**摘要**

当前，随着人们生活水平的提高，人们越来越追求舌尖上的幸福，贝壳作为常见的海鲜食品之一深受人们喜爱，其中有“天下第一鲜”之称的文蛤则更受推崇。然而，市面上并没有一种可行的机器能自动处理文蛤，对文蛤进行去壳取肉。所有文蛤的去壳取肉工作均是由人工操作完成的，不仅费时费力、效率低下，而且食品的卫生也得不到保障、容易影响到肉质口感。因此，设计一款能自动对文给进行去壳取肉操作的贝壳处理机器人是十分必要的，不仅能够解放劳动力、提高食材制取效率，而且对于保证文蛤肉的鲜美口感和食品卫生有重要意义。

在研究当前国内此类产品和总结人工处理文蛤流程的基础上，提出了贝壳处理机器人的技术要求。同时，结合人工处理文蛤的流程，本课题将文蛤的去壳取肉制作流程分解为贝壳装填、夹持固定、下刀开壳、壳肉分高、分类收集五个具体的步骤，利用机械机构对五个步骤的运动进行模拟，完成了机器各个机构的基**本方案与简图设计。**

依照对各个机构的方案设计，运用Autodesk Inventor 三维设计软件平台，建立整体机器的三维模型，并利用软件工具对机械机构及重要零部件进行分析和优化，使设计更为合理。最后，运用Autodesk Inventor软件的运动仿真功能，对机器进行运动仿真分析，模拟现实机械运动情况，进一步优化机器设计。

**关键词：**文蛤处理；机构设计：3D建模；运动仿真

**Abstract**

At present, with growth in people's living standard, people pursue the happiness of tongue tip increasingly. As one of common seafood food, conch is popular with people.Where, clam, with the good reputation of "the first under heaven", is highly praised.However, there is no feasible machine to process clam automatically in the market so as to remove the shell and get meat from the clam. All the shell removal and meat getting work is completed by manual operation. Not only does it waste time and energy, the efficiency is low, but also the health of food cannot be guaranteed. The taste of meat is easily affected. Thus, it is necessary to design a shell processing robot to remove shell and get meat from clam automatically. Not only does it emancipate labor force, enhance food material extraction efficiency, but also it is significant on guaranteeing delicious taste and food health of clam meat.

Based on studying current domestic clam and summarizing clam processing procedure,the technical requirement of shell processing robot was proposed in this paper.Meanwhile,combining with the manual processing clam procedure, the manufacturing flow of clam was decomposed into shell loading, clamping fixed, under the knife open shell,shell meat separation, classification and collection of five specific steps, and the movement of these five steps was simulated using mechanical structure so as to complete basic scheme and sketch design of each structure.

The 3D model of overall machine was erected using 3D design software platform according to the project design of each structure. Moreover, mechanical structure and important parts was analyzed and optimized using software tool to make design more rational. At last, kinematics simulation analysis was made using kinematics simulation function of Autodesk Inventor software so as to simulate real mechanical motion and optimize the machine design further.

**Keywords**:.clam processing;.mechanism design; 3D modeling; motion simulation

率低、浪费人力财力，且对文蛤肉的肉质口感和食品安全影响较大，尤其是在对文蛤肉需求量大的餐饮业体现的较为明显［2］。

为了将人力从贝壳去壳的处理工作中解放出来，提高去壳取肉的效率，方便厨师选用文蛤肉做菜，本课题准备设计一款能够自动对文蛤进行去壳取肉的贝壳处理机器。

**1.1.2 设计要求**

结合本科毕业设计的相关要求和处理贝壳的实际情况，特对本机器的设计提出如下要求：

1、机器的各种动作及功能需完善、可靠，应考虑实现完整的动作及功能的辅助设施，如加入必要的支撑、传动、移动装置；

2、机器的作业动作能够成功代替人工完成贝壳的去壳取肉动作，实现自动化作业，工作效率应较人工有明显提高；

3、机器设计力求结构简单、可靠、实用、美观，符合机械设计的各项规定和结构强度要求。

1.2 课题研究现状和发展趋势

1.2.1 研究现状

根据对国内外研究现状的调查，目前人们研制的贝壳类去壳机器仅仅是针对扇贝的去壳取肉，由于扇贝与文蛤形状差异较大，且烹饪时对食材的实际要求不同，所以此类机器并不适用于文蛤的取肉工作。同时，市面上并没有一款能够适用于文蛤的食材制取机。

图示, 工程绘图

AI 生成的内容可能不正确。

第2页

1．蒸汽发生器 2．仿形托盘 3．位置传感器 4．丝杆滑台 5．电机I 6．开壳器 7．链轮 8．电机II 9．同步带 10．机架 11．链条 12．喷淋管

图1-3 蒸汽式扇贝开壳机

图1-3展示的是当前市面上的扇贝开壳机，通过蒸汽发生器向贝壳喷射压强为0.3~0.4MPa、温度为142.92~151.11℃的蒸汽流，使扇贝肉与壳体脱离，进而进行分离的［3］。

图片包含 游戏机, 桌子

AI 生成的内容可能不正确。

1．锯片切割装置 2．弹性压块装置 3．蒸汽喷射装置 4．动力输入装置 5．丝杆滑台装置 6．输送装置 7．机架

图1-4 锯片切割式扇贝开壳机

图1-4展示的是锯片切割式扇贝开壳装置，同样利用了蒸汽分离原理。喷射蒸汽之后，锯片对固定好的贝壳进行切除式的壳肉分离［4］。

文蛤与其他贝类相比，外表曲度更大、壳更厚，高温蒸汽对文蛤肉的鲜嫩美味有较大破坏，其他的贝壳类的肉壳分离机器无法适用，而文蛤在沿海的饮食需求较大，用手工进行肉壳分离的劳动量很大，浪费了人力资源增加了食品加工的成本，因此研制一台适合文蛤的肉壳分离机器不光可以提高效益，还能解放劳动力进行其他加工活动。

1.2.2 **发展趋势**

根据对背景和现状的研究，研制一款能够自动对文蛤进行去壳取肉的机器，对于大量使用文蛤作为食材的餐饮业来说具有巨大意义，提高了食材制取效率，方便了厨师对文蛤肉的取用，加快了烹饪的速度，能够较大限度地满足食客的需求，降低烹饪成本和美食价格。同时，能够促进沿海文蛤产地对其进行深加工，

**增加其附加值，拓宽销路。**

**1.3 课题研究的目的和意义**

随着经济社会的发展、人们生活水平的提高，海鲜类餐饮业发展前景光明。但现实条件下，仍有许多如文蛤开壳这样的基础工作过分依赖人力，不仅增大了工作人员的劳作负担，而且工作效率不高，极大地浪费人力财力。希望在科技飞速发展的今天，高新科技能够被引入餐饮行业，在提供服务的同时，减少人力物力的消耗，实现简单高效、绿色节能，让科技的发展引领大众新生活。

本课题的研究目的在于通过机器的流水线式自动化作业，提高文蛤的去壳取肉效率，将人力从贝壳去壳的处理工作中解放出来，方便厨师选用文蛤肉做菜。同时，将机器的自动化作业引入食材制取工作中，对餐饮业的发展有一定推动作用。

通过研究此课题，能够提高自身发现问题、提出问题、分析问题和解决问题的能力，增强学习能力和协作意识。

**1.4 课题研究的主要内容**

本课题通过分析人工处理贝壳的过程和文蛤的组织结构，结合产品设计要求，对机器进行分工位模块化设计，确保处理贝壳的成功率，主要研究内容如下：

（1）观察人工去壳取肉的工作流程，分析设计机械时需要解决的问题；

（2）依据文蛤形状建立贝壳模型，查询资料熟悉文蛤内部的组织结构，了解文蛤开闭壳的原理；

（3）根据人工去壳取肉的步骤总结出机器完成去壳工作所需要进行的步骤，并分析每一步骤中需要解决的问题，思考实现每一步骤需要进行的运动；

（4）结合所学机械机构的知识，参考市面上成熟的食品去壳机构，设计出能够完美实现上述运动的机构组合；

（5）运用Autodesk Inventor软件进行建模，将设计好的机构进行组装，并对各个零部件进行可行性分析，确保机械结构设计合理；

（6）运用Autodesk Inventor软件的运动仿真功能，对机器的整个运动过程进行模拟，直观的展示机器处理贝壳的全套过程；

（7）进行模拟实验，查找设计中存在的问题，不断改善机械结构；

（8）建立数学模型，进行模拟实验，计算本产品去壳取肉的工作绩效。

**1.5** 本章小结

本章首先提出了贝壳处理机器人的设计背景与要求，接着调研了同类产品的市场现状、研究的情况和发展趋势。随后总结了本课题的研究目的与意义，并介绍了本课题研究设计的主要内容。

**目录**

摘要

Abstract

目录

**第1章 绪论** 1

1.1 课题研究背景与设计要求 1

1.1.1 研究背景 1

1.1.2 设计要求 2

1.2 课题研究现状和发展趋势 2

1.2.1 研究现状 2

1.2.2 发展趋势 3

1.3 课题研究的目的和意义 4

1.4 课题研究的主要内容 4

1.5 本章小结 5

**第2章 机器的方案设计** 6

2.1 方案设计的思路和原则 6

2.1.1 方案设计的思路 6

2.1.2 方案设计的原则 7

2.2 机器的整体方案设计 7

2.3 机器各部分方案设计 8

2.3.1 夹持输送方案设计 8

2.3.2 装填工位方案设计 9

2.3.3 磨壳工位方案设计 9

2.3.4 开壳工位方案设计 10

2.3.5 分离收集工位方案设计 11

2.3.6 传动系统方案设计 13

2.4 本章小结 14

第3章 机器的结构设计 15

3.1 夹持输送结构设计 15

3.1.1 输送带机构设计 16

3.1.2 工位底座下弹片设计 17

3.1.3 整体支架结构设计 18

3.1.4 主动轮结构设计 19

3.2 装填工位结构设计 19

3.3 磨壳工位结构设计 21

3.3.1 砂轮的选择 23

3.3.2 电机的选择 25

3.4 开壳工位结构设计 25

3.5 分离收集工位结构设计 26

3.6 传动系统结构设计 28

3.6.1 直齿圆柱齿轮传动机构设计 29

3.6.2 同步带传动机构设计 33

3.6.3 锥齿轮传动机构设计 34

3.6.4 电机的选择 37

3.7 本章小结 37

第4章 **主要零部件的有限元分析** 38

4.1 曲轴应力分析 38

4.2 曲柄盘应力分析 39

4.3 夹具应力分析 41

4.4 锥齿轮3应力分析 42

4.5 直齿圆柱齿轮4应力分析 44

4.6 不完全齿轮5应力分析 45

4.7 主动轮应力分析 47

4.8 开壳刀应力分析 48

4.5 本章小结 50

第5章 运动仿真 51

5.1 磨壳工位机构运动仿真 51

5.2 开壳工位机构运动仿真 51

5.3 传动系统运动仿真 52

5.4 机器整体运动仿真 52

5.5 本章小结 52

第6章 总结与展望 54

6.1 机器的主要创新点 54

6.2 存在不足 54

6.3 应用前景展望 55

参考文献 56

致谢 **Error! Bookmark not defined.**

**第1章 绪论**

**1.1 课题研究背景与设计要求**

**1.1.1 研究背景**

当前，随着人们生活水平的提高，人们越来越追求舌尖上的幸福，贝壳作为常见的海鲜食品之一深受人们喜爱，其中有“天下第一鲜”之称的文蛤则更受推崇。然而，市面上并没有一种可行的机器能自动处理文蛤，对文蛤进行去壳取肉。所有文蛤的去壳取肉工作均是由人工操作完成的，不仅费时费力、效率低下，而且食品的卫生也得不到保障、容易影响到肉质口感。因此，设计一款能自动对文蛤进行去壳取肉操作的贝壳处理机器人是十分必要的，不仅能够解放劳动力、提高食材制取效率，而且对于保证文蛤肉的鲜美口感和食品卫生有重要意义。

我国沿海地区盛产海鲜，尤其是贝壳类海鲜，靠海边生活的人们对海鲜的需求量随着生活质量的提高而增加。我国自然蕴藏量最大的贝壳类海鲜-文蛤，以其高营养价值、鲜美肉质而颇受人们的喜爱。图1-1为文蛤的实物展示，图1-2为文蛤肉做的文蛤饼。

图片包含 动物, 游戏机, 蓝色

AI 生成的内容可能不正确。

图1-1 文蛤

盘子里有食物

AI 生成的内容可能不正确。

图1-2 文蛤饼

同时，食客们也研究出了对文蛤进行烹饪的多种多样的做法，有爆炒、煨汤、烧烤、生炝等做法。其中，除了煨汤、烧烤等食法使用的是带壳的文蛤外，其余大部分使用的是去壳后的文蛤肉［1］。于是，文蛤去壳取肉便成了烹饪前食材准备阶段的一项重要工作，由于文蛤壳呈圆形略呈三角形，形状特性不明显，不便于使用机器去壳，基本上都是通过人工执刀开壳取肉。该过程耗时长、动作复杂、效

**第2章 机器的方案设计**

**2.1 方案设计的思路和原则**

**2.1.1 方案设计的思路**

通过对人工开壳取肉动作的观察，总结步骤有：一是夹持固定住贝壳，二是将开壳刀切入贝壳内并通过刀的旋转使贝壳张开，三是用刀头圆弧形部位贴在贝壳两边壳内轻轻刮动，将肉从壳壁上刮下来。同时，通过对文蛤内部组织结构的研究，发现贝壳主要是依靠粘连在壳壁上的闭壳肌的紧张与松弛来控制壳的开闭，其余部位并不与贝壳内壁粘连。图2-1为文蛤内部组织图［5］。

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图2-1 文蛤内部组织图

本产品机械机构设计，需要完成贝壳装填、夹持固定、下刀开壳、壳肉分离、分类收集这五个步骤才能实现文蛤的去壳取肉工作。其中每个步骤都有需要解决的具体问题：

（1）步骤一：如何装填才能保证贝壳能挨个按照固定形状方向陆续进入装置的夹持部分；

（2）步骤二：如何夹持住贝壳并让其对准开壳刀，同时在下刀时刀口稳定不发生偏移；

（3）步骤三：刀刃的设计、刀的强度硬度要求及刀外形的设计，同时保证下刀时不破坏肉；

（4）步骤四：需要百分百分离壳和肉，保证没有粘连现象；

（5）理论方面则需要进行应力、强度、疲劳等方面的分析，保证产品的稳定性、安全性、经济性和可靠性［］。

**2.1.2 方案设计的原则**

根据预期的方案设计目标，结合机器的设计要求以及机器应该实现的功能特点，确定了本设计方案应该遵循的设计原则如下：

（1）结构可靠性。要求机器结构设计合理、可行，能可靠的完成整个贝壳处理过程，结构上不违背机械设计原则与规范。

（2）机器可行性。在满足设计的要求的前提下，确实能够很好的解决现实中存在的问题，切实提高贝壳处理效率。

（3）设计创新性。设计过程中充分发挥所学知识，遵循创新性原则，发挥创新思维，使设计的机器具有创新应用价值切。

**2.2 机器的整体方案设计**

为了能够设计出可以实现文蛤的去壳取肉工作的机器，本课题对人工处理贝壳的过程进行了分析，总结出了手握贝壳、下刀切壳、旋转开壳、刮壳取肉的四个步骤，进而初步分析得出机器需要完成的五个作业步骤：贝壳装填、夹持固定、下刀开壳、壳肉分离、分类收集。见下图2-2。

手机屏幕截图

AI 生成的内容可能不正确。

图2-2 由人工分析出机器作业流程图

其中每个步骤都有需要解决的问题，这在方案的设计思路中已经提及。为此，本课题进一步研讨，确定能够确保机器稳定实现作业的五个步骤，并将每个步骤细化为机器上的一个模块、四个工位和一个系统，分别是夹持输送模块、装填工

位、磨壳工位、开壳工位、分离收集工位和传动系统。整体机器采用间歇式流水作业模式，由传动系统向各工位和输送模块传递间歇动力，实现各工位和夹持输送模块的交替作业。图2-3为机器整体工位设计图。

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图2-3 机器整体工位设计图

综合考虑人机操作环境，以满足大部分人的操作需要，经过计算与分析，对机器的整体尺寸设计如表2-1所示。

表2-1 机器的整体设计尺寸

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 参数 | 长 | 宽 | 高 |
| 尺寸／mm | 2018 | 750 | 1347 |

夹持输送模块上设计有四个并行的夹持位置，保证了整体机器的工作效率高于人工4倍以上，设计输送速度为每秒进一个工位，即机器每两秒各工位作业一次，间歇式的流水作业保证了较高的工作效率。

**2.3 机器各部分方案设计**

**2.3.1 夹持输送方案设计**

在机器的整体设计方案中，本课题已确定采用夹具夹持的方式全程固定贝壳，为了实现间歇式流水作业，对于贝壳的输送采用传送带的输送方式，将夹具直接

定性，所以是设置磨壳工位是能够确保下步开壳工位下刀开壳时的准确率。通过磨壳工位将贝壳磨开一个口子，开壳刀就能准确下刀切入贝壳中，保证了后续工位的作业连续性。经过讨论，本课题提出了两个磨壳工位的设计方案，图2-5为方案示意图。

**方案一：**45°方向磨壳

形状

AI 生成的内容可能不正确。

方案二：垂直方向磨壳

图片包含 形状

AI 生成的内容可能不正确。

图2-5 磨壳工位方案示意图

方案一，便于下步工位从45°方向下刀开壳，但磨壳时会存在不稳定性，可能将贝壳向后推，对夹具的夹紧力有较高要求。方案二，磨壳时稳定性较好，贝壳不会左右摇摆，但要求下步工位从垂直方向下刀切入贝壳，对下部工位的设计有特定要求。综合考虑，本课题选择方案一来设计磨壳工位。

**2.3.4 开壳工位方案设计**

经过磨壳工位的处理，贝壳有一个大小适中的开口，保证了开壳刀的准确切入。由于磨壳工位设计选择了方案一，此时贝壳在45°方向有一个大约四分之一的缺口，开壳刀的切入方向及运动路线需要进一步设计。为此，本课题提出了两种方案来设计此工位。见下图2-6。

固定输送带上，同时也要保留夹具在输送方向上的轴向自由度，让夹具通过打开与闭合来装填和夹紧固定贝壳。图标

AI 生成的内容可能不正确。图片包含 图示

AI 生成的内容可能不正确。

**2.3.2 装填工位方案设计**

装填工位就是为了保证贝壳能够顺利进入到机器作业中来而设置的。根据机器的整体方案设计要求，整体机器的间歇式流水作业要求装填工位能够将贝壳每隔一段时间送入夹具当中，其工作的频率为每两秒一次装填。在贝壳装填的过程中，要保证贝壳能够以一定的姿态准确落入夹持的夹具中显得十分重要。贝壳的间歇装填可以通过装填盘的间歇旋转来完成，每两秒一次的装填要求一个夹持工位只能一次装填一个贝壳。

在确定了单个贝壳的间歇式流水作业后，如何固定贝壳及将贝壳以何种姿态送入夹具当中是需要考虑解决的问题。经过讨论研究，本课题将从以下两种方案中选择一种作为贝壳装填的方案。如图2-4所示。

方案一：让贝壳垂直落入夹具中 方案二：让贝壳水平落入夹具中

图2-4 贝壳装填姿态图

方案一，姿态调整较困难，当贝壳正常下落着地后定是水平的方向，需要限制贝壳的姿态，但方便下步工位对贝壳进行作业。方案二，姿态调整简单，却不利于与下步工位对贝壳进行作业。综合考虑，本课题决定采用方案一。

**2.3.3 磨壳工位方案设计**

此工位的设置是为了解决下步工位开壳困难的问题的。文蛤的两半壳闭合较为严密，若是在装填固定之后直接用刀去切贝壳，对于机器来说较为困难，刀片不能准确地对准贝壳的闭合线，同时贝壳在夹具上的夹持固定的方向也具有不确

方案一：垂直下刀卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。形状, 圆圈

AI 生成的内容可能不正确。

图片包含 形状

AI 生成的内容可能不正确。

方案二：45°方向旋转下刀

图片包含 形状

AI 生成的内容可能不正确。

图2-6下刀方案设计图

方案一，刀具进行上下往复式运动，切入时处于偏心位置，不一定能将贝壳成功切成两半。方案二，采用旋转方式下刀，对于机构结构的设计较为方便，只需要设计实现刀具往复式旋转运动。综合考虑，本课题采用方案二设计开壳工位。

**2.3.5 分离收集工位方案设计**

在完成开壳工位的作业后，贝壳到达分离收集工位时已被切成了两半，贝壳肉贴在一侧壳壁上。贝壳在到达分离收集工位前会经过一个导形装置，也就是一个小的弹片，它促使贝壳和夹具向两边分开，让贝壳以水平姿态进入分离装置。

此工位由分离和收集两部分组成，分离装置负责将贝壳肉和壳分离开来，而收集装置负责将壳和肉分开收集。对于分离装置，本课题提出了三个方案如下：

方案一：

图2-7 离心式分离设计图

此方案（见图2-7)，利用转盘旋转时对壳肉产生的离心力的不同来达到分离

效果的，肉的黏性较大，更容易留在旋转盘上，当壳分离完成时停止转盘，肉便从中间通道进入下方收集箱中，而壳表面较光滑、摩擦力小、离心力大，被分离出去掉进下方收集箱中。

方案二：

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图2-8转筒式分离设计图

此方案（见图2-8)，为转筒式分离设计，是通过贝壳在转筒中翻滚碰撞、互相碰擦，同时受到转简壁的刮擦，来达到分离效果的。肉从转筒壁的漏洞中掉入下方收集箱中，而壳的直径较大，只能从前方的转筒口落入下方的收集箱中。

方案三：

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图2-9 两级分离设计图

此方案（见图2-9)，为两级分离式设计，通过旋转叶片的旋转刮擦和水流的冲刷来达到分离效果的，旋转叶片也是在水流冲击的驱动下旋转的，保证了对贝壳的柔性分离，不至于将肉破坏。

综合考虑以上方案，方案三较方案一、二有较大优势，能够在保证不破坏贝

壳肉的情况下分离壳肉，同时还能将磨壳工位中产生的杂质污渍洗去。而方案一、二容易分离不彻底并破坏肉质，所以本课题将采用方案三来设计分离装置。

**2.3.6 传动系统方案设计**

机器的整体驱动需要电机和传动系统来完成，如何设置电机和布置传动系统则十分重要，其中涉及了电机的数量、传动的间歇性、各工位的作业配合和动力的连接等问题。为此，本课题提出了两个主要方案来解决机器整体驱动问题。

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图2-10多电机动力驱动设计图

此方案采用多电机动力驱动方式来驱动整体机器，为了达到间歇式流水作业效果，每个电机的转速及起动控制需要严格匹配，保证各工位和夹持输送模块的交替连续作业，实现作业时间上的互补。见上图2-10。

方案二：

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图2-11 单电机动力驱动设计图

此方案采用一个电机来驱动整体机器作业，能够保证整体作业的连贯性，通过传动系统的机构配合可以实现机器上各工位和夹持输送模块的交替作业。所以，为了能够有效地驱动机器作业，实现操作的可控性和机器作业的稳定性，本课题

选择采用第二种方案来设计传动系统。见上图2-11。

**2.4 本章小结**

本章首先确定了机器处理贝壳的五步骤，并确定机器整体的作业设置和工位布局，采用从总到分的方式进行机器整体和各工位各部分的方案设计，每个工位和模块的设计都采用多种方案并行考虑而后择优的方式来制定设计方案的。从而最大程度降低了设计的不合理性，提高了机器整体的可操作性和作业稳定性。

**第3章 机器的结构设计2**

本课题设计的贝壳处理机器人主要由一个模块、四个工位和一个系统组成，分别是夹持输送模块、装填工位、磨壳工位、开壳工位、分离收集工位和整体传动系统组成。本章的结构设计主要是将第二章的方案设计进行具体化的分析，设计相应的结构完成预定的机械运动，并制定计算出各个结构的相应尺寸以及传动件的结构选择，再利用Autodesk Inventor软件进行三维建模。在结构设计中要求设计的结构简单实用，应用预定方案能够实现相应的运动，并具有一定的创新性。图3-1为机器的总体三维模型图。

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

图3-1 机器总体三维模型图

**3.1 夹持输送结构设计**

夹持输送模块是本机器的核心模块，它的任务：一是固定夹紧贝壳，确保贝壳在每个工位的稳定；二是输送贝壳，将贝壳从一个工位输送至下一个工位，保

证了机器作业的连贯性。图3-2为夹持输送模块的三维模型图。图示

AI 生成的内容可能不正确。

图3-2 夹持输送模块三维模型图

夹持输送模块主要由输送带、工位底座、整体支架和主动轮四部分组成。输送带是夹持输送模块的核心机构，它负责固定贝壳，并将贝壳输送至各个工位。工位底座底部安装有限制弹片，主要作用是限制并夹紧输送带上的夹具，保证贝壳在各个工位作业时处于稳定夹紧的状态。整体支架上部有支撑滚柱，用来支撑输送带保证各个工位的顺利作业，同时支架中部有两排四组共八个托带轮，起支撑下部输送带的作用，减小了主动轮的工作负荷。

**3.1.1 输送带机构设计**

输送带是夹持输送模块的核心机构，它负责固定贝壳，并将贝壳输送至各个工位。图3-3为输送带三维模型图。

输送带由38块载板连接而成，每块载板上有四组夹具，夹具在载板上保留有轴向的自由度，通过开合来夹紧松开贝壳。图3-4为载板模型图，图3-5为夹具模型图。图片包含 灯光, 话筒

AI 生成的内容可能不正确。卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

图3-4 载板模型图

图3-5 **夹具模型图**

载板是仿履带式车辆履带板设计，通过载板销和卡环来连接载板，载板长为550mm，连接孔中心距为100mm。载板上设置有四组夹具，每组夹具轴心距为120mm，保证了当夹具水平放置时互不干扰。

夹具由左右两部分组成，夹持部分长宽均为50mm，适用于直径为35-50mm 的贝壳。夹具上开有四分之一的圆弧缺口，为磨壳工位预留砂轮磨壳空间。

**3.1.2 工位底座下弹片设计**

工位底座下限制弹片呈现由窄到宽的形状，窄处区域为装填工位至磨壳工位。图3-6为工位底座模型图，图3-7为限制弹片模型图。

图片包含 图示

AI 生成的内容可能不正确。

图3-6 工位底座模型图

图片包含 长凳, 桌子, 长, 木

AI 生成的内容可能不正确。

图3-7 限制弹片模型图

限制弹片是通过两两配合限制夹具的，夹具在装填工位下方时，弹片最窄，两弹片之间间距最大为60mm，确保夹具张开一定角度可以装填贝壳，当夹具运动到磨壳工位下方时，弹片最宽，弹片间间距最小为40mm，此时夹具能夹紧贝壳。

**3.1.3 整体支架结构设计**卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。图片包含 游戏机

AI 生成的内容可能不正确。

整体支架上部有支撑滚柱，用来支撑输送带保证各个工位的顺利作业，同时支架中部有两排四组共八个托带轮，起支撑下部输送带的作用，减小了主动轮的

工作负荷。图3-8为支撑滚柱模型图，图3-9为托带轮模型图。

图3-8 支撑滚柱模型图 图3-9 托带轮模型图

支架上设有23个支撑滚柱，确保载板处于工位作业时的任何位置都有至少两个滚柱支撑，滚柱两端用轴承与轴承盖进行固定，保证了输送带运行的平稳性与载板处于作业状态下的稳定性。滚柱中间直径为25mm，两端直径为17mm，采用深沟球轴承固定两端（见图3-8)，选定滚动轴承为GB/T 276-1994 60000-2RS 和2LS型（6003-2LS)，具体参数如表3-1[8］。

表3-1 支撑滚柱滚动轴承参数

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 尺寸规格 | 轴径／mm | 外径／mm | 轴承宽度／mm | 公称接触角度a/deg |
| 6003-2LS | 17 | 35 | 10 | 5 |

支架上设有四组共八个托带轮，轮子主要为橡胶轮，起到托举和减震的作用，保证了输送带运行的平稳性并减小了主动轮的工作负荷。轮子直径为50mm，宽18mm，中间采用深沟球轴承固定在轴上，其三维模型见图3-9。选定滚动轴承为GB/T 276-1994 60000-2RS 和 2LS型 (6200-2LS)，具体参数如表3-2。

表3-2 托带轮滚动轴承参数

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 尺寸规格 | 轴径／mm | 外径／mm | 轴承宽度／mm | 公称接触角度a/deg |
| 6200-2LS | 10 | 30 | 9 | 5 |

**3.1.4 主动轮结构设计**蓝色的门

AI 生成的内容可能不正确。形状, 圆圈

AI 生成的内容可能不正确。盒子上写着字

AI 生成的内容可能不正确。图标

AI 生成的内容可能不正确。卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

主动轮是输送带运行的驱动机构，接受来自传动系统传递过来的间歇动力，带动输送带进行间歇式输送［9］。图3-10为主动轮模型图，图3-11为主动轮基础视图。

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

图3-10 主动轮模型图

图3-11 主动轮基础视图

通过软件分析计算出主动轮齿底圆直径为286.7mm，分度圆直径为310.5mm，齿顶圆直径为334.4mm，设计有10个齿，齿宽为29.5mm。按照主动轮和各工位每两秒交替作业一次的要求，主动轮每四秒转动一个齿即十分之一圈。其中前两秒主动轮转动十分之一圈，后两秒上部工位作业时则主动轮停止作业，可得：

主动轮转速为： n=0.1r/4s=1.5r/min

**3.2 装填工位结构设计**

装填工位就是为了保证贝壳能够顺利进入到机器作业中来而设置的。根据机器的整体方案设计要求，整体机器的间歇式流水作业要求装填工位能够将贝壳每隔一段时间送入夹具当中，其工作的频率为每四秒一次装填。贝壳的间歇装填可以通过装填盘的间歇旋转来完成，每两秒一次的装填要求一个夹持工位只能一次

装填一个贝壳。图3-12为装填工位三维模型图，图3-13为装填斗模型图，图3-14为装填斗前后罩模型图，图3-15为装填盘模型图。

图3-12 装填工位模型图 图3-13 装填斗模型图 图3-14 装填斗前后罩图

装填斗主要为倒置梯形的立方体结构，整体长为490mm，宽为280mm，高为418mm。内部设置有四个装填口，提高效率达人工四倍以上，每个装填口间距120mm。

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

图3-15 装填盘模型及主视图

形状, 圆圈

AI 生成的内容可能不正确。

图3-16 装填盘作业示意图

装填盘是装填工位的核心机构，接受来自传动系统传递的间歇驱动力进行间歇式装填，设计作业频率为每四秒转动四分之一圈，其中前两秒装填盘完成转动且于末尾时刻装填完毕，后两秒装填盘停止转动，可得：

装填盘转速为： n=0.25r/4s=3.75r/min

**3.3 磨壳工位结构设计**图示

AI 生成的内容可能不正确。图示

AI 生成的内容可能不正确。

磨壳工位的设计是为了增大下步开壳工位的开壳成功几率，通过磨壳工位将贝壳磨开一个口子，开壳刀就能准确下刀切入贝壳中，保证了后续工位的作业连续性。本工位采用砂轮对贝壳进行打磨开口，每个夹持工位对应有一个砂轮，砂轮的驱动采用单独的电机作动力源。图3-17为磨壳工位的三维模型图。

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

图3-17 磨壳工位三维模型图

磨壳工位由砂轮架、电机组、砂轮组、连杆、曲轴和工位底座组成，电机组、砂轮组固定在砂轮架上并随动于砂轮架，砂轮架一端固定在工位底座上可绕固定点上下摆动，曲轴固定在工位底座上并绕自身中心轴向转动，连杆连接砂轮架和曲轴偏心点带动砂轮架上下摆动。图3-18为磨壳工位机构简图图［10］。

图3-18 磨壳工位机构简图

图3-18实际上是一个曲柄摇杆机构，通过软件分析得出砂轮架AB长为227.5mm，连杆BC长为129.8mm，曲柄CD长为24mm，摆角α为12.31°，极位夹角θ为3.94°，可得：

机构的急回特性，行程速比系数 (3-1)

此K值较小，机构急回特性不明显。

磨壳工位的动力来自传动系统传递上来的间歇性驱动力，带动曲轴的旋转，按照工位每两秒交替作业一次的，即每四秒转一圈，前两秒转动一圈带动砂轮架摇摆一次，后两秒停止转动。其转速为： n=1r/4s=15r/min。图3-19为曲轴基础视图，图3-20为连杆模型图，图3-21为砂轮架模型图。

图片包含 游戏机, 门, 钟表

AI 生成的内容可能不正确。

图3-19 曲轴基础视图

曲轴全长为505mm，两偏心轴间距190mm，偏心轴长40mm，主轴轴径为25mm，偏心轴径为15mm，轴连接盘直径为70mm，偏心距为24mm。

图片包含 乐器, 游戏机

AI 生成的内容可能不正确。

图3-20 连杆模型图

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

图3-21 砂轮架模型图

砂轮架摆动端设置有挡板，确保在砂轮作业时将贝壳固定住不使其退让。3.3.1 **砂轮的选择**

图3-22 砂轮及砂轮组模型图

图片包含 游戏机

AI 生成的内容可能不正确。

砂轮的种类很多，并有各种形状和尺寸，由于砂轮的磨料、结合剂材料以及砂轮的制造工艺不同，各种砂轮就具有不同的工作性能。每一种砂轮根据其本身的特性，都有一定的适用范围。因此，磨削加工时，必须根据具体情况（如所磨工件的材料性质、热处理方法、工件形状、尺寸及加工形式和技术要求等），选用合适的砂轮。否则会因砂轮选择不当而直接影响加工精度、表面粗糙度及生产效率。本机器对砂轮的要求不高，所以选择普通砂轮即可。根据普通砂轮选择的六个要求，本课题逐一进行选择并确定砂轮的型号［11］。

一是磨料的选择，磨料选择主要取决于工件材料及热处理方法。本机器处理对象是贝壳，其硬度较高且较脆，所以选择硬度更高的磨料。最常用的磨料是棕刚玉（A）和白刚玉（WA)，其次是黑碳化硅（C）和绿碳化硅（GC）。综合考虑，本课题选择棕刚玉（A）作为砂轮磨料。棕刚玉砂轮：棕刚玉的硬度高，韧性大，这种磨料的磨削性能好，适应性广，常用于切除较大余量的粗磨，价格便宜，可以广泛使用。

二是粒度的选择，主要取决于被磨削工件的表面粗糙度和磨削效率。粒度是指磨料的颗粒尺寸，其大小则用粒度号表示。用粗粒度砂轮磨削时，生产效率高，但磨出的工件表面较粗糙；用细粒度砂轮磨削时，磨出的工件表面粗糙度较好，而生产率较低。在满足粗糙度要求的前提下，应尽量选用粗粒度的砂轮，以保证较高的磨削效率。一般粗磨时选用粗粒度砂轮，精磨时选用细粒度砂轮。贝壳的磨壳处理不需要考虑表面粗糙度，只需要提高磨削效率，所以本课题选择粗粒度砂轮。

三是硬度的选择，主要取决于被磨削的工件材料、磨削效率和加工表面质量。

硬度是指砂轮在外力作用下磨粒脱落的难易程度，为了适应不同工件材料磨加工的要求，制造砂轮时分成不同硬度的等级。砂轮选得过硬，磨钝的磨粒不易脱落，砂轮易堵塞，磨削热增加，工件易烧伤，磨削效率低，影响工件表面质量；砂轮选得过软，磨粒还在锋利时就脱落，增加了砂轮损耗，易失去正确的几何形状，影响工件精度。所以砂轮硬度的选择要适当，贝壳的主要成分为95％的碳酸钙和少量的壳质素，其硬度为2~3.5，密度约为3g/cm3，所以选择砂轮硬度高1~2小级即可。

四是结合剂的选择，应根据磨削方法，使用速度和表面加工要求等条件予以考虑。最常用的砂轮结合剂有陶瓷结合剂（V）和树脂结合剂（B）。陶瓷结合剂是一种无机结合剂，化学性能稳定、耐热、抗腐蚀性好，气孔率大，这种结合剂制造的砂轮磨削效率高、磨耗小，能较好地保持砂轮的几何形状，应用范围最广。但是，陶瓷结合剂砂轮脆性较大，不能受剧烈的振动。一般只能在35米／秒以内的速度下使用。是一种有机结合剂，这种结合剂制造的砂轮强度高，具有一定的弹性，耐热性低，自锐性好，制作简便，工艺周期短，它的应用范围仅次于陶瓷结合剂，广泛用于粗磨、荒磨、切断和自由磨削。工作速度一般高于50米／秒。综合考虑，本课题选择树脂结合剂作为砂轮结合剂。

五是组织的选择，主要考虑工件所受的压力、磨削方法、工件材质等。组织是指砂轮中磨粒所占砂轮体积的百分比。砂轮组织等级的划分是以62％的磨粒体积百分数为“0”号组织，磨粒体积每减2%，其组织增加一号，依此类推，共分15个号。号数越大，组织越松。组织紧密的砂轮能磨出较好的工件表面，组织疏松的砂轮，因空隙大，可以保证磨削过程中容纳磨屑，避免砂轮堵塞。为避免砂轮堵塞，且考虑到贝壳磨口对表面是否光滑没有要求，所以本课题选择组织疏松的砂轮。

六是形状和尺寸的选择，应根据磨床条件和工件形状来选择。常用砂轮形状有平形砂轮（P）、单面凹砂轮（PDA）、双面凹砂轮（PSA）、薄片砂轮（PB）、筒形砂轮（N）、碗形砂轮（BW）、碟形一号砂轮（D1）等。每种磨床所能使用的砂轮形状和尺寸都有一定的范围。在可能的条件下，砂轮的外径应尽可能选得大一些，以提高砂轮的线速度，获得较高的生产率和工件表面质量，砂轮宽度增加也可以获得同样的效果。为了便于装配且提高工作效率，本课题选择筒形砂轮（N)，设计砂轮外径为49mm，内径为20mm，宽度为20mm。

**3.3.2 电机的选择**

皮带驱动属于低刚性机构，可选用步进电动机作为驱动砂轮转动的动力源，考虑本机器中砂轮作业的独立性和低负荷性，一般中小功率的电机即可作为动力源，且电机负荷主要来自于皮带的张紧力，本课题选择两相步进电机28BYGH501。参数见表3-3。

表3-3步进电机参数

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 电机型号 | 28BYGH501 | 相电压 | 6.2V |
| 步距精度 | ±5% | 相电流 | 0.67A |
| 温升 | 80℃ Max | 相电阻 | 9.2Ω |
| 工作环境 | 20℃+50℃ | 相电感 | 7.2Mh |
| 电阻精度 | 100MΩMin.500VC DC | 静转矩 | 1200g.cm |
| 耐压 | 500V AC 1 minute | 引线数 | 4NO |
| 步距角 | 1.8° | 转动惯量 |  |
| 机身长 | 51mm | 重量 | 0.2kg |

**3.4 开壳工位结构设计**

本工位将贝壳切成两半，以方便下步工位对贝壳的处理。贝壳在经过磨壳工位后，被打开一个口子，确保了本工位对贝壳的无遗漏处理，即开壳刀能顺利切入贝壳中，将贝壳打开。图3-23为开壳工位三维模型图。

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图3-23开壳工位三维模型图

本工位由刀轴组和一个平面连杆机构组成，传动系统向平面连杆机构传递动力，则平面连杆机构带动刀轴进行往复式摆动。图3-24为平面连杆机构简图［12］。

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图3-24 平面连杆机构简图

此平面连杆机构由四个转动副和两个移动副组成，即已知活动构件数n=5、低副数、高副数，其自由度计算为： ，机构自由度为1，即需要一个动力源且机构具有确定的相对运动。

根据方案设计，开壳工位作业频率为每4秒作业一次，即每四秒刀轴转动一圈，通过平面连杆机构带动刀轴往复摆动一次，前两秒为作业时间，后两秒为停止时间，即刀轴转速为n=1r/4s=15r/min。

**3.5 分离收集工位结构设计**

本工位由分离前导形片、分离装置和收集装置共三部分组成。下图3-25为分

图片包含 游戏机, 桌子, 床

AI 生成的内容可能不正确。

收集装置由集肉斗、集肉箱、集壳箱和水箱组成，其三维模型图见图3-29。

图3-29 收集装置模型图

图示

AI 生成的内容可能不正确。

集肉箱、集壳箱底部均有均匀分布的小孔，保证能够将水过滤掉，并最终让水流入水箱。

**3.6 传动系统结构设计**

传动系统是整体机器动力传递的核心，机器的上部工位动力和下部输送带的前进动力均是靠传动系统传递动力的，系统向上和向下传递的间歇性驱动力保证了机器的间歇性流水作业。按照第二章中关于传动系统的设计将采用单电机驱动系统。图3-30为传动系统总体模型图。

图片包含 游戏机

AI 生成的内容可能不正确。

图3-30 传动系统总体模型图

传动系统主要由直齿圆柱齿轮传动、同步带传动和锥齿轮传动组成，直齿圆柱齿轮传动负责将电机的连续驱动力转变为向工位区和主动轮传递的交替作业的

间歇驱动力，同步带传动负责向上部工位区域传递动力，锥齿轮传动负责向主动轮传递动力并带动输送带运行。

**3.6.1 直齿圆柱齿轮传动机构设计**

直齿圆柱齿轮传动负责将电机的连续驱动力转变为向工位区和主动轮传递的交替作业的间歇驱动力，主要由底座、电机、齿轮组和其他配套零件组成。图3-31为直齿圆柱齿轮传动模型图，图3-32为直齿圆柱齿轮传动的机构简图。

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

图3-31 直齿圆柱齿轮传动模型图

图示, 示意图

AI 生成的内容可能不正确。

图3-32 直齿圆柱齿轮传动机构简图

齿轮组由6个直齿圆柱齿轮组成。其中，齿轮1为电机齿轮，负责向齿轮组传递原动力；齿轮2、3、5连接在一个中间轴上，具有相同的角速度；齿轮4和皮带轮1连接在一个被动轴上，负责向上部工位传递动力；齿轮6和锥齿轮1连接在一个被动轴上，负责向主动轮和输送带运行传递动力。

由图3-31可见，齿轮3和齿轮5为留有半数齿的不完全齿轮，在位置关系上呈现同步式安装，即当齿轮5向齿轮6传递动力使锥齿轮1转动时，则齿轮3与齿轮4脱开，皮带轮1不动；当齿轮5与齿轮6刚好脱开时，齿轮3和齿轮4刚好啮合，此时锥齿轮1不转动、皮带轮1转动；同样，当齿轮3与齿轮4刚好脱开时，齿轮5和齿轮6刚好啮合。详细见图3-33动力间歇输出流程图。

形状, 圆圈

AI 生成的内容可能不正确。

**齿轮5、6刚好啮合，齿轮3、4刚好脱开** 齿轮5、6脱开，齿轮3、4啮合

**图3-33** 动力间歇输出流程图

齿轮结构的设计与分析：

1、类型选择

直齿圆柱齿轮组中的齿轮主要是实现动力的传动，所需的机械结构也较简单，不需要复杂的齿轮结构，所以在类型方面选择传动平稳，重合度大的直齿圆柱齿轮；精度选择方面，由于工位作业周期较小，对齿轮的转速要求不高，且传动属于一般的减速型装置，减速后速度定小于2.5m/s，由表3-4得到，选择公差等级为9级。

表3-4 齿轮传动精度等级选择及应用

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 精度  等级 | 圆周速度 | | | 应用 |
| 直齿圆柱齿轮 | 斜齿圆柱齿轮 | 直齿锥齿轮 |

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 6级 | ≤15 | ≤25 | ≤19 | 高速重载的齿轮传动，如飞机，汽车和机床中的重要齿轮；分度机构中的齿轮 |
| 7级 | ≤10 | ≤17 | ≤6 | 高速中载或中速重载的齿轮传动，如标准系列变速箱的齿轮，汽车和机床中的齿轮 |
| 8级 | ≤5 | ≤10 | ≤3 | 机械制造中对精度无特殊要求的齿轮 |
| 9级 | ≤3 | ≤3.5 | ≤2.5 | 低速及精度要求低的传动 |

2、材料选择

直齿圆柱齿轮组传递较为简单，为了便于加工，采用软齿面齿轮传动。为了使各大小齿轮寿命接近，且小齿轮的寿命一般比大齿轮多20-50HBW。故在齿轮材料选择上，小齿轮均选用45钢，调质处理，齿面平均硬度为220HBW；大齿轮均选用45钢，正火处理，齿面平均硬度为180HBW。

**3、参数确定**

本齿轮组齿轮均采用洛-卡氏齿形制，压力角，齿顶高系数，顶隙系数

1）齿宽，传动比为，小齿轮齿数，大齿轮齿数，模数m=2。由d=mz求解中心距a得：

(3-2)

2）齿宽传动比为i，小齿轮齿数为,大齿轮全齿数为，模数m=2。 由d=mz求解中心距a得：

(3-3)

3）齿宽，传动比为，小齿轮全齿数为2z5=60, 大齿轮齿数，模数m=1 由d=mz求解中心距a得：

(3-4)

通过查询机械设计手册，由于是单级齿轮传动，得到齿轮的齿宽系数取Ψa =1.0 由于载荷比较平稳，齿面为软齿面，支承对称布置，通过查询机械设计手册取载荷系数K=1.1。

4、确定许用应力

小齿轮的齿面平均硬度均为220HBW。通过查询机械设计手册，得到：=550MPa, ，安全系数，计算许用应力分别为：

(3-5)

大齿轮的齿面平均硬度均为180HBW。通过查询机械设计手册，得到： =395MPa, 安全系数，计算许用应力分别为：

(3-6)

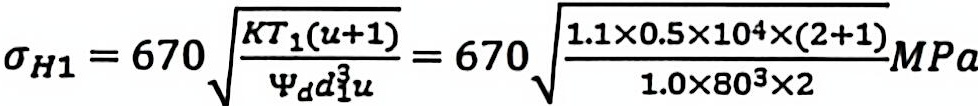
5、确定小齿轮1转矩

根据设计要求，小齿轮的转速分别为r/min, mm,电机功率P≈15.7W，则驱动小齿轮1转矩设计为：

(3-7)

6、疲劳强度校核

齿面接触疲劳强度计算：

(3-8)

齿根弯曲疲劳强度校核：

小齿轮齿数，大齿轮齿数，由表3-5中查询，分得,

表3-5 齿型系数L（标准齿轮）

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Z | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 |
|  | 3.01 | 2.96 | 2.92 | 2.86 | 2.83 | 2.79 | 2.76 | 2.73 | 2.70 | 2.67 | 2.64 |
| Z | 29 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
|  | 2.63 | 2.60 | 2.51 | 2.45 | 2.40 | 2.36 | 2.31 | 2.27 | 2.24 | 2.22 | 2.20 |

(3-9)

经计算，齿轮设计尺寸符合要求。

3.6.2 同步带传动机构设计

本机器上部工位的动力是由同步带传动传递上来的，其具有恒定的传动比，预紧力较小、无滑动。按照方案设计要求，机器作业时对同步带的负荷较小，要

图示

AI 生成的内容可能不正确。

求同步带的转速较低。所以本课题选择以玻璃纤维绳为承抗拉体，氯丁橡胶为基体的同步带。图3-34为同步带传动模型图。

图3-34 同步带传动模型图

同步带传动系统由三组同步皮带组组成，每组都有皮带轮三个，共有同步皮带轮9个，分别是皮带轮1~9，结合设计要求，设计传动比=1,，即同步皮带轮齿数选择为选用同步皮带轮的基本参数见表3-6。

表3-6 同步皮带轮尺寸

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 参数 | /mm | /mm | /mm | /mm | φ  /deg | /mm | /mm | /mm | /mm |
| 皮带  轮 | 20.0 | 12.7 | 60.6 | 59.3 | 20.0 | 3.05 | 4.19 | 1.60 | 1.60 |

3.6.3 锥齿轮传动机构设计

锥齿轮传动将直齿圆柱齿轮组传递过来的动力传递给输送带，确保输送带运行的平稳有序，其主要由8个锥齿轮组成。图3-35为锥齿轮传动系统模型图，图3-36为锥齿轮传动机构简图。

图片包含 文本

AI 生成的内容可能不正确。

图3-35 锥齿轮传动系统模型图

图3-36 锥齿轮传动机构简图

从图3-36中可见，锥齿轮传动系统的动力输入采用了四齿轮周转式啮合，此结构具有稳定性，保证了传递动力的平稳有效。同时，通过两个中间传动轴将动力传递给两个主动轮，实现了对输送带运行的双驱动，提高了输送带运行的效率，减小了结构间的运动阻力。

齿轮结构的设计与分析：

图示, 工程绘图

AI 生成的内容可能不正确。

1、类型选择

本次设计的锥齿轮主要是实现动力的传动，所需的机械结构也较简单，不需要复杂的齿轮结构，所以在类型方面选择设计、制造和安装均较简单的直齿锥齿轮，两齿轮的轴间角；精度选择方面，由于主动轮转速不高，传动属于一般的减速型装置，且减速后速度小于2.5m/s，由表3-4得到，选择公差等级为9级。

2、材料选择

此锥齿轮传递较为简单，为了便于加工，采用软齿面齿轮传动。小齿轮均选用45钢，调质处理，齿面平均硬度为220HBW；大齿轮均选用45钢，正火处理，齿面平均硬度为180HBW。

3、参数选择

本锥齿轮采用洛-卡氏齿形制，模数m=3，压力角，轴间角，齿顶高系数，顶隙系数大、小齿轮变位系数均为

1）齿轮1、2、5、6的齿宽为齿数，传动比为

2）齿轮3、4、7、8的齿宽为,齿数传动比为i

通过查询机械设计手册，得到锥齿轮的齿宽系数取。由于载荷比较平稳，齿面为软齿面，支承对称布置，通过查询机械设计手册取载荷系数K=1.0。

3、确定许用应力

小齿轮2、3、6、7的齿面平均硬度为220HBW。通过查询机械设计手册，得到： 安全系数，计算许用应力分别为：

(3-10)

大齿轮1、4、5、8的齿面平均硬度为180HBW。通过查询机械设计手册，得到： 安全系数，计算许用应力分别为：

(3-11)

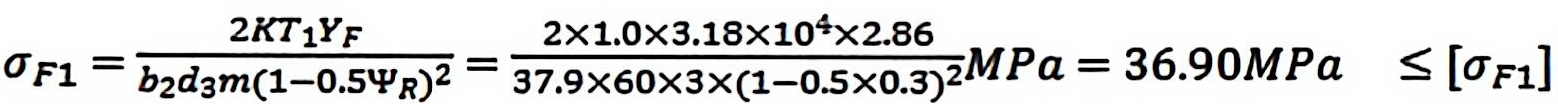
4、小齿轮2、3、6、7转矩的确定

根据设计要求，主动轮=1.5r/min,小齿轮的转速为 ／min，功率为15W，则小齿轮转矩为

·mm

5、齿根弯曲疲劳强度校核

小齿轮3齿数，大齿轮4齿数应按锥齿轮的当量齿轮Z/cosδ在表3-3中查询，分度圆锥角=63，则,且，分别将许用弯曲应力带入校验公式中，校验得：

(3-12)

(3-13)

根据校核，得到锥齿轮设计合理，满足强度要求，并且符合方案设计的各种要求。

**3.6.4 电机的选择**

根据方案设计要求，传动系统各机构转速较低，要求电机的输出转速低，综合考虑本课题选择采用YE系列低速电机作为动力源，其输出转速范围为0.83r/min-300r/min，该系列低速电机是在电机内部同时将电磁驱动与减速机构融为一体的新一代齿轮减速电机，其低转速、大扭矩可以满足本机器作业需求，无需加装减速装置。

低速电机的工作原理与普通电机一样，定子通以三相电（或二相电）产生旋转磁场，高速转子在磁场的作用下高速旋转，并带动谐波发生器在柔轮内旋转，柔轮上的齿与刚轮上的齿相啮合。由于谐波发生器的作用，使柔轮在旋转中产生双波变形波。若刚轮齿数为，则柔轮齿数为。当高速转子转速为x时，则低速转子的转速知n1=1500r/min，可得电机输出转速：

(3-14)

**3.7** 本章小结

本章主要是根据第二章的方案设计，运用Autodesk Inventor软件对机器进行建模分析，完成了对各工位的机械机构设计，并对主要零部件进行相应的尺寸计算、参数拟定、强度分析等操作，确保了各个结构的连接可靠性和运动平稳性，为下步的有限元分析打下基础。

**第4章 主要零部件的有限元分析**

主要零部件的有限元分析主要是对机器运行过程中受力较大且易疲劳变形的部位进行受力分析，以验证其是否能够可靠运行。本机器的主要零部件有各工位的主轴、各工位的连杆、同步皮带轮、传动齿轮等，以下是利用 Autodesk Inventor 软件对以上关键零部件进行有限元分析而生成的报告。

4.1 **曲轴应力分析**

以下是对曲轴的应力分析：

表4-1 曲轴物理特性表

|  |  |
| --- | --- |
| 材料 | 钢，高强度，低合金 |
| 密度 | 7.85g/cm^3 |
| 质量 | 2.1618 kg |
| 面积 | 67749.6mm^2 |
| 体积 | 275389mm^3 |
| 重心 | x=1.23205mm |

表4-2 曲轴材料表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 钢，高强度，低合金 | |
| 常规 | 质量密度 | 7.85g/cm^3 |
| 屈服强度 | 275.8 MPa |
| 极限拉伸强度 | 448 MPa |
| 应力 | 杨氏模量 | 200 GPa |
| 泊松比 | 0.287u1 |
| 切变模量 | 77.7001 GPa |
| 零件名称 | 曲轴 | |

表4-3 曲轴结果概要表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 最小值 | 最大值 |
| 体积 | 275389mm^3 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 质量 | 2.1618kg | |
| Mises 等效应力 | 0.0000000000165925 MPa | 0.000160634 MPa |
| 第一个主应力 | -0.000000563104 MPa | 0.000102597 MPa |
| 第三个主应力 | -0.000104693 MPa | 0.000000862155 MPa |
| 位移 | 0mm | 0.000000397633 mm |
| 安全系数 | 15ul | 15ul |
| X位移 | -0.000000252321 mm | 0.000000252567 mm |
| Y位移 | -0.000000106001 mm | 0.000000397633 mm |
| Z 位移 | -0.00000000119083 mm | 0.00000000119137mm |
| 等效应变 | 0.0000000000000000782784 ul | 0.000000000689499 ul |
| 第一主应变 | 0.0000000000000000116342 u1 | 0.000000000627523 u1 |

图片包含 文本

AI 生成的内容可能不正确。

图4-1 曲轴Mises等效应力图

**4.2 曲柄盘应力分析**

以下是对曲柄盘的应力分析：

表4-4 曲柄盘物理特性表

|  |  |
| --- | --- |
| 材料 | 钢，合金 |
| 密度 | 7.73g/cm^3 |
| 质量 | 1.3846kg |
| 面积 | 35453.7mm^2 |
| 体积 | 179121 mm^3 |

第39页

|  |  |
| --- | --- |
| 重心 | x=0.000000000101437 mm |

表4-5 曲柄盘约束上的反作用力和力矩表

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 约束名称 | 反作用力 | | 反作用力矩 | |
| 大小 | 零部件（X,Y,Z） | 大小 | 零部件（X,Y,Z） |
| 固定约束：1 | 0.05N | -0.0456017 N  -0.0205056 N  0N | 0.00248325 Nm | 0.000399696 Nm  -0.000889232 Nm |
| 0.00228386 Nm |

表4-6 曲柄盘结果概要表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 最小值 | 最大值 |
| 体积 | 179121 mm^3 | |
| 质量 | 1.3846kg | |
| Mises 等效应力 | 0.0000000000523568 MPa | 0.000936121 MPa |
| 第一个主应力 | -0.000402425 MPa | 0.00136138 MPa |
| 第三个主应力 | -0.00134194 MPa | 0.000415812 MPa |
| 位移 | 0mm | 0.000000141268 mm |
| 安全系数 | 15ul | 15ul |
| X位移 | -0.000000000361215 mm | 0.000000121286mm |
| Y位移 | -0.000000000776628 mm | 0.0000000559298 mm |
| Z 位移 | -0.0000000473583 mm | 0.0000000466296 mm |
| 等效应变 | 0.000000000000000246657 ul | 0.00000000436534 ul |
| 第一主应变 | -0.0000000000000000629553 ul | 0.00000000529844 ul |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 应力 | 极限拉伸强度  杨氏模量 | 345 MPa  210 GPa |
| 泊松比  切变模量 | 0.3ul  80.7692 GPa |
| 零件名称 | 不完全齿轮5 | |

表4-17 不完全齿轮5约束上的反作用力和力矩表

类型：位移卡通画

AI 生成的内容可能不正确。卡通画

AI 生成的内容可能不正确。

单位：mm

2017/6/15, 0:26:57

1.413e-007 最大值

1.13e-007

8.476e-008

5.651e-008

2.825e-008

0 最小值

图4-2 曲柄盘位移图

**4.3 夹具应力分析**

以下是对夹具的应力分析：

表4-7 夹具材料表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 钢，合金 | |
| 常规 | 质量密度  屈服强度  极限拉伸强度 | 7.73g/cm^3 |
| 250 MPa |
| 400 MPa |
| 应力 | 杨氏棋量 | 205 GPa |
| 泊松比  切变模量 | 0.3ul  78.8462 GPa |
| 零件名称 | 夹具 | |

表4-8 夹具约束上的反作用力和力矩表

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 约束名称 | 反作用力 | | 反作用力矩 | |
| 大小 | 零部件（X,Y,Z） | 大小 | 零部件（X,Y,Z） |
| 固定约束：1 | -0.0984295 N  0.1N 0.000146037 N | | 0.00322031 Nm | 0.000567802 Nm  0.000126156 Nm |
| 0.0176526 N | |  | 0.00316735Nm |

表4-9 夹具结果概要表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 最小值 | 最大值 |
| 体积 | 32448.3mm^3 | |
| 质量 | 0.250826 kg | |
| Mises 等效应力 | 0.0000117847 MPa | 0.00633029 MPa |
| 第一个主应力 | -0.00173345 MPa | 0.00859583 MPa |
| 第三个主应力 | -0.00532911 MPa | 0.00243057 MPa |
| 位移 | 0mm | 0.00000221668 mm |
| 安全系数 | 15ul | 15ul |
| X 位移 | -0.000000119377mm | 0.00000219565 mm |
| Y位移 | -0.000000603049mm | 0.00000035453 mm |
| Z 位移 | -0.000000195433 mm | 0.0000000348555 mm |
| 等效应变 | 0.0000000000499456 ul | 0.0000000287585 ul |
| 第一主应变 | 0.0000000000436645 ul | 0.0000000346918 u1 |

图片包含 图示

AI 生成的内容可能不正确。

图4-3 夹具位移图

**4.4 锥齿轮3应力分析**

以下是对锥齿轮3的应力分析：

表4-10 锥齿轮3材料表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 钢 | |
| 常规 | 质量密度  屈服强度  极限拉伸强度 | 7.85g/cm^3 |
| 275.8 MPa |
| 448 MPa |
| 应力 | 杨氏模量 | 200 GPa |
| 泊松比  切变模量 | 0.287ul  77.7001 GPa |
| 零件名称 | 锥齿轮3 | |

表4-11 锥齿轮3约束上的反作用力和力矩表

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 约束名称 | 反作用力 | | 反作用力矩 | |
| 大小 | 零部件（X,Y,Z） | 大小 | 零部件（X,Y,Z） |
| 固定约束：1 |  | -0.0975644 N | 0.00241922 Nm | 0.000497297 Nm |
| 0.1N | 0.00816595N  0.0203594 N | 0.0000394948 Nm |
| 0.00236723 Nm |

表4-12 锥齿轮3结果概要表

|  |  |
| --- | --- |
| 名称 | 最小值 最大值 |
| 体积 | 30467.5mm^3 |
| 质量 | 0.239169 kg |
| Mises 等效应力 | 0.000000514901 MPa 0.00284008 MPa |
| 第一个主应力 | -0.000649648 MPa 0.00232937 MPa |
| 位移 | 0mm 0.000000344713 mm |
| 安全系数 | 15ul 15ul |
| X位移 | -0.0000000160778mm 0.00000033262 mm |
| Y位移 | -0.000000053912 mm 0.0000000632169 mm |
| Z 位移 | -0.0000000958426 mm 0.00000000788039 mm |
| 等效应变 | 0.00000000000225437 ul 0.0000000131744 u1 |
| 第一主应变 | -0.0000000000124872 u1 0.00000000987278 u1 |

手机屏幕截图

AI 生成的内容可能不正确。

图4-4 锥齿轮3第一个主应力图

**4.5 直齿圆柱齿轮4应力分析**

以下是对直齿圆柱齿轮4的应力分析：

表4-13 直齿圆柱齿轮4材料表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 钢 | |
| 常规 | 质量密度  屈服强度 | 8g/cm^3  250 MPa |
|  | 极限拉伸强度 | 540 MPa |
| 应力 | 杨氏模量 | 193 GPa |
|  | 泊松比  切变模量 | 0.3ul  74.2308 GPa |
| 零件名称 | 直齿圆柱齿轮4 | |

表4-14 直齿圆柱齿轮4约束上的反作用力和力矩表

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 约束名称 | 反作用力 | | 反作用力矩 | |
| 大小 | 零部件（X,Y,Z） | 大小 | 零部件（X,Y,Z） |
| 固定约束：1 | 0.05N | -0.0489196 N  -0.0103378 N  0N | 0.00194732 Nm | -0.0000103019 Nm  0.000048907 Nm  0.00194668Nm |

**表4-15 直齿圆柱齿轮4结果概要表**

卡通人物

AI 生成的内容可能不正确。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 最小值 | 最大值 |
| 体积 | 187421 mm^3 | |
| 质量 | 1.49937 kg | |
| Mises 等效应力 | 0.0000000480965 MPa | 0.000611268 MPa |
| 第一个主应力 | -0.000228665 MPa | 0.000722821 MPa |
| 位移 | 0mm | 0.0000000751523 mm |
| 安全系数 | 15ul | 15ul |
| X位移 | -0.0000000167848 mm | 0.0000000710277 mm |
| Y位移 | -0.0000000199652 mm | 0.0000000363319mm |
| Z 位移 | -0.0000000044922 mm | 0.00000000432077 mm |
| 等效应变 | 0.000000000000217202 ul | 0.00000000303709 ul |
| 第一主应变 | 0.000000000000154777 ul | 0.00000000320556 ul |

图4-5直齿圆柱齿轮4Mises等效应力图

**4.6 不完全齿轮5应力分析**

以下是对不完全齿轮5的应力分析：

表4-16 不完全齿轮5材料表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 钢 | |
| 常规 | 质量密度 | 7.85g/cm^3 |
| 屈服强度 | 207 MPa |

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 约束名称 | 反作用力 | | 反作用力矩 | |
| 大小 | 零部件（X,Y,Z） | 大小 | 零部件（X,Y,Z） |
| 固定约束：1 | 0.2N | -0.193662 N  0.0499519 N  0N | 0.00594535 Nm | 0.0000499438 Nm |
| 0.000193664Nm |
| 0.00594198 Nm |

表4-18 不完全齿轮5结果概要表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 最小值 | 最大值 |
| 体积 | 83915mm^3 |  |
| 质量 | 0.658733 kg |  |
| Mises 等效应力 | 0.0000012964 MPa | 0.00564019 MPa |
| 第一个主应力 | -0.00203957 MPa | 0.00412939 MPa |
| 第三个主应力 | -0.0070068 MPa | 0.000449474 MPa |
| 位移 | 0mm | 0.000000260894 mm |
| 安全系数 | 15ul | 15ul |
| X位移 | -0.0000000274235mm | 0.000000260598 mm |
| Y位移 | -0.0000000511163 mm | 0.0000000408988 mm |
| Z 位移 | -0.0000000192849mm | 0.0000000173148 mm |

|  |  |
| --- | --- |
| 0N | 0.0134906 Nm |

表4-21 主动轮结果概要表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 最小值 | 最大值 |
| 体积 | 2559400mm^3 | |
| 质量 | 20.0913 kg | |
| Mises 等效应力 | 0.0000000151286 MPa | 0.000610679 MPa |
| 第一个主应力 | -0.0000918994 MMPa | 0.000659297 MPa |
| 位移 | 0mm | 0.0000000954084 mm |
| 安全系数 | 15ul | 15ul |
| X 位移 | -0.000000042657 mm | 0.0000000139711 mm |
| Y位移 | -0.0000000831376 mm | 0.0000000112846mm |
| Z 位移 | -0.000000027448 mm | 0.0000000194949 mm |
| 等效应变 | 0.000000000000065128 ul | 0.00000000267013 ul |
| 第一主应变 | 0.0000000000000505749 ul | 0.00000000307122 ul |

图片包含 示意图

AI 生成的内容可能不正确。

图4-7 主动轮位移图

**4.8 开壳刀应力分析**

以下是对开壳刀的应力分析：

表4-22开壳刀材料表

|  |  |
| --- | --- |
| 名称 | 不锈钢 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 常规 | 质量密度 | 8g/cm^3 |
| 屈服强度  极限拉伸强度 | 250 MPa  540 MPa |
|  | 杨氏模量 | 193 GPa |
| 应力 | 泊松比  切变模量 | 0.3ul  74.2308 GPa |
| 零件名称 | 开壳刀 | |

表4-23 开壳刀约束上的反作用力和力矩表

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 约束名称 | 反作用力 | | 反作用力矩 | |
| 大小 | 零部件 | 大小 | 零部件（X,Y,Z） |
| 固定约  束：1 | 0.0847954 | -0.00116591 | 0.00265967 N | 0Nm |
| N | -0.0847874 N  0N | m | 0.0000173465 N  0.00265962 Nm |

表4-24 开壳刀结果概要表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 最小值 | 最大值 |
| 体积 | 27303.4mm^3 | |
| 质量 | 0.218428 kg | |
| Mises 等效应力 | 0.0000000000647779 MPa | 0.00485111 MPa |
| 第一个主应力 | -0.000549404 MPa | 0.00526878 MPa |
| 位移 | 0mm | 0.00000243806 mm |
| 安全系数 | 15ul | 15ul |
| 等效应变 | 0.000000000000000312864 ul | 0.000000022656 ul |
| 第一主应变 | -0.000000000103331 ul | 0.0000000241171 |

图片包含 日程表

AI 生成的内容可能不正确。卡通画

AI 生成的内容可能不正确。

图4-8开壳刀Mises等效应力图

**4.5 本章小结**

本章主要是依据第3章的结构设计，利用Autodesk Inventor软件的应力分析环境对主要零部件进行应力分析，验证结构的可靠性，为机器整体的可靠运行提供依据。

**第5章 运动仿真**

图5-1 磨壳工位运动仿真截图

图5-2 开壳工位运动仿真截图

通过Autodesk Inventor软件的建模与应力分析，完成了机器的结构设计等工作，为了检验机器的可行性，利用Autodesk Inventor软件的运动仿真功能对机器各个运动部件进行仿真。以下各图是机器各个工位的运动仿真截图，详细内容见运动仿真视频。

5.1 磨壳工位机构运动仿真

图片包含 游戏机, 桌子

AI 生成的内容可能不正确。

5.2 开壳工位机构运动仿真

图形用户界面

AI 生成的内容可能不正确。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 等效应变 | 0.00000000000566723 ul | 0.000000024723 ul |
| 第一主应变 | 0.0000000000060253 ul | 0.000000018626 ul |

形状

AI 生成的内容可能不正确。

图4-6不完全齿轮5第一个主应力图

**4.7 主动轮应力分析**

以下是对主动轮的应力分析：

表4-19 主动轮材料表

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 名称 | 钢，高强度，低合金 | |
| 常规 | 质量密度 | 7.85g/cm^3 |
| 屈服强度 | 275.8 MPa |
| 极限拉伸强度 | 448 MPa |
| 应力 | 杨氏模量 | 200 GPa |
| 泊松比  切变模量 | 0.287 ul  77.7001 GPa |
| 零件名称 | 主动轮 | |

表4-20 主动轮约束上的反作用力和力矩表

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 约束名称 | 反作用力 | | 反作用力矩 | |
| 大小 | 零部件（X,Y,Z） | 大小 | 零部件（X,Y,Z） |
| 固定约束：1 | 0.1N | 0.0640129 N | 0.0136036 Nm | 0.00134434 Nm  -0.0011202Nm |
| 0.0768268 N |

5.3 传动系统运动仿真

图5-4 机器整体运动仿真截图

图示

AI 生成的内容可能不正确。

图5-3 传动系统运动仿真截图

**5.4 机器整体运动仿真**

结合机器各个工位的运动仿真，总体运动仿真主要由装填、磨壳、开壳、分离收集等步骤组成，在Autodesk Inventor软件的运动仿真环境中，通过添加约束和时间轴控制，实现最后的运动仿真，图5-4为总体运动仿真视频截图。

详细运动仿真见视频。

图示

AI 生成的内容可能不正确。

**5.5 本章小结**

本章主要利用Autodesk Inventor软件的运动仿真功能对机器进行运动仿真，同时对机器各工位机构运动进行了运动仿真。运动仿真检验了各机构相互协同的情况及机器整体的运行可行性，为机器的规模化化生产打下基础。

**第6章 总结与展望**

本课题分析目前文蛤肉的食材制作过程中存在的问题，并提出具体的设计要求和方案，然后运用Autodesk Inventor软件进行建模、装配、应力分析和运动仿真，机器通过将一些简单、巧妙的机构结合在一起，实现对文蛤的去壳取肉操作。经过分析校核，本机器的设计方案基本满足设计要求，机械结构简单明了，具有一定的创新性和实用性。

**6.1 机器的主要创新点**

本机器是按照方案设计要求进行建模并仿真的，经后期分析，主要有以下几个创新点：

1、履带式输送带结构，输送带上的单个载板是仿履带式车辆履带板的设计，通过连接销和卡环将38块载板连接在一起，连接可靠，保证了运行的平稳有效；

2、间歇式动力传动系统，本机器由一个平面定轴轮系即直齿圆柱齿轮传动系统向机器上部工位和输送带交替传递动力，达到间歇式传动的效果，动力传递衔接紧密；

3、分步流水式作业，本机器将文蛤的去壳取肉工作分解为四个工作步骤，改变了人工作业的随意性和低效性，将文蛤的食材制取工作规范化、程序化、高效化。

**6.2 存在不足**

虽然本课题完成了贝壳处理机器人的整体设计，达到了预期的设计要求和效果。但是在方案设计和机械结构设计方面存在不足，距离能够投入生产运用还有很大的差距，具体不足有以下几点：

1、机器的各零部件在结构配合方面的设计不足，只是在理论上满足结构的配合；

2、本课题在设计时运用的设计方法较为单一，对于产品环境属性、动态反应、生命周期等的考虑不足，尤其是对人-机-环境关系的处理没有较好地体现在机器设计中［13]；

3、设计中，对电机的选择及电机控制方面的分析计算研究不够深入，只是考虑了能够满足整体机器的正常运转，没有最优化选择电机。

**6.3 应用前景展望**

本课题通过研究人工对文蛤的去壳取肉的流程来设计机器的技术要求与运行方案，利用软件建模实现方案。同时，对机器进行了有限元分析和运动仿真，从技术应用层面上来说，本机器已初步具备了自动化处理贝壳的功能，具有较好的推广与利用价值。

相信在总结与分析机器作业和结构设计不足的基础上，通过进一步的改进，机器将拥有更大的应用前景。同时，本课题对贝壳处理的创新型研究具有较高的研究意义和实用价值，尤其对于壳类海产品的食材处理方面的自动化处理机器的研究具有极大的意义和启示。

**参考文献**

[1] 钱桂华．鲜味调料话文蛤［J]．上海调味品，2004.6．

［2] 陆友来．双壳贝的壳肉分离法［J]．渔业现代化，1979.3．

[3] 戈景刚，吴红雷，姜海勇，张静，徐鹏云.蒸汽式扇贝开壳装置工作参数优化［J].农业工程学报，2014,30(18):70~77．

[4] 尹欣玲，孔德刚，杨淑华，李珊珊，刘江涛.锯片切割式扇贝开壳试验台的设计与试验［J]．中国农机化学报，2016,37(5):118~121．

[5] 李太武，张安国，苏秀榕.文蛤花纹的形态及形成观察［J].动物学杂志 Chinese Journal of Zoology 2008,43(6):83~87.

[6] 洪其麒．机械结构可靠性［M]．北京：航空工业出版社，1993.12．

[7] Hong-sen YAN. A Methodolgy for Create Mechanism Design. Mechanism and Machine theory[M],1992,27(3):235~242.

［8] 陈国华．机械机构及应用第2版［M]．北京：机械工业出版社，2013.03．

［9] 吴宗泽．机械设计师手册［M]．北京：机械工业出版社，2002．

［10] 王大康．机械设计课程设计［M]．北京：北京工业大学出版社，2009．

［11] 叶伟昌，梁萍．新型砂轮的发展与应用［J]．精密制造与自动化，2003(3)．

［12] 李广慧，周丹．机械制图简明手册册［M]．上海：上海科学技术出版社，2013.06．

[13] Jensen, Preben W. C lassical and modem mechanisms for engineers and inventors[M]. New York M.Dekker, 1991.