

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.013

玉米收获机准静态横向稳定性数学建模与试验

马丽娜 杜岳峰 宋正河 毛恩荣

(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 综合玉米收获机后桥摇摆轴结构以及前、后桥轮距不等因素,建立了玉米收获机准静态横向稳定性数学模型,并进行了仿真分析和整机侧倾试验,二者结果相对误差仅为 2.59%,验证了该模型的正确性,明确了整机横向稳定性的影响因素。然后,利用编码变换,将各影响因素的变化范围转换到 $[-1, 1]$,实现了不同影响因素对横向稳定性系数 λ 影响程度的可比性,从而明确了玉米收获机准静态横向稳定性的关键影响因素是:轴距 x 、整机重心高度 h 、重心到前桥的距离 a 以及前轮轮距 t_1 。最后,提出了提高整机横向稳定性的措施。研究结果表明,整机重心 h 降低 100 mm,空载前后桥载荷比 i 提高至 4,且采用对称布置的试验样机,横向稳定性可提高 19.03%。

关键词: 玉米收获机; 准静态横向稳定性; 数学模型; 侧倾试验

中图分类号: S225.5⁺1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)07-0089-07

Mathematical Modeling and Experiment of Corn Harvester Quasi-static Lateral Stability

Ma Li'na Du Yuefeng Song Zhenghe Mao Enrong

(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: On the basis of studying both at home and abroad, not only the orientation of the corn harvester rear axle pivot had been considered, but also the track width differences between front axle and rear axle had been taken into account, thus a more accurate quasi-static lateral stability mathematical model was constructed. Then lateral stability experiment and simulation analysis were carried out in order to verify the validity of the model. Accordingly the lateral stability influence factors were obtained. Afterwards, each influence factor was firstly set at a certain range of values, then the value range of each influence factor was converted into an identical range $[-1, 1]$, taking advantage of encoding transform. Therefore the curve of lateral stability indicator λ changing with the varying of different influence factors could be drawn in the same picture which could directly show the impact extent each factor on the lateral stability. The analysis results showed that the main influence factors of corn harvester quasi-static lateral stability were wheel base x , the height of corn harvester center of gravity h , the distance between the center of gravity and front axle a , as well as front axle track width t_1 . In the end, this paper also put forward several measures to improve the lateral stability of the whole machine. When the center of gravity is lowered by 100 mm, the load ratio of the front and rear axle is increased to 4, as well as the symmetric machine model is adopted. The result shows that the alteral critical angle of the corn harvester can be increased from 24.8° to 29.52° and the lateral stability can be raised by 19.03%. The establishment of corn harvester quasi-static lateral stability mathematical model can provide a foundation for corn harvester overall arrangement and structure design.

Key words: corn harvester; quasi-static lateral stability; mathematical model; lateral stability test

收稿日期: 2016-01-14 修回日期: 2016-02-19

基金项目: 现代农业装备与技术协同创新中心项目(NZXT01201401)和中央高校基本科研业务费专项资金项目(2015QC009)

作者简介: 马丽娜(1987—),女,博士生,主要从事农业装备数字化设计技术研究, E-mail: sunnylina@163.com

通信作者: 毛恩荣(1961—),男,教授,博士生导师,主要从事农业机械设计、液压传动以及自动控制研究, E-mail: gxy15@cau.edu.cn

引言

车辆侧翻是指车辆行驶过程中绕其纵轴线转动 90° 或更大的角度,以致车身与地面相接触的一种极其危险的侧向运动。国内外对车辆横向稳定性的研究主要针对汽车^[1-6]、重型车辆^[7]以及铰接转向工程车辆^[8-9]。而传统的拖拉机、玉米收获机与汽车等结构不同,拖拉机前桥、玉米收获机后桥都是摇摆轴结构,而且二者前、后桥轮距都不一定相等。在拖拉机方面,FRANCESCHETTI等^[10]忽略了拖拉机前桥摇摆轴结构。GUZZOMI等^[11-12]和LI等^[13-14]虽然考虑了拖拉机前桥是摇摆轴的结构特点,但是忽略了前、后桥轮距不等这一因素,而且仅完成了仿真分析,并未进行试验验证。而GRAVALOS等^[15]和MOLARI等^[16]仅通过试验对拖拉机横向稳定性的影响因素进行了分析。在玉米收获机方面,国内柳宁等^[17-18]仅对玉米收获机进行了多体动力学仿真分析,并未建立整机横向稳定性数学模型。

玉米收获机安装部件多,重心高,其田间作业环境复杂,有些为丘陵、山地,而且田间多沟渠、地垄,路面平整度差。玉米收获机在较大横向坡度上行驶、行驶过程中紧急转向以及车轮受到田间凸起地垄冲击或一侧车轮陷入沟渠内等情况下,都可能导致整机侧翻,造成严重的人员伤亡和财产损失。本文在考虑玉米收获机后桥是摇摆轴结构的基础上,建立其前、后桥轮距不等的准静态横向稳定性数学模型,并进行仿真分析和试验验证,得出影响玉米收获机横向稳定性的因素。

1 玉米收获机准静态横向稳定性数学模型建立

为建立侧倾角 φ 由零开始稳态增大至玉米收获机一个车轮瞬间离地这一过程的准静态数学模型,需要作如下假设^[11-12]:①玉米收获机后桥通过摇摆轴连接,将整机从摇摆轴分为两部分,忽略后桥质量,但不影响整机重心位置。②轮胎与地面为点接触,忽略轮胎受力变形。③摇摆轴处无摩擦。④随着侧倾角 φ 的增大,地面对轮胎的摩擦力足够大,即无侧滑现象产生。

玉米收获机主要结构尺寸及侧倾时受力图如图1所示。

图中 a ——玉米收获机重心到前桥的距离,mm

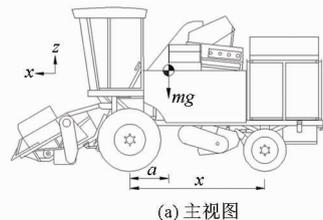
x ——轴距,mm

h ——重心距离地面的高度,mm

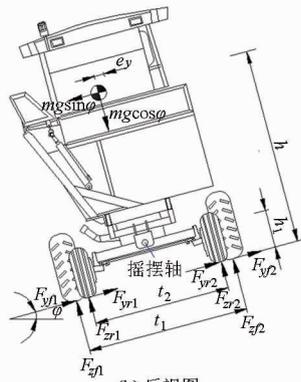
h_1 ——摇摆轴到地面的高度,mm

e_y ——重心到玉米收获机对称平面距离,mm

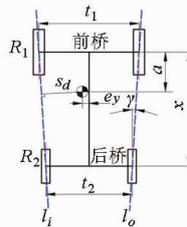
t_1 ——前轮轮距,mm



(a) 主视图



(b) 后视图



(c) 俯视图

图1 玉米收获机三视图

Fig. 1 Three views of corn harvester

t_2 ——后轮轮距,mm

s_d ——重心到左侧前后车轮与地面接触点连线 l_i 的垂直距离,mm

γ ——右侧前后车轮与地面接触点的连线 l_o 和 x 轴方向的夹角, $(^\circ)$

m ——整机质量,kg

g ——重力加速度, m/s^2

F_{yrl} ——侧倾时,地面对左侧前轮的侧向摩擦力,N

F_{yrl} ——侧倾时,地面对右侧前轮的侧向摩擦力,N

F_{zrl} ——地面对左侧前轮的支持力,N

F_{zrl} ——地面对右侧前轮的支持力,N

F_{yrl} ——侧倾时,地面对左侧后轮的侧向摩擦力,N

F_{yrl} ——侧倾时,地面对右侧后轮的侧向摩擦力,N

F_{zrl} ——地面对左侧后轮的支持力,N

F_{zrl} ——地面对右侧后轮的支持力,N

玉米收获机准静态横向稳定性简化力学模型如图2所示。将整机从摇摆轴处分为前后两部分,其等效力学模型如图3所示。

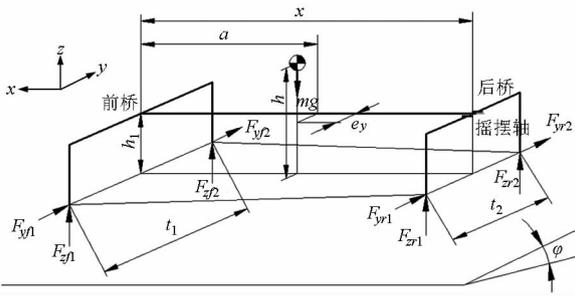


图 2 整机准静态力学模型

Fig. 2 Quasi-static mechanical model of corn harvester rollover

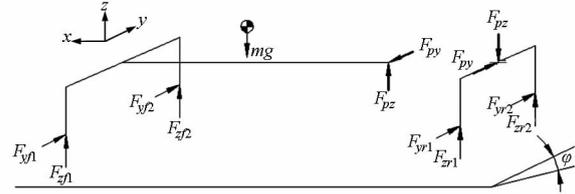


图 3 整机分为两部分时的等效力学模型

Fig. 3 Equivalent mechanical model when whole machine is split into two parts

图中 F_{py} —— 隔离体分析时, 摇摆轴处 y 轴方向的等效力, N

F_{pz} —— 隔离体分析时, 摇摆轴处 z 轴方向的等效力, N

玉米收获机前部、后部以及整体在准静态时, 都处于力平衡和力矩平衡状态, 因此根据图 4 分别分析前部、后部以及整体力学模型。

图 4a 中, 后部在 z 方向和 y 方向均满足力平衡方程, 可得

$$F_{yr1} + F_{yr2} + F_{py} = 0 \quad (1)$$

$$F_{zr1} + F_{zr2} - F_{pz} = 0 \quad (2)$$

根据左后轮接地点处力矩平衡, 可得

$$F_{zr2}t_2 - F_{pz}\frac{t_2}{2} - F_{py}h_1 = 0 \quad (3)$$

其中 $F_{yr1} = \mu F_{zr1}$ (4)

$$F_{yr2} = \mu F_{zr2} \quad (5)$$

式中 μ —— 地面对轮胎的侧向摩擦因数

图 4b 中, 前部在 y 方向和 z 方向均满足力平衡方程, 可得

$$F_{yf1} + F_{yf2} - F_{py} - mgsin\varphi = 0 \quad (6)$$

$$F_{zf1} + F_{zf2} + F_{pz} - mgcos\varphi = 0 \quad (7)$$

前部无俯仰运动, 所以绕两前轮与地面接触点连线的力矩平衡, 可得

$$mgacos\varphi - F_{pz}x = 0 \quad (8)$$

其中 $F_{zf1} = \mu F_{yf1}$ (9)

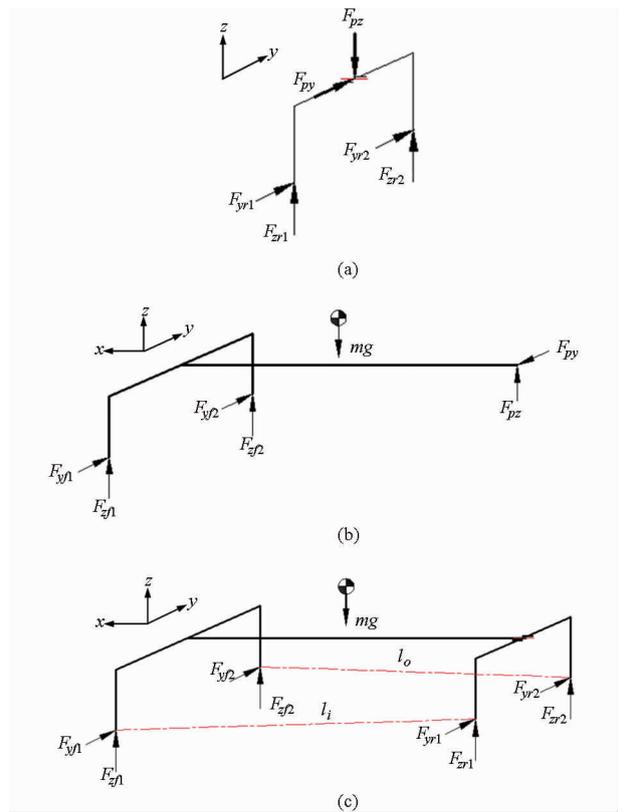


图 4 力学分析模型

Fig. 4 Mechanical model for analyses

$$F_{yf2} = \mu F_{zf2} \quad (10)$$

图 4c 中, 整体仍处于平衡状态, 因此整体绕左前轮和左后轮接触点连线 l_i 满足力矩平衡条件, 可得

$$mgs_d cos\varphi - mghsin\varphi - F_{zf2}t_1 cos\gamma - F_{zr2}t_2 cos\gamma = 0 \quad (11)$$

其中 $cos\gamma = \frac{x}{\sqrt{x^2 + \left(\frac{t_1 - t_2}{2}\right)^2}}$ (12)

$$s_d = \left(\frac{t_1 - t_2}{2} \frac{x - a}{x} + \frac{t_2}{2} - e_y\right) cos\gamma \quad (13)$$

由式(1)、(2)以及式(6)、(7)可得 $\mu = tan\theta$ 。
综合式(1) ~ (11), 可得地面对各轮的支持力为

$$F_{zf1} = mg \left[-\frac{s_d cos\varphi}{t_1 cos\gamma} + \frac{hsin\varphi}{t_1 cos\gamma} + \frac{at_2 cos\varphi}{2xt_1} - \frac{ah_1 sin\varphi}{xt_1} + \frac{(x - a) cos\varphi}{x} \right] \quad (14)$$

$$F_{zf2} = mg \left(\frac{s_d cos\varphi}{t_1 cos\gamma} - \frac{hsin\varphi}{t_1 cos\gamma} - \frac{at_2 cos\varphi}{2xt_1} + \frac{ah_1 sin\varphi}{xt_1} \right) \quad (15)$$

$$F_{zr1} = \frac{mga}{x} \left(\frac{cos\varphi}{2} + \frac{h_1 sin\varphi}{t_2} \right) \quad (16)$$

$$F_{zr2} = \frac{mga}{x} \left(\frac{cos\varphi}{2} - \frac{h_1 sin\varphi}{t_2} \right) \quad (17)$$

2 玉米收获机准静态横向稳定性数学模型仿真分析与试验验证

2.1 整机准静态横向稳定性试验分析

选择国内某款玉米收获机进行整机横向稳定性试验,在 ZCF-40 型机动车侧倾试验台上完成。如图 5 所示,该试验台包括 A、B、C、D 4 块板,4 块板处于同一平面。随着试验台侧倾角 φ 均匀、稳定、缓慢增大,A、D 板承重增大,B、C 板承重减小,当 B、C 板中任意一块板承重减小到零时,整机侧向已经处于不稳定状态,即将发生侧翻。试验过程中,若玉米收获机发生侧翻,不仅造成玉米收获机整机以及试验台的损坏,还将耗费大量的人力、物力,因此,出于安全考虑,设置 B、C 板承载的最小临界力为 1000 N。此外,



(a) 侧倾试验正视图



(b) 侧倾试验侧视图

图 5 最大侧倾角试验台

Fig. 5 Test-bed used for testing the maximum inclination angle of vehicles

还设置了防侧滑挡块和防侧翻链条,以防试验过程中整机横向侧滑和侧翻。当 B、C 板中任一块板承载力达到最小临界力 1000 N 时,侧倾试验台的侧倾角 φ 不再增大,近似将该角度作为整机的侧倾临界角 φ_{\max} 。试验中,整机左倾各板的承载力随侧倾角 φ 的变化曲线如图 6 所示。

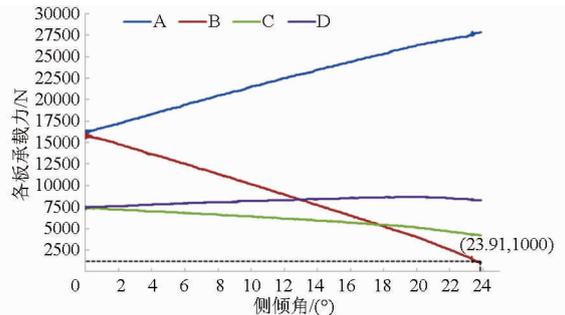


图 6 试验中各板承载力随试验台侧倾角变化曲线

Fig. 6 Testing result of forces loaded on each plate of test-bed as slope gradient angle increasing

2.2 整机准静态横向稳定性数学模型仿真分析

在已知试验样机基本结构尺寸的基础上,利用该试验台可以测量出试验样机的重心位置。整机处于水平状态时,由 A、B、C、D 4 块板的承载重量可以获得整机重心在水平方向的位置。整机处于侧倾状态(侧倾角在 $5^\circ \sim 10^\circ$ 范围内变化)时,由

$$h = \frac{(F_a - F_b)t_1 + (F_d - F_c)t_2 + 12mg\cos\varphi}{2mgsin\varphi}$$

计算出整机重心在竖直方向上的位置,多次取值求平均值即可,该试验样机的基本参数如表 1 所示。此外,整机重心还可以通过三维软件建模获得。

表 1 试验样机结构参数

Tab. 1 Structure parameters of experimental prototype

结构参数	m/kg	a/mm	x/mm	h/mm	t_1/mm	t_2/mm	e_y/mm	h_1/mm	i
数值	4 852.8	770	2 455	1 383	1 652	1 610	11.91	580	2.188

利用上述准静态横向稳定性数学模型进行仿真分析,根据式(14)~(17)可以得到随着侧倾角 φ 增大,地面对各轮支持力的变化曲线,如图 7 所示。

由图 7 可知,当整机左倾时,地面对右前轮的支持力最先为零,此时,整机失稳。因此玉米收获机的横向稳定性由前桥决定。其最大侧倾临界角 φ_{\max} 为

$$\varphi_{\max} =$$

$$\arctan \frac{\frac{s_d}{t_1 \cos \gamma} - \frac{at_2}{2xt_1}}{\frac{h}{t_1 \cos \gamma} - \frac{ah_1}{xt_1}} = \arctan \frac{2xe_y - (x-a)t_1}{2 \left[ah_1 - h \sqrt{x^2 + \left(\frac{t_1 - t_2}{2} \right)^2} \right]}$$

(18)

由式(18)可知,玉米收获机横向稳定性由其轴

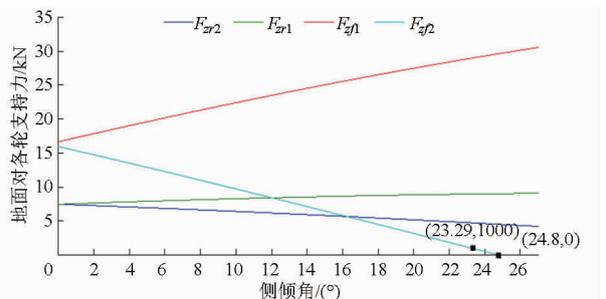


图 7 左倾时,地面对各轮支持力随路面侧倾角 φ 变化仿真曲线

Fig. 7 Supporting force of tyres from ground vs transverse slope angle under the condition of left deviation

距 x 、整机重心位置 (a, e_y, h) 、后桥摇摆轴距地面的高度 h_1 以及前、后轮距 t_1, t_2 决定。

而且,若整机左右不对称布置,当 $e_y > 0$ 时,整机重心偏左侧,整机侧倾临界角 φ_{\max} 由其左倾时的横向稳定性决定。当 $e_y < 0$ 时,整机重心偏右侧,整机侧倾临界角 φ_{\max} 由其右倾时的横向稳定性决定。

2.3 仿真分析结果与试验结果对比分析

由图6和图7对比分析可知,各轮负荷变化趋势一致。当右前轮承载力下降到1000 N时,仿真分析侧倾角为23.29°,试验侧倾角为23.91°,相对误差为2.59%,从而验证了该数学模型的可行性。根据该模型,可以预测出试验样机的侧倾临界角 φ_{\max} 为24.8°。

国内农机企业一般不具备农机车辆横向稳定性的试验条件,而且玉米收获机体积大、质量大,侧倾试验相对不安全,而玉米收获机整机准静态横向稳定性数学模型的建立,方便了农机企业在设计开发新机型初期,对整机侧倾临界角进行预测。

3 玉米收获机横向稳定性影响因素分析

3.1 关键影响因素获取方法

以试验样机侧倾临界角 $\varphi_{\max c}$ 为标准, $\varphi_{\max c} = 24.8^\circ$,逐个调节整机横向稳定性影响因素的取值范围,研究每个影响因素与玉米收获机横向稳定性的关系以及影响程度。

用 λ 表示横向稳定性系数,满足

$$\lambda = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\max c}} \quad (19)$$

φ_{\max} 则是随着单一影响因素取值变化而变化的量,由式(18)可以确定。横向稳定性系数 $\lambda > 1$,说明整机参数的变化使其横向稳定性优于试验样机;反之, $\lambda < 1$,则整机横向稳定性低于试验样机。

由于玉米收获机横向稳定性影响因素不同,且各因素的变化范围差异较大,为便于分析和比较各因素对玉米收获机横向稳定性的影响程度,将所有影响因素的变化范围进行统一编码变换,使因子区域都转化为中心在原点的“立方体”^[19]。

设影响因素 n 的实际变化范围为 $[n_1, n_2]$,则该区间的中心点为 $n_0 = (n_1 + n_2)/2$,区间的半长为 $\Delta = (n_2 - n_1)/2$,对每个影响因素都做编码变换

$$n_i = \frac{n - n_0}{\Delta} \quad (20)$$

玉米收获机准静态横向稳定性影响因素轴距 x 、整机质心位置 (a, e_y, h) 、后桥摇摆轴距地面的距离 h_1 以及前、后轮距 t_1, t_2 在实际分析中的取值范围如表2所示,经式(20)编码变换后,将各影响因素的变化范围均转换到 $[-1, 1]$,做出每个影响因素变化对整机横向稳定性系数 λ 影响关系曲线,如图8

表2 各影响因素实际取值范围

Tab.2 Each influence factor's value range

影响因素	取值范围/mm
x	[1 500, 3 500]
a	[0, 1 500]
e_y	[0, 50]
h	[800, 1 500]
h_1	[300, 800]
t_1	[1 000, 4 000]
t_2	[1 000, 1 652]

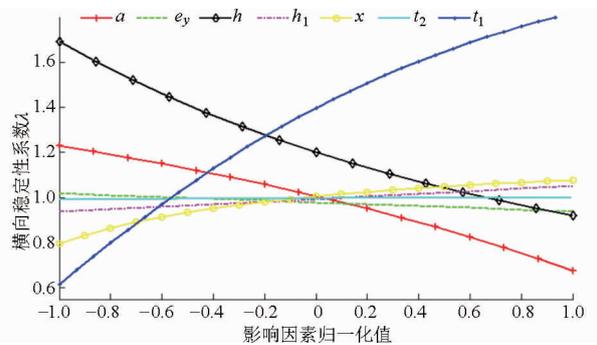


图8 单一影响因素变化对整机横向稳定性系数 λ 影响曲线

Fig.8 Variations of stability indicator λ as each influence factor varies

所示。

3.2 关键影响因素分析

对图8进行分析,得到如下结论:

(1) h, a, t_1, x 是影响整机横向稳定性的关键因素。 h 降低, x, t_1 增大, a 减小,都会提高整机的横向稳定性。

(2)在一定范围内,随着 t_1 增大,整机横向稳定性呈线性上升,但是之后趋于缓慢。对于试验样机, t_1 在2500 mm内调节时,其横向稳定性变化较明显,而当 t_1 超过2500 mm时,虽然仍能提高整机横向稳定性,但是提高程度不明显,而且轮距的增大,大大降低了整机的通过性。

因此,在设计 t_1 时,应首先确定出 t_1 最大程度影响整机横向稳定性的范围,并在满足田间农艺作业垄距要求的基础上,设计 t_1 ,既保证了整机的横向稳定性也不影响整机的通过性。

(3) t_2 增大也会提高整机的横向稳定性,但是后轮轮距 t_2 对整机横向稳定性影响较小,而且后轮是转向轮,后轮轮距 t_2 增大,转向半径即增大,转向性能变差。因此,在满足田间农艺作业垄距要求的前提下,适当缩小后轮轮距 t_2 ,提高转向通过性。

(4)整机总体设计时,首先确定前、后桥载荷比 i ,其满足

$$i = \frac{x - a}{a} \quad (21)$$

玉米收获机空载前后桥载荷比 $i^{[20-21]}$ 一般为 $(8:2) \sim (6:4)$, 满载前后桥载荷比 i 为 $(7:3) \sim (5:5)$ 。由式(21)可知, 当轴距 x 确定时, 整机重心到前桥的距离 a 减小, 即前后桥载荷比 i 增大, 整机的稳定性提高。

4 提高玉米收获机整机横向稳定性的措施

(1) 降低整机重心高度

最大限度利用车架下方空间, 布置油箱以及从发动机向变速箱、驱动桥、割台、剥皮机等输出的动力传动机构, 而且车架可以设计成如图9所示的分层布置结构形式, 使发动机下移, 从而降低了整机重心。重心的降低, 提高了丘陵、山地作业的玉米收获机的行驶稳定性和安全性。

由图10可知, 重心降低100 mm, 试验样机的侧向临界角由 24.8° 提高至 26.76° , 横向稳定性提高7.90%。

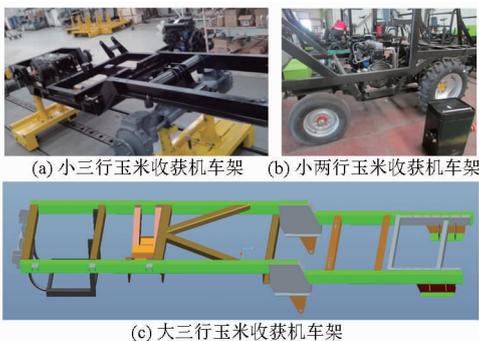


图9 整机重心降低措施

Fig.9 Methods of lowering corn harvester center of gravity

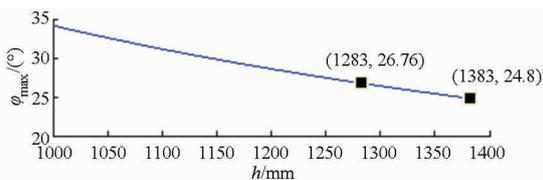


图10 整机重心降低对侧倾临界角的影响

Fig.10 Effect of decreasing center of gravity of corn harvester on maximum slope angle

(2) 整机对称布置, 使重心位于整机的对称平面上, 即 $e_y = 0$ 。

由图11可知, 当整机对称布置时, 试验样机的侧向临界角由 24.8° 提高至 25.27° , 横向稳定性提高1.90%。

(3) 整机在总体布置时, 将发动机等动力总成前置, 将后桥后移, 即增大轴距 x , 提高前、后桥载荷比 i 。

由图12可知, 试验样机空载前、后桥载荷比 i 由2.188增大至4时, 其侧向临界角由 24.8° 提高至 27.12° , 横向稳定性提高9.35%。

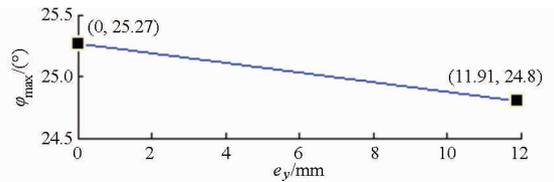


图11 整机对称布置对侧倾临界角的影响

Fig.11 Effect of symmetrical arrangement on maximum slope angle

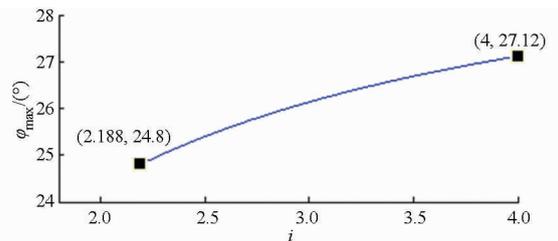


图12 空载前后桥载荷比 i 对侧倾临界角的影响

Fig.12 Effect of improving i on maximum slope angle

(4) 由图13可知, 同时降低整机重心 h , 增大前、后桥载荷比 i , 以及整机采取对称布置时, 试验样机的侧向临界角由 24.8° 提高至 29.52° , 横向稳定性提高19.03%。

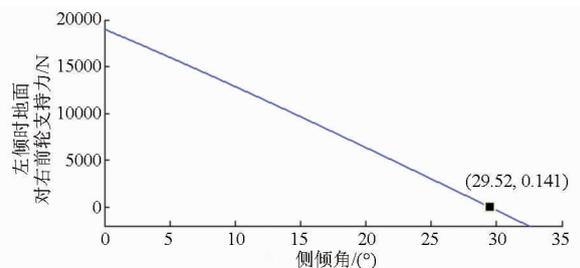


图13 同时采取上述3种措施效果图

Fig.13 Effect caused by adopting the above-mentioned methods simultaneously

5 结论

(1) 针对玉米收获机后桥摇摆轴结构以及前、后桥轮距不等的特点, 建立了玉米收获机准静态横向稳定性数学模型, 并进行了仿真分析和整机侧倾试验。当右前轮承载力下降到1000 N时, 仿真分析侧倾角为 23.29° , 试验侧倾角为 23.91° , 相对误差仅为2.59%, 从而验证了该模型的正确性。

(2) 通过编码变换, 将各影响因素的变化范围均转换到 $[-1, 1]$, 便于比较不同影响因素对整机横向稳定性系数 λ 的影响程度。结果表明, 轴距 x 、整机质心高度 h 、重心到前桥的距离 a 以及前轮轮距 l_1 是影响整机横向稳定性的关键因素。

(3) 提高玉米收获机整机横向稳定性的措施有: 降低重心高度 h , 整机对称布置 ($e_y = 0$), 提高前、后桥载荷比 i 。试验样机重心 h 降低100 mm, 空载前后桥载荷比 i 增大至4, 且整机采用对称布置,

其横向稳定性提高 19.03%。

(4)玉米收获机准静态横向稳定性数学模型的建立,不仅可以帮助企业在新机型设计开发初期对

整机能够行驶的最大坡度角进行预测,而且可以为整机总体布置以及轮距设计提供理论依据。

参 考 文 献

- 1 金智林,张鸿生,马翠贞. 基于动态稳定性的汽车侧翻预警[J]. 机械工程学报,2012,48(14):128-133.
JIN Zhilin, ZHANG Hongsheng, MA Cuizhen. Vehicle rollover warning based on dynamic stability[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(14):128-133. (in Chinese)
- 2 吴新焯,葛晓宏,罗树友,等. 汽车侧翻稳定性研究[J]. 厦门大学学报:自然科学版,2010,49(6):815-818.
WU Xinye, GE Xiaohong, LUO Shuyou, et al. Study on stability of rollover of vehicle[J]. Journal of Xiamen University: Natural Science, 2010, 49(6):815-818. (in Chinese)
- 3 金智林,翁建生,胡海岩. 汽车侧翻及稳定性分析[J]. 机械科学与技术,2007,26(3):355-358.
JIN Zhilin, WENG Jiansheng, HU Haiyan. Analysis of vehicle's rollover stability[J]. Mechanical Science and Technology, 2007, 26(3):355-358. (in Chinese)
- 4 肖杰,雷雨成,张平,等. 汽车静态最大侧倾稳定角及其影响因素敏感度分析[J]. 中国制造业信息化,2006,35(11):64-67.
XIAO Jie, LEI Yucheng, ZHANG Ping, et al. Analysis of the maximum static stable roll angle of the vehicle and the sensitivity of the main influence factor[J]. Manufacture Information Engineering of China, 2006, 35(11):64-67. (in Chinese)
- 5 EGER Ralf, KIENCKE Uwe. Modeling of rollover sequences[J]. Control Engineering Practice,2003,11(2):209-216.
- 6 GASPARD Peter, SZASZI Istvan, BOKOR Jozsef. The design of a combined control structure to prevent the rollover of heavy vehicles[J]. European Journal of Control,2004,10(2):148-162.
- 7 GASPARD P, SZASZI I, BOKOR J. Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles [J]. Control Engineering Practice, 2005,13(6):699-711.
- 8 姚宗伟. 铰接转向工程车辆侧倾稳定性研究[D]. 长春:吉林大学,2013.
- 9 田晋跃,贾会星. 铰接车辆侧倾过程动态仿真[J]. 农业机械学报,2006,37(7):26-29.
TIAN Jinyue, JIA Huixing. Dynamic simulation of the overturning of articulated vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(7):26-29. (in Chinese)
- 10 FRANCESCHETTI Bruno, LENAIN Roland, RONDELLI Valda. Comparison between a rollover tractor dynamic model and actual lateral tests[J]. Biosystems Engineering, 2014,127:79-91.
- 11 GUZZOMI A L. A revised kineto-static model for Phase I tractor rollover[J]. Biosystems Engineering, 2012,113(1):65-75.
- 12 BAKER Virginia, GUZZOMI A L. A model and comparison of 4-wheel-drive fixed-chassis tractor rollover during Phase I[J]. Biosystems Engineering, 2013,116(2):179-189.
- 13 LI Zhen, MITSUOKA Muneshi, INOUE Eiji, et al. Dynamic analysis of agricultural wheel tractor driving on uneven surface under the influence of speed and slope angle[J]. Journal of the Faculty of Agriculture, Kyushu University,2014, 59(2):339-343.
- 14 LI Zhen, MITSUOKA Muneshi, INOUE Eiji, et al. Development of stability indicators for dynamic Phase I overturn of conventional farm tractors with front axle pivot[J]. Biosystems Engineering, 2015,134:55-67.
- 15 GRAVALOS I, GIALAMAS T, LOUTRIDIS S, et al. An experimental study on the impact of the rear track width on the stability of agricultural tractors using a test bench[J]. Journal of Terramechanics, 2011, 48(4):319-323.
- 16 MOLARI G, RONDELLI V. On the definition of narrow-track wheeled agricultural tractors[J]. Biosystems Engineering, 2004, 88(1):75-80.
- 17 柳宁,孙桓五,陈新志,等. 4YZP-2型玉米收割机转向侧倾稳定性的研究[J]. 中国农机化学报,2014,35(6):38-41.
LIU Ning, SUN Huanwu, CHEN Xinshi, et al. Research on the rollover stability of 4YZP-2 corn harvester[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2014, 35(6):38-41. (in Chinese)
- 18 柳宁. 4YZP-2型玉米收割机侧倾稳定性的研究[D]. 太原:太原理工大学,2014.
- 19 赵选民. 试验设计方法[M]. 北京:科学出版社,2007.
- 20 机械电子工业部洛阳拖拉机研究所. 拖拉机设计手册:上册[M]. 北京:机械工业出版社,1994.
- 21 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007.