

山地果园手扶式单履带运输车设计与试验

陈 猛¹ 张衍林^{1,2} 李善军^{1,2} 孟 亮¹ 张 雯¹

1.华中农业大学工学院,武汉 430070; 2.农业农村部长江中下游农业装备重点实验室,武汉 430070

摘要 设计一种以单履带为行走机构的山地果园运输车,该山地果园运输车由单履带行走装置、车架、传动装置、动力系统等组成,其主体外形尺寸为 $1540\text{ mm} \times 600\text{ mm} \times 815\text{ mm}$ 。根据整车质心分析和人机工程学确定车辆的结构和运动参数,并利用 Creo 建立三维模型,计算出车辆的质心位置。根据车辆的质心位置分析车辆在横向坡面和纵向坡面的稳定性。对该山地果园运输车样机在满载情况下进行不同工作环境的测试,结果表明:设计的山地果园运输车的最大载荷为 75 kg,具备上 10° 纵向坡,下 30° 纵向坡以及通过 20° 横向坡面和通过各种复杂路面的能力。该运输车能够较好地满足山地果园横向运输要求。

关键词 运输车; 单履带; 山地果园; 质心分析; 稳定性分析

中图分类号 S 219.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2019)01-0125-08

我国普遍消费的柑橘和苹果等水果大都生长于山区和丘陵地带^[1]。由于山地和丘陵地区的水果种植地形条件主要是梯田,且果园后期道路规划不完善,导致水果和肥料等物资的田间运输问题一直困扰着果农。在山顶和山脚之间的纵向运输上,我国已经研发了牵引式运输机^[2]、自走式运输机^[3]等运输机械,已经能满足纵向运输要求。为解决山地果园梯田层间横向运输问题,国内外学者已研发出多种运输车。目前国内果园采用的运输车主要可分为三类^[4-8]:一是轮式三轮车^[8],其结构轻巧、转弯灵活且经济性好,但由于采用橡胶轮,对地面要求较高,越障性能差;二是大型农用运输车,一般采用现有的拖拉机挂接载重箱,运货量大且越障性能好,但体积大无法在山地果园果树行间行走;三是履带运输车^[4],一般采用双履带作为行走机构,接地比压大、载荷大,适应山地复杂地形,但双履带结构行驶距离过宽,在很多果树行间无法转弯,同时结构复杂、价格昂贵。梯田果树行内的横向运输由于果园内部路况较差以及果树行间空间狭小的限制,现阶段的几种运输车存在着转弯困难以及在山地果园穿梭性差等问题,难以达到运输要求。因此,目前山地果园水果及有机肥等物资的横向运输仍以人力为主,运输效率低且劳动强度大、运输速度慢、劳动成

本高。本研究根据山地果园的运输环境,设计了一种小型的手扶式单履带动力运输车,以此来提高山地果园横向运输机械化程度,降低果农的劳动强度及运输成本,提高货物的运输效率。

1 材料与方法

1.1 主要功能与要求

综合考虑果园环境要求^[9],主要设计要求为:(1)满足山地梯田果园果树中行走的地形要求:上坡角度 $\leqslant 8^\circ$;下坡角度 $\leqslant 20^\circ$;最大载荷 $\leqslant 75\text{ kg}$;横向坡面角 $\leqslant 20^\circ$;行走速度 1.2 m/s 左右。(2)能在果园灵活行走,人工操作简单舒适,制造成本低,质量尽量轻巧,方便搭载纵向运输机械在不同梯田层间运输。

1.2 总体结构及主要技术要求

1) 总体结构。车辆主要由单履带行走装置、车架、传动装置、动力系统组成,其整体结构如图 1 所示。

2) 工作原理。满载货物的周转筐放于运输车车架上时,车辆质心位于驱动轮轴前方,车辆导向轮端着地。汽油机启动,汽油机曲轴上装有离心式离合器,离合器结合,车辆开始行走,可通过油门把手控制车辆速度,同时可通过刹车把手对车辆进行减速。

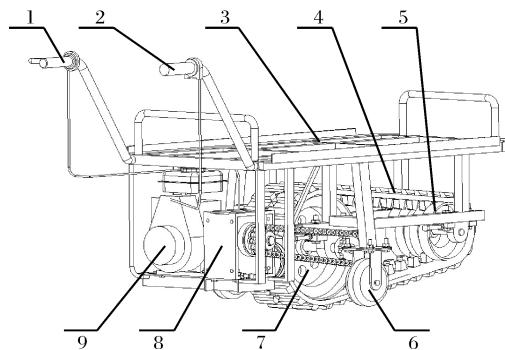
收稿日期: 2018-01-16

基金项目: 现代农业(柑橘)产业技术体系建设专项(CARS-27)

陈 猛,硕士研究生。研究方向:农业机械化工程。E-mail: chenmhg1992@163.com

通信作者: 张衍林,教授。研究方向:柑橘生产机械化和生物质能工艺与装备。E-mail: zhangyl@mail.hzau.edu.cn

转弯时,在把手处施加压力,使车辆前端翘起,左右转动把手,通过把手带动整体车身转动,实现左转、右转转向;车辆通过不平路面左右发生倾斜时,左右两边的防翻轮与地面接触,防止车辆侧翻。



1. 刹车把手 Brake handle; 2. 油门把手 Throttle handle; 3. 车架 The main frame; 4. 履带 Crawler; 5. 导向轮 Guide wheel; 6. 防翻轮 Anti-overturn wheel; 7. 驱动轮 Driving wheel; 8. 减速箱 Reduction gearbox; 9. 汽油机 Gasoline engine.

图 1 运输车结构图

Fig.1 Sketch diagram of transport vehicle

3) 主要技术参数。根据山地果园的种植模式及地形条件等参数及后期设计计算,单履带运输车的主要技术参数如表 1 所示。

表 1 运输车主要技术参数

Table 1 Main technical parameters of transport vehicle

参数 Parameters	数值 Value
外形尺寸/(mm×mm×mm) Size(L×W×H)	1 540×600×850
汽油机功率/kW Power	1.2
整车质量/kg Weight	116
行走速度/(m/s) Speed	0.6~1.6
最大载荷/kg Load	75
最大爬坡角度/(°) Max climb angle	10

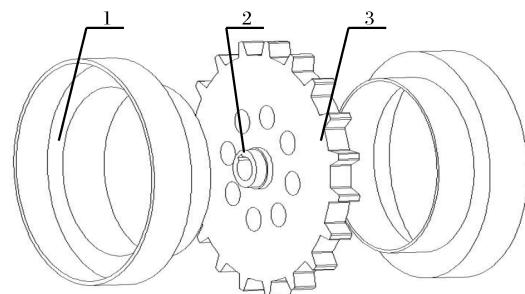
1.3 关键零部件设计

1) 单履带行走装置。借鉴各类农用履带运输车履带选型设计方法^[10],同时综合已定的行走速度、外形尺寸、载荷等相关参数,确定该行走装置由橡胶履带、驱动轮、导向轮组成^[11],其具体参数如表 2 所示。由于驱动轮与从动轮间的中心距较小,空间较小,且为了简化结构,未设计支重轮,在驱动轮与导向轮两侧焊接防翻弦,增加履带与驱动轮及导向轮的接触面积,同时由于防翻弦对履带有支撑作用,履带与地面接触时的刚度也相应增加,驱动盘及从动盘通过焊接在其中心的轴套以键连接的方式分别安装在轴上,其装配分解图如图 2、3 所示。

表 2 运输车行走装置参数表

Table 2 Running device parameters list of transport vehicle

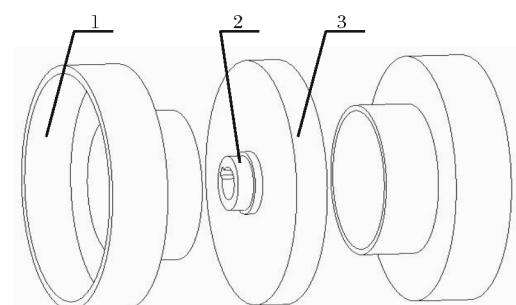
项目 Item	参数 Parameters
履带型号 Crawler model	180×60×34
履带接地长度/mm Grounded length of crawler	557
履带节距/mm Pitch of the crawler	60
驱动轮节圆直径/mm Pitch diameter of driving wheel	365
驱动轮齿数 Number of the driving wheel teeth	19
导向轮直径/mm Diameter of the guide wheel	180
中心距/mm Center distance	561



1. 驱动轮防翻弦 The anti-turn string for driving wheel; 2. 驱动轴套 Driving wheel sleeve; 3. 驱动盘 Driving panel.

图 2 运输车驱动轮装配分解图

Fig.2 Exploded picture of driving wheel

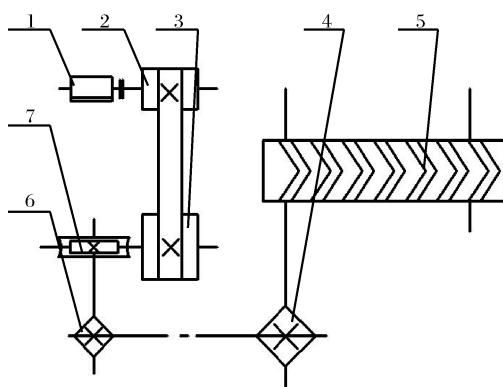


1. 导向轮防翻弦 The anti-turn string for guide wheel; 2. 导向轴套 Guide wheel sleeve; 3. 导向盘 Guide panel.

图 3 运输车导向轮装配分解图

Fig.3 Exploded picture of guide wheel

2) 传动装置设计。人正常行走速度约为 1.2 m/s, 汽油机转速 2 000~3 800 r/min, 履带与地面接触的旋转直径为 391 mm。根据上述参数确定汽油机-带传动-蜗杆涡轮减速器-链传动-驱动轮的传动方案(图 4), 装置总传动比 $n=51$, 经传动比计算车辆理论行走速度为 0.8~1.52 m/s, 人可扭转油门



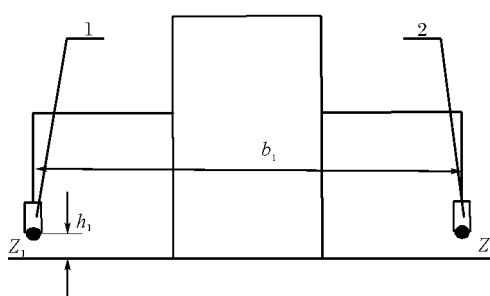
1.汽油机 Gasoline engine; 2.离合器 V 带轮 The V pulley with clutch; 3.大 V 带轮 The larger V pulley; 4.大链轮 The larger sprocket; 5.履带 Crawler; 6.小链轮 The smaller sprocket; 7.蜗杆 蜗轮减速器 Worm turbine reducer.

图4 运输车传动系统运动简图

Fig.4 The chart of drive system

把手控制运输车行走速度。

3)防翻轮设计。由于车辆为单履带行走,在不平的路面行走会发生左右倾斜。因此,在车辆两侧安装防翻轮(图5),平路行走时,防翻轮下端距地面 $h_1=20\text{ mm}$,只有车辆发生左右倾斜时,防翻轮才与地面接触。车辆的主要受力点为驱动轮上,车辆倾翻时为了减少车架不必要的传力,故将防翻轮安装在驱动轮中心线两侧,为了使车辆宽度方向紧凑,将两侧防翻轮外侧设计成与车架宽度相同,此时两轮中心面距离 $b_1=520\text{ mm}$ 。



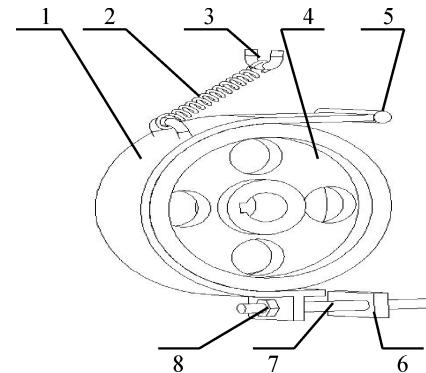
1.左防翻轮 Anti-overturn wheel on the left; 2.右防翻轮 Anti-overturn wheel on the right.

图5 防翻轮示意图

Fig.5 Diagram of anti-overturn wheel

4)刹车装置设计。刹车装置参考山地果园无动力运输车^[12]的急刹装置进行设计,其具体结构如图6所示。U型环和刹车线固定板及旋转销焊接在车架上,刹车盘通过键连接的方式安装在驱动轴上,刹车片可绕旋转销转动。车辆正常行走时,由于回位弹簧的拉力作用,刹车片与刹车盘之间有间隙,当车

辆需要制动时,通过人捏刹车把手,刹车线收紧,刹车片与刹车盘接触实现制动,同时可以通过调整刹车调节螺栓来调整刹车的松紧程度。



1.刹车片 Brake pad; 2.回位弹簧 Return spring; 3.U型环 U circumferential; 4.刹车盘 Brake drum; 5.旋转销 Rotary pin; 6.刹车线固定板 Fixed plate for brake line; 7.刹车线 Brake line; 8.刹车调节螺栓 Brake adjusting bolt.

图6 刹车装置示意图

Fig.6 Diagram of brake device

1.4 质心位置确定

对于运输车辆,质心是设计参数中的重要部分,质心位置对车辆稳定性及安全性有着重要影响^[13],且不合理的质心位置会导致车辆直线行驶时出现偏离量过大等问题。利用Creo进行三维模型绘制,并根据各个零件的质量赋予相应密度,可利用Creo的质量属性功能直接查阅车辆的质心位置、整车质量等相关信息,可得出在满载75 kg的工况下车辆的质心(G)位置如图7所示,图7中, $b=86\text{ mm}$, $h=404\text{ mm}$ 。同时质心G基本处于车辆宽度的对称中心面上。

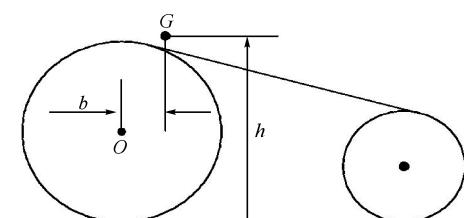
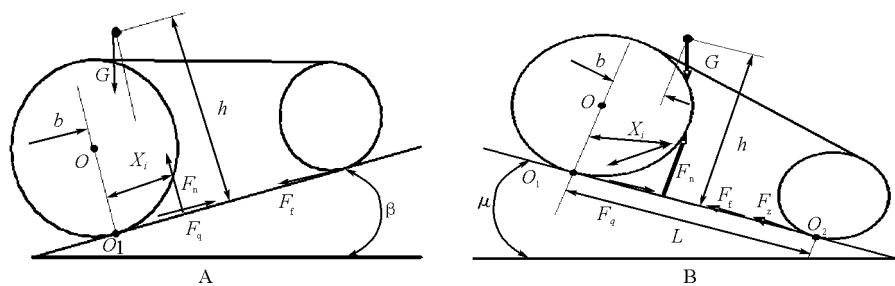


图7 质心位置

Fig.7 Diagram of centroid position

1.5 纵向稳定性分析

车辆在纵向坡面行走时,可能会因为坡度过大,会发生前倾或者后倾,或者因为附着力不够,发生滑移,此时需要对车辆的后倾极限角 β ,前倾极限角 μ 及极限滑移角 α 进行分析^[14],确定车辆的极限上坡角和极限下坡角。



A:纵向上坡行驶 Running up on longitudinal slope; B:纵向下坡行驶 Running down on longitudinal slope.

图 8 纵向坡面行驶受力分析

Fig.8 Force analysis of running on longitudinal slope

1)上坡后倾极限角计算。上坡时车辆的受力简图如图 8A 所示:车辆的总体重力 G ,地面对车辆履带支撑段支撑合力 F_n ,车辆与地面产生的牵引力 F_q ,及履带的滚动阻力 F_f 。由于车辆为低速运行,因此,空气阻力忽略不计。由图 8 可以看出车辆若发生后倾,从 O_1 点开始倾翻,由平衡力矩方程 $\sum Mo_1=0$,即如式(1)所示:

$$F_n \cdot X_i + Gh \sin\beta - Gb \cos\beta = 0 \quad (1)$$

式(1)中: h 为车辆质心距斜面的距离,mm; b 为车辆质心距驱动轮下端沿斜坡方向的距离,mm。从式(1)可以看出,随着坡度 β 增加,地面对车辆履带支撑段支撑合力 F_n 向 O_1 点移动,当 F_n 完全施加于履带后缘 O_1 上时,车辆会发生纵向倾翻,因此,车辆不发生纵向倾翻的条件为: $X_i \geq 0$,车辆的质心竖直线正好通过 O_1 时为倾翻临界点,根据条件可求得:

$$X_i = \frac{G(b \cos\beta - h \sin\beta)}{F_n} \geq 0 \quad (2)$$

即, $\tan\beta \leq b/h$, $\beta \leq \arctan b/h$ 。将各个参数带入可求得 $\beta=12^\circ$,则车辆的后倾极限角为 12° 。

2)下坡前倾极限角计算。车辆下坡时受力简图如图 8B 所示:车辆的总体重力 G ,地面对车辆履带支撑段支撑合力 F_n ,车辆与地面产生的牵引力 F_q ,及履带的滚动阻力 F_f 。在下坡时应采取制动控制,设置制动力为 F_z ,且 $F_z \geq F_q$,若发生前倾, O_2 为倾翻点,可得出力矩平衡方程: $\sum Mo_2=0$,其方程式如式(3)所示:

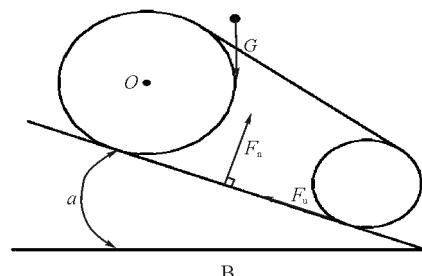
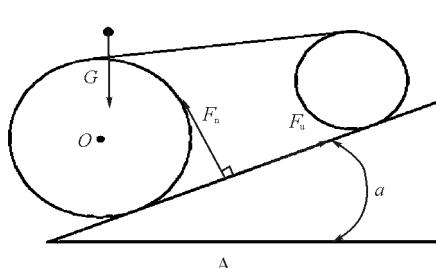
$$F_n(L-X_i) + G \cdot h \sin\mu - G(L-b) \cos\mu = 0 \quad (3)$$

式(3)中: L 为履带接地长度,mm。根据公式(3)可以得出车辆不发生倾翻的条件为: $L-X_i \geq 0$,车辆的质心竖直线正好通过 O_2 时为倾翻临界点,根据条件可得:

$$L-X_i = \frac{G[(L-b) \cos\mu - h \sin\mu]}{F_n} \geq 0 \quad (4)$$

即, $\tan\beta \leq (L-b)/h$, $\beta \leq \arctan(L-b)/h$ 。带入相关参数值可求得车辆的前倾极限角为 49° 。

3)纵向坡度滑移稳定性分析。车辆在纵向坡度行走时车辆可能由于与地面摩擦力较小发生滑移失稳,因此需要对其在纵向坡道上的制动受力进行分析,车辆制动在上坡和下坡的受力图如图 9 所示。



A:纵向上坡制动受力分析 The force analysis of braking on longitudinal slope(uphill); B 纵向下坡制动受力分析 The force analysis of braking on longitudinal slope(downhill).

图 9 纵向坡面制动受力分析图

Fig.9 Force analysis of braking on longitudinal slope

车辆受到制动力 F_u ,重力 G 及履带支撑力的合力 F_n ,车辆下滑角度与履带与地面的附着系数有关,可以得出车辆不产生滑移的条件为:

$$F_u \cdot F_n = \varphi_1 \cdot G \cos \alpha \geq G \sin \alpha \quad (5)$$

根据公式(5)可得到车辆在纵向上、下坡时制动住不会滑移的极限滑移角为: $\alpha_{\max} = \arctan \varphi_1$,将履带与地面附着系数^[15] $\varphi_1 = 0.8$ 带入可求得,车辆制动时不致下滑的最大角度为 39° 。

1.6 横向稳定性分析

1) 车辆横向倾翻分析。车辆在横向坡面的受力图如图 10 所示。由图 5 可知,车辆在平路行走时会与地面有 20 mm 的离地间隙,若车辆发生倾斜时,履带会与地面产生一个 $\epsilon = 6.7^\circ$ 的倾角,其中 Z_1 为右防翻轮与地面的接触点,车辆受到重力 G ,左防翻轮给予的支持力 F_{n1} ,摩擦力 F_{f1} ,履带边缘给予的支持力 F_{n2} ,摩擦力 F_{f2} 。由图 10 可知,车辆若发生横向倾翻,倾翻点为 Z_1 ,即 $\sum M_{Z_1} = 0$,得出公式(6):

$$\begin{aligned} &G(h - \sqrt{b_3^2 + h_1^2} \sin \epsilon) \sin(\delta + \epsilon) - \\ &G \cdot \left(\frac{B}{2} + b_3\right) \cos(\delta + \epsilon) - F_{n2} \cdot b_3 \cos \epsilon - \\ &F_{n2} \cdot \sqrt{h_1^2 + b_3^2} \sin^2 \epsilon = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

式(6)中, B 为履带宽度,mm; b_3 为履带边缘距防翻轮中心面距离,mm; h_1 为平路时防翻轮下端距地面距离,mm。由图 10 可知,车辆不发生横向倾翻的条件为:

$F_{n2} \geq 0$,可求得:

$$F_{n2} = \frac{A_1}{b_3 \cos \epsilon + \sqrt{b_3^2 + h_1^2} \sin^2 \epsilon} \geq 0 \quad (7)$$

式(7)中, $A_1 = G \cdot (h - \sqrt{b_3^2 + h_1^2} \sin \epsilon) \sin(\delta + \epsilon) - G \cdot \left(\frac{B}{2} + b_3\right) \cos(\delta + \epsilon)$,根据 $F_{n2} \geq 0$,可得: $\delta \leq \arctan \frac{\frac{B}{2} + b_3}{h - \sqrt{b_3^2 + h_1^2} \sin \epsilon} - \epsilon$;将各个参数值带入可求得 $\delta = 27^\circ$ 。

2) 车辆横向下滑分析。车辆在横向坡面行走时可能由于摩擦力过小发生横向滑移,计算公式由式(8)表示。履带与地面的附着系数 φ_1 为 0.8,定向轮与土地的附着系数^[16] φ_2 为 0.65,取 φ_1 、 φ_2 中的最小值 0.65,则将公式(8)简化为式(9):

$$\varphi_1 \cdot F_{n1} \cos \omega + \varphi_2 \cdot F_{n2} \cos \omega = G \sin \omega \quad (8)$$

$$\varphi_2 \cos \omega (F_{n1} + F_{n2}) = \varphi_2 \cdot G \cos \omega = G \sin \omega \quad (9)$$

可求得, $\omega = \arctan \varphi_2 = 33^\circ$ 。

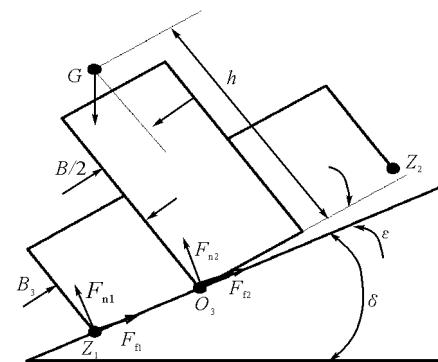


图 10 坡面横向行驶受力分析图

Fig.10 Force analysis of running on lateral slope

2 结果与分析

2.1 稳定性理论分析结果

履带车辆稳定性是指履带在工作时不发生倾翻和滑移的能力,履带车辆稳定性越好,其在山地行驶性能越好,其安全性也就越高。履带车辆的稳定性分析包括纵向稳定性分析和横向稳定性分析两类^[17]。车辆的稳定性衡量指标主要是由倾翻和滑移两个指标组成,涉及纵向上坡、纵向下坡、横向坡面 3 种工况。纵向上坡和横向坡面首先到达的失稳类型是倾倒,纵向下坡首先的失稳类型为滑移,取 3 种工况下车辆首先发生失稳的角度为其极限值,因此,可得出车辆的纵向上坡角为 12° ,纵向下坡角为 39° ,横向坡面角为 27° 。车辆为手扶式运输车,操作者可在行走过程中对车辆施加一定的力,防止车辆失稳,但理论分析在额定工况下车辆未发生失稳,因此,未对车辆进行人工助力稳定性分析。

2.2 静态稳定性

以 75 kg 负重泥土、坡度尺、铁板、叉车等为试验材料。将满载情况下的车辆放置于铁板之上,铁板一端着地,另一端放置于叉车升降臂上,利用叉车升降臂与地面高度不同来模拟不同大小的坡度^[18](图 11)。静态稳定性测试结果如表 3 所示。试验测量值与理论分析值存在着一定误差,其主要原因是理论分析时货物均匀布置于周转筐内,试验时货物装载分布存在一定的不均匀性;同时人工读取坡度尺时有一定的误差,纵向下坡角因为在铁板上测试,因此,与以土壤面为基础理论分析的纵向上坡面角有较大的差距,但通过试验基本能验证理论分析的正确性和车辆在果园进行货物横向运输的可行性。



图 11 运输车静态稳定性现场测试图

Fig.11 Static stability field test picture of transport vehicle

2.3 平路行走

平路行走试验主要分为水泥路面行走和果园路面行走两类,利用秒表、直尺等工具对2种路面下空

载、满载时的行走参数进行测量。由表4可知,车辆在水泥路面与果园路面的行驶速度有着一定的差异,在满载时差异较大,主要在果园路面阻力较大,负载过大时车辆的离合器发生打滑,行走速度会降低。同时在2种路面上,对车辆满载工况制动距离进行测试,出现制动距离过短,测量困难的情况。因此,未在表4中列出。由于车辆主要用于果园横向运输,需对其果园行走工作稳定性进行分析,果园行走试验在武汉励耕果园机械公司试验园内进行(图12),试验园地表主要是凸凹不平,且土壤表层杂草较多,在满载75 kg情况下,在试验园进行车辆行走、转弯、爬坡等性能测试,车辆运行稳定,未出现倾翻失稳等现象。

表 3 运输车静态稳定性测试结果

Table 3 Static stability test results of transport vehicle

测试项目	Test items	理论值	Theoretical value	实测值	Measured value	失稳类型	Instability type
纵向上坡角/(°)	Longitudinal slope angle(Uphill)	12		10		倾倒	Tilt
纵向下坡角/(°)	Longitudinal slope angle(Downhill)	39		30		滑移	Slippage
横向坡面角/(°)	Max lateral angle	27		22		倾倒	Tilt

表 4 运输车平路行走测试

Table 4 Running test of transport

vehicle on flat road m/s

测试项目	空载速度		满载速度	
	Speed without load		Speed with full load	
	最小值	最大值	最小值	最大值
水泥路面 Cement road	1.08	1.62	0.93	1.54
果园路面 Orchard road	0.80	1.51	0.66	1.06



图 12 运输车果园路面测试图

Fig.12 Test picture of transport vehicle on orchard road

2.4 最大爬坡角

车辆最大爬坡角 θ 是指车辆在满载情况下,在良好路面行走时用最大油门通过的最大坡度角^[19]。最大爬坡角的计算公式可由式(10)所示:

$$\theta = \arcsin [(F_T - \Sigma f_i) / G_{\max}] \quad (10)$$

式(10)中, G_{\max} 为满载时整车质量,N; F_T 为车辆的牵引力,N; f_i 为运动阻力(行走阻力、空气阻力等),N。由于缺少专门的爬坡能力测试试验台,故在华中农业大学内选取不同的坡度进行试验。在满载情况下测量使油门处于最大处时的爬坡速度,根据爬坡速度的变化衡量车辆的爬坡性能,结果如表5所示。车辆在坡度为10°时出现明显动力不足,速度减慢现象,因此,确定车辆的最大爬坡角为10°,满足设计要求。

表 5 运输车爬坡性能测试

Table 5 Climbing performance test of transport vehicle

测试路段长度/m Distance	坡度/(°) Slope	平均速度/(m/s) Average speed
13.9	5	1.56
12.5	8	1.37
7.3	10	1.01

2.5 车辆动态稳定性

车辆动态稳定性试验主要分为纵向上坡、纵向

下坡及横向坡面3类工况行驶稳定性试验。由于无专门的试验平台,因此,在华中农业大学校园内选取不同的坡面在满载情况下进行测试,部分测试图片如图13所示。

1)纵向上坡动态稳定性试验。前期此试验已在最大爬坡角测试中进行,车辆在 10° 纵向上坡行驶时运行稳定,在上坡时由于路面不平,会出现轻微后倾,但可在人工助力下保持平衡。

2)纵向下坡动态稳定性试验。选取的纵向坡面坡度为 30° ,表层有一定杂草的路面,车辆下行运行3次,在无制动操作下,出现溜坡现象,采取制动措施后,溜坡现象停止,同时车辆未出现前倾和滑移失稳现象。

3)横向坡面动态稳定性试验。选取的横向坡面的角度为 20° ,车辆在此坡面上来回横向行走3次,车辆行走稳定,未出现倾翻失稳现象。



图13 运输车纵向下坡行驶测试图

Fig.13 Test picture of transport vehicle running on longitudinal slope (downhill)

3 讨 论

针对山地果园水果及有机肥运输量大、果树行间空间狭小、现有的运输车辆尺寸较大、在果园转弯穿梭困难及价格较贵等特点,设计了一种采用单履带作为行走装置的山地果园运输车,简化了行走装置,提高了车辆行走的灵活性。本研究对其工作原理及关键零部件进行阐述。为了验证车辆实际运输效果对车辆进行了试制,并在车辆满载情况下进行不同工况的行走试验。试验表明,在最大载荷75 kg的工况下,自身可爬 10° 坡,下 30° 坡,行驶速度为 $0.66\sim1.62$ m/s,在 20° 的横向坡面上不发生倾翻,具有良好的稳定性。设计的运输车结构紧凑,外形尺寸为 $1540\text{ mm}\times600\text{ mm}\times815\text{ mm}$ ($L\times W\times H$),适合山地果园果实、肥料等货物的横向运输。车辆采用

单履带作为行走装置,在车辆左右倾斜时防翻轮与地面接触,防止车辆侧翻,履带具有接地比压小及越障性能强的特点,单履带行走装置省去差速器等转向装置,经济性大大提高,操作简单,具有很好的应用前景。

影响车辆运输稳定性的主要因素是车辆的质心位置:根据前期理论性分析可得在纵向坡面上,车辆的质心在履带接地面的投影越靠近中心越好。根据在车辆横向坡面稳定性分析可得出,车辆质心位置应尽量靠近宽度方向中心面上,同时车辆质心尽可能低。在纵向坡面稳定性分析上,车辆质心在履带接地面的投影偏后,导致车辆上坡后倾极限角较小,后期可进一步研究车辆的零部件形式及排布方式,降低车辆的质心高度同时将车辆的质心位置尽可能向履带接地面中心靠近,进一步增加车辆的稳定性。车辆主要用于山地果园果树行间的横向运输,可拓展思路在已有的基础上搭载果园喷药、除草等其他类型机械,进一步提高果园机械化水平。

参 考 文 献

- [1] 王伟新,向云,祁春节.中国水果产业地理集聚研究:时空特征与影响因素[J].经济地理,2013(8):97-103.
- [2] 李学杰.自走式山地果园单轨运输机的研制[D].武汉:华中农业大学,2013.
- [3] 邢军军.自走式大坡度双轨道果园运输机的设计及仿真[D].武汉:华中农业大学,2012.
- [4] 刘佛良,张震邦,杨晓彬,等.山地果园双履带微型运输车的设计、仿真与试验[J].华中农业大学学报,2018,37(4):15-23.
- [5] 粘雅玲,沈嵘枫,张小珍,等.果园运输机械研究进展[J].农业技术与装备,2014,22:24-28.
- [6] 吴明清,田美丽.我国农用运输车现状及发展趋势分析[J].南方农机,2006(2):8-9.
- [7] 王彦生,张洪涛.国外运输型拖拉机的发展现状[J].拖拉机与农用运输车,2002(6):31-32,41.
- [8] 吴伟斌,游展辉,洪添胜,等.山地果园轮式运输机动力稳定系测试[J].华中农业大学学报,2017,36(3):86-92.
- [9] 李善军,邢军军,张衍林,等.7YGS-45型自走式双轨道山地果园运输机[J].农业机械学报,2011,42(8):85-88.
- [10] 孙振杰,刘俊峰,李彩凤,等.微型农用履带式行走装置的设计方法[J].农机化研究,2011,33(10):55-58.
- [11] 许学建.履带式高地隙茶园管理机底盘行驶系统设计[D].镇江:江苏大学,2016.
- [12] 刘杰.山地果园无动力运输机研究[D].武汉:华中农业大学,2016.
- [13] 李壮哲.香蕉田间运输车的设计与试验[D].广州:仲恺农业工程学院,2014.

- [14] 张战文,杨福增,张振平.履带式拖拉机坡道行驶稳定性分析 [J].农业装备与车辆工程,2010(11):7-10.
- [15] 李灏,刘新全,师宪福.履带车辆松软路面行驶阻力系数与附着系数关系研究[J].农业装备与车辆工程,2012,50(11):34-36.
- [16] 刘长生.汽车轮胎与公路路面附着系数的研究[J].公路,2006(5):159-163.
- [17] 巩青松.履带式工作车辆设计及分析的关键技术研究[D].扬州:扬州大学,2008.
- [18] 李从权,范超毅,苏新涛.农用手扶电力驱动车的设计与试验[J].农业工程学报,2011,27(S2):36-39.
- [19] 刘大为,谢方平,李旭,等.小型果园升降作业平台的计与试验[J].农业工程学报,2015,25(3):113-121.

Design and experiment of the walking transport vehicle with single crawler for mountain orchard

CHEN Meng¹ ZHANG Yanlin^{1,2} LI Shanjun^{1,2} MENG Liang¹ ZHANG Wen¹

1. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

2. Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River,

Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China

Abstract A mountain orchard transport vehicle with single crawler was designed. The main body of that dimension is 1 540 mm×600 mm×815 mm, assembled by a single crawler walking device, frame, transmission, power systems and other equipment. The vehicle centroid analysis and ergonomics were used to determine the structure and movement parameters of vehicle. Creo was operated to build a model to calculate the vehicle's centroid position. Based on the vehicle's centroid position, the stability of the vehicle on the lateral and longitudinal slopes was analyzed. With full load, the prototype under different working environment was tested. Results showed that the maximum load capacity was 75 kg, with the ability to go up 10 degrees and go down 30 degrees of the longitudinal slope. It can run across the slope of 20 degrees and run through various complex roads. The vehicle can well meet the requirements of mountain orchard lateral transport.

Keywords transport vehicle; single crawler; mountain orchard; centroid analysis; stability analysis

(责任编辑:陆文昌)