

倪伟强,江庆,许良元,等.悬挂装置参数对拖拉机振动特性的影响[J].华中农业大学学报,2020,39(4):175-181.

DOI:10.13300/j.cnki.hnlkxb.2020.04.024

# 悬挂装置参数对拖拉机振动特性的影响

倪伟强<sup>1</sup>,江庆<sup>1,2</sup>,许良元<sup>1,2</sup>,张兴局<sup>1</sup>,蒋冬冬<sup>1</sup>

1.安徽农业大学工学院,合肥 230036; 2.安徽省智能农机装备工程实验室,合肥 230036

**摘要** 为研究不同农具位置对悬挂农具拖拉机振动特性的影响,以东方红-LX754 拖拉机和淮丰 1LS-740 深松机为研究对象,采用 CATIA 软件建立拖拉机和农具简化的几何模型以及 MATLAB 编写随机路面文件,并基于 ADAMS 软件修改轮胎参数文本和导入随机路面激励文件,构建深松机-拖拉机-路面系统的虚拟样机。通过仿真研究悬挂装置参数对拖拉机驾驶员垂向振动加速度、座椅安装处俯仰振动角加速度、拖拉机质心垂向振动加速度的影响。结果发现,内提升臂与水平方向的夹角从 20°增大到 70°时,驾驶员垂直振动加速度峰值从 30.09 m/s<sup>2</sup>降低到 17.61 m/s<sup>2</sup>,垂直振动峰值频率从 1.36 Hz 增大到 2.12 Hz,座椅安装处俯仰振动角加速度峰值从 11.12 rad/s 降低到 7.56 rad/s,拖拉机质心垂直振动加速度峰值从 42.42 m/s<sup>2</sup>降低到 29.33 m/s<sup>2</sup>。

**关键词** 农用拖拉机; 振动特性; ADAMS; 悬挂装置; 农具位置

**中图分类号** S 219.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2020)04-0175-07

我国农用拖拉机运输时行驶的道路大部分是路况一般的乡村碎石路和土路。悬挂农具拖拉机由于农具的存在,在路况较差的道路上运输时会产生很大的振动,导致拖拉机的行驶平顺性以及驾驶员的舒适性大大降低<sup>[1-2]</sup>。国内外研究人员发现,拖拉机的振动会对拖拉机零部件的使用寿命以及驾驶员身体和心理上造成一定的损伤<sup>[3-5]</sup>。朱思洪等<sup>[6]</sup>建立了悬挂农具拖拉机系统现行振动模型,研究了农具质量大小对拖拉机悬挂农具系统振动特性的影响,研究结果表明,当拖拉机行驶速度不变时,农具质量的增大会导致悬挂农具拖拉机系统垂向和俯仰振动固有频率的减小。顾林等<sup>[7]</sup>利用 Pro/E 和 ADAMS 建立拖拉机和路面模型,仿真分析垂直、侧倾和俯仰 3 个方向的振动相互影响。Muzammil 等<sup>[8]</sup>研究了不同田间条件下的驾驶员振动情况,结果显示悬挂设备对振动有影响,而田地类型对振动的影响不显著。Cong 等<sup>[9]</sup>通过试验分析轮胎充气压力和前进速度对空载拖拉机振动的影响,结果表明拖拉机振动受到前进速度和轮胎充气压力改变的强烈影响,同时田间土壤含水量变化对拖拉机前轴的振动变化影响较大。

本研究以悬挂农具拖拉机为研究对象,基于

ADAMS 构建深松机-拖拉机-路面系统的虚拟样机,分别以不同的农具位置对悬挂农具拖拉机及空载拖拉机的振动影响进行仿真分析,探究农具的存在以及农具位置对拖拉机振动的影响,为拖拉机减振系统的设计提供一定的参考。

## 1 材料与方法

### 1.1 拖拉机整机机械系统建模

拖拉机运输过程中产生振动与拖拉机行驶速度、配重铁质量、农具、轮胎直径以及弹性属性等因素有关,如果将所有因素全部考虑则建模与仿真就会较复杂。本研究主要考虑农具悬挂位置和路面不平度引起的振动。在外界环境的影响下,拖拉机和农具会产生多自由度的振动,包含拖拉机的纵/侧/垂向运动、俯仰/侧倾/横摆、4 个车轮的垂向运动和前轮的转向、农具的垂向和俯仰。由于频率 20 Hz 以内的振动对人的身体影响比较大,所以本研究仅考虑频率 20 Hz 以内振动,拖拉机传动系统、发动机等运转时频率高于 20 Hz 振动不做考虑<sup>[10]</sup>。建立的拖拉机整机机械系统模型中,将拖拉机发动机、传动系统等机构简化成质量块与拖拉机底盘固定连接。在确保农具和拖拉机的质心、质量以及各构件

收稿日期: 2019-06-05

基金项目: 国家重点研发计划(2017YFD0700104B)

倪伟强,硕士研究生. 研究方向: 机电一体化. E-mail: 760820640@qq.com

通信作者: 江庆,副教授. 研究方向: 智能农机装备. E-mail: jtao@ahau.edu.cn

装配位置准确的条件下,由于其他部件刚性比较大,所以不需要注重于具体的形状结构,将其简化成杆件结构<sup>[11]</sup>。驾驶室和底盘根据质量、前轮轮距、后轮轮距和前后轮轴距等要求建立模型,确定各零部件装配位置,以确保各零部件之间的空间定位关系。根据我国 18 岁及以上成年男性平均体质量(66.2 kg),将人体简化为边长为 20.4 cm 的正方体铁块。

在 CATIA 中完成拖拉机及深松机的简化三维建模(图 1,图 2),将模型格式转化为 stp 并借助 Pro/E 将悬挂农具拖拉机三维模型转化为 x\_t 格式文件。利用 ADAMS 的 File Import 命令,将所建立的模型导入 ADAMS 中,获得悬挂深松机的拖拉机三维简化模型,选择各部件质量属性参数,设置各部件的材料。

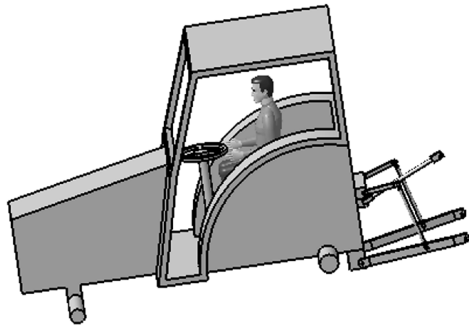


图 1 拖拉机整机模型  
Fig.1 Whole tractor model

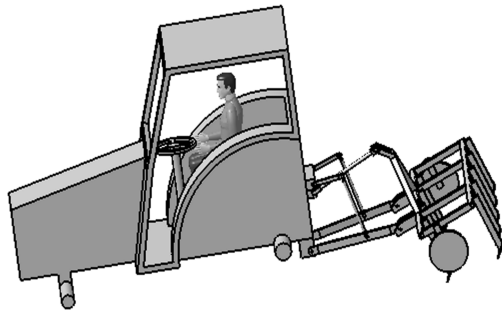


图 2 悬挂农具拖拉机几何模型  
Fig.2 Geometric model of suspended farm tool tractor

### 1.2 轮胎及随机路面模型的构建

本研究选用 Fiala 轮胎模型,根据公式(1)~(4),计算轮胎的相关参数编入轮胎属性文件<sup>[12-14]</sup>。

$$K = 172 - 69.69r + 5.6Y + 0.527K_w r P \quad (1)$$

式(1)中, $K$ 为轮胎径向刚度, $\text{kN/m}$ ;  $r$ 为轮辋半径, $\text{m}$ ;  $K_w$ 为轮胎宽度, $\text{m}$ ;  $Y$ 为使用年限,  $a$ ;  $P$ 为

轮胎气压, $\text{Pa}$ 。

$$C = C_0 + 0.7P \quad (2)$$

式(2)中, $C$ 为轮胎径向阻尼, $\text{kN} \cdot \text{s/m}$ ;  $C_0$ 为 0 气压轮胎径向阻尼, $\text{kN} \cdot \text{s/m}$ 。

$$K_1 = \frac{C_1 \pi r_1}{\sigma_1 180} \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{C_2}{\sigma_2} \quad (4)$$

式(3)~(4)中: $K_1$ 、 $K_2$ 为侧向、纵向刚度, $\text{N}/(\text{cm})$ ;  $C_1$ 、 $C_2$ 为侧偏、滑移刚度, $\text{N}/\text{rad}$ ;  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 为轮胎自由长度, $\text{m}$ ;  $r_1$ 为轮胎动力半径, $\text{m}$ 。

表 1 轮胎属性参数

Table 1 Parameters of the tires

参数 Parameter	前轮 Front wheel	后轮 Rear wheel
半径/mm Radius	550	700
静摩擦系数 Static friction coefficient	0.95	0.95
动摩擦系数 Coefficient of kinetic friction	0.75	0.75
侧偏刚度/(N/rad) Cornering stiffness	60 000	120 000
纵向滑移刚度/(N/mm) Longitudinal slip stiffness	495.25	437.16
外倾刚度/(N/rad) Camber stiffness	6 000	12 000
自由半径/mm Free radius	553	705
滚动阻力系数 Coefficient of rolling resistance	0.15	0.15
径向阻尼比 Radial damping ratio	0.04	0.04
径向刚度/(N/mm) Radial stiffness	348.48	560.82

建立随机路面采用不同形式的三角级数进行模拟。空间频率为  $n_{\text{mid},i}$  ( $i=1, 2, \dots, m$ ),路面模型用标准差为  $\sqrt{2G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i}$  的正弦波函数,正弦波函数可表示为<sup>[15-17]</sup>:

$$q_i(a) = \sqrt{2G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i} \sin(2\pi n_{\text{mid},i} a + \omega_i) \quad (5)$$

$$q(a) = \sum_{i=1}^m \sqrt{2G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i} \sin(2\pi n_{\text{mid},i} a + \omega_i) \quad (6)$$

式(5)~(6)中: $a$ 为路面的纵向位置; $\omega_i$ 为  $[0, 2\pi]$ 内的随机数。

设置随机路面的纵向为  $a$ 、横向为  $b$ :

$$q(a, b) = \sum_{i=1}^m \sqrt{2G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i} \sin(2\pi n_{\text{mid},i} a + \omega_i(a, b)) \quad (7)$$

$\omega_i(a, b)$ 为在路面上任意点  $(a, b)$ 处属于  $[0, 2\pi]$ 间的随机数。

在 MATLAB 中建立的 H 级路面如图 3 所示。

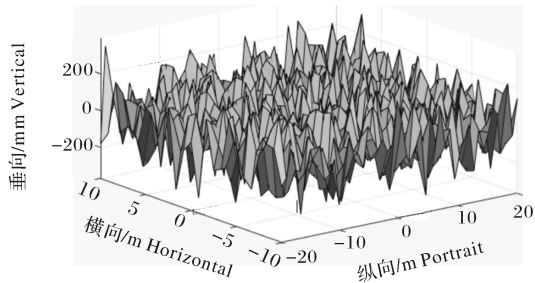


图 3 H 级随机路面

Fig.3 H class random pavement

### 1.3 拖拉机-深松机-路面系统虚拟样机模型的构建

将完成装配的悬挂深松机拖拉机三维模型导入

ADAMS 中,设置材料属性,在 MATLAB 中编写基于正弦波叠加法建立的不同等级随机路面,将生成的 txt 文件格式修改为 rdf 保存。根据悬挂农具拖拉机中各零部件之间的运动关系,将发动机、变速箱、传动机构、驾驶室等看作刚体并简化为质量块安装在底盘上。农具、三点悬挂与拖拉机之间设置转动副,简化的驾驶员模型与座椅间设置固定副,完成对虚拟样机模型的约束处理。采用 ADAMS 中 Special force 模块的 Create wheel and tire 添加已经编写好的轮胎与路面文件,轮胎与驱动桥之间设置转动副。创建深松机-拖拉机-路面系统的虚拟样机如图 4 所示。

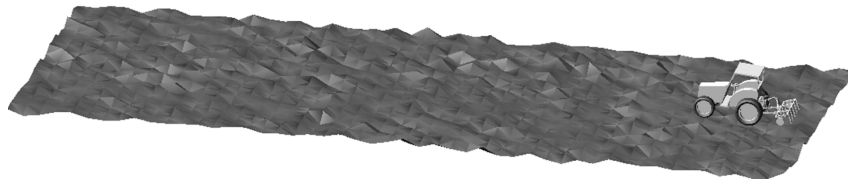


图 4 深松机-拖拉机-路面系统的虚拟样机

Fig.4 Virtual prototype of ditch plough-tractor-road surface system

### 1.4 试验设计

在安徽农业大学机电工程园进行试验,以验证建立的仿真模型的准确性。拖拉机型号为东方红 LX754,悬挂农具为深松机。鉴于本研究重点考察农具悬挂位置对拖拉机振动的影响,因此,通过液压装置调控来改变农具的位置。试验跑道为长 50 m 的 H 级随机路面,与仿真模型中的路面基本相同。拖拉机的行驶速度为 10 km/h,进行 3 次数据采集,采样频率为 200 Hz,最终取其平均值。根据 GB/T 10910 — 2004《农业轮式拖拉机和田间作业机械驾驶员全身振动的测量》的规定,在标准 H 级随机路面上采集内提升臂与水平方向夹角为 45°时悬挂农具拖拉机的振动加速度。加速度传感器安装的位置为:座椅安装处 1 个单向加速度传感器、前桥中心处正下方 1 个单向加速度传感器、底盘中心处正下方 1 个单向加速度传感器、后桥中心处正下方 1 个单向加速度传感器,振动试验设备如图 5 所示。

## 2 结果与分析

### 2.1 实际试验与仿真结果的对比

由表 2 可知,悬挂农具拖拉机底盘中心处正下方垂向振动加速度峰值、座椅安装处垂向振动加速度峰值、前轴垂向振动加速度峰值、后轴垂向振动加



图 5 振动试验设备

Fig.5 Vibration test equipment

速度峰值的实际试验和该系统仿真结果相对误差分别是 8.52%、9.56%、7.04%、10.83%,具有较好的一致性,基本满足本研究的要求。

### 2.2 农具位置对拖拉机振动加速度的影响

图 6A-C、D-F 和 G-I 分别为内提升臂与水平方向夹角为 20°、45°、70°,悬挂农具拖拉机以 10 km/h 行驶时驾驶员质心垂向振动加速度、座椅安装处俯仰振动角加速度和拖拉机质心垂向振动加速度。由图 6 可知,内提升臂与水平方向夹角为 20°时,驾驶员垂向振动加速度峰值 30.09 m/s<sup>2</sup>,座椅安装处俯仰振动角加速度峰值 11.12 rad/s<sup>2</sup>,拖拉机质心垂向振动加速度峰值 42.42 m/s<sup>2</sup>。内提升臂与水平方向夹角为 45°时,驾驶员垂向振动加速度峰值 25.73 m/s<sup>2</sup>,座椅安装处俯仰振动角加速度峰值 8.85 rad/s<sup>2</sup>,拖拉机质心垂向振动加速度峰值 35.08 m/s<sup>2</sup>。

表 2 悬挂农具拖拉机系统仿真与试验结果

Table 2 Comparison of simulation and test results of suspended agricultural tractor system

参数 Parameter	试验值/( $m/s^2$ ) Trial value	仿真值/( $m/s^2$ ) Simulation values	相对误差/% Relative error
底盘底部中心处垂向振动加速度峰值 Vertical vibration acceleration peak at the bottom center of the chassis	38.35	35.08	8.52
座椅安装处垂向振动加速度峰值 Vertical vibration acceleration peak at the seat installation	37.32	33.75	9.56
前轴垂向振动加速度峰值 Peak vertical vibration acceleration of the front axis	62.10	57.73	7.04
后轴垂向振动加速度峰值 Peak vertical vibration acceleration of the rear axis	49.71	44.32	10.83

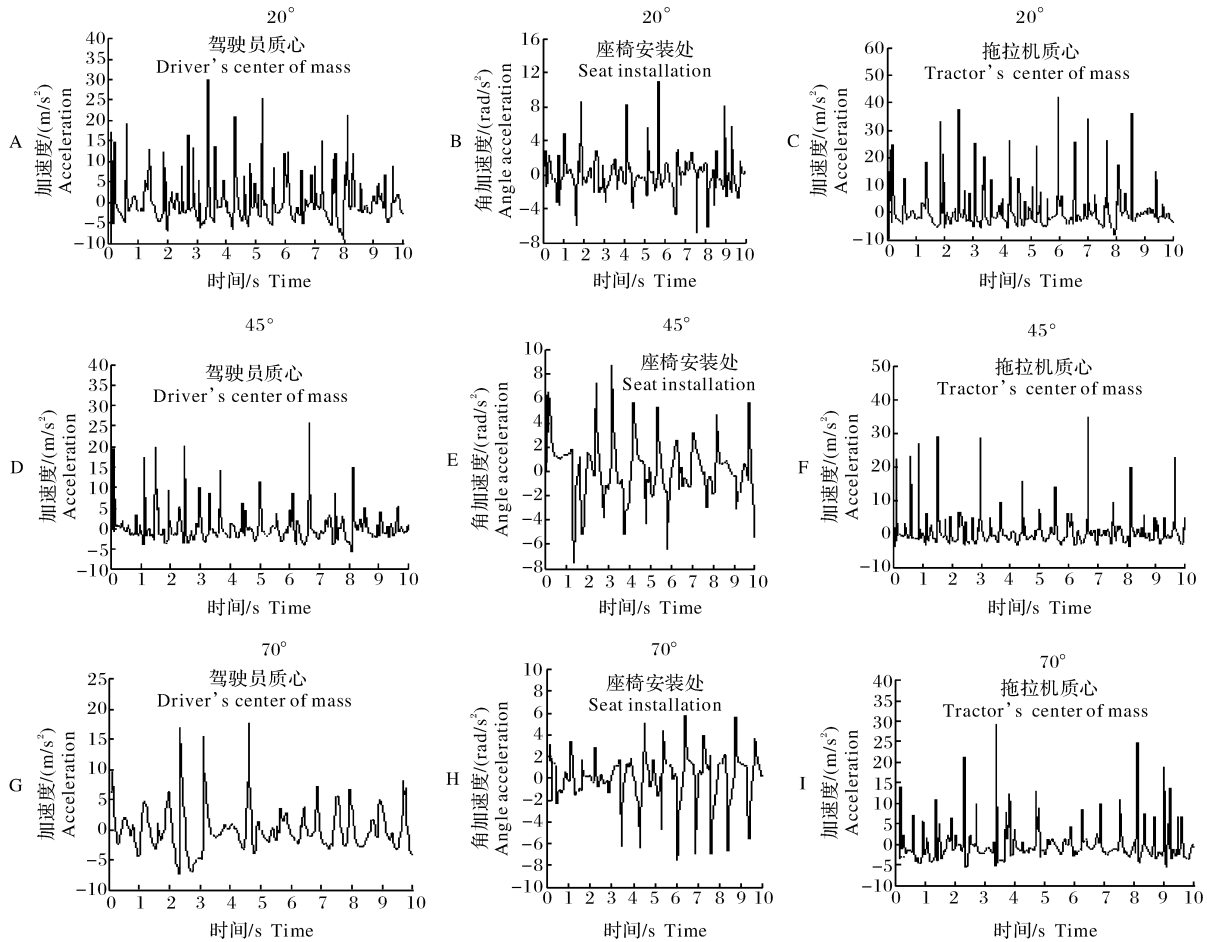


图 6 内提升臂与水平方向不同夹角对拖拉机振动加速度的影响  
A-C、D-F 和 G-I 分别表示内提升臂与水平方向夹角为  $20^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $70^\circ$  A-C、D-F 和 G-I respectively show that the angle between the inner lifting arm and the horizontal direction is  $20^\circ$ 、 $45^\circ$  and  $70^\circ$ ; A、D、G 为驾驶员质心垂向振动加速度、B、E、H 为座椅安装处俯仰振动角加速度、C、F、I 为拖拉机质心垂向振动加速度。A、D、G are the vertical vibration acceleration of the driver's center of mass、B、E、H are the pitch vibration angular acceleration of the seat installation、C、F、I are the vertical vibration acceleration of the tractor's center of mass.

图 6 内提升臂与水平方向不同夹角对拖拉机振动加速度的影响

Fig.6 Vibration acceleration of tractor with internal lifting arm at different angle from horizontal direction

内提升臂与水平方向夹角为  $70^\circ$  时,驾驶员垂向振动加速度峰值  $17.61 m/s^2$ ,座椅安装处俯仰振动角加速度峰值  $7.56 rad/s^2$ ,拖拉机质心垂向振动加速度峰值  $29.33 m/s^2$ 。随着内提升臂与水平方向夹角的增加,驾驶员垂向振动加速度、座椅安装处俯仰振动

角加速度和拖拉机质心垂向振动加速度都有一定的减小。

2.3 加速度功率谱

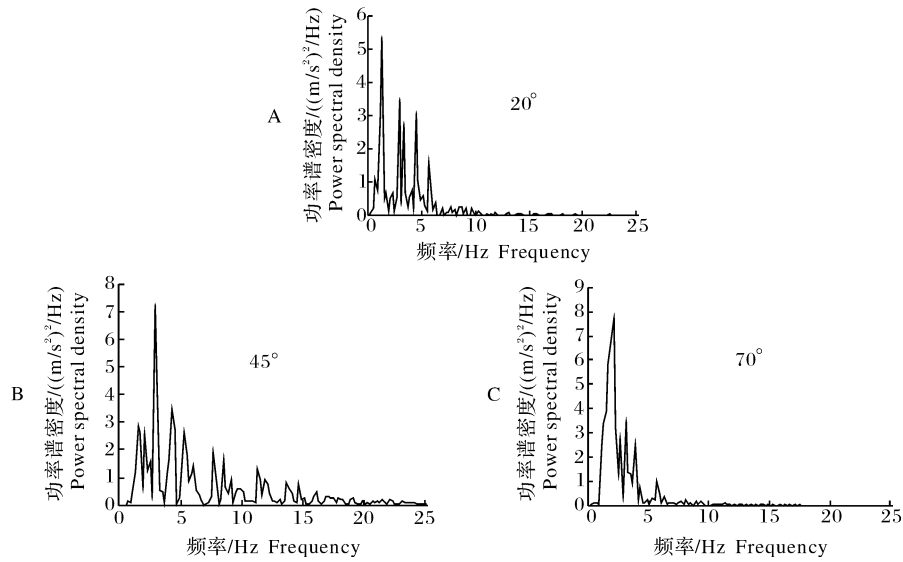
仿真得到不同农具位置下悬挂农具拖拉机驾驶员质心垂向振动加速度时域信号,在 ADAMS 后处理



模块中通过傅里叶变换计算得到驾驶员质心垂向加速度功率谱密度如图 7 所示。随着内提升臂与水平方向夹角的增大,驾驶员垂向振动的峰值频率从 1.36 增大到 2.12 Hz。

### 2.4 悬挂农具对拖拉机的影响

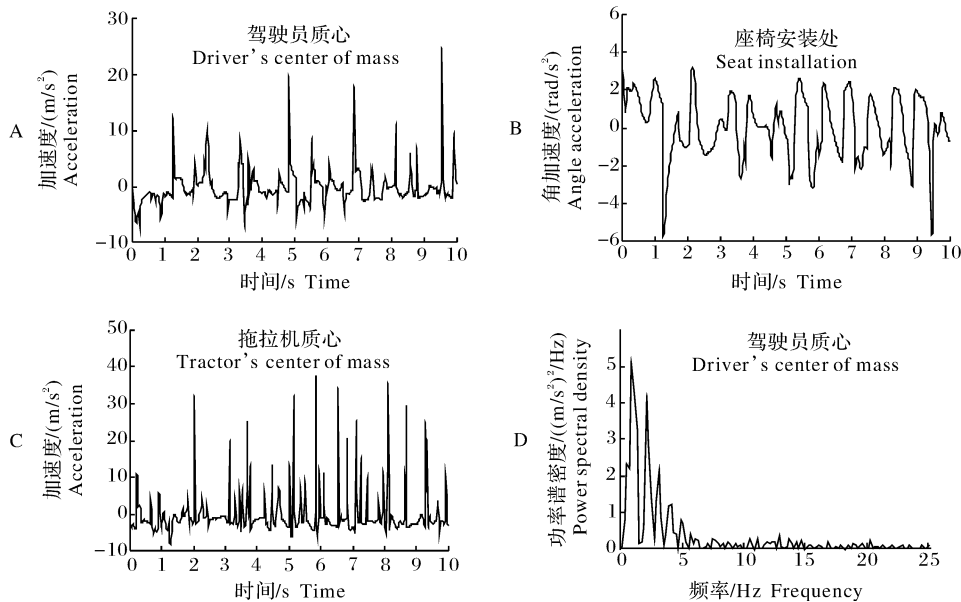
图 8 为内提升臂与水平方向夹角为 70°的空载拖拉机以 10 km/h 行驶时,驾驶员和拖拉机振动数值。从图 8 可以看出驾驶员垂向振动加速度峰值



A-C 分别表示提升臂与水平方向夹角为 20°、45°、70°的驾驶员加速度功率谱密度。A-C represent the driver acceleration power spectral density with the angle between the lifting arm and the horizontal direction of 20°, 45° and 70°.

图 7 驾驶员垂向振动加速度功率谱密度

Fig.7 Driver vertical vibration acceleration power spectral density



A、B、C 分别为驾驶员质心垂向振动加速度、座椅安装处俯仰振动角加速度、拖拉机质心垂向振动加速度。A、B、C are the vertical vibration acceleration of the driver's center of mass, the pitch vibration angle acceleration of the seat installation, and the vertical vibration acceleration of the tractor's center of mass. D 为空载拖拉机在 70°时的加速度功率谱密度 D is the acceleration power spectral density of the unloaded tractor at 70°.

图 8 空载拖拉机和驾驶员振动测量值

Fig.8 Vibration measurements of unloaded tractors and drivers

24.59 m/s<sup>2</sup>, 驾驶员垂向振动的峰值频率 0.78 Hz, 座椅安装处俯仰振动角加速度峰值 5.73 rad/s<sup>2</sup>, 拖拉机质心垂向振动加速度峰值 37.84 m/s<sup>2</sup>。与悬挂农具拖拉机相比空载拖拉机以恒定速度行驶情况下, 驾驶员垂向振动加速度、拖拉机质心垂向振动加速度有一定的增大, 驾驶员垂向振动的峰值频率和座椅安装处角加速度有一定的降低。

### 3 讨论

本研究中拖拉机通过液压调控 3 个不同的农具位置, 测取了驾驶员和拖拉机的振动数据, 采用空载与悬挂农具拖拉机行驶过程中的振动频率对比研究了农具位置对悬挂农具拖拉机振动特性的影响规律, 分析得出在拖拉机悬挂深松机情况下, 驾驶员垂直振动固有频率随着农具位置的提高而增大, 驾驶员垂向振动频率峰值从 1.36 Hz 逐渐增大到 2.12 Hz。驾驶员质心垂向振动加速度和座椅安装处振动角加速度都随着悬挂农具位置的提高而降低, 驾驶员质心垂向振动加速度峰值从 30.9 m/s<sup>2</sup> 减小到 17.61 m/s<sup>2</sup>, 座椅安装处俯仰振动角加速度峰值从 11.12 rad/s<sup>2</sup> 减小到 7.56 rad/s<sup>2</sup>。拖拉机在空载情况下, 驾驶员垂直方向振动加速度、拖拉机质心垂直振动加速度有一定的增大, 驾驶员垂向振动频率和座椅处角加速度有一定的降低。悬挂农具拖拉机随着内提升臂与水平方向夹角的降低, 驾驶员振动加速度、驾驶员垂向振动频率、座椅处角加速度和拖拉机质心振动加速度都有一定的增大, 对驾驶员的健康损害越大, 驾驶员的舒适性越低。由于多方面的限制, 本研究建立虚拟样机模型时, 对拖拉机的发动机、驾驶员、传动系统进行了适当简化, 同时未考虑到悬挂农具拖拉机各个铰接处摩擦力, 这势必会使仿真结果产生一定的误差。因此, 在后续的研究中, 需要对拖拉机、农具模型和驾驶员人体模型进行完善, 以提高仿真分析的准确性。

### 参考文献 References

- [1] 王智慧. 运输状态下拖拉机农具的主动减振控制研究[J]. 装备制造技术, 2015(10): 27-33. WANG Z H. Research on the active vibration control of tractor's farm tools in the transport state [J]. Equipment manufacturing technology, 2015(10): 27-33 (in Chinese with English abstract).
- [2] 王银芝. 农用车整车振动特性研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2003. WANG Y Z. Research on the vibration characteristics of agricultural vehicle[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2003 (in Chinese with English abstract).
- [3] 李志臣. 中日拖拉机振动性能的对比分析[D]. 南京: 南京农业大学, 2003. LI T C. Contrast analysis about vibration characteristics of Chinese and Japanese tractor[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2003 (in Chinese with English abstract).
- [4] SAKAI K. Theoretical analysis of nonlinear dynamics and chaos in bouncing tractor[J]. Journal of Japanese society of agricultural machinery, 2003, 61(6): 65-71.
- [5] KUMAR A, MAHAJAN P, MOHAN D, et al. Tractor vibration severity and driver health: a study from rural India[J]. Journal of agricultural engineering research, 2005, 80(4): 313-328.
- [6] 朱思洪, 徐刚, 袁加奇, 等. 农具质量对拖拉机悬挂农具系统振动特性的影响[J]. 农业工程学报, 2014, 30(24): 30-37. ZHU S H, XU G, YUAN J Q, et al. Influence of implement's mass on vibration characteristics of tractor-implement system [J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2014, 30(24): 30-37 (in Chinese with English abstract).
- [7] 顾林, 周永清, 陈勇, 等. 基于 ADAMS 的拖拉机空间振动特性仿真研究[J]. 机械设计, 2014, 31(1): 80-84. GU L, ZHU Y Q, CHEN Y, et al. Simulation research on spatial vibration response of tractor based on ADAMS[J]. Machine design, 2014, 31(1): 80-84 (in Chinese with English abstract).
- [8] MUZAMMIL M, SIDDIQUI S S, HASAN F. Physiological effect of vibrations on tractor drivers under variable ploughing conditions [J]. Journal of occupational health, 2004, 46: 403-409.
- [9] CONG D M, ZHU S, ZHU Y. Effects of tyre inflation pressure and forward speed on vibration of an unsuspended tractor[J]. Journal of terramechanics, 2013, 50(3): 185-198.
- [10] 周杰, 徐红梅, 王君, 等. 基于 ADAMS 的轮式拖拉机行驶平顺性研究[J]. 华中农业大学学报, 2017, 36(3): 93-100. ZHOU J, XU H M, WANG J, et al. Riding performance of wheeled tractor based on ADAMS[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2017, 36(3): 93-100 (in Chinese with English abstract).
- [11] 苗明, 王智慧, 高顺德, 等. 轮式拖拉机悬挂系统机电液联合仿真[J]. 中国工程机械学报, 2012, 10(3): 286-290. MIAO M, WANG Z H, GAO S D, et al. Hydromechanically-integrated simulation on tractor suspension systems[J]. Chinese journal of construction machinery, 2012, 10(3): 286-290 (in Chinese with English abstract).
- [12] CROLLA D A, HORTON D N L, STAYNER R M. Effect of tyre modeling on tractor ride vibration predictions[J]. Journal of agricultural engineering research, 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] 张广庆, 朱思洪, 宋庆德, 等. 基于 ADAMS 的铰接轮式重型拖拉机振动特性分析[J]. 机械设计, 2012, 29(6): 61-65. ZHANG G Q, ZHU S H, SONG Q D, et al. Research on vibration characteristics of articulated wheel heavy tractor based on ADAMS

- [J].Journal of machine design,2012,29(6):61-65(in Chinese with English abstract).
- [15] 徐延海.随机路面谱的计算机模拟[J].农业机械学报,2007,38(1):33-36.XU Y H. Computer simulation on stochastic road irregularities[J].Transactions of the Chinese society for agricultural machinery,2007,38(1):33-36(in Chinese with English abstract).
- [16] 张永林,钟毅芳.车辆路面不平度输入的随机激励时域模型[J].农业机械学报,2004,35(2):9-12.ZHANG Y L,ZHONG Y F. Time domain model of road undulation excitation to vehicles [J].Transactions of the Chinese society for agricultural machinery,2004,35(2):9-12(in Chinese with English abstract).
- [17] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会.机械振动道路路面谱测量数据报告:GB/T 7031—2005[S]北京:中国标准出版社,2006. General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, China National Standardization Administration. Measurement data report of mechanical vibration road surface spectrum:GB/T 7031—2005 [S] Beijing: China Standards Press,2006 (in Chinese).

## Effects of suspension parameters on vibration characteristics of tractor

NI Weiqiang<sup>1</sup>,JIANG Qing<sup>1,2</sup>,XU Liangyuan<sup>1,2</sup>,ZHANG Xingju<sup>1</sup>,JIANG Dongdong<sup>1</sup>

1.School of Engineering,Anhui Agricultural University,Hefei 230036,China;

2.Anhui Province Engineering Laboratory of Intelligent Agricultural Machinery and Equipment,Hefei 230036,China

**Abstract** Dongfanghong-LX754 tractor and Huaifeng1LS-740 subsoiler were used to study the effects of different positions of farm tools on the vibration characteristics of tractor with suspended farm tools. CATIA software was used to establish simplified geometric model of tractor and farm tools. MATLAB was used to write random road surface file, which was imported into ADAMS to write tire property file and establish the mechanical system model of farm tool, tractor and road surface. Effects of the parameters of the suspension device on the vertical vibration acceleration of the driver, the pitch vibration angular acceleration at the seat installation and the vertical vibration acceleration of the tractor body were obtained by simulation. The results showed that when the angle between the inner lifting arm and the horizontal direction increased from 20° to 70°, the driver acceleration peak value reduced to 17.61 from 30.09 m/s<sup>2</sup>. The peak frequency of vertical vibration increased from 1.36 to 2.12 Hz. Seat installed in longitudinal vibration angular acceleration peak value reduced to 7.56 from 11.12 rad/s<sup>2</sup>. Tractor bary-center vertical vibration acceleration peak value reduced to 29.33 from 42.42 m/s<sup>2</sup>. It will provide an important reference for designing vibration damping system of tractor.

**Keywords** agricultural tractor; vibration characteristics; ADAMS; suspension device; farm tool position

(责任编辑:陆文昌)