

# 基于ANSYS的水稻钵苗移栽机齿轮箱振动分析与优化

李道玉, 雷贤卿\*

河南科技大学机电工程学院, 河南 洛阳

收稿日期: 2023年5月23日; 录用日期: 2023年9月18日; 发布日期: 2023年9月25日

## 摘要

针对高速水稻钵苗移栽机的工作状态下的振动问题, 本文以钵苗移栽机实验平台作为研究对象, 分析其栽插结构的运动方式和工作原理, 并利用Solidworks对其关键部件齿轮箱进行三维建模, 导入ANSYS Workbench求解固有频率与振型, 并通过试验模态验证结算结果的准确性, 为移栽机减震降噪优化提供了前提条件, 进而运用ANSYS优化设计模块对齿轮箱的结构参数进行优化设计, 将优化后的齿轮箱装配于试验平台进行整机振动试验, 结果证明了齿轮箱模态分析及结构优化的有效性, 同时也验证了试验平台的可行性及有效性。对高速水稻钵苗移栽装置振动特性进行研究, 找出振动源, 实现降振优化以及消除共振现象, 对提升移栽装置性能及保证操作人员高效工作都有重要的意义。

## 关键词

水稻钵苗移栽机, 振动研究, 有限元分析, 结构优化

# Vibration Analysis and Optimization of Gear Box of Rice Pot Seedling Transfer Machine Based on ANSYS

Daoyu Li, Xianqing Lei\*

School of Mechanical and Electrical Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan

Received: May 23<sup>rd</sup>, 2023; accepted: Sep. 18<sup>th</sup>, 2023; published: Sep. 25<sup>th</sup>, 2023

## Abstract

Aiming at the vibration problem of high-speed rice pot seedling transplanting machine under-

\*通讯作者。

working condition, this paper takes the experimental platform of pot seedling transplanting machine as the research object, analyzes the movement mode and working principle of its transplanting structure, and uses Solidworks to carry out three-dimensional modeling of its key component gearbox. The natural frequency and vibration mode are solved by ANSYS Workbench, and the accuracy of the settlement result is verified by experimental mode, which provides a prerequisite for the optimization of vibration reduction and noise reduction of transplanting machine. Then, the structural parameters of gearbox are optimized by ANSYS optimization design module. The optimized gearbox is assembled on the test platform for the whole machine vibration test. The results prove the effectiveness of the gearbox modal analysis and structural optimization, and also verify the feasibility and effectiveness of the test platform. Studying the vibration characteristics of high-speed rice pot seedling transplanting device, finding out the vibration source, realizing the optimization of vibration reduction and eliminating the resonance phenomenon are of great significance for improving the performance of transplanting device and ensuring the efficient work of operators.

## Keywords

Rice Pot Seedling Transplanting Machine, Vibration Research, Finite Element Analysis, Structural Optimization

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

自进入 2000 年来, 水稻种植面积逐年增长, 随之水稻种植的机械化程度也在不断加深, 进而影响了水稻移栽机朝高速化、精准化和高稳定性的发展[1] [2]。水稻移栽方式主要聚焦于毯状苗移栽和钵苗移栽这两类, 我国多是以毯状苗移栽为主, 但钵苗移栽具有亩产高、损伤小和返青快等优势, 因而钵苗水稻移栽机具有广泛的发展前景[3]。

钵苗水稻移栽机齿轮箱作为水稻移栽系统的重要的工作承载者, 其直接决定移栽机工作的优劣。在高速作业过程中, 往往受到外部环境和内部结构所产生的激励影响, 导致当移栽机的自身固有频率与外部动载荷频率相趋的同时, 易发生共振现象[4] [5], 同时水田中崎岖不平的路面也易引起移栽机激振的发生。继而不光对移栽机的作业质量产生影响, 还会造成关键部件由于金属疲劳现象而造成机械性能和工作寿命下降, 甚至也会对驾驶员身心健康造成损害[6]。由此, 通过对移栽机支撑臂的振动研究, 达到减震降噪, 实现移栽机的高效作业, 其研究具有重要的意义。

为了提高农机的工作效率, 国内专家大都早已开展了关于振动特性、振源检测以及振动消弭等的一系列研究, 并在振动监测系统、模态试验与分析 and 零部件参数化改进等方面取得了一定的成果。石林[7]使用 Nastran 对变速箱体进行模态分析, 求解其五阶振型, 以此为基础对变速箱进行结构优化, 从而达到提高变速箱的动态性能, 减少断裂损坏现象发生的目的。林枝强[8]采用试验检测和有限元数值分析相结合的方法对柴油机进行了减振优化, 优化后整机固有频率有效地避开了柴油机前 6 阶激频, 实现减振降噪的目的。吴正琴[9]则是利用 Rhino 软件对发动机底盘机架进行有限元模态化分析, 获得抑制共振现象的优化方案。Chen KK [10]开发了一种基于模态分析有效独立法的机械变形预测系统, 该系统模拟了农机工作过程中插秧机支臂的振动情况, 其研究结果为后续的支撑臂外部机构优化做好了铺垫。

## 2. 齿轮箱有限元模态分析

### 2.1. 有限元模态分析基本理论

模态是机械机构的一种固有特性, 主要应用于振动研究方面, 因而振动分析的一方面就是求取零部件的模态参数。模态每一阶次对应一个模态, 都有特定的频率、阻尼比与振型[11] [12]。求解其中的固有频率可以比对外部激励频率, 避免频率相似而导致的共振现象的发生。有限元分析的原理是把连续的物理模型离散为有限个单元, 每一个单元都有一个近似解, 把所有的解通过某种方法耦合成与原系统相近的解[13] [14]。

多自由度系统中把某阶固有频率的振动形态定义为模态, 系统中各点的位移比例关系叫做模态振型。系统结构对外部激励的响应可以由频率、阻尼和振型等模态参数构成的各阶模态振型的叠加得到。模态分析的目的是确定结构系统动态特性的参数。对于一个多自由度线性系统, 其基本振动方程可以描述为:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(t)\} \quad (1)$$

式中:  $[M]$ 为系统的质量矩阵;  $[C]$ 为系统的阻尼矩阵;  $[K]$ 为系统的刚度矩阵;  $\{x(t)\}$ 为系统各点的位移向量;  $\{\dot{x}(t)\}$ 为速度向量;  $\{\ddot{x}(t)\}$ 为加速度向量;  $\{P(t)\}$ 为系统各点的结构载荷向量;  $t$ 为时间变量。

在系统结构的模态分析中, 系统结构自身阻尼很小, 对固有频率和振型的影响非常有限, 故在解决工程问题中, 通常忽略阻尼不计。因此, 分析系统结构的固有频率和振型问题就转化为求解特征值和特征向量的问题。则系统的自由振动微分方程可以表示为:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = 0 \quad (2)$$

系统自由振动时, 系统结构各点做简谐运动, 各点的位移可以表示为:

$$\{x(t)\} = \{x_0\}e^{j\omega t} \quad (3)$$

由公式(2)、(3)可得:

$$([K] - \omega^2[M])\{x_0\} = 0 \quad (4)$$

式中  $j$  为虚数单位;  $\omega$  为系统固有率;  $\omega^2$  为特征值;  $\{x_0\}$  为特征向量; 其中  $\omega = 2\pi f$ 。

近年来, 随着计算机辅助运算技术的蓬勃发展, 国内外大量有限元分析软件相继出现。其中 ANSYS 作为国际知名的通用有限元分析软件之一, 它的参数设置更为智能、操作界面更加友好、使用群体更为广泛, 是科研和工程人员计算仿真分析工作的重要工具之一[15] [16]。ANSYS 以有限元为基础, 融合热、结构、流体、电磁、声学等分析功能于一体, 广泛应用于工程、航空、船舶、建筑等行业。本文关于移栽机取苗装置齿轮箱、载苗盘的有限元分析软件采用的是 ANSYS 软件。它主要包括三个功能模块: 预处理模块, 分析计算模块, 后处理模块。本文运用 ANSYS 软件中的模态分析模块对取苗装置关键部件进行模态分析。其中 ANSYS 软件有限元分析流程如图 1 所示。

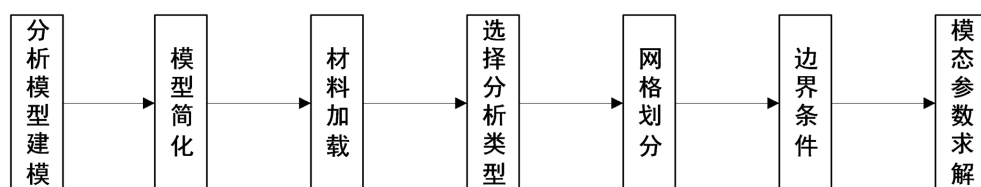


Figure 1. Formable element analysis process

图 1. 有限元分析流程

## 2.2. 齿轮箱有限元模态分析

### 2.2.1. 模型简化

本次模态仿真的齿轮箱是典型的箱型式结构。为了节约时间, 需要在不影响精度的情况下对原有的零件上进行适当简化。具体操作如下, 在 Solidworks 里面建立齿轮箱的三维模型图导入 SpacClaim 中进行简化。为了模拟齿轮箱的真实状态, 在 SpacClaim 中要将模型简化的近似接近于实物。齿轮箱在现实中面与面间是焊接, 所以需要将模型连接成一个整体。首先选中主要的框架, 将整体的模型用框架先表现出来, 再点击<组合>的命令将框架组合成一个整体。如图 2 所示。

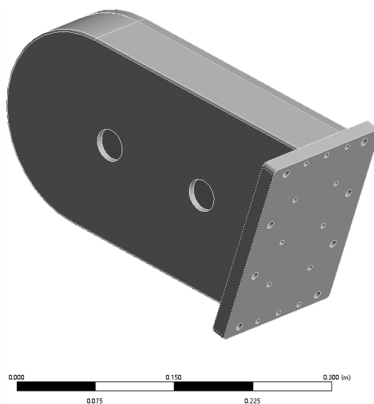


Figure 2. Gearbox simplified model  
图 2. 齿轮箱简化模型

在 Ansys 的 Engineering 使用更多的布尔运算符或数字控件将单独的实体模型区域连接在一起创建元素属性表(元素类型、实常量、材料属性和元素坐标系)设置元素属性指针。由于模型是在 SpacClaim 里面进行处理简化的, 所有齿轮箱的坐标与 mesh 里面的坐标是一致的, 不需要再重新定义。在 Ansys 的 Engineering 中选择材料的属性定义为<strucial steel>铝, 弹性模量 71 GPa, 密度 2700 g/m<sup>3</sup>, 泊松比 0.33。如果想定义其他材料的属性点击 source 下面的材料库。

### 2.2.2. 网格划分

网格划分有两种形式: 自由网格划分和映射网格划分。自由网格划分可以自动生成不同形式的网格。自由网格划分即为使用 ANSYS 的自动网格划分功能, 在软件内部对模型进行识别并自动划分, 根据模型的实际结构来建立网格, 可自动或手动设置网格的大小和网格密度。映射网格划分是对规整模型的一种规整网格划分方法, 其原始概念是: 对于面, 只能是四边形面, 网格划分数需在对边上保持一致, 形成的单元全部为四边形; 对于体, 只能是六面体, 对应线和面的网格划分数保持一致; 形成的单元全部为六面体。映射网格可以首先对模型中的一些关键线来划分, 然后映射到整个面, 或者是体, 从而形成网格, 但是难度比较大, 操作比较麻烦, 对于一些较为复杂的零件行不通。为了有更高的效率, 更加快速的进行计算, 选择自由网格进行划分。

这只是初步计算, 网格质量的好坏的判定决定着下一步是否进行网格细化。网格的精度对后续就算有很大影响, 所求解的网格质量越高, 得到的结果越精确。初步求解后, 在<quality> → <mesh metric> → <orthogonl quality>即在网格里查看网格的正交质量, 可以看到网格质量为 0.3, 网格质量偏差。为了获得更精准的数据, 对网格进行加密。选将整个齿轮箱加密, 加密尺寸为 0.01。最后点 update 进行网格的更新。

加密后的整体框架如图 3 所示。可以从图中看出网格已被加密, 且网格的平均质量有 0.3 提升到了 0.5。精度已经达到要求, 不需要再进行网格细化。此时如果进行网格细化, 会增加网格质量, 影响计算时间, 得到的结果却是相差不大。虽然网格数量相较于六面体网格有所增加, 但是网格质量会提升。六面体划分的网格对应的线面网格划分数保持不变, 形成的单元均为六面体。齿轮箱这个框架不是大体积的物体, 不需要减少网格质量, 所以使用四面体网格进行划分。生成的网格数量为 70,768, 节点数为 40,050。

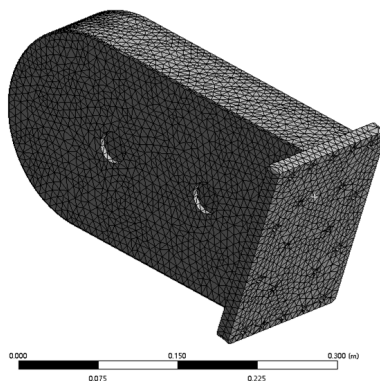


Figure 3. Mesh dens  
图 3. 网格密化

### 2.2.3. 有限元分析求解过程

对于自由振动分析, 通常解决方案分支的 Details 视图中的任何一个选项在大多数情况下都不需要更改, “求解器类型”应该保留在“程控”的默认选项上, “分析类型”将显示“自由振动”。当在求解分支下选择频率查找工具时, 仿真触发自由振动分析频率查找器的 Details 视图允许用户指定“要查找的最大模式”, 默认为 6 个模式(最大 200 个)。增加检索模式的数量将增加解决方案的时间。通过选择“**Yes**” on “Limit search to range”, 可以将搜索限制在感兴趣的特定频率范围内默认情况下, 如果没有设置搜索范围, 将计算从 0 赫兹开始的频率(刚体模式)。齿轮轴的前 6 阶模态为刚体代表的是齿轮轴的刚体位移其前 6 阶频率值均为 0 或接近于 0。这 6 阶模态对进行振动分析并没有参考意义, 所以我们只考虑第六阶到第十阶的模态。但是为了与实验模态对比分析, 以便更准确的得到其误差对比, 我们用 Ansys 计算出其前 20 阶的模态, 相应的实验模态也会计算出前 10 阶。所以将 option 里面 maxmodestofind (最大模态阶数)里面修改数据为 10, 并查看计算结果。至此, 所有的模态设置与求解已全部完成。

### 2.2.4. 有限元模态分析求解算法

ANSYS 有限元模态分析中常见的几种求解算法包括 Block Lanczos 法、子空间(Subspace)法、缩减(Reduced)法、非对称(Unsymmetric)法、PowerDynamics 法等[17] [18]。子空间(Subspace)法使用的是子空间迭代技术, 经常被用来求解大型对称特征值问题, 而且该方法需要对所有的质量和刚度矩阵进行运算, 因此计算时间比较长, 拥有较高的计算精度。

Block Lanczos 法集成了 Lanczos 算法, 可以通过一组向量完成 Lanczos 递归计算, 与子空间法相比, 具有相近的计算精度, 但 Block Lanczos 法具有更快的收敛性, 计算时间较短。

Powerdynamics 法内部选用子空间迭代计算, 并通过 PCG 迭代求解器进行求解, 拥有较快的运算速度, 但是由于单元格质量差会导致出现不收敛现象。目前该方法主要用于求解超大模型的前几阶少数模态问题。

缩减(Reduced)法是通过 HBI 二次逆迭代法算法来求解系统的特征值和特征向量。该方法使用数量较

少的主自由度, 求解速度相对于子空间法具有明显的优势。采用主自由度进行计算时, 质量矩阵转化为近似矩阵, 因此该求解方法的计算精度依赖于主自由度的选取。

非对称(Unsymmetric)法主要用来于求解刚度矩阵和质量矩阵均为非对称阵的问题。

综合分析上述几种求解方法, 结合现有的计算机配置和需求, 本文选取了 Block Lanczos 法对载苗盘进行模态参数的提取, 该方法相比其他算法不仅具有较高的计算精度, 而且也拥有较快的计算速度, 能够满足试验要求。

### 2.2.5. 齿轮箱有限元模态分析结果

在实际工程问题中, 系统结构外部激振频率一般处于低频范围, 所以结构的低频更容易被外界激励起来发生共振现象。因此分析结构的低阶模态更有助于解决结构发生的振动问题。除此之外, 本文的研究对象为移栽机取苗装置载苗盘, 外部激振频率主要来自取苗装置各运动部件运动产生的激振频率。因此本文在有限元模态分析中, 选取了载苗盘的前 4 阶自由模态作为分析对象, 使用 Block Lanczos 求解器进行求解, 得到载苗盘前 4 阶自由模态分析结果的固有频率与振型如图 4 所示。

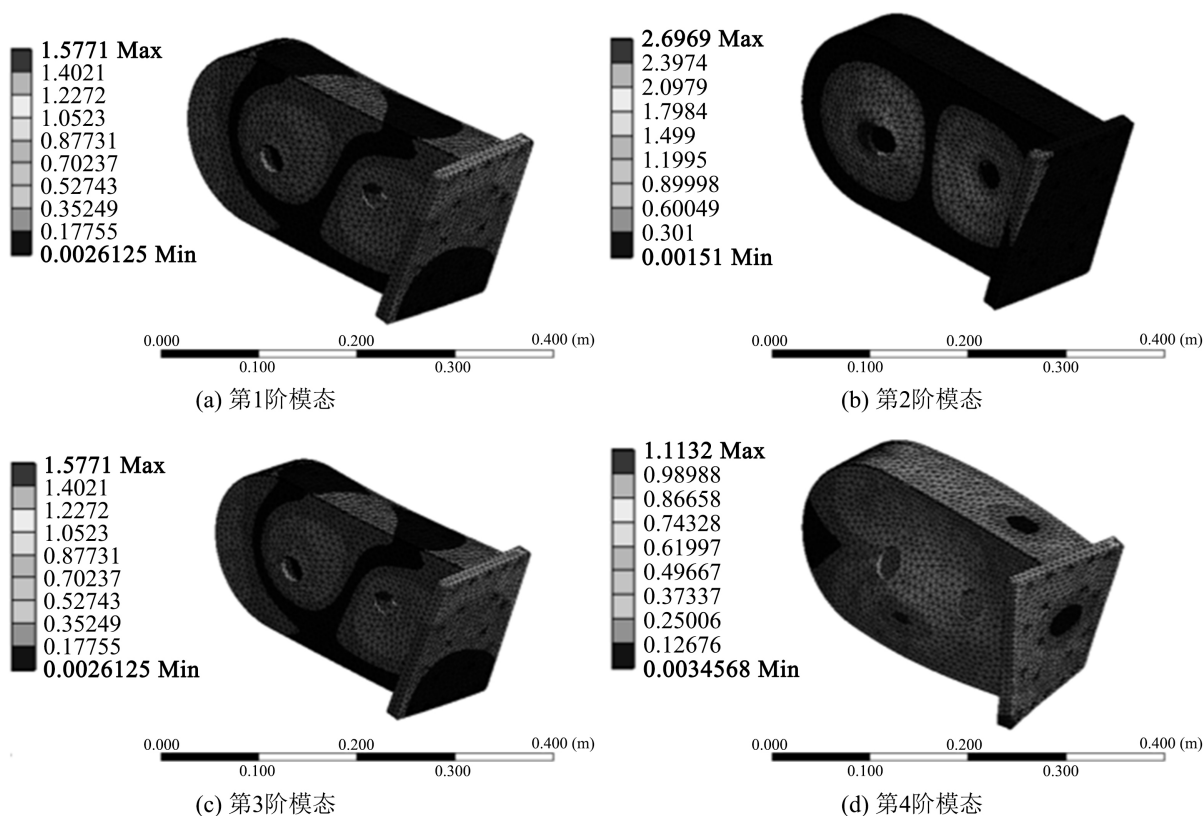


Figure 4. Gearboxes all levels of cloud charts

图 4. 齿轮箱各阶云图

通过观察这几种模态的云图, 可以总结出以下结论。从图中可以分析得到, 移栽机取苗装置齿轮箱在自身固有频率下的主要振型变化情况。齿轮箱第 1 阶固有频率为 60.83 Hz, 第 1 阶模态振型以上下歪曲为主; 齿轮箱第 2 阶固有频率为 185.85 Hz, 第 2 阶模态振型以上下弯曲为主; 齿轮箱第 3 阶固有频率为 368.74 Hz, 第 3 阶模态振型以整体弯曲为主; 齿轮箱第 4 阶固有频率为 583.65 Hz, 第 4 阶模态振型主要表现为整体扭转。

### 3. 齿轮箱试验模态分析

#### 3.1. 试验模态的理论基础

模态试验的基本实现过程如图 5 所示。

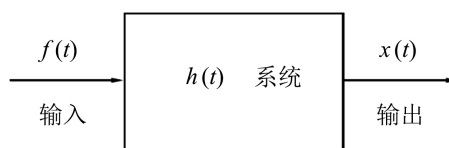


Figure 5. Test schematic diagram

图 5. 试验原理图

$f(t)$  是输入信号。可以代表力也可以代表其他各种激励信号。这里是我们所用的冲击锤敲击齿轮轴所产生的力通过力传感器传递给动态信号分析系统。

$x(t)$  是输出信号。代表输出响应，可以输出位移，加速度，速度等。这里是用数据分析测出被测结构的模态参数即固有频率和模态振型等。

$h(t)$  是系统转换函数。这里是用 DHMA 将从数据采集系统里面采集到的时域分析数据或者频响函数数据将输入信号转换成振型等。

通过对结构或构件的试验数据进行处理和分析，从而获得更精确的试验对象模态参数。模态试验结果可指导有限元模型的修改，验证有限元模型的可靠性，促进理论模型更加完善和合理。

本实验中根据模态叠加的原理，利用已知各种载荷时间历史数据，就可以预测结构体的实际振动响应历史或响应谱。通过结构模态分析的方法，可以获得在特定频率范围内机械结构各阶模态的振动特性，以及在各种振动源的激励下被测机械结构的振动响应结果。本设计中的模态测试系统是通过激振信号和强迫振动信号来分析模态参数。通过采集激振力输入信号与待测部件动态响应信号来研究系统的振动特性。在模态试验过程中，采用模态力锤敲击零件产生激振力信号，零件受到敲击后产生强迫振动，通过分析两者之间的机械导纳函数，即可完成对模态信息的耦合分析。最后确定齿轮箱和载苗盘的频率、阻尼和振型等关键模态信息。振动特性分析过程也可为结构系统的优化设计提供数据支撑。

#### 3.2. 齿轮箱试验模态

试验系统主要由力锤，信号采集和处理系统和信号分析系统这三部分测试仪器组成。其中齿轮箱为铝调质处理，选用钢锤头帽式力锤。信号的采集系统和处理系统主要包括三向加速度传感器，数据采集仪和动态信号分析系统。所用到的主要仪器如表 1 所示。

Table 1. Test modal instrument

表 1. 试验模态仪器

设备名称	性能指标	参数
DH5902 多功能动态信号采集仪	通道数/个	32
	采样带宽/Hz	16 位 100K
	电压量程/mv	20~20,000
	失真度/%	0.5

Continued

356A16 型三向加速度传感器	频响/Hz	0.3~6
	灵敏度/ $\text{mV}\cdot\text{g}^{-1}$	100.1
	横向灵敏度/%	5
	量程/g	1 个
352C33 力锤	灵敏度/ $\text{mV}\cdot\text{N}^{-1}$	2.25
352C33 单向传感器	灵敏度/ $\text{mV}\cdot\text{g}^{-1}$	9.56~10.18

### 3.3. 试验模态分析过程

试验过程为：当齿轮箱处于静止状态时使用力锤敲击自由状态下的齿轮箱，齿轮箱产生振动以后通过力锤中的力传感器触发动态信号分析系统，同时齿轮箱上的三向加速度传感器采集此时齿轮箱振动所产生的振动信号，并在数据采集仪中对数据进行分析 and 保存，最后将采集的所有测点的振动信号频响函数导入到东华 DHDAS 动态信号采集分析系统中进行参数识别最终得到齿轮箱模态试验的模态参数。

#### 1) 齿轮箱的支撑

当被测物体自由地悬挂在空间时，结构将呈现由质量和惯性决定的刚体模态，不发生弯曲和变形。此时这种不受约束的自由状态下的物体，我们可以确定它的刚体模态，甚至它的质量和惯性特性，这是非常重要的数据。需要注意的是悬挂系统可以模态在框架模态试验中，由于难以模拟受约束状态，在大多数情况下进行自由模态试验。在测量过程中，要求框架处于近似自由状态当然，此时刚体模态的固有频率虽不再为零，但相对于弯曲模态的固有频率非常低。我们选择弹性支撑用弹性绳子将齿轮箱悬挂在空中，如图 6 所示。不受任何约束，当齿轮箱恢复到平稳状态下时我们开始测量。



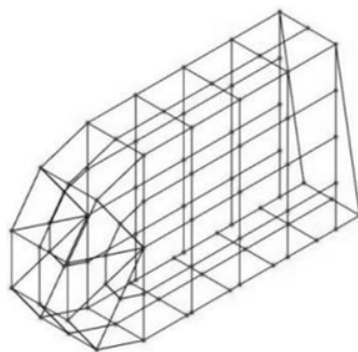
Figure 6. Gearbox suspension status

图 6. 齿轮箱悬挂状态

#### 2) 激发点、响应点的选择

测点的布置应遵循以下原则：简单规则结构测点应均匀布置；测点位置应便于测量并能得到较高的信噪比；避免布置在所关心模态振型的节点上；所有测点连成的线框模型能表征出待测结构的大致轮廓；能够唯一地描述所有感兴趣的系统模态振型。根据以上原则并结合待测结构的特点，齿轮箱总共均匀布置了 70 个测点，线框模型较好的反映了齿轮箱的整体形状。根据有限元分析结果，本次模态试验中选取了 2 个模态参考点进行拾振，每个参考点都要有区别于其它参考点所提供的的模态信息。较好地定义了齿轮箱的轮廓形状。得到如图 7 所示的框架图。





**Figure 7.** Gear box measuring point distribution

**图 7.** 齿轮箱测点分布

### 3) 模态试验操作

当齿轮箱悬空状态下处于稳定状态时, 利用力锤敲击激发点, 如图 8 所示。力锤上的速度传感器将触发器触发 DH5902 动态信号分析系统, 同时通过布置在齿轮箱上的三向加速度传感器采集齿轮箱受迫振动时的振动信号, 并在 DH5902 数据采集仪中对数据进行分析 and 保存。最后将采集的所有测点的振动信号频响函数导入到东华 DHDAS 动态信号采集分析系统中进行参数识别即可得到齿轮箱模态试验的模态参数。

同一个点敲击两次, 且第二次需等齿轮箱稳定之后再行第二次的敲击。两次更加能准确测量出数据, 得到的数据更加精确和可信。



(a) 力锤敲击测点

(b) 传感器安装

**Figure 8.** Gearbox modal test

**图 8.** 齿轮箱试验模态

模态试验从测点 1 处开始进行敲击, 当对测点进行第 2 次锤击时, 信号分析软件中的相干函数会产生变化, 它表示力与响应的相关性, 数值越接近 1 代表相关性越好, 数据质量越可靠。当锤击力度大小不合适或发生连击现象时, 可以选择手动滤除该组数据。当三次锤击完成后, 可以进行下一组数据的采集直至力锤遍布所有测点完成数据采集。

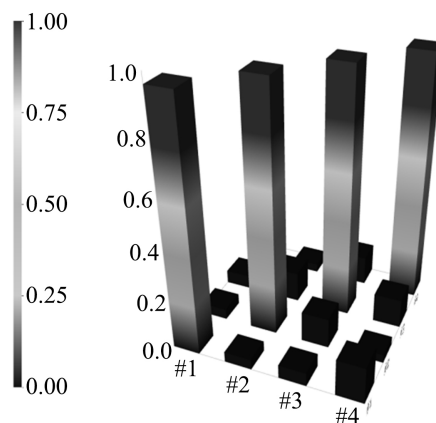
### 3.4. 试验模态分析结果

计算在将 DH5902 动态信号分析系统采集的频响信号导入东华 DHDAS 动态信号采集分析系统中进行模态参数识别。模态比例因子给出的是两个向量之间比值的最小二乘估计。模态判定准则就是对应的相关因子。如果模态判定准则为 1, 则说明这两个向量在一个比例系数内, 即在模态比例因子内, 是完全等同的。如果模态判定准则是 0, 那么说明这两个向量之间不存在线性关系, 估计出来的模态比例因

子便失去意义。这个原理即可用做模态模型验证的一个工具,也可当作检验所选的模态向量估计法是否合适的一个标志。下可以看出矢量之间存在明显的线性关系,各阶次频率之间的相关度均为 1,说明分析出的模态参数是正确的。如图 9 所示。结果如表 2 所示。

**Table 2.** Test modal results  
**表 2.** 试验模态结果

阶数	试验模态/Hz	模态振型
一阶	58.74	整体弯曲
二阶	182.65	上下弯曲
三阶	363.54	上下扭转
四阶	572.64	左右扭转



**Figure 9.** Modal test matrix correlation matrix  
**图 9.** 模态试验矩阵相关性矩阵

### 3.5. 齿轮箱有限元与模态试验结果对比

用  $A_1$  表示有限元频率,用  $A_2$  表示试验模态频率,则相对误差用  $W$  表示,则计算公式为:

$$W = (A_1 - A_2) / A_2 \times 100\% \quad (5)$$

$W$  的值越小,说明两者的值越接近,即两者的误差越小。说明计算的可信度越高。其结果如表 3 所示。

**Table 3.** FEM and test modal data comparison  
**表 3.** 有限元与试验模态数据对照

阶数	有限元计算频率/Hz	试验模态频率/Hz	相对误差
一阶	60.83	58.74	3.6%
二阶	185.85	182.65	1.7%
三阶	368.74	363.54	1.4%
四阶	583.65	572.64	1.9%

可以看出有限元计算数据是真实可信的, 误差基本保持在 4% 以内。

实际测得水稻钵苗移栽机发动机正常工作转速为 2600~3600 r/min, 激振频率为 86.67~120 Hz。与理论计算频率对比分析可以得出: 对比分析了齿轮箱固有频率与外部激振频率之间的关系, 齿轮箱的第一阶频率 60.83 Hz 是发动机激振频率 120 Hz 的倍频, 故齿轮箱都容易出现共振现象。

#### 4. 齿轮箱优化设计

齿轮箱的第一阶频率 60.83 Hz 与发动机外部激振倍频相近, 易产生共振现象, 为改变齿轮箱自身固有频率, 采用了与载苗盘相同的结构参数优化的设计方案。首先建立其数学模型如下所示:

$$f_1 = f_1(\min Y) \quad (6)$$

$$\min Y = [y_1, y_2, y_3, \dots, y_{10}] \quad (7)$$

$$5 < y < 6 \quad (8)$$

式中,  $y$  为厚度, 单位 mm;  $f_1$  为齿轮箱第 1 阶固有频率, 单位 Hz。

齿轮箱整体厚度的增减, 不关会导致研究成本较高, 同时也复杂了结构优化算法, 影响数学模型精度。因此, 可选择改进齿轮箱的轴孔部位的壁厚参数, 这样可以实现改变齿轮箱的固有频率, 也简化了算法要求。

接下来根据齿轮箱自身特性设置完各种参数设计, 并在优化算法同样选择了 Screening 算法, 最终优化后的厚度参数和频率变化如表 4 所示。

**Table 4.** Gearbox parameter optimization results

**表 4.** 齿轮箱参数优化结果

厚度/mm			频率/Hz			
优化前	优化后	增加量/mm	优化前	优化后	增加量/%	
5	5.05	0.05	60.83	61.75	1.5	
5	5.15	0.15	60.83	63.82	4.9	
5	5.25	0.25	60.83	65.78	8.1	
5	5.35	0.35	60.83	69.18	13.7	
5	5.45	0.45	60.83	74.32	22.1	
5	5.55	0.55	60.83	79.63	30.9	
5	5.65	0.65	60.83	86.38	42.0	
5	5.75	0.75	60.83	92.84	52.6	
5	5.85	0.85	60.83	99.73	63.9	
5	5.95	0.95	60.83	108.74	78.8	

从表 4 中可以看出, 当齿轮箱厚度增加超过 0.65 mm 时, 齿轮箱的固有频率已达到外部激振频率范围, 达不到减振要求。而齿轮箱厚度增加 0.05 mm 和 0.15 mm 时, 齿轮箱的固有频率增加并不明显, 也不能实现目标。所以当齿轮箱厚度增加 0.25 mm 时, 求解后的模态频率均避开了外部激振频率或倍频,

同时只增加了相对较小的厚度值, 达到了优化设计目标。

通过对载苗盘关键部位优化前后的参数对比分析, 可以判断优化是否满足预期效果。为了使结果更具准确性和代表性, 再一次进行整机振动试验, 将优化后的载苗盘安放在试验台上, 将三向加速度传感器放置在齿轮箱与载苗盘上, 开启装置进行数据采集, 图 10 为测试现场。

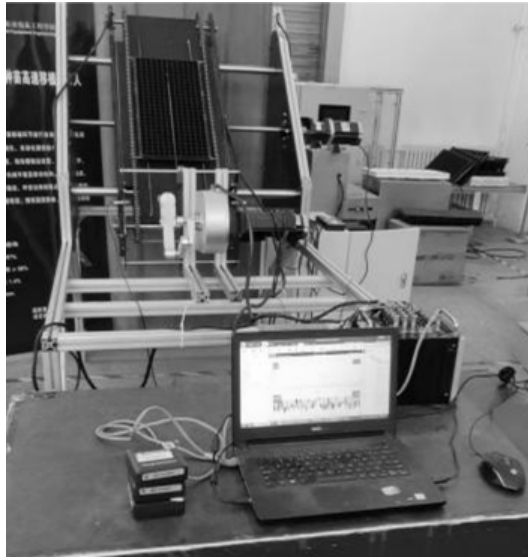


Figure 10. Optimize verification test platform

图 10. 优化验证试验平台

该检测试验步骤和试验参数设置为: 1) 试验仪器选取下列仪器对实验中信号进行采集和分析, 仪器有 DH5902 多通道信号采集仪、356A16 三轴加速度传感器和 DHDAS5902 动态信号分析系统; 2) 参数设置采样频率为 512 Hz, 时域点数为 4096, 频域点数 1600; 3) 采集的数据步骤与数据分析处理与第二章相同。

将优化前后的载苗板与载苗盘的数据进行对比总结, 其结果如表 5 所示。

Table 5. Compare data before and after optimization

表 5. 优化前后对比数据

取苗 频率株/min	优化前			优化后		
	取苗成功率/%	齿轮箱 均方根/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	载苗盘 均方根/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	取苗成功率/%	齿轮箱 均方根/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	载苗盘 均方根/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
60	97.5	0.82	0.50	98.0	0.74	0.32
80	96.1	1.23	0.63	97.8	0.98	0.46
100	94.6	1.75	0.85	96.6	1.21	0.61
120	92.1	2.35	0.95	95.6	1.52	0.83

从表中可以表明优化后取苗成果率比优化前有所提高, 同时载苗盘与齿轮箱优化前加速度信号的均方根值比优化后的有所减低, 所以可以验证此次优化方案的可靠性与准确性。

## 5. 结论

本文针对水稻钵苗移栽装置高速作业时存在的振动影响以及取苗、投苗工作质量低等问题, 构建了以双齿轮双曲柄为结构的水稻钵苗移栽装置振动试验平台, 通过有限元模态分析求解出齿轮箱的多阶固有频率与振型, 并通过试验模态验证计算结果的准确性。又通过对比齿轮箱的固有频率与外部激振频率, 发现载苗盘的第九阶固有频率 121.24 Hz 与发动机激振频率 120 Hz 的相近, 选用 ANSYS 优化设计模块对载苗盘和齿轮箱壁厚参数进行优化设计, 当齿轮箱轴孔位置也增加了 0.25 mm 后, 有效地避开了共振倍频。并将优化后试验平台进行整机振动试验, 结果证明了载苗盘和齿轮箱模态分析及结构优化的可靠性。

## 参考文献

- [1] 吴媛媛. 我国水稻生产现状及发展趋势[J]. 新农业, 2018(7): 27-28.
- [2] 文昌俊, 王虹量, 王冕, 张恒. 水稻插秧机分插机构优化设计与仿真分析[J]. 湖北工业大学学报, 2019, 34(2): 36-39.
- [3] 李建国. 水稻插秧机分插机构技术特点与优化思路[J]. 农机使用与维修, 2021(11): 24-25.
- [4] 徐立章, 李耀明, 孙朋朋, 等. 履带式全喂入水稻联合收获机振动测试与分析[J]. 农业工程学报, 2014, 30(8): 49-55.
- [5] 邱白晶, 何耀杰, 盛云辉, 等. 喷雾机喷杆有限元模态分析与结构优化[J]. 农业机械学报, 2014, 45(8): 105, 112-116.
- [6] 李耀明, 李有为, 徐立章, 等. 联合收获机割台机架结构参数优化[J]. 农业工程学报, 2014, 30(18): 30-37.
- [7] 石林, 王扬渝, 蒋建东, 等. 农机变速箱体的有限元模态分析及改进设计[J]. 浙江工业大学学报, 2010, 38(2): 229-232.
- [8] 林枝强, 卢祥林, 陈振雷. 柴油机有限元模态分析及其减振优化研究[J]. 机电工程, 2020, 37(11): 1351-1355, 1371.
- [9] 吴正琴. 基于 Rhino 的发动机底盘机架有限元模态分析[J]. 韶关学院学报, 2020, 41(9): 24-28.
- [10] Ji, J.T., Chen, K.K., Jin, X., et al. (2020) High-Efficiency Modal Analysis and Deformation Prediction of Rice Transplanter Based on Effective Independent Method. *Computers and Electronics in Agriculture*, **168**, Article ID: 105126. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2019.105126>
- [11] Bae, J.J., Kang, N. and Trigona, C. (2016) Design Optimization of a Mecanum Wheel to Reduce Vertical Vibrations by the Consideration of Equivalent Stiffness. *Shock and Vibration*, **2016**, Article ID: 5892784. <https://doi.org/10.1155/2016/5892784>
- [12] Author, D.E.N. and Ungar, E.E. (1992) Mechanical Vibration Analysis and Computation. *Journal of the Acoustical Society of America*, **88**, 170-181.
- [13] 王强, 赵又群, 林棻, 等. 机械弹性车轮有限元计算与试验模态的相关性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2017, 38(1): 86-93.
- [14] 梁燕成. YC485Q 柴油机机体模态分析与结构改进研究[D]: [硕士学位论文]. 南宁: 广西大学, 2013.
- [15] Kammer, D.C. and Tinker, M.L. (2004) Optimal Placement of Triaxial Accelerometers for Modal Vibration Tests. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **18**, 29-41. [https://doi.org/10.1016/S0888-3270\(03\)00017-7](https://doi.org/10.1016/S0888-3270(03)00017-7)
- [16] Moore, E.Z., Murphy, K.D. and Nichols, J.M. (2013) Optimized Sensor Placement for Damage Parameter Estimation: Experimental Results for a Cracked Plate. *Structural Health Monitoring*, **12**, 197-206. <https://doi.org/10.1177/1475921713476330>
- [17] Weijtens, W., Lataire, J., Devriendt, C. and Guillaume, P. (2014) Dealing with Periodical Loads and Harmonics in Operational Modal Analysis Using Time-Varying Transmissibility Functions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **49**, 154-164. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.04.008>
- [18] Zhang, X. (2015) Optimization Design and Experimental Verification of Sensitive Parameters of LNC8 Type Transplanter Frame. Master's Thesis, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou.