

福建农林大学金山学院

JIN SHAN COLLEGE OF FUJIAN AGRICULTURE AND FORESTRY UNIVERSITY

本科毕业设计 说明书

设计题目: 工业绞肉机

专业年级: 2011 级机械制造及其自动化

学 号: 116709078

姓 名: 张万泉

指导教师: 朱亨银

2015 年 5 月 15 日

目录

目录.....	2
摘要.....	I
Abstract.....	II
第一章 引言.....	- 1 -
第二章 结构与工作原理.....	- 2 -
2.1 绞肉机的结构.....	- 2 -
2.1.1 送料机构.....	- 2 -
2.1.2 切割机构.....	- 2 -
2.1.3 驱动机构.....	- 3 -
2.2 工业绞肉机的工作原理.....	- 3 -
第三章 螺旋供料器的设计.....	- 4 -
3.1 轴的设计.....	- 4 -
3.1.1 绞笼的材料.....	- 4 -
3.1.2 螺旋直径.....	- 5 -
3.1.3 额定绞笼的转速.....	- 5 -
3.1.4 螺旋节距.....	- 5 -
3.2 绞筒的设计.....	- 5 -
3.3 止推轴承座的设计.....	- 6 -
第四章 传动系统的设计.....	- 8 -
4.1 电机的选择.....	- 8 -
4.2 带传动的设计.....	- 9 -
4.2.1 设计功率 P_d	- 9 -
4.2.1 大带轮基准直径 d_{d_2} (mm).....	- 9 -
4.2.2 初定轴间距 a_0 (mm).....	- 10 -
4.2.3 小带轮包角 δ_1	- 10 -
4.2.4 V 带的根数 Z	- 11 -
4.3 皮带的选择、及计算.....	- 11 -
4.3.1 单根 V 带的预紧力.....	- 11 -
4.3.2 作用在轴上的力.....	- 12 -
4.3.3 带轮的结构和尺寸.....	- 12 -
第五章 绞刀的设计.....	- 13 -
5.1 绞刀的设计.....	- 13 -
5.1.1 刀刃的起讫位置.....	- 14 -
5.1.2 刀刃的前角.....	- 15 -
5.1.3 刀刃的后角.....	- 16 -
5.1.4 刀刃的刃倾角.....	- 17 -
5.1.5 刀刃上任一点位置量上绞肉速度.....	- 19 -
5.1.6 刀片的结构.....	- 20 -
5.2 筛网的设计.....	- 21 -

第六章 生产能力分析.....	- 22 -
6.1 影响生产能力的主要因素.....	- 22 -
6.2 绞刀的切割能力.....	- 22 -
6.3 绞肉机的生产能力.....	- 22 -
6.4 功率消耗.....	- 23 -
结束语.....	- 24 -
参考文献.....	- 24 -
致谢.....	- 25 -

摘要

目前, 在面对国民生活水平快速提高的形势下对肉和馅制品的需求量不断加大, 肉制品加工机械发展也越来越快。肉和馅制品加工过程中, 首先碰到的是根据工艺要求将原料进行预处理, 包括切片、切丝和绞馅等。本文论述了肉类加工机械绞肉机的工作原理、主要技术参数、传动系统、典型零件的结构设计及生产能力分析。绞肉机的种类尽管繁多, 但是它们的基本结构和工作原理是相同的。工作过程, 主要靠旋转的工作螺杆(绞笼), 将料斗提供的肉料通过工作圆筒推挤到筛网和切刀处, 利用转动的切刀刃和筛网孔口形成剪切和研磨作用将肉切碎, 并在螺杆挤压力作用下将肉粒排出筛网。

关键词 肉类工业; 绞肉机; 挤肉样板; 绞刀

ABSTRACT

At present, in the face of the rapid increase in the level of national life situation the demand for meat and filling products continue to increase, meat processing machinery development is also growing fast. Meat and stuffing product processing process, the first encounter is according to the technical requirement of the pretreatment of raw materials, including slicing and shredding and wring stuffing and so on. This paper deals with the meat processing machinery mincing machine working principle, main technical parameters, transmission system of typical parts, structure design and production capacity analysis. Although many kinds of meat grinder, but their basic structure and working principle is the same. Working process, mainly by the rotation of the screw working (stranding cage), the hopper of the meat material through the working cylinder pushes to the screen and the cutting knife at, the rotation of the cutting edge and the screen hole form about cutting and grinding will be chopped meat, and screw extrusion pressure under the meat particles discharge screen.

Key words: meat chopper Crowded meat mode reamer Cage

第一章 引言

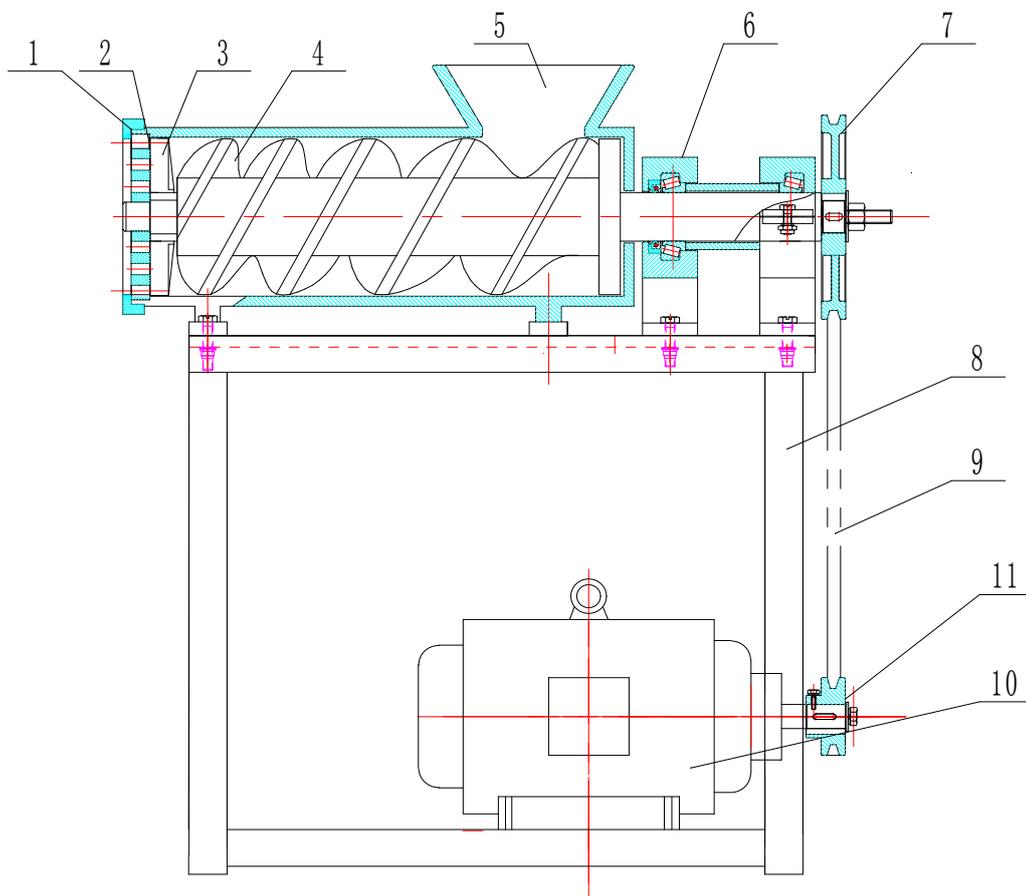
随着中国人民生活水平的提升和国民经济的发展，人们对食品工业提出了更高的要求。现代食品的发展方向大致分为，营养健康，方便快捷，绿色无污染，人们对食品工业的要求使得食品机械工业发展迅猛，肉类加工发展 肉类机械加工的水平与整个肉类行业的现状发展密切相关，食品工业的现代化水平，很大程度食品的发展依赖于食品机械的发展及其现代化水平，离开现代仪器和设备，现代食品工业这个词语现在就不会出现在人们的视野中，食品工业的发展是设备与工艺共同发展是相依偎，少了起重工的任何一个都无法发展，所以应使现代化的设备与先进的工艺达到最佳的配合，当然食品工业的发展依旧离不开设计人员的辛苦，食品工业让设备和工艺共同发展，起到了重要的角色。应该让工艺和设备达到最佳配合，从而使新的设备不断革新和创新，有效的促进工艺的改善和发展。要使国内食品工业迈向现代化的必要条件是它们之间互相促进、互相完善。

在肉类的加工流程中，切碎、绞碎、搅拌工序要求的机械化程度最高，其中绞肉机、搅拌机、绞碎机是最基本的加工生产机械.现在很多肉类加工企业都要配备这三种设备。国内一些大型肉制品加工厂基本上都是从德国、日本等国家进口拥有先进工艺的加工设备，但是它的价格是非常昂贵的。目前在我国小、中型肉类加工公司使用的绞肉机为国内公司开发设计的产品，我国的小、中型肉类加工企业都比较常用工业绞肉机来绞各种肉类来生产自己所需要的产品，例如生产肉食便携带的罐头、香肠、腊肠和各种真空压缩肉类食品等，绞肉机可以将肉类进行不同的尺寸绞以满足不同工艺的要求。该机可作为其他肉质原料的挤压设备，已达到一机多用的功能。

第二章 结构与工作原理

2.1 绞肉机的结构

绞肉机主要由送料机构、切割机构和驱动机构等组成，如图 2-1 所示。



- 1 旋盖 2 挤肉样板 3 绞刀 4 绞笼 5 料斗 6 轴承座
7 大皮带轮 8 机架 9 三角皮带 10 电机 11 小皮带轮

图 2-1

2.1.1 送料机构

包括料斗 5 绞笼 4 其作用是输送物料前移到切割机构，并在前端对物料进行挤压。

2.1.2 切割机构

包括挤肉样板 2、绞刀 3、旋盖 4 其作用是对挤压进入样板孔中的物料进行切割。样板孔眼规格有多种，可根据不同的尺寸大小要求随时旋下旋盖进行更换。

2.1.3 驱动机构

包括电机 10、皮带轮 7、11、皮带 9 等

2.2 工业绞肉机的工作原理

工作时，先开机后放料，由于物料本身的重力和螺旋供料器的旋转，把物连续地送往绞刀口进行切碎。因为螺旋供料器的螺距后面应比前面小，将料斗提供的肉料通过工作圆筒推挤到筛网和切刀处，利用转动的切刀刃和筛网孔口形成剪切和研磨作用将肉切碎，并在螺杆挤压力作用下将肉粒排出筛网用于午餐肉罐头生产时，肥肉需要粗绞而瘦肉需要细绞，以调换挤压样板（筛网）的方式来达到粗细绞之需。筛网有几种不同规格的孔眼，通常粗绞用之直径为 10—12 毫米、细绞用直径 3—5 毫米的孔眼。粗绞与细绞的筛网，其厚度都为 12—15 毫米普通钢板。由于粗绞孔径较大，排料较易，故绞笼的转速可比细绞时快些，但最大不超过 408 转/分。一般在 200—500 转/分。因为筛网上的孔眼总面积一定，即排料量一定，当绞笼转速太快时，使物料在筛网附近堵住，造成绞笼负荷突然增加，会造成电动机的损坏，减短电动机的使用寿命。

绞刀刃口是顺着切刀转向安装的。绞刀用工具钢制造，刀口要求锋利，使用一个时期后，刀口变钝，此时应调换新刀片或重新修磨，否则将影响切割效率，甚至会使有些肉不是切碎后排出，而是由挤压、磨碎后成浆、糊状排出，直接影响成品质量，据有些厂的研究，午餐肉罐头脂肪严重析出的质量事故，往往与此原因有关。调换或装配绞刀后，一定要把紧固螺母旋紧，才能保证筛网不动，否则因筛网挪动和绞刀转动之间产生相对滑动，也会引起对肉块磨浆的影响。绞刀必须与筛网紧密贴和，否则会影响到绞肉机工作的效率。螺旋在机壁里工作，要防止螺旋外表与机壁接触，如果有一点接触，会损坏机壁的内壁。但它们的间隙又不可以过于大，过大会影响送料效率的降低和挤压力的减小，甚至使肉块从两者间的间隙处倒流回去，因此这部分零部件的加工和安装的精度要求较高。工业绞肉机的生产效率的高低不是由绞笼决定，而是由绞刀的切割能力来决定。因为切割后物料必须从孔眼中排出，绞笼才能继续送料，否则，送料在多也不行，相反物料会使筛网堵塞从而损坏机器。

第三章 螺旋供料器的设计

3.1 轴的设计

绞笼的作用是向前输送物料，并在前端对肉块进行挤压。轴的设计主要包括定出轴的合理外形和全部结构尺寸；轴上安装的林间的类型、尺寸、数量以及和轴连接的方法；在轴的性质，大小、方向及分布的不同而异

1) 拟定轴上零件的装配方案

拟定轴上的零件的装配方案是进行轴的结构设计的前提，它决定轴的基本形式。

2) 轴上零件的定位

轴上零件的轴向定位是以轴肩，套筒，轴端等来保证的

设计上采用一根变螺距、变根径的螺旋，即螺距后端距长前端距小，这样使其绞笼与绞筒之间的容积逐渐变小实现了对物料的挤压作用。

绞笼前端方形轴处安装绞刀，后端面上安装两个轴承座中心距 116mm，以固定绞笼使绞笼不晃动、在最后面安装一个 8×8 的键与大带轮配合，以便电机带动绞笼转动。

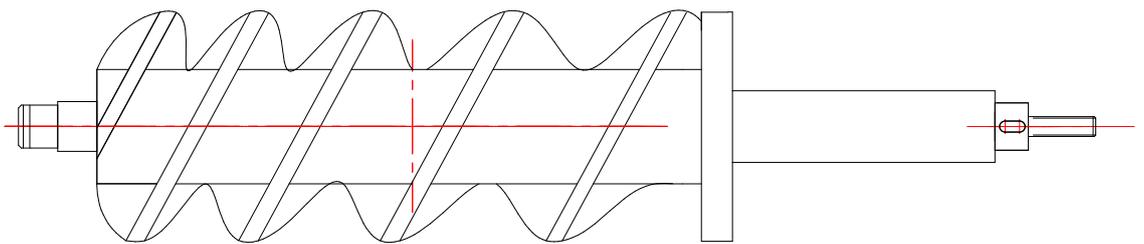


图 3-1 绞笼的设计

3.1.1 绞笼的材料

绞笼的材料选用 HT200，抗拉强度和塑性低，但铸造性能和减震性能好。

3.1.2 螺旋直径

$$D = K_{2.5} \sqrt{\frac{G}{\varphi \rho C}} = 0.136\text{m} \quad D=160\text{mm}$$

G—生产能力, 由原始条件得 $G=1\text{T}/\text{H}$

K—物料综合特性系数, 查表 1-16 得 $K=0.071$

φ —物料得填充系数查 B4 表 1-16 得 $\varphi=0.15$

ρ —物料的堆积密度 t/m^3 猪肉的为 $1.5\text{t}/\text{m}^3$

C—与螺旋供料器倾角有关的系数, 查 B4 表 1-15 得 $C=1$

3.1.3 额定绞笼的转速

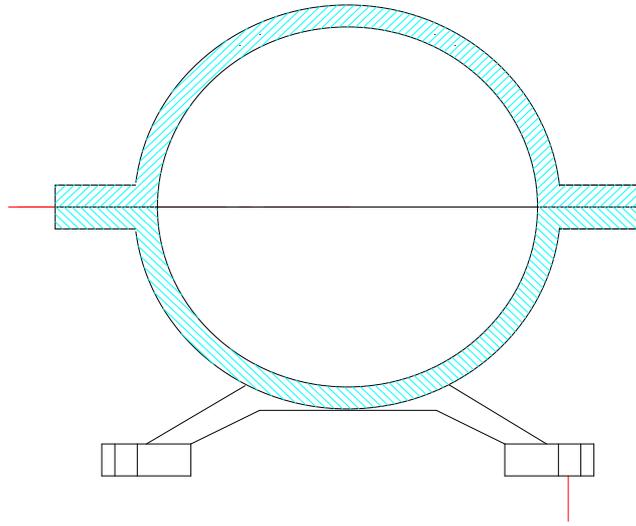
由设计理念得出数据 $n=411\text{r}/\text{min}$

3.1.4 螺旋节距

实体面型螺旋的节距 $t=D=5$

3.2 绞筒的设计

由于肉在绞筒内受到搅动, 绞筒内壁与绞笼外表之间的间隙要适当, 间隙太大会使物料倒流; 间隙太小绞笼与绞筒内壁易碰撞。绞笼的外表与绞筒的间距为 1-2mm 之间。我选择的绞筒内壁与绞刀的距离为 1mm, 若绞筒内壁与绞刀外表的距离太多相近怎容易发生碰壁现象, 会是绞筒损坏, 若绞刀外表与绞筒内壁的距离相近太远, 绞肉机在工作的时候物料容易向后回, 而且对筛网的压力会减弱, 造成绞肉机无法正常工作。如图 3-2 所示。

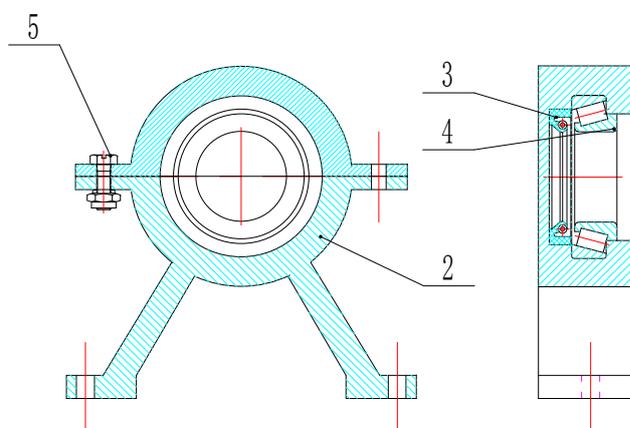


绞筒

图 3-2

3.3 止推轴承座的设计

当绞肉机的螺旋轴迫使肉料住前输送时，尤其是工作螺汗挤压肉料通过格栅时，将受到强大的反作用力，这个作用力要靠止推轴承来承受。料斗和供料螺旋等是绞肉机不可忽视的部分。因供料的好坏，直接影响绞肉机的生产效率。如图 3-3 所示。



止推轴承座

图 3-3

第四章 传动系统的设计

工作条件：连续单向转动，载荷较平稳，室内工作，无粉尘，工作环境最高温度 40℃；由于绞笼只有一种工作转速，则从电机至绞笼的运动路线为定比传动，其总的传动比可利用带传动构机减速后取得。

绞笼的转速能不太高，因为绞龙的转动速度不是依靠下料量来决定的。当绞龙速度到达一定转速以后，物料送的愈多效率反而不高，绞笼速度过高与物料之间产生磨擦，摩擦产生的热量使得出口处的压力升高，易引起物料变性、减短机器的使用寿命并且会影响绞出后肉的质量，所以绞笼的转速一般在 300—450r/min 比较适宜。在本机选用 411r/min。传动比=主动轮转速除以从动轮转速的值=它们分度圆直径的倒数的比值。

$$i = \frac{d1}{d2} = \frac{210}{60} = 3.5$$

4.1 电机的选择

$$P = \frac{G \cdot W}{\eta} = 4 \text{ (KW)}$$

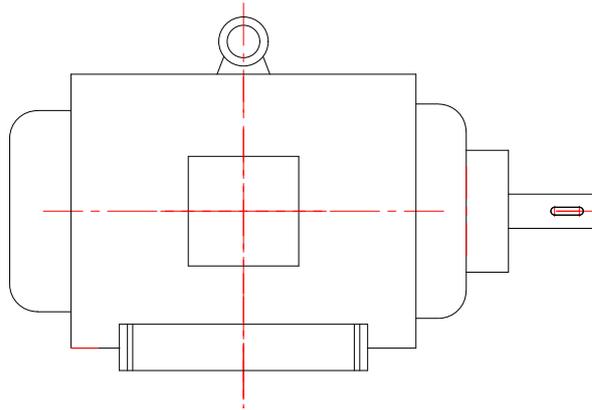
G—绞肉机的生产能力，1000kg/h

W—切割 1kg 物料耗用能量，其值与孔眼直径有关，d 小则 w 大，当 d=10mm，

取 w=0.0001kw. h/kg。（查 B5p₇₅0）

η —传动效率，取 0.75

所以根据 P=4000w，n=1500r/min，查表得选用 Y112M-4，再查表得 Y112M-4 电机的结构如图 4-1。



Y112M-4

图 4-1

4.2 带传动的设计

4.2.1 设计功率 P_d

由公式所得 P_d 的求法为

$$P_d = K_A \cdot P = 1.2 \times 2.7 = 3.24 \text{kw}$$

K_A —工况系数，查表，取 $K_A = 1.2$

P—传递的功率

选定带型

根据 P_d 和 n_1 查表选取普通 V 带 A 型， n_1 —小带轮转速，为 1440r/min

小带轮基准直径 d_{d_1} (mm)

由表选定

$$d_{d_1} = 60 \text{mm} > d_{d_{\min}} = 75 \text{r/min}$$

4.2.1 大带轮基准直径 d_{d_2} (mm)

确定大带轮直径 根据使用要求大带轮转速为 $n=411\text{r/min}$ 。小带轮转速与电机转速相同 $n=1440\text{r/min}$

$$\text{大带轮直径 } d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} \times d_{d1} = \frac{1440}{411} \times 60 = 210\text{mm}$$

(V 带轮的基准直径系列) 取 $d_{d2} = 210\text{mm}$

$$\text{传动比: } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{411} = 3.5$$

带速验算

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \cdot 60 \times 1440}{60 \times 1000} = 4.52\text{m/s} < v_{\max} = 25 - 30\text{m/s}$$

4.2.2 初定轴间距 a_0 (mm)

$$a_0 = 2(d_{d1} + d_{d2}) = 540\text{mm}$$

所需带的基准长度 L_{d_0} (mm)

$$L_{d_0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$= 2 \times 540 + \frac{\pi}{2} \times 270 + \frac{150^2}{4 \times 540}$$

$$= 1514\text{mm}$$

依 B1 表取 $L_d = 1524\text{mm}$, 带型号为 A60

实际轴间距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d_0}}{2} = 540 + \frac{1524 - 1514}{2} = 545\text{mm}$$

4.2.3 小带轮包角 ∂_1

$$\partial_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$$

$$= 180^\circ - \frac{150}{545} \times 57.3^\circ$$

$$= 164^\circ$$

单根 V 带的基本额定功率 P_1

根据带型号、 d_d 和 n_1 普通 V 带查表取 2.82kw

$i \neq 1$ 时单根 V 带型额定功率增量 ΔP_1

根据带型号、 n_1 和 i 查表取 0.46kw

4.2.4 V 带的根数 Z

查表得公式为

$$Z = \frac{P_d}{(p_1 + \Delta p_1) k_a k_L} = \frac{3.24}{(2.82 + 0.46) \times 0.96 \times 1.13} = 0.98 \approx 1$$

k_a — 小带轮包角修正系数查表取 0.96

k_L — 带长修正系数查表，取 1.13

4.3 皮带的选择、及计算

V 型带传动由于有缓冲吸振作用，在机械中被广泛应用。本次传动所用的介子就是三角皮带，皮带的选择对传动效率，传动比等，有所影响。

4.3.1 单根 V 带的预紧力

查表得公式为

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \left(\frac{2.5}{k_a} - 1 \right) \frac{P_d}{Zv} + mv^2 \\ &= 500 \times \left(\frac{2.5}{0.96} - 1 \right) \frac{3.24}{1 \times 4.52} + 0.1 \times 4.52^2 \\ &= 574.8 \text{ (N)} \end{aligned}$$

式中；

Z——V 带根数

V——带数 m/s

Ka——小带轮包角修正系数（查表）

M——B 型 v 带 每米长质量 Kg/m(查表)

4.3.2 作用在轴上的力

$$F_{\phi} = 2F_0 Z \sin \frac{\phi_1}{2} = 2 \times 1 \times 574.8 \times \sin 82^\circ = 1137.8(N)$$

$F_{\phi_{\max}}$ — 考虑新带初预紧力为正常预紧力的 1.5 倍

4.3.3 带轮的结构和尺寸

$$F_{\phi_{\max}} = 3F_0 Z \sin \frac{\phi_1}{2} = 3 \times 574.8 \times 1 \times \sin 82^\circ = 1707.2(N)$$

带轮应既有足够的强度，又应使其结构工艺性好，质量分布均匀，重量轻，并避免由于铸造而产生过大的应力。轮槽工作表面应光滑（表面粗糙度 $R_a = 3.2\mu m$ ）以减轻带的磨损。带轮的材料为 HT200。查 B1 表得基准宽度制 V 带轮轮槽尺寸，根据带轮的基准直径查表确定轮辐

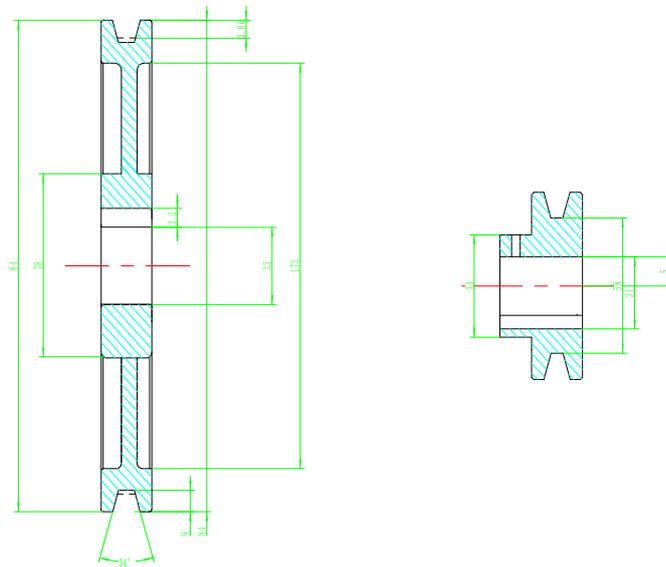


图 4-3

第五章 绞刀的设计

绞刀的作用是切割物料。它的内孔为方形，安装在绞笼前端的方轴上随其一起旋转，刀刃的安装方向应与绞笼旋向相同。绞刀的规格有 2 刃、4 刃等，绞刀用 ZG65 Mn 材料制造，淬火硬度为 HRC55 - 60，刃口要锋利，与样板配合平面应平整、光滑。绞刀与筛网之间不能有空隙，不然会发生绞肉机无法正常工作。

5.1 绞刀的设计

绞刀的几何参数对所绞出肉的颗粒度以及产品质量有着很大的影响，现对十字刀片的主要几何参数进行设计。

十字刀片如图(5-1)所示。其每一刃部的绞肉(指切割肉的)线速度分布亦如该图所示。从图上可以看出其刃部任一点位置上只有法向速 \vec{v}_p

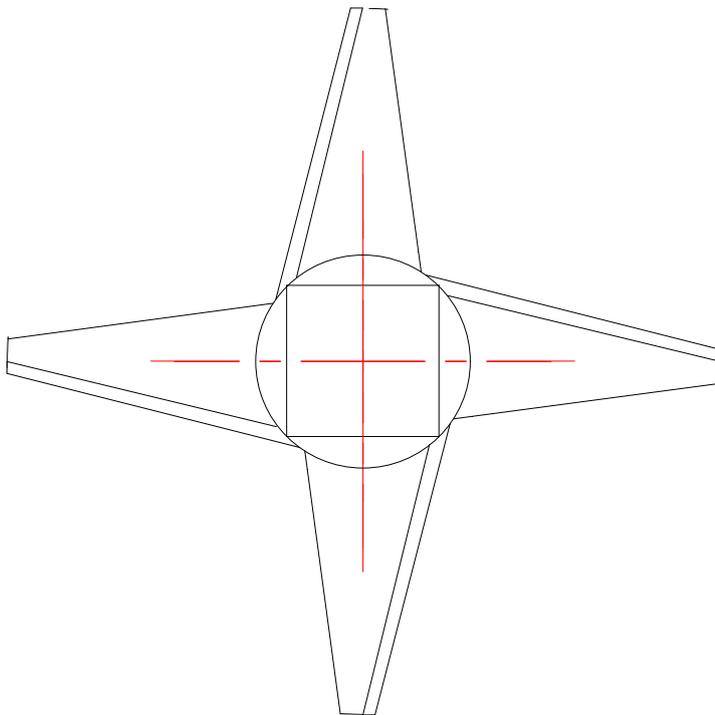


图 5-1 绞肉机绞刀片示意图及每一叶刀片上速度分布

其值为:

$$v_p = \frac{\pi n}{30000} \cdot \rho \quad (r \leq \rho \leq R) \quad [1]$$

式中: v_p —刀片刃部任一点的线速度 m / s;

n —刀片的旋转速度 rpm;

ρ —刀片刃部任一点至旋转中心的距离 mm;

r —刀刃起始点半径 mm ;

R —刀刃终止点半径 mm;

因此, 该刀片的几何参数(角度)不尽合理。故再将以一叶刀片的与网眼板相接触的一条刀刃为对象, 分析刀片上各参数的作用及其影响, 设计各参数。

5.1.1 刀刃的起讫位置

绞肉时, 绞肉机的十字刀片作旋转运动。从[1]在转速一定的条件下, 刀刃离旋转中心点越远, 则绞肉(指切割肉的)线速度越快。并且在螺杆进速度也一定的条件下, 假定绞肉时刀片所消耗的功全部转化为热能, 则任一与网眼板相接触的刀刃, 在单位时间内产生的热量为:

$$Q = F \cdot V \quad [2]$$

式中: Q —单位时间内任一与网眼板相接触的刀刃切割肉所产生的热量 (J / s)

F —绞肉时任一与网眼板相接触的刀刃上的切割力 (N) (参见第二部分刀刃的前角式[4])

v —任一刀刃切割肉的线速度 (m / s)

所以, 绞肉(切割肉)的线速度越快, 则所产生的热量也越大, 因此绞肉的线速度不能很高。根据经验, 我们知道一般绞肉时刀刃切割肉的钱速度处在30—90m / min之间最为理想, 因此由这些数据可估算出刀刃的起讫位置, 即刃的起点半径 r 和终点半径 R 。

根据式[1]得:

$$\rho = \frac{30000}{\pi n} \cdot v \quad [3]$$

我们已知十字刀片得转速 $n=411r/min$

当 ρ_{\min} 时, $\rho = \gamma$,

$$v_r = 30\text{m}/\text{min} = 0.5\text{m}/\text{s}$$

$$\gamma = \rho / v = \frac{30000}{411\pi} \times 0.5 = 11.62\text{mm}$$

当 ρ_{\min} 时, $\rho = R$,

$$v_R = 90\text{m}/\text{min} = 1.5\text{m}/\text{s}$$

$$R = \frac{\rho}{R} = \frac{30000}{411\pi} \times 1.5 = 34.86\text{mm}$$

圆整后取: $r=15\text{mm}$ $R=45\text{mm}$

5.1.2 刀刃的前角

当十字刀片绞肉时, 其任一与网限板相接触的刀刃上的受力情况 与网眼板相接触的刀刃的受力分析

根据分析得

$$\vec{F} = \vec{F}_{n\alpha} + F_{f\alpha} + \vec{F}_\tau + \vec{F}_{n\gamma} + F_{f\gamma}$$

其值为:

$$F_{n\alpha} + F_{f\gamma} \cos \gamma = F_{n\gamma} \sin \gamma$$

$$F = \vec{F}_\tau + \vec{F}_{f\alpha} + \vec{F}_{n\gamma} \cos \gamma + F_{f\gamma} \sin \gamma$$

因为刀刃与网眼板的摩擦力为:

$$F_{f\alpha} = F_{n\alpha} \bullet \mu_\alpha$$

肉与前刀面的摩擦力为:

$$F_{f\gamma} = F_{n\gamma} \bullet \mu_\gamma$$

整理得:

$$F = F_\tau + F_{n\alpha}(\mu_\alpha + \mu_\gamma) + F_{n\gamma}(1 + \mu_\gamma^2) \cos \gamma \quad [4]$$

式中： F —绞肉时任一与网眼板相接触的刀刃上的切割力（N）

F_{τ} —刀片绞肉时肉的剪切抗力（N）

μ_{α} —刀刃与网眼板的摩擦系数

μ_{γ} —肉被剪切时与前刀面的摩擦系数

γ —刀片的前角（ $0 \leq \gamma \leq 90^{\circ}$ ）

$F_{n\alpha}$ —网眼板作用于刀刃上的压力（N）

$F_{n\gamma}$ —肉被切割时作用于前刀面的压力（N）

由于 $F_{\tau} = \tau \cdot A_{\tau}$

式中： τ —肉的抗剪应力，与肉的质地有关

A_{τ} —肉被剪切的面积，与网眼板的网眼直径有关

所以 F_{τ} 与肉的质地及网眼的直径有关，故选定网眼板之后， F_{τ} 可以看成为常量，故令 $F_{\tau} = C_1$ 。

由于 $F_{n\alpha}$ 是网眼板作用于刀刃上的压力，可以看为刀片的预紧压力，是常量，故令 $F_{n\alpha} = C_2$ 。 $F_{n\gamma}$ 是刀片切割肉时，肉对前刀面的压力与速度 v 有关，故令 $F_{n\gamma} = F_{\gamma[v]}$ 。

简化式[4]得：

$$F = C_1 + C_2(\mu_{\alpha} + \mu_{\gamma}) + F_{\gamma[v]}(1 + \mu\gamma^2) \cos \gamma \quad [5]$$

从式[5]和式[2]可知，刀刃前角 γ 的大小，直接影响着绞肉过程中的切割力，以及切割肉时所产生的温度。

在刀片旋转速度以及螺杆进料速度都一定的情况下，前角大，切割肉所需的力和切割肉所产生的热都小；反之，则大。但前角很大时，则因刀具散热体积小而使切割肉时所产生的温度不能很快冷却。因此，在一定的条件下，前角有一合理的数值范围：

一般取： $\lambda = 25^{\circ} - 40^{\circ}$ （肉质软取大值，反之取小值）

5.1.3 刀刃的后角

刀刃后角的目的：一是减小后刀面与网眼板(包括三眼板)表面的摩擦；二是在前角不变的情况下，增大后角能使刀刃锋利。

刀片磨损后将使刀刃变钝，使肉在绞肉(切割)过程中变形能增加，同时由于磨损后刀片的后角基本为零，加大了刀片与网眼板的摩擦，两者都使绞肉过程中产生的热量增多。

另外，在同样的磨钝标准，后角大的刀片由新用到钝所磨去的金属体积较大。这说明增大后角可提高刀片的耐用度，但同时也带来的问题是刀片的NB磨损值大(反映在刀体材料的磨损过大这一方面)，并且刀刃极度也有所削弱，故后角也有一合理的数值范围：一般取： $\alpha = 3^\circ - 5^\circ$ (肉质软取大值反之取小值)

5.1.4 刀刃的刃倾角

从分析由前刀面和后刀面所形成的刀刃来得知刃倾角 λ 对刀片性能的影响情况。

在任一叶刀片的法剖面内，当把刀刃放大看时，可以把刀刃看成是一段半径为 r_n 的圆弧，由于刀刃有刃倾角 λ ，故在线速度方向剖面内的刀刃将变成椭圆弧(斜剖刀刃圆柱所得)

椭圆的长半径处的曲率半径，即为刀刃实际纯圆半径 r_{0e} 。

其关系为：

$$r_{0e} = r_n \cos \lambda$$

由此可见，增大刃倾角 λ 的绝对值，可减小刀刃的实际钝圆半径 r_{0e} ，这就说明增大刃倾角就可使刀刃变得较为锋利。

一旦刀刃的起讫半径 r 及 R 确定后，其最大初始刃倾角 $\lambda_{0\max}$ 就可确定了[参见图5-2]：

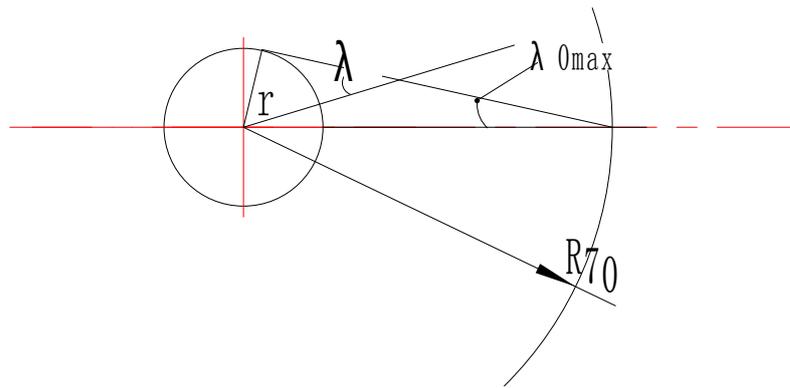


图5-2

$$\lambda_{0\max} = \arcsin r / R \quad [7]$$

初始刃倾角按下式计算： [见图5-3]

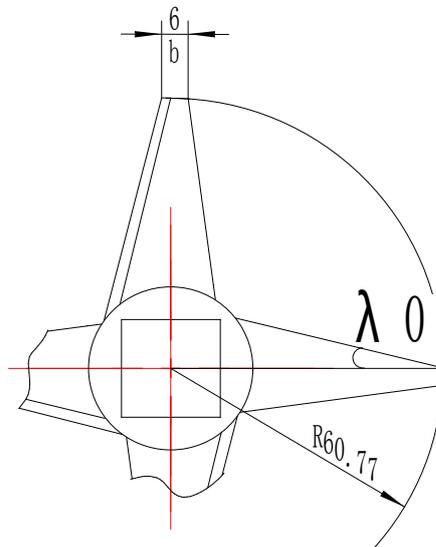


图5-3 初始刃倾角计算用示意图

$$\lambda_0 = \arctg \sqrt{r^2 - b^2} / (R - b) \quad [8]$$

式中： r—刀刃起始点半径 (mm)；

R—刀刃终止点半径 (mm)；

b —叶刀片外端宽度 (mm) ;

λ_0 —初始刃倾角;

5.1.5 刀刃上任一点位置处绞肉速度

由于有了刃倾角,故刀刃上任一点相对于网眼板的速度 \vec{v}_ρ ,将可以分解为垂直于刃的法向速度分量 \vec{v}_n 和平行于刃的切向速度分量 \vec{v}_r 。[参见图5-4]

$$\text{即: } \vec{v}_\rho = \vec{v}_n + \vec{v}_r$$

其值为:

$$v_\rho = \frac{\pi n}{30000} \cdot p (r \leq p \leq R)$$

$$v_n = v \cos \lambda$$

$$v_r = v \sin \lambda$$

又因为: $\sin \lambda = \tau' / \rho$

$$\tau' = R \sin \lambda$$

$$\text{所以: } \cos \lambda = \frac{\sqrt{\rho^2 - R^2 \sin^2 \lambda_0}}{30000}$$

整理得

$$v_n = \pi n \sqrt{\rho^2 - R^2 \sin^2 \lambda_0} / 30000$$

$$v_r = \pi n R \sin \lambda_0 / 30000 \quad (r \leq p \leq R)$$

式中: v_n —刀刃上任一点位置的法向速度分量m / s;

v_r —刀刃上任一点位置的切向速度分量m / s;

ρ —刀刃上任一点至刀片旋转中心距离mm;

λ_0 —刀刃的初始刃倾角；

r' —与刀刃相切的圆计算半径mm；

R—刀刃的终点半径mm；

r—刀刃的起点半径mm；

5.1.6 刀片的结构

根据以上对绞刀各个几何参数的分析，得出绞刀的结构图，此绞刀的特点：

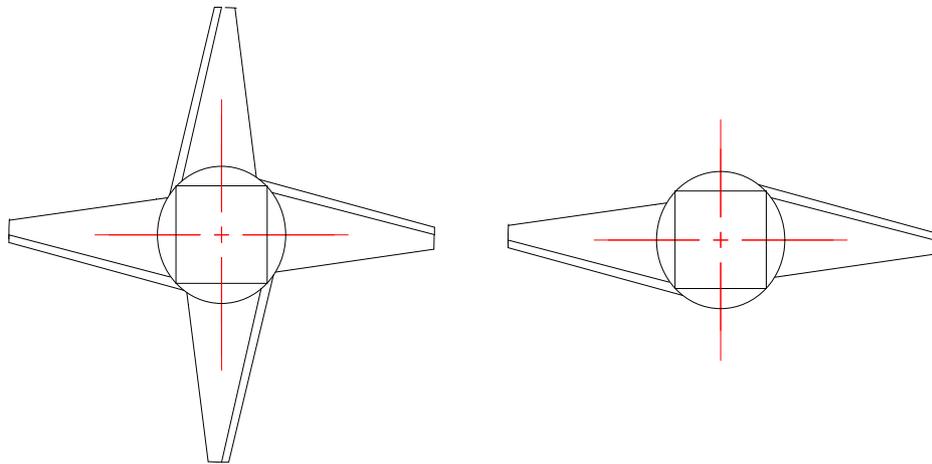
后角取 4° ，刀片的寿命较长；

前角取 30° ，以减小绞肉所需的力及功率；

增加刃倾角，以提高刀刃的锋利度；

采用全圆弧形的前刀面结构，以改善刀刃的强度；

采用可换式刀片结构，以节约刀体材料并可选用不同几何参数刀片。

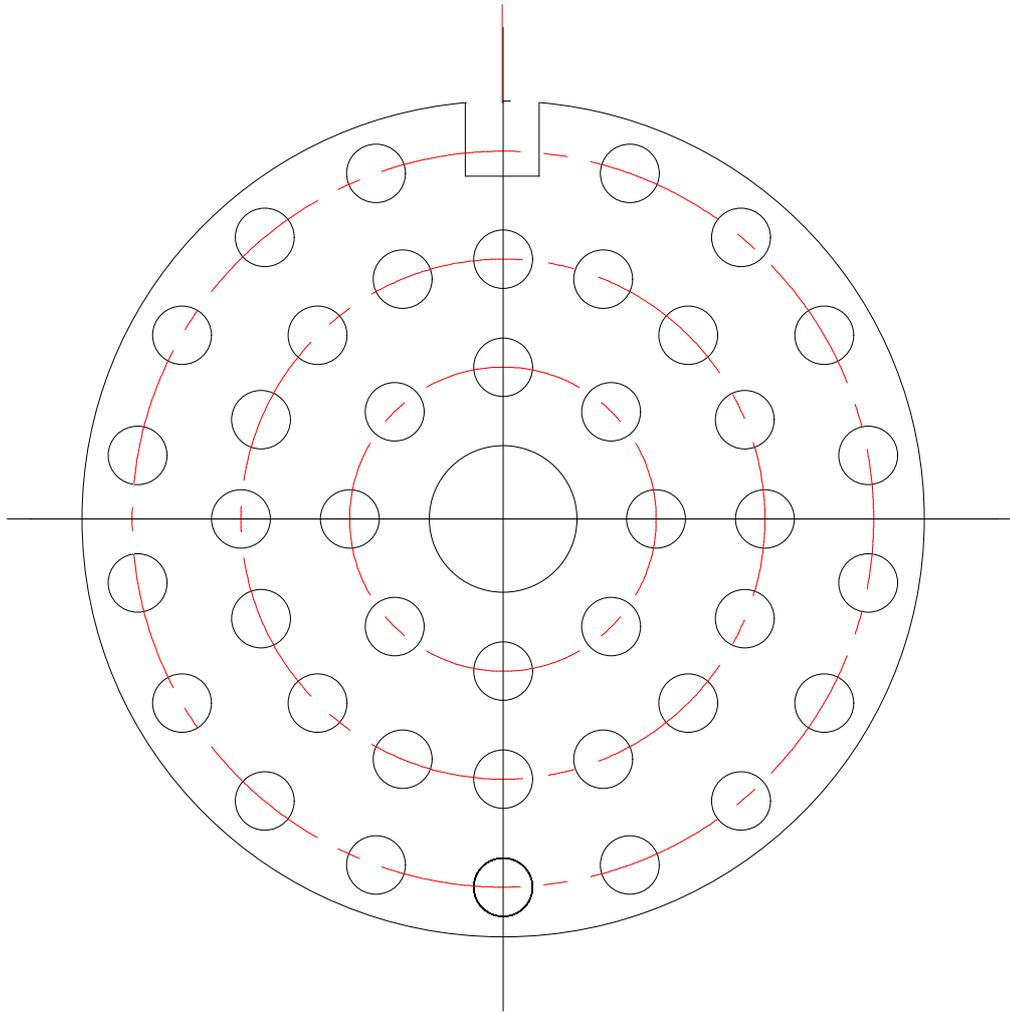


十字绞刀与一字刀

图5-4

5.2 筛网的设计

筛网孔径大小决定生产效率的主要因素如图5-2。



筛网

图5-2

第六章 生产能力分析

6.1 影响生产能力的主要因素

- 1) 绞笼传送物料的速度越快对筛网的挤压力越大，则生产能力越强
- 2) 筛网孔径的大小对生产能力的影响：筛网孔径越大，生产能力越强，孔径越小，生产能力越弱，
- 3) 绞刀的切割能力对生产效率的影响，转速越快切割效率越高，反之亦然。

6.2 绞刀的切割能力

切刀的切割能力，可用下式计算：

$$F = 60n \frac{\pi D^2}{4} \varphi Z (\text{cm}^2 / \text{h})$$

式中：F—绞刀切割能力（ cm^2 / h ）；

n—绞刀转速（ r/min ）；326 r/min

D—挤肉样板外径（ mm ）；168 mm

φ —孔眼总面积与样板面积之比，一般取0.3—0.4；取0.4

Z—绞刀刃数；取

6.3 绞肉机的生产能力

生产能力G（ kg/h ）：

$$G = \frac{F}{F_1} A$$

式中： F_1 —被切割1 kg 物料的面积，其值与孔眼直径有关（ cm^2 / h ）；

A—绞刀切割能力利用系数，一般为0.7—0.75；

6.4 功率消耗

功率消耗 N 可用下式计算:

$$N = \frac{G \times W}{\eta} \quad (\text{kw})$$

式中: W —切割 1kg 物料耗用能量, 其值与孔眼有关 ($\text{kw} \cdot \text{h}/\text{kg}$);

η —传动效率;

由生产能力计算可知, 在 n 、 D 一定的条件下, 绞刀的刃数越多, 生产能力越大。但是不同刃数的绞刀应与不同孔径的挤肉样板相匹配, 才能得到较为合理的生产量和功率消耗。在使用能过程中, 可根据附表 6.4 中推荐的值来选用。

表 6.4

样板孔径 mm	$\phi 8$ 、 $\phi 10$	$\phi 14$
绞刀刃数	4	2
生产能力 kg/h	1000	1400

结束语

我摆脱了单纯的理论知识学习状态，和实际设计的结合锻炼了我的综合运用所学的专业基础知识，解决实际设计问题的能力，同时也提高我查阅文献资料、设计手册、设计规范以及电脑制图等其他专业能力水平。实践是检验真理的唯一标准，当然也是检验学习成果的标准。在经过这两个月的毕业论文设计之后，我们了解了所学应该如何应用在实践中对我走向社会从事专业工作有着深远的影响。

其次，我学会了查阅资料和独立思考。当开始拿到毕业设计题目时，心里真的是一点头绪也没有，根本不知道从哪里下手。在刘老师的指导下，我开始查阅相关书籍，借鉴他人的经验，结合自己的构想，再利用自己所学过的专业知识技能，深入了解了机械传动原理及机械系统的设计方案。把设计意图从构想阶段变为可读者付诸生产的实现阶段。我发现每一个设计都是一个创新、修改、完善的过程，在设计的过程中，运用自己所掌握的知识，发挥自己的想象力来搞好自己的设计，这个过程也是一个学习的过程。这是一个艰辛的过程，很幸运能在刘杰华老师的指导下，边学边用，才能按时按量完成规定的任务。

设计的完成，给了我很大的信心：我完全有能力利用自己所学过的知识和技能完成我并不熟悉的任务。在设计过程我更深切的体会到：独立自主是关键，互协作更重要。

参考文献

- [1]机械设计课程设计手册. 第4版. 北京:高等教育出版社 2012.5: 225~231.
- [2]陈国定 吴立国 等主编. 机械设计. 第九版. 高等教育出版社 2013.:35~86
- [3]崔建云 主编. 食品加工机械与设备. 第一版. 轻工业出版社. 2006: 102~152.
- [4]刘宏文 主编. 材料力学 1. 第五版. 高等教育出版社. 2010: 85~201
- [5]绞肉机设计_夏德昭 pdf. 天津商学院. 1988:1~25
- [6]多功能自动绞肉机设计_曹乐平. pdf. 湖南农业大学食品技术学院 2006:1~5
- [7]曹乐平. 斩拌滚揉一体机设计. 食品与机械[J] . 2004, 101:37 ~ 40.
- [8]张万昌主编. 热加工工业基础. 第一版. 北京:高等教育出版社. 1997

致谢

历时将近两个月的时间终于将这篇论文写完，在论文的写作过程中遇到了无数的困难和障碍，都在同学和老师的帮助下度过了。尤其要强烈感谢我的论文指导老师朱亨银老师，他对我进行了无私的指导和帮助，不厌其烦的帮助进行论文的修改和改进。另外，在校图书馆查找资料的时候，图书馆的老师也给我提供了很多方面的支持与帮助。在此向帮助和指导过我的各位老师表示最衷心的感谢！

感谢这篇论文所涉及到的各位学者。本文引用了数位学者的研究文献，如果没有各位学者的研究成果的帮助和启发，我将很难完成本篇论文的写作。

感谢我的同学和朋友，在我写论文的过程中给予我了很多你问素材，还在论文的撰写和排版过程中提供热情的帮助。

由于我的学术水平有限，所写论文难免有不足之处，恳请各位老师和学友批评和指正。