

张建莉, 岳丹丹, 吴伟斌, 等. 苗圃田间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): 113-120.

DOI: 10.13300/j.cnki.hnlkxb.2020.06.016

苗圃田间自走式电动双轨运输机设计与试验

张建莉^{1,2}, 岳丹丹¹, 吴伟斌^{1,2}, 洪添胜^{1,2}, 杨晓彬¹, 陈明¹, 郑泽锋¹

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 为实现苗圃田间果树钵苗的快速搬运, 研制了一种适用于苗圃田间的自走式电动双轨运输机。针对运输机的应用环境、果树钵苗质量大小等需求, 分析提出运输机应具备的装载量、电机功率、运输速度等设计参数; 并根据技术参数要求, 提出运输机的总体结构并对关键部件进行设计; 最后, 对运输机进行了实验室与田间试验。试验结果显示, 运输机载重能力为 750 kg, 空载每百米能耗为 9.16 W·h, 满载每百米能耗为 27.6 W·h, 运行速度为 0.564~0.718 m/s, 运输机从起步到匀速行驶所用时间小于 2.5 s, 紧急制动距离小于 0.05 m, 振动加速度振幅总体小于 0.4 g。以上结果表明, 研制的运输机可以满足实现苗圃田间作业需求, 可以有效提高作业效率、降低劳动强度。

关键词 电动双轨运输机; 苗圃田间; 自走式; 果树钵苗; 远程遥控; 避障; 并联机构

中图分类号 S 229.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2020)06-0113-08

随着农业生产越趋规模化, 苗圃田已经成为农民集中承包种植的基地, 种植面积也大大增加^[1-2]。由于苗圃田果树钵苗密集、数量大、田地泥泞以及苗圃田不被允许修建硬底化道路等原因, 导致传统拖拉机等常规农用运输机械难以进入田间进行运输作业^[3-4]。目前, 苗圃田果树钵苗以人力牵引拖斗小车工作, 立地条件差, 劳动强度高, 作业效率低。在美国、澳大利亚等国家规范整齐、行距宽的果园, 常规农用轮式运输机可以进入作业^[5-6], 而在日本、韩国和我国丘陵山地以及坡度较大的果园, 轨道式运输机相继出现, 有 MonoRock 单轨运输机和 QGC-B2 型多功能单轨运输机^[7-8], 华中农业大学张衍林教授团队研制了以汽油机为动力源的自走式山地果园单轨运输机等^[9-11], 华南农业大学研制了以电机为动力、钢丝绳牵引的山地果园双轨运输机以及以蓄电池为动力的电动单轨运输机^[12-13]。本研究参考国内外学者研发的轨道运输机特点, 结合实际农业需求情况, 研制了一种适用于苗圃田间的自走式电动双轨运输机, 具有远程遥控和避障等功能, 可以解决目前苗圃田运输难题, 实现苗圃田间果树钵苗快速搬运, 进

一步促进集中经营承包的苗圃田农业机械化生产。

1 材料与方法

1.1 技术参数、总体结构及工作原理

1) 技术参数。根据自走式电动双轨运输机的应用环境、果树钵苗数量和质量(单个钵苗 5.0 kg)需求, 分析出运输机应具备的装载量、整机功率、运输速度等技术参数, 具体要求如下: 装载量为 750 kg, 整机功率为 1 kW, 行驶速度为 0.6 m/s, 满载行驶续航里程 ≥ 50 km。载货滑车外形尺寸长宽分别为 1 500、730 mm。

2) 总体结构。苗圃田间自走式电动双轨运输机主要由具有遥控和避障功能的牵引机头、载货滑车和轨道组成, 其整体机构如图 1A 所示。牵引机头如图 1B、1C 所示, 其中, 牵引机头上面采用机头盖罩盖住电池和电路控制板, 机头四周安装挡泥板, 驱动机构位于机头下面。

3) 工作原理。电机输出轴连接到减速器中, 电机的动力经过减速增扭和转向后转为到驱动摩擦轮的驱动力。驱动摩擦轮安装在减振机构下方的固定座上, 当驱动摩擦轮在轨道上滚动时, 产生牵引机头

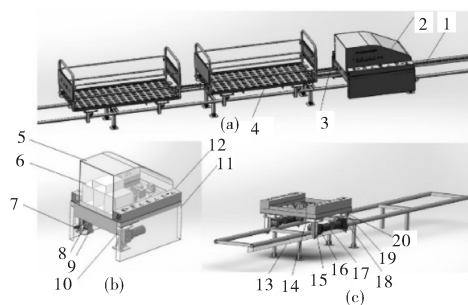
收稿日期: 2020-08-03

基金项目: 广东省科技计划重点研发项目(2019B020223001; 2020B090926004); 广东省现代农业产业技术体系创新团队(2020KJ120-CJXG)

张建莉, 博士研究生, 讲师, 研究方向: 农业机械化工程. E-mail: zhangjianli@scau.edu.cn

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

的驱动力,然后,牵引机头通过连接组件连接载货滑车在轨道上滑行。



1.轨道 Track; 2.牵引机头 Traction head; 3.轨道与载货滑车链接组件 Track and cargo trolley link assembly; 4.载货滑车 Cargo trolley; 5.机盖罩 Mechanism cover; 6.电池座 Battery holder; 7.拉紧弹簧 Drive mechanism support foot; 8.夹紧滑轮 Clamping pulley; 9.夹紧滑轮底座 Clamping pulley base; 10.驱动摩擦轮 Drive friction wheel; 11.两侧挡泥板 Mudguards on both sides; 12.控制面板 Control panel; 13.夹紧底座滑轨 Clamping base slide rail; 14.固定机构上底板 Fixing mechanism upper bottom plate; 15.减速器固定座 Reducer holder; 16.减速器 Reducer; 17.电机 Motor; 18.减振袖套 Damping sleeve; 19.减振弹簧 Damping spring; 20.减振机构螺栓 Damping mechanism bolt.

图 1 运输机结构图

Fig.1 Overall structure diagram of transport aircraft

1.2 电源及驱动电机的选择

1)电源选择。运输机运行时,电压变化应该相对恒定。本运输机选择定制磷酸铁锂电池,其参数指标:电池长、宽、高分别为 440、235、230 mm,电压为 24 V,电池质量为 22.4 kg,电池容量为 220 A·h。

2)驱动电机的选择。电动机选择时主要考虑电机功率、电压、电机转速、转速比等参数要求,从而确定型号。电机功率主要受运输机驱动力和速度的影响,而运输机驱动力受到加速阻力 F_j 、爬坡阻力 F_i 、滚动阻力 F_f 及风阻 F_w 影响^[14-15],由于运输机速度小,可以忽略风阻影响, $F_w=0$ 。计算运输机在满载、加速爬坡这种极限工况下所需要的功率,受力分析如图 2 所示。

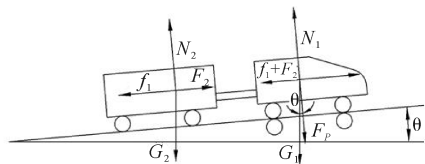


图 2 运输机受力图

Fig.2 Force diagram of transport aircraft

解得运输机满载、加速爬坡所需要提供的驱动力为:

$$F_t = F_i + F_j + F_f + F_w \quad (1)$$

$$F_i = G \sin \theta = (G_1 + G_2) \sin \theta = 414.66 \text{ N} \quad (2)$$

$$F_j = \delta m \frac{du}{dt} = 242.48 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_f = (G_1 + G_2) f \cos \theta = 605.96 \text{ N} \quad (4)$$

式(1)~(4)中, G_1 为机头的重力,2 851.8 N; G_2 为载货滑车及货物的重力,9 029.72 N; m 为运输机满载时的总质量,1 212.4 kg;根据运输机行驶平衡方程式可知旋转换算系数 $\delta \approx 1$; $\frac{du}{dt}$ 为运输机加速度,参考以往设计的双轨运输机起步加速度,取 0.35 m/s^2 ; f 为槽摩擦轮与镀锌水管轨道滚动摩擦系数,0.051; θ 为轨道安装误差产生的角度,经实地测量取 2°。计算得驱动力为 1 263.1 N。

电压选择。机器使用的蓄电池电压通常为 12、24、36、48 V 等,考虑安全电压为 36 V。本次选用电机电压为 24 V,既在安全电压范围内,又可以降低大功率下的电流。

功率选择。运输机行驶所需的功率 P :

$$P = \frac{F_t v}{\eta} \quad (5)$$

传动装置使用了 RV040 减速器和槽摩擦轮传动,减速器的传动效率为 0.90~0.97,槽摩擦轮的传动效率为 0.88~0.90,得传动装置的传动效率 $\eta = 0.792$ 。运输机设计速度为 0.6 m/s,即电机所需的最大功率为 $P = 956.89 \text{ W}$ 。采用四驱驱动,单边电机需要功率 P_i 为:

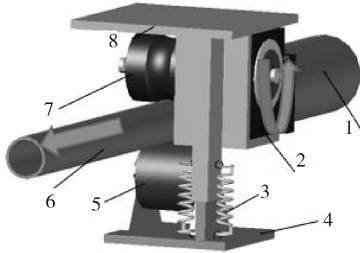
$$P_i = P/4 \quad (6)$$

根据市场常见型号电机的功率情况,本研究选用三拓 GW114165 电机,该电机功率为 250 W,整机功率为 1 kW,额定电压为 24 V。

1.3 驱动结构设计

运输机驱动方式为 4 个电机直接驱动的牵引机头通过牵引组件牵引载货滑车在轨道上滑行。驱动机构安装在牵引机头底部,主要包括电机、与电机输出端连接的减速器、与减速器输出端连接的摩擦轮、固定架和牵引机头车架。如图 3 所示,电机 1 安装在固定架 8 上,电机转速经过减速器 2 后带动驱动摩擦轮 7 转动。摩擦轮 7 在牵引机头重力作用下在轨道 7 上进行滚动,从而在轨道上带动着整个牵引机头在轨道上行走。行走方向由电机的转动方向决定。根据电机型号需求,选择了 250 W/24 V 直流电机,其输出轴直径为 11 mm,销槽宽度为 4 mm;固定孔位于以轴为圆心,直径 120 mm 的圆边上,其

固定孔直径为 9 mm。电机总长为 192 mm,轴长为 30 mm,键槽为 11 mm×4 mm。根据电机的尺寸,匹配相应的减速器,型号为 RV040。RV040 中空轴孔直径为 18 mm,单向输出轴直径为 18 mm,出轴长 40 mm。减速器减速比为 1:18,电机的转速经过减速后,转速与原来方向垂直,速度变为原来的 1/18。



1.电机 Motor; 2.减速器 Reducer; 3.拉紧弹簧 Tension spring; 4.夹紧支座 Clamping support; 5.夹紧滑轮 Clamping pulley; 6.轨道钢管 Rail steel pipe; 7.驱动摩擦轮 Drive friction wheel; 8.固定支架 Fixing bracket.

图3 驱动机构图

Fig.3 Diagram of drive mechanism

1.4 控制系统设计

设计基于 PLC 的控制电路,控制电路包括接线模块、保险模块、行程开关电路模块、电机控制器模块、遥控模块、指示灯模块、避障模块、编码器和 PLC,各模块之间通过 PLC 进行控制。PLC 输入端信号包含编码器 A、编码器 B、前进命令、后退命令、

后退停止、前行程开关、后行程开关、前红外避障开关、后红外避障开关、设置模式开关等 10 个信号。PLC 输出端信号包含前进控制电路、后退控制电路、电机前进时调速电路、电机后退时调速电路以及设置模式指示灯等 5 个信号。另外将遥控停止开关、遥控前进开关和遥控后退开关、避障模块开关等几个信号输入与手动开关并合输入。考虑到安装接线问题,需要的输入信号端可能超过 12 个,本研究选用 30 点的 TX2N-30MR 作为本次 PLC 控制器。

基于 PLC 的控制板硬件连接图如图 4 所示,主要包括信号输入模块、PLC、电机控制器、电机、保险和指示灯等。其中,信号输入模块共有 7 个输入信号接到 PLC 输入端 X0~X7 中,分别是编码器 A 相信号、B 相信号、红外避障开关并入信号、遥控和手动停止开关并入信号、遥控和手动前进开关并入信号、遥控和手动后退开关并入信号、前程开关信号、后行程开关信号、设置模式开关信号。其中,调速线红线和黄线连接为电机输出最大功率,电机转速线红线和黑线连接,电机输出功率为 0,电机抱死制动,接在 Y0、COM 上,使得运输机只有 1 个运行速度,并运行在最高车速上。电机控制器方向线为 2 根绿色线和 1 根黑色线。将黑色线接到 PLC 中 Y2、Y3 的 COM 端,Y2 和 Y3 分别接 2 根方向线。当 Y2 输出时,电机为前进转向,此时前进灯亮起。当 Y3 输出时,电机为后退方向的转向,后退指示灯亮起。

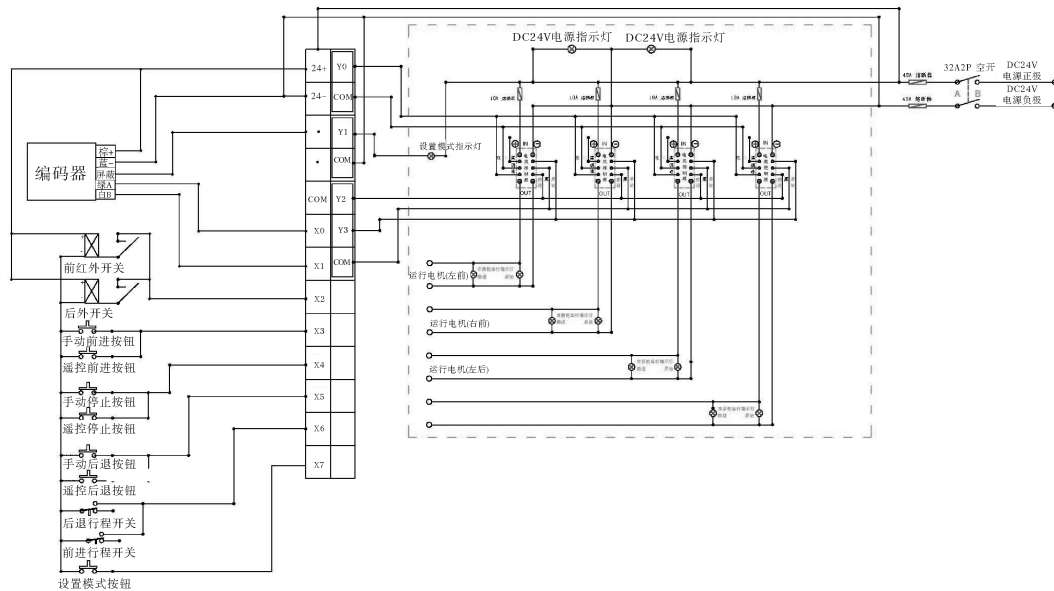


图4 基于 PLC 的控制板硬件连接图

Fig.4 Diagram of PLC-based control board hardware connection

1.5 减振调平机构设计

运输机减振调平机构固定在支撑脚和支架之间,每个调平机构由 4 个弹簧、固定在车架上的穿孔夹板、4 个套轴、4 个定位和螺丝螺母组成。减振调平机构使得车架与车轮弹性连接,当轨道面不平时,可保证每个支撑脚都能压贴在轨道上。

1) 减振作用过程。载荷不同时,弹簧压缩长度发生变化,轮子支架板与穿孔板之间距离随着变化,从而减弱运输机竖直方向的冲击,起到减振作用。由于穿孔板与车架固定在一起,而穿孔板与轮子支架为可活动连接,因此车架产生较小晃动时,不会造成轮子晃动,避免运输机在轨道行驶方向摇摆不定。

2) 调平过程。运输机需要 4 个车轮同时压在轨道上,这样运输机运行才平稳。但由于三点可以决定一个面,所以如果 4 个车轮与车架距离的高度不变,遇到轨道不平时,容易出现 1 个车轮悬空在轨道上,导致运输机载货滑车或牵引机头倾斜撞轨。由于减振调平机构安装在 4 个支撑脚上,支撑脚受到的压力不一样。如图 5,当 $F_a > F_b$, 则 $H_a < H_b$ 。故当 F_b 减小,则 H_b 变大,使得该侧支撑轮与车架距离变大,避免悬空。

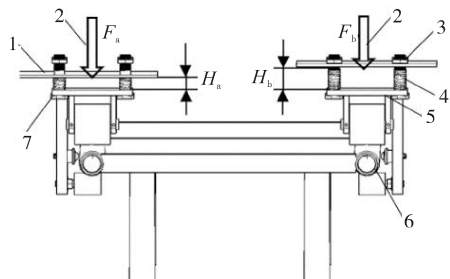


图 5 减振机构结构示意图
1.穿孔板 Perforated plate; 2.载荷作用力 Load force; 3.螺母 Nut;
4.弹簧 Spring; 5.轮子支架板 Wheel support plate; 6.轨道 Rail;
7.定位螺丝套 Set screw sleeve.

图 5 减振机构结构示意图

Fig.5 Structure of damping mechanism

1.6 限位机构设计

运输机的限位机构包括防止撞轨的万向轴承、防止侧翻的防侧翻轮和承重滑轮或驱动摩擦轮,其作用为限定运输机沿轨道行驶。万向轴承安装在支撑柱内侧,位于轨道高度中部。当运输机左右摆动时,万向轴承顶在轨道上,万向轴承的顶珠与轨道发生滚动摩擦,从而减轻载货滑车或牵引机头侧向力对轨道产生的摩擦力。防侧翻轮安装在轨道下方,如图 6 所示。当运输机倾斜时,轨道对防侧翻轮的

力 F_{dn} 与轨道对承重滑轮的力 F_{up} 形成力矩,方向与载货滑车倾斜方向相反,从而使得载货滑车无法进一步倾倒。

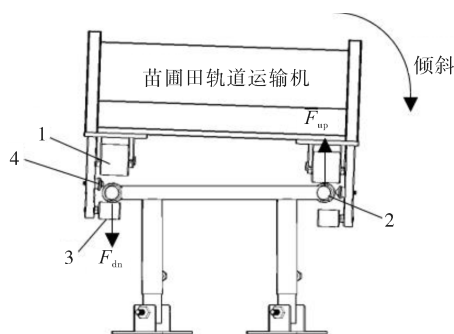


图 6 限位机构工作原理示意图
1.承重滑轮 Load-bearing pulley; 2.轨道 Track; 3.防侧翻轮 Anti-rollover wheel; 4.万向轴承 Universal bearing.

图 6 限位机构工作原理示意图

Fig.6 Working principle of limit mechanism

2 结果与分析

2.1 运行速度试验

样机如图 7 所示,为了测试运输机运行性能,分别在华南农业大学实验室和云南果树钵苗圃基地搭建了轨道,并加载不同载荷,进行了实验室和田间试验。



图 7 运输机样机图

Fig.7 Prototype of transport aircraft

1) 实验室试验。在华南农业大学实验室搭建了轨道,轨道铺设在平整的走廊上,坡度为 0° 。运输机加载不同载荷进行试验。试验中设置轨道起点位置和停止点按下位置,在车轮安装转速传感器,通过时间 t 接收到的传感器脉冲信号数 n_{plus} ,得出运输机行驶速度 v , $v = \pi nd/t$ 。试验时,设置 0、150、300、450、600、750 kg 共 6 种载荷,取一段 30 m 长的轨道,标注出起始点。运输机在不同载荷下的速度如表 1 所示。

2) 田间试验。在果树钵苗圃田间铺设 200 m 轨道,并安装载货滑车和牵引机头,利用水平仪将轨

道高度调整到接近水平。由于土壤松软不一和地势略有不平,导致轨道存在 $0^{\circ}\sim 2^{\circ}$ 的坡度误差。因此,运输机在室外进行速度试验时,以平均值作为试验值,即记录其行驶120 m距离所需时间,其中120 m的行驶距离不包括加速距离和滑行距离。测试时,设置了2辆载货滑车满载(750 kg)、1辆载货滑车满载(375 kg)、空载(0 kg)。试验结果显示,运输机运行速度为 $0.564\sim 0.709$ m/s(表2),满足设计要求。运输机制动滑行距离为2.2 m左右,制动滑行时间小于5 s,紧急制动距离小于0.05 m,小于红外避障传感器

监测最小距离0.2 m,说明运输机制动能满足紧急避障的设计要求,且运输机停车平顺,紧急制动能满足安全设计要求。

2.2 平地能耗运行试验

1) 实验室试验。试验分为空载和满载2种情况。试验时设置20 m的轨道,让运输机在不同载荷下运行。利用库伦仪对主电路的电流和电池端电压进行监测,记录电流与电压瞬时乘积作为瞬时功率,对瞬时功率与时间的乘积进行积分,作为能耗,具体数据如表3所示。

表1 运输机在不同载荷条件下行驶情况

Table 1 The driving situation of the transport aircraft under each load

载荷/kg Load capacity	加速时间/s Acceleration time	最高速度/(m/s) Maximum speed	滑行距离/m Taxi distance	最高速度标准差 Maximum speed standard deviation	紧急制动距离/m Emergency braking distance
0	2.05	0.718	2.24	0.013 05	0.035
150	1.97	0.692	2.23	0.012 05	0.036
300	1.92	0.673	2.22	0.010 80	0.038
450	1.87	0.656	2.20	0.010 49	0.040
600	1.84	0.644	2.18	0.012 40	0.042
750	1.78	0.624	2.16	0.012 56	0.045

表2 不同载荷条件下运输机运行速度试验结果

Table 2 Different load running speed test

项目 Item	载荷 750 kg Load 750 kg		载荷 375 kg Load 375 kg		载荷 0 kg Load 0 kg	
	往 To	返 Return	往 To	返 Return	往 To	返 Return
平均时间/s Average time	208.43	213.10	184.87	188.89	170.38	173.74
平均速度/(m/s) Average velocity	0.576	0.564	0.651	0.640	0.709	0.691

表3 运输机室内能耗试验结果

Table 3 Test data of indoor energy consumption

载荷/kg Load capacity	工况 Working condition	电压/V Voltage	电流/A Current	功率峰值/W Power peak	能耗/((W·h)/100 m) Energy consumption
750	起步 Start	23.571	≤ 26.32	620.5	—
	匀速 Uniform velocity	23.593	19.59 ± 0.8	481.1	21.5
0	起步 Start	23.608	24.93	443.5	—
	匀速 Uniform velocity	23.651	13.68 ± 0.7	340.3	7.76

2) 田间试验。试验设置120 m的轨道,让运输机在空载和满载载荷下运行。试验过程利用库伦仪(XLDZ-03,电压精度0.001 V,电流精度0.01 A)对主电路的电流、电池端电压、功率和能耗进行记录,试验结果如图8所示,其中图8A、C、E为运输机满载时电流、功率、能耗变化图,图8B、D、F为运输机空载时电流、功率、能耗变化图。从图8C可知,运输机在果树钵苗圃满载起步加速时,最大功率为906 W(起步坡度约 2°),功率由0 W突增到906 W,然后下降到600 W左右,表明选用1 kW电机能满足峰值功率使用要求。满载运行时,功率随着轨道

变化不断变化,波动范围为400~650 W。运输机加速时电流最大值为43 A,匀速运行时电流在15~32 A波动。电流与功率变化几乎同步,说明电池电压不会因功率变化而有较大的波动,因此电池能满足使用要求。运输机能耗随着运行积累不断增加,120 m满载运行过程消耗能量为33.1 W·h,折后百米能耗为27.6 W·h。运输机空载运行时(图8B),加速起步最大电流为17.71 A,之后电流在14 A上下波动,加速起步最大功率为431.5 W,运输机匀速运行时功率在373 W上下波动。电流与功率变化同步,说明运输机工作时电压稳定。由图8F

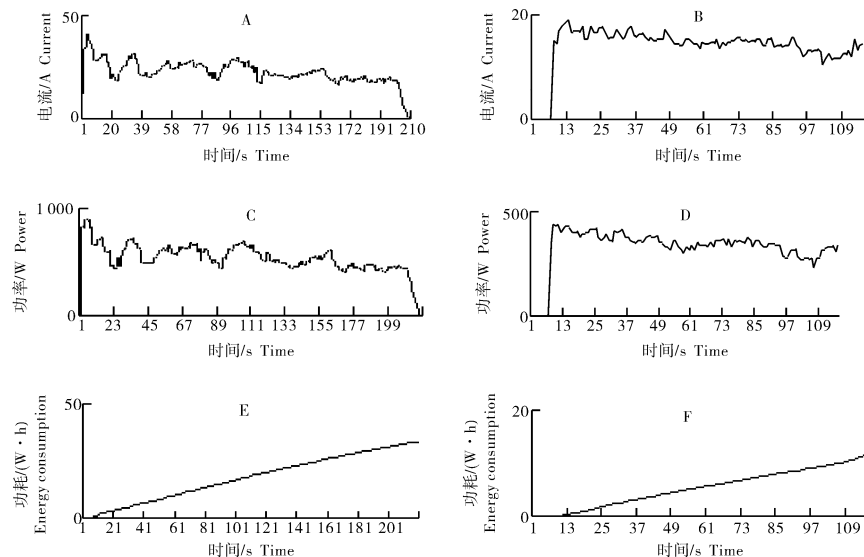


图 8 动输机运行时电流(A、B)、功率(C、D)、能耗(E、F)变化图

Fig.8 Graph of current(A,B),power(C,D),energy consumption(E,F) change

可知,运输机行驶 120 m 所消耗的能耗为 11 W·h,折合 100 m 功耗为 9.16 W·h,比室内条件下测得百米能耗多了 1.4 W·h,表明田间试验能耗会比实验室环境下能耗大。田间试验空载每百米能耗为 9.16 W·h,满载每百米能耗为 27.6 W·h。在忽略轨道的不平对能耗的影响时,实验室试验中百米空载能耗为 7.76 W·h,满载能耗为 21.5 W·h。运输机搭载的 4 块 220 (A·h)/24 V 的电池能提供电能 21 120 W·h。室内满载条件下,运输机可行使 98.23 km;室外满载条件下,运输机可行使 76.5 km。即设计的运输机的行驶续航里程满足设计要求。

2.3 振动试验

由于运输机常用于运载果苗,对果苗的根部保护要求较高,故运输机运行过程中不宜有较大的振动,本研究测试了满载情况下运输机的振动情况。测试使用了三轴传感器,分别测试了轨道平面法线方向的 Z 轴、运输机前进方向的 X 轴、轨道侧向的 Y 轴,该传感器安装在载货滑车底板上,利用传感器信号线将 MI-7008D 振动数据采集分析仪和三轴传感器连接起来。测试结果显示,运输机振动加速数值小于 2 g,且绝大部分振动加速度小于 0.4 g;通过三轴传感器 X、Y、Z 的振动情况可知,其中运输机竖直方向的振动加速度振幅比横向的振动加速度振幅还小,表明设计减振调平机构可以吸收垂向的振动,即设计的减振机构起到很好的减振效果,满足设计要求。

3 讨论

针对苗圃田果树钵苗以人力牵引拖斗小车工作立地条件差、劳动强度高、作业效率低的问题,本研究研制了一种适用于苗圃田间的自走式电动双轨运输机。首先针对运输机应用环境、果树钵苗质量大小需求分析出运输机应具备的装载量、电机功率、运输速度等设计参数;其次,提出了运输机的总体结构、工作原理,并对关键部件进行设计,最后,进行实验室与田间试验。田间试验结果表明,运输机载荷为 750 kg,空载每百米能耗为 9.16 W·h,满载每百米能耗为 27.6 W·h,运行速度为 0.564~0.718 m/s,起步到匀速行驶所用时间小于 2.5 s,紧急制动距离小于 0.05 m,振动加速度振幅总体小于 0.4 g,运输机可以满足实现苗圃田间作业需求,有效提高了作业效率,降低了劳动强度。为了方便运输机拆卸安装、提高运输机的使用效率,后续建议对苗圃田间自走式电动双轨运输机进行轻简化和模块化优化设计及多功能集成研究。

参考文献 References

- [1] 洪添胜,杨洲,宋淑然,等.柑橘生产机械化研究[J].农业机械学报,2010,41(12):105-110. HONG T S, YANG Z, SONG S R, et al. Research on the mechanization of citrus production[J]. Transactions of the Chinese society for agricultural machinery, 2010, 41(12):105-110. (in Chinese with English abstract).

- [2] 宋月鹏,张红梅,高东升,等.国内丘陵山地果园运输机械发展现状与趋势[J].中国农机化学报,2019,40(1):50-55.SONG Y P,ZHANG H M,GAO D S,et al.Development status and trend of domestic hilly and mountainous orchard transportation machinery[J].Journal of Chinese agricultural mechanization,2019,40(1):50-55(in Chinese with English abstract).
- [3] 邹宝玲,刘佛良,张震邦,等.山地果园机械化:发展瓶颈与国外经验借鉴[J].农机化研究,2019,41(9):254-269.ZOU B L,LIU F L,ZHANG Z B,et al.Mechanization of mountain orchards;development bottlenecks and foreign experience for reference[J].Agricultural mechanization research,2019,41(9):254-269(in Chinese with English abstract).
- [4] LI H Z,ZHAI C Y,WECKLER P,et al. A canopy density model for planar orchard target detection based on ultrasonic sensors[J/OL].Sensors,2017,17(1):31.[2020-08-01].http://doi.org/10.3390/s17010031.
- [5] 夏侯炳,盛玲玲,宋淑然,等.山地果园机械化体系建设研究——以广东省山地果园为例[J].东北农业科学,2019,44(3):58-63.XIA H B,SHENG L L,SONG S R,et al. Research on the construction of mountain orchard mechanization system;taking the mountain orchard in Guangdong Province as an example[J].Northeast agricultural sciences,2019,44(3):58-63(in Chinese with English abstract).
- [6] 张伟.电动自走式双轨运输机的设计[D].广州:华南农业大学,2018.ZHANG W.Design of electric self-propelled double track conveyor[D].Guangzhou:South China Agricultural University,2018(in Chinese with English abstract).
- [7] 邓广.自走式单轨果园运输机械关键部件设计及应用[D].长沙:湖南农业大学,2015.DENG G.Self-propelled monorail orchards and transport machinery of key parts design and application[D].Changsha:Hunan Agricultural University,2015(in Chinese with English abstract).
- [8] 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.Transmission system design of battery-driven monorail conveyor in mountain orchard[J].Transactions of the Chinese society of agricultural engineering,2017,33(19):34-40(in Chinese with English abstract).
- [9] 李善军,刘辉,张衍林,等.单轨道山地果园运输机齿条齿形优选[J].农业工程学报,2018,34(6):52-57. LI S J,LIU H,ZHANG Y L,et al.Optimization of rack tooth profile of single-track mountain orchard transporter[J].Transactions of the Chinese society of agricultural engineering,2018,34(6):52-57(in Chinese with English abstract).
- [10] 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 transporter[D].Wuhan:Huazhong Agricultural University,2012(in Chinese with English abstract).
- [11] 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 single-track mountain orchard conveyor[J].Journal of Huazhong Agricultural University,2019,38(2):114-122(in Chinese with English abstract).
- [12] 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 speed control device of electric drive monorail conveyor in mountain orchard[J].Chinese Journal of agricultural machinery chemistry,2019,40(12):113-117(in Chinese with English abstract).
- [13] 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).
- [14] 余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2009. YU Z S. Automobile theory[M].Beijing:China Machine Press,2009(in Chinese).
- [15] 成大先.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2008. CHENG D X.Hand book of mechanical design[M]. Beijing:Chemical Industry Press,2008(in Chinese).

Design and test of a self-propelled electric double-track transporter for nursery field

ZHANG Jianli^{1,2}, YUE Dandan¹, WU Weibin^{1,2}, HONG Tiansheng^{1,2},
YANG Xiaobin¹, CHEN Ming¹, ZHENG Zefeng¹

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 In order to realize the rapid transportation of the pot seedlings of fruit trees in the nursery fields, a self-propelled electric double-track transporter for the nursery fields was developed. According to the application environment of the transporter, the quality of pot seeding of fruit trees and other requirements, the main technical parameters including the loading capacity, operating speed, remote control distance, and motor battery was proposed. According to the requirements of technical parameters, the overall structure of the transporter was determined and the key components such as vibration damping, leveling and limit mechanism were designed. Among them, the overall structure of the transporter was mainly composed of a cargo trolley and a traction head used for traction of the cargo trolley, and which had the functions of obstacle avoidance, remote control and automatic walking. This transporter chooses a customized lithium iron phosphate battery as its power supply. The battery dimensions were 440, 235, and 230 mm in length, width and height respectively. The voltage was 24 V, the battery mass was 22.4 kg, and the battery capacity was 220 A · h. The driving mode of the transporter was a four-wheel drive direct-drive traction head to pull the cargo trolley to slide on the track through the traction component. The circuit based on PLC control was designed, which includes wiring module, insurance module, travel switch circuit module, motor controller module, remote control module, indicator light module, obstacle avoidance module and encoder control. The vibration damping and leveling mechanism of the transporter was fixed between the support leg and the bracket. Each leveling mechanism was composed of 4 springs, a perforated splint fixed on the frame, 4 sleeve shafts, 4 positioning and 4 screw nuts. The limit mechanism of the transporter includes a universal bearing to prevent rail collision, an anti-roll-over wheel to prevent rollover, a load-bearing pulley or a driving friction wheel, and its function was to limit the transporter to travel along the track. After the design was completed, tests in both lab and nursery fields were carried out. The results of test showed that the transporter can adapt to the muddy working environment of the nursery fields, with a load capacity of 750 kg. According to the outdoor test, every 100 m of the transporter forward, the energy consumption of no-load was 9.16 W · h, while the full-load was 27.6 W · h, and the running speed of the transporter was 0.564–0.718 m/s. It took less than 2.5 s for the transporter from starting to a uniform speed, less than 2.2 m for the brake glide distance of the transporter and less than 0.05 m for the emergency brake distance. Additionally, the vibration acceleration amplitude of the transporter was less than 0.4 g in general. In conclusion, the transporter was designed and manufactured, which can improve the efficiency of transportation, reduce labor intensity, and ensure safety during transportation.

Keywords electric double-track transporter; nursery fields; self-propelled; pot seedlings of fruit trees; remote control; obstacle avoidance; parallel mechanism

(责任编辑:陆文昌)