

便携式小浆果采收器

王业成¹ 袁威¹ 陈海涛¹ 付威²

(1. 东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030; 2. 石河子大学机械电气工程学院, 石河子 832003)

【摘要】 设计了一种便携式小浆果采收器,建立了采收器-果枝系统的运动方程,并对其进行简化、分析,获得果枝位移方程、采收器机体端部横向位移方程,分析确定了操作把手的最佳位置。采收作业时采收器的激振频率在稍高于系统固有频率的范围内进行工作。选择适当的激振频率,机体振动强度较小。选择适当的操作位置可以减小操作者的劳动强度。

关键词: 收获 采收器 浆果 运动分析

中图分类号: S225.93 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)S0-0181-03

Handy Harvester for Berry

Wang Yecheng¹ Yuan Wei¹ Chen Haitao¹ Fu Wei²

(1. College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

(2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi 832003, China)

Abstract

A handy harvester for berry was designed, and equations of motion of harvesting device and branches were established. Through simplified and analysis equations, at last, fruit branches movement equation and harvest device horizontal movement equations were obtained. It could locate the best position of operating handle. Excitation frequency was slightly higher than the natural frequency in the harvesting operations. It had smaller vibration intensity on the appropriate excitation frequency, and chose the appropriate operating position which could reduce the operator's labor intensity.

Key words Harvesting, Harvester, Berry, Motion analysis

引言

黑加仑小浆果营养丰富,主要用于加工果酒、果汁及果酱,具有很高的经济价值和良好的发展前景^[1]。其采收环节是较困难的一项生产作业,需投入的劳力约占整个生产过程所用劳力的30%~50%^[2-4]。

国外浆果采收机多是大型自走式(如波兰KSP-8型、KPS-4型自走式采收机),造价较高,对采收田地的种植管理要求较高,这就限制了我国小农户浆果采收机械化的发展,影响小浆果的栽培种植面积。另外,我国浆果种植地区分布广泛、地形复杂,有的地方不适宜大型机械化操作,在一定程度上限制了浆果及其相关产业的发展。目前,我国浆果采收还是以人工为主,所以设计一种经济、高效、便

携式浆果采收器具有重要的意义。本文设计一种便携式小浆果采收器,并对其进行运动分析,为采收器的研制提供理论基础。

1 便携式小浆果采收器结构与工作原理

便携式浆果采收器由发动机、离合器及变速箱、手柄、手柄套、传动轴、偏心曲柄、采收圆盘及采收杆和偏心块等组成,如图1所示^[5]。在机具端部由偏心曲柄与采收圆盘构成偏心装置,在采收圆盘的圆周方向上依次均布固装有弹性的采收杆,为减少果树损伤采收杆表面覆盖有柔性材料。在手柄上柔性接触地套装限位转套,采收圆盘与限位转套之间连接有弹性条。

采收时,发动机达到额定转速后,动力通过超越

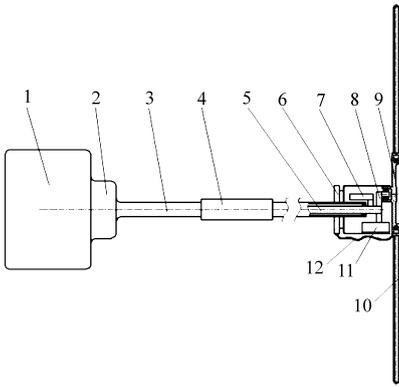


图1 便携式小浆果采收器结构简图

Fig.1 Handy harvester for berry

- 1. 发动机 2. 离合器及变速箱 3. 手柄 4. 手柄套 5. 传动轴
- 6. 限位转套 7. 小偏心块 8. 偏心曲柄 9. 采收圆盘 10. 采收杆
- 11. 大偏心块 12. 弹性条

离合器、减速器和传动轴,使偏心装置运动。采收部件在限位转套及弹性条的限制下作平行移动运动。通过采收杆对果枝实行激振,使果枝产生一定频率和振幅的运动。当浆果惯性力大于果梗脱离阻力时,浆果便脱离枝条,完成摘脱过程。在果枝作用下,采收圆盘、采收杆和限位转套绕手柄转动,实现了连续采收作业。

2 采收器运动分析

2.1 采收器力学模型简化

如图2所示,采收器机体刚度较大,假设机体为刚体。采收器的重量通过把手和背带由人体承担,假设人体与采收器为弹簧-阻尼连接。在频率4~15 Hz范围内,大部分果枝存在一个共振频率,简化果枝为单自由度质量-弹簧系统。采收时果枝在采收杆之间随其一起运动,由于采收部件在圆周方向运动对称,任取其一个方向位移 x_2 进行研究。

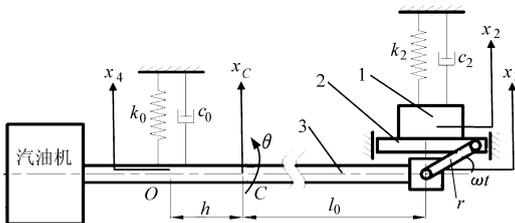


图2 机构简化模型图

Fig.2 Mechanism simpler model

- 1. 果枝模型 2. 采收部件 3. 采收器机体

2.2 系统方程建立

采用拉格朗日方法建立系统微分方程,其形式为^[6]

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

(1)

式中 q_i, \dot{q}_i ——系统广义坐标和广义速度

T, U, D ——系统动能、势能和能量散失函数

Q_i ——广义激振力 n ——系统自由度

如图2所示,采收器与果枝的力学系统具有3个自由度,选取机体的质心坐标 x_c 、转角 θ 和果枝(采收杆)的横向位移 x_2 为系统的广义坐标,规定质心坐标 x_c 向上为正向,转角 θ 逆时针旋向为正向,果枝的横向位移 x_2 向上为正向。

对偏心装置分析可以得到系统的一个位移约束条件,即

$$x_2 = x_c + \theta l_0 + r \sin \omega t \quad (2)$$

设曲柄转动角速度 ω 为已知量,采用质心坐标 x_c 和转角 θ 来表示系统动能 T 、势能 U 和能量散失函数 D ,即

$$T = \frac{1}{2} m_0 \dot{x}_c^2 + \frac{1}{2} J_c \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_c + \dot{\theta} l_0 + r \omega \cos \omega t)^2 \quad (3)$$

$$U = \frac{1}{2} k_0 (x_c - \theta h)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_c + \theta l_0 + r \sin \omega t)^2 \quad (4)$$

$$D = \frac{1}{2} c_0 (\dot{x}_c - \dot{\theta} h)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_c + \dot{\theta} l_0 + r \omega \cos \omega t)^2 \quad (5)$$

其中 $m_2 = m'_2 + m''_2$

式中 m_0 ——采收器机体质量

J_c ——采收器机体对质心的转动惯量

k_0, c_0 ——人体与采收器之间连接刚度、连接阻尼

m'_2, k_2, c_2 ——果枝模态质量、模态刚度、模态阻尼

m''_2 ——采收圆盘与采收杆质量

将式(3)~(5)代入式(1),获采收系统运动方程式,其矩阵形式为

$$M \ddot{x}(t) + C \dot{x}(t) + K x(t) = F(t) \quad (6)$$

其中 $M = \begin{bmatrix} J_c + m_2 l_0^2 & m_2 l_0 \\ m_2 l_0 & m_0 + m_2 \end{bmatrix}$

$$C = \begin{bmatrix} -c_0 h^2 + c_2 l_0^2 & c_0 h + c_2 l_0 \\ -c_0 h + c_2 l_0 & c_0 + c_2 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} -k_0 h^2 + k_2 l_0^2 & k_0 h + k_2 l_0 \\ -k_0 h + k_2 l_0 & k_0 + k_2 \end{bmatrix} \quad x(t) = \begin{bmatrix} \theta \\ x_c \end{bmatrix}$$

$$F(t) = \begin{bmatrix} l_0 \\ 1 \end{bmatrix} r \sin(\omega t + \alpha) \sqrt{(c_2 \omega)^2 + (\omega^2 m_2 - k_2)^2}$$

$$\tan \alpha = \frac{c_2}{\omega^2 m_2 - k_2} \quad \dot{x}(t) = \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{x}_c \end{bmatrix} \quad \ddot{x}(t) = \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_c \end{bmatrix}$$

式中 M, C, K ——系统质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵

$F(t)$ ——激振力

$x(t)$ 、 $\dot{x}(t)$ 、 $\ddot{x}(t)$ ——系统位移向量、速度向量、加速度向量

采收时果枝为稳态受迫振动, 方程解为

$$x(t) = A e^{j\omega t} = [K - \omega^2 M + j\omega C]^{-1} Q e^{j\omega t} \quad (7)$$

令 $\Delta(\omega^2) = |K - \omega^2 M + j\omega C| = 0$, 可求解出采收系统的固有频率。

2.3 果枝横向位移

为减轻操作者的劳动强度, 在采收过程中操作位置的振动强度应最小, 该位置处的位移、速度相对较小。为简化计算, 忽略位移、速度变化引起的弹性力、阻尼力对系统运动的影响, 即操作者与采收器之间的刚度 k_0 、阻尼 c_0 为零。并令 $J_c = m' l_0^2$, 取果枝位移 x_2 为变量, 对式(6)进行简化得

$$(m_2 + M) \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = -Mr\omega^2 \sin\omega t \quad (8)$$

其中
$$M = \frac{m_0}{1 + \frac{m_0}{m'}}$$

式中 M ——机体等效质量

采收时果枝为稳态受迫振动, 非齐次方程的特解, 即果枝的横向位移 x_2 为

$$x_2 = \frac{-r}{1 + \frac{m_2}{M}} \frac{s^2}{\sqrt{(1-s^2)^2 + (2\zeta s)^2}} e^{i(\omega t - \varphi)} \quad (9)$$

其中 $\omega_n = \sqrt{k_2 / (M + m_2)}$ $\zeta = c_2 / (2\sqrt{k_2 M})$

$$s = \omega / \omega_n \quad \varphi = \arctan \frac{2\zeta s}{1-s^2}$$

式中 ω_n ——系统的无阻尼固有频率

ζ ——阻尼比 s ——频率比

φ ——激励与响应的相位差

如式(9)所示, 当采收器机体等效质量 M 越大, 即机体质量和转动惯量越大, 果枝激振位移 x_2 越大, 但是采收器质量越大, 工人采收强度越高, 又限制着机具质量。激振位移 x_2 与曲柄半径 r 成正比, 曲柄半径 r 越大, 果枝振动位移、加速度越大, 采收率越高。

当 $s \gg 1$ ($\omega \gg \omega_n$) 时, 振幅 $B \approx \frac{r}{1 + \frac{m_2}{M}}$, 在高频范

围内, 振幅接近常数; 当 $s = 1$ ($\omega = \omega_n$) 时, 振幅 $B = \frac{r}{1 + \frac{m_2}{M} 2\zeta^2}$, 系统的振幅受到阻尼的限制, 当阻尼很小

时, 系统振动强烈, 产生共振现象。在采收时, 激振频率 ω (16.8 Hz) 大于果枝的固有频率 ω_{n1} (8.4 ~

16.9 Hz)^[7], 并且果枝的固有频率 ω_{n1} 大于采收系统固有频率 ω_n 。可知, 采收作业时激振频率是在稍高于系统固有频率的范围内进行工作。

2.4 机体振动分析

机体的振动强度采用机体端部的横向位移 x_3 来描述(图2), 位移 x_3 为

$$x_3 = x_2 - r \sin\omega t = -\frac{ar}{1+a} \frac{s^2 + \left(1 + \frac{1}{a}\right)(1-s^2 + 2i\zeta s)}{\sqrt{(1-s^2)^2 + (2\zeta s)^2}} e^{i(\omega t - \varphi)} = -r \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{s^2}{1+a}\right)^2 + (2\zeta s)^2}{(1-s^2)^2 + (2\zeta s)^2}} e^{i(\omega t - \varphi + \alpha)} \quad (10)$$

其中
$$a = \frac{M}{m_2}$$

如式(10)所示, 夹持处机体的横向位移 x_3 与曲柄半径 r 呈正比, 曲柄半径 r 越大, 位移 x_3 越大, 机体振动越剧烈。当 $1 - \frac{s^2}{1+a} = 0$, 即 $\omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ 时, 机体端部位移 $x_3 = -r \sqrt{\frac{4(1+a)\zeta^2}{a^2 + 4(1+a)\zeta^2}} e^{i(\omega t - \varphi + \alpha)}$, 此时位移 x_3 较小。

2.5 操作位置分析

为了最大限度地减轻操作者的劳动强度, 在采收过程中要求操作位置的振动强度(位移) x_4 最小。操作位置处位移 x_4 为

$$x_4 = x_c - \theta h$$

式中 h ——操作位置与采收器质心的距离

令操作位置处位移 $x_4 = 0$, 可以解出最佳操作位置

$$h = \frac{J_c}{m_0 l_0} \quad (11)$$

当操纵位置 $h = \frac{J_c}{m_0 l_0}$ 时, 操作位置处的位移(加速度)在理论上为零。

3 结束语

设计了一种便携式小浆果采收器, 建立了采收器-果枝系统的运动方程, 并对其进行简化、分析, 获得果枝位移方程, 采收器机体端部横向位移方程, 分析确定了操作把手的最佳位置。

采收作业时激振频率在稍高于系统固有频率范围内进行工作。当激振频率 $\omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ 时, 机体振动强度较小。选择适当的操作位置可以减小操作者的振动强度。
(下转第 180 页)

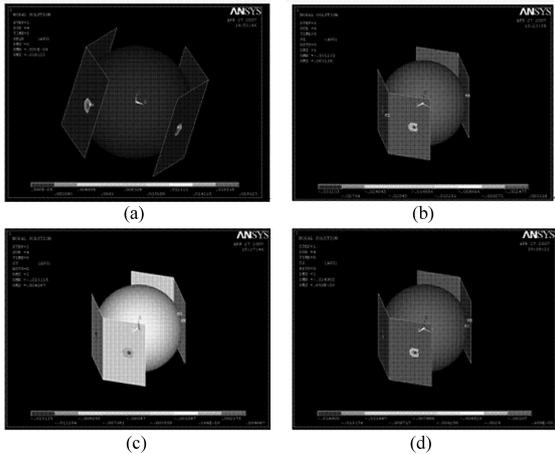


图7 ANSYS分析图

Fig.7 Analysis chart of ANSYS

- (a) 等效应力云图 (b) X轴方向应力
(c) Y轴方向应力 (d) Z轴方向应力

向压缩量为2 mm的情况下对果肉产生影响是可忽略不计的,所以采摘时可以采用此压缩量。

5 结束语

设计了通用水果采摘末端执行器,应用 ADAMS 及 ANSYS 软件构建了其虚拟夹持机构并进行结构优化和仿真分析,检验了机构运动的可靠性和平稳性,分析了采摘过程中水果受力对夹持构型的影响。仿真结果表明,此样机设计合理,能够满足串类与球状等多种水果的采摘应用,并且在采摘过程对串类水果使用低于 30 N 的采摘力或单类水果使用低于 2 mm 的夹持量时能达到对果实损伤最小的收获效果,可推广使用。

参 考 文 献

- 1 Cho S I, Chang S J, Kim Y Y, et al. Development of a three-degrees-of-freedom robot for harvesting lettuce using machine vision and fuzzy logic control[J]. *Biosystems Engineering*, 2002, 82(2): 143 ~ 149.
- 2 邹湘军,李静,孙权,等. 采摘机械手虚拟设计与仿真系统的研究[J]. *系统仿真学报*, 2010, 22(11): 2748 ~ 2752.
Zou Xiangjun, Li Jing, Sun Quan, et al. Research on picking manipulator virtual design and simulation system[J]. *Journal of System Simulation*, 2010, 22(11): 2748 ~ 2752. (in Chinese)
- 3 Pettersson A, Davis S, Gray J O, et al. Design of a magnetorheological robot gripper for handling of delicate food products with varying shapes[J]. *Journal of Food Engineering*, 2010, 98(3): 332 ~ 338.
- 4 居洪玲,姬长英. 一种多用途采摘机器人末端执行器的设计[J]. *浙江农业学报*, 2010, 22(3): 370 ~ 373.
Ju Hongling, Ji Changying. Design of an end-effector for a multi-use picking robot[J]. *Acta Agriculturae Zhejiangensis*, 2010, 22(3): 370 ~ 373. (in Chinese)
- 5 邹湘军,邹海鑫,孙权,等. 多果型果蔬采摘机器人的末端执行器及机器人:中国,201010565235.7.[P]. 2011-06-15.
- 6 陈燕. 荔枝机械压力损伤机理及实验[D]. 广州:华南农业大学,2011.
Chen Yan. The damage mechanism and experiment of litchi's mechanical pressure[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2011. (in Chinese)

(上接第 183 页)

参 考 文 献

- 1 睢薇,代志国,霍俊伟. 黑豆果高效栽培技术[M]. 哈尔滨:黑龙江科技出版社,2004.
- 2 林素元,张克孝,许家美. 黑豆果生产机械化问题初探[J]. *农机化研究*, 1987, 2(9): 8 ~ 11.
Lin Suyuan, Zhang Kexiao, Xu Jiamei. Problems of on blackcurrant production mechanization[J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 1987, 2(9): 8 ~ 11. (in Chinese)
- 3 Kepner R A. 农业机械原理[M]. 崔安,张德骏,译. 北京:机械工业出版社,1978:514 ~ 526.
- 4 Sanders K F. Orange harvesting systems review[J]. *Biosystems Engineering*, 2005, 90(2): 115 ~ 125.
- 5 王业成,陈海涛,王立军. 便携式浆果采收器:中国,201020044748.9[P]. 2010-11-03.
- 6 刘延柱,陈文良,陈立群. 振动力学[M]. 北京:高等教育出版社,1998.
- 7 王业成,陈海涛,林青. 黑加仑采收装置参数的优化[J]. *农业工程学报*, 2009, 25(3): 79 ~ 83.
Wang Yecheng, Chen Haitao, Lin Qing. Optimization of parameters of blackcurrant harvesting mechanism[J]. *Transactions of the CSAE*, 2009, 25(3): 79 ~ 83. (in Chinese)