

铰接摆杆式大功率拖拉机单边越障动态特性仿真分析*

张广庆¹ 朱思洪¹ 李伟华² 刘美荣²

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 徐轮集团, 徐州 221000)

【摘要】 根据铰接摆杆式大功率拖拉机整机结构,建立8自由度多体动力学仿真模型。结合农田作业中出现的单边越障情况,基于欧拉四元数,利用含拉格朗日乘子的增广矩阵法建立了动力学方程。运用 Matlab 软件对空间多体动力学仿真进行编程。在纵向、侧向,轮胎简化为动态参数的串联弹性阻尼元件。用迭代法求解轮胎和动压反馈装置油缸的作用方程以获得相应的作用力与拖拉机构件的形位和速度的非线性关系。通过数值仿真分析,得到了该工况下整机载荷和振动频率。研究表明,在产品阶段应充分考虑侧向和横摆加速度的影响,采用动压反馈装置的液压转向系统可减少整机振动并提高转向安全性。

关键词: 大功率轮式拖拉机 铰接摆杆式 单边越障 动态特性

中图分类号: S219.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)12-0067-07

Dynamic Characteristics of Large Wheel Tractor with Hinge Swing Link during Unilateral Obstacle Surmounting

Zhang Guangqing¹ Zhu Sihong¹ Li Weihua² Liu Meirong²

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. Xulun Group, Xuzhou 221000, China)

Abstract

According to the structural characteristics of frame of large wheel tractor, a spatial mechanism multi-body system model with eight degree of freedoms was set up. In order to obtain solutions of multi-bodies dynamic simulation, the augmented formulation based on Euler 4 parameters was set up and simulation programs of multi-body dynamics were developed with help of Matlab software. The elasticity of tires in longitudinal and lateral direction was described with a spring-damper element of variable parameter in series. In the program the iteration equations of the tires functions and hydraulic cylinders functions with a dynamic pressure feedback network were calculated to reveal the nonlinear relations between the force with displacement and velocity of the tractor bodies. Multi-body dynamics simulation of the model was carried out to obtain dynamical loads and vibration frequency. The adaptive ability to environment and safety of steering could be improved by using a dynamic pressure feedback network in hydraulic system of steering.

Key words Large wheel tractor, Hinge swing link, Unilateral obstacle surmounting, Dynamic characteristics

引言

铰接摆杆式转向摆动机构具有结构简单、制造成本低和维修保养方便的特点,在大功率轮式拖拉

机上得到广泛应用。这种结构的拖拉机在犁耕作业时,由于重载偏牵引的作用,造成单侧前轮在犁沟底与未耕地之间频繁跨越。此时,整机除受到拉压和弯曲载荷的作用外,还受到扭转冲击载荷作用,容易

收稿日期: 2011-05-07 修回日期: 2011-08-10

* 江苏省科技成果转化专项资金资助项目(BA2010055)

作者简介: 张广庆,博士生,主要从事车辆振动研究,E-mail: yulusu_2000@163.com

通讯作者: 朱思洪,教授,博士生导师,主要从事车辆振动研究,E-mail: zhushihong@njau.edu.cn

造成车架疲劳损伤。

随着农业机械化水平的不断提高^[1],200 马力以上大功率轮式拖拉机市场占有率得以不断攀升,国内拖拉机制造商与科研院所开始研究大功率拖拉机的关键技术^[2]。到目前为止,有关拖拉机转向摆动机构动态特性的研究还不多见,少量的研究也大多集中在工程机械上,研究的对象主要是铰接摆环机构,研究的重点多集中在水平硬质路面上的原地转向,转向机构优化以及转向液压系统等单个系统的动态仿真与振动控制^[3-7]。文献[8~9]采用振动等效的半车模型研究了铰接转向行走机械的整机振动,文献[10]利用 ADAMS 软件进行整机多体动力学建模,但三者均在不平度小于 50 mm 的路面上进行仿真,与农用拖拉机单边越障工况的越障高度相差甚远。

本文结合某大功率轮式拖拉机,用基于欧拉四元数的空间机构动力学方法^[11],仿真研究拖拉机单边越障时铰接摆杆式转向摆动机构的动态特性,期为液压转向机构的设计提供理论依据。

1 理论模型

1.1 多体系统动力学模型

根据某大功率轮式拖拉机整机结构,建立如图 1 所示的多体动力学模型。拖拉机由前、后车架及摆杆组成,其中 $ADGERP$ 形成前车架构件 B3, $BCFHRQ$ 形成后车架构件 B2, PQ 形成摆杆构件 B4。前、后车架通过位于 R 点的 3 方向移动约束和摆杆连接,形成空间闭环系统,其中摆杆与前车架在 P 点用垂直方向旋转铰连接,与后车架在 Q 点用两方向相对移动约束连接。这种连接方式保证前、后车架具有绕 x 方向的相对滚翻自由度,能适应凹凸不平的地面。两端十字铰接形式的转向油缸 EF 和 GH 简化为相应方向的并联弹性阻尼元件,来描述转向油缸中液压油的弹性和阻尼特性。转向液压系统增加增压反馈装置后,采用非线性空间力表达油缸的作用。图中 A, B, C, D 为轮胎中心, A', B', C', D' 为轮胎接地点。 C_2, C_3 为前、后车架质心。前、后轮胎相同,简化为纵向(x 方向)、侧向(y 方向)和径向(z 方向)的弹性阻尼元件。其中径向弹性阻尼元件为并联;纵向和侧向弹性阻尼元件为串联,刚度和阻尼随轮胎径向载荷线性变化。

1.2 多体系统动力学方程

约束方程参数见表 1。惯性坐标系原点 O 选在初始形位时 R 点在地面上的投影点, x, y, z 方向分别为在拖拉机后部向前看时水平向前、水平向左和垂直向上。构件 B1 试验平台与惯性坐标系固结在

O 点。B1 与惯性坐标系存在编号为 H_1 的绝对定位约束 $\phi^{(aP)}$ 与 H_2 定姿态约束 $\phi^{(a\Delta)}$;后车架 B2 连体坐标选在后车架质心 C_2 点,初始状态基矢量 x_2, y_2, z_2 分别与惯性坐标系的 x, y, z 平行;前车架 B3 连体坐标选在前车架质心 C_3 点,初始状态基矢量 x_3, y_3, z_3 分别与惯性坐标系的 x, y, z 平行;B3 与 B2 间在 R 点共点, ρ_3^{RT} 为 R 点在 B3 连体基上的坐标, ρ_2^{RT} 为 R 点在 B2 连体基上的坐标(下同),以 $\phi^{(s)}$ 进行 3 方向(x, y, z)移动约束;摆杆 B4 连体坐标选在其质心 C_4 点,初始状态基矢量 x_4, y_4, z_4 分别与惯性坐标系的 x, y, z 平行;B4 与 B3 间在 P 点共点,以 H_4 (z_3 方向)旋转铰 $\phi^{(r2s)}$ 相互约束, d_4^{1T}, d_3^{1T} 和 d_3^{2T} 分别为约束 $\phi^{(r2s)}$ 的辅助连体基矢量(下同);由于关节轴承 B5 质量惯性较小(不宜于数值分析),将其约束等效转换为 B4、B2 间 Q 点(x_1, z_1)两方向相对移动约束 $\phi^{(d2)}$ 。选用多体系统动力学笛卡尔数学模型建模及利用欧拉四元数描述各刚体空间姿态,相应产生 4 个姿态约束方程,系统自由度为 $n = 4 \times 7 - (3 + 3 + 3 + 5 + 2 + 4) = 8$ 。

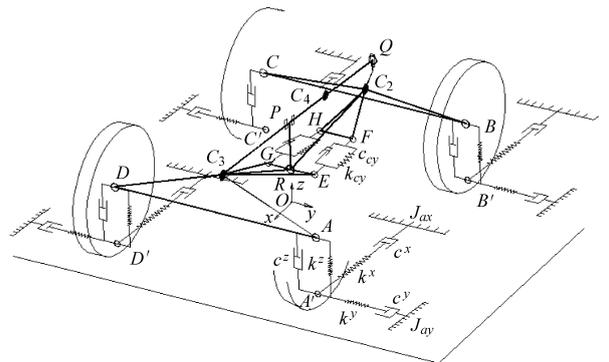


图 1 拖拉机多体动力学模型

Fig. 1 Multi-body dynamic model of tractor

数学建模时,动力学方程采用 24 个广义坐标,利用恒等变换转换为包含欧拉四元数的 28 个广义坐标进行预估-校正积分,有效解决系统初始形位雅可比矩阵奇异问题。铰接摆杆式机构为非树型空间闭环结构,为获得多体间相互作用的情况,采用动力学方程与加速度约束方程联立,以广义坐标与拉格朗日乘子为变量的增广方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \boldsymbol{\phi}_q^T \\ \boldsymbol{\phi}_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\sigma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \quad (1)$$

广义坐标为

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1^T \quad \mathbf{q}_2^T \quad \mathbf{q}_3^T \quad \mathbf{q}_4^T]^T \quad (2)$$

式中 \mathbf{M} ——系统质量矩阵, $\mathbf{M} \in \mathbf{R}^{24 \times 24}$

$\boldsymbol{\phi}_q$ ——系统雅可比矩阵, $\boldsymbol{\phi}_q \in \mathbf{R}^{16 \times 24}$

$\boldsymbol{\sigma}$ ——拉格朗日乘子阵, $\boldsymbol{\sigma} \in \mathbf{R}^{16 \times 1}$

$\boldsymbol{\gamma}$ ——加速度约束方程的右项, $\boldsymbol{\gamma} \in \mathbf{R}^{16 \times 1}$

表 1 空间车架机构模型主约束方程参数

Tab.1 Parameters of strained equations

m

H_i		B_α			B_β					
i	TYPE	α	$\rho'_\alpha{}^{PT}$	$d'_\alpha{}^T$	β	$\rho'_\beta{}^{QT}$	$d'_\beta{}^{1T}$	$d'_\beta{}^{2T}$	r_p^T	λ_0^T
1	$\phi^{(aP)}$	1	0,0,0						0,0,0	
2	$\phi^{(a\Lambda)}$	1								0,0,0
3	$\phi^{(s)}$	3	-1.770 5, -0.001, -0.678 7		2	1.952 9, -0.001 6, -0.347 7				
4	$\phi^{(r2s)}$	4	1.087,0,0	0,0,1	3	-1.770 5, -0.001,0.011 3	1,0,0	0,1,0		
5	$\phi^{(d2)}$	4	-1.063,0,0		2	-0.197 1, -0.001 6, 0.3	0,1,0	1,0,0		

F ——力矩阵,由各构件受力组成,3 个方向轮胎动载荷和油缸动载荷产生的力与力矩,以及重力和速度二次项, $F \in R^{24 \times 1}$

由式(1)、(2)获得参数 \dot{q} ,以欧拉四元数形式进行积分与违约修正。

根据表 1,整机多体系统的主约束方程雅可比、约束方程与速度、加速度约束方程的右项分别为

$$\phi_q = \begin{bmatrix} \phi_{1q_1}^{(aP)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \phi_{2q_1}^{(a\Lambda)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \phi_{3q_2}^{(s)} & \phi_{3q_3}^{(s)} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \phi_{4q_3}^{(r2s)} & \phi_{4q_4}^{(r2s)} \\ \mathbf{0} & \phi_{5q_2}^{(d2)} & \mathbf{0} & \phi_{5q_4}^{(d2)} \end{bmatrix}$$

$$\phi = \begin{bmatrix} \phi_1^{(aP)} \\ \phi_2^{(a\Lambda)} \\ \phi_3^{(s)} \\ \phi_4^{(r2s)} \\ \phi_5^{(d2)} \end{bmatrix} \quad \phi_t = [\phi_t^k] = \mathbf{0} \quad \gamma = \begin{bmatrix} \gamma_1^{(aP)} \\ \gamma_2^{(a\Lambda)} \\ \gamma_3^{(s)} \\ \gamma_4^{(r2s)} \\ \gamma_5^{(d2)} \end{bmatrix}$$

表 2 各构件质量特性参数

Tab.2 Quality characteristic parameters of bodies

构件	质量/kg	连体基转动惯量/kg·m ²			初始形位质心总体坐标及连体基方向/m
前车架	8 128.3	7 637	73.83	0.212 3	[1.952 9 -0.001 6 1.071 7] ^T 与惯性坐标系平行
		73.83	3 996	1.488	
		0.212 3	1.488	886 2	
后车架	8 884.8	11 330	1 657	-16.60	[-1.770 5 -0.001 0 1.402 7] ^T 与惯性坐标系平行
		1 657	12 270	-14.23	
		-16.60	-14.23	13 940	
摆杆	212.9	0.785 2	0	0	[-1.087 0 0 1.414 0] ^T 与惯性坐标系平行
		0	91.74	0	
		0	0	92.40	

2.3 轮胎模型及参数

径向弹性元件刚度为^[12-14]

$$k^z = 172 - 1.77R + 5.6Y_c + 0.34WRp$$

式中 k^z ——轮胎径向刚度, kN/m

R ——轮辋半径 W ——轮胎宽度

Y_c ——使用年限

p ——充气压力, MPa

径向阻尼元件的阻尼为

$$c^z = c_{ov} + 0.7p$$

式中 c^z ——轮胎径向阻尼, kN·s/m

2 模型参数

2.1 仿真工况

用新疆垦区农一师棉地深翻作业为仿真工况。拖拉机行驶速度一般为 6 ~ 12 km/h,牵引单铧犁,耕深 0.6 ~ 0.7 m,耕宽 0.6 ~ 0.7 m,牵引力为 80 ~ 100 kN。尽管耕后后尾铲回填一部分土壤,但行驶在沟底的前轮越障高度仍达 0.4 ~ 0.5 m。作业距离 1 000 m 时,越障次数高达 9 ~ 10 次,每班次达到 500 ~ 600 次。每次越障时间 2 ~ 3 s,作用时间短,力矩峰值大。用 t_1 、 t_2 和 t_3 分别描述越障上升、保持和下降终止时刻,拖拉机的单次越障接地点高度为

$$h = \begin{cases} 0.25(\sin(\pi t/t_1 - \pi/2) + 1) & (t \leq t_1) \\ 0.5 & (t_1 < t < t_2) \\ 0.5 - 0.25(\sin(\pi(t-t_2)/(t_3-t_2) - \pi/2) + 1) & (t_2 \leq t \leq t_3) \\ 0 & (t > t_3) \end{cases}$$

2.2 质量属性参数

各构件质量、质心坐标、相对质心的连体基转动惯量通过 Pro/E 实体造型的方法获取。各构件质量特性参数见表 2。

c_{ov} ——零充气压力轮胎径向阻尼, $\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m}$

i 时刻, 纵向和侧向动态刚度与阻尼为

$$\begin{aligned} C_i^\beta &= F_i^z C_{\beta 0} & C_i^\alpha &= F_i^z C_{\alpha 0} \\ k_i^x &= \frac{C_i^\beta}{\sigma_\beta} & c_i^x &= \frac{C_i^\beta}{v} \\ k_i^y &= \frac{C_i^\alpha}{\sigma_\alpha} & c_i^y &= \frac{C_i^\alpha}{v} \end{aligned}$$

式中 C_i^β, C_i^α ——轮胎滑移和侧偏刚度, N/m

F_i^z ——各轮胎径向动态载荷, 由轮胎 i 时刻径向变形及变形速度计算, N

$C_{\beta 0}, C_{\alpha 0}$ ——轮胎滑移和侧偏刚度系数, $1/\text{rad}$

k_i^x, k_i^y ——轮胎纵向和侧向刚度, N/m

c_i^x, c_i^y ——轮胎纵向和侧向阻尼, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$

$\sigma_\beta, \sigma_\alpha$ ——轮胎纵向和侧向自由长度, m

v ——纵向行驶速度, m/s

i 时刻, 轮胎作用力为

$$\begin{aligned} F_i^x &= k_i^x (q_i^x - x_i) = -c_i^x \dot{q}_i^x \\ F_i^y &= k_i^y (q_i^y - y_i) = -c_i^y \dot{q}_i^y \\ F_i^z &= -k^z (z_i - R_d) - c^z \dot{z}_i \end{aligned}$$

式中 F_i^x, F_i^y ——纵向、侧向动态作用力, N

x_i, y_i, z_i ——轮胎接地点相对参考点相应方向位移, m

q_i^x, q_i^y ——阻尼器相应方向位移, m

当轮胎中心至接地点距离大于轮胎自由半径时, 纵向、侧向和径向的刚度和阻尼均取为零。

2.4 转向油缸参数

由于前、后车架质量和转动惯量大, 整机单边越障属于典型的大惯性负载加减速过程的平稳性问题。当单边越障不超过 0.5 m 时, 前、后车架相对摆动不超过 10° , 转向器滑阀阀芯转角 $\theta_m = 0^\circ$, 封闭在液压缸中的油液可简化为线性弹性阻尼元件, 等效刚度与阻尼比分别为^[15]

$$\begin{aligned} k_{cy} &= A^2 E_{oil} / V_t \\ \zeta_{cy} &= \frac{R_p}{2A} \sqrt{\frac{V_t}{E_{oil} m_p}} + \frac{\lambda_c}{2A} \sqrt{\frac{E_{oil} m_p}{V_t}} \end{aligned}$$

式中 k_{cy} ——油液弹性刚度, N/m

ζ_{cy} ——油液阻尼比

A ——转向油缸有杆腔工作面积 A_x 与无杆腔工作面积 A_d 之和, m^2

E_{oil} ——液压缸的有效体积油液弹性模量, Pa

V_t ——在稳定工作点时液压缸至液阀阀之间容腔的总容积, m^3

λ_c ——转向油缸泄漏系数

m_p ——换算到活塞及活塞杆运动方向的当量质量, kg

R_p ——活塞粘性阻尼系数, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$

轮胎与转向油缸参数如表3所示。

表3 轮胎与转向油缸参数

Tab.3 Parameters of tire and hydraulic cylinder

参数	轮胎				转向油缸	
	$k^z/$	$c^z/$	$C_{\beta 0}/$	$C_{\alpha 0}/$	$k_{cy}/$	ζ_{cy}
	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	rad^{-1}	rad^{-1}	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	
数值	903 760	14 160	6.5	4	3.2×10^7	0.06

3 仿真结果及分析

采用修整较好的平直硬面场地, 单侧增加路障, 并以 $9 \text{ km}/\text{h}$ 的整机速度通过, 模拟越障工况。由于越障高度远大于路面不平度, 仿真中忽略路面不平度误差。以越障时间为 2.2 s 为例进行以下分析, 即 $t_1 = 1 \text{ s}, t_2 = 1.2 \text{ s}$ 及 $t_3 = 2.2 \text{ s}$ 。

3.1 数值计算方法的选择

仿真起步采用四阶龙格-库塔法, 而后采用四阶亚当斯预估-校正法, 预估-校正步骤 PECE。

形位、速度违约采用自动修正法^[16]。这种方法基于 Baumgarte 违约修正系数法, 并运用最优控制思想, 是一种非线性动力学微分-代数方程的自动修正法。位移、速度违约矩阵分别为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_0 = \boldsymbol{\phi}(\boldsymbol{q}, t) \quad \boldsymbol{\varepsilon}_1 = \boldsymbol{\phi}_v \dot{\boldsymbol{q}}$$

设定铰接点 (R, P) 形位误差在 $1 \times 10^{-8} \text{ m}$, 则约束方程位移违约值 $\boldsymbol{\varepsilon}_{p0}$ 、速度违约值 $\boldsymbol{\varepsilon}_{p1}$ 为 1×10^{-24} , 即

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{p0} = \sqrt{\boldsymbol{\varepsilon}_0^T \boldsymbol{\varepsilon}_0} = 1 \times 10^{-24}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{p1} = \sqrt{\boldsymbol{\varepsilon}_1^T \boldsymbol{\varepsilon}_1} = 1 \times 10^{-24}$$

约束点 R, P, Q 在铰坐标系中约束反力 \boldsymbol{F}_j^k 、反力矩 \boldsymbol{M}_j^k 为

$$\boldsymbol{F}_j^k = (\boldsymbol{A}^j \boldsymbol{C}_j^p)^T \boldsymbol{F}_j^k \quad \boldsymbol{M}_j^k = (\boldsymbol{A}^j \boldsymbol{C}_j^p)^T \boldsymbol{M}_j^k$$

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{F}_j^k \\ \boldsymbol{M}_j^k \end{bmatrix} = -\boldsymbol{K}_j^{pT} \boldsymbol{\phi}_j^k \boldsymbol{\sigma}_k \quad \boldsymbol{K}_j^p = \begin{bmatrix} \boldsymbol{I} & \hat{\boldsymbol{\rho}}_j^p \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{I} \end{bmatrix}$$

式中 \boldsymbol{F}_j^k ——约束点 R, P 和 Q 在公共基中约束反力

\boldsymbol{M}_j^k ——约束点 R, P 和 Q 在公共基中约束反力矩

\boldsymbol{K}_j^p ——约束点绝对速度与连体基基点绝对速度间基于绝对角速度的转换矩阵

\boldsymbol{A}^j ——构件 j 相对公共基的坐标转换矩阵

\boldsymbol{C}_j^p ——约束点 p 铰坐标系相对连体基的坐标转换矩阵

j 为构件代号, $j = 1, 2, 3, 4$; k 为约束形式, $k = \phi^{(aP)}, \phi^{(a\Lambda)}, \phi^{(s)}, \phi^{(r2s)}, \phi^{(d2)}$; p 为约束点代号, $p = R, P, Q$ 。

3.2 前车架质心加速度

前车架瞬态质心垂向、侧向加速度时域曲线如

力,同时仰俯方向应能承受一定动载扭矩。

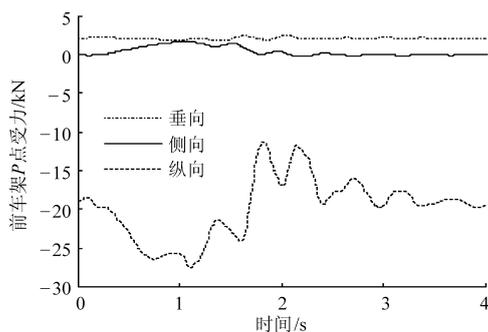


图6 前车架P点受力

Fig. 6 Force of point P of front frame

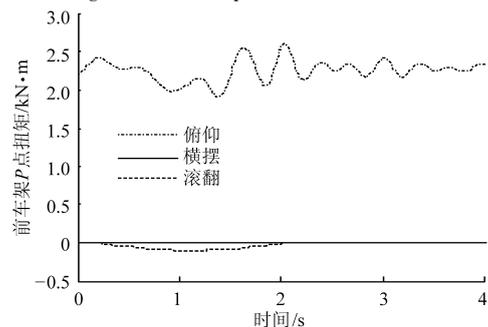


图7 前车架P点扭矩

Fig. 7 Moment of point P of front frame

3.5 不同越障时长的对比

由于车速较低,实际作业中,四轮均未跳离地面。轮胎自由半径为0.983 m,图8为越障时长 t 为2.2 s时轮胎安装点至相应地面的距离。越障高度不变,随着越障时长 t 减小,越障轮首先跳离地面,其临界时长 t_0 为1.76 s。当越障时长 t 为1.5 s时越障轮和左前轮分别跳离地面45 mm和10 mm,转向安全阀未打开。

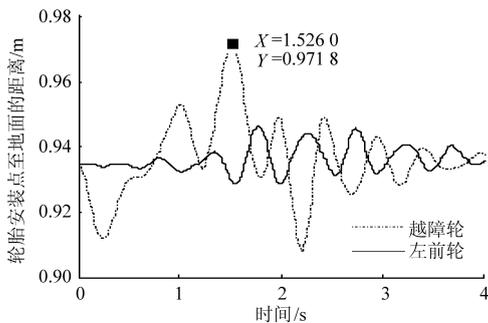


图8 轮胎安装点至地面距离

Fig. 8 Distance from assemble point to soil surface

图8反映了在越障过程中,各轮胎变形的特性。由于轮胎径向载荷的变化使轮胎在横向、纵向的刚度与阻尼反映出动态特性。

3.6 前车架振动频谱分析

对仿真的前车架质心的垂向、侧向加速度以及俯仰、横摆角加速度进行频谱分析,结果见图9。采样频率1 000 Hz,采样时间4.1 s,对场地试验各加速

度数据进行20 Hz低通滤波。采用加速度计组合方案^[18]获得前车架质心各加速度。

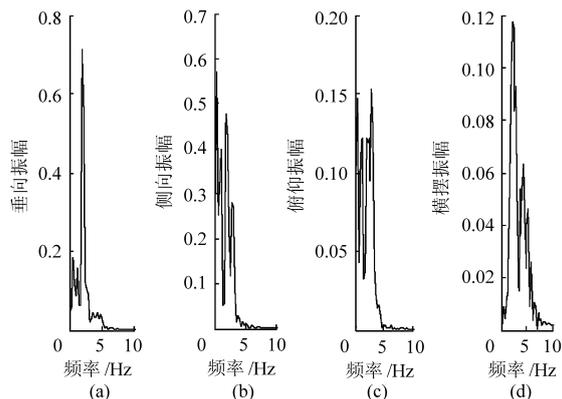


图9 前车架加速度频域曲线

Fig. 9 Acceleration vs frequency of front frame

为考察前车架振动水平,各方向 N 个离散加速度时域信号的加速度均方根值为

$$a_{rms} = \sqrt{\sum_{i=1}^N a_i^2 / N} \quad (i=1, 2, \dots, N)$$

式中 a_{rms} ——加速度均方根值, m^2/s

a_i ——离散加速度值, m^2/s

共进行5次试验,实测值为加速度均方根值的均值。增加动压反馈装置前后,仿真值与实测值的对比见表4。

表4 前车架加速度的均方根值

Tab. 4 Root mean square value of front

		frame acceleration m^2/s			
		垂向	侧向	俯仰	横摆
无装置	仿真	1.051 1	0.876 8	0.426 4	0.548 0
	实测	1.126 1	0.936 5	0.452 0	0.580 7
有装置	仿真	0.822 8	0.728 8	0.283 1	0.271 6
	实测	0.901 9	0.791 8	0.310 2	0.303 8

由表4得知,实测值均比仿真值大,原因在于实测时,整机行进速度不均匀,越障时长不宜控制,以及整机初始振动的影响。动压反馈装置的应用对横摆角加速度的减振效果明显,有助于提高转向安全性。

4 结束语

根据铰接摆杆式大功率拖拉机的结构特点和典型的农田作业工况,建立了铰接摆杆式大功率拖拉机单边越障仿真模型,分析了其越障性能、整机振动和各铰点的受力情况,结果表明:转向液压系统增加动压反馈装置改善了大功率拖拉机单边越障工况的性能并提高了转向安全性。越障时长大于2 s时,单边越障过程中拖拉机的4个轮胎均未跳离地面。

在产品时应充分考虑侧向和横摆加速度的影响,对关键部件进行减振、隔振处理。建立了轮胎与转向液压系统动压反馈装置作用力在仿真系统中的迭代方程,反映构件间相互作用。

参 考 文 献

- 1 赵剡水, 杨为民. 农业拖拉机技术发展观察[J]. 农业机械学报, 2010, 41(6): 42~48.
Zhao Yanshui, Yang Weimin. Technological development of agricultural tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(6): 42~48. (in Chinese)
- 2 朱思洪, 朱永刚, 朱星星, 等. 大型拖拉机动力换挡变速箱试验台[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4): 13~16, 38.
Zhu Sihong, Zhu Yonggang, Zhu Xingxing, et al. Test-bed of power shift transmission for lager-scale tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(4): 13~16, 38. (in Chinese)
- 3 冀宏, 谭正生, 黄建兵, 等. 轮式装载机转向液压系统的振动控制[J]. 机床与液压, 2008, 36(10): 44~46.
Ji Hong, Tan Zhengsheng, Huang Jianbing, et al. Vibration control of the steering hydraulic system in a wheel loader[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(10): 44~46. (in Chinese)
- 4 桂乃磐, 罗佑新. 装载机铰接转向机构的优化设计[J]. 太原重型机械学院学报, 2001, 22(2): 106~108.
Gui Naipan, Luo Youxin. Optimization design of articulated steering mechanism of loader[J]. Journal of Taiyuan Heavy-Duty Machinery Institute, 2001, 22(2): 106~108. (in Chinese)
- 5 李杨民, 刘又午. 铰接式车辆转向机构的多刚体系统运动学分析与优化设计[J]. 汽车工程, 1993, 15(3): 129~136.
Li Yangmin, Liu Youwu. Multi-rigid body system kinematic analysis and optimization for steering mechanism of articulated vehicle[J]. Automotive Engineering, 1993, 15(3): 129~136. (in Chinese)
- 6 杨忠炯, 何清华. 铰接车辆液动力转向系统动态特性仿真[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2004, 35(1): 80~85.
Yang Zhongjiong, He Qinghua. Simulation of dynamic characteristics of hydraulic power steering system of articulated vehicles [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2004, 35(1): 80~85. (in Chinese)
- 7 郭凌汾, 黄海东, 秦四成, 等. 铰接式车辆静态转向阻力矩分析[J]. 农业机械学报, 1995, 26(1): 23~28.
Guo Lingfen, Huang Haidong, Qin Sicheng, et al. The analysis for the moment of static steering resistance of articulated vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1995, 26(1): 23~28. (in Chinese)
- 8 周长峰, 孙蓓蓓, 孙庆鸿, 等. 铰接式自卸车悬架系统动力学建模与仿真[J]. 汽车技术, 2004, 35(9): 15~18.
Zhou Changfeng, Sun Beibei, Sun Qinghong, et al. Modeling and simulation of harshness of an articulated tipper[J]. Automobile Technology, 2004, 35(9): 15~18. (in Chinese)
- 9 魏胜君, 肖平, 孙蓓蓓. 基于变形路面的铰接式自卸车建模与仿真分析[J]. 机械制造与自动化, 2010, 39(1): 99~102.
- 10 许志华, 孙蓓蓓, 孙庆鸿, 等. 铰接式自卸车橡胶弹簧悬架系统的动力学建模与分析[J]. 中国机械工程, 2005, 16(3): 277~281.
Xu Zhihua, Sun Beibei, Sun Qinghong, et al. Dynamic modeling and analysis of rubber suspension system of articulated dump truck[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(3): 277~281. (in Chinese)
- 11 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999: 289~319.
- 12 Crolla D A, Horton D N L, Stayner R M. Effect of tyre modeling on tractor ride vibration predictions[J]. J. Agric. Engng. Res., 1990, 47: 55~77.
- 13 Lines J A, Murphy K. The stiffness of agricultural tractor tyres[J]. Journal of Terramechanics, 1991, 28(1): 49~64.
- 14 Lines J A, Young N A. A machine for measuring the suspension characteristics of agricultural tyres[J]. Journal of Terramechanics, 1989, 26(3~4): 201~210.
- 15 杨亚平, 胡刚华, 宋德朝. 全液压转向系统动态稳定性分析[J]. 中国工程机械学报, 2004, 2(4): 404~407.
- 16 孔向东, 钟万勰. 非线性系统动力学微分代数方程约束违约的自动修正[J]. 大连理工大学学报, 1999, 39(1): 22~25.
Kong Xiangdong, Zhong Wanxie. Self correction algorithm of constraint errors of differential algebraic equations for nonlinear system dynamics[J]. Journal of Dalian University of Technology, 1999, 39(1): 22~25. (in Chinese)
- 17 尹修杰, 毛恩荣, 谢斌, 等. 动压反馈装置在拖拉机液压系统中的应用研究[J]. 机床与液压, 2007, 35(5): 111~113, 132.
- 18 Xiong Yonghu, Ma Baohua, Peng Xingping. Measurement of angular and linear accelerations using linear accelerometers [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2000, 9(3): 307~311.