

具有平衡摇臂悬架的丘陵山区动力平台转向系统^{*}

高巧明¹ 高峰¹ 赖永裕² 徐国艳¹ 丁能根¹

(1.北京航空航天大学交通科学与工程学院,北京 100191; 2.广西壮族自治区农业机械鉴定站,南宁 530001)

摘要:为适应丘陵山区地形和不同农作物的农艺特点,提出一种具有平衡摇臂悬架和H型传动的可变地隙和轮距的动力平台,该平台采用无转向梯形的四轮全液压转向,转向方式为同侧两车轮采用对称角度的偏转转向,以减小转弯半径并实现同辙转向。采用遗传算法优化左、右转向油缸的位移关系,以实现阿克曼转向。为避免运动干涉,参照同轴距普通拖拉机的最小转弯半径确定车轮极限转角。当变地隙后车轮绕主销偏转,平台的轴距发生改变和变轮距后轮距发生改变后,可根据几何关系重新确定车轮在水平面内有效转角与转向油缸位移的关系,讨论了变地隙和变轮距满足阿克曼转向的条件。实验结果表明,设计的转向系结构和转向策略是合理的和可行的。

关键词:全液压转向系统 丘陵地区 动力平台 阿克曼转向

中图分类号: U462.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0013-07

引言

为解决无转向梯形车辆转向时各转向轮之间转角的协调问题,采用几何关系、遗传算法优化等技术手段,对丘陵山区动力平台的转向系统加以研究,以满足阿克曼转向关系^[1]。除传统的转向梯形外,一些车辆和工程机械为便于布置或满足结构的其它需要,有时采用全液压转向系统^[2-3]。全液压转向系统向节能、重型化和高速化等方向发展^[4-6]。一般的全液压转向系统在转向时4个转向油缸输出位移相同;较为昂贵的工程机械和大型拖拉机为满足阿克曼转向关系,一般采用电液比例控制全液压转向系统,但其缺点是成本高、系统复杂,且需要设计专门的转向路感装置^[7-10]。

为适应丘陵山区不同农作物的农艺特点需要,提出一种适用于丘陵地带的具有平衡摇臂悬架和H型传动的可变地隙与轮距动力平台(Hilly power chassis with variable ground clearance and wheel track, VII-HPC)。

1 VII-HPC 构型与转向原理

1.1 VII-HPC 构型

VII-HPC采用结构紧凑的H型传动路线,可根据道路或作业环境,利用自身液压系统实现无级可变地隙和轮距。该平台结构形式和技术参数分别如

图1和表1所示。

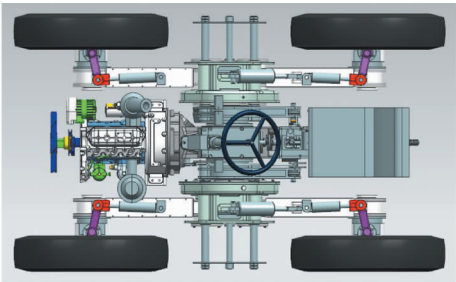


图1 VII-HPC 模块化结构
Fig.1 VII-HPC modular structure

表1 VII-HPC 技术参数
Tab.1 VII-HPC technical parameters

参数		数值		
质量/kg		1 300		
发动机型号		KM385BT		
发动机功率/kW		18.50		
传动结构		H 型		
转向系统		全液压转向		
轮距/mm		1 300 ~ 1 900		
可变地隙	摇臂转角/(°)	17.2	0	-17.82
	地隙/mm	310	510	710
	轮距/mm	1 586	1 596	1 482

VII-HPC由中间部分、平衡摇臂悬架、两侧驱动桥和转向系统组成。驱动桥由前后摇臂和分动箱组成。中间部分主要由发动机、车身部分组成;平衡摇臂悬架由左右平衡轮、左右拉杆、平衡杠杆组成。动

收稿日期: 2013-06-13 修回日期: 2013-08-21
^{*} 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2010AA101405)和国家自然科学基金资助项目(51275019)
作者简介: 高巧明, 博士生, 主要从事特种车辆研究, E-mail: walkergao@163.com
通讯作者: 高峰, 教授, 博士生导师, 主要从事特种车辆与智能车辆研究, E-mail: gaof@buaa.edu.cn

力由中间部分通过差速器传递到左右驱动桥,有效地改善了负重时的牵引性和通过性。平衡摇臂悬架连接左右驱动桥、中间部分形成一个整体,同时在遇到路面起伏时,确保中间部分始终处于两侧驱动桥的角平分线上。

当遇到不同要求的农艺地隙和垄宽的农作物时,VII-HPC 可利用自身动力驱动液压系统实现无级可变地隙和轮距。在变轮距时,两侧的驱动桥沿着平衡轮上的导向柱内外滑动实现轮距无级可变,如图 2 所示。

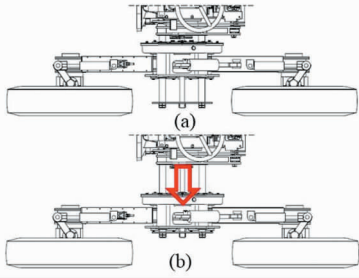


图 2 轮距调整示意图
Fig. 2 Track adjustment diagram
(a) 最小轮距 (b) 最大轮距

在变地隙时,油缸驱动后摇臂旋转,由于前后摇臂之间装配了一套齿轮驱动的角平分机构,保证了同幅度摆动,进而实现地隙变化,如图 3 所示。

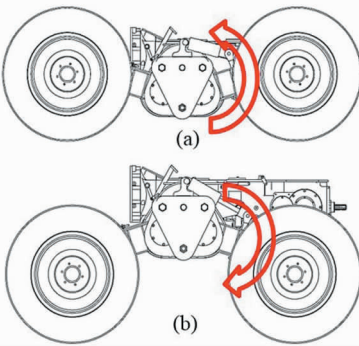


图 3 地隙调整示意图
Fig. 3 Ground clearance adjustment diagram
(a) 最小地隙 (b) 最大地隙

1.2 转向原理

由于 VII-HPC 没有转向梯形机构,故采用机械内反馈开心无反应系统式全液压 BZZ 型摆线转阀式转向器构成的全液压转向系统,转向采用同辙转向。

1.2.1 转向系统原理

全液压转向系统由方向盘、转向柱、全液压转向器、油泵、单向稳定分流阀、转向油缸等元件组成。液压原理图如图 4 所示。

全液压转向的过程一般由“中立”、“转向”、“随动”3 个阶段组成。当全液压转向器的控制阀处于

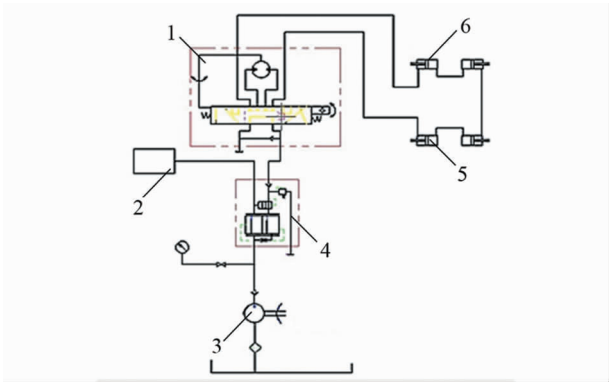


图 4 液压原理图
Fig. 4 Hydraulic schematic diagram

- 1. 全液压转向器 2. 提升器 3. 定量泵 4. 单向稳定分流阀
- 5. 后轮转向油缸 6. 前轮转向油缸

中立位置时,车辆以直线或以某特定的偏转角行驶。当车辆转向时,方向盘带动定量泵工作,压力油经控制阀进入转向油缸的腔体,推动活塞移动,带动转向轮转弯。4 个转向油缸串联以保证同步运动。

1.2.2 同辙转向理论

同辙转向是全轮转向方式的一种,后轮附加转向既可以同向也可以反向。为了表达这一关系,引入转向角比这一概念,用符号 K_L 来表示,即

$$K_L = \frac{\delta_r}{\delta_f} \tag{1}$$

式中 δ_f, δ_r ——前、后轮转向角

前轮转向,后轮不转向时, $K_L = 0$; 前轮转向,后轮同向转向时, $K_L > 0$; 前轮转向,后轮反向转向时, $K_L < 0$ 。

K_L 可以是常数,也可以根据各种行驶参数变化。当 $K_L = -1$,即为同辙转向,当前后轮反向转向,并且内侧和外侧轮都沿着两半径不同的同心圆行驶的条件下,前后轮即能实现同辙,此时,前后转向轮的转向角数值相等。如图 5 所示。

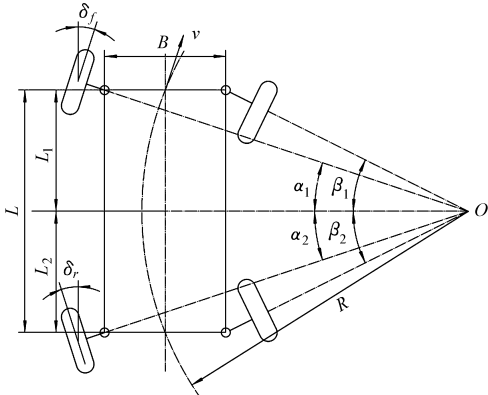


图 5 同辙转向运动学模型
Fig. 5 Same-rutting steering kinematic model

图中 B 是左右转向节立轴间的距离, L 是轴距, α_1 是左前轮转向角, α_2 是左后轮转向角, β_1 是右前轮

转向角, β_2 是右后轮转向角, R 是车辆转弯半径, L_1 、 L_2 分别是转向中心沿车头方向与前后转向节立轴间的距离。

同辙转向下, 在车轮无侧滑的前提下转向角需满足阿克曼转向关系式

$$\cot\alpha_1 - \cot\beta_1 = \frac{B}{L_1} \quad (2)$$

$$\cot\alpha_2 - \cot\beta_2 = \frac{B}{L_2} \quad (3)$$

对于 VII-HPC, 各参数数值有如下关系: $L_1 = L_2 = L/2$, $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, $B = 800$ mm, $L = 1\,600$ mm, 摇臂处于水平状态时, 可得

$$\cot\alpha - \cot\beta = \frac{2B}{L} \quad (4)$$

$$\text{即} \quad \cot\alpha - \cot\beta = 1 \quad (5)$$

1.2.3 最小转弯半径要求

为避免运动干涉, 需要确定车轮极限转角参数, 为此, 参照同轴距普通拖拉机的最小转弯半径确定油缸极限位移, 转向圆半径不大于 2.8 m。利用四轮转向最小半径的计算公式变换后计算^[11], 即

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arccot} \left(-\frac{B}{L} + \sqrt{\left(\frac{2R}{L}\right)^2 - 1} \right) \quad (6)$$

计算可得 $\alpha_{\max} = 19.308\,8^\circ$, 圆整取最大转向角为 20° 。

2 转向系统机构运动学优化

利用 UG Simulation X 对转向执行机构进行运动学建模与分析, 通过 Matlab 的遗传算法工具优化左、右转向油缸的位移关系, 以实现阿克曼转向。通过计算转向时内侧车轮理论转角与实际转角的偏差求标准差 σ , 衡量实际与理想特性曲线的接近程度。

2.1 机构运动学分析

为更好地研究转向机构的布置方案, 对 VII-HPC 的左前轮进行几何简化, 如图 6 所示。

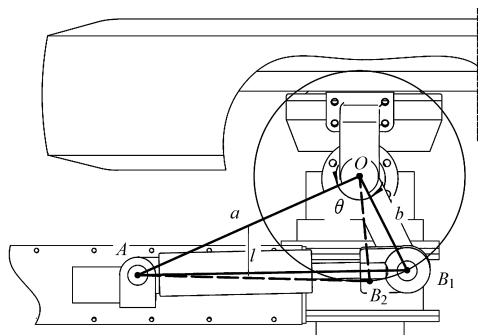


图6 两个不同位置的转向几何模型

Fig. 6 Two different positions of steering geometry model

图中 A 为油缸的缸套旋转中心, O 为转向节竖轴中心点, B_1 为油缸活塞杆与转向节摇臂的安装点,

同时假设在车辆直线行驶时的最佳油缸安装位置条件下, $l = l_0$, $\theta = \theta_0$ 。

首先确定参数 b 的数值; 然后确定右转向工况下, 外侧车轮在 $1^\circ \sim 20^\circ$ 范围内转向时, 根据机构运动的几何关系计算内侧车轮的实际转角, 同时通过阿克曼转向关系获得理论内侧车轮的转角, 利用遗传算法工具求得两者之间的误差最大值最小; 最后, 在三角形 OAB_i 中, 在 b 一定的条件下, 只需确定一条边和一个角度, 即可获得确定的几何关系, 选取 a 、 θ_0 作为设计变量进行优化。

根据三角形余弦定理有

$$l^2 = a^2 + b^2 - 2ab\cos\theta \quad (7)$$

推导可得

$$\theta_0 = \arccos \left(\frac{a^2 + b^2 - l_0^2}{2ab} \right) \quad (8)$$

VII-HPC 采用的液压系统在转向时油缸活塞杆伸缩长度相同, 且车辆前部内外侧车轮转向时, 转向油缸伸缩方向相反。如在右转弯时, 外侧车轮转向油缸活塞杆收缩, 角度变化 α , 内侧车轮转向油缸活塞杆推出, 角度变化 β , 假设长度变化值为 Δl , 经式(8)整理得

$$\alpha = \arccos \left(\frac{a^2 + b^2 - (l_0 - \Delta l)^2}{2ab} \right) \quad (9)$$

$$\beta = \arccos \left(\frac{a^2 + b^2 - (l_0 + \Delta l)^2}{2ab} \right) \quad (10)$$

联立式(8)~(10), 消去 Δl 可得实际转角 β 计算公式

$$\beta = \arccos \left(\frac{2c_0(c - c_0)}{ab} + \cos\alpha \right) \quad (11)$$

其中

$$c_0 = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\theta_0}$$

$$c = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\alpha}$$

由式(4)求得理论转角 β' 为

$$\beta' = \operatorname{arccot} \left(\cot\alpha - \frac{2B}{L} \right) \quad (12)$$

2.2 转向机构优化

为找到油缸的最佳安装点以及摇臂与活塞推杆的最佳初始角, 使整个转向系统满足阿克曼转向, 采用 Matlab 遗传算法进行计算^[12-13]。

所建立优化模型为

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2) = (a, \theta_0)$$

$$\min f(\mathbf{x}) = \min \{ \max |\beta'_i - \beta_i| \} \quad (13)$$

$$\text{s. t. } g_1(\mathbf{x}) = \theta_{30} - \theta_0 \leq 0$$

$$g_2(\mathbf{x}) = \theta_0 - \theta_{120} \leq 0$$

$$g_3(\mathbf{x}) = a - 600 \leq 0$$

$$g_4(\mathbf{x}) = 300 - a \leq 0$$

选取 $b = 115$ mm, 采用上述优化算法得到优化

结果 $x_1 = 533.89\text{ mm}$ 、 $x_2 = 61.52^\circ$ 。根据此优化结果,内侧车轮的实际转角和理论转角之间的关系及偏差曲线分别如图 7、8 所示。

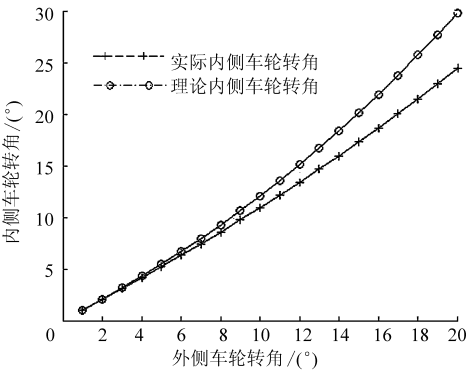


图 7 理论转角与实际转角曲线

Fig. 7 Theoretical and practical steering angle curve

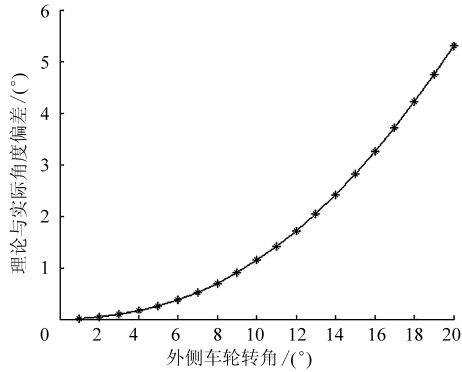


图 8 理论转角与实际转角偏差曲线

Fig. 8 Theoretical and practical deviation of inside wheel steering angle

为衡量该角度是否满足设计要求,对内侧车轮转角理论与实际的角度偏差求标准差 σ ,从而衡量实际与理想特性曲线的接近程度,标准差 σ 愈小则认为愈满足无侧滑条件^[11]。计算公式为

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\beta'_i - \beta_i)^2} \tag{14}$$

式中 β_i ——理想的外导向轮转角, ($^\circ$)
 β'_i ——外导向轮实际转角, ($^\circ$)
 n ——所取的点数

得到标准差 $\sigma = 1.6967^\circ$,已满足 $\sigma < 2^\circ$ 的设计要求。因此,经数据圆整,转向执行机构布置如图 9 所示。

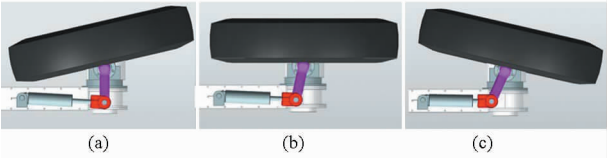


图 9 左前轮转向执行机构布置

Fig. 9 Left front wheel steering implementing agencies
(a) 左转 (b) 直行 (c) 右转

3 不同工况下的转向参数变化分析

由于 VII-HPC 可依据作业工况改变地隙和轮距,转向系统的各参数特性将会随之发生变化,其中车轮在水平面内的有效转角与转向油缸位移的关系需根据几何关系重新确定。变地隙和变轮距后平台的轴距和轮距发生改变,需重新讨论满足阿克曼转向的条件。

3.1 变地隙后转向角的变化

在变地隙后,摇臂旋转角度 ψ ,车辆转向后轮胎的水平面内转向角相应发生了变化,假设在车辆左前轮转向角为 α 的前提下,建立模型如图 10。

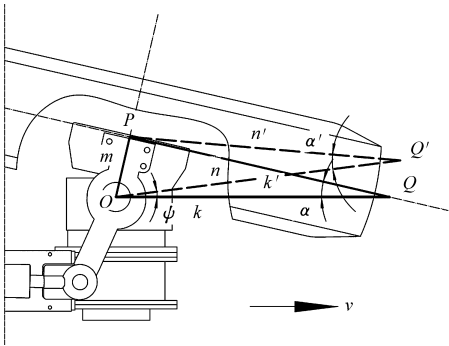


图 10 变地隙前后转向角变化模型

Fig. 10 Steering angle changes models

其中: O 是左前轮转向节立轴点, P 点是轮胎的对称中心点, OP 是左前轮的旋转中心线,长度为 m , Q 点是左前轮轮胎平面的水平面投影线与车辆行进速度方向的交点, α 是 PQ 和 OQ 的夹角(转向角), PQ 长度为 n , OQ 长度为 k ;当地隙改变后,摇臂旋转过 ψ , Q 点旋转后投影到水平面上得到 Q' , PQ' 长度为 n' , OQ' 长度为 k' , α' 是 PQ' 和 OQ' 的夹角,而 OP 的长度 m 不发生变化,同时有

$$n' = n \cos \psi \tag{15}$$

$$k' = k \cos \psi \tag{16}$$

$$\cos \alpha' = \frac{n'^2 + k'^2 - m^2}{2n'k'} \tag{17}$$

将式(15)、(16)代入式(17)可得

$$\cos \alpha' = \frac{(n \cos \psi)^2 + (k \cos \psi)^2 - m^2}{2n \cos \psi k \cos \psi} \tag{18}$$

在 $\alpha = 20^\circ$, $\psi = 0^\circ$ 时,测量得到 $m = 128.8\text{ mm}$, $n = 362.8\text{ mm}$, $k = 375.3\text{ mm}$ 。在 $\alpha = 20^\circ$, α' 与 ψ 变化关系如图 11 所示。

从图 11 可以看出,在变地隙后,摇臂的旋转引起的转向角 α 与其转向后轮胎的水平面内转向角 α' 对应变化呈抛物线形状。随着摇臂旋转幅度的加大,相差幅度也在增大,但变化幅度在 1° 以内,即 5% 以内,且是两侧的转向轮同时发生的角度变化,且变化趋势相同。可以认为在变地隙后转向角的变

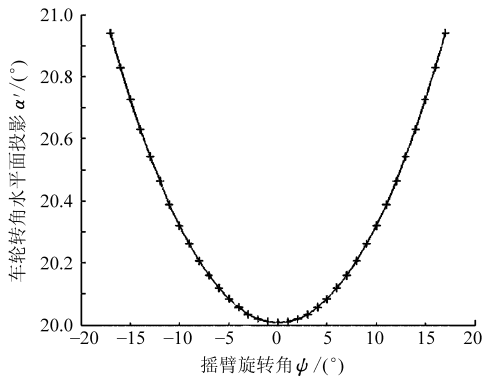


图 11 变地隙过程中车轮转角水平面投影变化曲线

Fig. 11 Steering angle curve during changing ground clearance

化不会对车辆的转向造成显著的影响。

3.2 变地隙后轴距的变化

在地隙变化过程中,VII-HPC 的轴距将相应发生变化。为研究这一过程,首先需要确定参考坐标系位置,如图 12 所示。

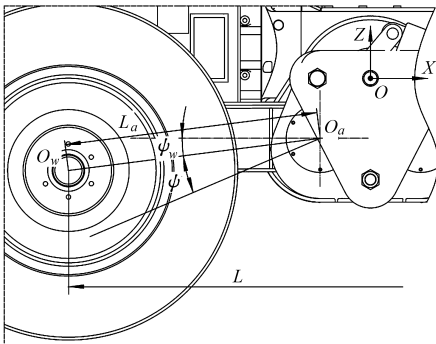


图 12 参考坐标系

Fig. 12 Coordinate system

参考坐标系原点选定于整车纵向对称面与差速器输出半轴中心线的交点处,其中: ψ 为摇臂摆角; O_a 是摇臂旋转中心, ψ_w 为车轮中心与 O_a 连线与水平面的夹角; L_a 为 O_a 到车轮中心的距离; L 为轴距^[14-15]。

轴距 L 随着摇臂旋转 ψ 的变化关系式为

$$L = 2[|O_{ax}| + L_a \cos(\psi_w + \psi)] \quad (19)$$

各参数的值如 $O_{ax} = -132 \text{ mm}$ (即 O_a 的 X 坐标值), $\psi_w = 7.27^\circ$, $L_a = 671 \text{ mm}$,代入各值,分析结果如图 13 所示。

由图 13 可见,在变地隙过程中,摇臂摆角 ψ 在 $(-17^\circ, 17^\circ)$ 之间变化,轴距 L 在 $1\,487 \sim 1\,606 \text{ mm}$ 之间变化,变化幅度小于 7.4% 。

3.3 不同工况下的转向分析

VII-HPC 的不同工况对应了不同的地隙和轮距,按照式(4)可以看出,整车的转向关系也发生了变化。下面对几个极限状态进行讨论。

在变地隙过程中,摇臂转角 ψ 在 $(-17^\circ, 17^\circ)$

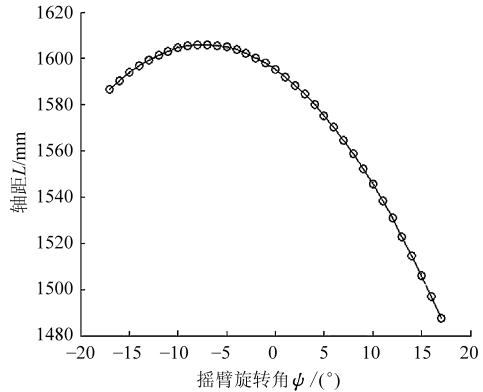


图 13 变地隙过程中轴距变化曲线

Fig. 13 Wheelbase changes during changing ground clearance

之间变化时,轴距 L 在 $(1\,487 \text{ mm}, 1\,606 \text{ mm})$ 之间变化,变化幅度小于 7.4% ,轮距不发生变化。由式(4)可知,转向系统近似满足阿克曼转向关系。

在变轮距过程中,轮距在 $(1\,300 \text{ mm}, 1\,900 \text{ mm})$ 之间变化,转向节立轴间距离 B 在 $(800 \text{ mm}, 1\,400 \text{ mm})$ 之间变化,变化幅度较大,由式(4)可以看出,转向关系将会发生较大变化。在 2.2 节中已通过设计保证在 $\psi = 0^\circ, B = 800 \text{ mm}$ 时,整车的转向符合阿克曼转向关系。取最大轮距 $B = 1\,400 \text{ mm}$,最高地隙,即摇臂转角 $\psi = 17^\circ$,轴距 $L = 1\,487 \text{ mm}$ 时的工况进行分析,忽略地隙引起的轴距和转向角变化对转向关系的影响,参照式(11)进行实际转角计算,式(12)理论转角计算结果如图 14。

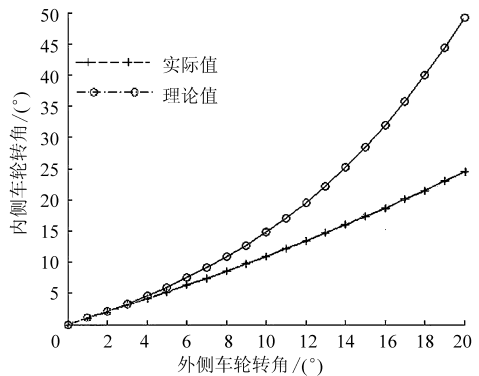


图 14 轮距地隙最大时理论与实际转角曲线

Fig. 14 Theoretical and practical rotation curve in maximum track and ground clearance

从图 14 中可以看出,在外侧车轮转向角 α 为 11° 时,满足阿克曼转向关系理论转角与实际转角相差 4.89° ,此时 $\sigma = 1.637\,6^\circ$,满足设计要求。因此,在最大轮距工况下,在外侧车轮转向角大于 11° 时,将会产生车轮侧滑的情况,在行驶过程中易造成运行不稳定的状况。

在遇到剪刀路面时(在实际工况中主要是由路面的不平度造成的,相对于变地隙和变轮距而言对

整车的影响可认为是瞬态),为通过此类地形,两侧驱动桥在平衡摇臂的作用下同样呈现类似剪刀张开的运动以保证所有轮胎均与地面接触,中间部分处于两者的角平分线上,左右转向轮的转向平面将不重合。行驶瞬时姿态如图 15 所示。

在 3.1 节中讨论了在变地隙后转向过程中,平台水平面内有效转角的变化较小,可以认为在剪刀路面上,虽然左右车轮转向平面不重合,但从俯视图上各车轮的转向轮位置相对变化不大,且中间部分处于两侧驱动桥的角平分线上,因此近似认为转向时仍然能够满足原有的转向关系。

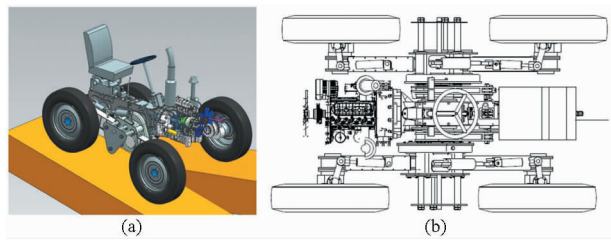


图 15 剪刀路面行驶姿态

Fig. 15 Driving posture in scissors road

(a) 整车姿态 (b) 剪刀路面俯视图

4 实验

对转向系统采用 GB/T 3871.5—2006 农业拖拉机试验规程进行测试,在轮距为 1 300 mm, $\psi = 0$ 时,最小转向圆半径为 2.85 m,地面无明显的轮胎侧向刮蹭痕迹;在轮距为 1 900 mm, $\psi = 0$ 时,在最大转向角度条件下,地面出现明显轮胎刮蹭痕迹。综上,整

车符合设计和使用要求,实验现场如图 16 所示。



图 16 整车实验现场图

Fig. 16 Vehicle test

5 结论

(1) VII-HPC 主要针对丘陵地带复杂地形和小地块设计,其转向性能的优劣直接关系到整机设计的成败。本文针对丘陵山区拖拉机动力平台转向系统无转向梯形的结构特点,采用了全液压转向方案,并采用遗传算法优化左、右转向油缸的位移关系,以实现阿克曼转向。

(2) 在变地隙过程中,摇臂摆动引起水平面内转向角与车轮转角的变化在 5% 以内,对转向关系相对较小;轴距的变化对转向角的影响在 7.4% 以内,同样相对较小。

(3) 在变轮距过程中,转向机构是否符合阿克曼转向关系影响程度较大,经分析在最大轮距时,转向角在 $0 \sim 11^\circ$ 时,转向仍然可满足阿克曼转向。

(4) 在剪刀路面或遇到路面不平的情况下,转向机构仍然可满足阿克曼转向。

参 考 文 献

- 1 范新秀. 丘陵山区智能控制动力平台转向系统的设计与控制[D]. 北京:北京航空航天大学,2012.
Fang Xinxiu. Design and control of steering system of hilly power chassis with intelligent control[D]. Beijing: Beihang University, 2012. (in Chinese)
- 2 朱博. LG953 装载机转向机构的优化设计及液压转向系统的分析[D]. 长春:吉林大学,2009.
Zhu Bo. The optimum design of steering mechanism of LG953 loader and the analysis of steering hydraulic system[D]. Changchun: Jilin University, 2009. (in Chinese)
- 3 Derek K Warinner, Eric L Sailor, William A Szabela, et al. Hybrid electric vehicle steering system[C]// 2005 SAE Commercial Vehicle Engineering Conference, SAE Paper 2005-01-3533, 2005.
- 4 阳名沅. 负荷传感全液压转向系统静态特性研究[J]. 江苏工学院学报, 1994, 15(1):42-47.
- 5 孙以泽, 徐本州, 覃朝富. 轮式拖拉机电液转向系统的建模与仿真[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5):33-35.
Sun Yize, Xu Benzhou, Qin Zhaofu. Modeling and simulation of an electrohydraulic steering system for wheel-tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5):33-35. (in Chinese)
- 6 赵军, 肖干生, 王化滨, 等. 一种新型全液压转向器试验台的设计[J]. 黑龙江八一农垦大学学报, 1999, 11(4):47-50.
- 7 杨承先. 全液压转向系动态稳定性研究[J]. 建筑机械, 2001(2):27-30.
- 8 Simionescu P A, Talpasanu I. Synthesis and analysis of the steering system of an adjustable tread-width four-wheel tractor[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(5):526-540.
- 9 景军清, 徐新跃. 双泵合/分流负荷传感型全液压转向系统的应用[J]. 建筑机械, 2005(1):91-92.
Jing Junqing, Xu Xinyue. Application of hydraulic steering system with double pump confluence/shunt load sensing[J]. Construction Machinery, 2005(1):91-92. (in Chinese)
- 10 凌志勇, 杨继昌, 方昌林, 等. 全液压力转向器的建模与动态特性分析[C]//2001 年中国机械工程学会年会暨第九届全国特种加工学术年会论文集, 2001:770-773.

11 机械电子工业部洛阳拖拉机研究所. 拖拉机设计手册:下册[M]. 北京:机械工业出版社, 1994:22 – 52.

12 赵继俊. 优化技术与 MATLAB 优化工具箱 [M]. 北京:机械工业出版社, 2011:173 – 178.

13 Xi Pingyuan, Wang Cheng. Hybrid genetic algorithm optimization on steering trapezoid linkage of vehicle [C] //4th International Conference on Computer Science & Education, ICCSE '09, 2009: 49 – 52.

14 王东超. 丘陵山区动力平台总体设计与底盘性能仿真[D]. 北京:北京航空航天大学, 2012.

Wang Dongchao. Hilly dynamic chassis design and performance simulation[D]. Beijing:Beihang University, 2012. (in Chinese)

15 陈家瑞. 汽车构造:下册[M]. 北京:机械工业出版社, 2009:247 – 285.

Steering System Design of Hilly Power Chassis with Balance Rocker Suspension

Gao Qiaoming¹ Gao Feng¹ Lai Yongyu² Xu Guoyan¹ Ding Nenggen¹

(1. School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China

2. Guangxi Zhuang Autonomous Region Agricultural Machinery Appraisal Station, Nanning 530001, China)

Abstract: A kind of Hilly power chassis with variable ground clearance and wheel track (VII-HPC) was designed to adapt to hilly terrain and agronomic characteristics of various types of crops. Hydraulic four wheel steering scheme without steering trapezoid has been proposed. To reduce turning radius and achieve same rut steering, the steering strategies are two ipsilateral wheels steering with a reverse and equal angle. The displacement relationship of right and left steering cylinder would be optimized by genetic algorithm to achieve Ackermann steering. The rotation of the steering wheel is not too large to avoid movement interference, which the minimum turning radius of the same wheelbase ordinary tractor was provided a reference. After change ground clearance, the wheel deflected around the kingpin. The relationship between the effective turning angle in the horizontal plane and the displacement of cylinder should be redefined according to the geometric relation. The conditions to meet the Ackermann steering need to be re-discussed because the wheelbase and track of the chassis would be altered after VII-HPC change ground clearance and the track. Experimental results show that the structure of steering system and steering strategy is reasonable and feasible.

Key words: Hydraulic steering system Hilly areas Power chassis Ackermann steering