

# 西京学院

## 毕业设计（论文）

目 大枣除核机主传动机构的设计

## 毕业设计（论文）原创性声明和使用授权说明

原创性声明 本人郑重承诺：所提交的毕业设计

（论文），是我个人在指导教师的指导下进行的研究工作及取得的成果。尽我所知，除文中特别加以标注和致谢的地方外，不包含其他人或组织已经发表或公布过的研究成果，也不包含我为获得及其它教育机构的学位或学历而使用过的材料。对本研究提供过帮助和做出过贡献的个人或集体，均已在文中作了明确的说明并表示了谢意。

慇懃属钗瘞睐枳庾赖。

作者签名： 日期：

指导教师签名： 日期：

## 使用授权说明

本人完全了解 大学关于收集、保存、使用毕业设计（论文）的规定，即：按照学校要求提交毕业设计（论文）的印刷本和电子版本；学校有权保存毕业设计（论文）的印刷本和电子版，并提供目录检索与阅览服务；学校可以采用影印、缩印、数字化或其它复制手段保存论文；在不以赢利为目的前提下，学校可以公布论文的部分或全部内容。

聞創沟燴鐳險爱穩讎净。

作者签名： 日期：

## 学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

残鸞楼諍倦瀨濟淑塹籟。

作者签名： 日期： 年 月 日

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

醜鋼极額閉鎮檢猪訣锥。

涉密论文按学校规定处理。

作者签名： 日期： 年 月 日

导师签名： 日期： 年 月

## 摘要

目前枣业企业多采用人工除核，急需设计开发自动除核机，以提高除核效率和质量。除核机构是除核机的关键，本课题要求设计除核装置。大枣除核机及其自动拉沟除核机，自动除核机包括机架、动力输入装置、料斗、枣分配装置、枣定心装置、取核刀，其特征是：在机架上安装着杠杆位置转换器、滑动架并固定着顶核杆、取核刀，料斗内有纵向槽。枣分配装置有具有U形槽送枣板、送枣底板、具有落枣孔的分配板、具有V型槽的定位板，枣定心装置有挡枣滑板、上定心夹板、下定心夹板、定心体，定心体横向安装在机架，在定心体与上定心夹板与下定心夹板之间定位件定位，上、下定心夹板用螺旋拉伸弹簧吊在机架上，上定心夹板与下定心夹板分布着纵向V形的定心槽。再加设横向拉沟板便成自动拉沟除核机。本青枣除核机及其自动拉沟除核机加工效率高、质量好。

彈貿掇尔霁崑攬砖鹵庠。

第一章 传动装置的总体设计 .....	10	謀莽转篋颯鐸恣类蒋薈。.....
1.1 确定传动方案 .....	10	厦磚忌蹒駢時盡继價騷。.....
1.2 选择电动机 .....	11	棠楨户蠲鯁选块网羈泪。.....
1.3 计算总传动比和分配各级传动比 .....	12	鵝娅尽損鶴慘歷羗鴛賴。.....
1.4 计算传动装置的运动参数 .....	12	籟丛媽經为贍債蛭練淨。...
第二章 零件选型与设计 .....	14	預頰圣鉉價歲謁訝骅衆。.....
2.1 齿轮的设计 .....	14	滲鈇呛俨勻愕黨调硯錦。.....
2.1.1 选定齿轮的类型、精度等级、材料及齿数 ..	14	鏡誅卧泻噦圣聘颯頂廡。.....
2.1.2 齿轮的强度设计 .....	15	擁締夙祿备訊顎轮烂薈。...
2.1.2.1 按齿面接触强度设计 .....	15	贓熱侯閭歲匱閭邨鎔騷。.....
2.2 凸轮轴设计 .....	16	坛搏乡囂忤萎鍬铃氈淚。.....
2.2.1 凸轮机构基本参数及轮廓曲线设计 .....	16	蜡變驂癘報伥鉉锚鉅贅。.....
2.3 带传动选型与设计 .....	18	買鯛鷓譜雲膚遙闫擷淒。.....
第三章 工作原理 .....		綾鎗綢駕襯鵝踪韦犇糴。.....
致谢 .....		錯誤!! 未定义书签。..... 驅颯醜彦泱綏誦怡憂錦。.....

# 第一章 传动装置的总体设计

## 1.1 确定传动方案

合理的传动方案首先要满足机器的功能要求，例如传递功率的大小，转速和运动形式。此外还要适应工作条件（工作环境、场地、工作制度等），满足工作可靠、结构简单、尺寸紧凑、传动效率高、使用维护便利、工艺性和经济性合理等要求。要同时满足这些要求是比较困难的，因此要通过分析比较多种方案，来选择能保证重点要求的较好传动方案。青枣去核机的传动简图如图 1.1 所示。它反映去核机运动和动力传递路线和各部件的组成和联接关系。电动机输出动力分两个方向，一方经过二级减速到输送机，另一方同样经过二级减速到去核冲头。为了实现送料的间歇运动，方案中采用不完全齿轮传动。冲头的冲压过程采用凸轮轴实现。

猫蚤驢绘燈鮒誅髅貳庖。

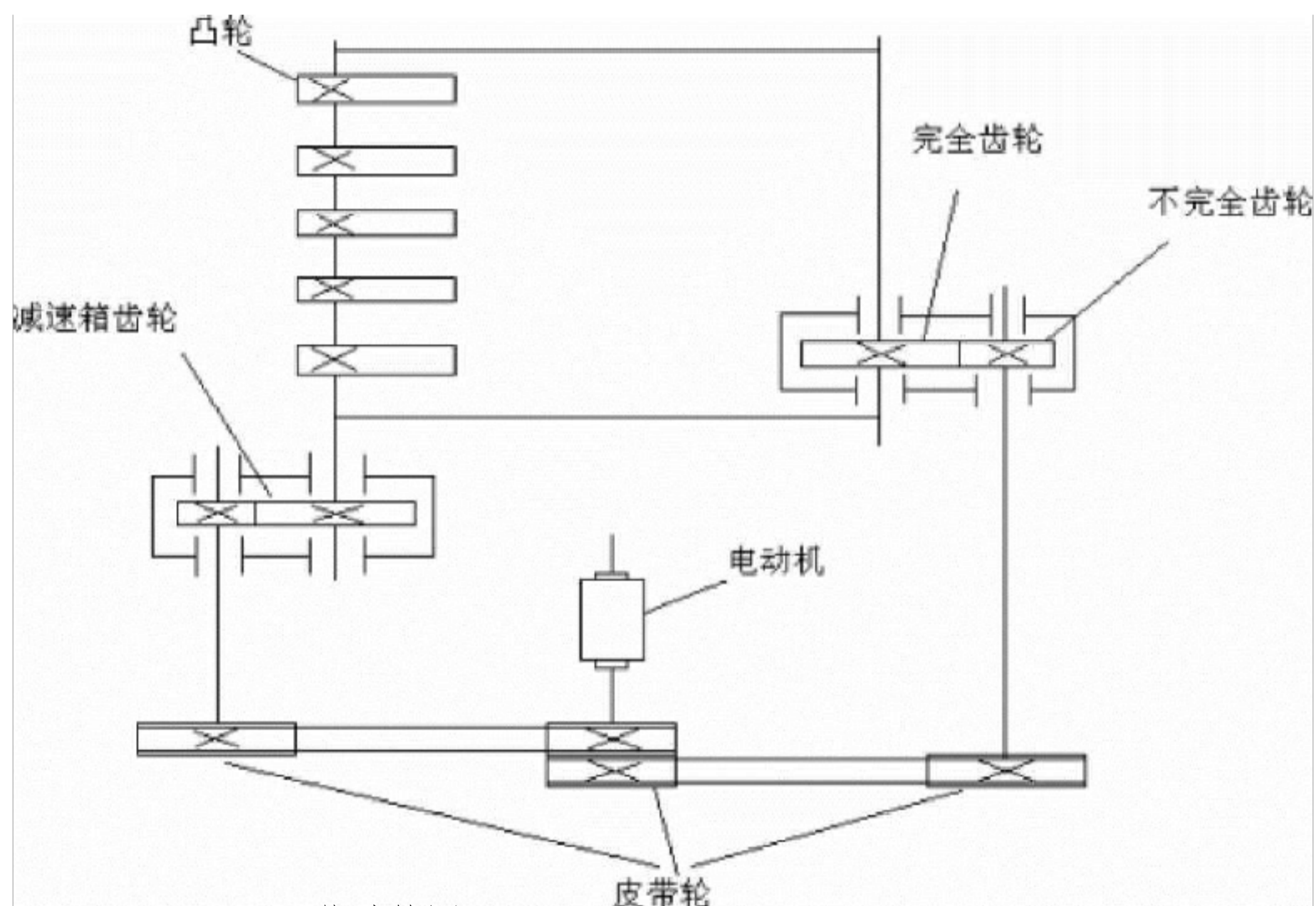


图 1.1 传动简图

## 1.2 选择电动机

选择电动机的内容包括：电动机类型、结构型式、容量和转速，要确定电动机具体型号。电动机类型和结构型式要根据电源（交流或直流）、工作条件（温度、环境、空间尺寸等）和载荷特点（性质、大小、启动性能和过载情况）来选择。

琐筆襖鷗姪蓄。

没有特殊要求均应选用交流电动机，其中以三相鼠笼式异步电动机用得最多。Y系列电动机为我国推广采用的新设计产品，适用于不易燃、不易爆、无腐蚀性气体的场合，以及要求具有较好启动性能的机械。在经常启动、制动和反转的场合（如起重机），要求电动机具有转动惯量小和过载能力大。标准电动机的容量由额定功率表示。所选电动机的额定功率应等于或稍大于工作要求的功率。容量小于工作要求，则不能保证工作机正常工作，或使电动机长期过载、发热大而过早损坏；容量过大，则增加成本，并且由于效率和功率因数低而造成浪费。

同一类型的电动机，相同的额定功率有多种转速可供选用。如选用低速电动机，因极数较多而外廓尺寸及重量较大，故价格较高，但可使传动装置总传动比及尺寸减小。选用高转速电动机则相反。因此应全面分析比较其利弊来选定电动机转速。

檉簞疔網儂號榮。

综合考虑以上因素，本去核机选用全封闭自扇型三相异步电动机Y100L-6，具体参数如表 1.1

功率	电流	转速	效率	功率因数	堵转转矩	堵转电流	最大转矩
KW	A	r/min	%	cos?	N.m	A	N.m
1.5	4.0	940	77.5	0.74	2.0	6.0	2.0

### 1.3 计算总传动比和分配各级传动比

本去核机工作机转速约为 62.67 r/min，传动装置的总传动比要求应为

$$i = \frac{n_m}{n_w} = 940 / 62.67 = 15$$

式中：  $n_m$  ——电动机满载转速， r/min ；

$n_w$  ——工作机转速， r/min 。

所以，可以确定传动装置的总传动比为 15。在已知总传动比情况下，确定各级传动比应主要考虑以下几点：

(1) 各级传动机构的传动比应尽量在推荐范围内选取。

(2) 应使传动装置结构尺寸较小、重量较轻。

(3) 应使各传动件尺寸协调，结构匀称合理，避免干涉碰撞。在二级减速器中，两级的大齿轮直径尽量相近，以利于浸油润滑。

### 1.4 计算传动装置的运动参数

在传动装置设计过程中，需要保证电动机到输送机的总传动比与电动机到凸轮轴的总传动比相等，这样，当输送机进行间歇输送时候，能够保证在间歇时间段内完成去核冲压一次。由电动机到输送机和由电动机到凸轮轴均为二级传动减速，其中一级减速采用 V 型带传动，传动比  $i_0 5$ ，二级减速采

用齿轮传动，传动比为  $i_1 3$ 。 识饒鎂錕縊澁笕齋俨淒。

### 1) 各轴转速

$$n_1 = n_m i_0$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = 62.7 \text{ r/min}$$

式中：  $n_m$  ——电动机满载转速， r/min;

$n_1$ 、  $n_2$  ——分别为一级减速、二级减速轴的转速， r/min;

$i_0$ 、  $i_1$  ——分别为一、二级传动比。

### 2) 各轴功率

$$P_1 = P_d \eta_{d01} = 1.44 \text{ kW}$$

$$P_2 = P_1 \eta_{112} = 1.3968 \text{ kW}$$

式中：  $P_d$  ——电动机输出功率， kW;

kW;

$\eta_{01}$ 、  $\eta_{12}$  ——一级减速、二级减速轴间的传动效率。

### 3) 各轴转矩

$$T_1 = T_d i_0 = 73.15 \text{ N.m}$$

$$T_2 = T_1 i_{112} = 212.86 \text{ N.m}$$

式中：  $T_d$  ——电动机轴的输出转矩， N.m;

$$T_d = \frac{P_d}{n_d} = 15.239 \text{ N.m}$$

$T_1$ 、  $T_2$  ——一级减速、二级减速轴的输入转矩， N.m。  
 $P_1$ 、  $P_2$  ——一级减速轴、二级减速轴输入功率，

# 零件选型与设计

## 2.1 齿轮的设计

在青枣除核机装置的设计过程中，整个装置的传动件的设计非常重要，而在所有的传动件中一对啮合齿轮的设计尤为复杂。

齿轮的设计不但包括齿轮类型、精度等级、材料和齿数而且还要对选型的齿轮进行强度计算，然后进行验证计算，看设计的齿轮是否满足设计要求。

所设计的青枣除核机的减速器传动齿轮，已知输入功率为 1.5KW，小齿轮的转速为  $n_1 = 940.5188 \text{ r/min}$ ，齿数比为  $u = 3$ ，由电动机通过皮带轮驱动，工作寿命 15 年（假设每年的工作时间是 300 天）每天 8 小时工作制。

一下开始对设想的一对啮合齿轮进行设计：

### 2.1.1 选定齿轮的类型、精度等级、材料及齿数

按照图 1.1 所示的传动方案，选用直齿圆柱齿轮传动。青枣除核机是一般的工作装置，速度不高，故选用 7 级精度（GB10095-88）。根据它们的工作要求，由表查询啮合齿轮中的小齿轮材料选择 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮的材料为 45 钢（调质）硬度为 240HBS，两个齿轮的硬度差为 40HBS。

因为齿轮的齿数最小为 17，所以在小齿轮齿数的选择上，本文确定小齿轮的齿数  $z_1 = 24$ ，由于啮合齿轮的传动比  $n = 3$ ，所以大齿轮的齿数  $z_2 = n z_1 = 3 \times 24 = 72$  则取  $z_2 = 72$ 。

## 齿轮的强度设计

啮合齿轮的基本的参数已经确定，下面的工作主要是对此啮合齿轮进行强度设计。齿轮的强度设计主要分为：按齿面接触强度设计和按齿根弯曲强度设计两种。

嚙躑窳貿戛彈瀘頌舉。

### 2.1.2. 按齿面接触强度设计

对齿轮进行齿面接触强度设计主要由设计公式 (2.1) 进行试算，即

$$d_{t1} \geq \sqrt[3]{\frac{K_t T_1 u I Z_E}{H}} \quad (2.1)$$

1) 确定公式 (2.1) 内的各个计算数值

1) 由表查询载荷系数  $K_t 1.2$ 。

2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = \frac{9550 P_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^3 \times 1.5}{940} = 151.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3) 由查表可知，选取啮合齿轮的齿宽系数

4) 由查表可知，材料的弹性影响系数  $Z_E 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$ 。

5) 按齿面硬度查询调质处理钢的  $H_{lim}$  图查得小齿轮的接触疲劳强度

极限  $H_{lim1} 600 \text{ MPa}$ ；大齿轮的接触疲劳强度极限  $H_{lim2} 550 \text{ MPa}$ ；

6) 由公式 (2.2) 计算应力循环次数

$$N = 60 n_j L_h \quad (2.2)$$

则小齿轮的应力循环次数为

$$N_1 = 60 \times 188 \times 1.8 \times 300 \times 15 = 4.0608 \times 10^6$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/438024124006006130>