

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2013.03.004

基于阿克曼转向原理的四轮转向机构设计

曾锦锋, 陈晨, 杨蒙爱

(浙江理工大学, 机械与自动控制学院, 浙江 杭州 310018)

摘要:在分析了阿克曼转向原理的基础上,通过对现有的梯形转向机构进行分析,指出其不能完全满足阿克曼转向原理。提出了一种前后轮转向由齿轮齿条机构驱动,左右轮转向由凸轮-连杆组合式机构驱动的转向机构,并运用MATLAB软件对机构进行数学建模分析,通过反求,绘出所用凸轮的轮廓线。建立了两种不同形式的转向机构模型,经过分析优选出1种由2个齿轮齿条机构和1个沟槽式盘形凸轮-连杆组合机构组成的转向机构。

关键词:四轮转向机构;阿克曼转向原理;梯形机构;数学建模

中图分类号:TH112.1;TH112.2 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2013)03-0013-05

Design of Four-Wheel Steering Mechanism Based on Ackerman Steering Principle

ZENG Jinfeng, CHEN Chen, YANG Meng'ai

(School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Based on analyzing the existing Ackerman steering principle and trapezoidal steering mechanism, it is impossible completely conform to the Ackerman Steering Principle. A kind of steering mechanism was described which front and rear steering was driven by gear rack mechanism and left and right steering was driven by the cam-linkage combined mechanism. The software Matlab was used to carry on mathematical modeling analysis mechanism, and the cam contour line was drawn out by the reverse. Two kinds of models of the steering mechanism were established. A kind of steering mechanism which is made up of two gear rack mechanism and a grooved cam-linkage combined mechanism is selected depending on optimal analysis.

Key words: four-wheel steering mechanism; Ackerman steering principle; trapezoidal mechanism; mathematical modeling

目前关于四轮转向的研究大都集中在机动车领域,主要研究机械式、液压式、电子液压式和电子控制式的四轮转向系统。国内关于机械式的四轮转向研究较少,主要有吉林大学^[1]和西安理工大学^[2]做过多轴转向方面的相关研究,华南农业大学主要做过农机四轮转向的相关研究。四轮转向具有转弯半径小,转向灵活、轻便等优点,因此有必要对机械式四轮转向机构进行研究。文章在分析了阿克曼转向原理的基础上,运用MATLAB软件对该机构进行了数学建模分析,设计出一种满足阿克曼转向原理的四轮转向机构。

1 阿克曼转向原理

在轮式车辆转向机构的设计中,要求转向符合阿

克曼转向原理,见图1。要实现无侧滑转向以保证车辆转弯行驶中各车轮在地面上做纯滚动,这样可以减少行驶阻力和轮胎磨损^[3]。即要求四个轮子能够在无侧滑等理想状态下绕着某一个中心原地转圈。

如图1所示,前后轴距为 l ,左右轮距为 k ,前轮外转角是 θ_1 ,前轮内转角是 θ_2 ,后轮外转角是 θ_3 ,后轮内转角是 θ_4 。阿克曼转向原理要求四轮在转向时,4个轮子绕着同一个瞬时圆心做纯滚动。即得到以下关系式

$$\theta_1 = \theta_3 \quad (1)$$

$$\theta_2 = \theta_4 \quad (2)$$

$$\cot \theta_1 - \cot \theta_2 = \frac{2k}{l} \quad (3)$$

收稿日期:2012-11-25;修回日期:2012-12-17

作者简介:曾锦锋(1987),男,广东从化人,硕士,主要研究领域为机构学。E-mail:commom2006@126.com

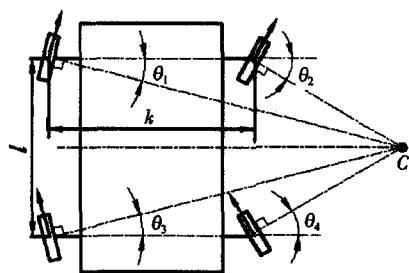


图 1 四轮转向的阿克曼转向原理

Figure 1 Four-wheel steering of Ackerman steering principle

$$\cot \theta_3 - \cot \theta_4 = \frac{2k}{l} \quad (4)$$

满足了以上 4 个等式关系时,车辆的四轮转向即符合阿克曼转向原理。

2 前后轮连接转向机构的设计

由公式(1)、(2)可知前后内外转角大小相等,方向相反,因此设计了一个齿轮齿条机构来实现该功能。见图 2。

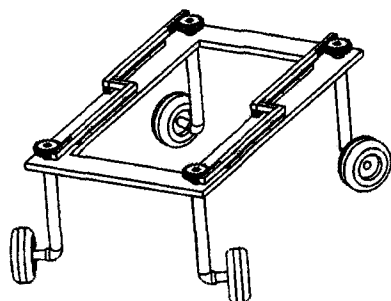


图 2 齿轮齿条机构

Figure 2 Pinion-rack structure

车辆需要转向时,可驱动齿条杆(如图 3)沿着导轨直线滑动;当齿条杆向前直线滑动时,同时驱动前转向轴(两前轮的连接轴称为前转向轴)顺时针转动而后转向轴逆时针转动,从而顺利实现车辆的顺时针转向。同理,若齿条杆向后直线滑动,车辆则实现逆时针转向。由于 4 个轮架上的齿轮具有相同的模数和齿数,齿条杆的两头的模数齿数也相等,齿条杆一头是从左边与齿轮啮合,另外一头是从右边与齿轮啮合,因此齿条杆直线滑动时,能实现前后对应轮子的转向,且转角大小相等,方向相反。

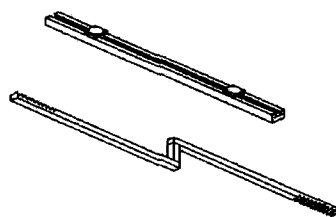


图 3 齿条与滑轨

Figure 3 Rack and slide

3 梯形转向机构的分析

目前,应用最普遍的转向机构是四连杆梯形转向机构^[4],如图 4 所示。但是,四连杆机构最多只能精确实现 9 个点的轨迹跟踪^[5]。由此可见,现有的机械式梯形转向机构都只是近似满足纯滚动的阿克曼转向原理。因此研究转向机构首先分析四连杆梯形转向机构。见图 5。

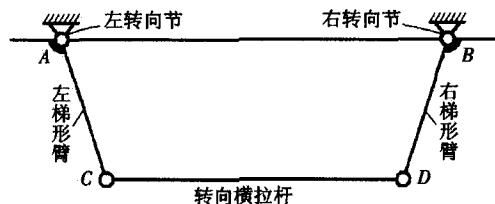


图 4 梯形机构简图

Figure 4 Schematic diagram of trapezoidal mechanism

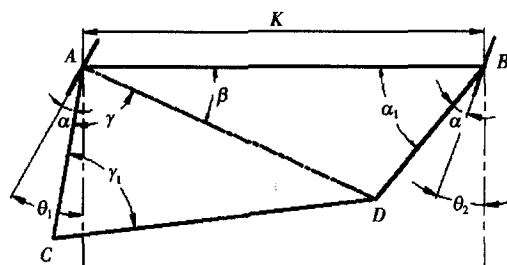


图 5 梯形机构分析

Figure 5 Analysis of trapezoidal mechanism

图 5 中,AB 为前轴,AC 为左梯形臂 m_1 ,BD 为右梯形臂 m_2 ,CD 为横拉杆。 α 为梯形原始角。 θ_1, θ_2 分别为左、右转向角。以一般的高速插秧机的参数为例,初步选定前轴到转向中心的距离 $l' = 800$ mm,左右轮距 $k = 1\,000$ mm。转向梯形各项尺寸如下:梯形底角 70° ,即 $\alpha = 20^\circ$;梯形臂长 $m = m_1 = m_2 = 110$ mm,横拉杆长 l_1 ,以横拉杆的杆长 l_1 为变量。由余弦定理及正弦定理可得公式

$$l_1 = \sqrt{k^2 + m_2^2 - 2km_2 \cdot \sin(\alpha + \theta_2)} + m_1^2 - 2\sqrt{k^2 + m_2^2 - 2km_2 \cdot \sin(\alpha + \theta_2)} \cdot m_1 \cdot \sin\left[\arcsin\left(\frac{m_2}{\sqrt{k^2 + m_2^2 - 2km_2 \cdot \sin(\alpha + \theta_2)}}\right) \cdot \cos(\alpha + \theta_2) - (\theta_1 - \alpha)\right] \quad (5)$$

由公式(5)可以得出横拉杆 l_1 与转角 θ_1, θ_2 的关系曲线图(分别如图6中实线、虚线)。

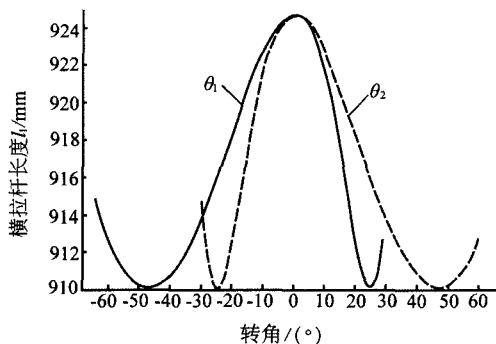


图6 梯形机构与横拉杆转角关系图

Figure 6 Diagram of trapezoidal mechanism and tie rod angle

由图6可知,横拉杆 l_1 与转角 θ_1 的关系曲线关于 $\theta_1 = 0^\circ$ 不对称;横拉杆 l_1 与转角 θ_2 的关系曲线关于 $\theta_2 = 0^\circ$ 不对称。以 0° 线为中心,实线的左半边与虚线的右半边对称;实线的右半边与虚线的左半边对称。

4 凸轮-连杆组合式转向机构的设计

根据以上对梯形转向机构的研究与分析,得知在保持左右梯形臂长度不变时,横拉杆的长度的变化规律如图6所示。

经过研究分析,现今在梯形机构的基础上提出一种能够满足横拉杆变长的设计方案。把横拉杆分成两个连杆,在两个连杆中间加入一个凸轮,两边各增加一个滑块,组成凸轮-连杆组合式转向机构^[6-7]。如图7, A, B 分别为左、右轮, AC, BD 为左右转向臂, CE, DF 为连杆, E, F 为滑块。将图4中的横拉杆 CD 演变为图7中 CE, FD, 并在 EF 之间加入一个沟槽式凸轮机构, 以实现以上分析的横拉杆的变长。

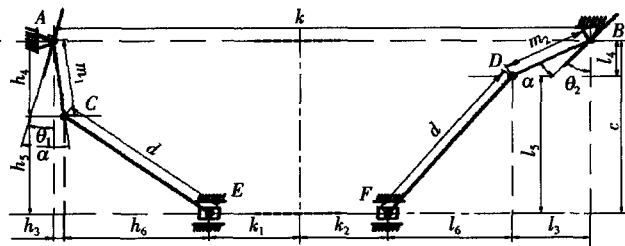


图7 凸轮-连杆组合式转向机构分析

Figure 7 Analysis of cam-linkage combined steering mechanism

通过槽式凸轮的运动,改变滑块的位置,达到改变横拉杆长度的目的(即改变 EF 的距离),通过滑块的

滑动驱动连杆运动使车轮转向,达到左右转角符合阿克曼转向原理的目的。先求出 k_1, k_2 的关系。以农用高速插秧机为例,部分参数见图5, $c = 250 \text{ mm}$, $d = 250 \text{ mm}$, 插秧机要求的最大内转向角为 60° 。根据阿克曼转向原理可知,其最大外转向角约为 30° (普通的汽车要求最大转向角大约为 45° , 即其最大外转向角大约为 24°)。

左边部分,当 $-60^\circ \leq \theta_1 \leq 20^\circ$ 时

$$k_1 = \frac{k}{2} - \sqrt{d^2 - (c - m_1 \cdot \cos(-\theta_1 + \alpha))^2} - m_1 \cdot \sin(-\theta_1 + \alpha) \quad (6)$$

当 $20^\circ \leq \theta_1 \leq 30^\circ$ 时

$$k_1 = \frac{k}{2} - \sqrt{d^2 - (c - m_1 \cdot \cos(\theta_1 - \alpha))^2} + m_1 \cdot \sin(\theta_1 - \alpha) \quad (7)$$

右边部分,当 $-20^\circ \leq \theta_2 \leq 60^\circ$ 时

$$k_2 = \frac{k}{2} - \sqrt{d^2 - (c - m_2 \cdot \cos(\theta_2 + \alpha))^2} - m_2 \cdot \sin(\theta_2 + \alpha) \quad (8)$$

当 $-30^\circ \leq \theta_2 \leq -20^\circ$ 时

$$k_2 = \frac{k}{2} - \sqrt{d^2 - (c - m_2 \cdot \cos(-\theta_2 - \alpha))^2} + m_2 \cdot \sin(-\theta_2 - \alpha) \quad (9)$$

阿克曼转向原理

$$\cot \theta_1 - \cot \theta_2 = \frac{2k}{l} \quad (10)$$

通过 MATLAB 计算分析^[8], 得出 k_1, k_2 关系曲线图, 如图8, 实线表示 k_1, k_2 关系曲线图, 虚线表示 $k_1 = k_2$ 。从而求出移动凸轮的轮廓曲线(图9)和盘形凸轮的轮廓曲线(图10), 从而设计出沟槽式移动凸轮-连杆组合式转向机构(图11)和沟槽式盘形凸轮-连杆组合式转向机构(图12)。

通过齿轮齿条机构(图3)与两种凸轮-连杆组合机构(图11, 图12)组合, 可以设计出2种不同转向机构, 其 SolidWorks 三维模型如图13~图14。

其中方案1(图13)是由2个齿轮齿条机构和1个沟槽式移动凸轮-连杆组合机构组成的转向机构。其工作原理是, 驾驶员通过操作方向盘, 经过传动转换机构, 驱动沟槽式移动凸轮直线移动, 凸轮沟槽中的滚子带动连杆与滑块移动(滚子与滑块间的连杆与滑块固结为一体), 滑块带动连杆运动, 驱动左右2个前轮转过相应的角度(其机构简图见图11), 两前轮转动驱动与轮架固结的齿轮旋转相应的角度, 齿轮带动齿条滑动, 齿条驱动后轮架上的齿轮转动, 使两后轮转向, 从

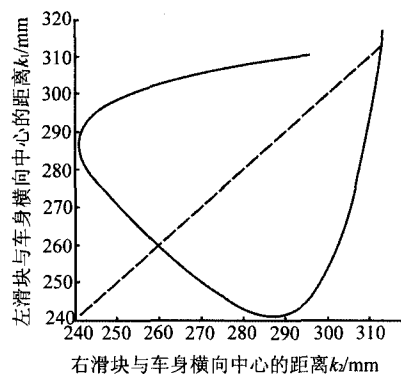
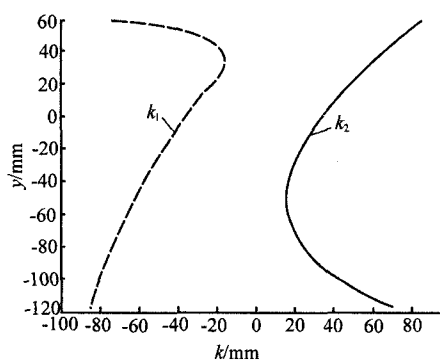
图 8 k_1 与 k_2 的关系曲线图Figure 8 Relationship between k_1 and k_2 

图 9 移动凸轮轮廓曲线

Figure 9 Profilogram of moving cam

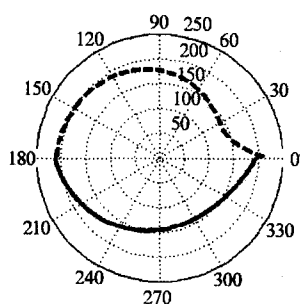


图 10 盘形凸轮的轮廓曲线

Figure 10 Profilogram of disk cam

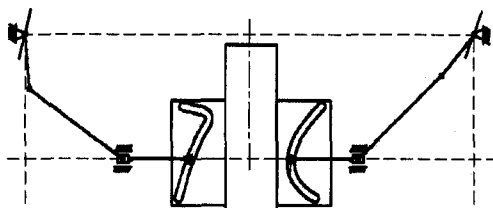


图 11 移动凸轮-连杆组合式转向机构

Figure 11 Mobile cam-linkage combined steering mechanism

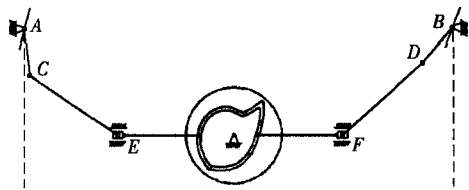


图 12 盘形凸轮-连杆组合式转向机构

Figure 12 Disk cam-connecting rod combined steering mechanism

而实现符合阿克曼原理的转向。

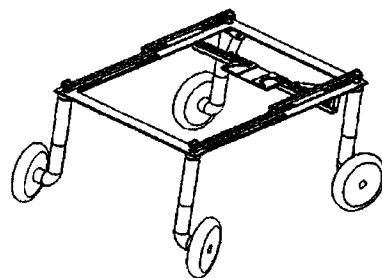


图 13 转向机构总体设计方案 1

Figure 13 First overall design of steering mechanism

方案 2(图 14)是由 2 个齿轮齿条机构和 1 个沟槽式盘形凸轮-连杆组合机构组成的转向机构,驾驶员通过操作方向盘,驱动沟槽式凸轮转动,凸轮沟槽中的滚子带动连杆与滑块移动,后面的工作原理与方案 1 相同(其机构简图见图 12)。

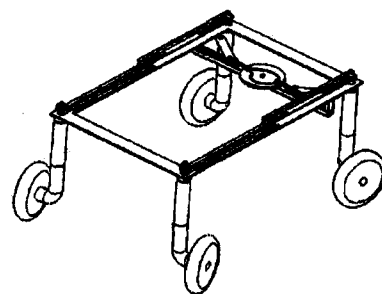
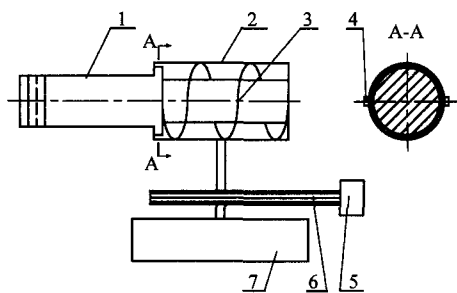


图 14 转向机构总体设计方案 2

Figure 14 Second overall design of steering mechanism

盘形凸轮相对于移动凸轮来说,加工成本更低,装配更加方便。并且,一般汽车转向都是通过方向盘转动来驱动轮子转向,若采用移动凸轮-连杆组合机构,需从中增加一个将方向盘转动转化为移动的转换机构,从而增加了成本,而盘形凸轮-连杆组合机构可以直接由方向盘旋转驱动^[9]。故而可以优选出方案 2,沟槽式盘形凸轮-连杆组合转向机构。

(下转第 19 页)



1—刀杆;2—活塞;3—压缩弹簧;4—光电传感器;
5—步进电机;6—丝杠;7—刀架板

图4 刀架系统装置

Figure 4 Tool holder system device

将其测得的信号传递给步进电机5,该电机控制着刀架的丝杠,通过测得的距离给定刀杆的进给量,从而确定出最佳的切削深度,但考虑到冬瓜的整体的形状比较连续,不会发生突变,因此光电传感器4的工作周期可以相对设得较大一些,可以减少步进电机的使用次数,从而增加它的使用寿命。刀具相对于冬瓜表面的切削距离通过一个浮动装置来进行控制,该装置由一个活塞2和一个压缩弹簧3组成。一般情况下,步进电机5所控制的丝杠6会使刀架向冬瓜前进的距离稍大于刀架到冬瓜的实际距离,而当切削时由于切削力的存在会使刀具背离冬瓜进而达不到切削的目的,这时可以通过活塞2和压缩弹簧3来实现。压缩弹簧3可以使刀具始终处于切削冬瓜的状态,满足切削的要求,当然这个弹簧的刚度不能太大,这样会因切入冬瓜太深而损坏冬瓜,在整个的切削过程中需要步进电机5和压缩弹簧3的协调作用方能使切削顺利完成。

5) 刀具结构设计

在该设计中,要达到每分钟切削3个冬瓜的速度,

(上接第16页)

5 结语

对凸轮-连杆组合式转向机构,从几何角度,建立数学函数关系,从而可以反求出移动凸轮和盘形凸轮的轮廓曲线。车辆安装上由2个齿轮齿条机构和1个沟槽式盘形凸轮-连杆组合机构组成的转向机构,驾驶员通过操作方向盘转动,便可驱动4个轮子转过相应的角度,实现完全符合阿克曼转向原理的四轮转向,大大提高了汽车的转弯灵活度、操纵稳定性和行驶平顺性。

参考文献:

- [1] 刘从华,赵斌,高秀华,等.多轴转向车辆转向机构优化设计[J].农业工程学报,2007,23(9):81-85.
- [2] 王秀宇.多轮重载车辆转向系统的设计与仿真研究[D].西安:

那么必须要节省刀具走刀的空行程,为此该刀具的设计中采用双切削刀片的形式,即刀具在上下走刀的过程中都能对冬瓜进行切削。

2 结语

文中从应用的角度出发,开发了立式冬瓜削皮机系统,能够满足所有的工艺过程;该装置是集机、电、气、光、磁一体的机械设备,能够适应现代机械的设计要求,具有很强的生命力;采用夹套的设计思想方便了冬瓜的定位,解决了不规则实体的定位与夹紧问题。这种设计方式优于传统的横向定位与夹紧形式,它不会因为冬瓜的自重造成其有所损坏。若该系统配备一定的控制系统(这也是该课题继续研究的一个方向),将会实现完全的无人监管模式,提高生产效率,降低事故发生率,未来将在我国食品深加工中具有广阔的发展前景。

参考文献:

- [1] 孙桓,陈作模.机械原理[M].北京:高等教育出版社,2004.
- [2] 濮良贵.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2006.
- [3] 白雪宁,陈海峰.全自动苹果削皮机的开发与研究[J].陕西科技大学学报,2011(4):50-53.
- [4] 闫天翔,赵建国.履带式大枣自动去核机[J].轻工机械.2009,27(6):73-75.
- [5] 林岳龙.自动削皮机:中国,93200996.4[P].1993-12-08.
- [6] 王信朝.冬瓜削皮机:中国,200510018043.3[P].2007-04-04.
- [7] 华大年.连杆机构设计[M].上海:上海科学技术出版社,1995.
- [8] 杨宛章,林运乐.哈密瓜削皮机的仿形机构的研究[J].八一农学院学报,1990,30(4):79-83.
- [9] 战晓林,陶学恒,李玉光.食品机械中自动切割装置的研发[J].包装与食品机械,2011,29(2):47-50.
- [10] 杨曙东,何存兴.液压传动与气压传动[M].3版.武汉:华中科技大学出版社,2008.
- [11] 张策.弹性连杆机构的分析与设计[M].北京:机械工业出版社,1997.

西安理工大学,2010.

- [3] 莫方伟,温国强,张永亮.曲柄滑块转向机构实现左右不同偏转角的证明[J].装备制造技术,2011(6):25-26.
- [4] 王望予.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2004.
- [5] NORTON R L. Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines [M]. 3rd ed. New York: McGraw-Hill. 2003.
- [6] 吕庸厚,沈爱红.组合机构设计与应用[M].北京:机械工业出版社,2008.
- [7] 赵匀.农业机械分析与综合[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [8] 郭仁生.机械工程设计分析和MATLAB应用[M].北京:机械工业出版社,2012.
- [9] 濮良贵,纪名刚.机械设计[M].8版.北京:高等教育出版社,2006.