

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.01.040

香蕉园电动滑车式索道运送系统动力学研究*

李君 杨洲 陆华忠 林劲松 严梁立 郭健伟

(华南农业大学工程学院, 广州 510642)

摘要: 对香蕉园电动滑车式索道系统进行研究,将系统中滑车位置、滑车速度、蕉穗摆角、摆角角速度作为广义坐标状态量,采用拉格朗日方程进行推导并建立系统数学模型,理论和试验分析了系统动力学特性。虚拟样机试验结果表明,在挂钩点到各蕉穗质心距离相同的前提下,可将多运动质量串联式的蕉穗运送系统等效为单运动质量的吊重系统进行研究。由同工况的试验结果可知,采用建立的动力学解析模型、虚拟样机模型,与实际系统在蕉穗摆动角速度的频率、幅值结果基本一致,虚拟样机模型的计算结果与实际值接近。说明建立的系统动力学解析模型正确,虚拟样机模型能真实反映系统动力学特征,可为实际系统的设计和改进提供理论参考和指导。

关键词: 香蕉园 电动滑车 索道运送系统 动力学 虚拟样机

中图分类号: S229⁺.1; TD527 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013)01-0211-06

Dynamics of Electric Pulley Conveying Cableway System in Banana Plantation

Li Jun Yang Zhou Lu Huazhong Lin Jinsong Yan Liangli Guo Jianwei

(College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China)

Abstract: The electric pulley cableway system in banana plantation was studied. With the selection of the pulley location, pulley speed, swing angle and swing angular velocity of banana bunch as generalized coordinate variables, the mathematical model was derived with Lagrange equations. The dynamic characteristics were analyzed theoretically and experimentally. The results of virtual test showed that the conveying system with multiple moving mass in series was similar to the hoist system with a single moving mass if the distances between each hook point and banana bunch centroid were equal. The test results illustrated that the proposed dynamic analytical model and virtual prototype model were similar to actual system for analyzing the frequency and amplitude of swing angular velocity. The analytical results of virtual prototype model were basically consistent with the actual data. It is evident that the dynamics analytical model is correct and the virtual prototype model gives the realistic reflection to the system dynamics, which provide theoretical reference for the design and modification of the actual system.

Key words: Banana plantation Electric pulley Conveying cableway system Dynamics Virtual prototype

引言

香蕉索道运送装备作为一种无损采收系统,可实现运蕉、落梳、清洗等全程无着地作业,避免发生蕉穗碰伤、压伤等机械损伤现象,不仅提高了工作效

率,而且降低了劳动强度,具有广阔的应用前景^[1]。国内外香蕉采收索道主要有带托管、无托管和悬索3种形式,以人工牵拉为主,半机械化作业特征明显^[2]。轴向行进悬索式采收索道通过绞盘机牵引输送承载在钢缆上的蕉穗,一定程度上减少了

收稿日期: 2012-07-07 修回日期: 2012-07-27

* 国家自然科学基金资助项目(51205139)、国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B10-2)、广东省人大议案资助项目(粤农计[2011]4号)、广东省现代农业产业技术体系岭南水果创新团队资助项目(粤农[2009]380号)和广东省高等学校高层次人才资助项目(2011)

作者简介: 李君,副教授,博士,主要从事现代农业装备与机械化研究,E-mail: autojunli@scau.edu.cn

通讯作者: 杨洲,教授,博士生导师,主要从事农业机械化研究,E-mail: yangzhou@scau.edu.cn

对人工的依赖性,但不能克服悬索运送系统索道并接困难的问题。采用液压牵引的索道系统在国外蕉园已有应用,内燃机带动液压泵工作以提供液压马达的工作压力,通过内置于牵引滑车内的液压马达驱动滑轮转动来实现运送,劳动强度低、运送速度快,但设备成本偏高。华南农业大学提出的电动滑车式索道系统是将电动机内置于牵引滑车以内提供驱动力,与液压牵引式相比,用工量和采收成本可以大幅减少,并且便于实现远程控制和索道并接自动化^[3]。

吊重(起吊重物)货运系统一直以来都是起重运输领域的研究热点,国内外不少学者开展了大量的理论研究^[4~8]。蕉园电动滑车式索道运送系统也是一种吊重货运系统,可以看作是由多挂蕉穗连接组成的多运动质量串联式吊重系统,受吊具长度、蕉穗质量差异的影响,动力学特性比起重运输的单运动质量吊重系统复杂。另外,挂钩—吊具—蕉穗组成的系统是一个弱阻尼系统,系统的摆动响应需要较长时间的衰减,影响了系统作业稳定性,限制了生产率的提高。本文在对系统空间几何模型进行适当简化的基础上,将系统中滑车位置、滑车速度、蕉穗摆角、摆角角速度作为广义坐标状态量,采用拉格朗日方程建立系统数学模型,理论和试验分析系统动力学特性,为系统生产应用中的运行控制提供参考依据。

1 系统结构与动力学模型

如图1所示,蕉园电动滑车式索道运送系统由支架、导轨、支撑轨、牵引滑车、滑车组、无线控制箱等组成。若干个滑车由刚性连接杆串联成滑车组,蕉穗通过吊具(绳索或挂钩)吊挂在滑车组的挂钩上。工作时,操作者按下手持式无线发射器的“前进”、“后退”或“停止”按钮,无线控制箱的接收板根据接收到的指令信号,控制牵引滑车拖动滑车组在索道上完成相应的运动,进而实现蕉穗的无损化田间运送。

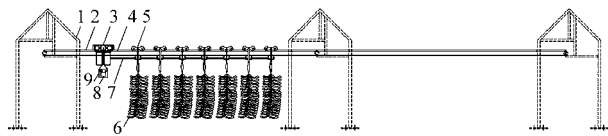


图1 电动滑车式索道运送系统结构图

Fig.1 Structure of electric pulley cableway system

1. 支架 2. 导轨 3. 牵引滑车 4. 支撑轨 5. 滑车组 6. 蕉穗
7. 刚性连接杆 8. 无线控制箱 9. 电源开关

蕉园电动滑车式索道运送系统力学空间模型如图2所示。系统包含多个状态变量,工作中滑车组运动会引起蕉穗串的摆动,蕉穗串摆动同时也影响

滑车组的运动,此外还存在车轨摩擦力、空气阻力等干扰因素,变量之间有着复杂的非线性耦合特性。为简化系统力学模型,将各运动部件看作是串联运动质点,并假设驱动滚轮作纯滚动,滑轮、挂钩以及蕉穗吊具材料尺寸一致,挂钩与滑轮为全约束连接,且忽略连接杆、蕉穗吊具的质量,则滑车运送系统满足质点系动力学的理想约束条件,可采用拉格朗日方程建立电动滑车式索道运送系统的数学模型。

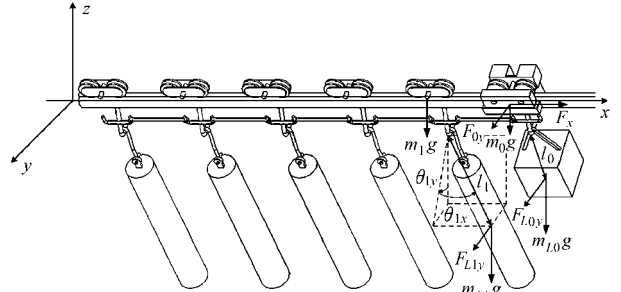


图2 电动滑车式索道运送系统力学空间模型

Fig.2 Mechanics space model of electric pulley cableway system

系统动能为牵引滑车、滑车、控制箱与蕉穗动能之和,即

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=0}^n m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + \frac{1}{2} \sum_{i=0}^n m_{Li} (\dot{x}_{Li}^2 + \dot{y}_{Li}^2 + \dot{z}_{Li}^2) \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_{Li} = x_i + l_i \sin \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \\ y_{Li} = y_i + l_i \sin \theta_{iy} \\ z_{Li} = -l_i \cos \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_{Li} = \dot{x}_i + l_i \dot{\theta}_{ix} \cos \theta_{ix} \cos \theta_{iy} - l_i \dot{\theta}_{iy} \sin \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \\ \dot{y}_{Li} = \dot{y}_i + l_i \dot{\theta}_{iy} \cos \theta_{iy} \\ \dot{z}_{Li} = l_i \dot{\theta}_{ix} \sin \theta_{ix} \cos \theta_{iy} + l_i \dot{\theta}_{iy} \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \end{cases} \quad (3)$$

式中 n ——蕉穗运送数量

m_i ——滑车等效质量($i=0$ 表示牵引滑车, $i \neq 0$ 表示滑车),kg

m_{Li} ——吊重等效质量($i=0$ 表示控制箱, $i \neq 0$ 表示蕉穗),kg

l_i ——从挂钩点到吊重质心的距离,m

x_i, y_i ——滑车沿 x, y 轴方向位移($i=0$ 表示牵引滑车, $i \neq 0$ 表示滑车),m

x_{Li}, y_{Li}, z_{Li} ——吊重沿 x, y, z 轴方向位移($i=0$ 表示控制箱, $i \neq 0$ 表示蕉穗),m

θ_{ix} ——吊具与 yz 平面之间的夹角,(°)

θ_{iy} ——吊具在 xz 平面上投影与 z 轴负方向所成的角度,(°)

滑车组所受纵向力和侧向力作的虚功计算式为

$$\delta W_s = F_x \delta x_0 - \sum_{i=0}^n (d_{ix} \dot{x}_i + f_{ix}) \delta x_i + F_y \delta y_0 - \sum_{i=0}^n (d_{iy} \dot{y}_i + f_{iy}) \delta y_i$$

$$(F_x, F_y, \delta x_i, \delta y_i, f_{ix}, f_{iy} \in \mathbf{R}; d_{ix}, d_{iy} \in \mathbf{R}^+) \quad (4)$$

式中 δW_s ——滑车组所受外力虚功, J

$\delta x_i, \delta y_i$ ——相应状态量的变分 ($i=0$ 表示牵引滑车, $i \neq 0$ 表示滑车), m

F_x, F_y ——牵引滑车沿 x, y 轴方向驱动力, N

d_{ix}, d_{iy} ——滑车沿 x, y 轴方向空气阻力系数

f_{ix}, f_{iy} ——滑车沿 x, y 轴方向轮轨摩擦力, N

吊重所受空气阻力作的虚功为

$$\delta W_f = - \sum_{i=0}^n (d_{fi} \dot{x}_{Li} \delta x_{Li} + d_{fi} \dot{y}_{Li} \delta y_{Li} + d_{fi} \dot{z}_{Li} \delta z_{Li})$$

$$(\delta x_{Li}, \delta y_{Li}, \delta z_{Li} \in \mathbf{R}; d_{fi} \in \mathbf{R}^+) \quad (5)$$

式中 δW_f ——吊重所受空气阻力虚功, J

d_{fi} ——吊重空气阻力系数

$\delta x_{Li}, \delta y_{Li}, \delta z_{Li}$ ——吊重虚位移 ($i=0$ 表示控制箱, $i \neq 0$ 表示蕉穗), m

通常蕉园电动滑车式索道为水平架设, 故可认为滑车所受重力不作功, 而吊重所受重力作的虚功为

$$\delta W_g = \sum_{i=0}^n m_{Li} g l_i [\cos(\theta_{iy} + \delta \theta_{iy}) \cdot \cos(\theta_{ix} + \delta \theta_{ix}) - \cos \theta_{ix} \cos \theta_{iy}] =$$

$$- \sum_{i=0}^n m_{Li} g l_i (\cos \theta_{iy} \sin \theta_{ix} \delta \theta_{ix} + \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \delta \theta_{iy})$$

$$(\delta \theta_{ix}, \delta \theta_{iy} \in \mathbf{R}) \quad (6)$$

式中 δW_g ——吊重所受重力虚功, J

$\delta \theta_{ix}, \delta \theta_{iy}$ ——相应状态量的变分 ($i=0$ 表示控制箱, $i \neq 0$ 表示蕉穗), ($^\circ$)

g ——重力加速度

以 T 表示系统动能, $T \in \mathbf{R}$; x, y, θ_x, θ_y 为广义坐标状态量, 由拉格朗日方程得

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = F_x - \sum_{i=0}^n (d_{ix} \dot{x}_i + f_{ix}) - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{x}_{Li} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_x} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_x} = - \sum_{i=0}^n m_{Li} g l_i \cos \theta_{iy} \sin \theta_{ix} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{x}_{Li} l_i \cos \theta_{ix} \cos \theta_{iy} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{z}_{Li} l_i \sin \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = F_y - \sum_{i=0}^n (d_{iy} \dot{y}_i + f_{iy}) - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{y}_{Li} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_y} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_y} = - \sum_{i=0}^n m_{Li} g l_i \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{x}_{Li} l_i \sin \theta_{ix} \sin \theta_{iy} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{y}_{Li} l_i \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \end{cases} \quad (7)$$

l 不变, 即 $\dot{l} = \ddot{l} = 0$, 将式(1) ~ (3) 代入式(7) 得

$$\begin{cases} \sum_{i=0}^n m_{Li} l_i (\cos \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \ddot{\theta}_{ix} - \sin \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \ddot{\theta}_{iy} - \sin \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \dot{\theta}_{ix}^2 - 2 \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \dot{\theta}_{ix} \dot{\theta}_{iy} - \sin \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \dot{\theta}_{iy}^2) + \\ \sum_{i=0}^n (m_i + m_{Li}) \ddot{x}_i = F_x - \sum_{i=0}^n (d_{ix} \dot{x}_i + f_{ix}) - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{x}_{Li} \\ \sum_{i=0}^n m_{Li} l_i \cos \theta_{iy} (l_i \cos \theta_{iy} \ddot{\theta}_{ix} + \cos \theta_{ix} \ddot{x}_i - 2 l_i \sin \theta_{iy} \dot{\theta}_{ix} \dot{\theta}_{iy} + g \sin \theta_{ix}) = \\ - \sum_{i=0}^n m_{Li} g l_i \cos \theta_{iy} \sin \theta_{ix} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{x}_{Li} l_i \cos \theta_{ix} \cos \theta_{iy} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{z}_{Li} l_i \sin \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \\ \sum_{i=0}^n [(m_i + m_{Li}) \ddot{y}_i + m_{Li} l_i (\cos \theta_{ix} \cos \theta_{iy} \ddot{\theta}_{iy} - \sin \theta_{ix} \dot{\theta}_{iy}^2)] = F_{y_i} - \sum_{i=0}^n (d_{iy} \dot{y}_i + f_{iy}) - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{y}_{Li} \\ \sum_{i=0}^n m_{Li} l_i (l_i \ddot{\theta}_{iy} + \cos \theta_{ix} \ddot{y}_i - \sin \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \ddot{x}_i + l_i \sin \theta_{iy} \cos \theta_{ix} \dot{\theta}_{ix}^2 + g \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy}) = \\ - \sum_{i=0}^n m_{Li} g l_i \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{x}_{Li} l_i \sin \theta_{ix} \sin \theta_{iy} - \sum_{i=0}^n d_{fi} \dot{y}_{Li} l_i \cos \theta_{ix} \sin \theta_{iy} \end{cases} \quad (8)$$

2 驱动控制设计

系统运行控制电路由无线发射模块与无线接收控制模块 (包含无线接收电路和驱动控制电路) 组

成。系统的双直流电动机并联同步运转, 采用双极性驱动方式设计控制电路。无线接收电路接收运行控制指令, 将指令传递给单片机, 再通过单片机的 4 个 IO 口控制双直流电动机的同步起停与正反转,

PWM 控制频率设为 1 kHz。由于起动和停车过程中会因加(减)速度过大导致蕉穗发生较大幅度的摆动,影响了系统的运行稳定性,因此设定系统起动和停车的速度信号为斜坡信号,以降低加(减)速度幅值和提高稳定性。

如图 3 所示,4 片 IRF3205 搭成 H 桥驱动主电路,控制电路由 2 片 IR2110 芯片电路组成,利用自举电路驱动高端 MOS 管。单片机的 P2.0、P2.3 端口分别控制左桥臂高端 MOS 管和右桥臂低端 MOS 管同步通断,P2.1、P2.2 端口分别控制左桥臂低端 MOS 管和右桥臂高端 MOS 管同步通断。

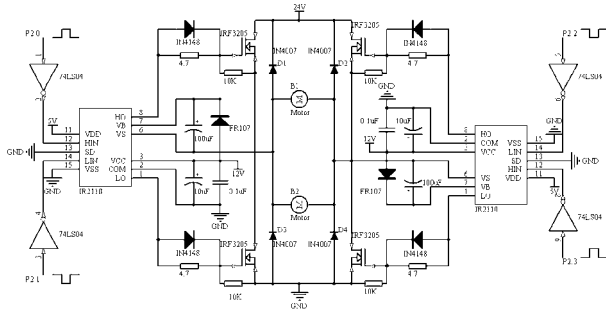


图 3 驱动控制电路图
Fig. 3 Driver control circuit

3 虚拟样机试验分析

多体动力学分析软件在解决复杂机械结构问题时,可以减少传统解析法的计算误差,提高运动分析可靠性^[9-10]。为此,选取应用在广州市增城祥惠香蕉专业合作社蕉园的电动滑车式索道运送系统作为建模参照,在 ADAMS/View 中建立虚拟样机等效模型。实际索道系统的导轨为螺纹钢,支撑轨为直径 0.06 m 的镀锌管。无线控制箱内有蓄电池、无线接收控制板,总质量为 12.8 kg。滑车与挂钩的总质量 1.05 kg,刚性连接杆长 0.58 m。牵引滑车采用双直流电动机驱动结构,减速器为蜗轮蜗杆型,减速比 20:1,牵引滑车质量为 25.5 kg。直流电动机额定功率 100 W,空载转速 90 r/min,额定转速 70 r/min,输出扭矩 9.6 N·m,额定电压为 DC24V,额定电流 6.5 A。模型的简化处理:省略支架模型,直接将导轨和地面固定连接;假设各挂蕉穗的形状、质量相等,按照等截面匀质的圆柱刚体进行建模,设定直径为 0.1 m,长度为 0.36 m,密度为 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$;对运送系统局部摩擦力进行了简化,忽略滑车内部轴承处的摩擦等力学行为。

仿真中采用 5 挂蕉穗连接模型,为研究短连接杆发生蕉穗碰撞的可能性,长度取 0.2 m,蕉穗吊具长度为 0.15 m,如图 4 所示。试验轨道由 3 段长度为 2 m 的直线导轨,2 段转弯半径为 2.5 m 的直角弯

轨组成,如图 5 所示。仿真计算时间为 35 s,步数为 350。

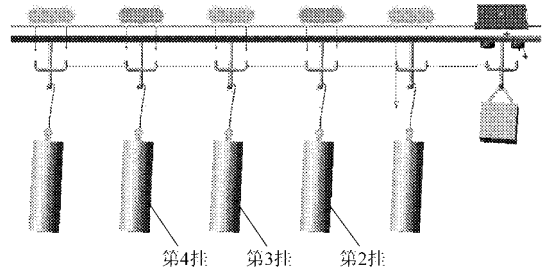


图 4 虚拟样机模型
Fig. 4 Virtual prototype model

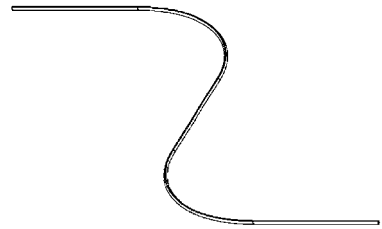


图 5 轨道设置示意图
Fig. 5 Layout of cableway

如图 6~9 所示,在蕉穗外形、质量以及吊具长度一样的条件下,电动滑车式索道运送系统的各挂蕉穗在直轨段的纵向和侧向摆角角速度、摆角变化规律差异很小,基本保持同步。说明挂钩点到吊重质心距离相同情况下,可以将多运动质量串联式的蕉穗运送系统等效为单运动质量的吊重系统进行研究。由于各挂蕉穗历经直轨—弯轨转换的时间不一

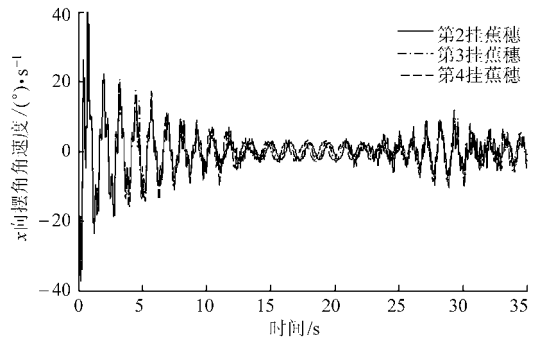


图 6 蕉穗 x 向摆角角速度曲线
Fig. 6 x-axis swing angular velocity of banana bunch

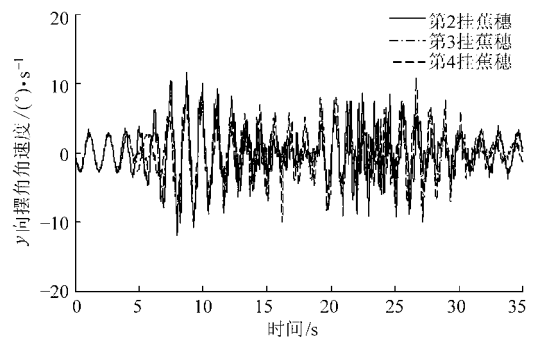
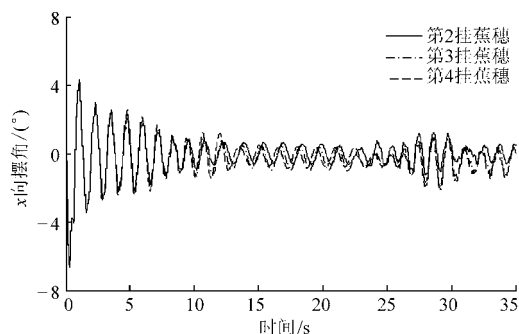
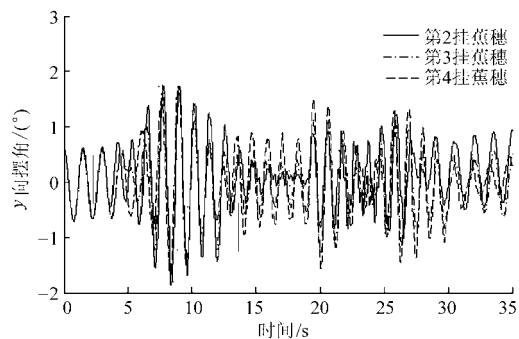
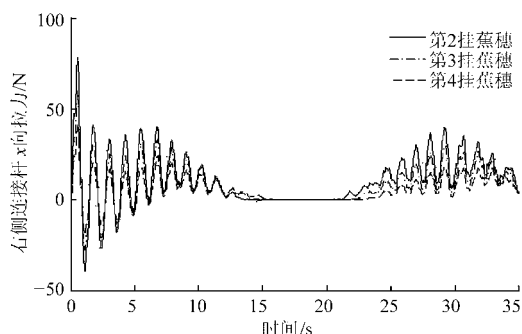
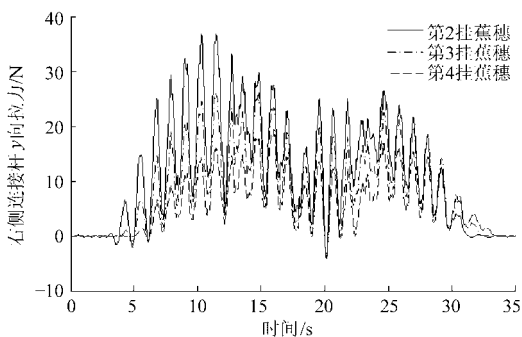


图 7 蕉穗 y 向摆角角速度曲线
Fig. 7 y-axis swing angular velocity of banana bunch

图 8 蕉穗 x 向摆角曲线Fig. 8 x -axis swing angle of banana bunch图 9 蕉穗 y 向摆角曲线Fig. 9 y -axis swing angle of banana bunch图 10 蕉穗连接杆 x 向拉力曲线Fig. 10 x -axis tension of connecting rod图 11 蕉穗连接杆 y 向拉力曲线Fig. 11 y -axis tension of connecting rod

致,因此各自的运动参数有相位差渐变。蕉穗吊具长度为 0.15 m 的情况下, x 向最大摆角角速度幅值约为 $45(^{\circ})/\text{s}$, x 向最大摆角幅值为 6.5° ,角速度、角度的幅值与滑车加速度值有关。蕉穗的侧向摆动比纵向摆动幅度要小, y 向最大摆角角速度幅值约为 $11(^{\circ})/\text{s}$, y 向最大摆角幅值为 1.8° ,幅值大小与弯轨曲率、滑车运行速度有关。表明采用斜坡速度信号控制驱动电动机的起停后,蕉穗在运送过程中的摆动幅度较小,运送系统的稳定性较好。在确保支架支撑强度的前提下,实际生产过程中可以根据蕉穗长度、摆角幅值来确定较短的连接杆以提高生产率。从图中还可看出,各挂蕉穗的摆角角速度与摆角的振幅衰减周期较长。

蕉穗连接杆拉力与轮轨摩擦因数、吊重质量、吊重摆动有关,图 10 和图 11 给出了第 2、3、4 挂蕉穗右侧的连接杆 x 向和 y 向的拉力变化曲线。由图可知,第 2、3、4 挂蕉穗右侧的连接杆拉力幅值呈递减的趋势,符合实际运动规律。即使连接杆长度取 0.2 m 的较小值,蕉穗间也不会发生相互碰撞。

4 试验对比分析

为验证系统动力学模型与虚拟样机模型的正确性,以搭建在华南农业大学农械厂内的索道运送系统作为试验平台。受场地大小、材料条件的限制,试验轨道为水平直线轨,用等规格的水桶替代蕉穗进

行试验,水桶满载质量 30 kg ,尺寸(长 \times 宽 \times 高): $33\text{ cm}\times 23\text{ cm}\times 44\text{ cm}$ 。虚拟样机试验结果表明多运动质量串联式的蕉穗运送系统在直轨—弯轨工况切换过程中,虽然各挂蕉穗、连接杆的受力有相位差渐变现象,但恢复同步性的时间很短,且本身较小的滑车速度值能产生的离心效应很小,因此可用直线轨进行等效对比试验。连接杆长度为 0.58 m ,水桶吊索长度为 0.18 m 。悬挂水桶数量 3 个,从牵引端开始先后标号为 1 号、2 号、3 号。角速度传感器选用 ENC-03M 芯片,刻度因子 $0.67\text{ mV}/((^{\circ})/\text{s})$ 。数据采集器用 NI USB-6251 BNC 模块,采集频率设定为 100 Hz ,数据采用五点滑动平均法进行处理,平滑次数为 10。Matlab 数值模拟采用式(8)进行计算,由于与吊索、滑车、蕉穗相关的参数 l 、 m 、 m_l 不存在个体差异,因此式(8)可以进一步简化。计算中,轮轨摩擦因数取 0.04 ,水桶风阻系数取 0.4 ,滑车风阻系数取 0.02 。

图 12 给出了 2 号试验水桶的 x 向角速度变化曲线。系统实测角速度频率为 0.833 Hz ,动力学解析模型计算值为 0.847 Hz ,误差 1.7% ,虚拟样机模型计算值为 0.826 Hz ,误差 0.8% ;角速度幅值呈衰减趋势,动力学解析模型、虚拟样机模型的最大误差均出现在起动瞬间,分别为 27.5% 和 18.8% ,运行后的最大误差分别不超过 13.2% 和 4.1% 。从同工况的试验结果对比来看,三者角速度的频率、幅值基

本一致,动力学解析模型计算误差偏大的原因是作了更多简化,虚拟样机模型的计算结果与实际曲线更接近。说明本文建立的动力学解析模型正确,虚拟样机模型能真实反映系统动力学特征,可以为实际系统的设计和改进行提供理论上的参考和指导。

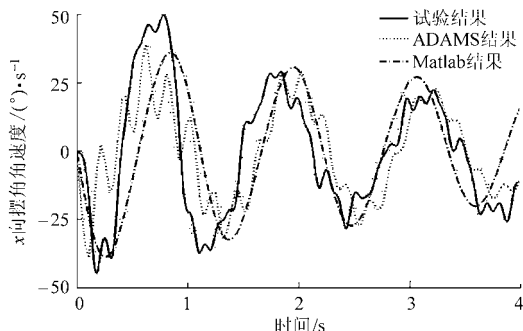


图12 试验水桶 x 向摆角角速度曲线

Fig.12 x -axis swing angular velocity of test bucket

5 结论

(1) 基于拉格朗日方程建立了蕉园电动滑车式

索道运送系统的动力学解析模型,并采用虚拟样机方法构建了实际索道运送系统的等效模型。虚拟样机试验取蕉穗吊具长度 0.15 m,采用斜坡速度信号控制驱动电动机的起停。结果表明, x 向最大摆角幅值为 6.5° , y 向最大摆角幅值为 1.8° 。说明蕉穗在运送过程中摆动幅度较小,在确保支架支撑强度的前提下,可以根据蕉穗长度、摆角幅值来缩短连接杆长度以提高生产率。

(2) 在挂钩点到各蕉穗质心距离相同的情况下,电动滑车式索道运送系统的各挂蕉穗运动规律差异很小,基本保持同步,可以将多运动质量串联式的蕉穗运送系统等效为单运动质量的吊重系统进行研究。

(3) 由同工况的试验结果可知,动力学解析模型、虚拟样机模型的蕉穗摆角角速度频率计算误差分别为 1.7%、0.8%,运行后的角速度幅值最大误差分别不超过 13.2% 和 4.1%。说明本文建立的动力学解析模型正确,虚拟样机模型能更真实反映系统动力学特征。

参 考 文 献

- Magalhaes M J M, Abrahao R F, Leal P A M. Manual transportation within the plot and physical damages to bananas[J]. Scientia Agricola, 2004, 61(1):32~35.
- 李君,杨洲,汪刘一,等. 香蕉生产机械化研究与应用[J]. 安徽农业科学,2011,39(3):1 836~1 838. (in Chinese)
Li Jun, Yang Zhou, Wang Liuyi, et al. Research and application for mechanization of banana production[J]. Journal of Anhui Agricultural Sciences, 2011, 39(3):1 836~1 838. (in Chinese)
- 杨洲,李君,王慰祖,等. 一种电动香蕉运送系统:中国,201110333965.9[P]. 2012-06-20.
- 黄大巍,高秀华,邢浩,等. 双轨悬挂自行输送机动力学建模及仿真分析[J]. 系统仿真学报,2006,18(11):3 138~3 142.
Huang Dawei, Gao Xiuhua, Xing Hao, et al. Modeling and simulation for dynamics of double railway suspended vehicle for automated transportation[J]. Journal of System Simulation, 2006,18(11):3 138~3 142. (in Chinese)
- 钟斌. 桥门式起重机吊重摆角软测量及仿真研究[J]. 系统仿真学报,2011,23(9):1 985~1 989.
Zhong Bin. Research on load's swing angle soft measure and simulation for overhead or gantry crane[J]. Journal of System Simulation, 2011, 23(9):1 985~1 989. (in Chinese)
- Ahmad M A, Mohamed Z. Hybrid fuzzy logic control with input shaping for input tracking and sway suppression of a gantry crane system[J]. American Journal of Engineering and Applied Sciences, 2009, 2(1): 241~251.
- Shebel A, Maazouz S, Mohammad A Z, et al. Design of fuzzy PD-controlled overhead crane system with anti-swing compensation [J]. Journal of Engineering and Computer Innovations, 2011, 2(2):22~27.
- Wahyudi, Jalani J, Muhida R, et al. Control strategy for automatic gantry crane systems: a practical and intelligent approach [J]. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2007, 4(4):447~456.
- 何岳平,陈青春,何瑞银,等. 大蒜栽植机栽植系统优化设计与运动分析[J]. 农业机械学报,2011,42(2):88~93.
He Yueping, Chen Qingchun, He Ruiyin, et al. Optimal design and kinematic analysis for planting system of garlic planting machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2):88~93. (in Chinese)
- 刘晋浩,潘海兵,舒庆. 草方格铺设机器人多体动力学仿真与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(6):153~157.
Liu Jinhao, Pan Haibing, Shu Qing. Multi-body dynamic simulation and experiments of the straw-checkerboard barriers paving robot[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6):153~157. (in Chinese)