

山地果园单轨货运机的最小转弯半径及最大承载量分析

陈银清^{1,2}, 洪添胜^{1*}, 孙同彪¹

(1. 华南农业大学工程学院南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 广州 510642;
2. 广东石油化工学院机电工程学院, 茂名 525000)

摘要: 最小转弯半径及最大承载量是设计单轨货运机的重要技术参数。该文分析了单轨货运机的结构及货运机平地运行、坡地运行的动力学特性, 并通过相关试验对理论分析结果进行了验证, 试验结果表明, 最小转弯半径及最大承载量受货运机结构尺寸的影响, 并建立了它们之间关系的数学模型。研究结果为山地果园单轨货运机及同类货运机械的设计提供了理论依据。
关键词: 轨道, 货运机, 转弯, 半径, 最大承载量, 山地果园

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.z1.009

中图分类号: X705

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-Supp.1-0050-07

陈银清, 洪添胜, 孙同彪. 山地果园单轨货运机的最小转弯半径及最大承载量分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(增刊 1): 50-56.

Chen Yinqing, Hong Tiansheng, Sun Tongbiao. Analysis on minimum turning radius and maximum carrying capacity on monorail vehicles for mountain orchard[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(Supp.1): 50-56. (in Chinese with English abstract)

0 引言

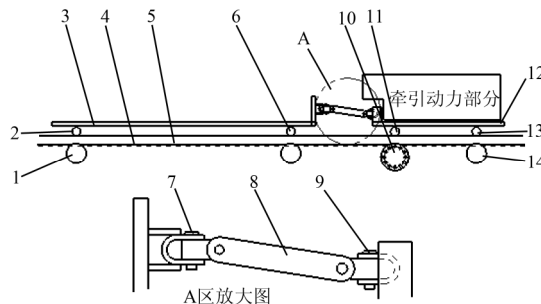
中国南方的山地果园多, 如柑橘大部分种植在山地, 坡度大、立地条件差, 柑橘生产的田间作业, 如灌溉、施肥、施药、修剪、采摘和货运等主要作业环节基本上都是由人工完成^[1-2]。这就需要耗费大量的人力物力, 同时这种状况带来了一系列的诸如劳动强度大、生产效率低等问题。要解决这些问题, 提高柑橘生产效率, 降低生产成本和劳动强度, 则要求实现柑橘生产过程的货运机械化。目前在我国的山地果园货运机械研究方面, 取得了一些成果, 国家柑橘产业技术体系机械研究室研发了单轨、双轨和索道等运送系统^[2]。

单轨货运机械因其结构简单, 轨道铺设灵活, 安装及操作性能好, 非常适合在山地果园里应用^[2-5]。但由于山坡地果园的特殊性, 坡度陡、山路曲折迂回、弯曲处密集^[4]。故对货运机、轨道的结构设计与目标参数的关系提出了严格的要求。曲线轨道转弯半径的大小, 不仅影响单轨货运机结构的设计, 同时也限制货运机的最大承载量, 因此可运行的最小转弯半径和最大承载量是设计单轨货运机的重要目标参数。其选择是否恰当, 直接影响货运机运行的适应性和工作效率。对于双轨货运机运行最小转弯半径已

有实例研究^[6-8,17], 而单轨货运机方面, 也有相关资料涉及, 但都只从几何结构上分析, 未考虑机车运行时的动力性^[9-12,16]。为此本文将综合分析单轨货运机的结构、工作原理、运行状态的受力情况, 建立最小转弯半径、结构尺寸、最大承载量、电动机驱动功率之间关系的数学模型, 为单轨货运机的设计及应用提供指导。

1 单轨货运机结构及其工作原理

单轨货运机主要由带装备动力的牵引车 12、载重车 3、带铰链机构的连接杆 8 及导轨支承部件 5 构成, 其结构示意简图见图 1。货运机骑跨在一条轻便的单轨道上行驶, 带有齿条的轨道 5 由固定支架铺设在坡地上, 并可向任意方向延伸。牵引车 12 由导向滚轮 11、13 导向, 由驱动啮合轮 10 与齿条 4 啮合驱动。载重车 3 通过一对万向转向导向滚轮 2、6 支承在导轨面上, 通过连接杆 8 和牵引车连接成一整体, 由牵引车牵引向前运动, 运行时可实现水平面的转动及垂直平面内一定角度的转动。



1. 辅助轮 2, 6. 万向转向导向滚轮 3. 载重车 4. 齿条 5. 导轨 7. 铰链 8. 连接杆 9. 铰链 10. 驱动啮合轮 12. 牵引车 11, 13. 导向滚轮 14. 辅助轮

图 1 单轨货运机结构简图

Fig.1 Structure of monorail vehicle

收稿日期: 2011-09-22 修订日期: 2012-02-19

基金项目: 国家现代农业产业技术体系建设专项资金 (CARS-27) 和国家公益性行业 (农业) 科研专项经费 (201203016) 项目资助

作者简介: 陈银清, 高级实验师, 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室访问学者, 主要研究方向为机械设计制造及其自动化。广州 华南农业大学工程学院南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 510642. Email: cyq66@126.com

*通信作者: 洪添胜, 博士, 教授, 博士生导师, 主要从事机电一体化和信息技术在农业中的应用研究。广州 华南农业大学工程学院南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 510642. Email: tshong@scau.edu.cn

2 单轨货运机结构及最小转弯半径关系

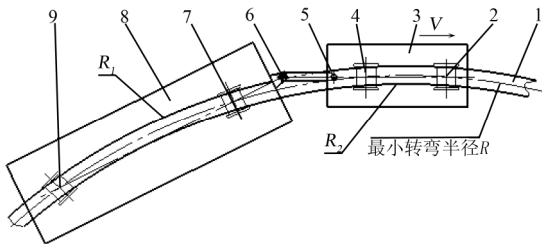
2.1 单轨货运机最小转弯半径

当单轨货运机从一直线轨道运行至与之成一定角度的另一直线轨道的转弯位置时，能否顺利通过，受轨道交接圆弧曲率半径大小的影响，曲率半径越大越容易通过，而当曲率半径太小，就会出现卡轨现象，此时货运机不能正常通过。则当货运机运行至导轨交接处，刚好不被卡住的导轨交接圆弧半径，即为货运机运行的最小转弯半径。

2.2 结构分析

由图 1 所示结构示意简图知，货运机能顺利在曲率多变的单轨道上运行，除主要的驱动动力，还必须具备相应的导向及防侧翻结构，如图中的导向滚轮、万向转向滚轮、辅助轮等。显然这些结构同样限制货运机运行的最小转弯半径。如货运机导向滚轮缘与导轨、辅助轮与导轨的装配间隙过大，导向及防侧翻效果不理想。但间隙过小，经过曲率半径较小的位置时，会卡轨。即影响运行的最小转弯半径。

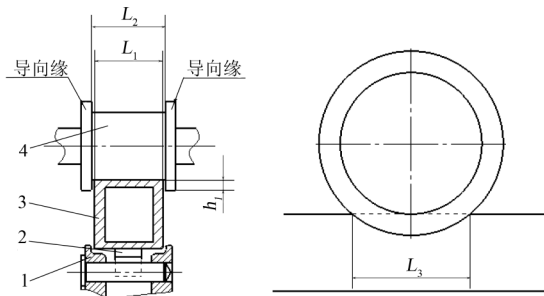
单轨货运机曲线运行临界转弯平面示意图如下图 2 所示。由图可看出，因为载重车的两导向轮为万向转向轮，可灵活适应导轨曲率半径大小的变化。



1. 导轨 2. 牵引车导向轮 3. 牵引车 4. 牵引车主动轮 5. 前铰接点 H 6. 后铰接 G 7. 载重车前轮中心 F 8. 载重车 9. 载重车后轮中心 E
图 2 单轨货运机曲线运行平面示意图

Fig.2 Plane sketch of winding track for monorail vehicle

而牵引车上的导向轮，因主要起向前导向的作用，不能选用万向转向机构，因此牵引车上导向滚轮与导轨、辅助轮与导轨的装配间隙影响货运机最小转弯半径，其配合示意简图如图 3 所示。



注：L₁为导轨宽，mm；L₂为导向轮宽，mm；L₃：导向缘含入导轨弦长，mm；h₁：导向缘含入导轨深度，mm
1. 辅助轮 2. 齿条 3. 导轨 4. 导向滚轮

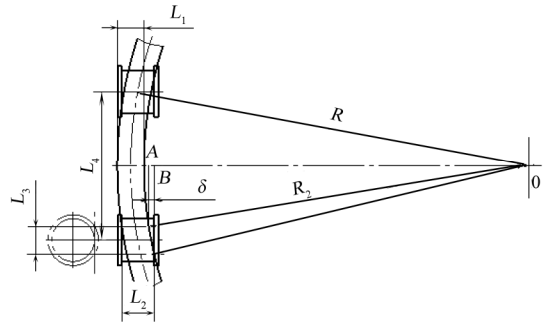
图 3 导向滚轮与导轨配合示意图

Fig.3 Fit sketch of guiding wheel and track

2.3 最小转弯半径与结构尺寸的数学模型

2.3.1 数学模型

由以上分析，辅助轮与导轨的装配间隙在设计上取大于或等于导向滚轮与导轨的配合间隙。导向滚轮与导轨的配合间隙 δ 值影响货运机的最小转弯半径。 δ 值越大，单轨货运机可转过的半径就越小。现以导轨外侧面与导向缘接触临界位置分析，建立最小转弯半径与结构尺寸关系的数学模型。其转弯临界示意图如下图 4 所示。



注：L₁为导轨宽，mm；L₂为导向轮宽，mm；L₃为导向缘含入导轨弦长，mm；L₄为载重车前后轮轴距，mm

图 4 最小转弯半径示意图

Fig.4. Sketch of minimum turning radius

根据图 4 所示的临界转弯图，推导计算公式如下

$$\delta = OA - OB \quad R_2 = R - \frac{1}{2}L_1$$

$$OA = \frac{1}{2} \sqrt{4 \left(R - \frac{1}{2}L_1 \right)^2 - (L - L_3)^2}$$

$$OB = \frac{1}{2} \sqrt{4 \left(R - \frac{1}{2}L_1 \right)^2 - (L_3 + L)^2}$$

则有

$$\delta = \frac{\sqrt{4 \left(R - \frac{1}{2}L_1 \right)^2 - (L - L_3)^2} - \sqrt{4 \left(R - \frac{1}{2}L_1 \right)^2 - (L_3 + L)^2}}{2} \quad (1)$$

式中， δ 为导轨与导向滚轮配合间隙，mm； R 为最小转弯半径，mm； R_2 为导轨内侧面的最小转弯半径，mm； L_1 为导轨宽度，mm； L_2 为导向轮与导轨配合宽度，mm； L_3 为导向滚轮导向缘深度径向弦长，mm； L 为牵引车导向轮轴距，mm。

由式 (1) 可知，最小转弯半径受导轨与导向轮滚轮的配合间隙、导轨宽度、导向滚轮导向缘深度径向弦长、牵引车导向轮轴距等结构尺寸的影响，设计时要综合考虑这些相关的结构尺寸。

2.3.2 数据分析

现用式 (1) 对结构简图如图 1 所示的单轨货运机进行计算比较分析。已知导轨宽度 L_1 为 50 mm，导向滚轮

导向缘深度径向弦长 L_3 为 41.5 mm，牵引车导向轮轴距 L_4 为 210 mm，导轨与导向滚轮配合间隙 δ 取不同值，由式 (1) 计算最小转弯半径数据如下表 1 所示。

表 1 转弯半径与配合间隙 δ 关系表

序号	配合间隙 δ /mm	最小转弯半径/mm
1	0.5	8 689
2	0.75	5 785
3	1	4 333
4	1.25	3 462
5	1.5	2 881
6	1.75	2 467
7	2	2 181
8	2.25	1 914
9	2.5	1 721
10	2.75	1 563
11	3	1 456

从表 1 的数据可看出，随着导轨与导向滚轮配合间隙 δ 的增大，单轨货运机可通过的最小转弯半径就越小，且从大到小规律变化。因此设计单轨货运机结构时，选择间隙 δ 值应考虑货运机要通过的最小转弯半径。

3 单轨货运机最大承载量

最大承载量指单轨货运机在驱动功率和传动系统一定的条件下，顺利运行时所能承载的最大货物重量。对单轨货运机而言，影响最大承载重量的主要因素是电机的驱动功率，货运机运行过程中各接触面的摩擦阻力等^[13-15]。然而当货运机从一条直轨道运行到与之成一定角度的另一条直轨道过程中，转弯时牵引车对载重车的拉力和直线轨道运行时是不同的，因而直路和弯路上的承载量也不同，主要是由于此时牵引车作用于载重车的拉力受转弯半径的影响。和直路的情况有差别。因此设计单轨车除了结构上对最小转弯半径有要求外，一定条件下承载量也影响最小转弯半径的选择。

3.1 载重车受力分析

由图 1、2，可简化画出单轨货运机转弯运行示意图 5，牵引车对载重车的牵引力及结构关系如图 6 所示。

由图 6 知， F_2 为牵引车对载重车作用力水平方向的分力，作用于 M 点，即作用力点于前后两轮所受切向力的交点， F_1 是牵引车对载重车作用力的总合力， A 为两直导轨交接处的转弯角，则 F_2 与 F_1 之间关系可用下式(2)来表示（此时忽略由于载重车可沿水平面转动的导轨法向压力的分力）。

$$F_2 = F_1 \cos A \quad (2)$$

式中， F_1 为牵引车对载重车作用力的总合力，N； F_2 为牵引车对载重车作用力水平方向的分力，N； A 为两直导轨交接处的转弯角，°。

显然， F_2 是载重车正常运行的动力。其大小与 F_1 及

$$A = \frac{1}{2} \arccos \left(1 - \frac{L^2}{2R^2} \right) +$$

$$\arccos \frac{R^2 + R^2 - S^2 - K^2 + 2SK \cos \left[\left(\arcsin \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4R^2 - L^2}{S^2 + R^2 + SL}} \right) + \arccos \left(\frac{K^2 + S^2 + SL}{2KR} \right) \right]}{2R^2} \quad (5)$$

转弯角度 A 的大小有关。

F_1 的大小由驱动电机的功率及货运机运行速度决定。其关系式为

$$F_1 = P/V \quad (3)$$

式中， P 为驱动电机有效的功率，W； V 为单轨货运机的运行速度，m/s

F_2 的大小影响货动机的承载量。

其关系式为

$$F_2 = \mu G \quad (\text{平地转弯})$$

$$F_2 = G \sin \alpha + \mu \cos \alpha \quad (\text{斜坡转弯}) \quad (4)$$

式中， μ 为导轨与导向滚轮接触面的静摩擦系数； G 为载重车的承载重量，N； α 为斜坡角度，°。

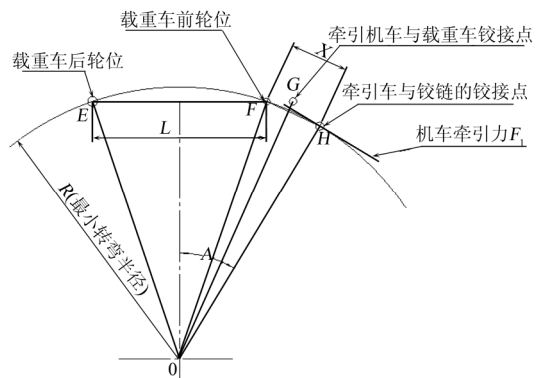


图 5 单轨货运机转弯运行示意图
Fig.5 Sketch of wheel for monorail vehicle

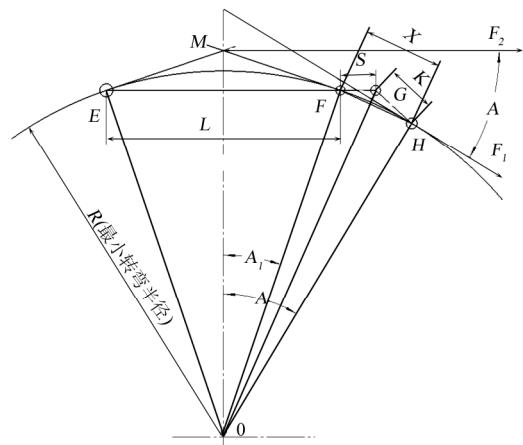


图 6 单轨货运机受力示意图
Fig.6 Sketch of force analysis of monorail vehicle

3.2 最大承载量、最小转弯半径与牵引力关系

3.2.1 数学模型

由 (2) (3) (4) 式，根据图 7，可推得承载量 G 、转弯半径 R 、驱动功率 P 、单轨货运机结构参数 (L 、 S 、 K) 之间关系式 (5)、(6) 和 (7)。

$$G = \frac{P \cos \left[\frac{1}{2} \arccos \left(1 - \frac{L^2}{2R^2} \right) + \arccos \frac{R^2 + R^2 - S^2 - K^2 + 2SK \cos \left[\arcsin \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4R^2 - L^2}{S^2 + R^2 + SL}} \right] + \arccos \left(\frac{K^2 + S^2 + SL}{2KR} \right)}{2R^2} \right]}{\mu v} \quad (6)$$

$$G = \frac{P \cos \left[\frac{1}{2} \arccos \left(1 - \frac{L^2}{2R^2} \right) + \arccos \frac{R^2 + R^2 - S^2 - K^2 + 2SK \cos \left[\arcsin \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4R^2 - L^2}{S^2 + R^2 + SL}} \right] + \arccos \left(\frac{K^2 + S^2 + SL}{2KR} \right)}{2R^2} \right]}{(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) v} \quad (7)$$

式中, R 为最小转弯半径, mm; L 为载重车前后轮轴距, mm; S 为铰接点至载重车前轮的距离, mm; K 为两铰接点距离, mm。

式 (6) 为水平地面转弯情况, 式 (7) 为斜坡加转弯情况。

从公式 (6)、(7) 可看出, 在货运机的结构设计时, 一定要考虑载重车的承载量、机车的牵引功率、运行导轨的最小转弯半径三者的影响。

在一定功率的条件下, 转弯半径 (或转弯角) 的大小也同样限制最大承载量。

表 2 转弯半径与最大承载量关系表

Table 2 Relationship of turning radius and maximum carrying capacity

序号	转弯半径/mm	最大承载量/N	转弯角/(°)	水平方向牵引分力/N
1	1500	2713	65.4	2089
2	2000	4044	49.6	3255
3	3000	4868	33.4	4194
4	4000	5125	25.1	4548
5	6000	5330	16.8	4808
6	8000	5355	12.6	4912
7	16000	5410	6.3	4992
8	∞	5337	0	5022

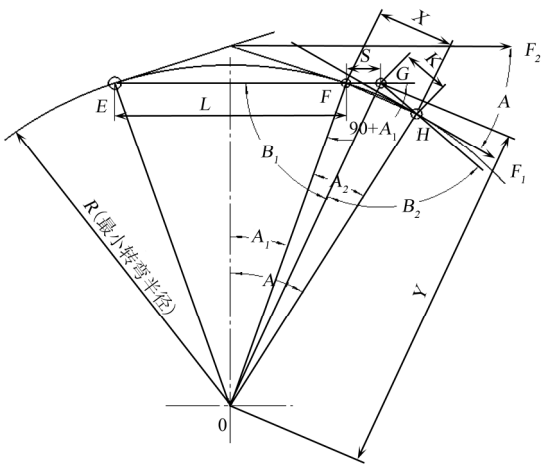


图 7 转弯半径计算关系示意图
Fig.7 Calculative sketch of turning radius

3.2.2 计算分析

现有一单轨货运机, 其结构简图如图 3 所示, 货运机有效驱动功率 $P=2.2$ kW, 运行速度 $V=0.438$ m/s, 载重车前后轮轴距 $L=1\ 820$ mm, 铰接点至载重车前轮的距离 $S=233$ mm, 两铰接点距离 $K=619$ mm, 斜坡角度 60° , 静摩擦系数 0.15, 按公式 (2) (3) (4) (5) (7) 计算转弯半径、最大承载量、转弯角及水平方向最大牵引力数据如下表 2 所示。

表 2 数据反映, 转弯半径越大, 最大承载量就越大, 转弯角就越小, 水平方向牵引分力越大。即在同一转弯半径的条件下, 电机功率的大小影响最大承载量, 同时

4 试验研究

4.1 试验材料与方法

在转弯半径一定, 额定电机功率一定的条件下, 测试随着承载量的不同, 载重车受到实际牵引力大小的变化。找出牵引力与载重量实际的变化规律, 从而验证公式的实用性, 现进行如下试验

测试对象: 如图 3.2.2 所述结构的单轨货运机。

测试方法:

在转弯半径为 8 000 mm 的山坡地轨道上加载运行 (载物车自身质量 63 kg), 每次加载质量 10 kg, 一直加至 200 kg, 采用了温州山度仪器有限公司出产的最大拉力量程为 5 kN 的数显式推拉力计及配套的传感器测量载重车所受的实际牵引力, 拉力计如图 8 所示。



图 8 山度 SH-5kN 数显式推拉力计
Fig.8 SH-5kN digital force gauge

4.2 试验结果分析

对山地单轨货运机进行了平地载重拉力测试, 测试距离为 30 m, 货运机平均速度为 0.438 m/s, 从 0 载荷到 200 kg 载荷共 21 组试验, 每组试验重复 5 次, 每次试验测试 5 点, 可得到 5 个平均值, 对样本数据组取平均值结果如表 3 所示。

假设拉力总平均值为 Y , 装载质量为 X , 如果要从 X 的数量变化来预测 Y 的数量变化, 可做出一条曲线来描绘它们的变化规律, 故对 Y 与 X 进行一元回归分析^[18], 回归结果如图 9 所示。

表 3 不同装载质量下拉力测试结果
Table 3 Results of tensile test under different mass

装载质量/kg	拉压力测试结果 /N					总平均值
	平均值 1	平均值 2	平均值 3	平均值 4	平均值 5	
0	64.220	60.210	45.750	39.600	68.260	55.608
10	75.360	79.210	81.220	80.480	83.270	79.908
20	89.510	88.810	93.510	93.370	94.200	91.880
30	82.220	83.620	88.210	89.430	91.530	87.002
40	89.550	95.960	99.850	101.260	103.940	98.112
50	104.310	96.530	110.430	113.940	94.420	103.926
60	106.970	105.700	104.820	105.450	104.310	105.450
70	119.760	110.450	94.710	87.020	113.950	105.178
80	96.210	114.880	106.370	117.150	106.610	108.244
90	114.340	106.720	108.070	96.890	119.790	109.162
100	111.700	116.180	89.390	113.970	116.580	109.564
110	103.330	107.310	106.920	107.630	106.680	106.374
120	76.840	94.410	150.760	88.060	136.870	109.388
130	109.250	110.800	103.880	101.310	121.600	109.368
140	120.400	118.890	103.450	120.460	110.770	114.794
150	104.540	112.260	111.200	111.100	113.730	110.566
160	147.760	148.640	147.460	149.290	149.460	148.522
170	147.540	154.800	126.990	163.630	143.880	147.368
180	153.080	151.640	151.640	149.470	153.880	151.942
190	147.340	152.950	153.520	155.450	154.690	152.790
200	147.810	162.360	147.290	169.100	141.750	153.662

经过 SPSS 分析结果得出:

模型拟合相关系数 $R=0.916$, 判定系数 $R_2=0.839$;

模型回归的显著值 $P=0.000<0.05$, 回归系数显著, 即理论值与实测值两者有显著的线性关系; 所以可以得出回归方程为

$$Y = 0.38X + 74.342 (R = 0.916) \quad (8)$$

式中, Y 为拉力总平均值, N; X 为装载质量, kg。

回归所得模型公式与传感器标定模型公式合并后可得

$$Y = 0.378X + 74.045 (R = 0.916) \quad (9)$$

式中, Y 为拉力总平均值, N; X 为装载质量, kg。

由推导公式 (6), 计算在转弯半径为 8 000 mm 的条件下, 当加载质量为 200 kg (载物车自重 63 kg) 时, 有效牵引力为 131.5 N, 而此时的牵引合力为 134.745 N。

由实测的牵引合力和承载质量的关系公式 (9) 计算,

此时牵引力合力为 149.645 N, 计算两者的误差率

$$\frac{149.645 - 134.745}{149.645} \times \% = 9.9\%$$

误差率较小, 且实测的牵引合力略大于由公式 (6) 计算值, 合理, 因为我们推导公式 (6) 时, 是忽略了侧压力而推导的。说明以上推导公式与实际情况相一致, 可用。

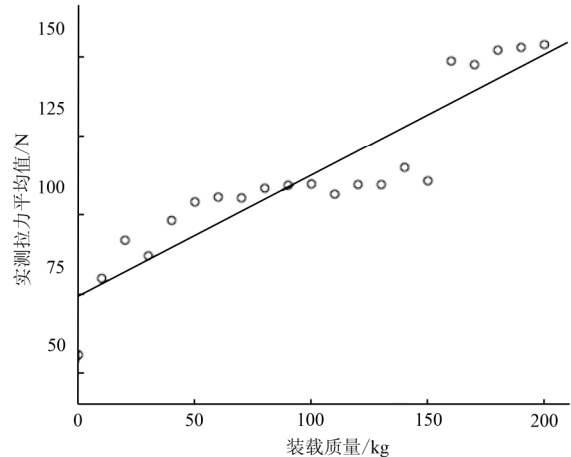


图 9 一元线性回归图

Fig.9 Linear regression graph

5 结论与讨论

本文先从货运机的结构几何尺寸分析, 得出满足设计最小转弯半径的几何尺寸的数学模型。

进一步分析货运机运行的动力性, 得出满足最小转弯半径前提下同时要满足最大承载量的几何尺寸的数学模型, 同时分别考虑平地转弯及斜坡转弯情况下的动力性, 得出不同的数学模型, 为单轨货运机设计及应用的理论依据。

对单轨货运机的结构进行分析, 结果是: 最小转弯半径受导轨与导向轮滚轮的配合间隙、导轨宽度、导向滚轮导向缘深度径向弦长、牵引车导向轮轴距等结构尺寸的影响, 导轨与导向轮的配合间隙越大, 最小转弯半径就越小, 但间隙太大会造成运行的不稳定及发生侧倒, 设计时要综合考虑这些相关的结构尺寸。

对单轨货运机的动力性进行分析, 结果是: 最大承载量受电机的驱动力、最小转弯半径、牵引车导向轮轴距等结构尺寸的影响, 转弯半径越小, 最大承载量越少。

所以设计单轨货运机时, 不要一味地追求转弯半径最小或者是承载量最大, 应综合考虑地形、单轨货运机结构、所需求的货运能力等方面, 综合提高货运机的工作质量和效率, 在一定程度上促进解放农村劳动力及实现山地货运机械化。

[参 考 文 献]

- [1] 樊志平, 洪添胜, 刘志壮, 等. 柑橘园土壤墒情远程监控系统设计与实现[J]. 农业工程学报, 2010, 08(8): 205-210.

- Fan Zhiping, Hong Tiansheng, Liu Zhizhuang, et al. Design and realization of remote monitoring system for soil moisture in citrus orchards[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2010, 08(8): 205—210. (in Chinese with English abstract)
- [2] 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—109.
- Hong Tiansheng, Yang Zhou, Song Shuran, et al. Mechanization of Citrus Production[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(12): 105—109. (in Chinese with English abstract)
- [3] 张小江, 高秀华, 王云超, 等. 车辆转向统一动力学模型及模型跟踪控制[J]. 农业工程学报, 2009, 25(11): 173—177.
- Zhang Xiaojiang, Gao Xiuhua, Wang Yunchao, et al. Unified dynamical model of vehicle steering and model-following control[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(11): 173—177. (in Chinese with English abstract)
- [4] 洪添胜, 苏建, 朱余清, 等. 山地橘园链式循环货运索道设计[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 108—111.
- Hong Tiansheng, Su Jian, Zhu Yuqing, et al. Circular Chain Ropeway for Cargo Transportation in Mountain Citrus Orchard[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 108—111. (in Chinese with English abstract)
- [5] 战廷文, 张学锋, 刘长乐, 等. 单轨货运机应用现状[J]. 林业机械与木工设备, 2008, 36(12): 45—47.
- Zhan Tingwen, Zhang Xuefeng, Liu Changle, et al. Application Status of Monorail Vehicles[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2008, 36(12): 45—47. (in Chinese with English abstract)
- [6] Yamamoto S, Kanamiitsu M, Ajiki K, et al. New technologies and systems for high quality citrus fruit production, laborsaving and orchard construction in mountain areas of Japan[J]. Journal of Mountain Science, 2005, 2(1): 59—67.
- [7] Yamamoto S, Kanamiitsu M, Ajiki K, 等. 日本山区高质量的山地橘园和建立果园的省力新技术系统[J]. 山地科学学报, 2005, 2(1): 59—67.
- [8] Yamamoto S, Kanamiitsu M, Ajiki K, et al. S-shaped Multipurpose Monorail for Hillside Orchards[J]. JARQ, 2007, 41(2): 147—152.
- [9] Yamamoto S, Kanamiitsu M, Ajiki K, 等. 山坡果园 S 形方向的单轨索道[J]. 农业技术开发学报, 2007, 41(2): 147—152.
- [10] 马广营, 李炳文, 刘飞, 等. 支架搬运车最小转弯半径计算及其巷道适应性分析[J]. 煤矿机械, 2010, 31(11): 35—36.
- Ma Guangying, Li Bingwen, Liu Fei, et al. Calculation of Minimum Turning Radius of Transport Vehicle for Hydraulic Support and Adaptive Analysis of Workings[J]. Coal Mine Machinery, 2010, 31(11): 35—36. (in Chinese with English abstract)
- [11] 黄小进, 唐志辉. 消防车道最小转弯半径以及通道宽度的计算[J]. 华中建筑, 2009, 27(11): 66—68.
- Huang Xiaojin, Tang Zhihui. The Calculation of the Minimal Turning Radius and the Setting of the Fire Road Width[J]. Huazhong Architecture, 2009, 27(11): 66—68. (in Chinese with English abstract)
- [12] 张云. 单轨小车转弯问题的分析和计算[J]. 机械设计与制造, 1999, 6: 30—31.
- Zhang Yun. The Analysis and Calculation of Question Turning about Monorail Vehicles[J]. Machinery Design & Manufacture, 1999, 6: 30—31. (in Chinese with English abstract)
- [13] 岳庆军. 农用货运机平路曲线行驶不发生翻车最大车速的计算[J]. 山东农机, 2001, 3: 13—14.
- Yue Qingjun. The Calculation of Maximum vehicle speed about Farm vehicles Turning[J]. Shandong Agricultural machinery, 2001, 3: 13—14. (in Chinese with English abstract)
- [14] 刘滨凡, 王立海. 单轨车的发展及在我国林业中的应用[J]. 森林工程, 2008, 2(1): 25—26.
- Liu Binfan, Wang Lihai. Development of Monorail and Its Application in Forestry in China[J]. Forest Engineering, 2008, 2(1): 25—26. (in Chinese with English abstract)
- [15] 全腊珍, 任述光, 辛继红, 等. 机滚船犁耕作业的转弯稳定性研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 107—110.
- Quan Lazhen, Ren Shuguang, Xin Jihong, et al. Turning stability of the paddy field boat during cultivation operation [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2005, 21(3): 107—110. (in Chinese with English abstract)
- [16] 韩宗奇, 鞠学坤, 王立强, 等. 转弯工况下汽车间接式 TPMS 监测方法[J]. 机械工程学报, 2001, 47(3): 143—148.
- Han Zongqi, Ju Xuekun, Wang Liqiang, et al. Monitoring Method of Indirect TPMS in Case of Running on Curving Path[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2001, 47(3): 143—148. (in Chinese with English abstract)
- [17] 陈汉玉, 袁银南, 方宝成, 等. 小型通用四冲程汽油机循环波动特性研究[J]. 农业工程学报, 2009, 25(2): 87—90.
- Chen Hanyu, Yuan Yinnan, Fang Baocheng, et al. Characteristics of cyclical variation for four-stroke small utility gasoline engine [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(2): 87—90. (in Chinese with English abstract)
- [18] 陈胜可. SPSS 统计分析从入门到精通[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010.
- Chen Shengke. SPSS Statistical Analysis: From Beginner to Master[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2010. (in Chinese with English abstract)

Analysis on minimum turning radius and maximum carrying capacity of monorail vehicles for mountain orchard

Chen Yinqing^{1,2}, Hong Tiansheng^{1*}, Sun Tongbiao¹

(1. Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment, Ministry of Education, Engineering College of South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China

2. College of Machinery and Electronic Engineering, Guangdong University of Petrochemical Technology, Maoming 525000, China)

Abstract: Both minimum turning radius and maximum carrying capacity are important parameters for designing monorail vehicles. In this paper, the structure and different terrain dynamics of monorail vehicles on the flat ground and hillside were experimented and analyzed. The result showed that the relationship of the minimum turning radius, maximum carrying capacity was affected by the size of the vehicle structure, and the mathematical formula was found. A theoretical basis for designing monorail vehicles of mountain orchards and other similar transportation machines is provided in this paper.

Key words: monorails, vehicle, turning, radius, maximum carrying capacity, mountain orchard