

新型切菜机结构设计及模态分析

俞智慧*, 潘曙光, 沈明旭

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2022年5月15日; 录用日期: 2022年7月4日; 发布日期: 2022年7月11日

摘要

针对切菜机, 提出了新型结构设计并且说明了运行原理。运用Solidworks三维建模软件对总体结构进行简化建模, 采用Workbench有限元软件对切菜机刀具进行静态结构分析和模态分析, 计算并分析了其前四阶固有频率和模态振型。将刀具简化为单自由度系统, 经过理论验证了其可行性。最后对刀具进行拓扑优化, 总变形和前四阶固有频率皆有提升。

关键词

自动切菜机, 模态分析, 固有频率, 振型, 拓扑优化

Structural Design and Modal Analysis of a New Vegetable Cutter

Zhihui Yu*, Shuguang Pan, Mingxu Shen

Mechanical Engineering College, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: May 15th, 2022; accepted: Jul. 4th, 2022; published: Jul. 11th, 2022

Abstract

For the vegetable cutter, a new structure design is proposed and the operation principle is explained. Solidworks 3D modeling software was used to simplify the modeling of the overall structure, and Workbench finite element software was used to conduct structural static analysis and modal analysis of the vegetable cutter, and its first four-order natural frequencies and modal vibration shapes were calculated and analyzed. The tool is simplified to a single-degree-of-freedom system, and its feasibility is verified theoretically. Finally, the topology optimization of the tool is carried out, and the total deformation and the first four natural frequencies are improved.

*通讯作者。

Keywords

Automatic Vegetable Cutter, Modal Analysis, Natural Frequencies, Mode Shapes, Topology Optimization

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

古往今来, 粮食问题一直都是重中之重。毛泽东同志曾说过, 农业关系国计民生极大。要注意, 不抓粮食很危险, 不抓粮食总有一天要天下大乱。中国是拥有 14 亿人口的大国, 一旦粮食发生危机, 其后果确实不堪设想。现如今, 随着城市化的日益推进, 乡村种植是最大的来源, 因为供需的不对等且人们生活水平的不断提高, 生活节奏加快, 对营养丰富、口感上佳的散养禽类的需求越来越大, 进而所需的蔬菜喂养也更大。鲍乐祥[1]等结合组态控制技术, 利用 MCGS 设计切菜机的控制系统, 运用 PLC 和 TDA1085C 完成对两个调速电机以及一个调节长度电机的控制, 实现了速度和长度的精确控制。冯明佳[2]等设计了一款由摇轮、机架、案板和刀具组成的简易家庭版小型机械。高航[3]等提出基于 PID 控制对切菜机进行设计和研究。提出的设计方案模仿人工切割动作, 利用刀片对蔬菜进行横向纵向切割, 可以看出部分结构过于简单, 虽然相比人工切割方式有较大的提高, 但是在加工过程中还不能连续送料、切割; 部分结构虽能保持良好的切割稳定性, 但结构太大且成本过高, 不适合当前家庭需求。为解决现有技术中存在的缺陷, 本文提出了一种新型切菜机及对刀具进行改良。

2. 总体结构及其工作原理

2.1. 总体结构

如下图 1、图 2、表 1 所示, 新型切菜机由送料机构和切削机构两大系统组成。

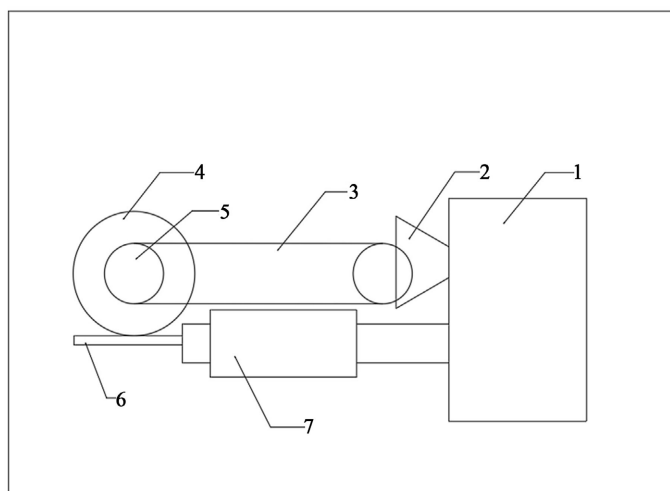


Figure 1. Structure diagram of automatic vegetable cutting machine

图 1. 自动切菜机结构示意图

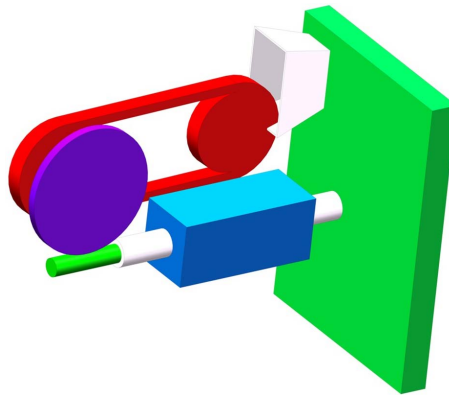


Figure 2. Structure perspective view of automatic vegetable cutting machine
图 2. 自动切菜机结构立体图

Table 1. Introduction of structural parts
表 1. 结构零件介绍

编号	零件名称
1	刀具及保护罩
2	送料口
3	皮带
4	蜗轮
5	带轮
6	蜗杆
7	双轴电机

2.2. 运行原理

双轴电机左端通过杆件连接蜗轮蜗杆，经过蜗轮蜗杆[4]之间的啮合传动[5]，使电机转速降低，通过较大的减速比传递到带轮中，带传动能平稳的进行传动。当送入所需要切割的蔬菜，通过皮带的运行进入送料口，最后进入切削系统中，双轴电机右侧通过杆件连接刀具，使皮带上掉落的蔬菜完成切割。

2.3. 主要部件

a) 切削机构

Table 2. Structural static analysis result table
表 2. 静态结构分析结果表

参数	三刃刀具	四刃刀具
总变形/mm	4.2303	3.8312
等效弹性应变/mm/mm	1.4511e-003	1.2547e-003
等效应力/MPa	269.01	245.06

众所周知，市场使用的大部分刀具为三刃刀具和四刃刀具，判断刀具的好坏依据一直是以下六方面：硬度、锋利度、耐磨性、耐腐蚀性、抗冲击性和强度[6]。由于材料的一致性，其中抗冲击性和强度是本

文使用刀具最重要的指标。采用 Workbench 有限元仿真软件对尺寸完全相同的三刃刀具和四刃刀具施加相同的载荷，进行静态结构分析。结果如表 2 所示，三刃刀具的总变形、等效弹性应变和等效应力皆高于四刃的，而强度是指在外力作用下，金属材料抵抗变形和破坏的能力，所以四刃刀具更优，本文采用四刃刀具进行切割蔬菜。

b) 输送机构

主要是由双轴电机驱动，蜗轮蜗杆减速以后进行传动，经带传动使材料进入送料口，完成对材料的运输。带传动具有结构简单、传动平稳、造价低廉、运转噪声低，且本设计需要人把材料放在输送带上，运转速度慢，如遇到过载，传送带和带轮之间还会发生打滑，很大程度上保证人身安全。

3. 稳定性分析理论

在蔬菜加工过程中，机械的振动会使刀具磨损加剧等不良后果，因此应该尽量避免切削振动[7]。按照系统受到的激励去区分，系统振动主要有以下四类：

- 1) 自由振动：当系统受到外力或冲击时，所产生的振动，一般经过一段时间后会逐渐衰弱，进而达到稳态。
- 2) 受迫振动：与上述自由振动一致，只不过给予的外激励是周期性的。
- 3) 自激振动：在无周期性外激励的条件下，在加工过程中，由于系统本身特性所引起的一种振动，通常称为切削颤振。
- 4) 混合型振动：受迫振动和自激振动同时发生。

上述四种系统振动模式中，第一种出现的几率很小，几乎可以忽略不计。第二、第三种是最常见的，本文所使用的刀具在切削过程，会引起此等振动。在分析过程中，将整体结构当作刚体，刀具当作分析对象。为了便于分析，将系统简化为单自由度系统，即用弹簧质量振子模拟刀具，振动模型示意如图 3 所示。

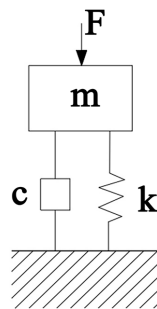


Figure 3. Schematic diagram of vibration model

图 3. 振动模型示意图

基于以上模型，建立式动力学方程：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (3-1)$$

式中： $[M]$ 为质量矩阵， $\{\ddot{x}\}$ 为加速度矢量， $[C]$ 为阻尼矩阵， $\{\dot{x}\}$ 为速度矢量， $[K]$ 为刚度矩阵， $\{x\}$ 为位移矢量， $F(t)$ 为外加载荷。

假设 $F(t)$ 是简谐力，则有：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \cos \omega t \quad (3-2)$$

式(3-2)两侧同时除以 M 得:

$$\{\ddot{x}\} + \frac{[C]\{\dot{x}\}}{[M]} + \frac{[K]\{x\}}{[M]} = \frac{\{F(t)\} \cos \omega t}{[M]} \quad (3-3)$$

可以将(3-3)改写成:

$$\{\ddot{x}\} + 2\xi\omega_n \{\dot{x}\} + \omega_n^2 \{x\} = \omega_n^2 A \cos \omega t \quad (3-4)$$

其中 $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, $\xi = \frac{c}{2m\omega_n}$, $A = \frac{F}{k}$ 。

假设其特解形式为:

$$x(t) = B \cos(\omega t - \varphi) \quad (3-5)$$

式中 B 为稳态振动的振幅, φ 为相位差。

将式(3-5)代入式(3-4)可得:

$$-B\omega^2 \cos(\omega t - \varphi) - 2\xi B\omega_n \sin(\omega t - \varphi) + \omega_n^2 B \cos(\omega t - \varphi) = \omega_n^2 A \cos \omega t \quad (3-6)$$

将上式改写得:

$$\omega_n^2 A \cos \omega t = \omega_n^2 A [\cos(\omega t - \varphi) + \varphi] = \omega_n^2 A [\cos(\omega t - \varphi) \cos \varphi - \sin(\omega t - \varphi) \sin \varphi] \quad (3-7)$$

$$(\omega_n^2 A \cos \varphi + B\omega^2 - B\omega_n^2) \cos(\omega t - \varphi) - (\sin \varphi - 2\xi B\omega_n) \sin(\omega t - \varphi) = 0 \quad (3-8)$$

因为 $\cos(\omega t - \varphi)$ 和 $\sin(\omega t - \varphi)$ 的角度相同, 而值不可能同时为零, 所以得:

$$\begin{cases} B(\omega^2 - \omega_n^2) + \omega^2 A \cos \varphi = 0 \\ \sin \varphi - 2\xi B\omega_n = 0 \end{cases} \quad (3-9)$$

解出待定系数得:

$$\begin{cases} B = \frac{-\omega^2 A \cos \varphi}{\omega^2 - \omega_n^2} \\ \varphi = \arcsin 2\xi B\omega_n \end{cases} \quad (3-10)$$

通过式(3-10)改写上式得:

$$x(t) = -\frac{\omega^2 A \cos \varphi}{\omega^2 - \omega_n^2} \cos(\omega t - \arcsin 2\xi B\omega_n) \quad (3-11)$$

将 B 上下同除 ω^2 得:

$$B = \frac{-A \cos \varphi}{1 - r^2} \quad (3-12)$$

式中 $r = \frac{\omega}{\omega_n}$ 称为频率比。

依据文献[8], 以频率比 r 为横坐标, 相位差 φ 为纵坐标绘制系统的相频响应曲线, 当 $r = 1$ 或者 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ 时, 系统会发生共振, 应该在实际应用中避免。

4. 模型简化及网格划分

假设双头电机转速为 2000 r/min, 蜗轮蜗杆的传动比 $i = 70$, 可计算得出带轮传动速度 S 和刀具转动速度 R 。

$$S = 2000 * \frac{1}{70} = 28.6 \text{ r/min} \quad (4-1)$$

$$R = 2000 * \frac{2\pi}{60} = 209.3 \text{ rad/s} \quad (4-2)$$

在进行结构有限元分析时，应当根据结构的主要特点对结构进行合理的简化。在进行简化时，可将固定且材料相同的物体变为一个整体，忽略轴上小的圆孔，开槽，倒角等工艺和安装所需要而对结构强度和刚度不起作用的特征。这样，在网格划分时，模型划分变得较为方便，成功率更高，划分的结果将更加精确。简化结构后网格划分如图 4 所示。

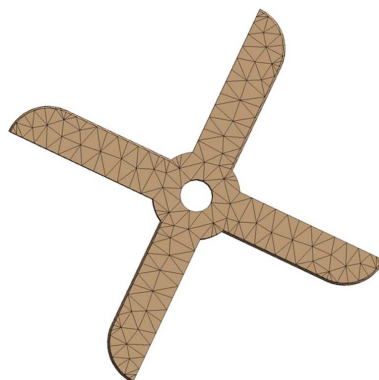


Figure 4. Meshing of the simplified model
图 4. 简化后模型的网格划分

5. 模态分析结果

将上式得出的刀具转动速度 R 等其他载荷加载后，使用 ANSYS 有限元软件进行有预应力的模态分析，前四阶固有频率图如下图 5 所示，刀具前四阶振型图如图 6 所示。

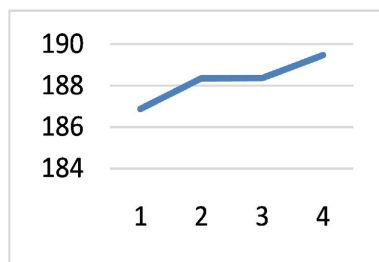


Figure 5. First 4th order natural frequency diagram
图 5. 前四阶固有频率图

一阶振型表现为对边刀刃向上弯折，另一对边刀刃向下弯折。二阶振型由于旋转载荷，一对边刀刃发生弯折，一个向上弯折，另一个向下弯折。三阶振型也一样。四阶振型四个刀刃同时向上发生弯折。

由上文可知，当 $r = 1$ 或者 $\varphi = \frac{\pi}{2}$ 时，系统会发生共振，下面计算主轴转动频率，得：

$$f = \frac{S}{2\pi} = \frac{209.3}{2\pi} = 33.3 \text{ Hz} \quad (5-1)$$

$$r = \frac{186.8}{33.3} = 5.6 \tag{5-2}$$

由式(5-2)可以得出此系统不会发生共振。

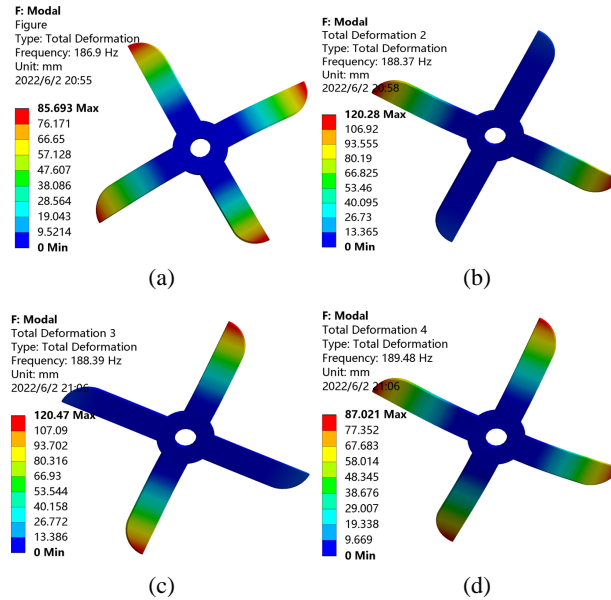


Figure 6. The first four vibration modes of the tool diagram. (a) First vibration mode; (b) Second vibration mode; (c) Three vibration mode; (d) Fourth vibration mode

图 6. 刀具前四阶振型图。(a) 一阶振型; (b) 二阶振型; (c) 三阶振型; (d) 四阶振型

6. 结构优化建议

根据切割的需要、结构和固有频率的考虑，提出了以下结构优化建议。模型利用拓扑优化将刀具进行体积优化，如图 7 所示。



Figure 7. Volume optimization diagram
图 7. 体积优化图

针对优化后的结构，重新平滑地建模。使用 Workbench 有限元仿真软件对优化后模型刀具进行计算。由表 3 所示，可以得知静态结构分析中，总变形减少约 12.88%、等效弹性应变减少约 17.52%和等效应力减少约 16.56%，优化后的刀具皆优于初始刀具。

Table 3. Structural static analysis result table
表 3. 静态结构分析结果表

参数	四刃刀具	优化后四刃刀具
总变形/mm	3.8312	3.3379
等效弹性应变/mm/mm	1.2547e-003	1.0349e-003
等效应力/MPa	245.06	204.47

Table 4. Natural frequency result table
表 4. 固有频率结果表

固有频率	一阶	二阶	三阶	四阶
原方案	186.88	188.35	188.37	189.47
优化方案	200.46	201.64	202.74	204.21

固有频率如表 4 所示，一阶振型、二阶振型、三阶振型和四阶振型优化方案较原方案增加了约 7.3%，固有频率对应的振型如图 8 所示，相较于原方案，由于改变了刀刃结构，一阶振型、二阶振型、三阶振型和四阶振型发生改变，总变形集中点发生了改变，更优于原设计。

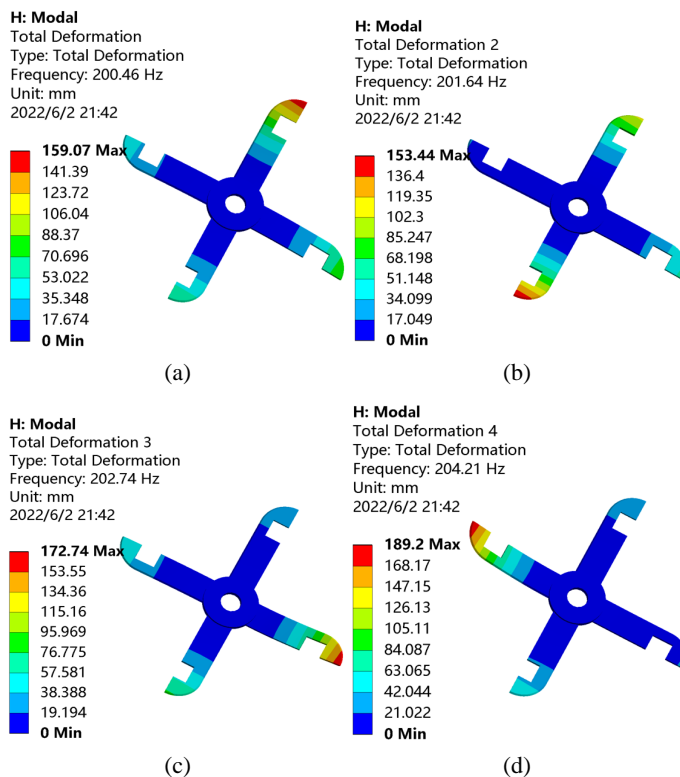


Figure 8. The first four vibration modes of the tool after optimization diagram. (a) First vibration mode; (b) Second vibration mode; (c) Three vibration mode; (d) Fourth vibration mode

图 8. 优化后刀具前四阶振型图。(a) 一阶振型；(b) 二阶振型；(c) 三阶振型；(d) 四阶振型

7. 总结

1) 本文通过有限元软件 **Workbench** 对其进行静态结构分析, 选择合适刀具, 完成新型切菜机结构设计, 使得结构紧凑且运行状态良好, 为切菜机结构设计提供了参考。

2) 本文将刀具简化成单自由度系统的强迫振动, 通过有限元软件 **Workbench** 对其进行模态分析, 得到固有频率, 最终通过计算频率比与比较相频响应曲线图, 得出此系统不会发生共振, 证明了此设计的可靠性, 为切菜机刀具的动力学设计提供了参考。

3) 本文提出了对刀具的拓扑优化, 从静态结构分析中, 总变形、等效弹性应变和等效应力皆优于原设计, 前四阶固有频率也提升了约 7.3%, 使其在更大程度上避免了共振。

参考文献

- [1] 鲍乐祥, 郑明刚, 姜志方, 朱晓会. 基于 PLC 与 MCGS 的切菜机控制系统[J]. 机电产品开发与创新, 2011, 24(1): 169-170+165.
- [2] 冯明佳, 张鹏, 明哲. 简易手动切菜机的设计研究[J]. 农业开发与装备, 2014(12): 66.
- [3] 高航, 王龙, 马树军, 乔增旺. 基于单神经元 PID 控制的家用切菜机的设计与研究[J]. 中国设备工程, 2020(21): 87-89.
- [4] 史宝军, 程澄, 孟原, 杨美德, 张德权. 接触参数对啮合传动的的影响[J]. 河北工业大学学报, 2021, 50(6): 23-29.
- [5] 梁珩, 汤国伟, 郑晓玲. 复合材料整体机身框弯曲试验研究与强度分析[J/OL]. 航空工程进展: 1-10. https://kns.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?dbcode=CAPJ&dbname=CAPJLAST&filename=HKGC20220509001&uniplatform=NZKPT&v=PnAGU0Hj-MjLOId2YIBUZnoIPXcSGwgdrNrfWYVTbKuYu77_We1RqhIky0Ja48Ia, 2022-05-10.
- [6] 李思明. 圆滚刀片双面刃磨机设计[D]: [硕士学位论文]. 南京: 东南大学, 2019.
- [7] 王明. SiCp/Al 旋转超声加工机制及薄壁件加工稳定性研究[D]: [博士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
- [8] 李有堂. 机械振动理论与应用[M]. 北京: 科学出版社, 2012: 23-26.