

## 剪式座椅和前桥空气悬架匹配对拖拉机振动特性的影响

边伟<sup>1</sup>, 袁加奇<sup>2,3</sup>, 鲁杨<sup>2</sup>, 马佳富<sup>2</sup>, 鲁植雄<sup>2\*</sup>, 刘奕贯<sup>1,2</sup>

(1. 南京交通职业技术学院汽车工程学院, 南京 211188; 2. 南京农业大学工学院, 南京 210031;

3. 江苏开放大学/江苏城市职业学院, 南京 210036)

**摘要:** 以常发 CF700 型拖拉机为研究对象, 基于 MATLAB/SIMULINK 为研究平台, 选用布置空气弹簧的剪式座椅悬架和前桥空气悬架, 建立拖拉机系统的四自由度平面振动模型。通过仿真分析得到, 拖拉机机身质心垂向加速度均方根值、俯仰角方向加速度均方根值、座椅垂向加速度均方根值以及前轮胎动载荷均方根值较无悬架拖拉机系统分别下降了 16.92%、36.82%、32.71% 和 20.57%。在 GB/T 10910-2004 规定的 100 m 较平滑跑道上对样机进行振动测试并与同等条件下的仿真结果对比, 结果表明平均误差率为 11.37%, 在可接受的范围内, 仿真结果可以真实反映拖拉机的振动趋势。

**关键词:** 拖拉机; 前桥悬架; 剪式座椅; 振动特性

中图分类号: U463.33

文献标识码: A

文章编号: 1672-352X (2017)01-0146-07

### Effects of scissor seat and front axle air suspension on tractor vibration characteristics

BIAN Wei<sup>1</sup>, YUAN Jiaqi<sup>2,3</sup>, LU Yang<sup>2</sup>, MA Jiafu<sup>2</sup>, LU Zhixiong<sup>2</sup>, LIU Yiguan<sup>1,2</sup>

(1. College of Automobile Engineering, Nanjing Communications Institute of Technology, Nanjing 211188;

2. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031;

3. Jiangsu Open University/ The City Vocational College of Jiangsu, Nanjing 210036)

**Abstract:** CF700 tractor was used as the research object, and the tractor 4-DOF vibration model was built up by choosing the scissor linkage seats with air spring suspension and front axle air spring suspension based on MATLAB/SIMULINK. The simulation results showed that the RMS of the tractor body vertical and pitch vibration acceleration, seat position vertical vibration acceleration and the front tyre dynamic load were respectively reduced by 16.92%, 36.82%, 32.71% and 20.57% compared with the no-suspension tractor system. Ride comfort and driving safety of the tractor were improved significantly. Using a smoother road of GB/T 10910-2004 as the excitation, the vibration experiment of tractor was performed and simulated under the same condition. The results showed that the average relative error was 11.37%, which is in the acceptable range. The simulation results closely reflect the vibration trend of the tractor.

**Key words:** tractor; front axle suspension; scissors linkage seat; vibration characteristics

车辆行驶时, 由路面不平度常激起较为严重的振动。特别对于拖拉机, 必须在极其恶劣的道路情况下工作。拖拉机振动不但会使驾驶员感到不适, 容易产生疲劳, 降低工作效率, 严重振动还会危害到驾驶员的身心健康, 所以对拖拉机振动的研究显得十分重要<sup>[1-2]</sup>。

由于受到经济发展水平、制造成本及销售价格等因素制约, 我国大多数拖拉机没有任何减振装置,

其振动强度远远高于道路车辆。在欧美等发达国家, 由于综合运用了驾驶员座椅悬架、驾驶室悬架和前桥悬架等减振技术, 拖拉机的振动强度远远低于我国。座椅是非道路车辆的重要隔振装置, 其主要功能是支撑驾驶员的身体, 减缓路面不平传给人体的冲击并衰减由此而引起的振动, 为驾驶员提供舒适、安全的乘坐环境和便于驾驶操纵的良好工作条件<sup>[3]</sup>。Martelli 等多体动力学系统仿真模型对前桥悬架拖

收稿日期: 2016-05-31

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51275249) 和江苏省科技支撑计划项目 (BE2012384) 共同资助。

作者简介: 边伟, 副教授。E-mail: b3415417@126.com

\* 通信作者: 鲁植雄, 教授, 博士生导师。Email: luzx@njau.edu.cn

拖拉机的乘坐舒适性和行驶安全性进行了研究, 发现前桥悬架对改善拖拉机的乘坐舒适性和行驶安全性有一定的作用, 但效果并不十分明显, 而且取决于行驶工况<sup>[4]</sup>。Weigelt 等的研究表明, 当拖拉机前端悬挂农具时, 前桥悬架的减振作用更加明显<sup>[5]</sup>。Lehtonen 和 Juhala 研究则发现前桥悬架能显著减小拖拉机横向振动, 但对垂向和纵向振动影响不大<sup>[6]</sup>。

本研究运用理论分析与仿真相结合的方法, 研究前桥悬架和座椅悬架对拖拉机振动特性的影响。为提高国产拖拉机的减振水平, 降低振动强度和拖拉机悬架系统的设计提供一定的理论依据。

### 1 拖拉机振动模型的建立

拖拉机是一个复杂的多自由度振动系统, 为了研究方便, 作如下假设:

- (1) 拖拉机总体结构关于中心面左右对称;
- (2) 左、右车轮受到的路面不平度激励相同, 前、后车轮受到的激励不同, 后轮路面激励较前轮路面激励滞后;
- (3) 考虑到拖拉机和路面为弱耦合系统<sup>[7-8]</sup>, 可不考虑动弯沉量对拖拉机振动的影响。

考虑到拖拉机的对称性, 将装有前桥和座椅悬架系统的拖拉机简化为如图 1 所示的四自由度平面振动模型。

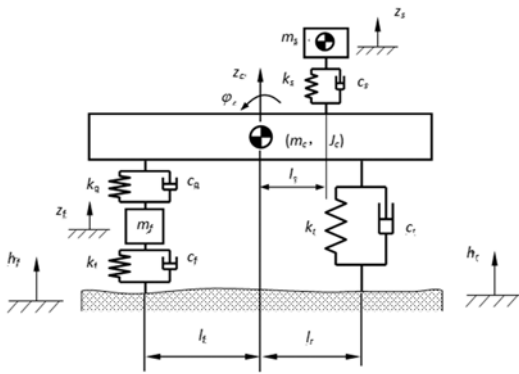


图 1 拖拉机四自由度平面振动模型

Figure 1 Tractor of four degrees of freedom vibration model

由牛顿第二运动定律可得到系统的振动微分方程为:

式中:  $m_c$ 、 $m_s$ 、 $m_f$  为机身总质量、座椅悬架的簧上质量和前桥悬架的质量, kg;  $J_c$  为机身绕质心的转动惯量,  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ;  $k_f$ 、 $k_r$ 、 $k_s$ 、 $k_a$  为前、后轮胎、座椅悬架和前桥悬架的刚度,  $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ;  $c_f$ 、 $c_r$ 、 $c_s$ 、 $c_a$  为前、后轮胎、座椅悬架和前桥悬架的阻尼,  $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ ;  $l_f$ 、 $l_r$ 、 $l_s$  为前、后桥以及座椅质心距机身质心的水平距离, m;  $h_f$ 、 $h_r$  为前、后轮的路面激励,

$m$ ;  $z_c$ 、 $\varphi_c$ 、 $z_s$ 、 $z_f$  为机身垂直位移、俯仰角位移、座椅垂直位移、前桥悬架垂直位移, m。

$$\begin{cases} m_c \ddot{z}_c = k_q z_f + c_q \dot{z}_f + k_r h_r + c_r \dot{h}_r - (c_q + c_r + c_s) \dot{z}_c - \\ \quad (k_q + k_r + k_s) z_c + c_s z_s + k_s z_s + (c_q l_f - c_r l_r - c_s l_s) \dot{\varphi}_c + \\ \quad (k_q l_f - k_r l_r - k_s l_s) \varphi_c \\ J_c \ddot{\varphi}_c = c_r l_r \dot{h}_r - c_q l_f \dot{z}_f + (c_q l_f - c_r l_r - c_s l_s) \dot{z}_c + k_r l_r h_r - k_q l_f z_f + \\ \quad (k_q l_f - k_r l_r - k_s l_s) z_c + c_s l_s \dot{z}_s + k_s l_s z_s - (c_q l_f^2 + c_r l_r^2 + \\ \quad c_s l_s^2) \dot{\varphi}_c - (k_q l_f^2 - k_r l_r^2 - k_s l_s^2) \varphi_c \\ m_s \ddot{z}_s = c_s \dot{z}_c + k_s z_c + c_s l_s \dot{\varphi}_c + k_s l_s \varphi_c - c_s \dot{z}_s - k_s z_s \\ m_f \ddot{z}_f = c_f \dot{h}_f + k_f h_f - (c_f + c_q) \dot{z}_f - (k_f + k_q) z_f - c_q l_f \dot{\varphi}_c - \\ \quad k_q l_f \varphi_c + c_q \dot{z}_q + k_q z_q \end{cases} \quad (1)$$

将式 (1) 改写成状态空间方程:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + BU \\ Y = CX + BU \end{cases} \quad (2)$$

### 2 拖拉机参数的获取

以常发 CF700 型拖拉机为研究对象, 在自行研制的试验台上对其尺寸、质量、转动惯量、轮胎刚度及阻尼等参数进行测量和计算<sup>[9-10]</sup>, 结果如表 1 所示。

表 1 CF700 型拖拉机主要参数

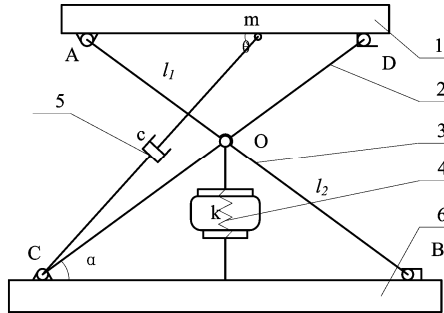
Table 1 The main parameters of CF700 tractor

参数 Parameter	数值 Numerical value
机身质量 $m_c$ /kg Tractor mass	2 548
机身绕其质心转动惯量 $J_c$ / $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ Moment of inertia of tractor centroid	3 250
座椅距机身质心水平距离 $l_s$ /m Horizontal distance between seat and centroid	0.53
前桥距机身质心水平距离 $l_f$ /m Horizontal distance between front axle and centroid	1.348
后桥距机身质心水平距离 $l_r$ /m Horizontal distance between rear axle and centroid	0.84
前桥悬架质量 $m_f$ /kg Mass of front axle suspension	146
座椅悬架簧上质量 $m_s$ /kg Sprung mass of seat suspension	75
前轮刚度系数 $k_f$ / $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ Stiffness coefficient of front wheel	357 177
前轮阻尼系数 $c_f$ / $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ Damping coefficient of front wheel	1 789
后轮刚度系数 $k_r$ / $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ Stiffness coefficient of rear wheel	359 304
后轮阻尼系数 $c_r$ / $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ Damping coefficient of rear wheel	2 517
座椅悬架的刚度系数 $k_s$ / $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ Stiffness coefficient of seat suspension	20 352
座椅悬架的阻尼系数 $c_s$ / $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ Damping coefficient of seat suspension	574

### 3 悬架设计

#### 3.1 座椅悬架

以 HY-Z04 型剪式座椅为研究对象, 空气弹簧及减振器的布置简图见图 2 所示。空气弹簧布置于剪杆与底板之间, 刚度为  $k$ , 其上、下端分别与座椅底板和剪杆铰接点 O 连接。减振器以一定的倾角安装于座椅上板与底板之间, 阻尼系数为  $C$ 。



1.座椅悬架上板; 2,3.剪杆; 4.空气弹簧; 5.减振器; 6.座椅底板

1. seat suspension upper plate; 2,3 scissors pole; 4.air spring; 5.shock absorber; 6.seats and floor

图 2 剪式座椅结构

Figure 2 The structure of scissors linkage seat

HY-Z04 型剪式座椅的悬架参数见表 2 所示。

表 2 HY-Z04 型剪式座椅悬架参数

Table 2 HY-Z04 scissor linkage seat suspension parameters

参数 Parameter	数值 Numerical value
导向杆长度 $l_1/m$ Length of guide rod	0.102
导向杆长度 $l_2/m$ Length of guide rod	0.143
滑动摩擦系数 $f_d$ Sliding friction coefficient	0.02
减振器与上板夹角 $\beta/^\circ$ Angle between vibration damper and upper plate	21.6
静平衡位置夹角 $\alpha/^\circ$ Angle on static equilibrium	11.2
阻尼系数 $c/kN \cdot s \cdot m^{-1}$ Damping coefficient	1.5

根据座椅的结构特性, 可得到剪式座椅悬架的等效垂直刚度  $k_e$  和等效阻尼系数  $c_e$  分别为<sup>[11-13]</sup>:

$$k_e = \frac{l_2^2 k}{(l_1 + l_2)^2} \quad (3)$$

$$c_e = \frac{1}{(l_1 + l_2)} \left[ \frac{1}{\cos \alpha} \sin(\alpha + \beta) l_1 + \frac{f_d \tan \alpha - 1}{f_d \tan \alpha + 1} \sin(\alpha - \beta) l_2 \right] c \quad (4)$$

由此可知, 座椅系统的圆频率为:

$$\omega_n = \frac{l_2}{(l_1 + l_2)} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

综合考虑, 选用德国 ContiTech 公司的 SK37-6 型膜式空气弹簧, 以厂家推荐的弹簧工作高度 (60 mm) 为弹簧静态工作高度, 以标准大气压力 (0.101 MPa) 和标准温度 (293 K) 作为外部工作环境。在设计高度为 60 mm 下, 空气弹簧的隔振-动态特征值见表 3。

表 3 SK37-6 隔振-动态特征值

Table 3 Vibration isolation-dynamic characteristic values of SK37-6

参数 Parameter	数值 Numerical value					
充气压力 $P/\times 10^5 Pa$ Tire pressure	3	4	5	6	7	8
负载 $L/kN$ Load	1.1	1.4	1.8	2.1	2.5	2.9
弹簧刚度 $k/N \cdot cm^{-1}$ Spring stiffness	325	410	500	590	670	750
固有频率 $f/Hz$ Natural frequencies	2.8	2.7	2.7	2.6	2.6	2.6

当空气弹簧的充气压力为 300 kPa 时, 座椅悬架的等效刚度系数  $k_e$  为  $11 kN \cdot m^{-1}$ , 座椅悬架的等效阻尼系数为  $500 N \cdot s \cdot m^{-1}$ 。

#### 3.2 前桥悬架设计

经测得拖拉机前桥的质量  $m_f=146 kg$ , 前桥的簧上质量可由分配原理估算, 约为 980 kg。根据文献中有关悬架偏频的选择原则<sup>[14-15]</sup>, 结合样车的实际情况选择拖拉机前桥悬架的偏频  $n$  为 1.5~3.0 Hz, 由车辆悬架的偏频公式:

$$n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

式中:  $m$  为前桥悬架簧上质量, kg。

由式(6)可得:

$$K_q = (2\pi n)^2 m = 87\ 050 \sim 348\ 200 N \cdot m^{-1} \quad (7)$$

一般选择悬架阻尼比  $\zeta=0.15 \sim 0.45$ , 可由式(8)计算:

$$c_q = 2\zeta \sqrt{m K_q} = 2\ 770 \sim 16\ 625 N \cdot s \cdot m^{-1} \quad (8)$$

综合考虑, 选用德国 ContiTech 公司的 FS120-9 CI 型囊式空气弹簧, 以厂家推荐的弹簧工作高度 (110 mm) 为弹簧静态工作高度, 以标准大气压力 (0.101 MPa) 和标准温度 (293 K) 作为外部环境。在设计高度为 110 mm 下, 空气弹簧的隔振-动态特征值见表 4。

当空气弹簧充气压力为 400 kPa 时, 前桥悬架的刚度为  $324 kN \cdot m^{-1}$ , 由于拖拉机的行驶路面通常

较差, 选择阻尼比为 0.35, 所以前桥悬架的阻尼系数为  $12.5 \text{ kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 。

表 4 FS120-9 CI 隔振-动态特征值

Table 4 Vibration isolation-dynamic characteristic values of FS120-9 CI

参数 Parameter	数值 Numerical value				
充气压力 $P/\times 10^5 \text{ Pa}$ Tire pressure	3	4	5	6	7
负载 $L/\text{kN}$ Load	3.9	5.3	6.8	8.3	9.6
弹簧刚度 $k/\text{N}\cdot\text{cm}^{-1}$ Spring stiffness	1 315	1 620	1 925	2 230	2 535
固有频率 $f/\text{Hz}$ Natural frequencies	2.9	2.8	2.7	2.6	2.6

### 4 仿真模型的建立与分析

#### 4.1 随机路面激励模型

本试验采用积分白噪声随机路面模型作为激励, 当车速为定值时, 速度时域功率谱即为白噪声信号, 谱密度为常数  $4\pi^2 G_q(n_0)n_0^2 v$ , 于是路面轮廓可由谱密度为  $2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v}$  的白噪声通过积分器产生, 即:

$$q(t) = k_0 \int_0^t w(t) dt \quad (9)$$

式中:  $k_0 = 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)v}$ ;  $w(t)$  为单位白噪声。

当路面等级为 D 级, 路面不平度系数  $G_q(n_0) =$

$1.024 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ , 路面激励信号的方差  $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$ , 车速为  $v = 10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  时, 利用 MATLAB/SIMULINK 仿真软件可以构造出白噪声模型, 由仿真模型产生的随机路面轮廓如图 3 所示。

#### 4.2 仿真模型的建立

本试验选择 MATLAB/SIMULINK 工具箱作为仿真工具<sup>[16]</sup>, 对整个系统进行动态仿真分析。根据积分白噪声随机路面模型以及前桥悬架和座椅悬架的四自由度拖拉机平面振动模型建立仿真模型如图 4 所示。仿真模型中的输入矢量为作用在前、后轮上的路面激励, 状态方程包含式(2)中的 A、B、C 和 D 4 个矩阵, 输出结果包括机身质心垂向加速度、俯仰角方向加速度、座椅垂向加速度、前悬架动行程及前轮胎动载荷。

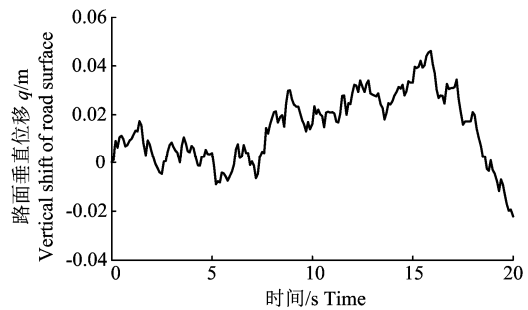


图 3 积分白噪声随机路面轮廓  
Figure 3 Integral of white noise pavement

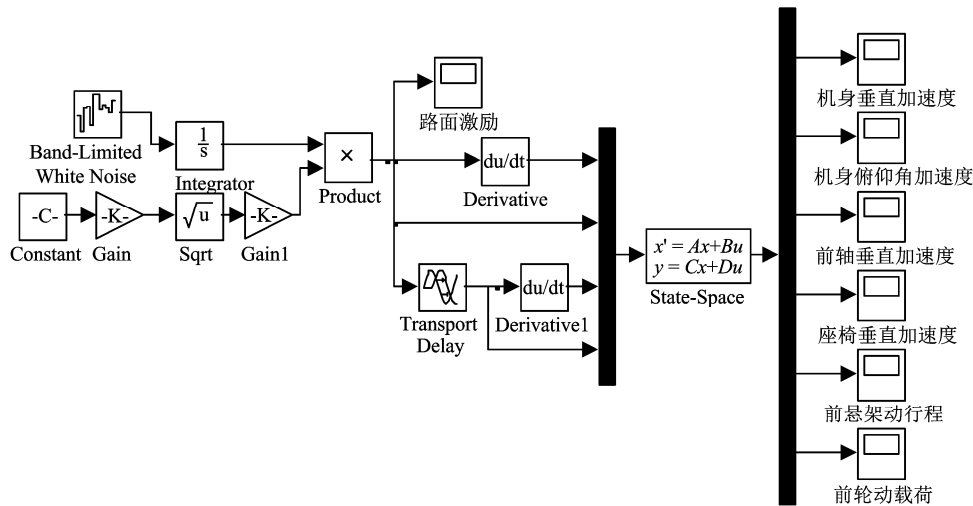


图 4 拖拉机四自由度振动仿真模型  
Figure 4 The vibration simulation model of four degrees of freedom tractor

#### 4.3 仿真结果分析

拖拉机以  $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  的速度在 D 级路面上行驶时, 利用已建立的四自由度拖拉机平面振动模型, 在 MATLAB 环境下编写 M 文件, 仿真结果见表 5。将无悬架拖拉机的参数和装有前桥悬架和座

椅悬架的拖拉机参数代入仿真模型中进行仿真分析, 得到拖拉机机身质心处垂向加速度、俯仰角方向加速度、座椅垂向加速度以及前轮胎动载荷随时间变化的曲线分别如图 5 至图 8 所示。

表 5 仿真结果

Table 5 The simulation results

参数 Parameter	仿真结果 Simulation
机身质心垂向加速度均方根值 $\sigma_{z_c}/m \cdot s^{-2}$	0.9857
Root mean square of vertical acceleration on centroid	
机身质心俯仰角方向加速度均方根值 $\sigma_{\phi_c}/rad \cdot s^{-2}$	0.7264
Root mean square of pitch acceleration on centroid	
座椅垂向加速度均方根值 $\sigma_{z_c}/m \cdot s^{-2}$	0.9242
Root mean square of vertical acceleration on seat	
前桥悬架动行程 $\sigma_{z_f}/mm$	4.8
Suspension working space on front axle	
前轮胎动载荷 $\sigma_{F_{fj}}/N$	1 610
Dynamic load on front wheel	

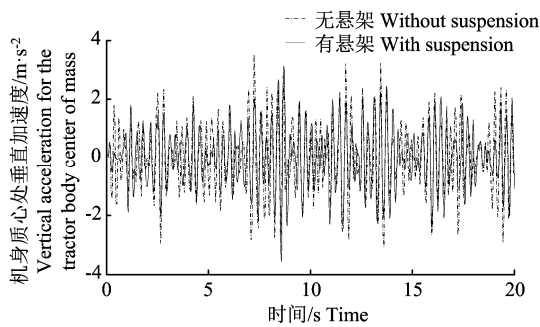


图 5 拖拉机机身质心处垂向加速度变化

Figure 5 Vertical acceleration for the tractor body center of mass

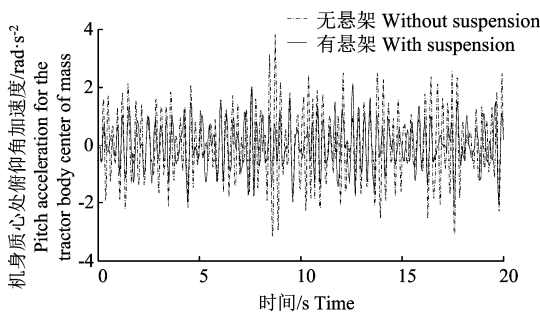


图 6 拖拉机机身质心处俯仰角方向加速度

Figure 6 Pitch acceleration for the tractor body center of mass

在同等情况下，改变仿真模型中的状态方程，得到无悬架拖拉机机身质心处垂向加速度均方根值、俯仰角方向加速度均方根值、座椅安装位置垂向加速度均方根值以及前轮胎动载荷均方根值分别为  $1.1862 m \cdot s^{-2}$ 、 $1.1498 rad \cdot s^{-2}$ 、 $1.3734 m \cdot s^{-2}$  和  $2.027 kN$ ，与有悬架拖拉机相比装有前桥悬架和座椅悬架的拖拉机分别下降了 16.92%、36.82%、32.71% 和 20.57%，在行驶舒适性和安全性方面得到了一定的改善。座椅悬架的最大动挠度为  $\pm 13.5 mm$ ，前桥悬架的最大动挠度为  $\pm 12 mm$ ，均在车辆悬架允许的动

行程  $\pm 50 mm$  的范围内，动挠度的均方根值不超过限位块行程的三分之一，可以保证悬架撞击限位块的概率小于 0.3%。前轮胎的最大动载为 4 248 N，在安全行驶的范围，且前轮胎的相对动载荷均方根值不超过前轮胎静载荷的三分之一，车轮跳离地面的概率小于 0.15%<sup>[17]</sup>，提高了拖拉机行驶的安全性。

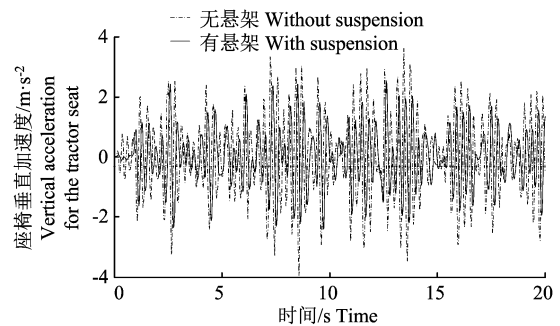


图 7 拖拉机座椅垂向加速度

Figure 7 Vertical acceleration for the tractor seat

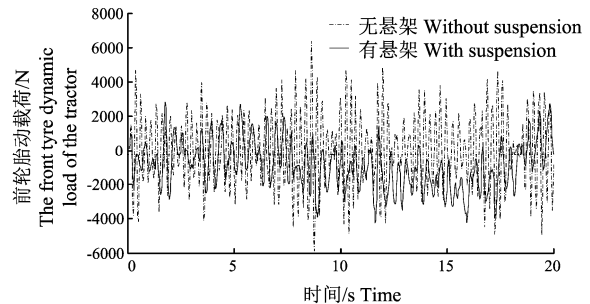


图 8 拖拉机前轮胎动载荷

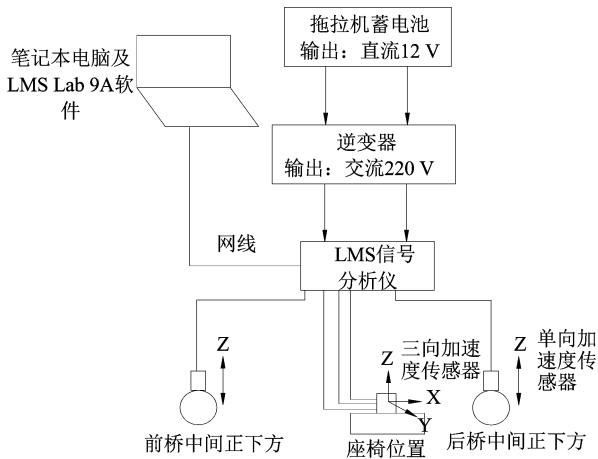
Figure 8 The front tyre dynamic load of the tractor

### 5 振动测试

为验证所建立的拖拉机仿真模型的可靠性，选取按照 GB/T10910-2004<sup>[18]</sup>规定修建的 100 m 较平滑标准跑道对 CF700 型拖拉机进行振动测试，试验现场及测试系统原理见图 9 所示。得到拖拉机以  $8 km \cdot h^{-1}$  速度行驶时的振动测试结果见图 10 至图 13 所示。

得到的试验结果与同等条件下的仿真结果对比见表 6。

由表 6 可知，仿真结果与试验结果的平均误差率为 11.37%。考虑到拖拉机发动机引起的振动，路面引起的拖拉机横向振动以及车轮运动过程中刚度的变化等其他因素，仿真与试验结果的误差在可接受的范围内，仿真结果能较好地反映拖拉机的振动情况。



A. 试验现场 Testing site; B. 测试系统原理 The principle diagram of the test system

图 9 拖拉机振动测试

Figure 9 The vibration experiment of tractor

## 6 结论

通过理论分析、计算机仿真和试验验证的方法, 以常发 CF700 型拖拉机为研究对象, 对拖拉机的振动特性进行了研究, 得到如下结论:

为了提高拖拉机乘坐的舒适性和行驶的安全性, 选用布置有空气弹簧的 HY-Z04 型剪式座椅悬架和前桥空气悬架, 建立了前桥悬架和座椅悬架的拖拉机四自由度平面振动模型, 仿真结果表明装有前桥悬架和座椅悬架的拖拉机乘坐舒适性得到了很大的改善, 拖拉机机身质心垂向加速度均方根值、俯仰角方向加速度均方根值、座椅垂向加速度均方根值以及前轮胎动载荷均方根值较无悬架拖拉机系统分别下降了 16.92%、36.82%、32.71% 和 20.57%, 行驶安全性也得到了一定的提高, 而且降低了拖拉机系统的固有频率。

在 GB/T10910-2004 较平滑跑道上对样机进行振动测试, 同时建立样机模型, 以 MATLAB/SIMULINK 为仿真工具对整个系统进行动态仿真分

析, 得到同等条件下仿真结果与试验结果的平均误差率为 11.37%, 在可接受的范围内, 说明仿真具有可信度。

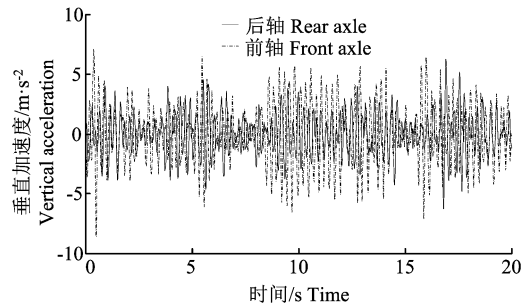


图 10 前、后桥垂向加速度

Figure 10 Vertical acceleration for front and rear axle

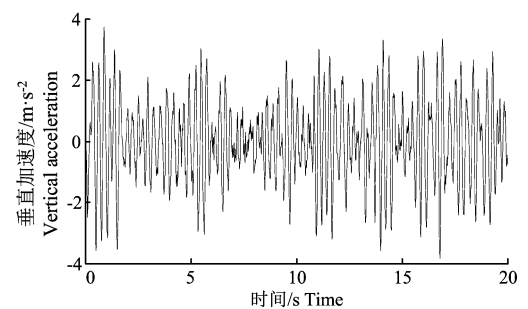


图 11 机身质心处垂向加速度

Figure 11 Vertical acceleration for the fuselage center of mass

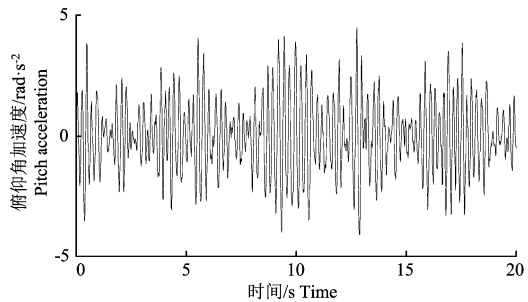


图 12 机身质心处俯仰角方向加速度

Figure 12 Pitch acceleration for the fuselage center of mass

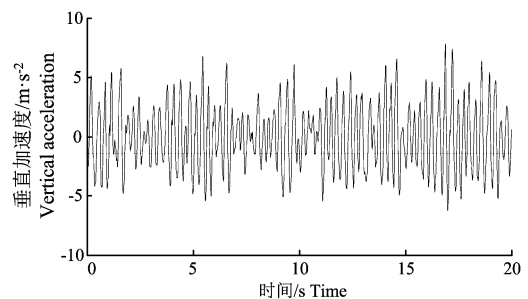


图 13 座椅安装位置垂向加速度

Figure 13 Vertical acceleration for seat

表 6 试验结果与仿真结果对比

Table 6 The contrast of the experimental results and simulation results

CF700	试验结果 Test result	仿真结果 Simulation result	误差率/% Error rate
质心垂向加速度均方根值 /m·s <sup>-2</sup> Root mean square of vertical acceleration on centroid	1.3424	1.2290	8.45
质心俯仰角方向加速度均方根值 /rad·s <sup>-2</sup> Root mean square of pitch acceleration on centroid	1.4776	1.2998	12.03
前桥垂向加速度均方根值 /m·s <sup>-2</sup> Root mean square of vertical acceleration on front axle	2.5104	2.0470	18.46
后桥垂向加速度均方根值 /m·s <sup>-2</sup> Root mean square of vertical acceleration on rear axle	1.7352	1.7163	10.89
座椅安装位置垂向加速度均方根值/m·s <sup>-2</sup> Root mean square of vertical acceleration on seat	1.6835	1.4624	13.13
平均值 Average	1.7498	1.5509	11.37

## 参考文献:

- [1] 万叶青,张伟欣,杨俭,等. 拖拉机机体振动分析方法及其应用[J]. 拖拉机与农用运输车,2005,32(3):11-15.
- [2] 雷玲,王兴盛,廉鹏飞,等. 拖拉机振动对驾驶员身体健康影响的调查研究[J]. 拖拉机与农用运输车,2012,39(6):20-23.
- [3] 宋春桃. 车辆座椅的磁流变液减振研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2007.
- [4] MARTELLI M, PAOLUZZI R, ZAROTTI L G. The front suspension of agricultural tractors[C] //14th international conference of the international society for terrain-vehicle systems. Vicksburg, 2002.
- [5] WEIGELT H. Front axle suspension for agricultural tractors[C]//Internationale tagung landtechnik. Braunschweig, 1985.
- [6] LEHTONEN T J, JUHALA M. Predicting the ride behaviour of a suspended agricultural tractor[J]. Int J Veh Syst Model Test, 2005, 1(1/2/3): 131-142.
- [7] 任卫群. 车-路系统动力学中的虚拟样机: MSC. ADAMS 软件应用实践[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005.
- [8] FAFARD M, LAFLAMME M, SAVARD M, et al. Dynamic analysis of existing continuous bridge[J]. J Bridge Eng, 1998, 3(1): 28-37.
- [9] 聂信天,史立新,顾浩,等. 农用轮胎径向刚度和阻尼系数试验研究[J]. 南京农业大学学报, 2011, 34(5): 139-143.
- [10] 聂信天,史庆春,顾浩,等. 拖拉机转动惯量测量及误差分析[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(8): 1325-1328.
- [11] 刘委,朱思洪,王家胜,等. 一种带附加气室的空气悬架剪式座椅振动特性理论分析[J]. 中国机械工程, 2010, 21(14): 1647-1650.
- [12] 王敏娜. 带附加气室空气悬架剪式座椅振动特性研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2008.
- [13] 陈寒霜. 汽车座椅空气弹簧悬架振动特性研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012.
- [14] 张洪欣. 汽车设计[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [15] 周长城. 汽车平顺性与悬架系统设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [16] 张德丰. MATLAB 数值分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [17] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [18] 中国机械工业联合会. 农业轮式拖拉机和田间作业机械驾驶员全身振动的测量: GB/T10910-2004 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.