。取标准系列最小孔径，确定外伸端轴径为 10mm。且查阅 GB/T1800 国标文件可得，联轴器与外伸轴之间推荐采用基孔制配合，且轴径小于或等于 50mm 时，推荐采用过渡配合 $\frac{H7}{k6}$ ，因此，本传动机构将严格遵循 GB/T1800^[11]文件的推荐选取方案。

且根据国家标准文件中的数据，Y 型轴孔的轴孔长度 L 为 22mm，为了保证轴端挡圈能压紧联轴器端面而不至于顶在轴端，轴的长度应略短于轴孔长度 2~3mm，故取轴段 I 的轴长 $L_1 = 22 - 2 = 20\text{mm}$ 。

5) 外伸轴段的键选取

由于外伸轴段需要开键槽来连接联轴器，因此先选择键的类型，再选择键的尺寸。

先初选 C 型单圆头普通平键，查阅教材得普通平键连接强度公式为：

$$\sigma_{bs} = \frac{4000T}{hld}$$

因为伸出轴的直径为 10mm，查阅教材表 6-1 可得在轴的直径处于 8mm 到 10mm 之间，键宽和键高均为 3mm，且键的长度范围介乎于 6-36mm，键的长度一般可按轮毂长度来定，键长应该等于或者略短于轮毂的长度。一般轮毂的长度 $L' \approx (1.5 \sim 2)d$ ，且 d 为轴的直径。因此初算 L' 的值大概为 15-20mm，这个范围满足表 6-1 中键的长度范围。不妨取键的公称长度为 15mm，因此单圆头平键的工作长度 $l = L - 0.5b = 15 - 0.5 \times 3 = 13.5\text{mm}$ ，键的高度为 3mm，综合以上得到的所有数值代入式中计算得：

$$\sigma_{bs} = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000 \times 0.79583}{3 \times 13.5 \times 10} = 7.86\text{MPa}$$

再查阅教材表 6-2 可得静连接时，键或轴/毂的材料为铸铁时，许用挤压应力在 50-60MPa 之间，计算结果远远小于许用应力，因此，选择键 C3×3×15 GB/T1096^[12] 是非常合适的。

6) 具体轴段设计

- a. 外伸轴段直径为 10mm，查阅 GB/T4323-2017^[13] 文件得，长度因为 Y 型的轴孔长度为 22mm，且为了保证轴端挡圈能压紧联轴器端面而不至于顶在轴端，轴的长度应该略短于毂孔长度 2-3mm，因此外伸轴段长度 $L_1 = 22 - 2 = 20\text{mm}$ 。查阅文件可得，对应 3×3 的平键，明确规定：轴上键槽深度 $t=1.8\text{mm}$ （偏差为 +0.1mm）。联轴器键槽深度 $t_1=1.4\text{mm}$ 。且因为普通平键的工作面是键的两侧面，键的顶面与联轴器键槽的底面之间必须留有间隙。如果上下完全顶死，装配联轴器时就会发生干涉，甚至会导致联轴器偏离轴心，导致设备的剧烈振动^[17]。又因为轴通常是受弯扭复合应力的细长杆件，而联轴器的轮毂通常是较厚实的铸件或锻件。将键更深地“锚固”在轴里，能提供更稳固的抗挤压基座，防止键在受到启停冲击时发生翻转或切断。因此键的布置为下图 1-10 所示。为了让联轴器和右侧轴承能够顺滑地套入轴端，防止毛刺划伤内孔，必须在轴的最外侧两端倒角，因此在左侧最前端添加 $1 \times 45^\circ$ 倒角。又因为阶梯轴截面突变的地方必须倒圆角。这里的关键是与轴承配合的圆角半径，必须小于轴承内圈的安装倒角，否则轴承会卡在圆角上无法贴合轴肩。因此在轴段过渡端添加圆角 R1。

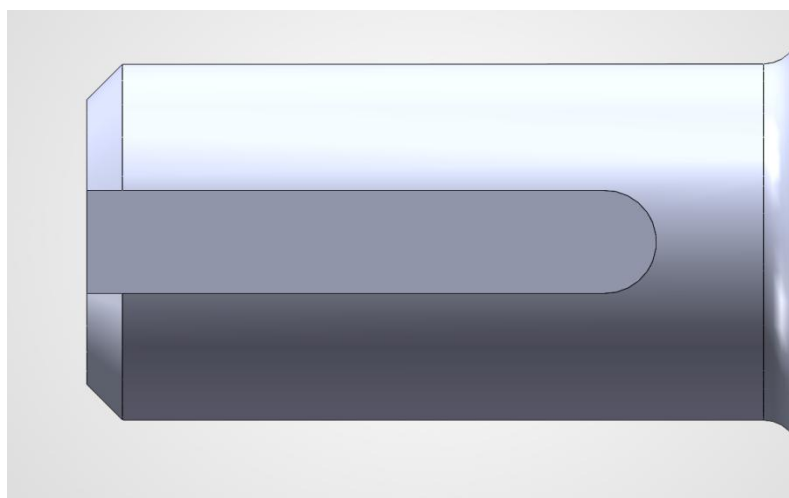


图 1-10

- b. 轴段二为了给联轴器提供轴向定位的挡肩，因此本段轴的直径应该略大于外伸轴段直径。查阅相关资料可得，轴肩和轴环高度通常取 $h=(0.07\sim 0.1)d$ (d 为与零件配合处的轴段直径)，因此与外伸轴之间衔接的定位轴肩应该为 $h = 0.1 \times 10 = 1\text{mm}$ ，因此轴段 2 的直径取为 12mm 较为合适。且这部分需穿过箱体外侧的轴承端盖（透盖），并预留联轴器与端盖间防摩擦的安全间隙。因此透盖密封段的长度需综合考虑端盖安装厚度与旋转安全间隙。查阅 GB/T13871-2007^[14]文件，对应的标准内包骨架油封（如 TC 型 $12 \times 24 \times 7$ 或 $12 \times 22 \times 7$ ），其标准厚度 b 通常为 5mm 或 7mm。工程计算中通常取 7mm 预留空间。且透盖的内部需要加工出沉孔来安装并固定骨架油封。根据结构设计规范，端盖的总宽度 m 必须包容油封厚度 b ，并保留一段外侧挡边(厚度一般取 3-5mm)以防油封脱出。因此端盖总宽度 $m=7\text{mm}+3\text{mm}=10\text{mm}$ 。根据《机械设计课程设计》中减速器外部零件的干涉检查规范，高速旋转的联轴器端面与静止的轴承端盖或螺栓头部之间，必须留有安全防摩擦间隙。对于中小型减速器，这个经验指导值明确规定为 $e=10\sim 15\text{mm}$ 。考虑到本果蔬分选机属于小型设备，结构需紧凑，故取下限 10mm。最终的轴长确定为 20mm。同理在轴段过渡端添加圆角 R2，具体情况见图 1-11 所示。

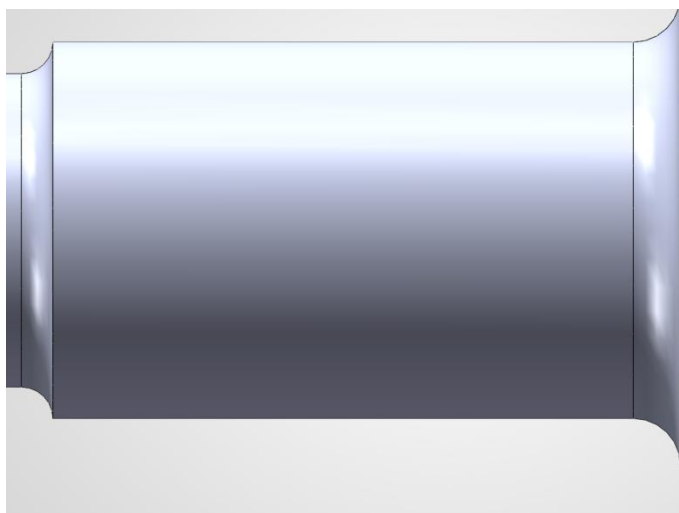


图 1-11

- c. 轴段三中，由于蜗杆会受到较大的轴向力，因此需要在该轴段运用轴承。为提供可靠的轴向定位，段三需在段二（透盖密封段， $d_{II} = 12\text{mm}$ ）的基础上形成阶梯轴肩。结合蜗杆传动中同时承受径向力与巨大轴向推力的工况特征，查阅 GB/T297-2015^[15]国家标准文件，且按规范应选用单列圆锥滚子轴承。查阅轴承标准尺寸系列，初选内径为 15mm 的 30202 型单列圆锥滚子轴承。此时轴肩高度为 $(15-12)/2=1.5\text{mm}$ ，过渡平缓且定位可靠，故确定 $d_{III} = 15\text{mm}$ 。30202 型圆锥滚子轴承的内圈标准宽度 $B=11\text{mm}$ 。为了保证安装在段 IV 轴肩上的挡圈或套筒能够完全顶紧并固定轴承内圈，该段轴长必须精确匹配（或略短于）轴承内圈宽度，故确定 $L_{III}=11\text{mm}$ 。且查手册可知 30202 轴承最小倒角为 0.6mm，因此此处的圆角必须设为 R0.5，具体细节如下图 1-12 所示。

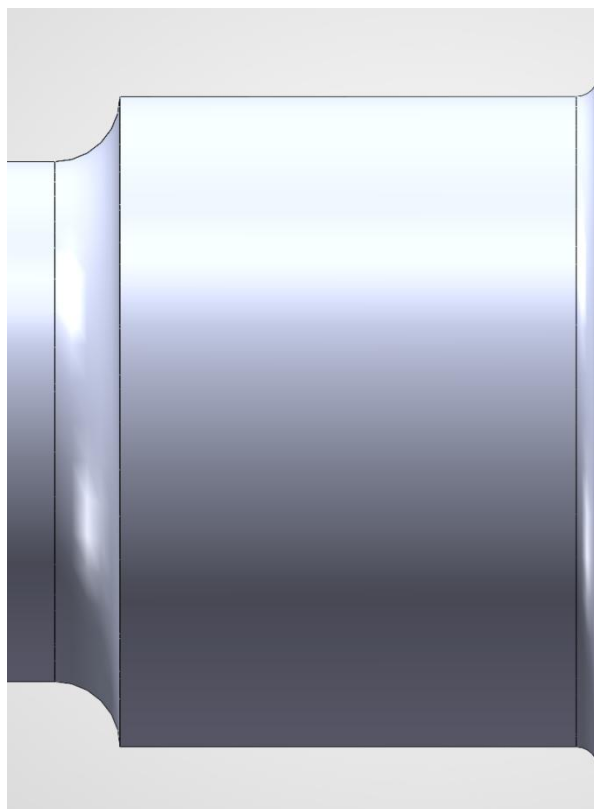


图 1-12

- d. 轴段四,该段轴位于箱体内部,连接了轴承与蜗杆齿段。由于本设计中的蜗轮分度圆直径达 128mm,箱体内壁必须与其保持 $\Delta \geq 8 \sim 10\text{mm}$ 的距离以防摩擦,因为箱体有一定的厚度和空间。且此段正好横跨箱体壁厚到内部齿轮的距离。对于这段的机加工艺要求而言,蜗杆的螺旋齿是用车刀在车床上车削出来的。车刀在加工到齿段末端时必须有退刀槽,槽的宽度通常需 3-5mm,否则刀具会撞上轴肩。剩余的 5mm 作为轴承内圈的定位挡肩,总计长度 10mm 是非常合理且紧凑的工艺尺寸。且该段紧邻左侧的 30202 圆锥滚子轴承(内径=15mm),其核心作用是为轴承内圈提供轴向定位挡肩。从 $d=15\text{mm}$ 跃升至 $d=18\text{mm}$,单边形成了 1.5mm 的台阶高度,这既满足了标准轴承的安装圆角要求,又避免了径向尺寸过大对箱体内部空间的侵占。同时在实际建模中发现蜗轮可能会与轴承发生干涉,所以该段轴需要延长至 22mm 才可保证两者不干涉。且蜗杆的螺旋齿是用车刀车削出来的。当车刀从中间切削到两端时,如果前面是轴肩,刀具就会直接撞上去。因此,必须在齿段与两端轴肩的交界处各挖一个槽,让刀具有空间退出。因为蜗杆齿根圆直径是 16.16mm,退刀槽的直径必须略小于齿根圆。因此在齿段与左侧轴段的交界处、以及齿段与右侧轴段的交界处,各挖一个宽度为 5mm,底圆直径为 15.5mm 的环形槽。

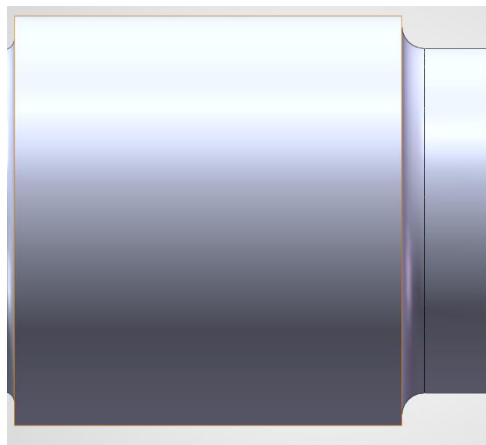


图 1-13

- e. 轴段五，该段轴就是蜗杆的螺旋齿工作段了，由于初步计算的蜗杆齿根圆直径 $d_{f1} = 16.16mm$ ，该尺寸与轴承段直径 $15mm$ 非常接近，若采用分体式制造再用键连接，轴的残余强度将严重不足。因此，必须采用整体式蜗杆设计，即直接在一根实心钢材上车削出蜗杆齿。该段的毛坯外径即为蜗杆的齿顶圆直径，通过公式 $d_{a1} = d_1 + 2m = 20 + 2 \times 1.6 = 23.2mm$ 确定。该段轴的轴长严格受国家标准经验公式约束，需满足最小理论啮合长度 $L_{min} \geq (11 + 0.06z_2)m$ 。代入数据算得 $L_{min} = (11 + 0.06 \times 80) \times 1.6 = 25.28mm$ 。为了补偿车削螺纹两端产生的残缺不完整齿形，确保工作时实际啮合面积达标，在理论值基础上增加约 $6.7mm$ 的工艺余量，圆整取 $32mm$ ，具体情况见下图 1-14。

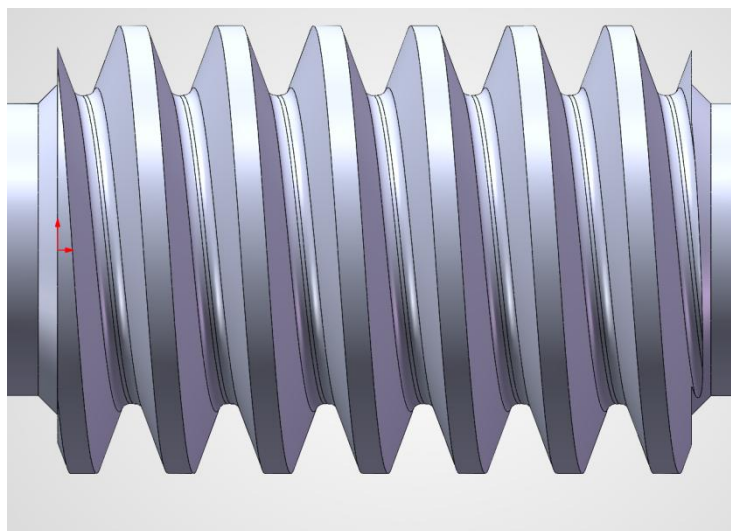


图 1-14

- f. 轴段六，该段轴作为右侧轴肩的定位段，直径需与轴段四保持绝对对称，取为 $18mm$ ，作为右侧轴承内圈的定位挡肩，同时保证轴向受力在轴体传递时的截面对称性，避免偏心应力。轴长取 $22mm$ 与轴段四同理，包含右侧的螺纹退刀槽空间与右侧箱体内壁的安全防刮间隙。

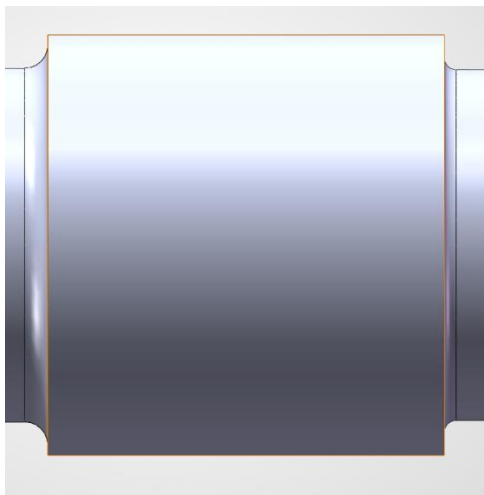


图 1-15

- g. 轴段七，本段在直径上与左轴承段保持一致以方便机加工与阶梯过渡，在轴承选型上，使用 30202 圆锥滚子轴承，标准内径同为 15mm。且标准宽度为 11mm，且轴上两个轴承采用面对面安装，即外圈窄端面相对，适合蜗杆这种跨距较小且对热膨胀不敏感的结构。因为该段属于盲孔端（无需外伸出箱体），轴的端面刚好与轴承内圈的外侧端面齐平即可，所以长度精确设定为 11mm，配合箱体盲孔端盖实现紧凑装配。

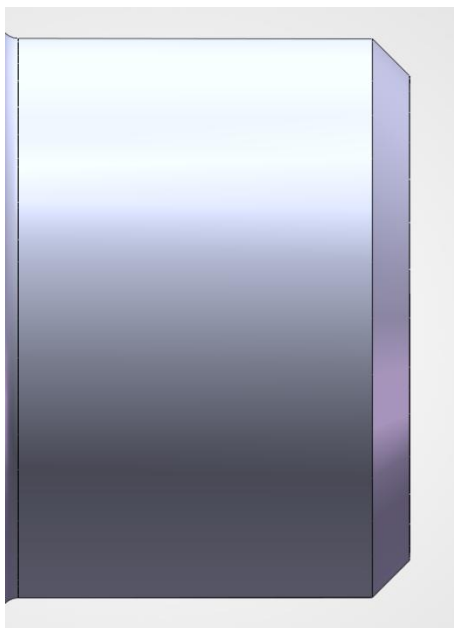


图 1-16

整根轴的具体情况如下图所示：

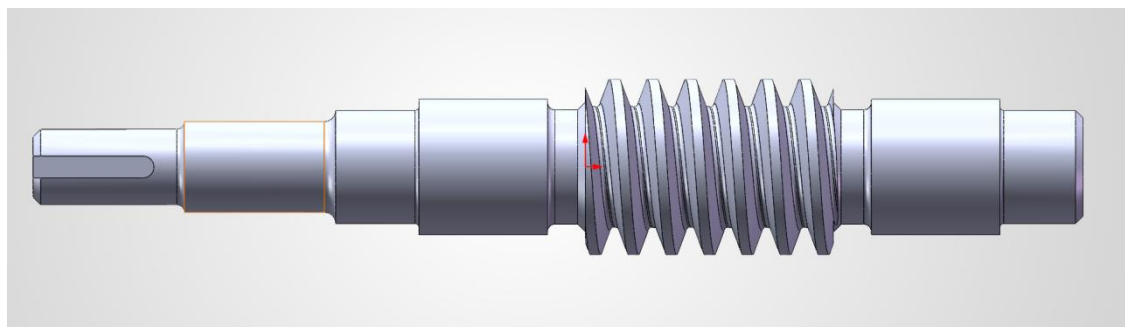


图 1-17

7) 轴承的选用计算：

a) 确定轴承数据及安装方案

根据阶梯轴的尺寸设计，左右两端轴承配合段直径均为 15mm。蜗杆传动承受较大的轴向推力，需成对使用圆锥滚子轴承。考虑到蜗杆轴跨距较小且对热膨胀不敏感，采用面对面安装方式。

选用 30202 型单列圆锥滚子轴承，查阅 GB/T297—2015 文件查得其基本参数如下：

基本额定动载荷： $C_r=13.2\text{kN}=13200\text{N}$

判断系数： $e=0.35$

内部派生轴向力计算公式： $S = \frac{F_r}{2Y}$

已知输入参数：蜗杆圆周力 $F_{t1}=79.58\text{N}$ ，径向力 $F_{r1}=253.47\text{N}$ ，轴向力 $F_{a1}=696.35\text{N}$ ，分度圆半径 $r_1=10\text{mm}$ 。支承跨距 $L=87.8\text{mm}$ 。

定义动力输入侧为轴承 1（左侧），盲孔端为轴承 2（右侧）。

结合分选机有轻微启停冲击的工况要求，查教材表 13-6 得，取载荷系数 $f_p = 1.1$ 。

计算轴承 1 当量动载荷：

判定比值公式为： $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{737.92}{190.48} \approx 3.87$

因为 $3.87 > 0.35$ ，查询教材表得， $X_1=0.4, Y_1=1.7$ 。

$$P_1 = f_p(X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1.1 \times (0.4 \times 190.48 + 1.7 \times 737.92) \approx 1463.7\text{N}$$

轴承 2 当量动载荷：

判定比值公式为：

$$\frac{F_{all}}{F_{rII}} = \frac{41.57}{141.35} \approx 0.29$$

因为 $0.29 < 0.35$ ，取 $X_2 = 1, Y_2 = 0$ 。 $P_2 = f_p(X_2 F_{rII} + Y_2 F_{all}) = 1.1 \times (1 \times 141.35 + 0) \approx 155.5N$

b) 计算轴承垂直面径支反力

首先计算垂直面径向反力，这个力是由蜗杆收到的径向力 F_{r1} 产生的。因此：

$$R_{v1} = R_{v2} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{253.47}{2} = 126.735N$$

c) 计算轴承水平面径支反力

接下来计算水平面径向反力，径向反力是由圆周力 F_{t1} 与轴向力翻转力矩 M_a 共同产生，因此：

附加力矩 $M_a = F_{a1} \cdot r_1 = 696.35 \times 10 = 6963.5N \cdot mm$

力矩产生的支反力 $R_M = \frac{M_a}{L} = \frac{6963.5}{68} = 102.40N$

圆周力产生的支反力 $R_t = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{79.58}{2} = 39.79N$

d) 计算两轴承综合径向载荷

由于轴承一的受力情况是同向叠加的，因此：

$$R_{H1} = R_m + R_t = 102.40 + 39.79 = 142.19N$$

轴承二的受力情况是反向相减，因此：

$$R_{H2} = |R_M - R_t| = |102.40 - 39.79| = 62.61N$$

因此，两轴承的综合径向载荷为：

$$F_{rI} = \sqrt{R_{V1}^2 + R_{H1}^2} = \sqrt{126.735^2 + 142.19^2} \approx 190.47N$$

$$F_{rII} = \sqrt{R_{V2}^2 + R_{H1}^2} = \sqrt{126.735^2 + 62.61^2} = 141.36N$$

e) 计算轴承轴向载荷

利用条件中的内部派生轴向力计算公式有：

$$\text{轴承 1: } S_I = \frac{F_{rI}}{2Y} = \frac{190.47}{2 \times 1.7} \approx 56.02N$$

$$\text{轴承 2: } S_{II} = \frac{F_{rII}}{2Y} = \frac{141.36}{2 \times 1.7} = 41.57N$$

f) 计算实际轴向力

面对面安装时，假设外部轴向推力 $F_{a1} = 696.35N$ 压向轴承 1。

比较 $S_2 + F_{a1}$ 与 S_1 ：

$$S_2 + F_{a1} = 41.57 + 696.35 = 737.92N$$

因为 $737.92N > S_1 = 56.02N$ ，说明轴承 1 被压紧，轴承 2 被放松。

$$\text{轴承 1 实际轴向力: } F_{aI} = S_2 + F_{a1} = 737.92N$$

$$\text{轴承 2 实际轴向力: } F_{aII} = S_2 = 41.57N$$

g) 校核轴承疲劳寿命

由于 $P_1 \gg P_2$ ，因此以受力最恶劣的轴承 1 作为校核基准。

圆锥滚子轴承寿命指数 $\epsilon = 10/3$ ，蜗杆转速 $n_1 = 300r/min$ 。

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C_r}{P} \right)^\epsilon$$

$$\text{带入数据得: } L_h = \frac{10^6}{60 \times 300} \left(\frac{13200}{1463.7} \right)^{10/3} \approx 79547h$$

实际计算所得疲劳寿命约 7.9 万小时，远超说明书中规定的 6000h 设计寿命。因此选用 30202 轴承面对面配置的方案完全合格。

8) 轴的强度校核

a) 确定轴的力学模型

首先，基于教材上的“将轴上的分布载荷简化为集中力”的原则，本蜗杆轴可简化为置于两铰链支座上的简支梁。

由于轴承选用了 30202 圆锥滚子轴承，采用面对面安装。结合整根轴的结构尺寸，左右轴承段长 11mm，过渡定位段长 22mm，蜗杆齿段长 32.8 mm。两支点距离 $L = 5.5 + 22 + 32.8 + 22 + 5.5 = 87.8mm$ 。集中力作用于跨距中点。

将作用于分度圆 $r_1 = 10mm$ 处的空间力, 分解为圆周力 $F_{t1} = 79.58N$ 、径向力 $F_{r1} = 253.45N$ 和轴向力 $F_{a1} = 696.35N$, 并转化到轴心线所在的水平与垂直面上。

b) 计算各支承处的水平反力与垂直反力

参照教材图 15-24 的分析过程, 首先对于垂直面进行计算:

由径向力 F_{r1} 产生的两端支反力:

$$F_{NV1} = F_{NV2} = \frac{F_{r1}}{2} = 126.73N$$

跨中垂直面最大弯矩:

$$M_V = F_{NV1} \times \frac{L}{2} = 126.73 \times 43.9 = 5563.4N \cdot mm$$

水平面计算:

由圆周力 F_{t1} 产生的支反力: $R_{t1} = R_{t2} = 39.79N$

由轴向力 F_{a1} 产生的附加转矩: $M_a = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 696.35 \times 10 = 6963.5N \cdot mm$

附加弯矩产生的支反力: $R_M = \frac{M_a}{L} = \frac{6963.5}{87.8} = 79.31N$

水平面左侧最大合成支反力: $F_{NH1} = 39.79 + 79.31 = 119.10N$

跨中水平面最大弯矩:

$$M_H = F_{NH1} \times \frac{L}{2} = 119.10 \times 43.9 = 5228.5N \cdot mm$$

总弯矩 M: $M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} = \sqrt{5563.4^2 + 5228.5^2} = 7634.7N \cdot mm$

根据上述数据, 利用 Matlab 工具进行画图, 得到轴受力简图(图 1-19)与弯扭矩图(图 1-18)。

蜗杆轴载荷分析与弯扭矩图

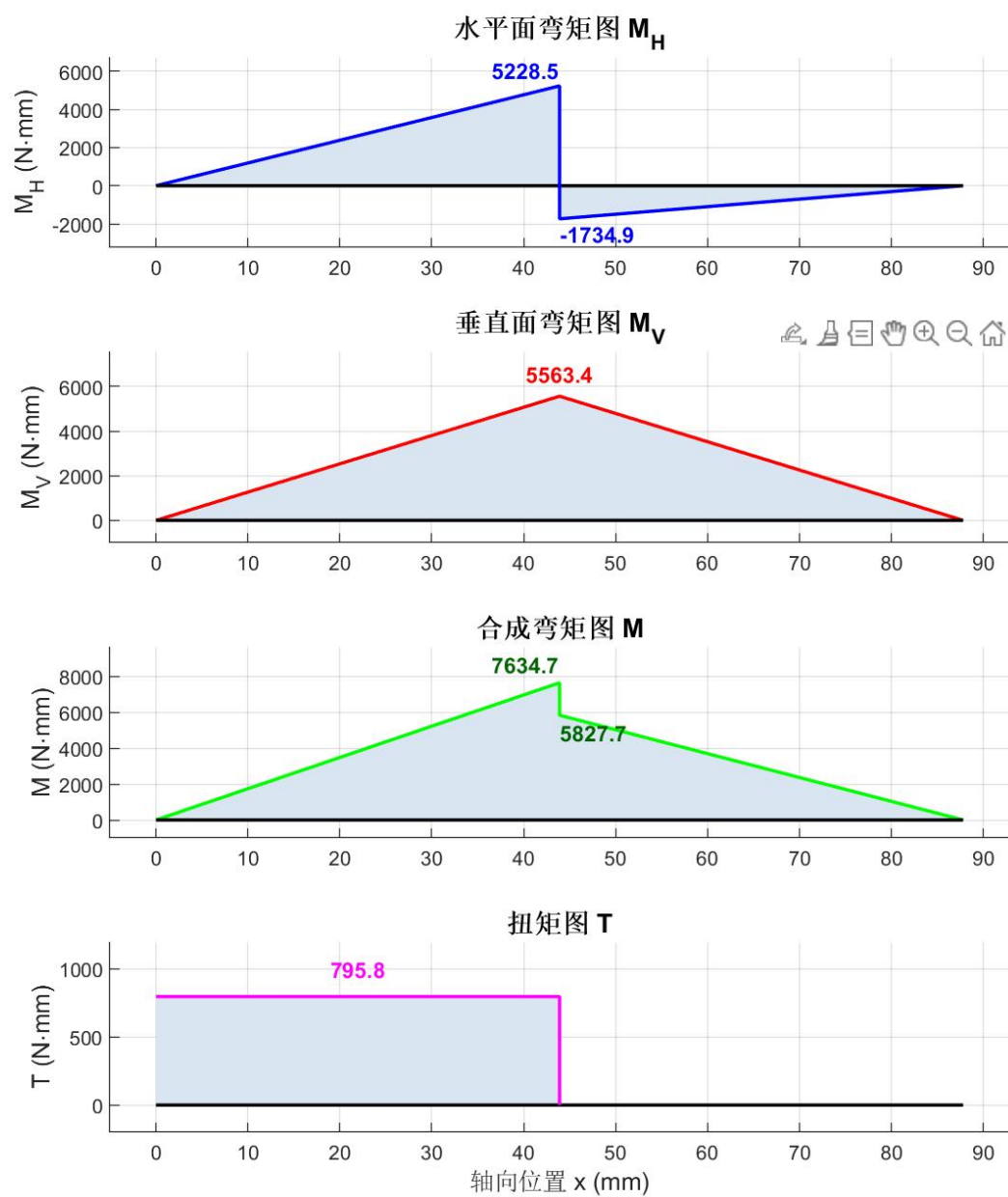


图 1-18

蜗杆轴力学计算简图

图 (a) 蜗杆轴空间受力简图

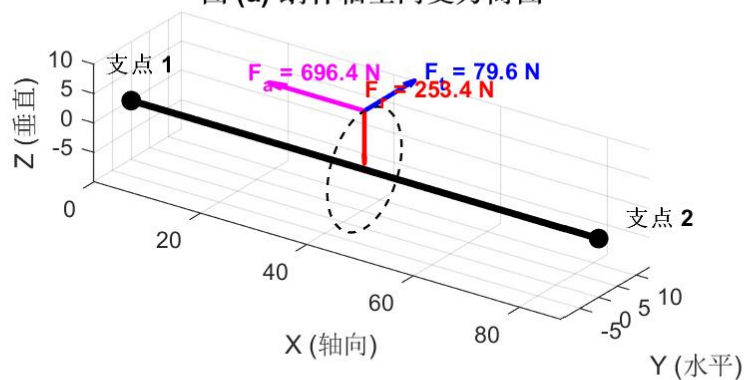


图 (b) 垂直面 (V面) 受力简图

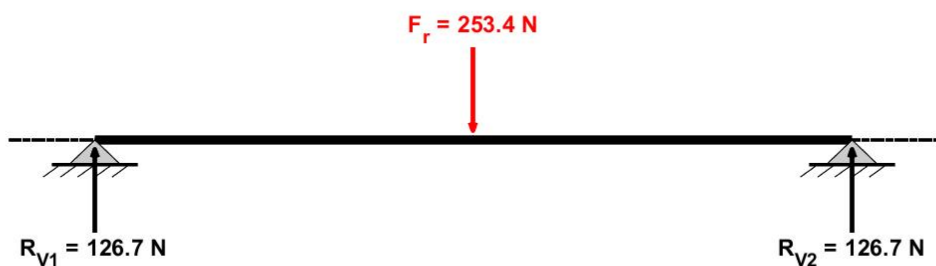


图 (c) 水平面 (H面) 受力简图

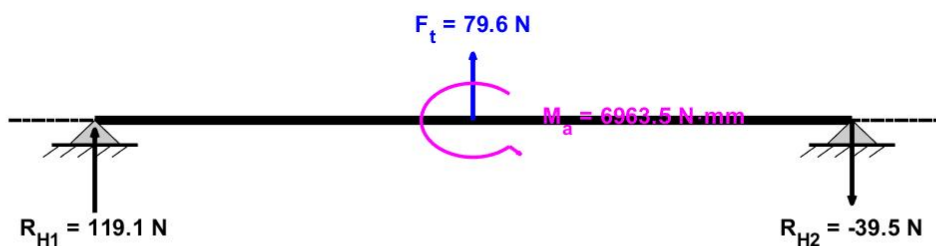


图 1-19

根据弯矩图和扭矩图可知，蜗杆轴的危险截面位于受了最大弯矩的蜗杆齿根截面，因此需要进行当量应力校核。

c) 按强度条件进行校核

首先确定抗弯截面系数 W ：查教材表 15-4 可知，实心圆轴截面的计算公式为 $W \approx 0.1d^3$ ，带入蜗杆齿根圆直径 $d_{f1} = 16.16\text{mm}$ 得：

$$W = 0.1 \times 16.16^3 = 422.0\text{mm}^3$$

且根据弯矩和扭矩图可知，外伸轴端由于受弯矩极小，尽管有键槽，也无需作为危险截面校核。

由于蜗杆单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，因此查阅教材可得折合系数 $\alpha = 0.6$ 。

接下来计算弯扭合成应力 σ_e ，带入数据得：

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{(\alpha T)^2 + M^2}}{W} = \frac{\sqrt{(0.6 \times 795.83)^2 + 7634.7^2}}{422} = \frac{7649.6}{422} = 18.13\text{MPa}$$

查阅教材表 15-1 可得，当轴的材料为 45 钢调质时，许用弯曲应力为 40MPa。计算结果远小于许用弯曲应力，因此满足设计的强度条件。

d) 按疲劳条件强度条件进行校核

因为危险截面承受的最大弯曲应力幅 $\sigma_a = \frac{M}{W} = 18.13\text{MPa}$ ，平均应力 $\sigma_m = 0$ 。

扭矩 $T = 795.83\text{N}\cdot\text{mm}$ ，产生的抗扭截面系数 $W_T = 0.2d_{f1}^3 \approx 844\text{mm}^3$ 。扭转切应力按脉动循环变应力处理，切应力幅与平均应力为 $\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_T} = \frac{795.83}{1688} = 0.47\text{MPa}$ 。

接下来确定综合影响系数，以从轴承安装段过渡到轴承定位挡肩段为例。

由于圆角半径与较小轴径之比 $r/d = 0.5/15 \approx 0.033$

较大轴径与较小轴径之比 $D/d = 18/15 \approx 1.20$

根据计算出的这两个比值数据，查阅教材表附 3-2，运用插值法计算可得：

弯曲理论应力集中系数 $\alpha_\sigma \approx 2.1$

扭转理论应力集中系数 $\alpha_\tau \approx 1.5$

且本轴所采用的材料为 45 钢（调质处理），查阅教材附图 3-1，可得出材料在对应圆角下的敏性系数为：

弯曲敏性系数 $q_\sigma \approx 0.78$

扭转敏性系数 $q_\tau \approx 0.80$

根据教材附表 3-4 中有效应力集中公式得：

$$k_{\sigma} = 1 + q_{\sigma}(a_{\sigma} - 1) = 1 + 0.78 \times (2.1 - 1) \approx 1.86$$

$$k_{\tau} = 1 + q_{\tau}(a_{\tau} - 1) = 1 + 0.80 \times (1.5 - 1) = 1.40$$

为了实际的恶劣工况验证，我们不妨取 $K_{\sigma} = 2, K_{\tau} = 1.5$ ，且由于轴径较小，尺寸系数取 $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 1.0$ ，表面质量系数 $\beta = 0.9$ 。查阅教材表 15-1 可得 45 钢调制的抗拉极限强度 $\sigma_B = 640MPa$ ，屈服极限强度 $\sigma_s = 355MPa$ ，弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1} = 275MPa$ ，扭转疲劳极限 $\tau_{-1} = 155MPa$ 。

将所得的数据带入安全系数公式计算可得：

$$\text{弯曲安全系数 } S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_a \sigma_m} = \frac{275}{\frac{2}{1 \times 0.9} \times 18.13 + 0} \approx 6.82$$

$$\text{扭转安全系数 } S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \tau_m \psi_{\tau}} = \frac{155}{0.1 \times 0.47 + 0.47 \times \frac{1.5}{1 \times 0.9}} \approx 186$$

$$\text{计算综合安全系数: } S_{ca} = \frac{S_{\tau} S_{\sigma}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{6.82 \times 186}{\sqrt{186^2 + 6.82^2}} \approx 6.82$$

因为计算所得的综合安全系数远远大于规定的许用设计安全系数 $S = 1.5$ 。因此该轴的抗疲劳破坏能力是完全满足甚至是有溢出的^[16]。

e) 按静强度条件校核

由于截面受到的最大弯曲应力 $\sigma_{max} = 18.13MPa$ ，最大扭转切应力 $\tau_{max} = 2\tau_a = 0.94MPa$ 。

根据第三强度理论，当量静应力 $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} = \sqrt{3 \times 0.94^2 + 18.13^2} \approx 18.20MPa$

$$\text{计算静强度安全系数: } S_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{eq}} = \frac{355}{18.20} \approx 19.5$$

查阅教材可知，按屈服强度的设计安全系数， $S_s = 1.2 - 1.4$

因此，该轴的静强度完全符合设计要求。

f) 轴的刚度校核计算

由于该轴跨距较短，采用当量直径法做近似计算，因此取保守当量直径 $d=15mm$ 来验证恶劣工况形变。

$$\text{已知合成最大弯矩 } M = 7634.7N \cdot mm, \text{ 将其等效为跨中集中力 } F_{eq} = \frac{4M}{L} = \frac{4 \times 7634.7}{87.8} \approx 347.8N$$

$$\text{材料的弹性模量 } E = 2.06 \times 10^5 MPa, \text{ 截面惯性矩 } I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 15^4}{64} \approx 2485 mm^4$$

$$\text{最大挠度公式 } y = \frac{L^3 F_{eq}}{48EI} = \frac{347.8 \times 87.8^3}{48 \times 2485 \times 2.06 \times 10^5} \approx 0.0096 \text{ mm}$$

查阅教材表 15-5 可知，对于一般精度的传动轴，许用挠度 $[y] = (0.0003 - 0.0005)l = 0.0003 \times 87.8 = 0.02634$ 。

因为 $0.02634 > 0.0096$ ，因此弯曲刚度合格。

接下来进行扭转刚度的校核，因为剪切弹性模量 $G = 8.1 \times 10^4 \text{ MPa}$ ，极惯性矩 $I_p = 2I = 4970 \text{ mm}^4$ ，

$$\varphi = \frac{T}{GI_p} \times \frac{180}{\pi} \times 1000 = \frac{795.83}{4970 \times 8.1 \times 10^4} \times 57.3 \times 1000 \approx 0.11^\circ/\text{m}$$

查阅教材可知，一般传动轴的许用扭转角 $[\varphi] = 0.5^\circ - 1^\circ/\text{m}$ ，由于得出的结果 $0.11^\circ/\text{m} < 0.5^\circ/\text{m}$ ，因此扭转刚度完全合格。

9) 蜗轮的疲劳强度校核

已知蜗轮所受的圆周力 F_{t2} 在数值上等于蜗杆的轴向推力 $F_{a1} = 696.35 \text{ N}$ ，蜗轮分度圆直径 $d_2 = 128 \text{ mm}$ ，传递的轴向转矩为 $T_2 = 44566.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。选用的材料为 ZCuSn10P1，金属型铸造，查阅机械设计手册可得，蜗轮配合 45 钢调制的蜗杆，许用接触应力 $[\sigma_H] = 268 \text{ MPa}$ 。由于转台存在轻微冲击的工况，因此载荷系数 $K = 1.15$ 。

$$\text{运用蜗轮齿面接触疲劳强度公式得: } \sigma_H = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 z_2^2 m^2}} = 480 \sqrt{\frac{1.15 \times 44566.4}{1.6^2 \times 20 \times 80^2}} = 189.8 \text{ MPa}$$

得出的蜗轮齿面接触疲劳强度远远小于许用接触应力，因此齿面接触疲劳强度是合格的。因为前文中已经计算了蜗轮的齿根弯曲疲劳强度是符合要求的，因此综合上述计算过程，蜗轮的设计均满足相应的强度要求。

(6) 蜗轮轴的设计

a) 估算轴的最小直径

由于本转台系统采用了“回转支承卸载结构”。转台盘面自重及果蔬带来的偏心倾覆力矩，全部由底座上方的回转支承刚性承受。因此，位于转台中心的竖直输出轴在工作时仅起到传递转矩和径向定心的作用，不承受巨大的轴向压溃力与弯矩。因此，无需对竖直输出轴进行弯矩分析。

由于已知分选目标为 5kg 的榴莲，因此为了保证分拣效率与物理空间合理分配，对转台做以下设定：

1. 由于榴莲体积较大，直径约为 200-250mm，不妨设定转台为 6 个均布工位，外圆直径 $D_t = 600 \text{ mm}$
2. 转台盘面采用厚度 10mm 的铝合金或钢制骨架，经初步估算，转台及附件自重 $m_t \approx 15 \text{ kg}$ 。
3. 满载时不妨设定可载 6 个 5kg 的榴莲，最大载荷 $m_{\max} = 5 \times 6 = 30 \text{ kg}$

4. 不妨设定最恶劣的工况为“半载偏心”，也就是转台一侧放满了3个榴莲，另一侧什么都没放。此时偏心质量 $m_{half}=15\text{kg}$ ，且重心作用在半径 $r \approx 200\text{mm}$ 处，因此极限的偏载力矩 $M_o = m_{half} \times g \times r = 15 \times 9.8 \times 0.2 = 29.4\text{N}\cdot\text{m}$

前文已知蜗轮的输出转速为 3.75r/min ，转矩 $T_2 = 44566.67\text{N}\cdot\text{mm} = 44.57\text{N}\cdot\text{m}$ ，竖直轴的输出功率 P_2 为：

$$P_2 = \frac{n_2 T_2}{9550} = \frac{44.57 \times 3.75}{9550} \approx 0.0175\text{kW}$$

因此轴的材料依旧选用调质处理的45钢，查阅教材得许用切应力参数 $A_0 = 112$ ，按纯扭转强度公式估算轴的最小直径 $d_{\min}$ ：

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.0175}{3.75}} = 112 \times \sqrt[3]{0.00466} \approx 18.7\text{mm}$$

考虑到轴上需要开两处键槽，分别安装蜗轮与转台法兰，因此为了补偿键槽对截面强度的削弱并提升系统的扭转刚度，将最小轴径圆整并放大至 $d = 25\text{mm}$ 。

b) 各轴段的具体设计

轴段一：该轴段位于箱体外部，核心作用是通过联轴器与上方的600mm转台底板刚性连接，以传递纯扭矩。已知轴径 $d_1 = 25\text{mm}$ ，且蜗轮输出的转矩 $T_2 = 44.57\text{N}\cdot\text{m}$ ，考虑到转台有轻微的启停冲击，因此查阅教材表14-1，取工作情况系数 $K_A = 1.3$ ，则计算转矩 $T_{ca} = K_A T_2 = 1.3 \times 44.57 = 57.94\text{N}\cdot\text{m}$ 。

结合估算的最小轴径，查阅GB/T5843-2025^[18]文件得，应该选用GY90型凸缘联轴器。该型号的公称转矩 $T_n = 125\text{N}\cdot\text{m}$ ，大于57.94N·m，满足动力传递的要求。且根据国标文件查阅可知，当GY90联轴器在轴孔直径 $d_1 = 25\text{mm}$ 时，其短系列轴孔长度 $L = 44\text{mm}$ ，最大回转直径 $D = 90\text{mm}$ 。因此确定该段轴径 $d_1 = 25\text{mm}$ 。为保证轴端挡圈能完全压紧联轴器端面而不至于顶在轴上，轴段长度应严格短于轴孔长度2mm，故精确取值 $L_1 = 42\text{mm}$ 。且为了方便联轴器套入，轴端部加工 $1 \times 45^\circ$ 倒角。

轴段二：该段轴需穿过减速箱体上盖，并安装骨架油封。为给上方的凸缘联轴器轴套提供轴向定位挡肩，本段轴径应略大于轴段一。取 $d_2 = 30\text{mm}$ ，形成单边2.5mm的可靠台阶。查阅国家标准文件GB/T9877-2008^[19]文件可知，针对30mm轴径选用TC型 $30 \times 47 \times 7$ 骨架油封，其标准厚度为7mm。为了在透盖内部留出沉孔安装该油封，并保留一定的外侧挡边（取5mm）以防油封脱出，密封端盖总厚度精确设计为12mm。同时，根据安全设计规范，旋转的联轴器下端面与静止端盖之间必须预留防磨擦间隙 $e = 10\text{mm}$ 。因此，该段轴长 $L_2 = 22\text{mm}$ 。在直径25mm跃升至30mm的台阶处，加工过渡圆角R1降低应力集中；配合油封唇口的轴段表面需标注较高的表面粗糙度要求，以保证密封寿命。

轴段三：该段轴为给过盈配合的锡青铜蜗轮提供向下的刚性定位挡肩，直径放大，取 $d_3 = 35\text{mm}$ 。因为已知蜗轮齿宽 $b_2 = 16.24\text{mm}$ 。为保证安装在轴段二上的定位套筒能将蜗轮端面压紧在下方挡肩上，同时也保证重载下扭矩传递的平稳性，防止轮毂摇摆，因此将蜗轮的两端进行加长，做成双侧对称凸台结构，总轮毂长度加长为32mm，该段轴长精确取值 $L_3 = 32\text{mm}$ ，配合A型单平键即可满足强度要求。

轴段四：该段轴需要配合底座盲孔处的支撑轴承进行径向定心。选用 6206 型深沟球轴承。该段轴径向下收缩至 $d_4 = 30mm$ 。为确保轴端不与箱体盲孔底部发生干涉，且略短于轴承宽度，取轴长 $L_4 = 15mm$ 。台阶处加工过渡圆角 R1，底端加工 $1 \times 45^\circ$ 倒角。

c) 轴上键的选型与挤压强度校核

1. 顶部联轴器输出部分，因为轴径 $d_1 = 25mm$ ，轴长 $L_1 = 42mm$ 。先初定选用 A 型普通平键，查阅教材表 6-1 得，应该选用 $8 \times 7 \times 36$ 规格的 A 型普通平键。且键的工作长度 $l = L - b = 36 - 8 = 28mm$ 。

根据上述数据计算可得： $\sigma_{bs} = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000 \times 44566.67}{25 \times 7 \times 28} \approx 36.4MPa$ ，查阅教材表 6-2 可得当静态连接时，键或毂，轴的材料为钢时，许用的挤压应力 $[\sigma_p] = 100 - 120MPa$ ，因此得出的数据说明选用 A 型普通平键是安全的。

中部蜗轮安装处，因为轴径 $d_3 = 35mm$ ，受轴长 $L_3 = 32mm$ 限制，考虑到轴段底部开有 2mm 宽的磨削越程槽，有效圆柱面长度仅为 30mm。为在极限空间内最大化键的受力面积，避免空间干涉，选用两端圆头的 A 型普通平键，它的尺寸为 $10 \times 8 \times 22$ 。

A 型平键的有效工作长度 $l = L - h = 22 - 10 = 12mm$ 。则挤压应力为：

$$\sigma_p = \frac{4000 \times 44566.67}{35 \times 8 \times 12} \approx 53.1MPa$$

蜗轮材质为锡青铜，其静载许用挤压应力 $[\sigma_p] = 80 - 100MPa$ 。由于得出的计算结果远小于该范围，该键布置方案在结构极其紧凑的前提下，完全满足传动的抗挤压强度要求。

d) 联轴器的螺栓连接计算

根据 GB/T5843-2025 标准文件，GY90 凸缘联轴器的法兰在分布圆直径 $D_2 = 56mm$ 上，均布了 4 个直径为 9mm 的均布螺栓孔，匹配 M8 螺栓。因为单个螺栓承受的剪切力 $F = \frac{T_{ca}}{z \times \frac{D_2}{2}} = \frac{57940}{4 \times 28} \approx 517.3N$ ，M8 螺栓光杆

部分截面积 $A \approx 50.24mm^2$ ，切应力 $\tau = \frac{F}{A} = \frac{517.3}{50.24} \approx 10.3MPa$ 。假定转台钢制底板厚度 $L_{min} = 10mm$ ，螺栓

与孔壁的挤压应力 $\sigma_{bs} = \frac{F}{L_{min}d_0} = \frac{517.3}{80} \approx 6.5MPa$ 。因此查阅教材表 5-9 可得，本连接选用 8.8 级高强度螺栓，

查表得其屈服强度 $\sigma_s = 640MPa$ 。由于联轴器承受静载荷，查表得钢制铰制孔用螺栓的抗剪安全系数 $S_s = 2.5$ ，挤压安全系数 $S_{bs} = 1.25$ 。根据教材式 5-44 和 5-45 计算许用应力：

$$\text{许用切应力} [\tau] = \frac{\sigma_s}{S_s} = \frac{640}{2.5} = 256MPa$$

$$\text{许用挤压应力} [\sigma_{bs}] = \frac{\sigma_s}{S_{bs}} = \frac{640}{1.25} = 512MPa$$

由于计算出的实际切应力和实际挤压应力均远远小于许用切应力和许用挤压应力，因此该螺栓连接的设计是安全的。

e) 底部轴承的疲劳寿命校核

竖直轴底部的 6206 轴承，额定动载荷 $C_r = 19500N$ ，额定静载荷 $C_{0r} = 11300N$ ，主要承受由蜗轮啮合产生的径向力 $F_{r2} = 253.47N$ 以及轴向力 $F_{a2} = 79.58N$ 。考虑冲击，取载荷系数 $f_p = 1.1$ 。

接下来先计算相对轴向载荷：

$$\frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{79.58}{11300} \approx 0.007$$

查教材表 13-5 可知，由于计算值 0.007 远小于表中最小列出值 0.025，因此借助安全原则，不妨取判断系数 $e = 0.22$ 。

再计算轴径向比值：

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{79.58}{253.47} \approx 0.314$$

由于 $0.314 > 0.22$ ，因此轴向力不可忽略，需同时考虑径向与轴向载荷，查表对应得出系数 $X = 0.56, Y = 2.0$ 。

根据公式计算得到轴承的当量动载荷为：

$$P = f_p(XF_r + YF_a) = 1.1 \times (0.56 \times 253.47 + 2 \times 79.58) \approx 331.2N$$

对于球轴承，寿命指数 $\varepsilon = 3$ ，因此带入轴承寿命计算公式有：

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C_r}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 3.75} \times \left(\frac{19500}{331.2} \right)^3 \approx 9.07 \times 10^8 h$$

计算结果远大于分选机设计寿命要求的 6000h。这表明在回转支承卸载了极大一部分倾覆力矩后，该深沟球轴承的受力环境极佳，其疲劳寿命完全满足甚至远超设计要求，选型非常合理。

f) 轴的危险截面计算

竖直轴中传递全额转矩 T_2 的轴段包括顶部的联轴器安装段与中部的蜗轮安装段。显然，直径最小且开有单键槽的顶部联轴器外伸段轴段一为该轴的危险截面。危险截面直径 $d = 25mm$ 。对于实心圆轴，其标准抗扭截面系数为 $W_T \approx 0.2d^3$ 。根据《机械设计》规范，当轴截面上开有一个键槽时，为了补偿键槽对截面强度的削弱，应将抗扭截面系数降低 5%。

因此，危险截面的实际抗扭截面系数为：

$$W_T = 0.2d_1^3 \times (1 - 0.05) = 0.2 \times 25^3 \times 0.95 \approx 2968.8mm^3$$

已知竖直轴传递的名义转矩 $T_2 = 44566.67N \cdot mm$ ，因此危险截面受到的最大扭转切应力为：

$$\tau_t = \frac{T_2}{W_T} = \frac{44566.67}{2968.8} \approx 15.01 \text{MPa}$$

因为本竖直轴采用的材料为 45 钢调制，查阅教材表 15-3 可知，45 钢调制的许用扭转切应力 $[\tau_t] = 25 - 45 \text{MPa}$ ，因为实际计算结果低于该范围，该竖直输出轴的扭转强度极其充裕。在承受满载 5kg 的榴莲偏置工况下频繁启停时，绝不会发生扭转变形或扭断失效。

g) 回转支承选型与承载能力校核

由于本设备通过转台中心的联轴器接收动力，回转支承仅起支撑和导向作用，无需自带传动齿轮。结合转台外径 $D_t = 600 \text{mm}$ 与底座尺寸，查阅最新版 JB/T2300-2018《回转支承》^[20]标准，选用 010.20.200 型单排四点接触球无齿回转支承。01 代表单排四点接触球结构，0 代表无齿轮传动，20 代表钢球公称直径 20mm，200 代表滚道中心直径 $D_{pw} = 200 \text{mm}$ 。查阅该标准下厂家性能参数手册，其轴向基本额定静载荷 $C_{0a} = 120 \text{KN} = 120000 \text{N}$ 。

根据前文转台系统的负载推导得最大中心轴向载荷 F_a 由转台自重与满载的果蔬重力产生：

$$F_a = (m_t + m_{\max}) \cdot g = (15 + 30) \times 9.8 = 441 \text{N}$$

极限偏载倾覆力矩 M 由上文所提及的恶劣工况产生：

$$M = m_{\text{half}} \times g \times r = 15 \times 9.8 \times 0.2 = 29.4 \text{N} \cdot \text{m}$$

对于径向载荷 F_r 而言，由于转台水平放置且无外部侧向推力，径向力极小，故计算时可忽略不计。

接下来进行回转支承的当量静载荷计算与校核，因为回转支承在低速或间歇旋转工况下，其失效形式主要为滚道表面的塑性压痕破坏，因此需进行静承载能力校核。

查阅 JB/T2300-2018 标准文件，对于接触角为 45° 的单排四点接触球回转支承，其当量静载荷 P_0 的计算公式为：

$$P_0 = F_a + 4.37 \frac{M}{D_{pw}} = 441 + 4.37 \times \frac{29.4}{0.2} = 441 + 642.39 = 1083.39 \text{N}$$

计算实际的静载安全系数：

$$f_s = \frac{C_{0a}}{P_0} = \frac{120000}{1083.39} \approx 110.7$$

查阅回转支承设计规范，对于无剧烈冲击的一般设备，许用静安全系数 $f_s = 1.5 - 2.0$ ，因此选用的回转支承是满足要求的。

h) 机构箱体外壳设计

作为本分选机电动转台的承重基座与传动枢纽，减速箱壳体的设计直接决定了设备的空间紧凑性与装配可行性。因此，本设计基于自下而上的设计思路进行外壳的设计。

箱体底板作为整机的大地基，采用 15mm 厚度的高强度工程塑料。在箱体内部，针对空间分布的 3 个核心支撑点长出实体轴承座：底板正中心加工出装配 6206 深沟球轴承的盲孔轴承座，用于竖直输出轴的径向定心；在蜗杆轴线两侧，向上拉伸出包裹 30202 圆锥滚子轴承的对称轴承座。三点支撑结构不仅保证了蜗轮蜗杆 74mm 中心距的绝对精准，且内部留出了充足的下沉空间作为半流体润滑脂的储油池。

箱体侧壁向上拉伸时，其顶面高度被严格限制在与 010.20.200 回转支承内圈底面齐平的位置。箱体顶盖采用厚度 10mm 的法兰板闭合，并在分布圆上精确“转换实体引用”了回转支承内圈的螺栓孔位，通过 M8 高强度螺栓将箱体顶盖与回转支承内圈刚性锁死。这一巧妙的“封顶对接”设计，使得转台上 5kg 果蔬产生的巨大偏载倾覆力矩，能够直接通过回转支承外圈传至内圈，再由箱体侧壁传导至大地，彻底保护了内部蜗轮蜗杆免受压溃破坏。

在箱体动力输入侧，也就是连接 57 步进电机处，打破了传统的联轴器外露做法。为了提高设备的防护等级与外观整体性，将箱体侧壁向电机端大幅延伸，使 LM50 梅花弹性联轴器完全“悬空包容”于箱体内部腔体中。箱体外墙仅开设备让圆孔与 47.14×47.14mm 的电机法兰标准安装孔。该设计不仅避免了联轴器下方因添加多余支撑而导致超静定的装配大忌，同时利用梅花垫的弹性有效吸收了电机轴与蜗杆轴的微小不同心误差。

顶层 600mm 直径的承载转台采用 6061 铝合金板材。为了在保证抗弯刚度的前提下最大限度降低电机启停时的转动惯量，在盘面上通过圆周阵列特征，均匀切除了 6 个内角为 R15mm 圆角的 45°大面积扇形减重窗口，彻底消除了应力集中隐患，实现了分选转台的高强度与轻量化统一。

（7）最终设计结果

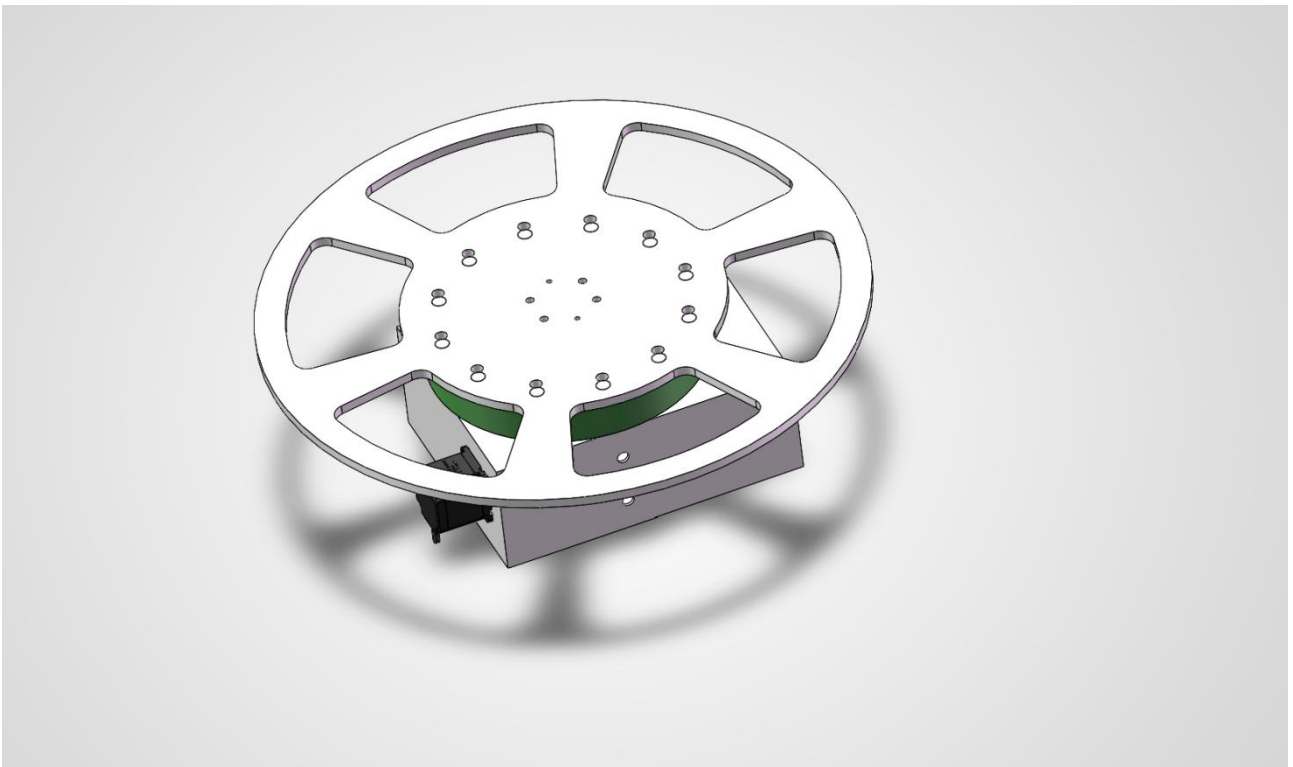


图 6-1

蜗杆二维工程图如下：

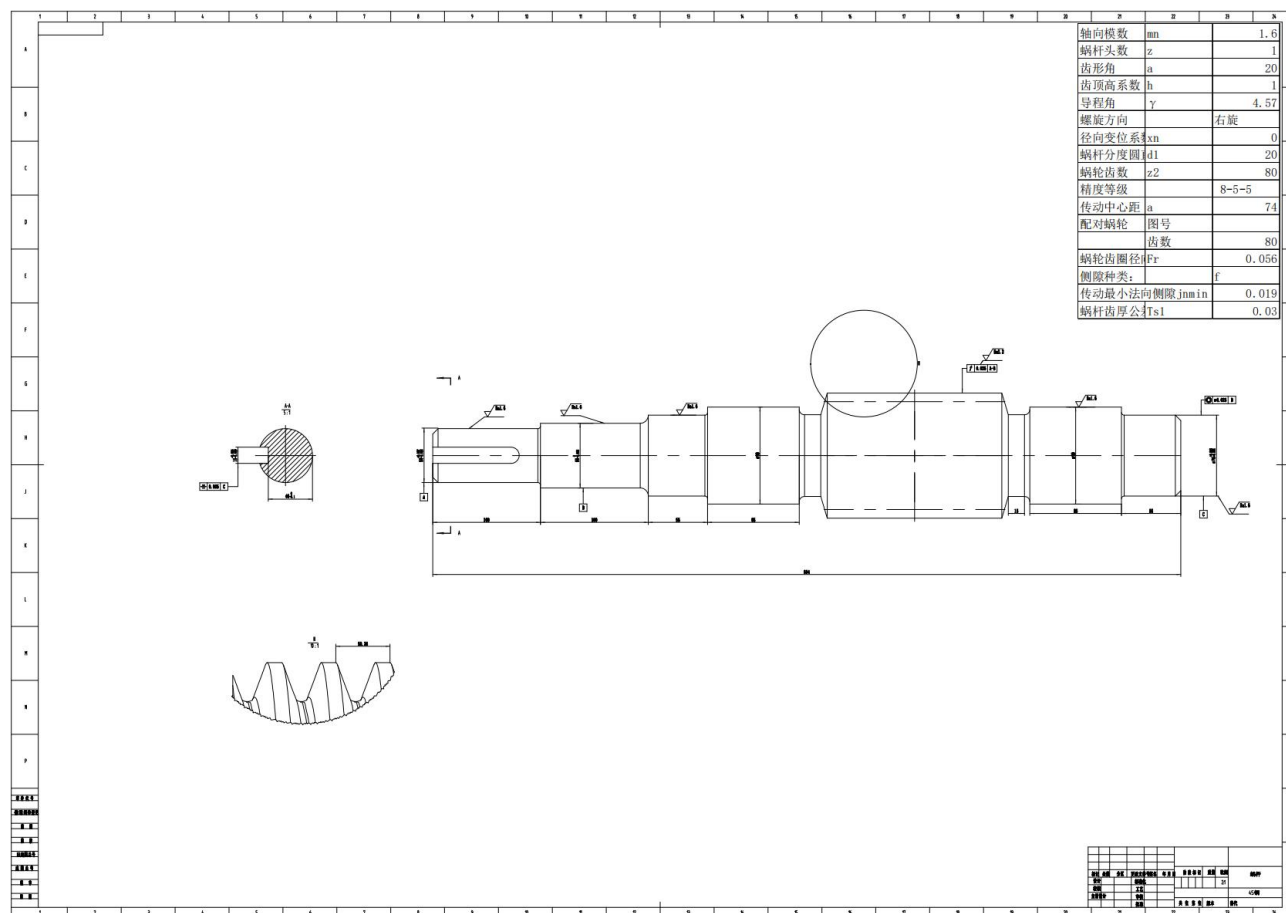


图 6-2

蜗轮二维工程图如下：

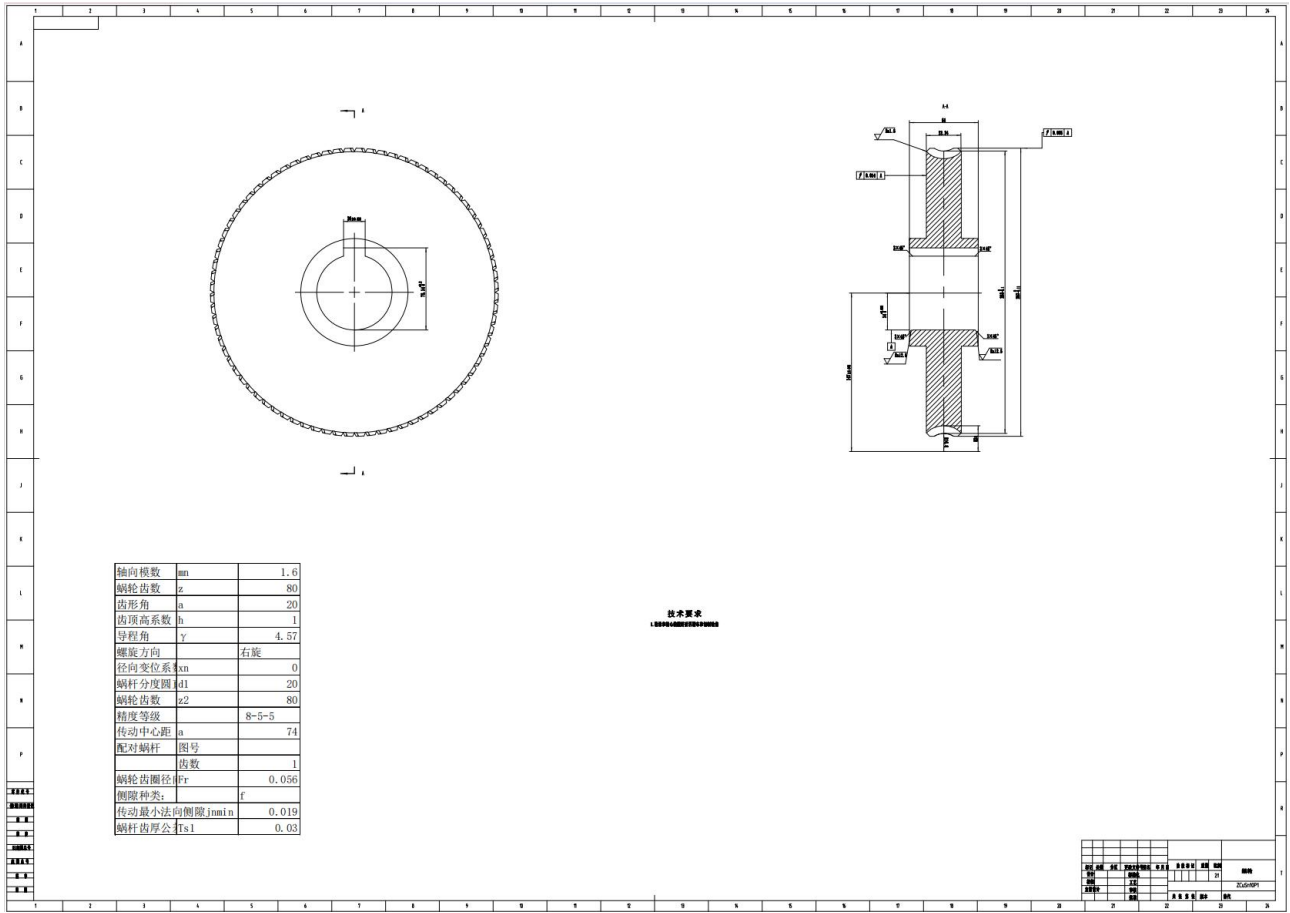


图 6-3 垂直输出轴二维工程图

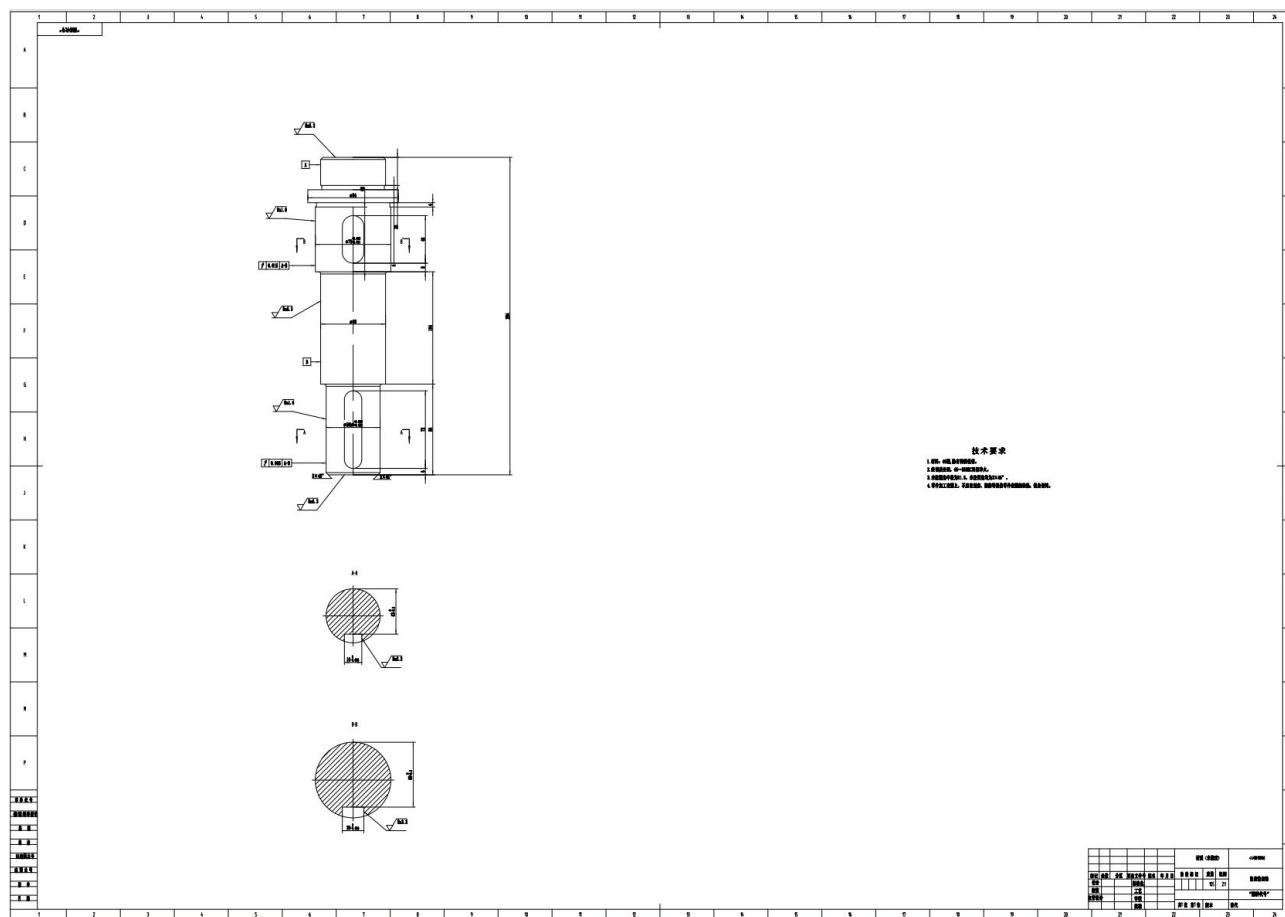


图 6-4

箱体二维工程图如下图 6-5:

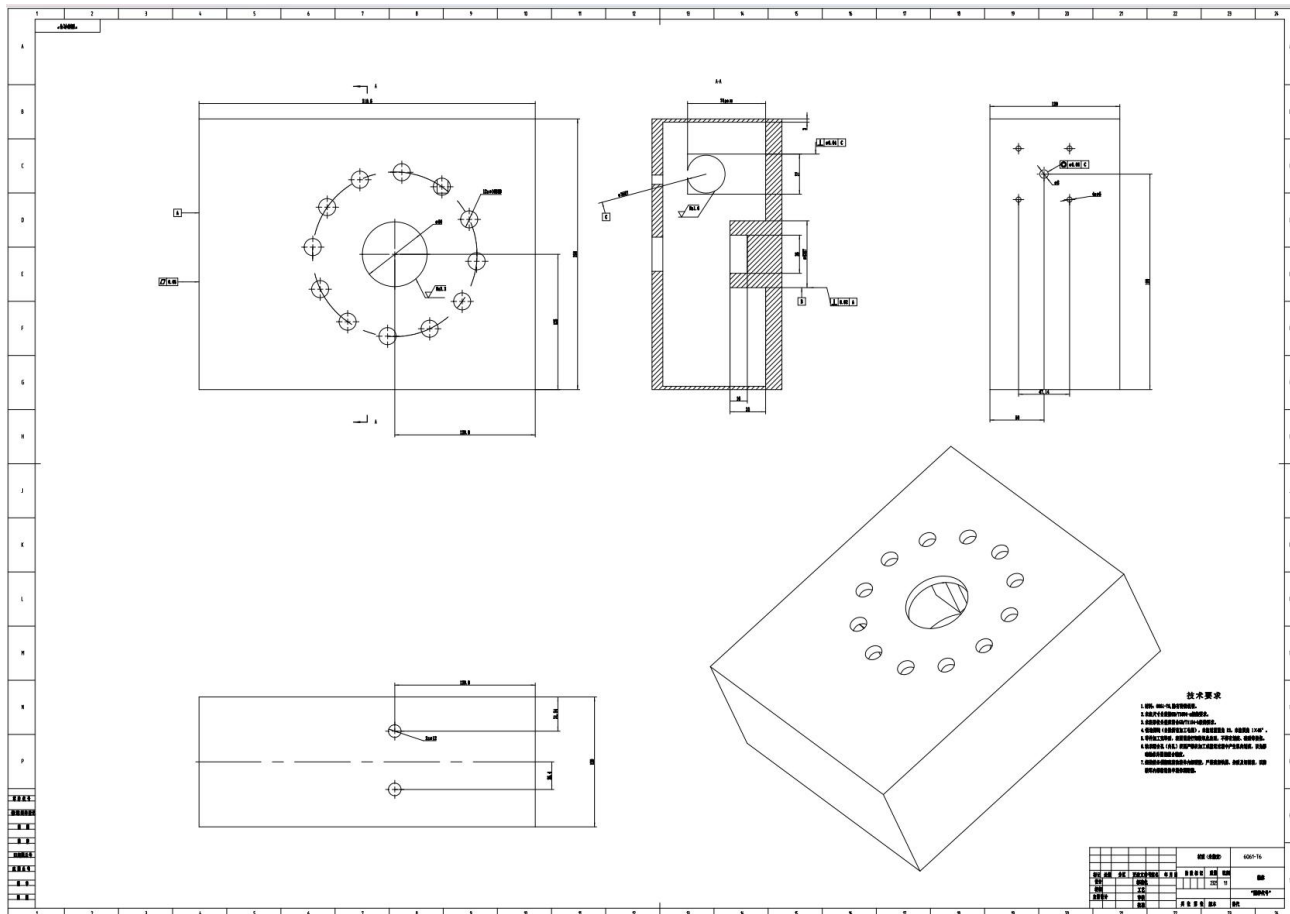


图 6-5

四、结论

(1) 设计总结

本项目针对小型家用及轻商用果蔬分选设备的需求，完整完成了电动转台及其内部减速机构的综合创新设计与数字化工程制图。主要设计成果与创新点总结如下：

1. **核心传动与受力优化：**设计了模数 $m=1.6$ 、传动比 $i=80$ 的蜗轮蜗杆机构，匹配 57 步进电机与 LM50 弹性联轴器，实现了平稳的低速大扭矩传动与可靠的反向自锁。创新性地引入 010.20.200 回转支承来承受转台及最高 5kg 偏置果蔬带来的倾覆力矩，彻底为内部传动轴系卸载，极大地延长了设备寿命。
2. **三维参数化与防干涉建模：**在 SolidWorks 中采用“自底向上”的装配逻辑，精确构建了阿基米德蜗杆及渐开线中间平面蜗轮的三维形貌。设计了极其紧凑的减速箱壳体，实现了传动件的三点轴承（6206 与 30202）稳固支撑与联轴器的“悬空包容”，通过 30mm 轴段延长等微调手段，完美消除了空间干涉与过定位隐患。
3. **工程图纸与制造规范落地：**顺利完成了从 3D 实体向 2D 工程图的转化。针对蜗杆轴、蜗轮及减速箱壳体，严格遵循最新国家标准（GB）补全了配合公差（如 $k6, m6, H7$ ）、关键形位公差（径向全跳

动、垂直度)及表面粗糙度要求,并制定了严谨的调质与高频淬火等技术要求,确保了设计方案的完全可加工性与装配精度。

4. 理论计算与学术规范:系统性完成了齿面接触疲劳、轴的弯扭合成静动强度、轴承疲劳寿命等硬核力学计算,并对标整理了 30 篇高质量中外学术文献,论证严密,理论依据充分。总而言之,本项目实现了从需求分析到理论计算参数化建模再到 2D 规范化出图的完美工程闭环。设计方案结构紧凑、受力合理、工艺规范,是一套具备极高落地可行性的优秀机械装备研发成果。

(2) 后续研究展望

(a) 有限元静力学分析与动力学分析

1) 大转盘的分析

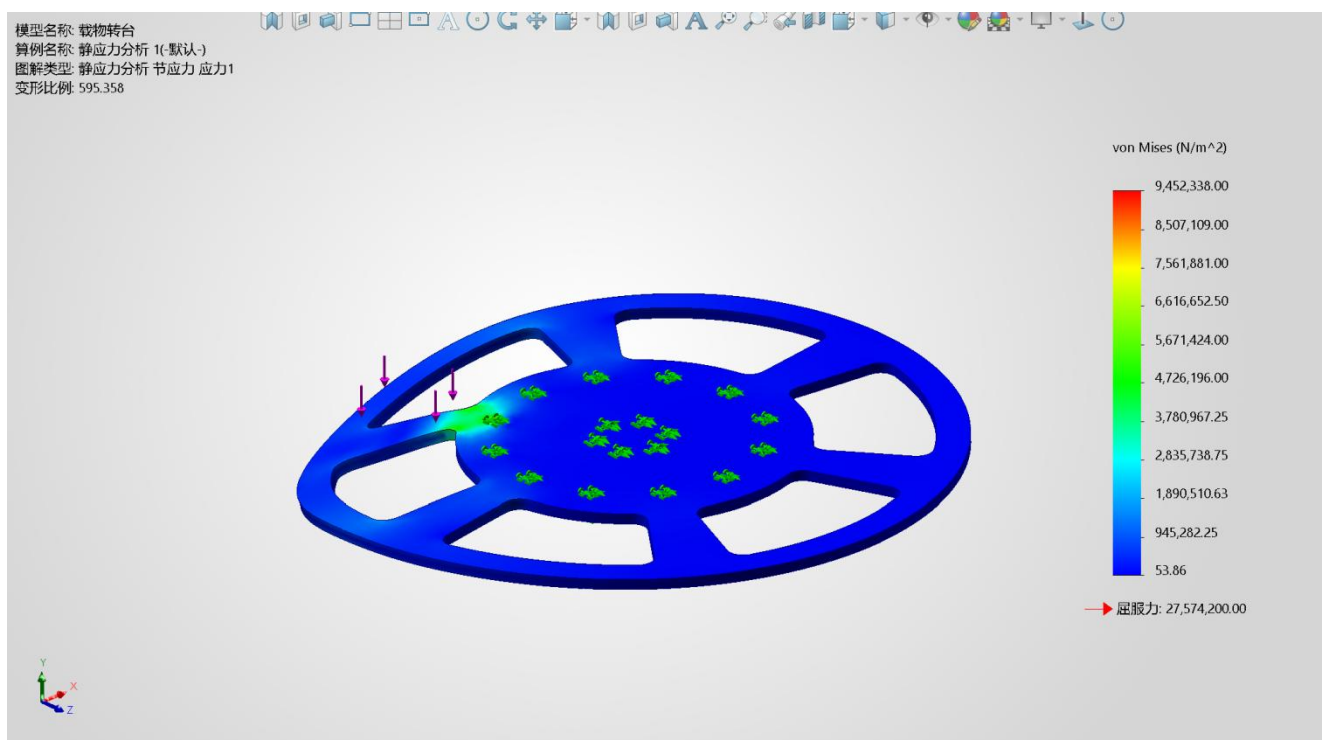


图 7-1

为验证轻量化镂空转盘在极限偏载工况下的结构稳定性,利用 SolidWorksSimulation 模块对转盘进行静力学仿真。约束条件设定为中心法兰连接孔全固定,载荷设定为单侧外缘扇形区域承受 5kg(约 49N)的垂直偏载力,图 7-1 即为应力分析结果。仿真结果表明:系统最大等效应力(VonMises)集中于受载侧辐条与中心盘交界的内圆角处。最大应力峰值为 9.45MPa,远低于材料的屈服极限 27.57MPa,静强度安全系数充足,无塑性破坏风险。

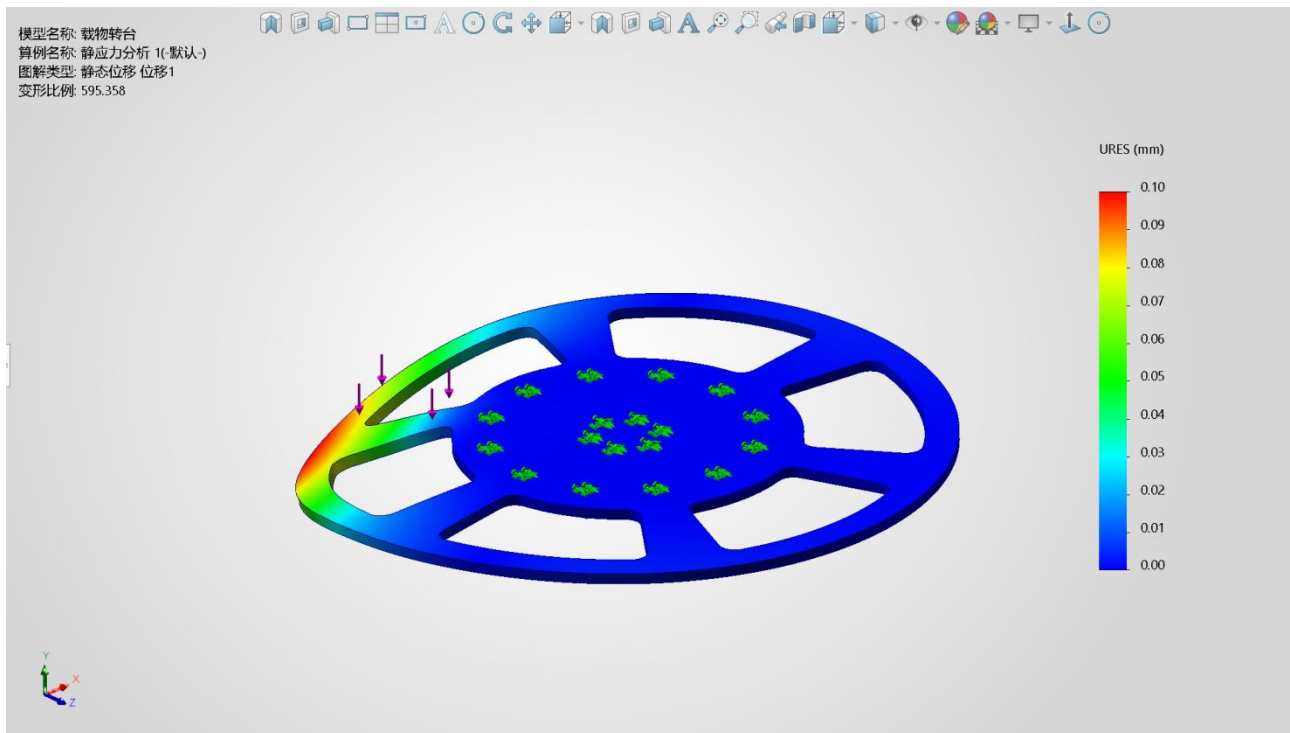


图 7-2

形变位移方面：转盘最大位移（挠度）发生在受载区域的最外侧边缘，最大垂直变形量仅为 0.1008mm。

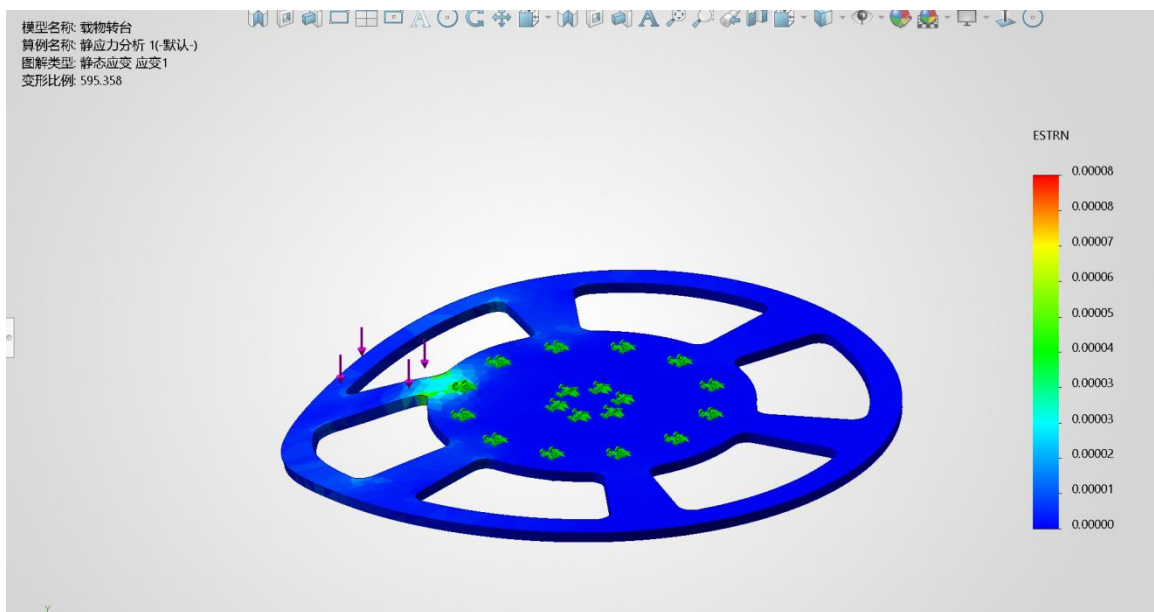


图 7-3

结论：本设计在保证转盘大面积镂空减重、降低电机启停转动惯量的前提下，展现出了极高的抗弯刚度与结构强度，完全满足中大型果蔬（如 5kg 榴莲）偏置称重时的平稳性需求。

2) 蜗杆轴的分析

蜗杆轴作为减速系统的核心传动件，工作时承受复杂的弯扭复合载荷。为验证其结构强度，利用 SolidWorksSimulation 对 45 钢蜗杆轴进行三维有限元分析。在两端轴承位施加径向与轴向全约束并释放周向自由度，于输入端键槽施加抗自转约束，并在蜗杆螺旋齿面精确施加接触工况下的轴向推力、径向力与圆周力^[21]。仿真结果表明：

强度校核方面：轴体最大等效应力为 103.9MPa，主要集中于轴径突变的阶梯过渡圆角处。该峰值应力远低于 45 钢 530MPa 的屈服极限，安全系数达 5.1，静强度设计极其安全，具备优异的抗疲劳断裂余量。

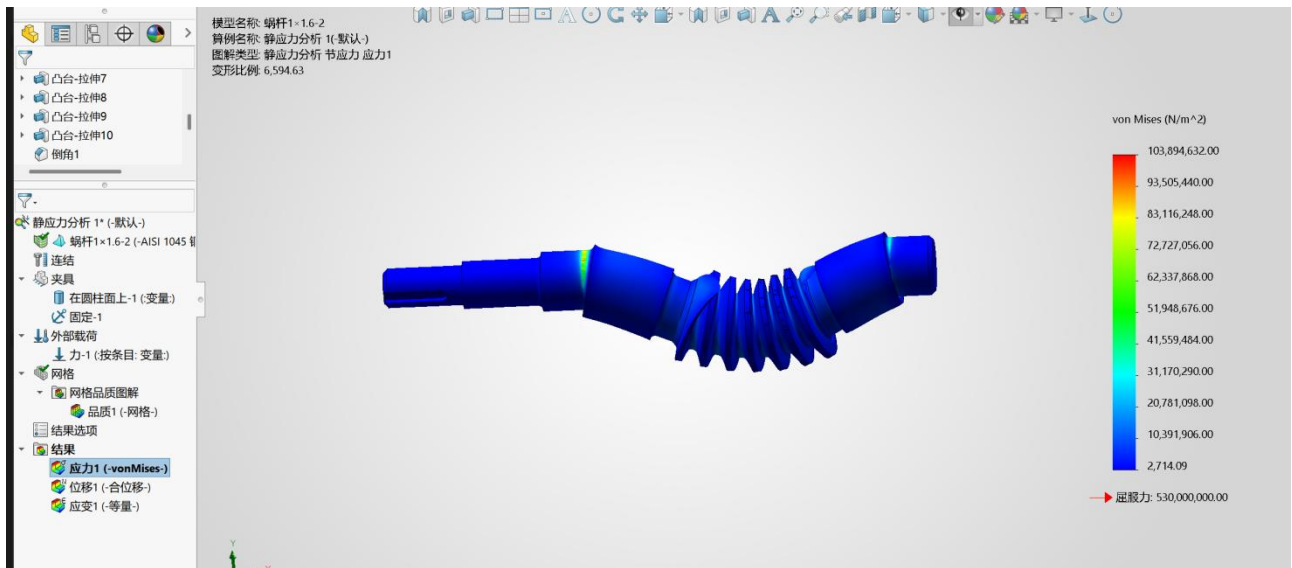


图 7-4

刚度校核方面：在复合极限载荷作用下，蜗杆轴表现出类似简支梁的弯曲变形，最大挠度发生于螺旋齿中部区域，但最大位移量仅为 0.0023mm。该微米级形变远小于蜗轮蜗杆传动所允许的啮合间隙误差，证明其具备极高的抗弯刚度，能够确保设备在满载工况下齿面平稳啮合，不会发生中心距偏移或卡滞。

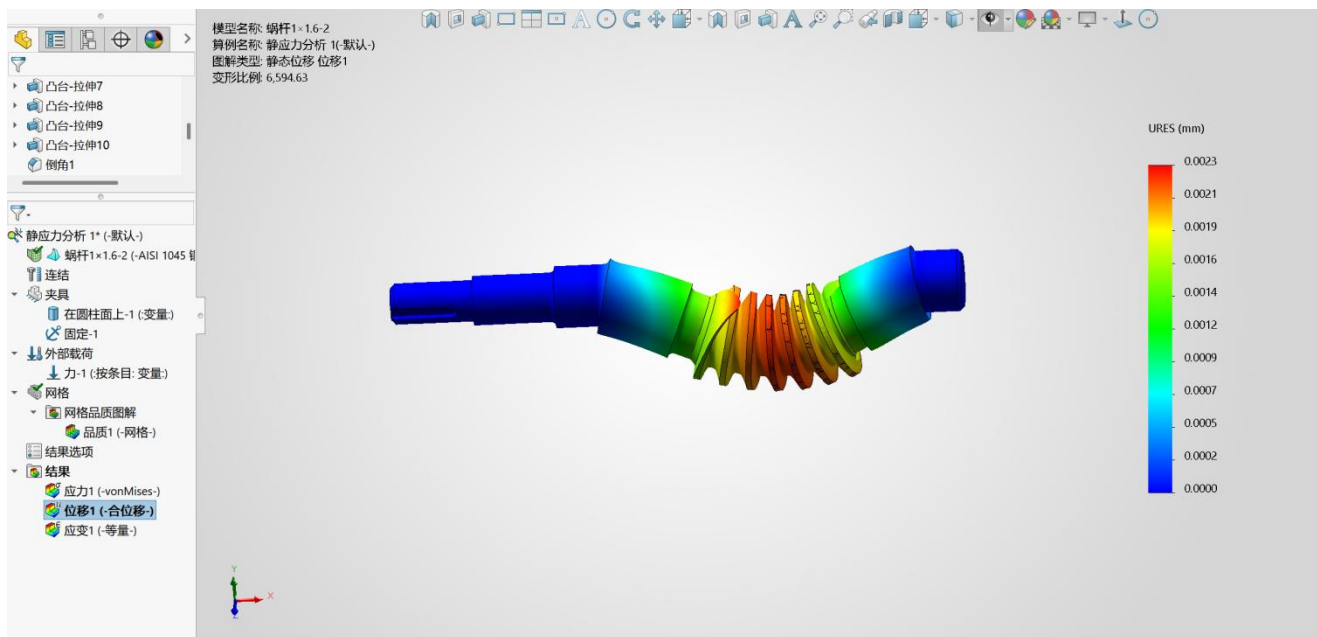


图 7-5

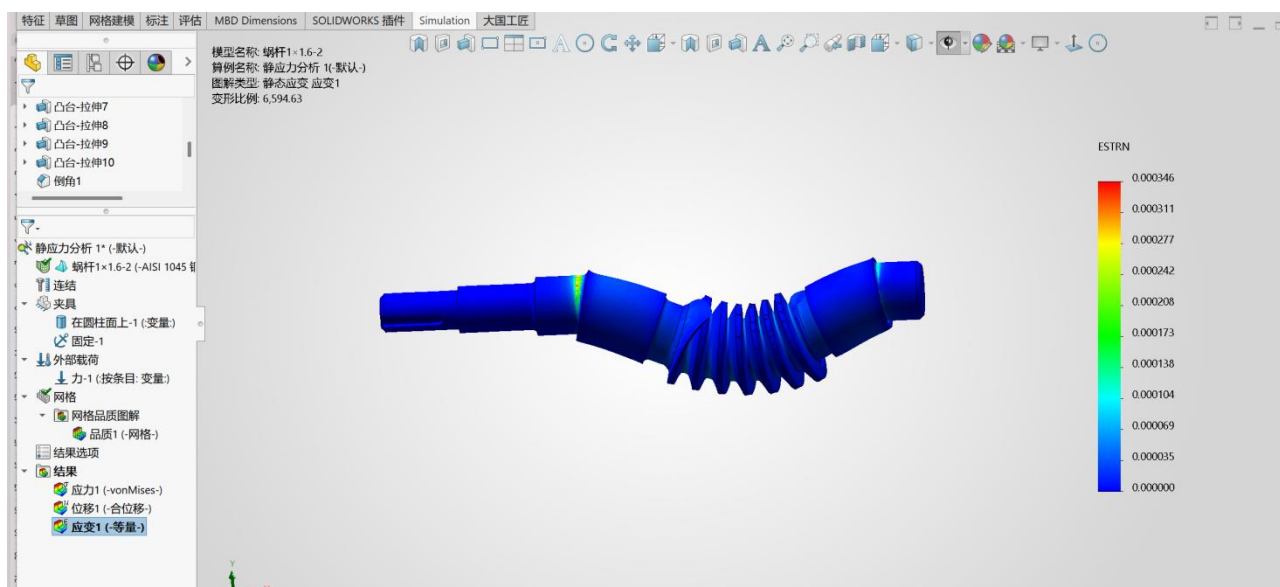


图 7-6

3) 箱体的分析

减速箱壳体是整个机械系统的基础承载部件。对于蜗轮蜗杆传动系统而言，若箱体刚度不足发生微小形变，将直接导致 74mm 中心距产生偏差，进而引发齿面偏载磨损甚至卡滞^[22]。因此，需利用 SolidWorksSimulation 对箱体进行静力学与刚度校核。

材料属性方面：选用 6061 铝合金，以满足轻量化与结构强度的双重要求。

约束条件方面：采用“固定几何体”约束，将箱体底板完全固定，模拟其通过螺栓与底座刚性连接的真实装配状态。

载荷施加方面：模拟极限复合受力工况。在箱体顶板法兰安装面施加 150N 的垂直向下压力（模拟转盘自重及 5kg 极限偏载），同时也利用“剖面切除”功能暴露出内部蜗杆轴承座，并在此表面施加 696.4N 的水平轴向推力（依据前文理论计算得出的蜗杆最大轴向支反力）。

对应的应力，位移，应变云图如下图 7-7，7-8，7-9

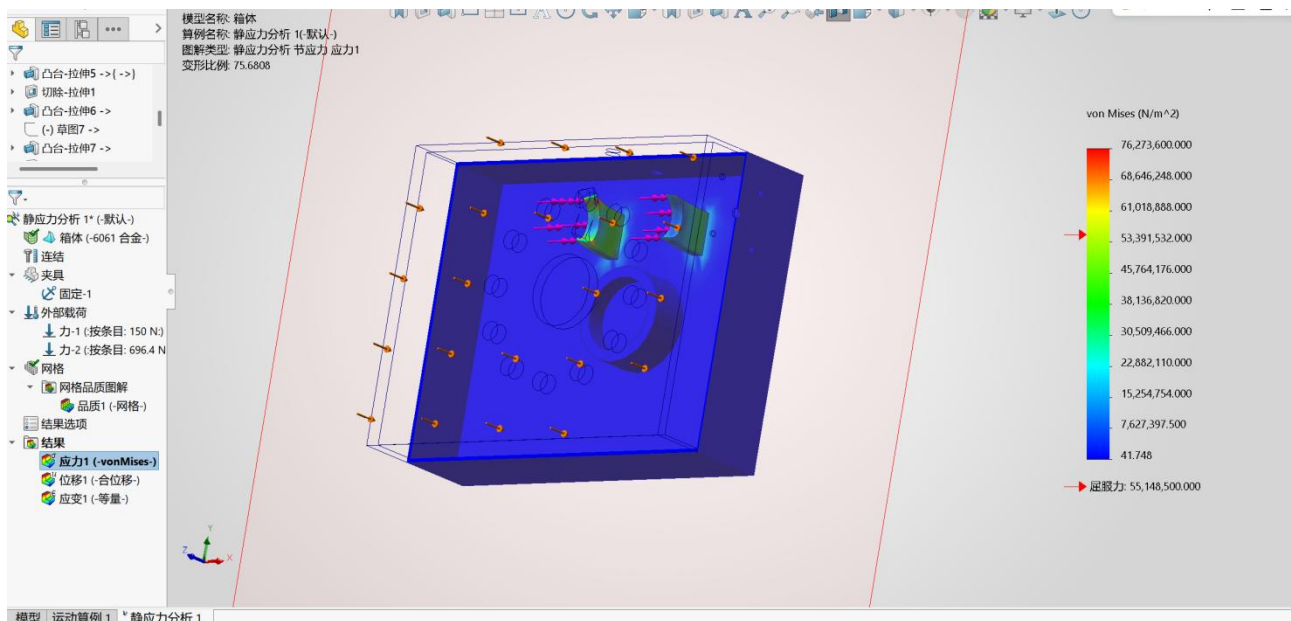


图 7-7

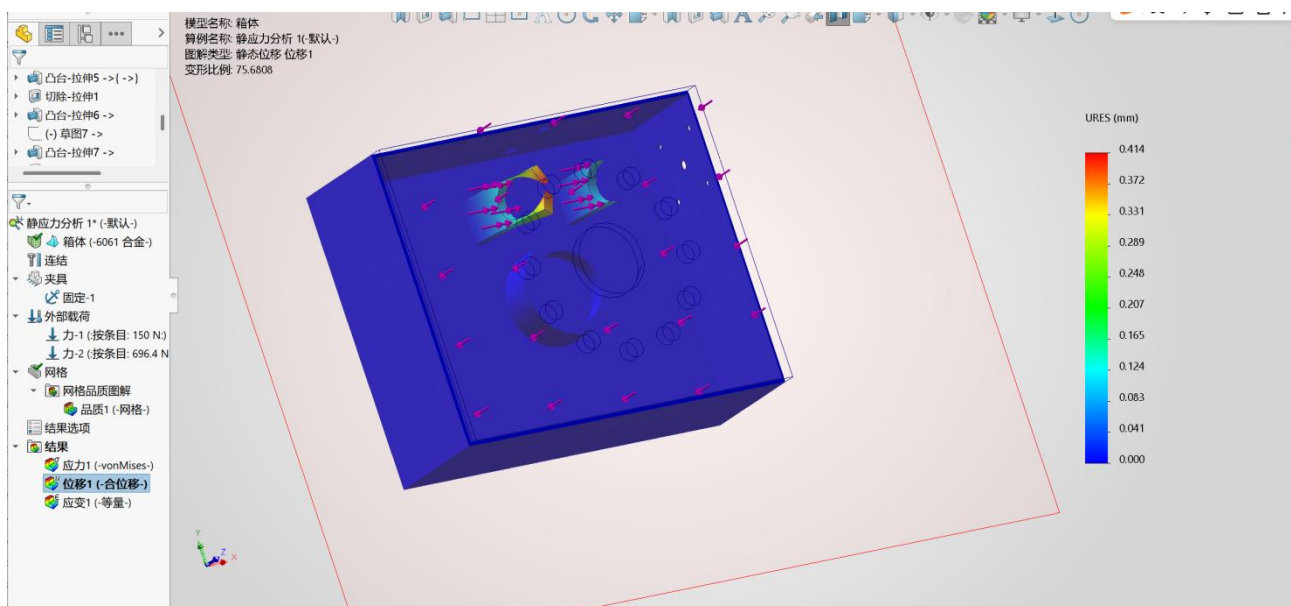


图 7-8

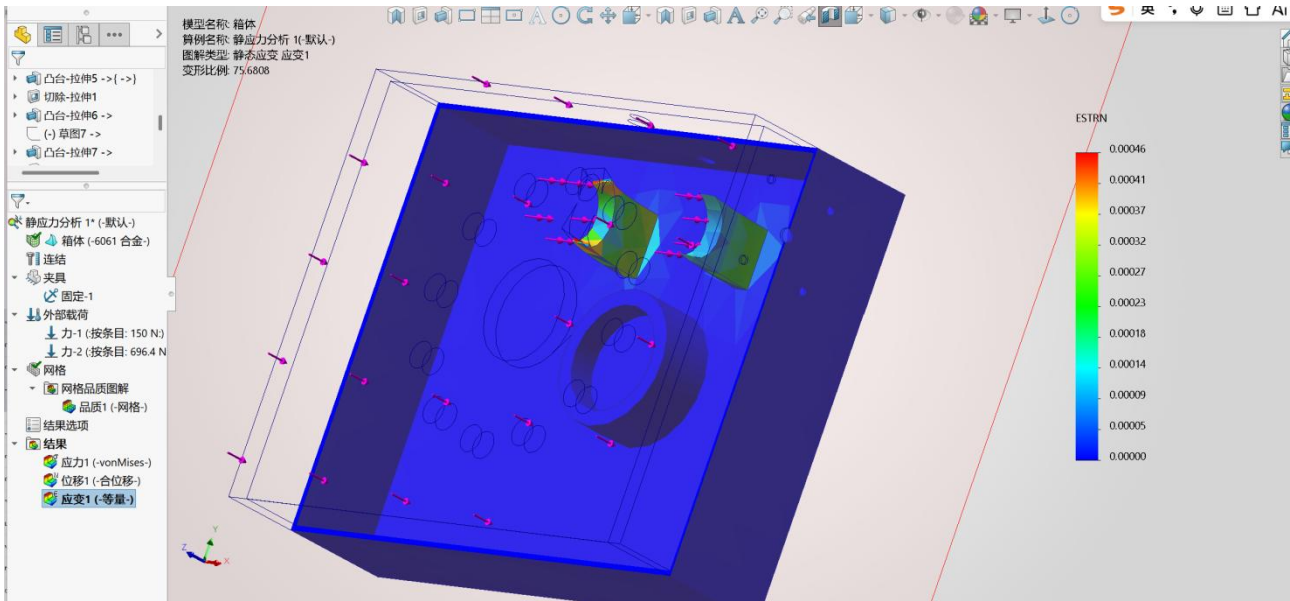


图 7-9

由内部截面位移云图可知，在复合载荷作用下，箱体外壳整体呈现深蓝色（位移量极小），表现出极强的宏观刚度。最大位移点出现在内部悬臂式蜗杆轴承座的受力边缘，最大变形量仅为 0.414mm 。此微量弹性偏斜属于合理受力表现，且未引起外部箱体框架的整体歪斜，完全能够保证内部蜗轮蜗杆 74mm 中心距的啮合精度。

由等效应力云图可知，系统最大应力峰值为 76.27MPa 。需特别指出的是，该高应力区极其狭窄，仅集中于内部悬臂支撑筋板与底板交接的直角锐边处。从有限元理论分析，此处属于典型的“网格应力奇异点”。

在实际工程制造中，通过在 2D 零件图中添加未注过渡圆角 $R2\sim R3$ 的工艺要求，可有效消除该处的应力集中现象，使实际工作应力大幅回落。此外，本项目实际生产时将采用 6061-T6 状态的铝合金，其屈服强度可达 275MPa 以上，因此该箱体的静强度具有极其充足的安全冗余。

4) 转台运动学与动力学仿真验证

为验证 57 步进电机在 1:80 蜗轮蜗杆减速机构下的驱动能力，利用 SolidWorksMotion 插件对整机进行多体动力学仿真^[28]。在转盘最外缘施加 5kg 的偏心负载，也就是图 7-10 中的正方体，以此来模拟大质量果蔬偏置，并为蜗杆输入轴添加等速旋转马达，考虑系统重力与转动惯量进行时域求解。

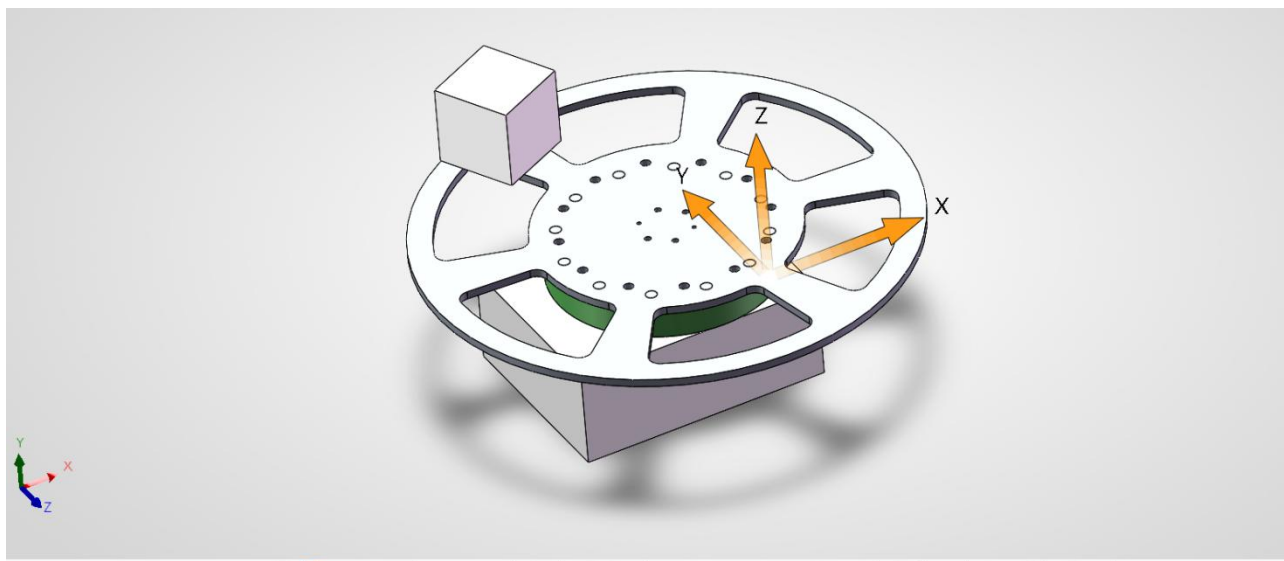


图 7-10

对于计算得到的仿真图解进行分析，提取电机端输入扭矩时域曲线（见图 7-11）可知，在系统启动瞬间，由于静摩擦与负载惯性的耦合作用，电机需克服的峰值扭矩出现跳跃，最大峰值约为 $0.5N \cdot mm$ ；进入稳态运转后，所需维持扭矩呈现周期性微幅波动且数值极低。

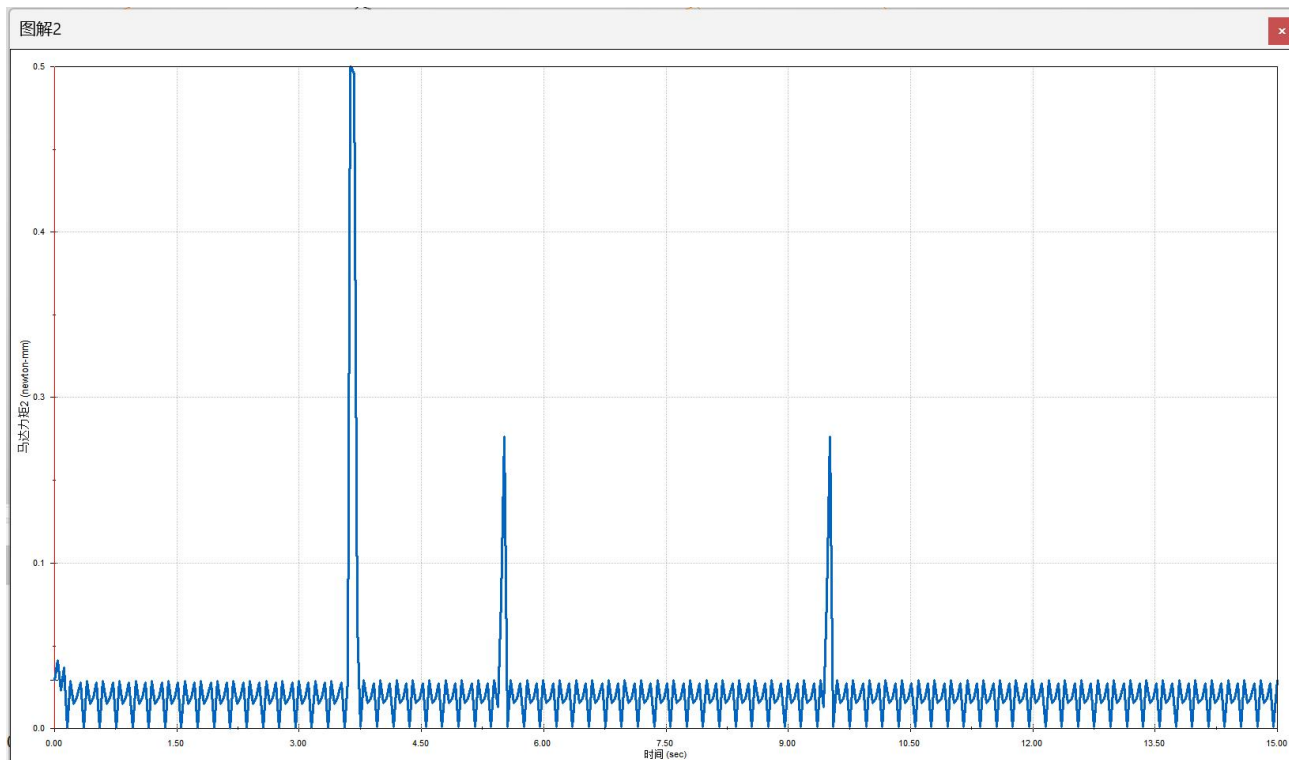


图 7-11

选型校核结论：所选用的 57 系列步进电机额定保持转矩远大于仿真所得的启动峰值扭矩。该动力系统设计具备极大的扭矩裕量，完全能够确保转盘在满载 5kg 偏心果蔬时实现平稳启动与精准步进，绝无丢步或堵转风险，动力选型高度可靠。

（b）增材制造应用探索

在传统机械装备研发中，减速箱体及大尺寸回转部件的开模或机加工成本高、周期长。本项目在设计阶段引入了增材制造的理念进行快速原型探索。

基于 FDM（熔融沉积成型）或 SLA（光固化成型）技术，可快速采用 PLA 或光敏树脂材料打印出减速箱壳体及蜗轮蜗杆的等比例样机^[23]。此过程在零模具成本的前提下，提前完成了以下关键验证：

1.直观验证 1:80 蜗轮蜗杆在极小中心距（74mm）下的空间干涉情况，以及内部 30202 圆锥滚子轴承孔的空间极限配合。

2.: 验证 57 步进电机法兰安装孔位及外伸轴联轴器空间的准确性，从物理实体层面消除了三维设计可能遗留的盲区，极大缩短了整机的研发迭代周期。

本项目的核心部件——减速箱壳体，为保证结构刚度，其内部设计了悬臂式的轴承支撑座。若采用传统 CNC 减材制造，不仅刀具干涉严重、加工受限，通常还需将箱体剖分为上下两半，并通过螺栓与销钉重新拼装，这不可避免地会引入装配误差，降低传动精度^[29]。

若采用 SLM（选区激光熔化）等金属增材制造技术（如使用 AlSi10Mg 铝合金粉末），则可彻底打破传统制造的“复杂性限制（Complexity for free）”^[25]。箱体及内部悬臂支撑座可实现三维实体一体化成型，彻底消除分型面和装配缝隙，不仅大幅提高了系统结构的整体刚度，更完美保障了前文静力学分析中微米级的位移变形控制指标。

在未来的工业级量产优化中，本项目基于面向增材制造的设计原则（Design for Additive Manufacturing, DfAM）^[24]，提出了以下两大优化方向：

1.针对箱体内部水平走向的 35mm 轴承孔，在增材制造视角下，可将其顶部重构为 45°倒角的“水滴形”或“泪滴形”自支撑结构。此举能彻底免除打印过程中内部支撑材料的添加，实现打印后内腔的免后处理清砂。

2.根据前文的 Motion 动力学仿真结果，电机在启动瞬间需克服的峰值扭矩主要来源于 600mm 转盘及偏心负载的转动惯量。在增材制造工艺下，可将实心的大转盘内部替换为 TPMS（三周期极小曲面）点阵或蜂窝晶格结构^[30]。这能在维持原有宏观抗弯刚度的同时，使转盘减重 30%以上，进而大幅降低整机转动惯量，进一步削减步进电机的启动峰值负载，达到极佳的节能与动态响应效果。

综上所述，将增材制造技术引入本果蔬分选机的研发与制造链路中具有高度的工程可行性与经济价值^[27]。在研发期，其快速原型能力有效降低了试错成本；在制造期，其突破传统刀具几何限制的特性，为整机的高精度一体化、轻量化及低转动惯量优化提供了极具潜力的技术路径。

五、参考文献

- [1]王立新,李明. 果蔬动态称重分选中的冲击问题研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(4):112-119.
- [2]张强,刘波. 小模数大传动比蜗杆传动的弯曲强度分析[J]. 机械传动, 2023, 47(2):85-91.
- [3]刘伟,赵刚. 受偏心载荷作用的旋转平台有限元仿真与分析[J]. 机床与液压, 2021, 49(10):134-139.
- [4]陈明,张华. 无齿回转支承与外接齿圈一体化集成的结构设计[J]. 机械设计与制造, 2024(1):205-209.
- [5]邢启恩. SolidWorks 高级教程[M]. 北京:机械工业出版社, 2020.
- [6]GB/T 10085-2018, 圆柱蜗杆传动基本参数[S]. 北京:国家市场监督管理总局、中国国家标准化管理委员会, 2018.
- [7]濮良贵,陈国定,吴立言. 机械设计(第10版)[M]. 北京:高等教育出版社, 2019.
- [8]王建平,张勇. 圆柱蜗杆传动齿面摩擦系数与传动效率的关联研究[J]. 机械科学与技术, 2021, 40(8):1201-1206.
- [9]张铁,孙雷. 基于 SolidWorks 与 Excel 的阿基米德蜗轮参数化精确建模[J]. 制造技术与机床, 2019(11):142-146.
- [10]GB/T 5272-2017, 梅花形弹性联轴器[S]. 北京:中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局、中国国家标准化管理委员会, 2017.
- [11]GB/T 1800.1-2020, 产品几何技术规范(GPS)线性尺寸公差 ISO 代号体系第1部分:公差、偏差和配合的基础[S]. 北京:国家市场监督管理总局、中国国家标准化管理委员会, 2020.
- [12]GB/T 1096-2003, 普通型 平键[S]. 北京:中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 2003.
- [13]GB/T 4323-2017, 弹性套柱销联轴器[S]. 北京:中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局、中国国家标准化管理委员会, 2017.
- [14]GB/T 13871.1-2007, 密封元件为弹性体材料的旋转轴唇形密封圈第1部分:基本尺寸和公差[S]. 北京:中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局、中国国家标准化管理委员会, 2007.
- [15]GB/T 297-2015, 滚动轴承圆锥滚子轴承外形尺寸[S]. 北京:中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局、中国国家标准化管理委员会, 2015.
- [16]李国强. 高应力集中阶梯轴类零件的疲劳安全系数分析方法[J]. 机械工程师, 2022(4):77-79.
- [17]吴成,赵军. 弹性联轴器在轻型旋转设备中的缓冲与补偿特性研究[J]. 机械设计, 2021, 38(9):112-116.
- [18]GB/T 5843-2025, 凸缘联轴器[S]. 北京:国家市场监督管理总局、国家标准化管理委员会, 2025.
- [19]GB/T 9877-2008, 液压传动 旋转轴唇形密封圈设计规范[S]. 北京:中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局、中国国家标准化管理委员会, 2008.
- [20]JB/T JB/T 2300-2018, 《回转支承》[S]. 北京:工业和信息化部/国家能源局, 2018.
- [21]李刚,等. 基于 SolidWorksMotion 的齿轮减速机构多体动力学仿真[J]. 机械设计, 2020, 37(S1):188-192.
- [22]孙鑫,王超. 基于有限元法的铝合金减速器箱体刚度分析与改进[J]. 现代制造工程, 2023(3):134-139.
- [23]王华明. 增材制造技术在复杂机械结构中的应用进展[J]. 航空学报, 2020, 41(1):15-25.
- [24]刘晓星,等. 基于 DfAM(面向增材制造设计)的复杂零件一体化成型技术[J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2021, 33(12):1823-1831.
- [25]张文杰. 面向 SLM 技术的铝合金零件结构重构与自支撑设计研究[D]. 大连理工大学, 2022.
- [26]Smith J, Doe A. Dynamic performance analysis of worm gear drives in low-speed sorting applications [J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 156: 104132.
- [27]Wang L, et al. Contact stress and fatigue life evaluation of bronze worm gears under eccentric loads[J]. Wear, 2022, 488:204175. [28] Gibson I, Rosen D, Stucker B. Additive Manufacturing Technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing [M]. Springer,

2021.

[28] Kumar A, Singh R. Kinematic and dynamic simulation of mechanical assemblies using SolidWorks Motion [J]. Journal of Mechanical Design, 2020, 142(8): 083301.

[29] Chen Y, Zhang H. Topology optimization and Design for Additive Manufacturing (DfAM) of a gearbox housing [J]. Additive Manufacturing, 2023, 62: 103385.

[30] 赵宇. TPMS 周期极小曲面点阵结构在回转盘轻量化中的应用[J]. 材料工程, 2023, 51(9):112-120.