

气吸式免耕播种机的振动测试与振动理论分析

刘月琴^{1,2} 刘飞¹ 赵满全^{1*} 董帅¹ 张旭¹

(1. 内蒙古农业大学 机电工程学院, 呼和浩特 010018;

2. 内蒙古机电职业技术学院, 呼和浩特 010070)

摘要 为研究气吸式免耕播种机的振动特性,对2BM-5型气吸式免耕播种机进行振动测试与振动理论分析。根据振动测试结果,以免耕播种机的前进速度与振动信号正弦基波为基本参数构建简谐激励,建立气吸式免耕播种机的振动幅频特性与振动固有频率的频率响应数学模型,并进行气吸式免耕播种机振动幅频特性信号的验证。结果表明:气吸式免耕播种机垂直振动的主要影响因素有播种机结构、质量、作业前进速度、入土装置与不同类型土壤作用的阻尼情况和地表不平度;其垂直振动存在2个固有频率的振型。

关键词 免耕播种机;振动测试;振动特性;振动机理;振动固有频率

中图分类号 S 157.4

文章编号 1007-4333(2016)10-0109-08

文献标志码 A

Analysis of vibration test and vibration theory of air-suction no-tillage planter

LIU Yue-qin^{1,2}, LIU Fei¹, ZHAO Man-quan^{1*}, DONG Shuai¹, ZHANG Xu¹

(1. College of Mechanical-Electrical Engineering, Inner Mongolia Agricultural University, Huhhot 010018, China;

2. Inner Mongolia Technical College of Mechanics and Electrics, Huhhot 010070, China)

Abstract In order to explore the characteristics of vibration of the air suction no-tillage planter, analysis of vibration testing and vibration theory of 2BM-5 air suction planter was conducted. According to the vibration test results, fundamental harmonic excitation was constructed to forward speed of the no tillage planter and the sine wave of vibration signal as basic parameters, to establish the mathematical model of the frequency response for vibration amplitude frequency characteristic of the air suction planter and natural frequency of vibration, to verify the signal of amplitude frequency characteristic of vibration of the air suction seeder. The results show that: The main factors that affect vertical vibration have the structure of the seeding machine, quality, forward speed of operation, damping condition of the embedded device and different types of soil, ground surface roughness. And there are two natural frequencies of vertical vibration modes.

Keywords no-tillage planter; vibration test; vibration characteristic; vibration theory; natural frequency of vibration

近年来,保护性耕作在配套设备和技术方面进行了深入研究,并在干旱少雨、风蚀严重地区得到了大面积推广和应用^[1-2]。免耕播种机是保护性耕作的关键装备^[3-5],经过多年的研究与开发,一些技术逐步趋于成熟^[6-9]。播种机田间振动测试的研究随着计算机和信号处理技术的发展逐步深入^[10-11]。田

间播种振动的来源主要有以下几个方面^[12-13]:1)不确定外界因素引起的激励;2)在作业时地轮和开沟器与地面产生的激励;3)播种机在工作过程中啮合传动产生的激励;4)在工作过程中播种机的动力机组产生的激励。振动来源的测试目的在于结构或系统振动性能的研究。目前机械式播种机振动的研究

收稿日期:2015-09-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51365034);中国博士后科学基金项目(2014M552532XB);内蒙古自治区高等学校科学研究项目(NJZY327)

第一作者:刘月琴,讲师,博士研究生,主要从事农业机械化工新技术研究,E-mail:liuyueqin103@126.com

通讯作者:赵满全,教授,博士生导师,主要从事工程力学与农业机械新技术研究,E-mail:nmgzhaomq@163.com

较多^[14-18],而对气吸式免耕播种机振动的研究甚少^[19-20]。本研究拟对气吸式免耕播种机在田间产生的振动进行测试试验和振动理论分析,以期获得气吸式免耕播种机的振动特性和主要影响因素,为减小或利用振动来提高播种精度提供有价值的参考。

1 试验条件及设备

1.1 试验设备

试验设备选用内蒙古农业大学自主开发研制的2BM-5型气吸式免耕播种机。播种机牵引配套动力为55 kW,播种行数5行,行距40~60 cm,作业幅宽2~3 m,生产率0.9~1.5 hm²/h,整机质量1 800 kg,外形尺寸3 770×3 180×1 480 mm。振动测试的3050-B-060型信号采集卡采用六通道pulse LAN-XI振动测试系统,标准频率0~51.2 kHz,采样频率131.072 kHz。振动测试的传感器采用BW公司的13510型三向加速度传感器,灵敏度38.18 mV/g,分辨率0.005 m/s²,横向灵敏度<5%。振动信号传输采用XM3058K-16M型信马牌无线网桥和1台联想笔记本电脑。振动测试还配备了12 V的蓄电池2个,500和2 000 W逆变器各1个。

1.2 试验条件

试验地点位于内蒙古自治区武川县上秃亥乡保护性耕作技术示范基地。上秃亥乡地处阴山北麓丘

陵区,气候干燥,年降雨量约200~350 mm,无霜期为110~120 d,年平均气温3.3℃,属中温带大陆性气候。振动测试试验田为玉米免耕茬地,玉米茬高10~30 cm,秸秆覆盖度为0.59 kg/m²,垄高0~8 cm,土壤容重1.64 g/cm³,土壤含水量19.78%,地温12.7℃。土壤坚实度见图1。

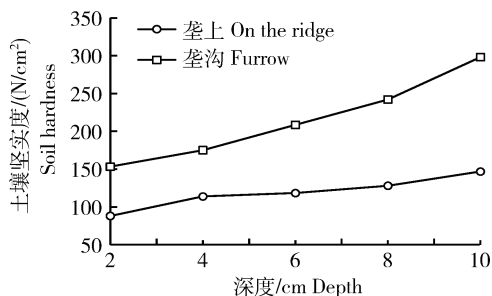


图1 玉米茬地土壤坚实度

Fig. 1. Soil firmness of corn no-tillage farmland

2 振动测试分析

2.1 振动测试试验结果分析

2.1.1 振动测试试验方案

振动测试以播种机前进速度、播种深度、垄向为试验因素,其中垄向表征地表不平度;在玉米免耕地进行正交试验的振动特性测试。试验因素与水平见表1。

表1 振动测试的试验因素与水平

Table 1 Experimental factors and levels of vibration test

水平 Level	因素 Factor		
	A,前进速度/(km/h) Forward speed	B,播种深度/mm Depth of sowing	C,垄向/(°) Ridge
1	3	56	0
2	5	68	45
3	7	75	90

2.1.2 播种机垂直振动正交试验方差分析

由于播种深度受到农艺要求的限制,免耕地表附着秸秆、土壤和土块,地表不平度对播种机的垂直作用力最大,播种机前进时的振动因地表波动更加凸显,使得垂直振动更加显著,所以试验分析以振幅和频率为振动特性指标,主要针对垂直振动进行方差分析。由方差分析结果(表2)可知影响播种机垂

直振动的因素主次顺序是播种机前进速度、垄向、播种深度。由于sig值大于0.05,这3个因素对播种机垂直振动的影响差异性不显著。

2.2 振动信号分解

为了进一步了解振动信号的基本组成,需对振动信号进行小波分析。将原信号图2(a)进行多层次划分,从多分辨率分析的角度对Hilbert空间 $L^2(R)$

表 2 垂直振动正交试验的方差分析结果

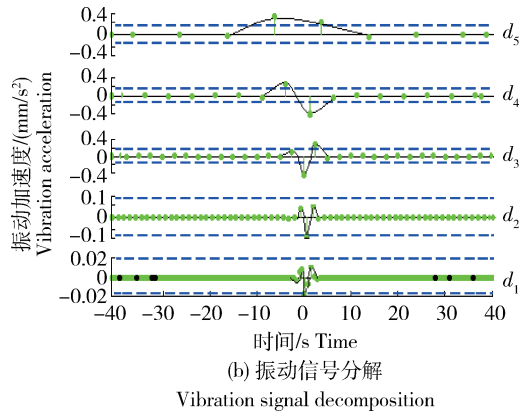
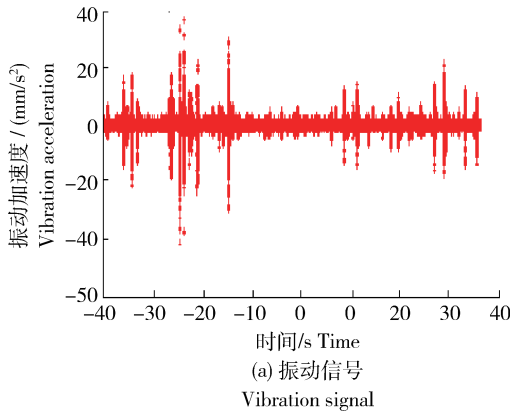
Table 2 Analysis of variance of vertical vibration orthogonal test

方差来源	平方和	自由度	均方	F 值	显著性
Source of variance	Sum of square	Dof	Mean square	F-measure	Sig.
校正模型	532.100	6	88.683	1.411	0.471
A, 前进速度	270.412	2	135.206	2.152	0.317
B, 播种深度	125.077	2	62.539	1.075	0.492
C, 垄向	126.611	2	63.305	1.008	0.488
误差	125.663	2	62.831		
总计(校正后)	657.763	8			

进行正交分解, 即 $L^2(R) = \bigoplus_{j \in z} W_j$, 其中每个小波子空间 W_j 都可由小波基 $\{\psi_{j,k}\}_{k \in z}$ 生成。随着 j 的增大, 相应小波基函数的空间局部性越好, 即空间分辨率越高。本研究选择具有对称性的 symlet 小波, 利用 Matlab 软件进行 sym4 小波 5 级分解, 该小波滤波器长度为 $2N=8$, 小波函数消失矩 $N=4$ (图 2)。

从分解结果(图 2(b))可以看出, 在振动加速度

尺度区间 $[-0.02, 0.02]$, 分解信号 d_1 的峰值离散点较为集中, 波形不明显; 在振动加速度尺度区间 $[-0.1, 0.1]$, d_2 的峰值离散点形成周期较小的正弦波形; 在振动加速度尺度区间 $[-0.4, 0.4]$, d_3 、 d_4 、 d_5 的峰值离散点形成周期较大的正弦波形; 因此振动信号的基波由正弦信号组成, 亦即原信号是由若干尺度函数基和正弦小波基组成。



d_1 和 d_2 分别为振动加速度尺度区间 $[-0.02, 0.02]$ 、 $[-0.1, 0.1]$ 的分解信号; d_3 、 d_4 、 d_5 均为振动加速度尺度区间 $[-0.4, 0.4]$ 的分解信号。

d_1 and d_2 respectively for decomposition signals of vibration acceleration scale interval $[-0.02, 0.02]$ and $[-0.1, 0.1]$; d_3 , d_4 and d_5 are decomposition signals of the vibration acceleration scale interval $[-0.4, 0.4]$.

图 2 垂直振动信号分解

Fig. 2 Vertical vibration signal decomposition

3 播种机振动机理分析

3.1 建立振动数学模型的条件

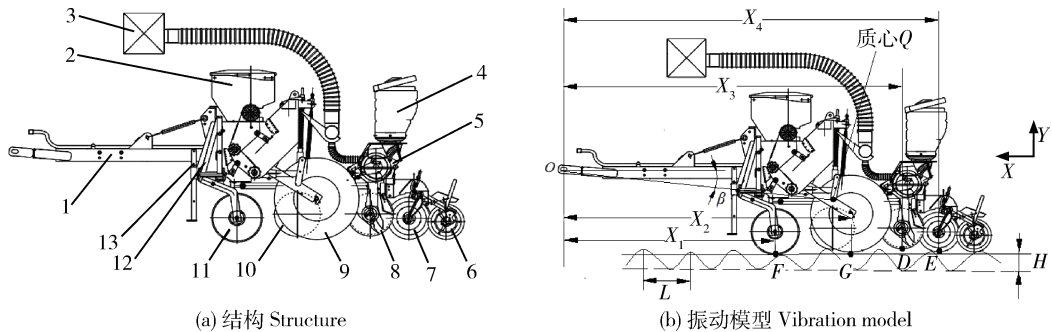
3.1.1 气吸式免耕播种机的工作原理

气吸式免耕播种机集破茬、松土、施肥、单粒播种、覆土、镇压于一体。播种时, 为防止烧坏种子, 必须种肥分离, 将化肥施于种子正下方深度为 10 cm 左右。图 3(a) 所示, 田间作业时, 免耕播种机通过

牵引架 1 与拖拉机相连, 播种机的地轮 9 在拖拉机的驱动下与其一起前进, 破茬圆盘 11 首先切断秸秆和杂草, 同时进行松土和开沟, 将切碎的秸秆或埋入土中, 或裸露在地表; 随后施肥开沟轮 10 开出较深的沟槽, 通过排肥装置将肥箱 2 的肥料通过导肥管落入已开的沟槽中; 然后排种器开沟轮 8 在肥料上方 4~6 cm 处开沟, 风机 3 通过各个风管为排种器 5 提供负压, 吸附种子, 在正压区种子沿导种管靠自

重落入排种沟内,实现单粒播种,限深轮7主要调节排种装置的排种深度;覆土器6对排种的垄沟进行

覆土并镇压;划印器12主要在地面划出播种痕迹,避免重复播种。



(a) 结构 Structure

(b) 振动模型 Vibration model

1. 牵引架;2. 肥箱;3. 风机;4. 种箱;5. 排种器;6. 覆土器;7. 限深轮;8. 排种器开沟轮;9. 地轮;10. 施肥开沟轮;11. 破茬圆盘;12. 划印器;13. 支腿

1. Traction frame;2. Fertilizer box;3. Fan;4. Seed box;5. Seed metering device;6. Covering device;7. Depth limit wheel;8. Ditching wheel of metering device;9. Land wheel;10. Fertilizing ditching wheel;11. Stubble cutting disc;12. Marking device;13. Leg

O 为牵引架与拖拉机的连接点; D 、 E 分别为排种器开沟轮和限深轮与地面的接触点; F 、 G 分别为破茬圆盘和地轮与地面的接触点。

X_1 、 X_2 、 X_3 、 X_4 分别为点 O 与破茬圆盘中心、地轮中心、排种器开沟轮中心、限深轮中心的距离, m ; H 为地面相对于基准水平面的振幅高度, m ; L 为播种机在起伏不平的耕作地面的走向波长, m ; β 为播种机支架绕点 O 转动的角位移。

O is the connection point of the traction frame and the tractor; D and E are the contact points of ditching wheel of metering device and ditching depth limit wheel with the ground, respectively; F and G are respectively the contact points of stubble breaking disc and land wheel with the ground; X_1 , X_2 , X_3 and X_4 are the distances between the O point and the center of stubble breaking disc, the center of land wheel, the center of ditching wheel for seeder-metering device and the center of depth limit wheel, respectively, m ; H is the amplitude height of the ground relative to the datum level, m ; L is the moving direction wavelength of the seeding machine in the uneven ground, m ; β is the angular displacement of the rotation of the stand around the point O .

图3 气吸式免耕播种机结构和振动模型

Fig. 3 The structure and vibration model of air suction type no tillage planter

3.1.2 振动数学模型建立的前提和假设条件

振动的主要影响因素和振动信号的基波是振动数学模型建立的前提条件。根据振动测试结果,影响振动的主要因素是播种前进速度;根据振动信号分解结果,气吸式免耕播种机工作时的振动信号的基波由正弦函数组成。

振动数学模型建立的假设条件:1)假设免耕播种机的各个部件均为刚体;2)免耕播种机破茬圆盘的刚度、地轮的刚度、排种器开沟轮的刚度、限深轮的刚度为位移的线性函数;3)破茬圆盘、橡胶轮胎的地轮与秸秆和土壤相互作用所产生的阻尼为速度的线性函数,且与土壤均保持接触;4)排种器的开沟轮和限深轮与土壤接触为无阻尼的刚性接触。

3.2 振动数学模型的建立

播种机作业时,破茬圆盘和地轮首先与地面接触,然后在沟槽内排种器开沟轮和限深轮与地面接触;根据振动数学模型的假设条件和地面不平度函数(地面相对于基准水平面的振幅高度 H 和播种机走向波长 L),建立免耕播种机与地面系统的二自由

度振动数学模型,二自由度分别为:气吸式免耕播种机质心 Q 的垂直位移 Y_Q 和播种机支架绕点 O 转动的角位移 β 。

免耕播种机破茬圆盘与地面接触点 F 处受到的简谐激励为

$$Y_F = H e^{i\omega t} \quad (1)$$

式中: ω 为激振频率, rad/s , $\omega = 2\pi \frac{v}{L}$; v 为免耕播种机前进速度, m/s ; t 为免耕播种机工作时间, s ; 地轮与地面接触点 G 所受的简谐激励为

$$Y_G = \frac{X_2}{X_1} (H e^{i(\omega t + 2\pi L_1/L)} - d_1) \quad (2)$$

式中: L_1 为地轮与破茬圆盘之间的距离, m ; d_1 为破茬圆盘底端与地轮底端距离, m ; X_1 为牵引架与拖拉机连接点 O 与破茬圆盘中心的距离, m ; X_2 为 O 点与地轮中心的距离, m 。排种器开沟轮与地面接触点 D 所受的简谐激励为

$$Y_D = \frac{X_3}{X_1} (H e^{i(\omega t + 2\pi L_2/L)} - d_2) \quad (3)$$

式中: L_2 为排种器开沟轮与破茬圆盘之间的距离,

$m; d_2$ 为破茬圆盘底端与排种器开沟轮底端距离, $m; X_3$ 为 O 点与排种器开沟轮中心的距离, m 。限深轮与地面接触点 E 所受的简谐激励为

$$Y_F = \frac{X_4}{X_1} (H e^{i(\omega t + 2\pi L_3/L)} - d_3) \quad (4)$$

式中: L_3 为限深轮与破茬圆盘之间的距离, $m; d_3$ 为破茬圆盘底端与限深轮底端距离, $m; X_4$ 为 O 点与限深轮中心的距离, m 。

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Y}_Q \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Y}_Q \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_Q \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_1 Y_F + c_2 Y_G - k_1 Y_F - k_2 Y_G - k_3 Y_D - k_4 Y_E \\ c_1 X_1 Y_F + c_2 X_2 Y_G - k_1 X_1 Y_F - k_2 X_2 Y_G - k_3 X_3 Y_D - k_4 X_4 Y_E \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: $c_{11} = c_1 + c_2, c_{12} = c_1 X_1 + c_2 X_2 = c_{21}, c_{22} = c_1 X_1^2 + c_2 X_2^2, k_{11} = -(k_1 + k_2 + k_3 + k_4), k_{12} = -(k_1 X_1 + k_2 X_2 + k_3 X_3 + k_4 X_4) = k_{21}, k_{22} = -(k_1 X_1^2 + k_2 X_2^2 + k_3 X_3^2 + k_4 X_4^2)$ 。 k_1, k_2, k_3, k_4 分别为破茬圆盘、地轮、排种器开沟轮、限深轮的刚度, N/m ; c_1 和 c_2 为破茬圆盘和地轮分别与土壤相互作用的线性阻尼系数; m 为气吸式免耕播种机质量, kg ; I_Q 为免耕播种机转动惯量, $kg \cdot m^2$; $I_Q = m \rho_Q^2, \rho_Q$ 为质心 Q 至 O 点的距离, m 。

稳态条件下系统响应 Y 的特解由激励和系统频率响应函数确定。设 Y_1 和 Y_2 为简谐激振力, 由田间振动测试的振动加速度求得, 则:

$$\begin{cases} c_1 Y_F + c_2 Y_G - k_1 Y_F - k_2 Y_G - k_3 Y_D - k_4 Y_E = Y_1 e^{i\omega t} \\ c_1 X_1 Y_F + c_2 X_2 Y_G - k_1 X_1 Y_F - k_2 X_2 Y_G - k_3 X_3 Y_D - k_4 X_4 Y_E = Y_2 e^{i\omega t} \end{cases} \quad (6)$$

将式(6)代入式(5)得:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Y}_Q \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Y}_Q \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_Q \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_1 e^{i\omega t} \\ Y_2 e^{i\omega t} \end{bmatrix} \quad (7)$$

设质心 Q 的稳态响应为:

$$\begin{cases} Y_Q(t) = y_Q e^{i(\omega t - \phi)} \\ \beta(t) = B e^{i(\omega t - \phi)} \end{cases} \quad (8)$$

式中: ϕ 为稳态响应滞后于激励的相位差, rad ; y_Q 为 $Y_Q(t)$ 的振幅, m ; B 为支架绕 O 点的最大角位移, rad 。将式(8)代入式(7)得

$$\begin{bmatrix} Y_{11}(\omega) & Y_{12}(\omega) \\ Y_{21}(\omega) & Y_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_Q \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

式(9)为非齐次线性方程组, 式中方阵的行列式不为

取免耕播种机质心 Q 的垂直方向坐标 Y 和支架绕 O 点的转角 β 为广义坐标, 在某时刻质心 Q 相对于静态平衡位置向上运动位移为 Y_Q , 免耕播种机破茬圆盘与地轮处减震弹簧伸长量为 $(Y_Q + X_1\beta)$ 和 $(Y_Q + X_2\beta)$, 免耕播种机排种器开沟轮与限深轮处减震弹簧伸长量为 $(Y_Q + X_3\beta)$ 和 $(Y_Q + X_4\beta)$ 。在垂直方向上运用牛顿第二定律, 可得到气吸式免耕播种机的振动微分方程为

零, 可以使用 Cramer 法则求解得到播种机振动幅频特性式:

$$\begin{cases} y_Q(\omega) = \frac{Y_2 Y_{12} - Y_1 Y_{22}}{Y_{12}^2 - Y_{11} Y_{22}} \\ B(\omega) = \frac{Y_1 Y_{12} - Y_2 Y_{11}}{Y_{12}^2 - Y_{11} Y_{22}} \end{cases} \quad (10)$$

式中:

$$\begin{aligned} Y_2 Y_{12} - Y_1 Y_{22} &= Y_1 \omega^2 I_Q + Y_1 (k_1 X_1^2 + k_2 X_2^2 + k_3 X_3^2 + k_4 X_4^2) - Y_2 (k_1 X_1 + k_2 X_2 + k_3 X_3 + k_4 X_4) + \\ & i\omega [Y_2 (c_1 X_1 + c_2 X_2) - Y_1 (c_1 X_1^2 + c_2 X_2^2)] \\ Y_1 Y_{12} - Y_2 Y_{11} &= Y_2 \omega^2 m - Y_1 (k_1 X_1 + k_2 X_2 + k_3 X_3 + k_4 X_4) + Y_2 (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + \\ & i\omega [Y_1 (c_1 X_1 + c_2 X_2) - Y_2 (c_1 + c_2)] \\ Y_{12}^2 - Y_{11} Y_{22} &= m I_Q \omega^4 + (c_{12}^2 - k_{22} m - c_{11} c_{22} - k_{11} I_Q) \omega^2 - (k_{12}^2 - k_{11} k_{22}) - \\ & i\omega [(c_{22} m + c_{11} I_Q) \omega^2 - (k_{22} c_{11} + k_{11} c_{22} - 2k_{12} c_{12})] \\ v &= \omega L / 2\pi \end{aligned}$$

由免耕播种机振动幅频特性式(10)可以得出, 气吸式免耕播种机的振动主要由播种机的结构和质量 m 、作业前进速度 v 、地表不平度(即地面相对于基准水平面的振幅高度 H 和播种机走向波长 L)、破茬圆盘和地轮与不同土壤相互作用的线性阻尼系数 c_1, c_2 引起。播种机结构参数有: 拖拉机连接点与破茬圆盘、地轮、排种器开沟轮、限深轮中心之间的距离 X_1, X_2, X_3, X_4 ; 播种机质心位置; 破茬圆盘、地轮、排种器开沟轮、限深轮的刚度 k_1, k_2, k_3, k_4 。

3.3 振动固有频率的求解

由播种机振动幅频特性式(10)可得振动系统固有频率方程为

$$Y_{12}^2 - Y_{11} Y_{22} = 0 \quad (11)$$

可知,有2个垂直振动的固有频率 p_1 和 p_2 ,则有

$$p_{1,2}^2 = \frac{1}{2\rho_Q^2}(a \pm \sqrt{a^2 + 4\rho_Q^2 b}) \quad (12)$$

式中:

$$a = \frac{c_1 c_2}{m^2}(X_2 - X_1)^2 - \frac{k_1}{m}(X_1^2 + \rho_Q^2) - \frac{k_2}{m}(X_2^2 + \rho_Q^2) - \frac{k_3}{m}(X_3^2 + \rho_Q^2) - \frac{k_4}{m}(X_4^2 + \rho_Q^2)$$

$$b = \left(\frac{k_1}{m}X_1 + \frac{k_2}{m}X_2 + \frac{k_3}{m}X_3 + \frac{k_4}{m}X_4\right) -$$

$(k_1 + k_2 + k_3 + k_4)(k_1 X_1^2 + k_2 X_2^2 + k_3 X_3^2 + k_4 X_4^2)$
由式(10)和(12)可知,播种机振动幅频特性存在2个垂直振动的固有频率,当垂直振动频率 ω 等于第一阶振型固有频率 p_1 或第二阶振型固有频率 p_2 时,系统振幅无限增大,出现共振现象。所以播种机作业时一定要使振动频率小于其固有频率,避免出现具有破坏性的共振现象。

4 振动数学模型的验证

播种机在免耕地表作业时的振动属于随机振动^[21]。由于平均值非零的信号不是平方可积的,根据维纳-辛钦定理(Wiener-Khinchin theorem),振动信号可以看作是平稳随机信号,则信号自相关函数

的傅里叶变换就是自相关功率谱。对于长度为 T 的有限长时间信号,功率谱 $P_T(\omega)$ 和幅值谱 $Y_T(\omega)$ 的关系为:

$$P_T(\omega) = \frac{1}{T} |Y_T(\omega)|^2 \quad (13)$$

式中: $Y_T(\omega) = \begin{bmatrix} y_Q(\omega) \\ B(\omega) \end{bmatrix}$ 。振动信号经过FFT变换为自相关功率谱^[22-24],式(13)反映出播种机振动幅值与自相关功率呈正相关,即振动幅值增大,自相关功率随之增大。因此振动信号的自相关功率谱能够同步反映播种机的振动幅频特性。上述理论分析通过播种机的振动幅频特性推出固有频率,如果固有频率存在,则证明播种机的振动幅频特性的数学模型是正确的。那么该结论可通过田间振动测试信号进行验证。

田间测试的垂直振动信号的自相关功率谱见图4。垂直振动出现峰值的频率为14.2和44.2 Hz,说明垂直振动包含固有频率的2个主振型,其频谱为0~20和33~45 Hz;这证明上述垂直振动的数学模型存在固有频率 p_1 和 p_2 为主的2个主振型的结论符合实际,进而证明播种机振动幅频特性的数学模型是正确的。

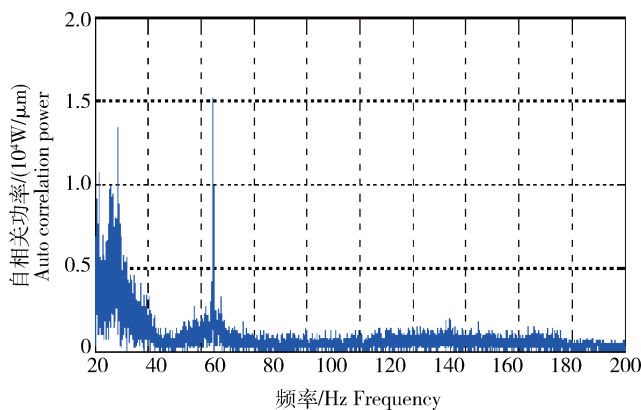


图4 垂直振动信号自功率谱

Fig. 4 Self power spectral density of vertical vibration signal

5 结论

通过振动测试试验、振动信号分解、振动机理分析得出如下结论:

1)对播种机振动影响最大的因素是地表不平度和播种机前进速度。

2)振动信号的基波由正弦信号组成,即原信号是由若干尺度函数基和正弦小波基组成。

3)气吸式免耕播种机振动幅频特性的数学模型

$$\text{为} \begin{cases} y_Q(\omega) = \frac{Y_2 Y_{12} - Y_1 Y_{22}}{Y_{12}^2 - Y_{11} Y_{22}} \\ B(\omega) = \frac{Y_1 Y_{12} - Y_2 Y_{11}}{Y_{12}^2 - Y_{11} Y_{22}} \end{cases} \text{。垂直振动固有频率的}$$

数学模型为 $Y_{12}^2 - Y_{11}Y_{22} = 0$, 该数学模型的解表明垂直振动有 2 个固有频率, 即有 2 个振型; 测试信号验证该结论是可靠的。

4) 气吸式免耕播种机振动幅频特性的数学模型显示影响振动的主要因素是, 播种机的结构和质量、作业前进速度、地表不平度、入土装置和不同土壤作用的阻尼情况。

参 考 文 献

- [1] Liao Q X, Gao H W, Shu C X. Design of sawing anti-blocking mechanism for no-tillage planter and its cutting mechanism [J]. *Transaction of the Chinese Society for Agricultural Engineering*, 2003, 19(5): 64-70
- [2] Wang H Y, Chen H T, Ji W Y. Design and experiment of cleaning and covering mechanism for no-till seeder in wheat stubble fields [J]. *Transaction of the Chinese Society for Agricultural Engineering*, 2012, 28(2): 7-12
- [3] 李安宁, 范学民, 吴传云, 李洪文. 保护性耕作现状与发展趋势 [J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 177-180
Li A N, Fan X M, Wu C Y, Li H W. Situation and development trends of conservation tillage in the world [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 37(10): 177-180 (in Chinese)
- [4] 李洪文, 高焕文, 周兴祥, 毛宁. 旱地玉米保护性耕作经济效益分析 [J]. 干旱地区农业研究, 2000, 18(3): 44-49
Li H W, Gao H W, Zhou X X, Mao N. Economic analysis of maize production in dryland with conservation tillage [J]. *Agricultural Research in the Arid Areas*, 2000, 18(3): 44-49 (in Chinese)
- [5] Rochette P, Janzen H H. Towards a revised coefficient for estimating N_2O emissions from legumes [J]. *Nutrient Cycling in Agroecosystems*, 2005, 73: 171-179
- [6] 袁月明. 气吸式水稻芽种直播排种器的理论及试验研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2006
Yuan Y M. Research of theory and experiment on air suction seed-metering device for direct drilling of rice bud-sowing [D]. Changchun: Jilin University, 2006 (in Chinese)
- [7] 左彦军, 马旭, 齐龙, 玉大略, 廖醒龙. 窝眼窄缝式气吸滚筒排种装置的试验研究 [J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 141-144
Zuo Y J, Ma X, Qi L, Wang D L, Liao X L. Seeding experiments of suction cylinder-seeder with socket-slot [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Engineering*, 2010, 26(11): 141-144 (in Chinese)
- [8] 陈立东, 马淑英, 何堤, 谢宇峰, 李连豪, 张亮. 气吸式排种器充种室封面调节装置的设计 [J]. 河北科技师范学院学报, 2007, 21(3): 59-62
Chen L D, Ma S Y, He D, Xie Y F, Li L H, Zhang L. Design of seed surface regulating device of seed room in suction seed metering device [J]. *Journal of Hebei Normal University of Science & Technology*, 2007, 21(3): 59-62 (in Chinese)
- [9] 廖庆喜, 高焕文, 舒彩霞. 免耕播种机防堵技术研究现状与发展趋势 [J]. 农业工程学报, 2004, 20(1): 108-112
Liao Q X, Gao H W, Shu C X. Present situations and prospects of anti-blocking technology of no-tillage planter [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Engineering*, 2004, 20(1): 108-112 (in Chinese)
- [10] 尹彦鑫, 郑永军, 成智华, 谭彧, 王书茂. 少免耕播种机牵引阻力远程监测系统 [J]. 农业工程学报, 2014, 30(6): 1-8
Yin Y X, Zheng Y J, Cheng Z H, Tan Y, Wang S M. Tractive resistance remote monitor system for no-tillage seeder [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Engineering*, 2014, 30(6): 1-8 (in Chinese)
- [11] 杨自栋, 耿端阳, 彭丽芳, 王相友. 基于农田不平度的拖拉机机组输入谱推导与振动仿真 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 62-66
Yang Z D, Geng D Y, Peng L F, Wang X Y. Deduction of input spectrum of tractor-implement combination and vibration simulation base on farm surface roughness [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(12): 62-66 (in Chinese)
- [12] Peng S B, Yang J C. Current status of the research on high-yielding and high efficiency in resource use and improving grain quality in rice [J]. *Chinese Journal of Rice Science*, 2003, 17(3): 275-280
- [13] 高锐. 精密播种机土壤工作部件的振动控制研究 [J]. 农业工程学报, 1993, 9(3): 33-36
Gao R. Study on vibration control precision seeder soil working parts [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Engineering*, 1993, 9(3): 33-36 (in Chinese)
- [14] 张晓冬, 李成华, 李建桥, 邹猛. 铲式玉米精密播种机振动特性模型建立与试验 [J]. 农业机械学报, 2014, 45(2): 88-93
Zhang X D, Li C X, Li J Q, Zhou M. Mathematic vibration model of spade punch planter of maize [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(2): 88-93 (in Chinese)
- [15] 石林榕, 孙伟, 赵武云, 孙步功, 王蒂, 张俊莲, 刘全威, 吴建民. 振动挖掘铲减阻数值模拟及参数优化 [J]. 中国农业大学学报, 2014, 19(2): 181-188
Shi L R, Sun W, Zhao W Y, Sun B G, Wang D, Zhang J L, Liu Q W, Wu J M. Numerical simulation of vibration digging shovel in drag reduction and parameter optimization [J]. *Journal of China Agricultural University*, 2014, 19(2): 181-188 (in Chinese)
- [16] 张晓东, 李成华, 汤秋艳, 杨宇, 马颖. 铲式玉米精密播种机振动特性试验 [J]. 沈阳农业大学学报, 2009, 40(6): 732-735
Zhang X D, Li C H, Tang Q Y, Yang Y, Ma Y. Vibration properties of spade punch planter of maize [J]. *Journal of Shenyang Agricultural University*, 2009, 40(6): 732-735 (in Chinese)

- [17] 王朝辉,马旭. 超级稻精密播种器种层振动测试与分析[J]. 农业机械学报,2010,41(2):68-72
Wang Z H , Ma X. Vibrating measurement and analysis of seeds layer on precision seedling planting parts for super hybrid rice[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*,2010,41(2):68-72 (in Chinese)
- [18] 徐良,王艳晓. 基于NASTRAN的玉米播种机机架振动有限元模态分析[J]. 农业工程,2012,2(5):59-62
Xu L,Wang Y X. Finite element modal analysis of vibration for mountain miniature corn planter frame based on NASTRAN [J]. *Agricultural Engineering*,2012,2(5):59-62 (in Chinese)
- [19] 鲁植雄,吴小平,Perdok U D, Hoogmoed W B. 耕作土壤表面不平度分析[J]. 农业机械学报,2004,35(1):112-116
Lu Z X, Wu X P, Perdok U D, Hoogmoed W B. Analysis of tillage soil surface roughness[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*,2004,35(1):112-116 (in Chinese)
- [20] Zhao M Q, Hu Y W, Liu Y Q. Measurement and analysis on vibration characteristics of pneumatic seed metering device of no-till seeder [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*,2012,28(S2):78-83
- [21] 郑志国,王宇峰. 随机振动中的参数介绍及计算方法[J]. 电子产品可靠性与环境试验,2009,27(6):45-48
Zheng Z G, Wang Y F. Introduction of parameters in random vibration and their calculation [J]. *Electronic Product Reliability and Environmental Testing*,2009,27(6):45-48 (in Chinese)
- [22] GB/T7031—2005 机械振动道路路面谱测量数据报告[S]. 北京:中国标准出版社,2005-11-02
GB/T7031—2005 Reporting of spectrum measured data of mechanical vibration-road surface [S]. Beijing:Standards Press of China,2005-11-02 (in Chinese)
- [23] 戴斌. 随机振动的特征表述和测量[J]. 中国测试技术,2004(6):43-44
Dai B. Characterization and measurement of random vibration [J]. *China Measurement & Testing Technology*,2004(6):43-44 (in Chinese)
- [24] GB/T13860—1992 地面车辆机械振动测量数据的表述方法[S]. 北京:中国标准出版社,1992-10-8
GB/T13860—1992 Method for reporting measured data of mechanical vibration of ground vehicle[S]. Beijing:Standards Press of China,1992-10-8 (in Chinese)

责任编辑:刘迎春