

汪小名, 陈明, 吴伟斌, 等. 山地自走式电动双轨运输机设计与试验[J]. 华中农业大学学报, 2020, 39(6): 96-104.

DOI: 10.13300/j.cnki.hnlkxb.2020.06.014

# 山地自走式电动双轨运输机设计与试验

汪小名<sup>1</sup>, 陈明<sup>1</sup>, 吴伟斌<sup>1,2</sup>, 陈姗<sup>1,2</sup>, 洪添胜<sup>1,2</sup>, 张伟<sup>1</sup>, 陈祖元<sup>1</sup>

1. 华南农业大学工程学院, 广州 510642; 2. 南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室/  
国家柑橘产业技术体系机械研究室/广东省山地果园机械创新工程技术研究中心, 广州 510642

**摘要** 针对钢丝绳牵引式双轨运输机的牵引钢丝绳在弯曲起伏轨道上作业时, 易出现乱绳和挤绳所带来的安全性问题, 本研究设计了一种无需钢丝绳的自走式电动双轨运输机, 该运输机以三拓 GW114165 电动机为动力, 2 个 12-LPA-24 铅酸蓄电池作为能源, 采用一主动多从动的后驱传动方式。通过电流测试试验、平地能耗试验和打滑性试验验证了该运输机的安全与稳定性, 并结合三因素三水平正交试验法考察驱动轮材料、轨道坡度和装载质量对运输机运行速度的影响。结果显示: 在试验条件下, 采用一主动多从动的后驱传动方式爬坡性能良好, 运行比较平稳, 但尽量不要在满载的爬坡状态下在陡坡处停机, 如需停机, 可人为辅助启动, 运输机运行速度为 0.241~0.700 m/s, 平地运行航程为 3 560~6 489.1 m。驱动轮材料、轨道坡度和装载质量等因素对运输机运行速度的影响依次是轨道坡度>驱动轮材料>装载质量, 其中坡度对运行速度的 Sig 值为 0.049, 小于 0.05, 影响最为显著。

**关键词** 双轨运输机; 电动驱动; 自走式; 远程遥控; 山地果园; 双电机独立驱动; 一主动多从动

**中图分类号** S 229.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2020)06-0096-09

我国是水果生产大国, 果树种植面积和水果总产量都居于世界前列<sup>[1]</sup>。柑橘多种植于山地丘陵地区, 立地条件差, 种植行距和株距小, 难以形成完善的交通运输网络, 导致常规运输车难以在该环境下推广使用<sup>[2-4]</sup>。国外已有的山地果园运输机虽然能较好地满足山地果园需求, 但是其结构复杂, 运行成本高, 无法大范围推广<sup>[5-6]</sup>。因此, 研发新型的山地果园运输机对我国果品产业的进一步发展具有重要意义。李善军等<sup>[7]</sup>对自走式双轨道果园运输机的运行稳定性和平稳性以及驱动部件的驱动特性和磨损机理等问题进行了深入研究, 以实现运输机的安全高效运行。欧阳玉平等<sup>[8]</sup>针对山地果园牵引式双轨运输机存在钢丝绳松脱或断裂可能引发溜车事故等问题, 研制了一种断绳制动装置并分析了制动装置制动过程的运动规律。刘杰等<sup>[9]</sup>设计了一种依靠货物自身重力运输的山地果园无动力运输机, 实现一端运输车在货物重力作用下沿 20°~50°坡地或直线水泥槽内安全匀速下行, 另一端带着空运输车上行,

适合偏远大坡度山地果物的运输。上述研究对山地果园运输机后续的研究提供了重要的参考, 其中, 李善军等<sup>[7]</sup>研制的自走式双轨道果园运输机能较好地满足果园需求, 但其动力来源为汽油发动机, 不够环保; 欧阳玉平等<sup>[8]</sup>研制的钢丝绳牵引运输机载荷大、爬坡度大, 但是受到钢丝绳的限制, 其运行距离只有 100 m。此外, 在弯曲起伏轨道上使用牵引式运输机还易出现乱绳、挤绳等问题。为了能更好地解决上述问题, 笔者在前期研究<sup>[10-11]</sup>基础上研发了一种采用一主动多从动的电动后驱传动方式的自走式电动双轨运输机, 旨在为山地自走式电驱动双轨运输机的后续发展提供参考。

## 1 材料与方法

### 1.1 运输机工作原理及参数

运输机动力传递路线如图 1 所示, 电机通过蜗轮蜗杆减速机构和链轮传动机构带动夹紧在轨道的上摩擦轮转动, 摩擦轮在摩擦力的作用下, 驱动运输

收稿日期: 2019-09-28

基金项目: 广东省科技计划项目(2019B020223001; 2020B090926004); 广东省现代农业产业技术体系创新团队—茶叶产业创新团队设施与机械化岗位专家(2019LM119); 现代农业产业技术体系建设专项(CARS-26)

汪小名, 博士研究生. 研究方向: 农业机械化工程. E-mail: 583398841@qq.com

通信作者: 吴伟斌, 博士, 教授. 研究方向: 农业工程、机电一体化和信息技术应用. E-mail: wuweibin@scau.edu.cn

机在轨道上行驶。为了满足山地果园的使用要求,在同一工作条件下,运输机应该以恒定速度运行。参考前几代山地果园轨道运输机实际使用情况<sup>[12-13]</sup>,运输机行驶速度控制在0.241~0.700 m/s,既可以

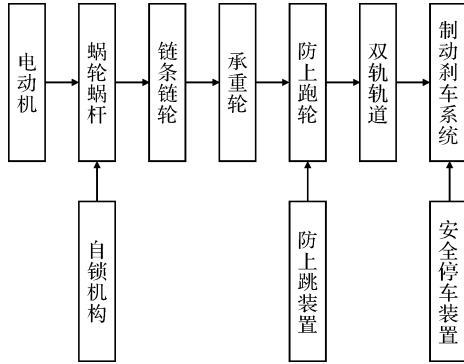
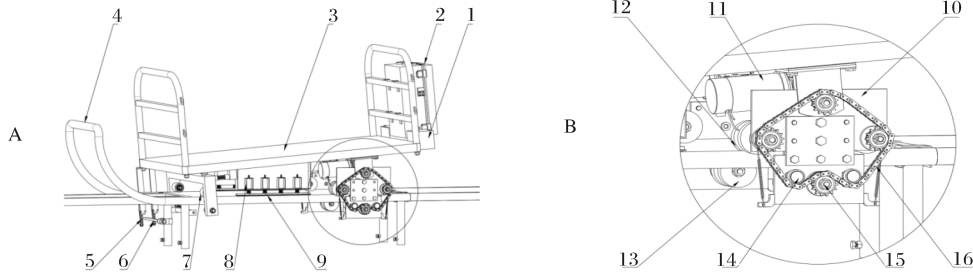


图1 运输机动力传递路线图

Fig.1 Transport power transmission road map



A: 运输机总体结构图 Transport vehicle overall structure; B: 运输机的传动系统及行走机构放大图 Transport vehicle transmission mechanism and walking agency to enlarge; 1. 蓄电池 Battery; 2. 控制电路箱 Control circuit box; 3. 车架 Frame; 4. 双轨轨道 Dual track; 5. 行程开关 Stroke switch; 6. 行程开关档杆 Stroke switch lever; 7. 支承轮 Supporting wheel; 8. 通电框架推拉式电磁铁 Electrified frame push-pull electromagnet; 9. 刹车片 Brake pad; 10. 传动机构 Transmission mechanism; 11. 电机 Motor; 12. 驱动轮 Drive wheel; 13. 防上跳轮 Anti-jump wheel; 14. 张紧轮 Tensioning wheel; 15. 链轮 Sprocket; 16. 链条 Chain.

图2 运输机三维结构图

Fig.2 Transport vehicle three-dimensional structure

### 1.3 运输机电机参数计算

为了使运输机有足够的动力克服行驶阻力,需要对运输机进行力学分析。运输机行驶驱动力  $F$  为:

$$F = F_f + Mg \sin \alpha + F_a + F_\lambda \quad (1)$$

$$F_f = \sigma f Mg \cos \alpha \quad (2)$$

$$F_a = Ma \quad (3)$$

所需单边电机峰值功率为:

$$P_{\max} = \frac{FV}{2\eta} \quad (4)$$

其中,在不考虑滑动摩擦力情况下,后轮与轨道的摩擦力为驱动力,故运输机摩擦行驶阻力  $F_f$  为从动滑轮与轨道的滚动摩擦力; $\delta$  为运输机前轮质心偏移系数<sup>[14]</sup>,将空载状态下的运输机置于水平轨

道上,用压力计测得前轮对轨道的压力为 161.3 N,该压力与运输机在单边轨道上的压力 375 N 的比值为 0.43;驱动轮和轨道之间的滚动摩擦因数为  $f = 0.01$ ;  $\eta$  为电机的动力传递效率,此传动装置主要包含蜗轮蜗杆传动、链传动和轴承,根据国标,它们的传动效率值依次为 0.72、0.98 和 0.99,总体效率为三者的乘积,经计算为 0.7;  $F_a$  为坡道启动的惯性力,由于运输机载物时在坡道 ( $M = 150 \text{ kg}$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ) 所需功率最大,按最低稳定车速  $v = 0.3 \text{ m/s}$ ,测得启动加速度  $a$  为  $0.1 \text{ m/s}^2$ ;  $F_\lambda$  为运输机行驶中的风阻,由于运输机满载车速较低,故风阻可忽略不计;则经计算,满载爬坡  $30^\circ$  所需单个电机峰值功率为  $P_{\max} = 165.12 \text{ W}$ 。可以确定电机的电压为 24 V,功

### 1.2 运输机基本结构

为了简化传统山地果园轨道运输机啮齿式轨道结构和避免运输机行驶距离受牵引式钢丝绳长度限制,该运输机通过驱动轮与轨道夹紧产生的摩擦力驱动载货车厢行驶。该山地果园自走式电动双轨运输机主要由驱动系统、车架、制动系统、从动行走机构和控制系统等组成。具体结构如图 2 所示。

率选择在 250 W 左右,故所选电机为三拓 GW114165 (表 1)。运输机的驱动系统结构如图 3 所示。

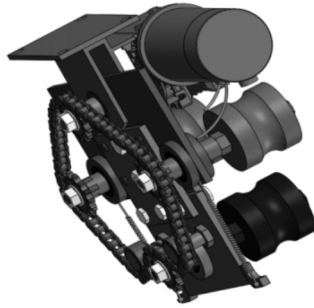


图 3 驱动系统结构

Fig.3 Drive system structure

运输机的附着力应该首先满足运输机的爬坡性能,同时要兼顾直流电机在低速区的工作效率<sup>[15]</sup>。采用减速比为 1:20 的 NMRV 40 减速器,蜗轮蜗杆的交错角为 90°,故驱动电机的输出转矩为:

$$T_t = \frac{9550P_e}{n} \quad (5)$$

式(5)中,转速  $n$  取 63 r/min,可得  $T_t = 37.9 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。因此,所选电机三拓 GW144165 可满足要求,具体参数见表 1。

#### 1.4 链轮传动机构设计

由于运输机的电机输出端直接与蜗轮蜗杆减速机相连,电机输出的转速低,负载转速为 63 r/min,

表 1 电动机参数

Table 1 Motor parameters

参数 Parameter	数值 Value	参数 Parameter	数值 Value
电机型号 Motor type	GW114165	额定转速/(r/min) Rated speed	63
电机质量/kg Motor weight	8.5	额定转矩/(N·m) Nominal torque	38
电机功率/W Power of motor	250	空载转速/(r/min) Unloaded speed	84
额定电压/V Rated voltage	24	减速比 Reduction gear ratio	1:20
额定电流/A Rated current	15	外形尺寸/cm Outline dimension	306×167×114

因此,链传动装置不需要减速,其传动比设置为 1:1,取所有链轮齿数  $z=14$ (图 4)。

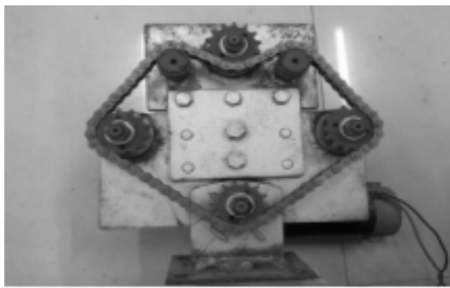


图 4 链轮传动机构

Fig.4 Sprocket drive mechanism

链条可传递功率:

$$P_c = K_A P_e \quad (6)$$

$$P_0 = \frac{P_c}{K_z K_m} \quad (7)$$

由机械设计手册可知,工况系数  $K_A = 1.0$ ,多排链系数  $K_m = 1.0$ ,电机额定功率  $P_e = 0.25 \text{ kW}$ 。修正系数  $K_z$ :

$$K_z = \left(\frac{z}{19}\right)^{1.5} \quad (8)$$

得出  $K_z = 0.63$ 。当转速  $n = 125 \text{ r/min}$  时,08A 链条能传递的功率为  $0.6 \text{ kW}$  ( $> 0.25 \text{ kW}$ ),因此,

所选链号 08A 满足要求。

运输机采用后驱方式驱动,驱动系统后置,重心靠后,在轨道上启动、加速或爬坡时,驱动轮的附着力较大,牵引性明显优于前驱形式<sup>[16]</sup>,链传动采用一主动多从动的传动方式,这种传动方式多用于速度不高、功率不大、开式或半开式场合<sup>[17]</sup>。采用这种方式传动具有结构简单的优点,且动力分配均衡,避免行走轮速度不一而造成运输机运行失稳。其链条与链轮啮合时,链条销轴的轴心连线所在的与链轮同心的圆称为分度圆,其直径用  $d$  表示。若已知节距  $p$  和齿数  $z$  时,链轮主要尺寸的计算公式为:

分度圆直径:

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} \quad (9)$$

齿顶圆直径:

$$d_{a \max} = d + 1.25p - d_1 \quad (10)$$

$$d_{a \min} = d + \left(1 - \frac{1.6}{z}\right)p - d_1 \quad (11)$$

齿根圆直径:

$$d_f = d - d_1 \quad (12)$$

其中,  $p = 12.70 \text{ mm}$ ,  $z = 14$ ,代入计算,可得  $d = 55.7 \text{ mm}$ ,  $d_{a \max} = 65.6 \text{ mm}$ ,  $d_{a \min} = 61.0 \text{ mm}$ ,

$d_i=49.8$  mm。链条传动速度:

$$v_1 = \frac{zpn}{60 \times 1000} \quad (13)$$

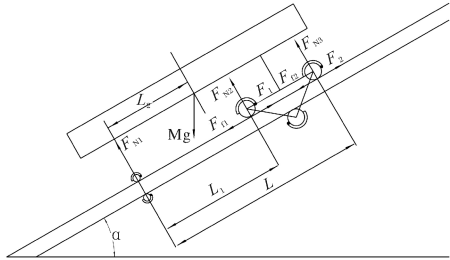
代入数据可得  $v_1=0.37$  m/s。齿轮齿根圆半径与摩擦轮的半径比  $k$  为 1:1.75,运输机行驶速度为:

$$v_i = \frac{v_1}{k} \quad (14)$$

得运输机行驶速度为  $v_i=0.648$  m/s,符合设计要求。

### 1.5 橡胶轮受力分析

由于运输机行驶在光滑管道上,如果橡胶轮与轨道间的摩擦力小于驱动力,则可能导致运输机发生打滑,此外橡胶轮所承载荷最大且强度最低。因此,运输机满载运行可能导致橡胶轮出现破损,需要对橡胶轮进行力学分析。如图5所示,以从动轮与轨道的法线为基准轴进行力矩分析。运输机对2个驱动轮的正压力的作用点在2个驱动轮连线的中心,因此,驱动轮所受正压力相等,即: $F_{N2} = F_{N3}$ 。



$F_{f1}$  和  $F_{f2}$  为运输机的行驶阻力, N;  $F_1$ 、 $F_2$  为驱动力, N;  $M$  为整机质量, kg;  $F_{N1}$ 、 $F_{N2}$  和  $F_{N3}$  分别为前、后驱动轮和从动轮所受支持力, N;  $L$ 、 $L_1$  和  $L_2$  分别为前、后驱动轮中心和运输机质心至从动轮中心的距离, mm。  $F_{f1}$ 、 $F_{f2}$  are the driving resistance of the transporter, N;  $F_1$  and  $F_2$  are the driving force, N;  $M$  is the whole quality of the machine, kg;  $F_{N1}$  is the supporting force of front drive wheel, N;  $F_{N2}$  is the supporting force of rear drive wheel, N;  $F_{N3}$  is the supporting force of driven pulley, N;  $L$  is the distance between the front drive wheel and the ground from the center of the motor wheel, mm;  $L_1$  is the distance between rear drive wheel and ground from center of motor wheel, mm;  $L_2$  is distance from centre of mass to ground from centre of driven wheel, mm.

图5 运输机危险构件的受力分析图

Fig.5 Force analysis diagram of dangerous parts of the transport vehicle

运输机采用双电机驱动,驱动轮总共4个,单侧2个驱动轮承受了一半的质量,对单侧从动轮在轨道上的作用点分析运输机单侧所受合力矩,由于运输机所受合力矩为零,则:

$$F_{N2} \times L_1 + L - \frac{Mg}{2} \times \cos\alpha \times L_2 = 0 \quad (15)$$

又因为运输机在斜坡法线方向所受合力为0,则:

$$F_{N1} + F_{N2} + F_{N3} = \frac{Mg}{2} \times \cos\alpha \quad (16)$$

式(16)中,  $F_{N1}$  为运输机从动轮所受支撑力;  $F_{N2}$  为后驱动轮所受支撑力;  $F_{N3}$  为前驱动轮所受支撑力;  $L$ 、 $L_1$  和  $L_2$  分别为 969.37、729.37、429.00 mm。

运输机斜坡最大载荷为 75 kg、最大坡度值为  $30^\circ$ ,当运输机在  $M=150$  kg、 $\alpha=30^\circ$  工况时,从动轮和驱动轮所受支撑力分别为 321.45、164.02 N。

### 1.6 橡胶轮有限元分析

为了进一步了解橡胶轮危险构件的变形及受力状况,利用 ANSYS 软件对运输机在平地满载状况下的驱动轮和支承轮进行了有限元分析<sup>[18-19]</sup>。单个驱动轮所受力矩为  $5.67$  N·m,正压力为 164.02 N,接触点的切向力为 162 N;运输机的支承轮只受到正应力的作用,正压力 321.45 N。运输机的驱动轮和支承轮所选材料均为氟丁橡胶,其屈服强度为 20.6~24.5 MPa。为了提高运输机的使用寿命,橡胶材料的安全因数  $n_s$  设计为 1.3,则橡胶轮的许用应力为:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (17)$$

为了保证橡胶轮能满足设计要求,氟丁橡胶所选计算强度为 20.6 MPa,则运输机的许用应力为 15.846 MPa。本研究设计的运输机驱动轮中间部分为圆弧凹槽,并且凹槽半径与钢管轨道半径相等,两者均设置为 22 mm。驱动轮和支承轮的分析结果如图6所示。由于运输机的支承轮只作为从动轮,不提供动力,因此只需分析其平地满载的极限工况即可<sup>[20]</sup>。由图6可知,驱动轮在各个工况下的最大等效应力为 2.370~2.666 MPa,远小于氟丁橡胶的许用应力值;支承轮在极限工况下的最大等效应力为 12.830~14.968 MPa,橡胶轮的许用应力为 15.846 MPa。因此,该运输机的橡胶轮在各个工况下的最大等效应力均未超过氟丁橡胶的许用应力,满足设计要求。

## 2 结果与分析

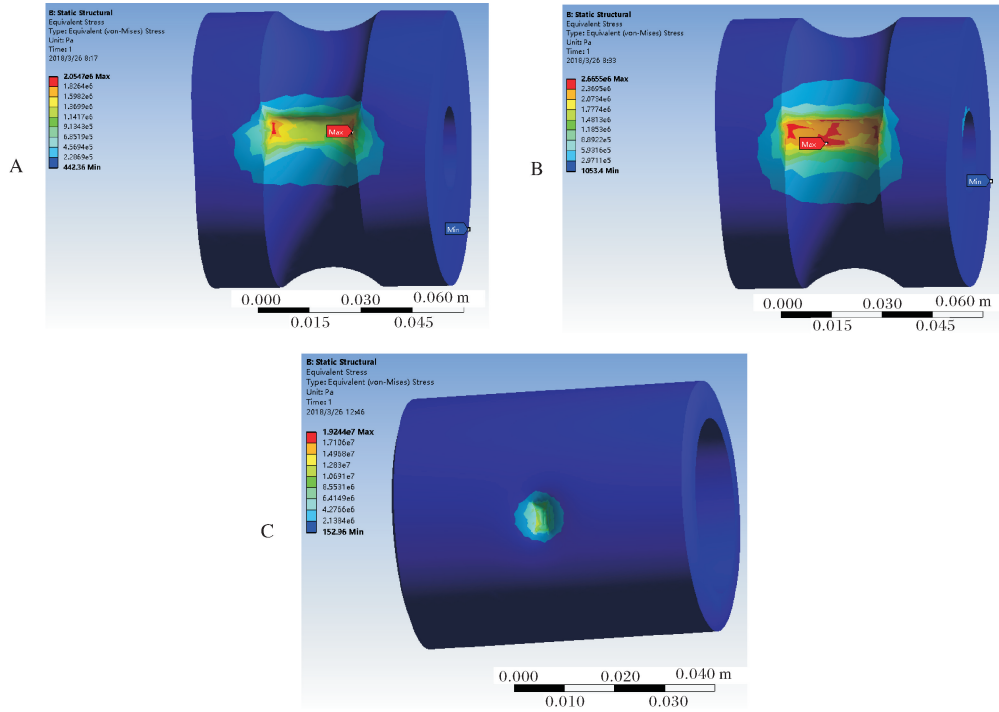
### 2.1 运行电流测试

设计的运输机的运行电流测试在华南农业大学工程学院搭建平台进行(图7),试验所选电池为 2



个相互串联的 12-LPA-24 免维护铅酸蓄电池,测量运输机在 0、75、175 kg 等载荷情况下以及不同爬坡角度下的电源电流值,重复试验并计算各种情况下的电流均值,测试结果如图 8 所示。所选三拓 GW114165 电机的额定电流为 15 A,12-LPA-24 免维护铅酸蓄电池的最大放电电流为 24 A,由图 8 可

知,运输机在不同载荷及不同爬坡角度条件下,电源电流的变化范围为 2.61~20.12 A。由于该运输机采用了双电机驱动方式,2 个电机之间相互并联,因此,通过单个电机的电流为电源电流的一半,电机的电流变化范围为 1.305~10.06 A。因此,所选电机和电池均满足设计要求。



A:主动轮在  $M=250\text{ kg}, \alpha=0^\circ$  工况下的应力情况 Stress situation of drive wheel when  $M=250\text{ kg}$  and  $\alpha=0^\circ$ ; B:主动轮在  $M=150\text{ kg}, \alpha=30^\circ$  工况下的应力情况 Stress situation of drive wheel when  $M=150\text{ kg}$  and  $\alpha=30^\circ$ ; C:从动轮在  $M=250\text{ kg}, \alpha=0^\circ$  工况下的应力情况 Stress situation of driven wheel when  $M=250\text{ kg}$  and  $\alpha=0^\circ$ .

图 6 不同工况下橡胶轮的等效应力图

Fig.6 Equivalent stress diagram of rubber wheel under different working conditions



图 7 运输机试验现场图

Fig.7 Transport vehicle test site map

2.2 平地能耗试验

对运输机平地上不同载荷条件下的能耗进行测试,

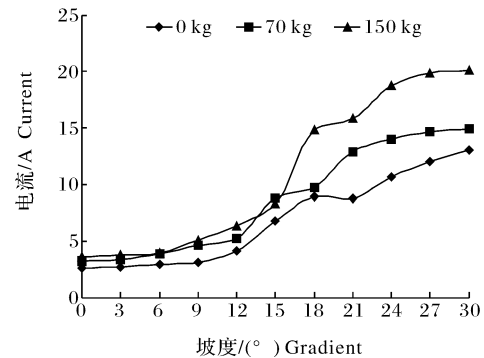


图 8 运输机电源电流变化图

Fig.8 Transport vehicle power current change diagram

试,测试轨道如图 9 所示。试验设备包括运输机样机、试验动力电池、轨道(17.8 m)、卷尺、秒表(精确

到 0.01 s)、水桶(25 kg/个)、库仑计等。试验中限定轨道长度及运输机往返的运行时间,在不同载荷情况下,分别用库仑计测出电池的初始能量与运行后能量<sup>[21]</sup>,能量差即为消耗的能耗。由  $n$  个样本数据  $Q_1、Q_2、\dots、Q_n$ ,计算平均值  $Q$  和方差  $\sigma^2$ 。

$$\sigma^2 = \frac{(Q_1 - Q)^2 + (Q_2 - Q)^2 + \dots + (Q_n - Q)^2}{n} \quad (18)$$

试验分别设置了空载、50、100、150、225 kg 共 5 个载荷,并在不同载荷情况下,每组往返 2 程各测试 5 次(表 2)。由表 2 可知,相同载荷条件下方差较小,说明运输机在相同工况下的能耗比较稳定;不同载荷的能耗为 1.58~2.88 W·h,根据电池的型号 12-LPA-24 可算出 1 对电池组的容量为 576 W·h,从而计算出在平地运输机的航程  $S$ 。

$$\frac{576 \times 17.8}{2.88} \text{ m} \leq S \leq \frac{576 \times 17.8}{1.58} \text{ m} \quad (19)$$

得出  $S = [3\ 560 \text{ m}, 6\ 489.1 \text{ m}]$ , 实际情况下电池在电量下降到一定程度时就不能继续工作了,所以实际航程要小于计算结果。比较往返程能耗结果可知,返程的能耗一直略小于往程的能耗,这主要是由于运输机的驱动系统前置和后置的差别,这从侧面上验证了驱动系统后置的合理性。



图 9 运输机能耗测试现场

Fig.9 Transport energy test site

表 2 运输机不同载荷条件的能耗

Table 2 Energy consumption statistics of transport

项目 Item	0 kg	50 kg	100 kg	150 kg	175 kg
往程平均能耗/ (W·h)	1.840	1.960	2.300	2.680	2.880
Average energy consumption of go					
方差 Variance	0.013	0.003	0.005	0.007	0.006
返程平均能耗/(W·h)	1.580	1.900	2.120	2.300	2.560
Average energy consumption of return					
方差 Variance	0.017	0.000	0.007	0.015	0.018

### 2.3 运输机附着性测试

设计的运输机在平地上不同载荷条件下的附着性测试见图 9。运输机坡道启动附着性测试在倾斜角为 30°的轨道上进行,试验设备包括运输机样机、轨道、卷尺、水桶(25 kg/个)等,试验分别设置空载、25、50、75 kg 共 4 个载荷,用卷尺记录滑移量(表 3)。对于匀速行驶在坡道上的运输机,发生打滑的条件是:

$$\mu Mg \cos\alpha < Mg \sin\alpha \quad (20)$$

式(20)中,橡胶轮与轨道间的滑动摩擦因数  $\mu = 0.68$ ,理论上发生打滑的最大轨道倾角  $\alpha = 34.2^\circ$ ,且发生打滑只与滑动摩擦因数和轨道倾角有关。在试验中运输机的滑移量随着载荷的增加而减少,载荷在 75 kg 就没有出现打滑现象。产生打滑现象的原因:一是由于惯性力的作用,轨道倾角理论盈余只有  $4.2^\circ$ ,在启动初期惯性力作用大于倾角的盈余作用;二是运输机在载重后,橡胶轮产生形变,改变了滑动摩擦系数,加上驱动系统后置,重心后移,使效果更为明显。因此,在实际使用中为了避免打滑现象的发生,尽量不要在爬坡的时候停机,如遇突发情况下停机,工作人员可适当地推一下运输机即可。

表 3 运输机不同载荷下的滑移量

Table 3 Slip under different load conditions

编号	0 kg	25 kg	50 kg	75 kg
1	4.2	3.2	0.0	0.0
2	5.4	2.8	1.4	0.0
3	3.7	3.1	0.0	0.0
平均值 Average	4.4	3.0	0.47	0.0

### 2.4 正交试验

以运输机的运行速度为评价指标,选取运输机驱动轮材料(PU 聚氨酯、丁晴橡胶、氟丁橡胶)、轨道坡度(0°、15°、30°)和装载质量(0、75、175 kg)等因素进行正交试验(表 4),试验结果如表 5 所示,利用 SPSS 软件对试验数据进行方差分析<sup>[22]</sup>,分析结果如表 6 所示。从表 5 可知,氟丁橡胶是较佳的驱动轮材料,能较好地满足运输机的运行要求且运输机的最低稳定车速为 0.241 m/s。从表 5 和表 6 可以看出,驱动轮材料、轨道坡度和装载质量 3 个因素对运输机运行速度的影响程度各不相同,各因素对运行速度的影响依次是  $B > A > C$ ,其中坡度对运行速度的 Sig 值为 0.049,小于 0.05,影响显著,但驱动轮材料和装载质量的影响都不显著。因此,为了提高运输机的运行速度,可将轨道坡度作为切入点,尽量减小坡度,以此来提高运输机的运行速度。

表 4 试验因素水平

Table 4 Factor levels in experiments

编号 Number	A 驱动轮材料 Drive wheel material	B 轨道坡度/(°) Track slope	C 装载质量/kg Gross vehicle mass
1	PUP	0	0
2	PUP	15	75
3	PUP	30	175
4	NBR	0	75
5	NBR	15	175
6	NBR	30	0
7	FBR	0	175
8	FBR	15	0
9	FBR	30	75

注 Note: PUP: PU 聚氨酯 PU polyurethane; NBR: 丁晴橡胶 Nitrile-butadiene rubber; FBR: 氟丁橡胶 Fluorobutadiene rubber.

表 5 正交试验结果

Table 5 Result of orthogonal test

试验号 Group	驱动轮材料 Drive wheel material	轨道坡度 Track slope	装载质量 Gross vehicle mass	运行速度/(m/s) Running speed
1	1	1	1	0.626
2	1	2	2	0.000
3	1	3	3	0.000
4	2	1	2	0.609
5	2	2	3	0.051
6	2	3	1	0.000
7	3	1	3	0.621
8	3	2	1	0.392
9	3	3	2	0.241

表 6 正交试验方差分析

Table 6 Variance analysis of orthogonal test

因素 Factors	平方和 Sum of square	自由度 Degrees of freedom	均方 Mean square	F 比 F ratio	显著性 Significance
A	0.083	2	0.042	3.125	0.242
B	0.516	2	0.258	19.397	0.049
C	0.020	2	0.010	0.750	0.571
误差 Error	0.027	2	0.013		

### 3 讨论

本研究设计的运输机采用了双电机独立驱动的方式,无需钢丝绳的牵引,避免了在弯曲起伏轨道上使用易出现乱绳、挤绳以及使用距离过短的问题。该运输机主要由驱动系统、车架、制动系统、从动行走机构和控制系统等组成,可以实现山地大坡度的运载。该运输机采用双电机驱动,动力充足且更加环保。相比钢丝绳牵引运输机,该运输机摒弃了钢丝绳,使得行驶距离不受限制并且轨道路径不固定,可根据果园生产需求改变轨道路径。为了使运输机获得较长的使用寿命,选择合适的电池显得尤为重要。运输机的最大电流不能超过电池和电机的许用值,因此,必须对运输机在不同工况下运行时的电源电流进行测试。试验结果表明,在不同工况下,运输机电源电流的变化范围为 2.61~20.12 A,未超过电

池和电机的许用值,所选 12-LPA-24 免维护铅酸蓄电池和三拓 GW114165 电机能较好地满足运输机的运行条件;氟丁橡胶是较佳的驱动轮材料,能较好地满足运输机的设计目标且运输机的最低稳定车速为 0.241 m/s;对运输机运行速度影响最大的因素是坡度,其次是驱动轮材料,最后是装载质量,其中坡度对运行速度的影响显著,其余 2 个因素影响不显著。特别地,采用一主动多从动的后驱传动方式爬坡性能良好,运行比较平稳,但尽量不要在满载的爬坡状态下在陡坡处停机,如需停机,可人为辅助启动。

### 参考文献 References

- [1] 杨洲,洪添胜,吴伟斌,等.山地果园运送装备[M].北京:中国农业出版社,2016. YANG Z, HONG T S, WU W B, et al. Moun-

- tain orchard transportation equipment[M]. Beijing: China Agricultural Press, 2016(in Chinese).
- [2] 刘岳,李震,洪添胜,等.山地果园蓄电池驱动单轨运输机传动系统设计[J].农业工程学报,2017,33(19):34-40.LIU Y, LI Z, HONG T S, et al. Design of drive system for battery-drive monorail transporter for mountainous orchard[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2017, 33(19):34-40(in Chinese with English abstract).
- [3] 刘辉,李善军,张衍林,等.自走式单轨道山地果园运输机力学仿真与试验[J].华中农业大学学报,2019,38(2):114-122.LIU H, LI S J, ZHANG Y L, et al. Mechanical simulation and experiment of self-propelled monorail mountain orchard transporter under different racks[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2019, 38(2):114-122(in Chinese with English abstract).
- [4] 陈猛,张衍林,李善军,等.山地果园手扶式单履带运输车设计与试验[J].华中农业大学学报,2019,38(1):125-132.CHEN M, ZHANG Y L, LI S J, et al. Design and experiment of the walking transport vehicle with single crawler for mountain orchard[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2019, 38(1):125-132(in Chinese with English abstract).
- [5] SANDERS K F. Orange harvesting systems review[J]. Biosystems engineering, 2005, 90(2):115-125.
- [6] JAIME W, ALEXANDER S. Theoretical and experimental determination of capstan drive stiffness[J]. Precision engineering, 2007, 31(1):55-67.
- [7] 李善军.自走式双轨道果园运输机驱动轮对特性分析与试验研究[D].武汉:华中农业大学,2012.LI S J. Characteristic analysis and experimentation study on driving wheelset of self-propelled dual-track orchard transport[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2012(in Chinese with English abstract).
- [8] 欧阳玉平,洪添胜,苏建,等.山地果园牵引式双轨运输机断绳制动装置设计与试验[J].农业工程学报,2014,30(18):22-29. OUYANG Y P, HONG T S, SU J, et al. Design and experiment for rope brake device of mountain orchard traction double-track transporter[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2014, 30(18):22-29(in Chinese with English abstract).
- [9] 刘杰,张衍林,张闻宇,等.山地果园无动力运输机设计[J].华中农业大学学报,2017,36(1):117-122.LIU J, ZHANG Y L, ZHANG W Y, et al. Design of unpowered mountainous orchard transporter[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2017, 36(1):117-122(in Chinese with English abstract).
- [10] 吴伟斌,张成,洪添胜,等.基于模糊PID的山地果园运输机动力稳定系统的设计与试验[J].湖南农业大学学报(自然科学版),2017,43(4):443-450.WU W B, ZHANG C, HONG T S, et al. Design and experimental of dynamic stability system for mountain orchard transporter based on the self-tuning fuzzy PID controller[J]. Journal of Hunan Agricultural University (natural sciences edition), 2017, 43(4):443-450(in Chinese with English abstract).
- [11] 吴伟斌,杨晓彬,张震邦,等.增程式山地果园电动运输车动力系统设计与试验[J].华中农业大学学报,2018,37(4):1-6. WU W B, YANG X B, ZHANG Z B, et al. Design and experiment of range-extender system of mountainous transport cart[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2018, 37(4):1-6(in Chinese with English abstract).
- [12] 刘岳,李震,洪添胜,等.山地果园蓄电池驱动单轨运输机传动系统设计[J].农业工程学报,2017,33(19):34-40.LIU Y, LI Z, HONG T S, et al. Design of drive system for battery-drive monorail transporter for mountainous orchard[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2017, 33(19):34-40(in Chinese with English abstract).
- [13] 张常寿,李震,李波,等.山地果园电驱动单轨运输机的速度控制装置研究[J].中国农机化学报,2019,40(12):113-117. ZHANG C S, LI Z, LI B, et al. Research on braking device of electric drive monorail vehicle for mountainous orchards[J]. Journal of Chinese agricultural mechanization, 2019, 40(12):113-117(in Chinese with English abstract).
- [14] 陈黎卿,詹庆峰,王伟伟,等.纯电动拖拉机电驱动系统设计与试验[J].农业机械学报,2018,49(8):1-9.CHEN L Q, ZHAN Q F, WANG W W, et al. Design and experiment of electric drive system for pure electric tractor[J]. Transactions of the Chinese society for agricultural machinery, 2018, 49(8):1-9(in Chinese with English abstract).
- [15] BASER O, KONUKSEVEN E I. Theoretical and experimental determination of capstan drive slip error[J]. Mechanism & machine theory, 2010, 45(6):815-827.
- [16] 陈家瑞.汽车构造(上)[M].北京:人民交通出版社,2012. CHEN J R. Automobile structure (1) [M]. Beijing: People's Communications Press, 2012(in Chinese).
- [17] 杨志刚,郑学澜.多从动轮链传动的设计[J].机械传动,1993(4):17-21. YANG Z Q, ZHENG X L. Design of chain drive with multiple driven wheels[J]. Mechanical transmission, 1993(4):17-21(in Chinese).
- [18] 罗瑜清,洪添胜,李震,等.山地果园电动单轨运输机控制装置的设计[J].西北农林科技大学学报(自然科学版),2016,44(3):227-234.LUO Y Q, HONG T S, LI Z, et al. Development of control device for an electric drive monorail vehicle in mountain orchard[J]. Journal of Northwest A&F University(natural science edition), 2016, 44(3):227-234(in Chinese with English abstract).
- [19] 吴伟斌,廖劲威,洪添胜,等.山地果园轮式运输车车架结构分析与优化[J].农业工程学报,2016,32(11):39-47. WU W B, LIAO J W, HONG T S, et al. Analysis and optimization of frame structure for wheeled transporter in hill orchard [J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2016, 32(11):39-47(in Chinese with English abstract).
- [20] LI D H, LIAO M Y. Dehydrofluorination mechanism, structure and thermal stability of pure fluoroelastomer (poly(VDF-ter-HFP-ter-TFE) terpolymer) in alkaline environment [J]. Journal of fluorine chemistry, 2017, 201:55-67.



- [21] 赵红莎.电动汽车能耗标准分析和试验研究[D].天津:河北工业大学,2015.ZHAO H S. Standard analysis and experimental research of energy consumption for electric vehicles [D]. Tianjin: Hebei University of Technology,2015(in Chinese with English abstract).
- [22] 叶敏,邹湘军,罗陆锋,等.荔枝采摘机器人双目视觉的动态定位误差分析[J].农业工程学报,2016,32(5):50-56.YE M, ZOU X J, LUO L F, et al. Error analysis of dynamic localization tests based on binocular stereo vision on litchi harvesting manipulator [J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2016, 32(5): 50-56(in Chinese with English abstract).

## Design and test of electric self-propelled double-track transporter for hilly orchard

WANG Xiaoming<sup>1</sup>, CHEN Ming<sup>1</sup>, WU Weibin<sup>1,2</sup>, CHEN Shan<sup>1,2</sup>,  
HONG Tiansheng<sup>1,2</sup>, ZHANG Wei<sup>1</sup>, CHEN Zuyuan<sup>1</sup>

1. College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China;  
2. Ministry of Education Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment / Division of Citrus Machinery, China Agriculture Research System / Guangdong Engineering Technology Research Center for Creative Hilly Orchard Machinery, Guangzhou 510642, China

**Abstract** An electric self-propelled double-track transporter without a wire rope was designed to solve the safety problems caused by messy rope and rope squeezing when the wire rope traction double-track transporter is operating on a curved and undulating track. The transporter is powered by Santuo GW114165 motor using two 12-LPA-24 lead-acid batteries as energy source, and adopts rear drive transmission mode of one-active and multi-slave. The safety and stability of the transporter was verified through tests of current test, level ground energy consumption and skid. The three-factor three-level orthogonal test method was combined to study the effects of materials of driving wheel, track slope and loading quality on the speed of transportation. The results showed that the rear drive transmission mode of one-active and multi-slave has good performance of climbing and relatively stable operation under the test conditions. Stopping at a steep slope under a full-load climbing state should be avoided as possible. If it needs to stop, it can be started manually. The running speed of the transporter is 0.241-0.700 m/s, and the range on flat ground is 3 560-6 489.1 m. The effects of material of driving wheel, track slope and loading quality on the speed of transportation is in the decreasing order of track slope, material of driving wheel and loading quality. The track slope has the most significant impact on the running speed with a Sig value of 0.049, which is less than 0.05.

**Keywords** double-track transporter; electric-driven; self-propelled; remote control; hilly orchard; dual motor independent drive; active and multidriven

(责任编辑:陆文昌)