

# 振动式排种器的模态分析与试验研究

俞亚新, 李剑敏, 邵鑫超, 赵 匀

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**摘 要:** 针对有限元分析中排种器中铰链建模的困难,提出用杆单元模拟铰接点运动和动力学特性的近似处理方法,建立了排种器的整体模型,分析了系统的前四阶固有频率和对应的振型图。模态试验结果与仿真分析结果对比表明,所建立的有限元计算模型是准确的。根据分析及排种器的工作特点,其工作频率为 4 Hz 左右。

**关键词:** 排种器; 铰链连接; 模态分析; 振动特性

**中图分类号:** TH122      **文献标识码:** A

## 0 引 言

最近二十多年来,振动已逐渐被应用到各类农业机械中。郑丁科等<sup>[1]</sup>采用外槽轮的播种原理和电磁振动相结合的排种理论,设计出一种新的毯状秧苗精密播种装置。李耀明等<sup>[2-3]</sup>提出了一种综合运用气力技术和振动技术的播种机取种播种方式,可用于水稻穴播。振动系统分析是动态问题,必须掌握系统的内在模式,才能收到预期的效果<sup>[4-7]</sup>。本文所设计的振动式稻种胚胎有序排种器<sup>[8-9]</sup>是利用近共振状态工作的。

对系统的动力学分析,可以采用集中参数的方法建立其模型,整个系统作较大的简化,系统的自由度数较低,结构划分比较粗糙,计算比较简单,不能精确地反映系统真实的动力学特征。本文采用有限元分析手段,可以在相当程度上逼近系统的真实动力学结构,得到精确、可信的分析结果。试验结果表明所建立的有限元计算模型是准确的。

## 1 排种器结构和工作原理

振动式稻种胚胎有序排列播种的机构简图如图 1 所示,由振动板、电磁振动器、板弹簧、振动架等组成。振动系统通过电磁振动器产生一定的激振力,使振动板做往复的振动。振动板上稻种在重力、牵连惯性力、摩擦力的共同作用下,沿振动板向前运动<sup>[9]</sup>。激振力的方向与板弹簧垂直,由于振动板的振幅较小,其运动轨迹近似看作是直线运动。振动板与电磁振动器、板簧通过铰链联接在一起。振动系统中板簧的长度、振动板的倾角等均可改变。

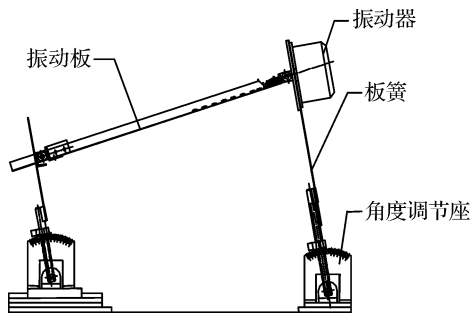


图 1 排种器工作原理示意图

## 2 振动式排种器模态分析

应用 ANSYS 软件对振动式排种器进行模态分析。

### 2.1 有限元模型的建立

振动排种器结构的运动部分主要是板弹簧带动振动板的振动,其振动的激励源是电磁激振器。由于电

磁激振器相对振动板和弹簧质量要大很多,并且其重量完全由板弹簧支撑,因此电磁激振器的存在,对振动系统的模态和响应产生比较大的影响。在进行系统的有限元时,必须包含激振器在内。电磁激振器采用等效实体建模,有限元模型的质量保持与实际结构的质量相等。

采用 APDL 语言分别建立振动器、振动板、板簧、铰链的三维实体模型。

2.2 网格划分

由于对系统的各部分分别建模,因此在划分单元时,也是分别对各部分进行网格划分,再进行联接。对于振动器、振动板、板簧采用三维实体单元 SOLID95 划分网格。

振动板和支架之间用铰链联接,在工作过程中,板与支架之间会发生相对转动。本文提出了利用杆单元特性模拟铰接点运动和动力学特性的近似方法。考虑到铰链的运动特性,其在运动过程中,铰链围绕中心作相对转动,在此过程中,实现力的传递而没有力矩的传递。在分析中,在铰链中心点设定一相对固定的节点;该固定节点与铰链环上的单元节点之间用空间杆单元联接。由于杆单元只能承受轴向载荷,不能承受弯曲变形,因此,在受到外界载荷时,对于轴向载荷,由杆元承受;而对于力矩,则杆元将围绕单元节点(铰链的中心节点)发生相对转动。这过程恰好符合铰链的运动和动力特性。

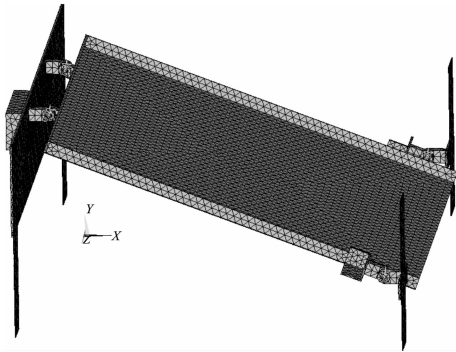


图2 振动式排种器有限元模型

整个系统划分成 26 551 个四面体实体单元和 120 个杆单元,约  $1.0 \times 10^5$  个自由度。系统的有限元网格如图 2 所示。

2.3 边界约束条件

系统振动时,板簧的根部通过螺栓固定在下支座上,整个系统联接在板簧的上部,板簧类似于悬臂梁。因此,板簧的下部可以认为是固定的,即固定约束。板簧的上部与振动板的左右支架联接,也是通过螺栓的固定联接。由于板簧和振动板均是有限元分析的对象,在模型中两者都建立了各自的实体模型,但在固定联接下,板簧与支架之间没有任何的相对运动发生,实际上已经成为一体,它们之间的约束采用直接把板簧与支架粘合在一起,成为一个整体进行分析。支架与振动板之间的联接件是 4 个铰链,铰链联接采用本文的近似方法。在铰链中,作为平面圆柱铰链,其轴向的位移是没有被约束的,铰链的销轴可以被拔出来,形成刚体位移。由于铰链环上的节点通过杆单元连接到中心节点上,对铰链轴向的约束也就是对中心节点的约束。因此,在分析中,对铰链中心节点(人为建立节点)的轴向位移进行了约束。

2.4 振动式排种器的模态分析

由于振动排序是利用结构共振时产生的较大的振幅和振动力推动稻种的有序排列,决定了其工作点必然位于低阶(一般为第一阶)共振频率附近,故计算了前 4 阶模态。其结果如表 1 所示。

表 1 排种器前四阶固有频率

阶数	1	2	3	4
固有频率/Hz	4.629	15.249	21.714	31.092
特点	板簧弯曲(一阶)	板簧失稳弯曲(二阶)	振动板局部弯曲(一阶)	振动板局部弯曲(二阶)

图 3 为前 4 阶模态的振型图。

分析图 3(a)~图 3(d),可以得到:

a)系统的一阶振型主要是板簧的弯曲振动。从振型动画效果图图 3(a)可以看到,在一阶振型中,振动板几乎没有变形,以平行运动的姿态在板簧驱动下发生平行移动,铰链点有比较大的相对转动。实际上,该振型也是振动排种器所期望工作的频率。

b)系统的二阶振型为板簧的弯曲,是二阶弯曲。从系统的振型效果图图 3(b)可以看到,左边板簧(长度较长)具有两个驻值点,表明了二阶弯曲振动的特征。同时,从图中也可以发现,在该振型中,左右板簧的振动情况完全不同。左板簧具有明显的二阶弯曲振动的特征,而右板簧(长度较短)仍表现出一阶弯曲特征,而且,左板簧的弯曲变形幅度远大于右板簧的弯曲变形,因此弯曲变形程度与杆的长度成高次函数的反比。左板簧除支撑振动板外,还单独承受了电磁激振器的重量。在该振型中,左板簧在激振干扰力的作用下,其稳

定性发生了某些问题,该振型具有局部失稳的特征。

c)系统的三阶振型除板簧的运动外,更主要的是发生了振动板的一阶弯曲,但是板簧以及振动板的整体运动并不大,由此可以判断该振型是振动板的一个局部模态。由于振动板的厚度较薄,作为平板,容易激起板的横向振动模态。在该振型中,振动板表面发生比较强烈的上下振动,板弯曲起拱,如图 3(c)所示。由于在该振动模态下,稻种将产生上下跳动,破坏了稻种的有序排列,因此该模态是不可用的模态。从本文设计的振动排种器看,该模态频率与第一阶模态频率相差甚远,不会引起系统的错误振动。

d)系统的四阶振型是振动板局部弯曲,由图 3(d)可见,振动板面的上下凹凸振动变形,是二阶弯曲。

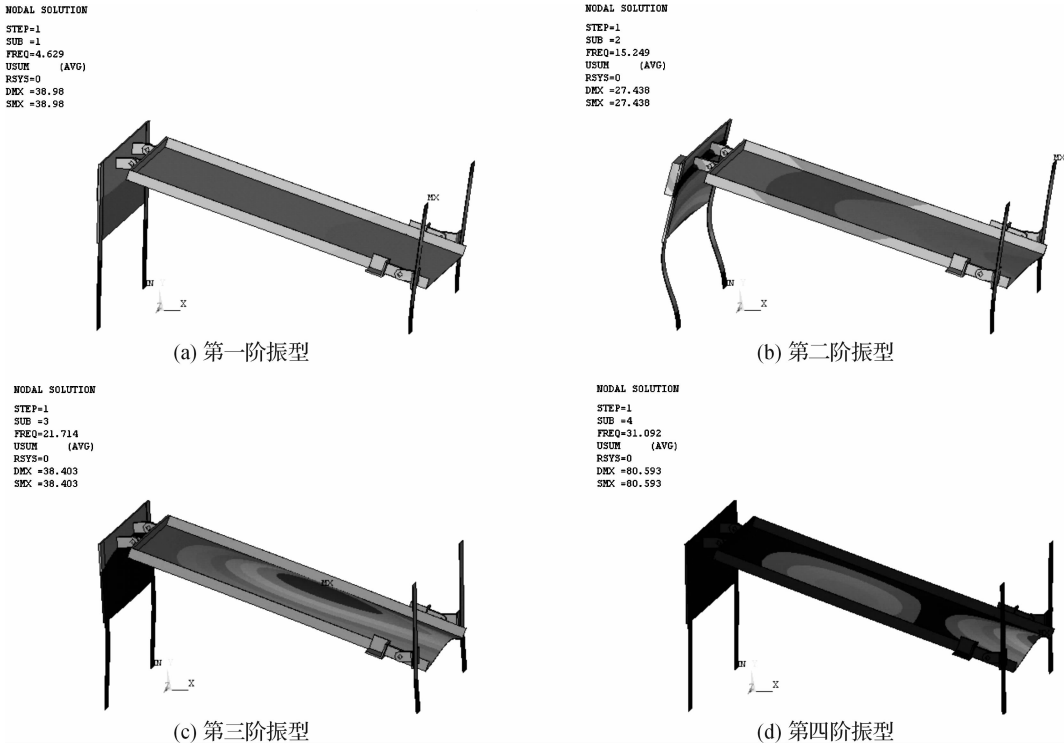


图 3 振动式排种器振型图

模态分析中一阶固有频率为 4.629 Hz,是排种器所期望的固有频率。板簧的弹性模量、长度、厚度等对其影响较大。如果板簧的弹性增加、长度缩短,则固有频率将上升;如板簧的弹性减小、长度增加,则频率将有所下降。因此可以通过调整板簧的材料和尺寸,对系统的一阶固有频率进行适当的调整。

3 振动式排种器模态试验研究

试验设备采用由北京东方振动和噪声技术研究所研制的 INV306 型智能信号采集和处理分析系统,进行振动系统的仿真模态分析。

试验的对象为所研制的振动排种器,其边界支撑条件为实际运行工况,即振动板簧下部固定约束。激励为力锤敲击,激励点位于振动板左支架中间(电磁激振器)位置,以模拟实际激振环境下的运行状况。因为测量的主要目的是振动排种器的整体频率而不是振动板的局部模态,把加速度传感器放置在右振动板簧处,如图 4 所示。振动板、板簧的角度采用与有限元分析一致的参数。

测试的采样频率为 2 048 Hz,经过 5 次激振平均,可以得到系统的第一阶频率在 5.5~6.3 Hz,与有限元计算的结果比较接近。试验的与有限元模型模态分析的数据基本一致,可以证明用有限元模型进行的分析是正确的,是排种器的实际模态。

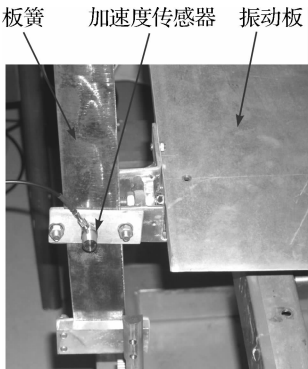


图 4 测试点位置

## 4 结 论

a)对振动式排种器进行了有限元模态分析,对铰链建模提出了一种近似的方法,即提出了利用杆单元特性模拟铰接点运动和动力学特性。计算结果与试验符合良好,也验证了本文提出方法的有效性。

采用本文提出的近似方法,可以在弹性范围内解决铰链等机构运动的有限元分析问题,减少计算工作量,实现在个人微机上进行复杂结构的有限元分析,其计算精度完全能够满足工程应用的要求。

b)对振动式排种器进行了模态测试,结果表明,模态分析与试验结果基本一致,误差在于仿真分析是以整体进行的,而试验测试是5次锤击的数据耦合而成,由于测试操作的问题,采集的信号对结果也有一定的影响。

c)振动式排种器是利用近共振原理进行播种的,因此根据分析,所设计的排种器激振器工作频率选择在固有频率的85%,即4 Hz左右。

## 参考文献:

- [1] 郑丁科,李志伟,区颖刚. 电磁振动组合式毯状秧苗播种装置的设计与试验[J]. 华南农业大学学报, 2004, 25(1): 104-106.
- [2] 李耀明,邱白晶,陈 进,等. 气吸振动式水稻播种试验台的振动分析[J]. 农业机械学报, 1998, 29(3): 43-47.
- [3] 张石平,陈 进,李耀明. 振动气吸式穴盘精播装置振动条件理论分析与试验[J]. 农业机械学报, 2008, 39(7): 56-59, 79.
- [4] 王芬娥,曹新惠,郭维俊. 联合收获机主驾驶座振动强度及其频率结构试验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(4): 62-65, 61.
- [5] 张学义,邵耀坚,邹 黎,等. 电磁振动排种器种子运动分析及试验研究[J]. 农业工程学报, 1996, 12(1): 81-86.
- [6] 张西良,路 欣. 电磁振动给料器工作特性分析及应用[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 92-95.
- [7] 王志伟,孟玲琴,刘 丹,等. 振动筛选机的优化设计[J]. 农业机械学报, 2006, 37(5): 67-71.
- [8] 张 斌,俞亚新,赵 匀. 超级稻稻种定向播种的原理研究[J]. 浙江理工大学学报, 2008, 25(4): 454-456.
- [9] 俞亚新,赵 匀,张 斌,等. 基于稻种胚胎定向排列的排种器及参数优化[J]. 江苏大学学报, 2008, 29(3): 194-197.

## The Modal Analysis and Experimental Study on Vibration Seed-Metering Device

YU Ya-xin, LI Jian-min, SHAO Xin-chao, ZHAO Yun

(School of Mechinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** In this paper, an detailed finite element model about vibration seed-metering device is established. For analyzing hinge link quickly and more accuracy, Link Element in ANSYS is used to simulate movement and mechanical character of hinge joint. The first four order natural frequencies and mode shapes of device are calculated. The numerical results are to be in agreement in experiment results. Based on the results and vibration characteristic, about 4 Hz is working frequency of vibration seed-metering device.

**Key words:** seed-metering device; hinge joint; modal analysis; vibration characteristics

(责任编辑: 杨元兆)