

硕士研究生学位论文

# 新疆大学

论文题目(中文): 基于MATLAB 对“Y型”海棠果树冲击振动动态特性的研究

论文题目(外文): The dynamic characteristics' research of  
impact vibration on the "Y type"  
Chinese flowering crabapple fruit trees  
based on MATLAB

研究生姓名: 魏庭鹏

学科、专业: 工程力学

研 究 方 向: 机械系统动力学

导师姓名职称: 王春耀 教授

论文答辩日期 2016 年 5 月 25 日

学位授予日期 年 6 月 日

## 摘要

为解决林果振动采收过程中遇到的诸多难题，本课题围绕如何“又好又快”地对果实进行振动采收，在提高采净率的同时又不伤害树木，基于这一思想，选取“Y型”样品海棠果树为研究对象，先建立主干的力学模型，取圆柱形截面主干微单元段进行受力分析，列出振动微分方程，写出传递函数，进行仿真运算，得出主干上监测点的振动特性；建立树干—一级侧枝的动力学模型，将树干视为双自由度激振模型，进行受力分析，列出其振动微分方程，结合 MATLAB/Simulink 进行仿真运算，得出树干、一级侧枝各自的模态响应。将仿真结果与室内试验进行分析比较，研究果树在冲击载荷过程中，主干、主枝、侧枝各处的动态响应特性；研究整体果树的最优共振频率区间、数值，便于在实际作业过程中，选取适宜的冲击载荷大小、位置、方向、激振频率等参数，以指导实际采收工作，使得整棵果树在单次冲击作用下，果实最佳。

通过本课题的理论和试验两方面的研究，得出以下主要结论：

### 1、在动态响应方面：

a) 在同一平面内的主枝与一级侧枝上，与激振源等距的各监测点具有平均振动周期、对数衰减率相近的振动特性。

b) 在树枝较细的一端，相对来说，振动较“慢”，振动效果表现的不明显，分析其原因，可能是振动时的能量被树梢末端未去除的嫩枝、嫩叶吸收所致。

c) 振动是以振动波的形式从激振源点A处由下往上地向外扩散，在树干部，由于刚性较大，波较易传播，损失较少；在树枝部，由于刚性较小，吸收的能量较多，损失较多。

d) 同等条件下，树枝的生长角度对振动时的能量获得起到削弱的作用。

### 2、在模态响应方面：

a) 在不同的激振载荷作用下，振幅较大的共振频率发生在低频段，在此范围内出现两次共振，对应的频率分别为 3.94Hz、7.68Hz。

b) 当外部激振载荷变化时，不影响系统的共振频率，但相应共振频率下的

加速度响应幅值会发生变化。

**关键词：**Y 型；冲击载荷；动力学模型；动态响应；模态响应

## Abstract

To solve the problems in the process of vibration fruit harvest, this topic is around how to pick fruit “well and rapidly” in vibration, to improve the net rate while not hurt the trees, based on this topic, select "Y type" samples of Chinese flowering crabapple fruit tree as the research object, establishing the trunk mechanical model to analyse the stress of the micro yuan period of the cylindrical section trunk, and list the vibration differential equation, write out the transfer function to simulate the monitoring vibration characteristics of the trunk; establish the dynamic model of the trunk-primary lateral branch, and regard the trunk as a vibration model of double degree of freedom to analyse the stress of the dynamic model, list the vibration differential equation, combine with the MATLAB/Simulink, simulate the modal response of the trunk and primary lateral branch. By comparing the simulation results and laboratory test analysis, to explore the dynamic response rule of the trunk, main branch and lateral branch on the fruit trees in process of impact load; to explore the optimum resonance frequency interval, numerical of fruit trees, in order to select appropriate parameter as impact load size, position, orientation, vibration frequency, to guide the actual recovery work, make the fruit to be best on the fruit tree under the single impact.

Through the two aspects research of theory and experiment on this topic, come to the following main conclusions:

1、In the aspect of dynamic response:

a) The monitorings on the main branch and the primary side in the same plane equidistant with the excitation source have the vibration characteristics of average vibration period, the logarithmic decrement are similar.

b) The vibration at one finer end of the branches is relatively "slow", that is the effect of vibration is not obvious, analyze the causes, maybe the energy of vibration

were absorbed by the unremoved twigs and leaves.

c) Vibration spread out from the point A of vibration source place to from down to up in the form of vibration wave, in the trunk, because of its high rigidity, the wave spread more easily, less loss; in the branches, because of its less rigidity, absorb more energy, loss more.

d) Under the same condition, the angle of the branches' growth have the weaken effect of the "acquisition" on vibration energy.

2、 In the aspect of modal response:

a) Under different excitation load, the resonance frequencies of the bigger amplitude are in low frequency band, there are two resonance in this range, the corresponding frequency are 3.94Hz、 7.68Hz.

b) When the external excitation load change, it don't affect the resonance frequency of the system, but the acceleration response of the corresponding resonance frequency amplitude will change.

**Keywords:** The Y Type; Impact Load; Dynamic Model; The Dynamic Response;  
The Modal Response

## 目录

摘要.....	I
Abstract.....	III
目录.....	V
第一章 绪论.....	1
1.1 研究背景、目的与意义.....	1
1.1.1 研究背景.....	1
1.1.2 研究目的与意义.....	2
1.2 研究现状.....	3
1.2.1 国内研究现状.....	3
1.2.2 国外研究现状.....	6
1.3 本课题的主要研究内容.....	7
1.4 本章小结.....	8
第二章 果树主干振动动态特性的探究.....	10
2.1 主干力学模型的建立.....	10
2.2 主干自由振动微分方程的建立.....	11
2.3 主干自由振动微分方程的求解.....	12
2.4 主干受迫振动动态响应的仿真与分析.....	13
2.5 本章小结.....	18
第三章 树干—一级侧枝动力学模型的建立与分析.....	20
3.1 树干—一级侧枝动力学模型的建立.....	20
3.2 双自由度系统振动微分方程的建立.....	21
3.3 双自由度系统振动微分方程的求解.....	22
3.3.1 树干、一级侧枝的受力关系.....	22
3.3.2 树干、一级侧枝等效质量的确定.....	22
3.4 树干、一级侧枝模态响应的仿真与分析.....	26
3.4.1 不同激振载荷对树干、一级侧枝共振频率响应的影响.....	29
3.4.2 不同激振载荷对树干、一级侧枝加速度响应的影响.....	30
3.5 本章小结.....	31
第四章 室内试验研究.....	33
4.1 试验方案的确定.....	33
4.1.1 试验仪器的应用.....	33
4.1.2 试验仪器的技术指标.....	34
4.1.3 试验平台的建立.....	34
4.2 果树主干振动动态特性的验证.....	35
4.2.1 同激振源等距处各监测点的振动特性.....	38
4.2.2 振动能量在树梢末端的传递特性.....	39
4.2.3 树枝的生长角度对振动能量传递的影响.....	40
4.2.4 果树主干力学模型的完善.....	41
4.3 树干—一级侧枝动力学模型的验证.....	41
4.3.1 树干、一级侧枝在不同激振载荷作用下的共振频率响应特性.....	44

4.3.2 树干、一级侧枝在不同激振载荷作用下的加速度响应特性.....	44
4.3.3 树干—一级侧枝动力学模型的完善.....	45
4.4 本章小结.....	45
第五章 总结及展望.....	47
5.1 总结.....	47
5.2 展望.....	48
参考文献.....	50
在读期间发表论文.....	53
致谢.....	54
学位论文独创性声明.....	55
学位论文知识产权权属声明.....	55

## 第一章 绪论

### 1.1 研究背景、目的与意义

#### 1.1.1 研究背景

丰富的土地资源、优质的气候环境、充足的光热条件等优势,使得林果业成为新疆当地独具特色的支柱性产业<sup>[1-3]</sup>。位于南疆喀什地区的叶城县,是新疆规模最大、时间最久、产量最高的核桃生产基地,全县大约有 30 万左右的农村人口从事核桃种植,其中,为了方便核桃的销售,当地还成立了 300 多家核桃收购站点、合作社、经销商,便于外来商户统一大量收购的同时,也为广大的农民朋友带来了便利,现如今,核桃种植业在当地,已成为促进农企增效增值、刺激社会经济活力的重要产业。

赛买提、胡安娜、毛拉畏、佳娜丽等都是新疆特色的杏子品种,各种味美色艳、香甜可口的杏子让人应接不暇。据统计,新疆杏子有 160 多个品种,其中库车的小白杏较为出名,据考证,库车种植杏子已达 4000 多年的历史,现如今,每到成熟季节,满树上挂满了颜色、大小、形状不一的杏子,形成了当地一道亮丽的风景线,前来旅游参观的游客赞不绝口。医学界的许多专家认为,杏子具有极高的营养、保健和医药价值,杏果肉富含维生素 A、C、E 和 $\beta$ -胡萝卜素<sup>[4]</sup>,对预防和治疗癌症、心脏病等有显著的作用,因此,杏子的价值非常可观,常被用来做杏干、罐头、杏仁露等。

总之,地方特色的水果不胜枚举,每年的 7~9 月份,大量的水果运往内地销售,市场前景十分可观,然而,新疆各区林果普遍具有种植面积广、采收周期短、劳动强度大等特点,所以常常导致林果没有及时得到采收,坏掉甚至烂在田间,大大缩短了产量,影响了果农的收入。现阶段,林果采收的方式还主要依赖于人工采摘<sup>[5-8]</sup>,林果采收遇到的诸多问题,其核心实际上是劳动力的问题,主要源于两点,首先,林果采收中,高额的劳动力让许多散农户望而却步。其次,针对



一些种植面积较广的农户，即使雇佣了大量的劳动力，仍然出现林果没有及时得到采收的现象，财、物都受到了一定程度的损失。近年来，自治区农委高度重视这一问题，针对林果采收，提出务必要注重采收的及时性、完整性、高效性等中心思想，力图最大程度上使果农获得最高利益。

随着政府部分、科研部门、社会各界人士等对林果采收的越发关注，以及现代工业化程度的逐渐加快，栽培、生产、加工、治理、收获等一系列工序，逐步被机械化所代替，其中，机械振动式收获机近年来在市面上逐渐被运用<sup>[9-13]</sup>，虽然较为有效地解决了林果采收中效率低下这一严重问题，但仍然有一些不足之处，如在机械收获机的使用过程中，激振的方式、频率、位置、大小、时长等因素，都会对采收效率造成一定的影响，因此，如何获得最优参数、优化机械数据显得至关重要，本课题将围绕这一思想展开探究。

### 1.1.2 研究目的与意义

机械振动式的收获方式，在为农户带来便利的同时，本身也存在着一定的问题。首先，有学者研究表明，在对果树的激振过程中，激振的方式和部位对果树的损害影响较大，其中，激振的方式占主要部分<sup>[14-15]</sup>，从次数上将其主要分为单次和多次两大类，其中，单次激振主要指的是冲击振动，而多次激振则可以细分为多次的冲击振动、较规律的简谐振动和不规律的随机振动，这其中，运用最为广泛的是单次的冲击振动和较规律的简谐振动，顾名思义，简谐振动指的是，实际作业过程中，在树干、树枝上固接夹具等器件，采收机按一定规律的振动参数往复的“晃动”果树，以求达到林果脱落的目的，这样一来，由于器件与树皮表面是完全接触的，在振动过程中，往往出现树皮大量脱落、树干发生弯曲变形甚至树枝发生折断的现象，对果树的损害较为严重<sup>[16]</sup>。冲击式振动指的是单次地对主干进行激振，由于受力面积较为窄小，对树木的损害较为轻，而且，主干的尺寸相对来说较粗，在单次激振下，不易发生弯曲变形，所以，施加在主干处的冲击式振动也常常被用来田间作业<sup>[17-18]</sup>，本课题就是采用这种方式对振动落果进行探究。

林果在振动过程中，实际上是能量传递的过程，当果实获得的惯性力大于果柄与树枝的结合力，即当果实从外界获得的动能大于果实脱落所需的能量时，果柄断裂，果实发生脱落<sup>[19-20]</sup>，而实际田间作业过程中，结果却不太理想，往往需要进行多次的试探试验，估得大概较好的试验参数，而后进行冲击振动采收，才能使得足够多的果实脱落，这样一来，不仅耗费了大量的时间，同时也提高了作业成本，得不偿失。

为此，本课题从这方面着手，首先，从果树振动时的动态特性出发，建立主干力学模型，并且在模型上设立监测点，仿真计算得出，在外部载荷作用下，主干上各监测点的振动特性。其次，从果树的整体出发，建立树干—一级侧枝动力学模型，分别对果树模型中的树干、一级侧枝进行模态分析，得出树干、一级侧枝各自的模态响应。将仿真所得结果与室内试验结果进行对比分析，研究果树在冲击载荷过程中，主干、主枝、侧枝各处的动态响应特性；研究整体果树的最优共振频率区间、数值，便于在实际作业过程中，选取适宜的冲击载荷大小、位置、方向、激振频率等参数，以指导实际采收工作，使得整棵果树在单次冲击作用下，果实最佳。

## 1.2 研究现状

### 1.2.1 国内研究现状

机械振动采收过程中常常出现树皮受到损伤、树干弯曲折断、甚至连根拔起（幼树）等现象，这是作业过程中常常遇到的困难，而在自然条件下，树木也常常出现上述现象，其中，风倒则是常见破坏树木的现象之一<sup>[21-22]</sup>，因此，为确保振动落果能够安全、高效地完成，以自然风模拟果树振动采收时受到的外部载荷，研究风振时，树木在何种条件下可能发生损伤，为振动落果提供必要的参数依据，就显得尤为重要，关于这方面的研究有很多，宋晓鹤<sup>[23]</sup>主要从云杉本身的力学性能出发，对建立的树干力学模型进行变形、位移等矢量分析。如图 1-1 所示，在考虑整棵云杉各向材料均匀的前提下，将整棵云杉视为变截面的圆锥弹性梁，其中，将高为  $H$  的整棵云杉分为三部分，即高为  $h_1$  的树冠部分、高为  $h_2$  的树干中

部和高为  $h_3$  的树干下部，而高为  $h_1$ 、底部直径约为同高度树干直径 3 倍的树冠部分则等效为树干的上部，同时，树冠处的横向作用力由原来的  $p_0$  变为  $3p_0$ ，针对建立的这一力学模型，作者列出了平衡方程，并且结合边界条件以及测得的云杉外部数据，求得等效树干各处的横向挠度、纵向位移等物理量，最后得出树干处的最大变形在树干高度接近 1/3 处，即在此处云杉最易发生风倒的现象。

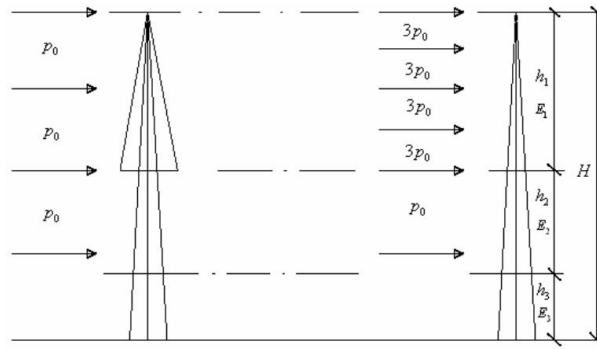


图 1-1 云杉模型简化图

如图 1-2 中所示，陶嗣巍<sup>[24]</sup>利用离心风机模拟自然风，分别对去除三级分枝、去除二级分枝、去除一级分枝（只剩树干部分）的样品毛白杨树进行了风振试验，通过分析树木的位移频域图发现，树干与各级分枝的振动状态呈现多自由度系统的振动状态，即将果树的力学模型简化为多自由度谐振系统的模型较为准确，如图 1-2，作者将树干部分视为等效质量块  $Mass$ ，用  $k$ 、 $d$  分别表示树干自身的弯曲刚度与阻尼，一级分枝与树干间的约束关系则用  $k_1$ 、 $d_1$  来连接表示，以此类推，最终，树干与各级分枝间的受力关系构成了多自由度的力学模型，同时，针对建立的模型，作者列出平衡运动微分方程，确立了树干、各分枝的运动轨迹，然而，针对建立的力学模型，作者只单单得出它的运动轨迹方程，并没有进一步地去探究、验证它的准确性，是否能得出和试验相近的结论。

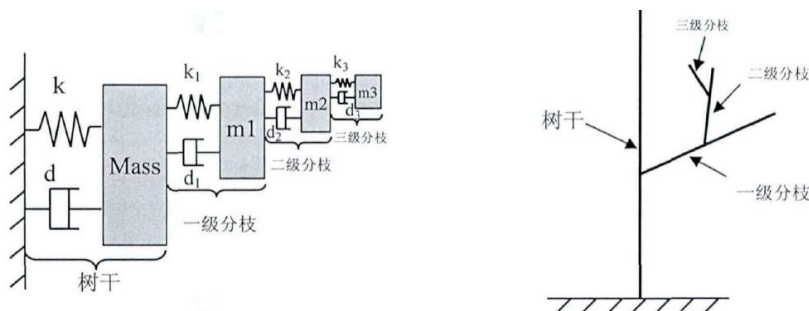


图 1-2 毛白杨树的力学模型

近年来,有不少国内外的学者提出了三维重建林木模型的这一想法,针对林木,三维重建模型的方法能够快速、准确的建立模型,贺磊盈<sup>[25]</sup>就是采用这一方法建立了山核桃树的模型,首先,作者采用数码相机从多个角度对山核桃树进行图像采集,对其立体视觉进行大致的框构,然后通过动态扫描的方法,获得树木的枝干细节轮廓,在此基础上,实测得出枝干的尺寸,从而实现树木三维模型的重建。针对建立的模型,作者对其进行了谐响应分析,得出一些重要结论,即随着激振频率的增加,枝干上各处的应力值逐渐增加、最大应力多出现在最大位移处、树干与分枝的连接点处容易出现应力集中的现象、相对于高频激振而言,低频激振下,枝干更容易获得摆动。

振动采收的过程,实际上是机械能转化为动能的过程,即由冲击传递到树枝上各处果实点处的能量,大于果实脱落所需的能量时,果实脱落,采收完成,有众多学者从这方面入手,探究诸如果实在振动过程中速度、加速度等运动状态的变化情况,分枝上各处果实的振动周期、加速度幅值的变化规律,以及分析能量在树干、树枝、果实各处的传递与分布规律等。

蔡菲<sup>[26]</sup>等人借助高速摄像机,对杏树简谐激振过程中,杏果脱落的运动状态进行了较精确、详细的分析,结合试验数据得出一些结论。首先,从杏果振动的瞬时速度方面分析得出,杏果的振动脱落过程主要经历两个阶段,即缓慢振动阶段和剧烈振动阶段,且剧烈振动阶段时间较长,直接决定杏果能否脱落。其次,通过对比各杏果的运动状态发现,果梗较长的杏果一般情况下先脱落,且作业时间越长,杏果获得的瞬时速度越来越大,越易脱落,即果梗的长度、作业时间对杏果振动脱落均有很大的影响。最后,通过对比各杏果与所在枝干的运动状态发现,同时间段内,杏果所在枝干的瞬时速度基本上都小于杏果本身的瞬时速度,即当杏果的瞬时速度处于最大值,而枝干的瞬时速度处于最小值时,杏果和枝干产生的相对运动最为强烈,此时杏果最易脱落。

翁凌云<sup>[27]</sup>对银杏样品树进行了室内试验研究,并在各树枝上布置三向加速度传感器监测各处的动态响应,通过对比分析得出,首先,相对于其他两个方向的加速度幅度,平行于激振方向的加速度幅度变化最大。其次,当不断调高激振

频率时,监测点的加速度响应也随之逐渐增大,即加速度响应与激振频率呈正相关。同时发现加速度响应基本上都是在分叉节点处出现峰值,即树枝的分叉节点“消耗”了大量的振动能量,应适当、正确地对银杏果树进行修剪,以提高振动采收效率。

### 1.2.2 国外研究现状

国外针对果树振动采摘的研究较早也较为成熟,早在1965年,Adrian<sup>[28]</sup>和Fridley就已经通过大量的试验研究表明,针对果实振动采收的众多方式中,相对来说,振摇树干或树枝的方式是比较可行的,他们的这一研究成果为振动采收的发展奠定了基础。

U.A.Rosa<sup>[29]</sup>等人研发了一种便携式手持振动采收机,与以往由柴油等作为燃料供给的采收机不同的是,这一新的采收机为电磁式驱动,其不但方便携带,而且易于操作,作者对同一棵桃树上的不同树枝进行了振动采收,分析试验结果发现,采用低频振动可以使得细端树枝获得较高的振幅,采用高频振动可以使得粗端树枝获得较高的振幅,在这两种情况下,果实脱落较为理想。

Refik Polat<sup>[30-31]</sup>等人对开心果进行了振动采收试验,通过对比结果分析得出,同等条件下,成熟度高、单果重量大的开心果更容易脱落,且果树的特征参数对落果率有一定的影响,同时,通过正交试验得出,当振动频率为20Hz、振动幅值为50mm时,落果率最高达95.5%。

Parameswarakumar<sup>[32]</sup>和Gupta主要对芒果振动采摘中的能量传递过程进行了实验研究,结果表明,当振动采收机的工作频率为11-13Hz时,芒果树受到的损伤最小,此时的落果率达到最高,且振动过程中的能量是由振动采收机的激振臂产生的,而后传递给树干,再由树干传递给各树枝,当各树枝呈现无规则的振动状态时,发现果树上大量果梗发生断裂,即果实获得足够的动能使其脱落。

Torregrosa<sup>[33]</sup>等人共同研发了振摇树干式和振摇树枝式两种杏子收获机,并分别进行了田间试验研究,他们发现,振摇树枝式收获机只是针对单个树枝上的杏子采收效率高,且对树枝的损害较大,而振摇树干式收获机能够使得整棵杏果

树上的杏果大量脱落,相对来说,采收效率要比振摇树枝式更高,且对树枝几乎无损害,最终研究结果表明,当对杏果树树干的振摇频率为 15Hz 时,收获效率最高达 72%。

Erdoğ̃an D<sup>[34]</sup>等人以拖拉机驱动的惯性振摇器,对杏树树枝进行采收,通过不断改变振摇频率、振摇幅度、振摇时间来寻求最适宜的作业参数,实验结果表明,当振摇频率为 15Hz、振摇幅度为 40mm、振摇时间为 5s 时,对杏果树的树根及树枝损害最小,且此时的作业效果最佳。

### 1.3 本课题的主要研究内容

林果在振动采收过程中常常面临诸多问题,如:果树在激振过程中受到损伤、激振处的树皮脱落、一些细分枝被折断,从而破坏果树的生长状况,对今后的结果率有一定的影响;另外,在实际田间收获中,振动采收机往往需要多次地“试探”,寻求适宜的试验参数,才能有效地进行试验操作,这样一来,试验时间、成本被提高,得不偿失。

本课题考虑到振动采收中的诸多问题,从如何能够提高采净率的同时又不伤害树木这一主要思想出发,假设土壤与树根的连接方式为刚性连接,建立“Y型”果树的力学模型,研究果树振动时,树干、侧枝各自的动态特性以及整体果树的模态响应,将仿真计算所得结果与试验结果进行比较,分析模型存在的问题,确定模型需要补充、完善、优化的地方,并且对试验中所得的结果进行分析,得出相关结论,为实际振动采收提供参数依据。

本课题主要研究内容大体可分为:

#### 1) 果树主干振动动态特性的探究

从果树振动时的动态特性<sup>[35-39]</sup>出发,将果树主干视为悬臂梁的力学模型,考虑将树冠等效为一集中质量球点,忽略自由端质量球点的弯矩,列出主干受迫振动的微分方程,并且在主干这一悬臂梁上设立监测点,将激振点处作为输入端,其余各监测点处作为输出端,运用传递函数的方法对微分方程进行仿真运算,最终求得主干上各监测点的振动周期、各监测点之间的传递波速等振动特性,并且

与室内试验结果进行对比分析,探究与激振源等距的各监测点的振动特性;探究树枝的各个部位(粗端、细端处)的振动特性,即对能量的“吸收”情况;探究波在树干部、树枝部的传播特性;探究树枝的生长角度对振动时能量获得的影响,以便在实际作业过程中,能选取适宜的冲击载荷大小、位置、方向等参数,提高作业效率。

## 2) 树干—一级侧枝动力学模型的建立与分析

在实际生活中,由于分枝上生长的果实形态各异、果梗的生物属性有所差异、各处果实的成熟度又不近相同,即在整棵果树上,果实的生长显得十分没有规律<sup>[40-44]</sup>,所以,单从果树振动时的动态特性去探究果树的振动规律还远远不够,因此,从果树的整体出发,将“Y型”果树建立为树干—一级侧枝的动力学模型,即将树干、一级侧枝各自等效为一集中质量块,之间视为以弹簧件、阻尼器的弹性连接。并且分别对果树模型中的树干、一级侧枝进行模态分析,求得最优共振频率区间、最优共振频率和最优共振频率下的加速度响应,并且与室内试验结果进行对比分析,为采收机提供适宜的频率参数,以指导实际采收工作,使得整棵果树在单次冲击作用下,果实最佳。

## 3) 室内试验研究

室内试验研究的对象为样品果树,即选取室外某一生长状况良好的海棠果树上的某一段分枝作为研究对象,其中,选取的“Y型”果树的主枝与一级侧枝在同一平面内,之间的角度为 $35^\circ$ ,且主枝与一级侧枝的各处尺寸相差无几,试验时间为7月份,分别在树干和一级侧枝上设立监测点,并安装加速度传感器采集信号,以此来探究果树振动时各监测点的动态特性与模态响应,并且分别与仿真中所得的结果进行比较,从而分析建立的理论模型中存在的问题,同时,得出相关结论,为实际振动采收提供有效的作业参数。

## 1.4 本章小结

本章首先主要陈述了课题的研究背景,介绍了新疆当地林果的发展现状以及存在的问题,从而引伸出本课题的研究目的与意义,在此基础上,介绍了国内外

相关学者在林果振动采收方面的研究成果，最后阐述了本课题的主要研究内容。



## 第二章 果树主干振动动态特性的探究

机械振动采收过程中，振动采收机将机械钳夹持在树干或树枝上，通过不断地施加激振载荷来使得果实脱落。其基本原理是，采收机振动时的能量由机械钳传递至树干或树枝，再传递到各级分枝，最后由各级分枝传递给果实，当果实获得的动能大于其脱落所需的能量时，果实发生脱落。而果实脱落所需的能量大小的界定，实质上是其获得惯性力大小的界定，而惯性力源于加速度，所以在振动过程中，探究树枝各处的振动周期和波在树枝上的传递速度、树枝各处的振动速度和振动加速度等动态特性的变化情况、树枝各处能量传递和分布的情况，显得尤为重要。

### 2.1 主干力学模型的建立

本课题中探究的海棠果树为样品树，即选取整棵海棠果树上某一段“Y型”分枝作为研究对象，如图 2-1 即为“Y型”样品果树的简化图，依据树木形态学的相关知识，将整个树体主要分为树干（由主干和主枝组成）、一级侧枝，其中，将果树中长为  $L$  的主干部分视为等截面的圆柱梁，将主枝和一级侧枝组成的树冠部分视为一集中质量球点，在振动过程中，不考虑集中质量球点的弯矩变形，这样，整个果树的力学模型被视为树根部为固定端，树冠部为自由端且带有集中质量球点的悬臂梁的力学模型。

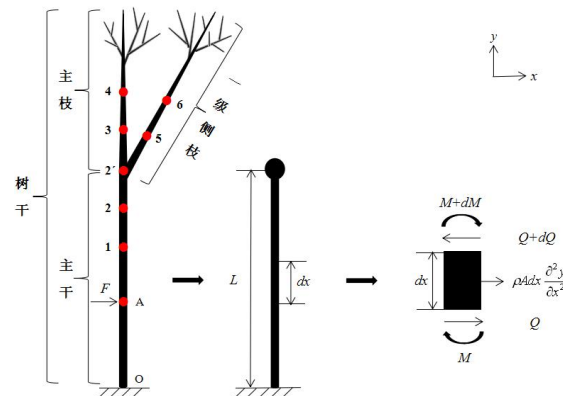


图 2-1 “Y型”海棠果树简化模型中主干微元段受力图

## 2.2 主干自由振动微分方程的建立

果树在振动过程中，由于主干部分的弯曲变形非常的小，属于小变形范畴，所以，主干部分一般都是在线性范围内的振动<sup>[45-49]</sup>，且主干的直径远远小于其长度，振动过程中产生的转动惯量以及剪切变形都可以忽略，故可将果树的主干部分视为弹性梁，只考虑其弯曲变形<sup>[50]</sup>。本章节所建立的果树力学模型，忽略主干自身的阻尼对振动结果的影响，由此，对主干部分施加冲击载荷的过程，可视为主干这一弹性悬臂梁的横向振动过程。

对主干的振动过程进行仿真，选取距离树根部 O 为 0.5m 的点 A 作为激振点，同时，选取主干上的点 1、点 2 和点 2' 作为监测点。而试验中，同样选取距离树根部 O 为 0.5m 的点 A 作为激振点，与仿真不同的是，选取主干上的点 1 和点 2、主枝上的点 3 和点 4、一级侧枝上的点 5 和点 6 这 6 个点作为试验的监测点，以便探讨主干、主枝和一级侧枝的振动特性，其中，各相邻监测点之间等距为 0.2m。

为分析监测点 1、监测点 2 和监测点 2' 各自的振动特性，如图 2-1 中所示，选取主干上长度为  $dx$  的任意微元段作为研究对象，假设在截面  $x$  处受剪力为  $Q$ 、弯矩为  $M$ ，在截面  $x+dx$  处受剪力为  $Q+dQ$ 、弯矩为  $M+dM$ ，用  $y(x,t)$  表示在任意时刻  $t$ ，截面  $x$  处的位移，对微元段  $dx$  进行横向受力分析，得出主干自由振动的微分方程为：

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = Q - (Q + dQ) \quad (2-1)$$

对于剪力与弯矩：

$$dQ = \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} dx \quad (2-2)$$

又：

$$M = EI(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (2-3)$$

将式 2-2 和 2-3 带入式 2-1 中，则主干自由振动的微分方程改写为：

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ EI(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right] + \rho A(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2-4)$$

### 2.3 主干自由振动微分方程的求解

式 2-4 中含有  $x$  和  $t$ ，用分离变量法<sup>[51]</sup>求解。

假设式 2-4 的解为：

$$y(x, t) = Y(x)Z(t) \quad (2-5)$$

上式中，分别对  $x$ 、 $t$  求偏导得：

$$\frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = Y(x) \frac{d^2 Z(t)}{dt^2}, \quad \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} = Z(t) \frac{d^4 Y(x)}{dx^4} \quad (2-6)$$

对于式 2-4 中，若假设：

$$\alpha^2 = \frac{EI(x)}{\rho A(x)} \quad (2-7)$$

则主干自由振动的微分方程又可改写为：

$$\frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \frac{1}{\alpha^2} \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2-8)$$

将式 (2-5) 和 (2-6) 带入上式中得：

$$\frac{d^2 Z(t)}{dt^2} + p_n^2 Z(t) = 0, \quad \frac{d^4 Y(x)}{dx^4} - \frac{p_n^2 Y(x)}{\alpha^2} = 0 \quad (2-9)$$

即上式是分别关于主干弯曲振动微分方程中，初始条件与边界条件的两个常微分方程，其中  $p_n^2$  为常数。

首先，关于初始条件的微分方程，易求得其解为：

$$Z(t) = A_1 \cos p_n t + B_1 \sin p_n t \quad (2-10)$$

而关于边界条件的微分方程，若假设： $\lambda^4 = \frac{p_n^2}{\alpha^2} = \frac{\rho A}{EI} p_n^2$

则原微分方程变为：

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} - \lambda^4 Y(x) = 0 \quad (2-11)$$

假设： $Y(x) = e^{sx}$ ，并带入上式中，得其特征方程为：

$$s^4 - \lambda^4 = 0 \quad (2-12)$$

并解得其特征根为:  $s_{1,2} = \pm i\lambda, s_{3,4} = \pm \lambda$

则关于边界条件的微分方程的解为:

$$Y(x) = A'e^{-i\lambda x} + B'e^{i\lambda x} + C'e^{-\lambda x} + D'e^{\lambda x} \quad (2-13)$$

又:

$$e^{\pm i\lambda x} = \cos \lambda x \pm i \sin \lambda x, e^{\pm \lambda x} = \cosh \lambda x \pm \sinh \lambda x$$

则式 2-13 可写为:

$$\begin{aligned} y(x) &= i(B' - A') \sin \lambda x + (B' + A') \cos \lambda x + (D' - C') \sinh \lambda x + (D' + C') \cosh \lambda x \\ &= A \sin \lambda x + B \cos \lambda x + C \sinh \lambda x + D \cosh \lambda x \end{aligned} \quad (2-14)$$

上式即为主干振动的振型函数, 最后, 由式 2-10 和 2-14 得出微分方程的解为:

$$y(x, t) = (A_1 \cos p_n t + B_1 \sin p_n t)(A \sin \lambda x + B \cos \lambda x + C \sinh \lambda x + D \cosh \lambda x) \quad (2-15)$$

由上式看出,  $y(x, t)$  的值由各系数  $A_1$ 、 $B_1$ 、 $A$ 、 $B$ 、 $C$  和  $D$  决定, 即主干的运动状态由其初始条件和边界条件共同决定, 为此, 分别从初始条件和边界条件着手, 探究主干振动时的动态响应。

## 2.4 主干受迫振动动态响应的仿真与分析

首先, 从边界条件着手, 探究其模态函数的变化情况, 该模型假设的是树根部为固定端, 树冠部为自由端且带有集中质量球点的悬臂梁, 即树冠自由端的弯矩  $M$  为 0, 而剪力  $Q$  不为 0, 其边界条件为:

$$\text{固定端: } x=0, Y(0)=0, \theta = \frac{\partial y}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \quad (2-16)$$

$$\text{自由端: } x=l, M = EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_{x=l} = 0, Q = \frac{\partial M}{\partial x} \Big|_{x=l} = -m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (2-17)$$

将式 2-16 和 2-17 分别带入式 2-14, 即主干振动的振型函数及其二阶导函数中, 易得出主干振动时的模态函数为:

$$\text{模态函数: } Y_i(x) = \sqrt{\frac{2}{\rho l}} \sin \frac{2i-1}{2} \pi x, (i=1, 2, 3, L, \infty) \quad (2-18)$$

在长为  $l$  的主干上, 假设激振点  $A$  及监测点 1、监测点 2、监测点 2' 与根部  $O$  的距离分别为  $a$ 、 $b_1$ 、 $b_2$ 、 $b_3$ , 当在点  $A$  处施加冲击载荷  $F(t)$  时, 由

式 2-4 进一步得出，主干受迫振动的微分方程为：

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ EI(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right] + \rho A(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = F(t) \quad (2-19)$$

已知边界条件下的模态函数为  $Y_i(x)$ ，引入模态坐标  $\eta_i(t)$ ，采用模态叠加法<sup>[52]</sup>对式 2-19 进行求解，假设其解为：

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} Y_i(x) \eta_i(t), (i=1,2,3,L, \infty) \quad (2-20)$$

将上式带入式 2-19 中，并采用模态函数的正交性定义主干受迫振动的微分方程为：

$$\frac{d^2 \eta_i(t)}{dt^2} + p_i^2 \eta_i(t) = F Y_i(a), (i=1,2,3,L, \infty) \quad (2-21)$$

这样，其传递函数可以写为：

$$(s^2 + p_i^2) \eta_i(s) = F(s) Y_i(a), (i=1,2,3,L, \infty) \quad (2-22)$$

即：

$$H_i = \frac{\eta_i(s)}{F(s)} = \frac{Y_i(a)}{s^2 + p_i^2}, (i=1,2,3,L, \infty) \quad (2-23)$$

或：

$$\eta_i(s) = H_i F(s), (i=1,2,3,L, \infty) \quad (2-24)$$

将式 2-20 中的解进行拉普拉斯变换，得：

$$\begin{aligned} y(x,s) &= \sum_{i=1}^{\infty} Y_i(x) \eta_i(s) = \sum_{i=1}^{\infty} Y_i(x) H_i F(s) \\ &= \sum_{i=1}^n \left[ Y_i(x) \frac{Y_i(a)}{s^2 + p_i^2} \right] p(s) = \sum_{i=1}^n \frac{Y_i(x) Y_i(a)}{s^2 + p_i^2} F(s) \quad (i=1,2,3,L, \infty) \end{aligned} \quad (2-25)$$

当输出点，即  $x = b_1, b_2, b_3$  时，其传递函数可表示为：

$$y(b,s) = \sum_{i=1}^n \left[ Y_i(x) \frac{Y_i(a)}{s^2 + p_i^2} \right] F(s) = \sum_{i=1}^n \frac{Y_i(a) Y_i(b)}{s^2 + p_i^2} F(s) \quad (i=1,2,3,L, \infty) \quad (2-26)$$

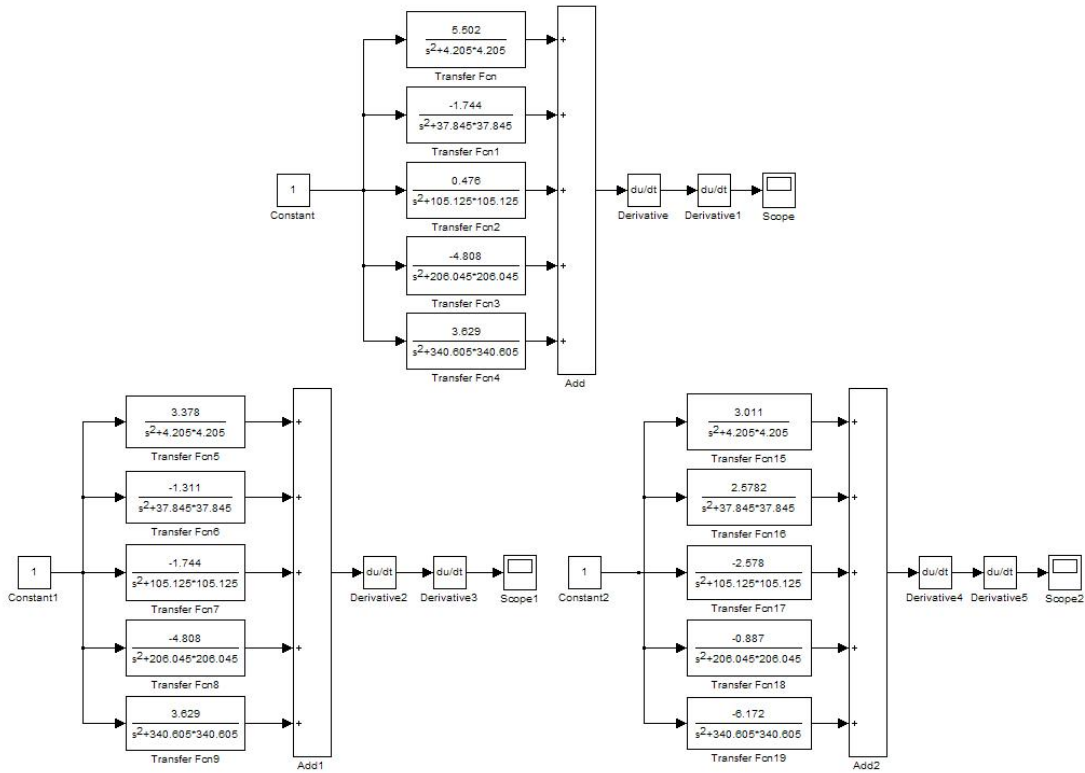
从式 2-26 可以看出， $P_i^2$  位于分母项，即模态越来越高， $P_i^2$  的值会越来越大，传递函数的值也越来越小，传递函数表达的效果会越来越不明显<sup>[53]</sup>，所以，本课题考察低阶模态下输出点的响应情况，即选取  $i=5$ ，并且将  $a, b_1, b_2, b_3$  的值分

别带入式 2-18 和 2-26 中，其中，样品树主干的相关物理参数如表 1-1 中所示。

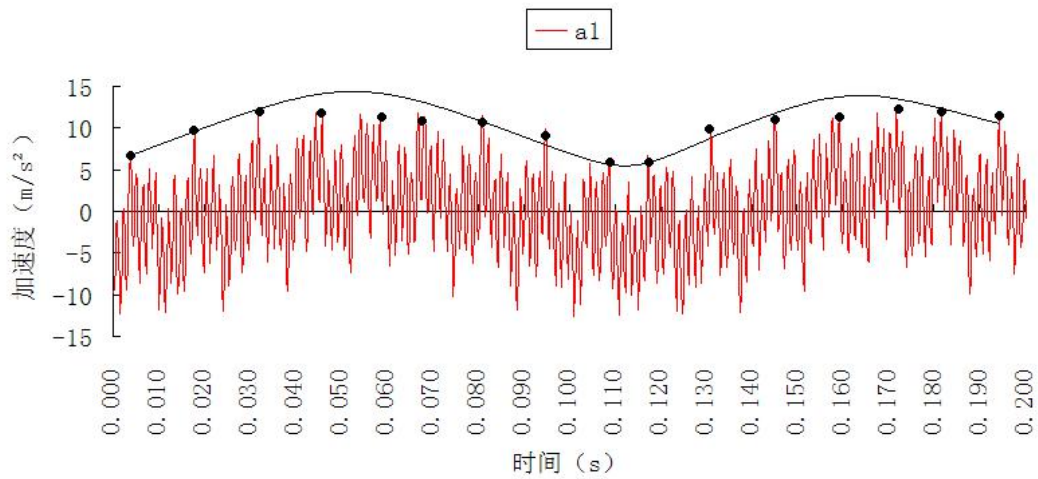
表 1-1 样品树主干的相关物理参数

主干弯曲刚度 $EI(x)$	单位长度质量 $\rho A(x)$	主干长度 $l$	主干质量 $m$
1130 N·m <sup>2</sup>	1.06kg/m	1.2 m	1.272kg
$a$	$b_1$	$b_2$	$b_3$
0.5m	0.8m	1.0m	1.2m

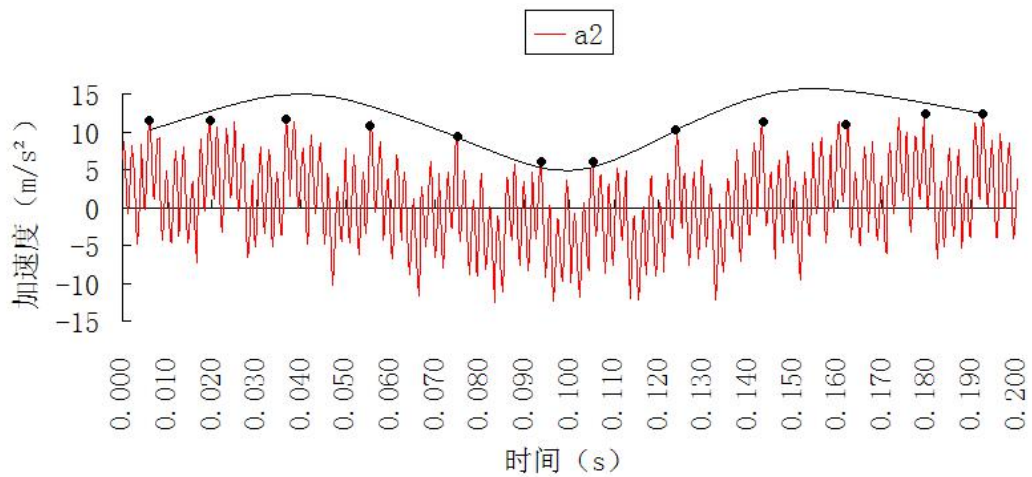
求得式 2-18 和 2-26 中的结果后，结合 Matlab 中 Simulink 传递函数，分别对 3 个监测点的加速度响应进行仿真运算。图 2-2 即为模型仿真图与各监测点加速度-时间响应。



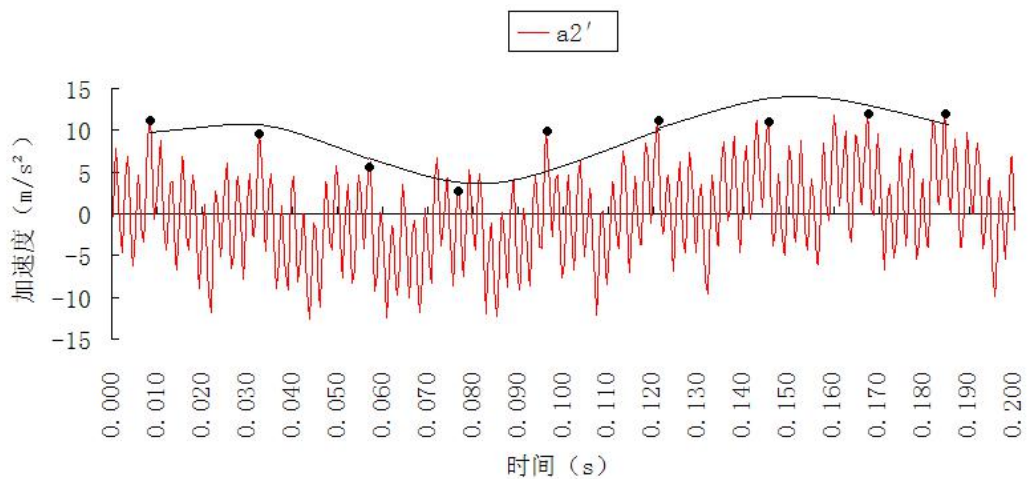
a 模型仿真图



b 监测点 1 加速度-时间响应



c 监测点 2 加速度-时间响应



d 监测点 2' 加速度-时间响应

图 2-2 模型仿真图与加速度-时间响应图

图 2-2 (b)、(c)、(d) 分别表示的是系统在 5g 的载荷作用下, 运算时间段为 0.000s~0.200s, 监测点 1、监测点 2 和监测点 2' 的加速度-时间响应曲线, 从图中可以看出, 各监测点加速度响应曲线十分的“相似”, 即总体上都是表现为规律的正弦曲线, 但却又存在差异, 即各监测点加速度-时间响应曲线的“疏密程度”不一致, 为此, 分别将各监测点的各次加速度-时间响应峰值列在表 1-2 中, 对比分析各监测点加速度-时间响应的规律。

表 1-2 各监测点加速度峰值时刻对照表

监测点	1		2		2'	
坐标 (s、m/s <sup>2</sup> )	t	a	t	a	t	a
各次峰值	0.004	6.60				
	0.018	9.70				
	0.032	11.9	0.006	12.1		
	0.045	12.0	0.019	11.6	0.008	11.4
	0.057	11.6	0.038	11.7	0.032	10.9
	0.068	10.8	0.056	11.5	0.058	6.70
	0.080	10.8	0.075	10.5	0.078	4.80
	0.093	9.80	0.095	7.10	0.094	9.30
	0.098	6.70	0.105	7.30	0.121	11.6
	0.108	6.80	0.123	11.1	0.146	11.6
	0.132	10.1	0.142	11.6	0.168	11.8
	0.143	10.9	0.161	11.7	0.180	11.9
	0.156	11.1	0.180	12.1		
	0.172	11.5	0.190	12.1		
	0.182	11.3				
	0.196	10.2				
振动周期 (s)	0.012		0.017		0.022	

通过分析表1-2可知: 监测点1共出现了16次峰值响应, 其中, 第1次加速度峰值的大小为6.60m/s<sup>2</sup>, 出现的时刻为0.004s, 第16次加速度峰值的大小为



10.2m/s<sup>2</sup>，出现的时刻为0.196s，期间，各次加速度峰值之间间隔的时间相差无几，求得监测点1的平均振动周期约为0.012s。

监测点2出现了12次峰值响应，其中，第1次加速度峰值的大小为12.1m/s<sup>2</sup>，出现的时刻为0.006s，第12次加速度峰值的大小为12.1m/s<sup>2</sup>，出现的时刻为0.190s，期间，各次加速度峰值之间间隔的时间相差无几，求得监测点2的平均振动周期约为0.017s。

监测点2'共出现了9次峰值响应，其中，第1次加速度峰值的大小为11.4m/s<sup>2</sup>，出现的时刻为0.008s，第9次加速度峰值的大小为11.9m/s<sup>2</sup>，出现的时刻为0.180s，期间，各次加速度峰值之间间隔的时间相差无几，求得监测点2'的平均振动周期约为0.022s。

对比以上结果可知，随着监测点离激振源越来越远，监测点的平均振动周期变得越来越大。

同时，监测点1第1次加速度峰值出现的时刻为0.004s，监测点2第1次加速度峰值出现的时刻为0.006s，监测点2'第1次加速度峰值出现的时刻为0.008s，即各监测点第1次加速度峰值响应的顺序为：监测点1的峰值响应先出现，然后是监测点2的峰值响应，最后是监测点2'的峰值响应，即加速度峰值响应的顺序呈现振动波的传播方式，同时，可计算求得主干上相邻两监测点之间平均传递波速约为100m/s。

对比以上结果可知，振动是以振动波的形式从激振源点A处由下往上地向外扩散，且振动波在主干上的传播速度不变约为100m/s。

## 2.5 本章小结

首先，将“Y型”海棠果树的力学模型被看作为树根部为固定端，树冠部为自由端且带有集中质量球点的悬臂梁的力学模型，同时，选取主干上长度为 $dx$ 的任意微元段作为研究对象，列出主干横向自由振动的微分方程，然后采用分离变量法，解出主干自由振动微分方程的解 $y(x,t)$ ，确定其解由初始条件和边界条件共同决定。

与此同时，给出悬臂梁模型的初始条件和边界条件，列出其模态函数，根据模态叠加法，解出主干受迫振动的微分方程，并结合传递函数，即当确定输入端（激振点处）和任意输出端（监测点处）的位置时，得出主干上各监测点的加速度-时间响应曲线。

共在主干模型中设立3个监测点，即监测点1、监测点2和监测点2'，仿真运算得出各监测点的加速度-时间响应，通过对比仿真运算的结果发现，在主干上，随着监测点离激振源越来越远，监测点的平均振动周期变得越来越大，振动是以振动波的形式从激振点A处由近及远地向外扩散，且波在主干上的传递速度不变约为100m/s。

### 第三章 树干—一级侧枝动力学模型的建立与分析

#### 3.1 树干—一级侧枝动力学模型的建立

在实际生活中,由于分枝上生长的果实形态各异、果梗的生物属性有所差异、各处果实的成熟度又不近相同,即在整棵果树上,果实的生长显得十分没有规律,所以,单从振动特性去探究单个果实脱落所满足的条件还远远不够,因此,从果树的整体出发,探究其振动时的模态响应,求得果树振动时的最优共振频率区间以及各阶最优共振频率,为振动收获机提供优良的作业参数,以求单次作业能够实现果实最大程度地脱落,为振动采收提高作业效率。

关于果树力学模型的建立,国外的Zoltán Láng<sup>[54-56]</sup>做了一系列的理论与试验研究,最终得出一些重要结论,他指出,首先,果树在振动时,树干的运动与各分枝的运动是相互独立的,即树干分叉处的上下部分具有良好的线性关系。其次,在只考虑果树自身的结构阻尼,将树干—一级侧枝—二级侧枝—三级侧枝等之间视为弹性连接,其力学模型简化为多自由度的质量—刚度—阻尼力学模型时,较为准确。

本课题探究树干与一级侧枝之间构成的力学模型,针对第二章中的“Y型”海棠果树,如图3-1所示,忽略树干、一级侧枝末端少量的嫩枝、嫩叶的重力,将树干、一级侧枝各自等效为一集中质量块,之间视为以弹簧件、阻尼器的弹性连接。因此,在树干与一级侧枝之间构成的双自由度力学模型中,当树干受到冲击载荷 $F$ 时,一级侧枝 $L_2$ 对树干 $L_1$ 的作用,可以看作等效质量块 $m_2$ 在弹簧件 $k_2$ 和阻尼器 $c_2$ 作用下的谐振系统对等效质量块 $m_1$ 的作用,其中, $k_1$ 和 $c_1$ 分别为树干的等效刚度与等效阻尼,而 $k_2$ 和 $c_2$ 则分别为一级侧枝的等效刚度与等效阻尼。

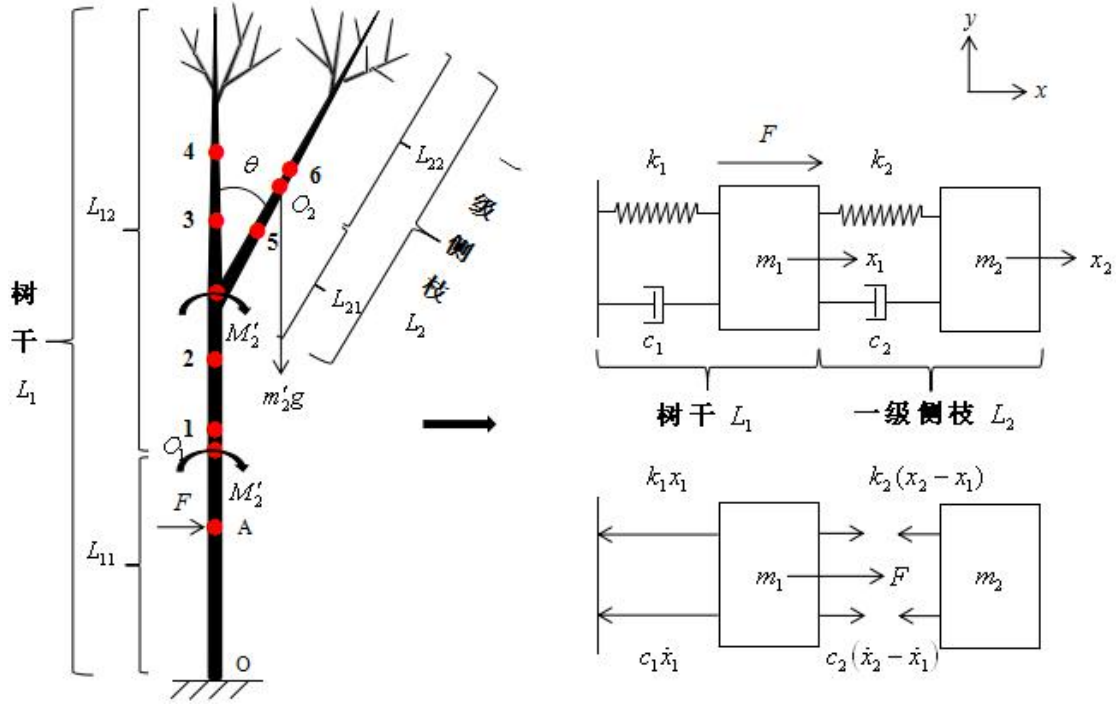


图 3-1 果树树干—一级侧枝的简化力学模型

### 3.2 双自由度系统振动微分方程的建立

如图 3-1 中所示，同第 2 章中的主干力学模型一样，本章中的双自由度力学模型，仿真与试验中，都选取距离根部 O 为 0.5m 的点 A 作为激振点，试验中，选取的 6 个监测点的位置不变，有所不同的是，仿真中，不再选取监测点，而是将树干与一级侧枝分别看作一个集中质量块，探讨各自的模态响应。依据建立的双自由度力学模型，假设两质量块离开平衡位置的位移分别用  $x_1$  和  $x_2$  表示，对其进行横向受力分析，依据力的平衡条件并加以整理得；

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (3-1)$$

将上式写成如下的矩阵形式：

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3-2)$$

即系统的运动微分方程为：

$$\overline{M} \ddot{\mathbf{x}} + \overline{C} \dot{\mathbf{x}} + \overline{K} \mathbf{x} = \overline{\mathbf{f}} \quad (3-3)$$

式中:

$$\vec{M} = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix}, \vec{C} = \begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{pmatrix}, \vec{K} = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix}, \vec{f} = \begin{pmatrix} F \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3-4)$$

分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和外部载荷矩阵。

### 3.3 双自由度系统振动微分方程的求解

#### 3.3.1 树干、一级侧枝的受力关系

当整个树体竖直静止放置时, 因树干垂直于地面, 且树干振动时的弯曲变形十分的微小, 属于小变形范畴, 可忽略自重对其自身横向变形的影响, 而一级侧枝与树干之间呈角度  $\theta$  成长, 且弯曲变形远大于树干的弯曲变形, 十分明显, 故振动时, 考虑自重对其弯曲变形的影响。对于树干, 其受迫振动时的弯曲变形主要由两部分决定, 即振动初始时, 激振载荷  $F$  对其产生的弯曲变形, 以及在振动时, 一级侧枝的重力  $m'_2g$  对其产生的弯曲变形, 因为树干的变形属于小变形的范畴, 即变形与载荷之间呈线性关系, 所以, 树干的弯曲变形可看作是由二者叠加的变形。而一级侧枝的弯曲变形主要是在振动时, 其重力  $m'_2g$  对其自身产生的弯曲变形。

#### 3.3.2 树干、一级侧枝等效质量的确定

本章采用瑞利法<sup>[57]</sup>来确定树干与一级侧枝的等效质量, 图 3-1 中, 假设树干的运动质心为  $O_1$ , 一级侧枝的运动质心为  $O_2$ , 考虑一级侧枝自身重力为  $m'_2g$ , 树干受到冲击载荷  $F$  和一级侧枝重力  $m'_2g$  对其产生的弯矩为  $M'_2$ , 其中, 树干、一级侧枝各自的运动质心由如下公式确定:

$$O_{1,2} = \frac{m'_i x_i + m'_j x_j + \cdots + m'_n x_n}{\sum m'_{1,2}} \quad (3-5)$$

式中:  $x_n$  为微单元质量  $m'_n$  与运动质心  $O$  的距离。

假设树干中运动质心  $O_1$  将树干  $l_1$  分为  $l_{11}$  和  $l_{12}$  上下两部分, 分别探讨  $l_{11}$  和  $l_{12}$  两部分的运动特征。

树干分别受到冲击载荷  $F$  和  $M'_2$ ，首先分析冲击载荷  $F$  对树干  $l_1$  产生的变形，对于任意截面  $x$ ，确定树干的挠度  $y$ ：

$$\begin{cases} y = \frac{Fx^2}{6E_1I_1}(3l_{OA} - x), 0 \leq x < l_{OA} \\ y = \frac{Fl_{OA}^2}{6E_1I_1}(3x - l_{OA}), l_{OA} \leq x \leq l_1 \end{cases} \quad (3-6)$$

式中： $E_1I_1$  为树干的平均弯曲刚度。

确定运动质心  $O_1$  处的挠度  $y_{O_1}$ ：

$$y_{O_1} = \frac{Fl_{OA}^2}{6E_1I_1}(3l_{11} - l_{OA}) \quad (3-7)$$

即：

$$\begin{cases} \dot{y} = \frac{3(2l_{OA} - x)x}{(l_{11} - l_{OA})l_{OA}^2} \dot{y}_{O_1}, 0 \leq x < l_{OA} \\ \dot{y} = \frac{3}{3l_{11} - l_{OA}} \dot{y}_{O_1}, l_{OA} \leq x \leq l_1 \end{cases} \quad (3-8)$$

其次，分析  $M'_2$  对树干  $l_1$  产生的变形，由材料力学可知：

$$M'_2 = m'_2 gl_{21} \sin \theta \quad (3-9)$$

式中： $m'_2$  为一级侧枝的质量。

对于任意截面  $x$ ，确定树干的挠度  $y$ ：

$$\begin{cases} y = \frac{M'_2 x^2}{2E_1I_1}, 0 \leq x < l_{11} \\ y = \frac{M'_2 l_{11}}{E_1I_1} \left( x - \frac{l_{11}}{2} \right), l_{11} \leq x \leq l_1 \end{cases} \quad (3-10)$$

确定运动质心  $O_1$  处的挠度  $y_{O_1}$ ：

$$y_{O_1} = \frac{M'_2 l_{11}^2}{2E_1I_1} \quad (3-11)$$

即：

$$\begin{cases} \dot{y} = \frac{2x}{l_{11}^2} \dot{y}_{O_1}, 0 \leq x < l_{11} \\ \dot{y} = \frac{2x - l_{11}}{l_{11}} \dot{y}_{O_1}, l_{11} \leq x \leq l_1 \end{cases} \quad (3-12)$$

则树干上任意微元段的动能  $T_{si1}$  和  $T_{si2}$  分别为:

$$\begin{aligned}
 T_{si1} &= \frac{1}{2} \int_0^{l_{11}} m_i dx \dot{y}^2 \\
 &= \frac{1}{2} m_i \left[ \frac{\dot{y}_{O_1}}{(l_{11} - l_{OA}) l_{OA}^2} \right]^2 \int_0^{l_{11}} [3(2l_{OA} - x)x]^2 dx + \frac{1}{2} m_i \left( \frac{\dot{y}_{O_1}}{l_{11}} \right)^2 \int_0^{l_{11}} (2x)^2 dx \\
 &= \frac{1}{2} \left[ \frac{4}{3l_{11}} + \frac{(9l_{11}^2 - 45l_{OA}l_{11} + 60l_{OA}^2)l_{11}^3}{5(l_{11} - l_{OA})l_{OA}^4} \right] m_i \dot{y}_{O_1}^2 \\
 T_{si2} &= \frac{1}{2} \int_{l_{11}}^{l_1} m_i dx \dot{y}^2 \\
 &= \frac{1}{2} m_i \left( \frac{3\dot{y}_{O_1}}{3l_{11} - l_{OA}} \right)^2 \int_{l_{11}}^{l_1} dx + \frac{1}{2} m_i \left( \frac{\dot{y}_{O_1}}{l_{11}} \right)^2 \int_{l_{11}}^{l_1} (2x - l_{11})^2 dx \\
 &= \frac{1}{2} \left[ \frac{9(l_{12} - l_{11})}{(3l_{11} - l_{OA})^2} + \frac{4l_1^3 - 6l_{11}l_1^2 + 3l_{11}^2l_1 - l_{11}^3}{3l_{11}^2} \right] m_i \dot{y}_{O_1}^2
 \end{aligned} \tag{3-13}$$

又有  $m_i = \rho A_i$ , 则  $T_{si1}$  和  $T_{si2}$  分别为:

$$\begin{aligned}
 T_{si1} &= \frac{1}{2} \left[ \frac{4}{3l_{11}} + \frac{(9l_{11}^2 - 45l_{OA}l_{11} + 60l_{OA}^2)l_{11}^3}{5(l_{11} - l_{OA})l_{OA}^4} \right] \rho A_i \dot{y}_{O_1}^2 \\
 T_{si2} &= \frac{1}{2} \left[ \frac{9(l_{12} - l_{11})}{(3l_{11} - l_{OA})^2} + \frac{4l_1^3 - 6l_{11}l_1^2 + 3l_{11}^2l_1 - l_{11}^3}{3l_{11}^2} \right] \rho A_i \dot{y}_{O_1}^2
 \end{aligned} \tag{3-14}$$

式中:  $\rho A_i$  为树干的单位长度质量。

所以,  $l_{11}$  段与  $l_{12}$  段的等效质量  $m_{i1}$  和  $m_{i2}$  分别为:

$$\begin{aligned}
 m_{i1} &= \left[ \frac{4}{3l_{11}} + \frac{(9l_{11}^2 - 45l_{OA}l_{11} + 60l_{OA}^2)l_{11}^3}{5(l_{11} - l_{OA})l_{OA}^4} \right] \rho A_i \\
 m_{i2} &= \left[ \frac{9(l_{12} - l_{11})}{(3l_{11} - l_{OA})^2} + \frac{4l_1^3 - 6l_{11}l_1^2 + 3l_{11}^2l_1 - l_{11}^3}{3l_{11}^2} \right] \rho A_i
 \end{aligned} \tag{3-15}$$

即树干的等效质量  $m_i$  为:

$$\begin{aligned}
 m_i &= m_{i1} + m_{i2} \\
 &= \left[ \frac{4}{3l_{11}} + \frac{(9l_{11}^2 - 45l_{OA}l_{11} + 60l_{OA}^2)l_{11}^3}{5(l_{11} - l_{OA})l_{OA}^4} + \frac{9(l_{12} - l_{11})}{(3l_{11} - l_{OA})^2} + \frac{4l_1^3 - 6l_{11}l_1^2 + 3l_{11}^2l_1 - l_{11}^3}{3l_{11}^2} \right] \rho A_i
 \end{aligned} \tag{3-16}$$

同样, 对于一级侧枝  $l_2$ , 其运动质心  $O_2$  将一级侧枝  $l_2$  分为  $l_{21}$  和  $l_{22}$  两部分, 分别探讨  $l_{21}$  和  $l_{22}$  两部分的运动特征。

对一级侧枝  $l_2$  自身的重力  $m'_2g$  进行分解，其自身振动受到的作用力  $G$  为：

$$G = m'_2g \sin \theta \quad (3-17)$$

对于任意截面  $x$ ，确定一级侧枝的挠度：

$$\begin{cases} y = \frac{Gx^2}{6E_2I_2}(3l_{21} - x), 0 \leq x < l_{21} \\ y = \frac{Gl_{21}^2}{6E_2I_2}(3x - l_{21}), l_{21} \leq x \leq l_2 \end{cases} \quad (3-18)$$

式中： $E_2I_2$  为一级侧枝的平均弯曲刚度。

确定运动质心  $O_2$  处的挠度  $y_{O_2}$ ：

$$y_{O_2} = \frac{Fx^2}{3E_2I_2}l_{21} \quad (3-19)$$

即：

$$\begin{cases} \dot{y} = \frac{3l_{21}-1}{2l_{21}}\dot{y}_{O_2}, 0 \leq x < l_{21} \\ \dot{y} = \frac{(2l_{21}-3x)l_{21}}{2x^3}\dot{y}_{O_2}, l_{21} \leq x \leq l_2 \end{cases} \quad (3-20)$$

则一级侧枝上任意微元段的动能  $T_{sj1}$  和  $T_{sj2}$  分别为：

$$\begin{aligned} T_{sj1} &= \frac{1}{2} \int_0^{l_{21}} m_j dx \dot{y}^2 \\ &= \frac{1}{2} m_j \left( \frac{\dot{y}_{O_2}}{2l_{21}} \right)^2 \int_0^{l_{21}} (3l_{21} - 1)^2 dx \\ &= \frac{1}{2} \frac{(3l_{21} - 1)^2}{4l_{21}} m_j \dot{y}_{O_2}^2 \\ T_{sj2} &= \frac{1}{2} \int_{l_{21}}^{l_2} m_j \dot{y}^2 dx \\ &= \frac{1}{2} m_j l_{21}^2 \dot{y}_{O_2}^2 \int_{l_{21}}^{l_2} \frac{(2l_{21} - 3x)^2}{2x^3} dx \\ &= \frac{1}{2} \frac{26l_2^5 - 15l_{21}^3 l_2^2 + 5l_{21}^4 l_2 - 4l_{21}^5}{20l_{21} l_2^5} m_j \dot{y}_{O_2}^2 \end{aligned} \quad (3-21)$$

又有  $m_j = \rho A_j$ ，则  $T_{sj1}$  和  $T_{sj2}$  分别为：



$$T_{sj1} = \frac{1}{2} \frac{(3l_{21}-1)^2}{4l_{21}} \rho A_j \dot{y}_{o_2}^2$$

$$T_{sj2} = \frac{1}{2} \frac{26l_2^5 - 15l_{21}^3 l_2^2 + 5l_{21}^4 l_2 - 4l_{21}^5}{20l_{21} l_2^5} \rho A_j \dot{y}_{o_2}^2$$
(3-22)

式中： $\rho A_j$  为一级侧枝的单位长度质量。

所以， $l_{21}$  段与  $l_{22}$  段的等效质量  $m_{j1}$  与  $m_{j2}$  分别为：

$$m_{j1} = \frac{(3l_{21}-1)^2}{4l_{21}} \rho A_j$$

$$m_{j2} = \frac{26l_2^5 - 15l_{21}^3 l_2^2 + 5l_{21}^4 l_2 - 4l_{21}^5}{20l_{21} l_2^5} \rho A_j$$
(3-23)

即一级侧枝的等效质量  $m_2$  为：

$$m_2 = m_{j1} + m_{j2}$$

$$= \frac{(3l_{21}-1)^2}{4l_{21}} \rho A_j + \frac{26l_2^5 - 15l_{21}^3 l_2^2 + 5l_{21}^4 l_2 - 4l_{21}^5}{20l_{21} l_2^5} \rho A_j$$
(3-24)

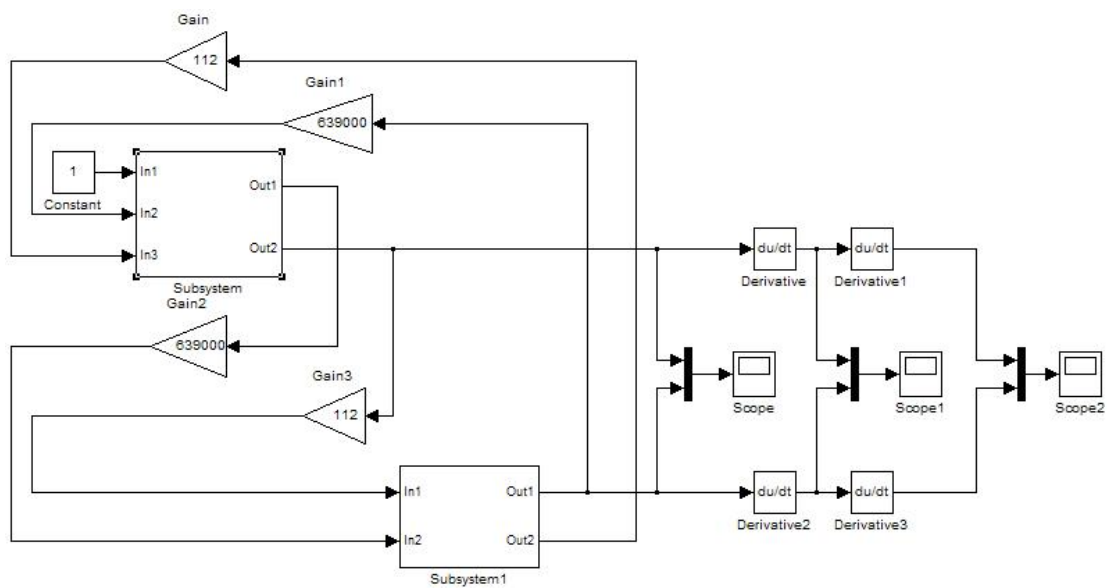
其中，样品树的相关物理参数，如：树干与一级侧枝之间的夹角  $\theta$  为  $35^\circ$ ，树干  $l_1$  的长度为 2.52m，如表 3-1 中所示。

表 3-1 样品树的相关物理参数

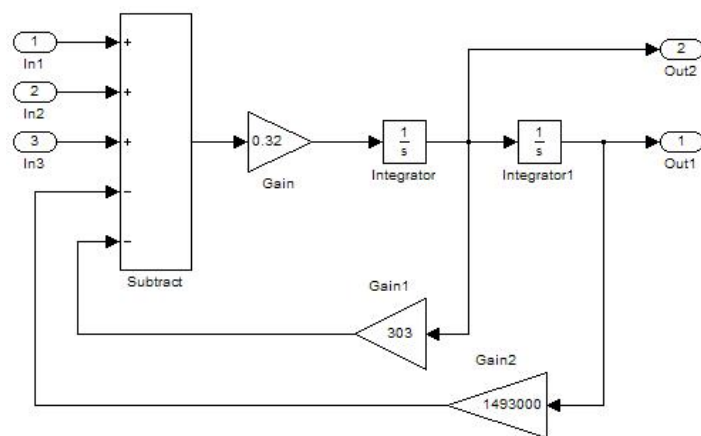
参数	$\theta$	$m'_2$	$l_1$	$l_2$
数值	$35^\circ$	1.02Kg	2.52m	1.45m
参数	$\rho A_i$	$\rho A_j$	$E_1 I_1$	$E_2 I_2$
数值	0.81kg/m	0.32kg/m	590N·m <sup>2</sup>	55N·m <sup>2</sup>
参数	$k_1$	$k_2$	$c_1$	$c_2$
数值	854KN/m	639KN/m	191Kg/s	112Kg/s

### 3.4 树干、一级侧枝模态响应的仿真与分析

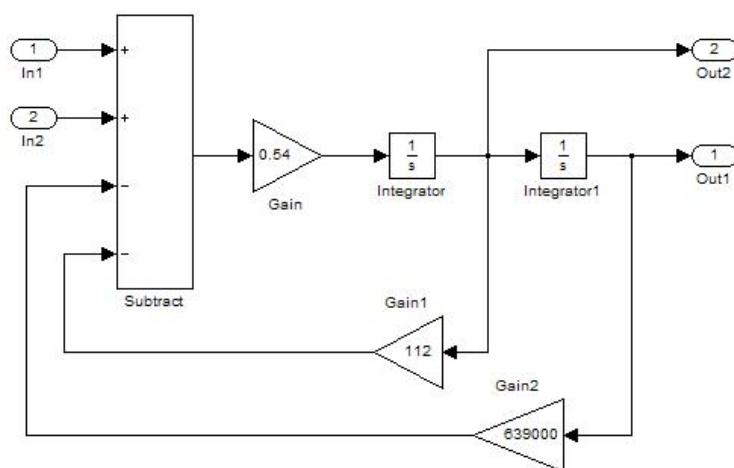
如图 3-2（a）所示，采用 MATLAB 中 Simulink 子系统封装技术对式 3-3 进行仿真运算并输出，图 3-2（b）、（c）分别表示的是 Subsystem 封装内部图和 Subsystem 1 封装内部图。



a 系统仿真、运算框图



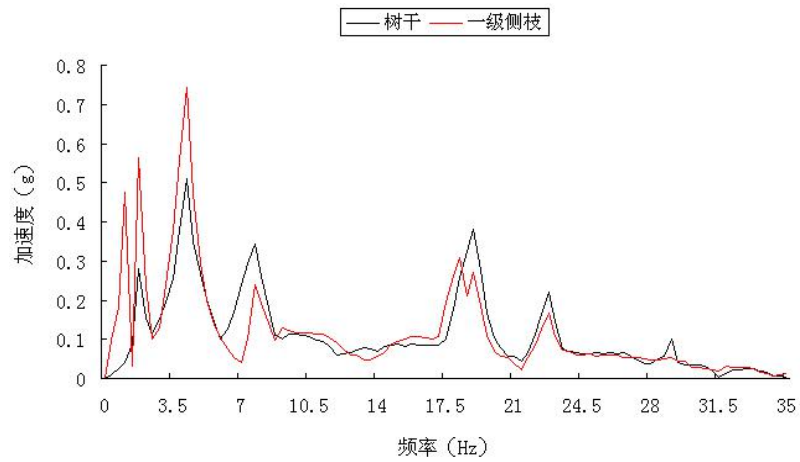
b Subsystem封装内部图



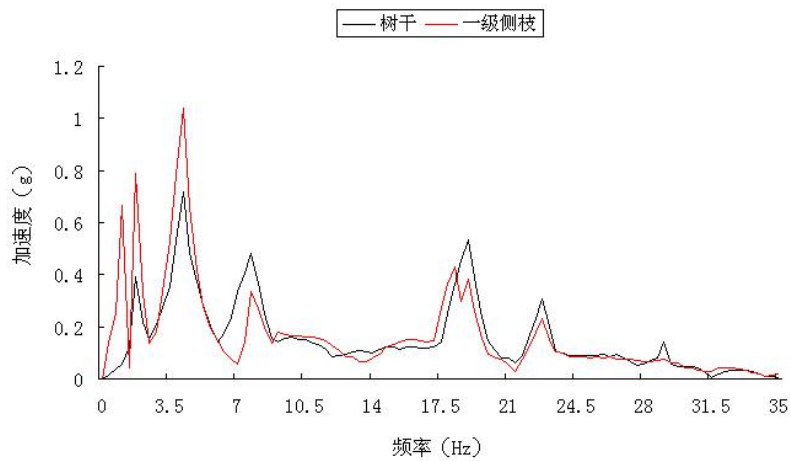
c Subsystem 1 封装内部图

图 3-2 仿真与封装内部图

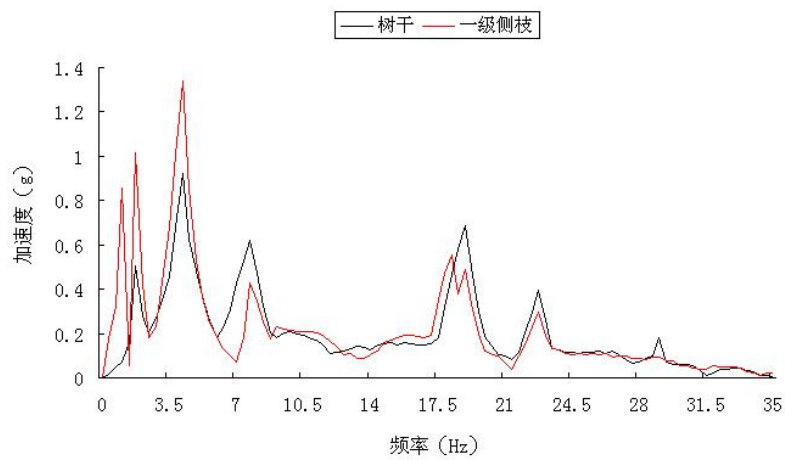
图 3-3 (a)、(b)、(c) 分别表示的是仿真运算得出的系统分别在 5g、7g 和 9g 的激振载荷作用下，树干、一级侧枝的加速度-频率响应图。



a 5g 激振载荷作用下的树干、一级侧枝加速度-频率响应



b 7g 激振载荷作用下的树干、一级侧枝加速度-频率响应



c 9g 激振载荷作用下的树干、一级侧枝加速度-频率响应

图 3-3 各激振载荷作用下的树干、一级侧枝加速度-频率响应图

### 3.4.1 不同激振载荷对树干、一级侧枝共振频率响应的影响

图 3-3 (a) 表示的是系统在 5g 的激振载荷作用下, 树干、一级侧枝的加速度-频率响应曲线, 从图中可以看出, 树干部分共出现了 6 阶共振频率, 依次分别为 1.72Hz、4.18 Hz、7.72 Hz、18.87 Hz、22.71 Hz、29.05 Hz, 一级侧枝则共出现了 7 阶共振频率, 依次分别为 1.13 Hz、1.74 Hz、4.18 Hz、7.71 Hz、18.22 Hz、18.89 Hz、22.71 Hz。其中, 树干中第 2 阶共振频率约为 4.18Hz、第 3 阶共振频率约为 7.72Hz、第 4 阶共振频率约为 18.87Hz 时对应的加速度响应最为强烈, 一级侧枝中第 1 阶共振频率约为 1.13Hz、第 2 阶共振频率约为 1.74Hz、第 3 阶共振频率约为 4.18Hz 时对应的加速度响应最为强烈。

图 3-3 (b) 表示的是系统在 7g 的激振载荷作用下, 树干、一级侧枝的加速度-频率响应曲线, 从图中可以看出, 树干部分共出现了 6 阶共振频率, 依次分别为 1.71Hz、4.19 Hz、7.72 Hz、18.88 Hz、22.72 Hz、29.04 Hz, 一级侧枝则共出现了 7 阶共振频率, 依次分别为 1.12 Hz、1.74 Hz、4.18 Hz、7.72 Hz、18.23 Hz、18.89 Hz、22.71 Hz。其中, 树干中第 2 阶共振频率约为 4.19Hz、第 3 阶共振频率约为 7.72Hz、第 4 阶共振频率约为 18.88Hz 时对应的加速度响应最为强烈, 一级侧枝中第 1 阶共振频率约为 1.12Hz、第 2 阶共振频率约为 1.74Hz、第 3 阶共振频率约为 4.18Hz 时对应的加速度响应最为强烈。

图 3-3 (c) 表示的是系统在 9g 的激振载荷作用下, 树干、一级侧枝的加速度-频率响应曲线, 从图中可以看出, 树干部分共出现了 6 阶共振频率, 依次分别为 1.72Hz、4.19 Hz、7.72 Hz、18.88 Hz、22.72 Hz、29.06 Hz, 一级侧枝则共出现了 7 阶共振频率, 依次分别为 1.13 Hz、1.73 Hz、4.19 Hz、7.71 Hz、18.22 Hz、18.89 Hz、22.71 Hz。其中, 树干中第 2 阶共振频率约为 4.19Hz、第 3 阶共振频率约为 7.72Hz、第 4 阶共振频率约为 18.88Hz 时对应的加速度响应最为强烈, 一级侧枝中第 1 阶共振频率约为 1.13Hz、第 2 阶共振频率约为 1.73Hz、第 3 阶共振频率约为 4.19Hz 时对应的加速度响应最为强烈。

对比以上结果可知, 在不同的激振载荷作用下, 树干中始终都是出现 6 阶共振频率, 且当共振频率分别约为 4.19 Hz、7.72 Hz、18.88 Hz 时, 其加速度响应

最为强烈，一级侧枝中也始终都是出现 7 阶共振频率，且当共振频率分别约为 1.13 Hz、1.74 Hz、4.18 Hz，其加速度响应最为强烈。即随着激振载荷数值的增加，树干、一级侧枝各自的各阶共振频率的阶数不变，各阶共振频率的数值也变化不大，且共振频率区间始终都是在低频段 0~8Hz 和高频段 18~30Hz 这两个频率区间内。

同时，除树干中的共振频率约为 18.88 Hz 外，树干与一级侧枝中加速度响应最为强烈时对应的共振频率都属于低频段的范畴，即在 0~8Hz 这一频率区间内。

### 3.4.2 不同激振载荷对树干、一级侧枝加速度响应的影响

首先，通过对比图 3-3 (a)、(b)、(c) 发现，在不同的激振载荷作用下，树干、一级侧枝的加速度-频率响应曲线非常的“相似”。为对比分析树干、一级侧枝的模态响应，将不同激振载荷作用下模态响应的对应关系列入表 3-2 中：

表 3-2 不同激振载荷作用下模态响应的对应关系

	载荷 (g)	阶数	—	1	2	3	—	4	5	6
			—	1	2	3	—	4	5	6
树干	5	频率 (Hz)	—	1.72	4.18	7.72	—	18.87	22.71	29.05
		加速度 (g)	—	0.28	0.51	0.36	—	0.39	0.25	0.13
	7	频率 (Hz)	—	1.71	4.19	7.72	—	18.88	22.72	29.06
		加速度 (g)	—	0.39	0.71	0.49	—	0.52	0.33	0.18
	9	频率 (Hz)	—	1.72	4.19	7.72	—	18.88	22.72	29.06
		加速度 (g)	—	0.48	0.92	0.62	—	0.71	0.41	0.24
一级侧枝	5	频率 (Hz)	1.13	1.74	4.18	7.71	18.22	18.89	22.71	—
		加速度 (g)	0.48	0.57	0.76	0.24	0.31	0.28	0.18	—
	7	频率 (Hz)	1.12	1.74	4.18	7.72	18.23	18.89	22.71	—
		加速度 (g)	0.66	0.79	1.08	0.37	0.43	0.39	0.26	—
	9	频率 (Hz)	1.13	1.73	4.19	7.71	18.22	18.89	22.71	—
		加速度 (g)	0.85	1.00	1.34	0.41	0.58	0.51	0.32	—

其次，由表 3-2 中数据不难发现，在不同的激振载荷作用下，树干与一级侧枝各自的加速度响应均有所不同，如分别在 5g、7g、9g 的激振载荷作用下，树干的第 2 阶共振频率分别约为 4.18Hz、4.19Hz、4.19Hz 时，其加速度响应分别约为 0.51g、0.71g、0.92g，树干的第 3 阶共振频率分别约为 7.72Hz、7.72Hz、7.72Hz 时，其加速度响应分别约为 0.36g、0.49g、0.62g，一级侧枝的第 1 阶共振频率分别约为 1.13Hz、1.12 Hz、1.13 Hz 时，其加速度响应分别约为 0.48g、0.66g、0.85g，一级侧枝的第 2 阶共振频率分别约为 1.74Hz、1.74 Hz、1.73 Hz 时，其加速度响应分别约为 0.57g、0.79g、1.00g。

对比以上结果可知，随着激振载荷数值的增加，相应共振频率下的加速度响应幅值是逐渐增加的。

有所不同的是，树干的各阶共振频率与一级侧枝的各阶共振频率有些“错位”，如：树干的 1 阶共振频率约为 1.72Hz，与一级侧枝的 2 阶共振频率约为 1.74Hz 十分相近，同时，一级侧枝的 1 阶共振频率约为 1.13Hz、5 阶共振频率约为 18.22Hz，而在树干中没有与之对应的共振频率，树干的 6 阶共振频率约为 29.06Hz，在一级分枝中也没有与之对应的共振频率。

### 3.5 本章小结

首先，将“Y型”海棠果树的力学模型看作为树干—一级侧枝的双自由度力学模型，同时，忽略树干、一级侧枝末端少量的嫩枝、嫩叶的重力，将树干、一级侧枝各自等效为一集中质量块，之间视为以弹簧件、阻尼器的弹性连接，当树干受到冲击载荷  $F$  时，一级侧枝  $L_2$  对树干  $L_1$  的作用，可以看作等效质量块  $m_2$  在弹簧件  $k_2$  和阻尼器  $c_2$  作用下的谐振系统对等效质量块  $m_1$  的作用，其中， $k_1$  和  $c_1$  分别为树干的等效刚度与等效阻尼，而  $k_2$  和  $c_2$  则分别为一级侧枝的等效刚度与等效阻尼。

其次，根据瑞利法计算得出树干、一级侧枝各自的等效质量，并建立双自由度力学模型的方程，将各相关参数的数值带入方程中，结合 MATLAB 中 Simulink 子系统封装技术对方程进行仿真运算，最后得出系统分别在 5g、7g、9g 的激振

载荷作用下，树干、一级侧枝的模态响应。

通过比较树干、一级侧枝的模态响应发现，首先，随着激振载荷数值的增加，树干、一级侧枝各自的各阶共振频率的阶数不变，各阶共振频率的数值也变化不大，且共振频率区间始终都是在低频段 0~8Hz 和高频段 18~30Hz 这两个频率区间内。其次，除树干中的共振频率约为 18.88 Hz 外，树干与一级侧枝中加速度响应最为强烈时对应的共振频率都属于低频段的范畴，即在 0~8Hz 这一频率区间内。同时，随着激振载荷数值的增加，加速度响应幅值是逐渐增加的。值得注意的是，树干的各阶共振频率与一级侧枝的各阶共振频率有些“错位”。

## 第四章 室内试验研究

试验研究是探究果树振动采收过程中的重要环节,本课题从室外某一生长状况良好的海棠果树上选取某一段分枝作为样品果树,进行室内试验,试验时间为7月份,其中,选取的“Y型”样品果树的树干与一级侧枝在同一平面内,以此来探究果树振动时各监测点的动态特性与模态响应,并且分别与仿真中所得的结果进行比较,验证两个力学模型的准确性。

### 4.1 试验方案的确定

#### 4.1.1 试验仪器的应用

试验仪器主要分为两大部分,即输入部分与输出部分。如图4-1中a、b所示,输入部分为苏试试验的DC-600-6/SV-0505的电动式振动试验系统,其振动试验台用以施加冲击载荷,输出部分为东华测试的DH5922N采集仪及其配套的加速度传感器,用以采集输出信号。



a DC-600-6/SV-0505 的电动式振动试验系统



b DH5922N 采集系统

图 4-1 试验仪器图像采集



4.1.2 试验仪器的技术指标

振动试验台和加速度传感器的相关技术指标如表 4-1 中所示，其中，1~6 号加速度传感器的轴向灵敏度分别为：49.57mV/g、49.79mV/g、49.60mV/g、50.02mV/g、49.00mV/g、49.94mV/g。

表 4-1 试验仪器的相关技术指标

振动试验台的相关技术指标								
载 荷 指 标	力的峰值	5880N	位 移 指 标	最大位移	51mm	电 参 数	最大驱动电压	3V
	加速度峰值	14.841g		最大正位移	25.5mm		最小驱动频率	1Hz
	速度峰值	2m/s		最大负位移	25.5mm		最大驱动频率	5000Hz
IEPE 压电式加速度传感器的相关技术指标								
动 态 指 标	量程	100g	环 境 参 数	工作温度范围	20~80℃	电 参 数	工作电压	18~30V
	最大横向灵敏度	< 5%		冲击极限	1000g		工作电流	2~10mA
	频率响应	0.5~8000Hz		应变灵敏度	0.02g/με		直流偏置电压	< 102V
	安装频率响应	> 32kHz		瞬态温度响应	0.8g/℃		最大输出信号	5V
	极性	正向		电磁灵敏度	15g/T		输出阻抗	100Ω

4.1.3 试验平台的建立

如图 4-2（a）、（b）、（c）即为室内试验现场图，图 4-2（a）为试验中对“Y 型”样品海棠果树进行冲击振动试验的总体侧视图，其中，试验机对样品果树施加冲击载荷的方向平行于树干与一级侧枝所在的平面内。从图 4-2（b）中可以看出，果树根部端用以虎钳夹紧，视果树与地面为刚性连接，同时，将试验机的振动平台与果树的主干部分用以夹具紧固，这样，试验机工作时的振动状态通过连接杆件传递给果树主干，即夹具紧固处为激振位置点 A，距离固定根部为 0.5m。

图 4-3（c）显示的是 1~6 号这 6 个监测点的位置，分别在各监测点处布置

加速度传感器，同时，在点 A 处分别施加 5g、7g、9g 的激振载荷，对各监测点进行同步数据采集，其中，主枝与一级侧枝之间的夹角  $\theta$  为  $35^\circ$ ，且主枝与一级侧枝的各处尺寸相差无几。

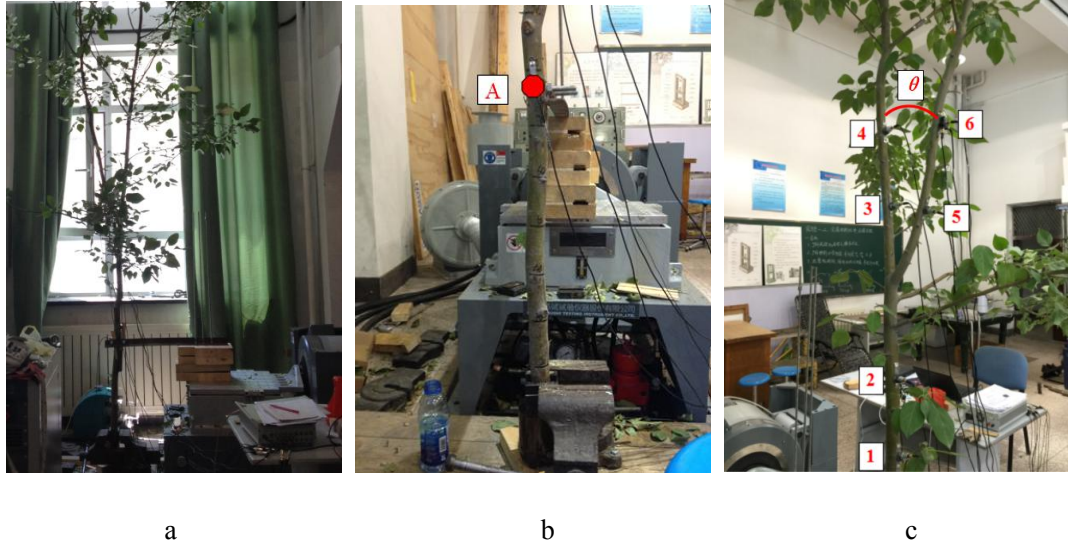


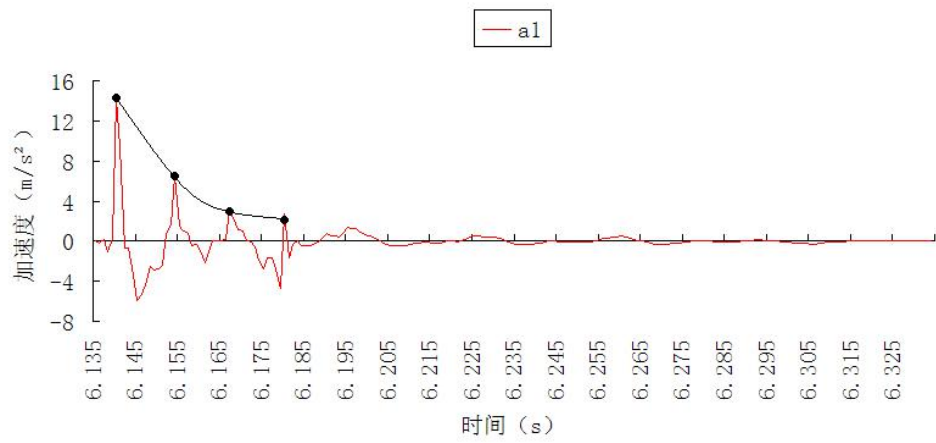
图 4-2 室内试验现场图

## 4.2 果树主干振动动态特性的验证

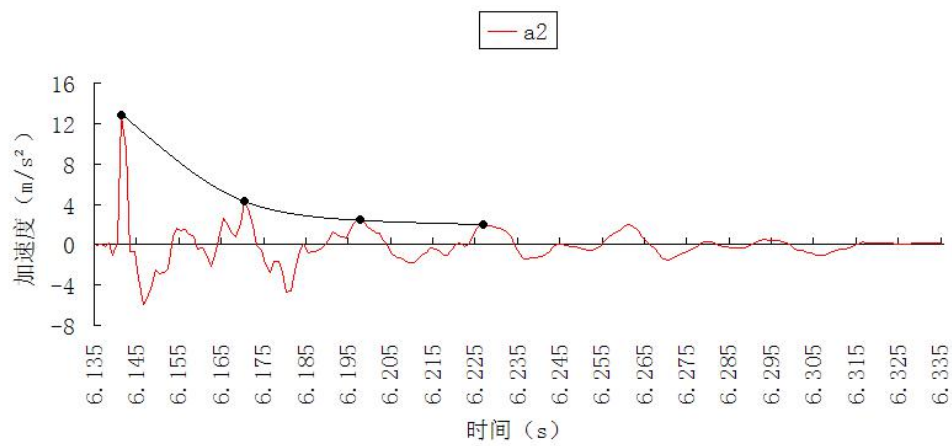
同第二章中仿真运算所得的结果进行对比分析，选取果树在 5g 激振载荷作用下，6.135s-6.335s 试验时间段内各监测点的加速度-时间响应曲线作为研究对象。

首先，将距离激振源由近及远的各监测点的振动特性进行对比分析，即将图 4-3 (a)、(b)、(c)、(d) 分为一组，进行对比分析，4-3 (a) 表示的是监测点 1 的加速度-时间响应曲线，4-3 (b) 表示的是监测点 2 的加速度-时间响应曲线，4-3 (c) 表示的是监测点 3 和监测点 5 的加速度-时间响应曲线的对比图，4-3 (d) 表示的是监测点 4 和监测点 6 的加速度-时间响应曲线的对比图。

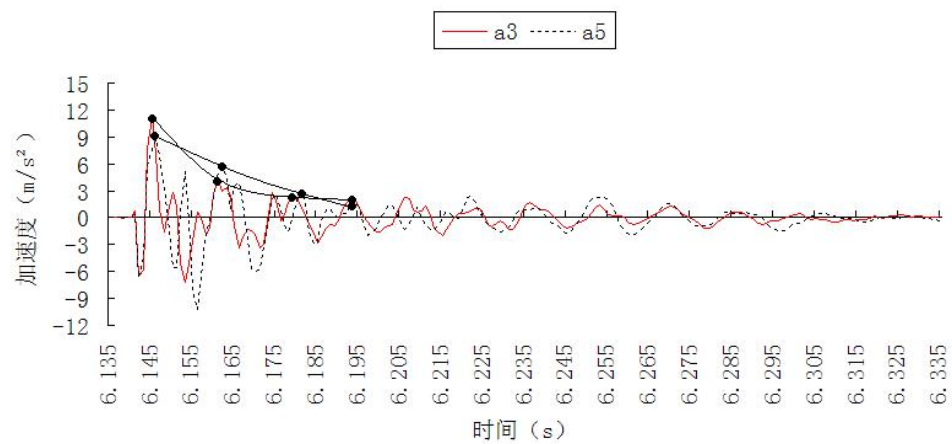
其次，将不同传播路径上的各监测点的振动特性进行对比分析，即将图 4-3 (e)、(f) 分为一组，进行对比分析，图 4-3 (e) 表示的是监测点 1、监测点 2、监测点 3、监测点 4 加速度-时间响应曲线的对比图，图 4-3 (f) 表示的是监测点 1、监测点 2、监测点 5、监测点 6 加速度-时间响应曲线的对比图。



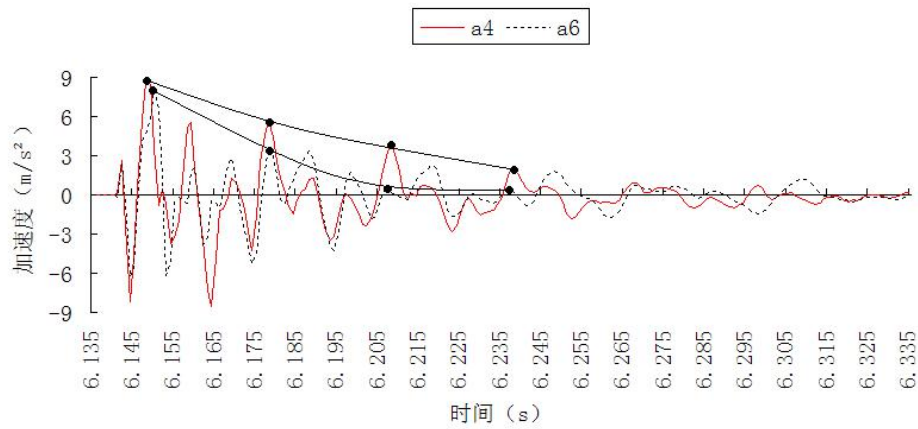
a 监测点 1 加速度-时间响应



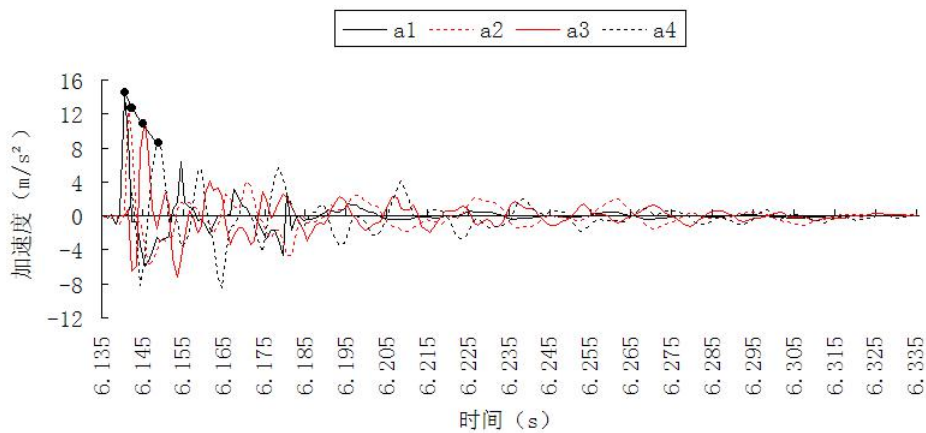
b 监测点 2 加速度-时间响应



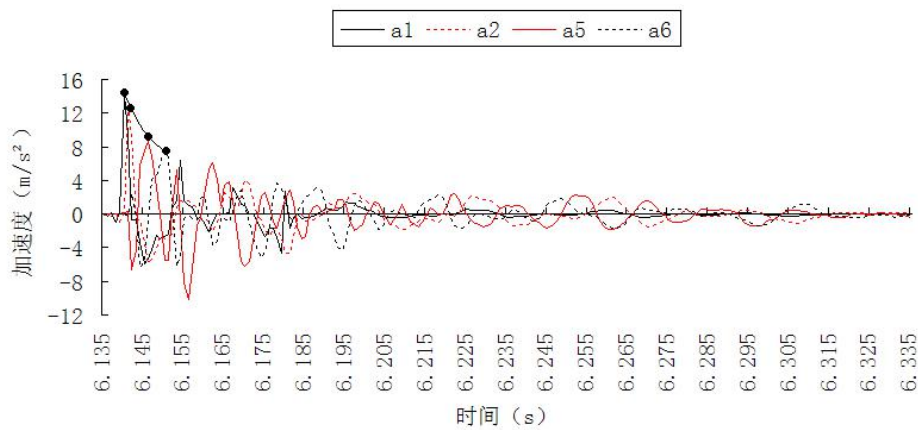
c 监测点 3、5 加速度-时间响应对比



d 监测点 4、6 加速度-时间响应对比



e 监测点 1、2、3、4 加速度-时间响应对比



f 监测点 1、2、5、6 加速度-时间响应对比

图 4-3 各监测点加速度-时间响应图

从图 4-3 (a)、(b)、(c)、(d) 中各监测点加速度-时间响应曲线, 发现, 随着振动时间的延续, 各监测点的振动效果变得越来越不明显, 即数据稳定性、可靠性越来越差, 因此分别标记、连接各监测点的前 4 次加速度峰值, 以探

究各监测点的振动特性，同时，为便于对比分析，将标记的各监测点的坐标数值列在表 4-2 中。

表 4-2 各监测点的振动特性

监测点	坐标 (m/s <sup>2</sup> 、s)	第 1 次峰值	第 2 次峰值	第 3 次峰值	第 4 次峰值	平均振动 周期 T (s)	对数衰 减率 n
1	t	6.140	6.154	6.167	6.180	0.013	42.16
	a	14.202	6.439	3.108	2.742		
2	t	6.141	6.170	6.198	6.226	0.028	20.33
	a	12.701	4.127	2.435	2.122		
3	t	6.145	6.161	6.179	6.193	0.016	33.42
	a	11.312	4.133	2.624	2.274		
4	t	6.148	6.178	6.208	6.238	0.030	16.40
	a	8.632	5.624	4.092	1.972		
5	t	6.146	6.162	6.181	6.194	0.016	34.65
	a	8.714	6.049	2.903	1.651		
6	t	6.150	6.178	6.208	6.238	0.030	15.23
	a	8.006	3.648	2.382	1.795		

#### 4.2.1 同激振源等距处各监测点的振动特性

首先，由表 4-2 中数据可知，监测点 3 的第 1 次-第 4 次加速度峰值出现的时刻依次分别为 6.145s、6.161s、6.179s、6.193s，监测点 5 的第 1 次-第 4 次加速度峰值出现的时刻依次分别为 6.146s、6.162s、6.181s、6.194s，即监测点 3 与监测点 5 的各次加速度峰值出现的时刻几乎一一对应，计算得出，监测点 3 与监测点 5 的平均振动周期近似相等，约为 0.016s。监测点 4 的第 1 次-第 4 次加速度峰值出现的时刻依次分别为 6.148s、6.178s、6.208s、6.238s，监测点 6 的第 1 次-第 4 次加速度峰值出现的时刻依次分别为 6.150s、6.178s、6.208s、6.238s，即监测点 4 与监测点 6 的各次加速度峰值出现的时刻也几乎一一对应，计算得出，监测点 4 与监测点 6 的平均振动周期近似相等，约为 0.030s。

其次，对数衰减率<sup>[58]</sup>的公式为：

$$n = \frac{1}{NT} \ln \frac{A_1}{A_{2N-1}} \quad (4-1)$$

式中：  $N$  为选取的加速度峰值数目；  $T$  为平均振动周期；  $A$  为加速度峰值。

由上式计算得出，监测点 3 的对数衰减率约为 33.42，监测点 5 的对数衰减率约为 34.65，即监测点 3 与监测点 5 的对数衰减率近似相等。监测点 4 的对数衰减率约为 16.40，监测点 6 的对数衰减率约为 15.23，即监测点 4 与监测点 6 的对数衰减率近似相等。

由以上所得结果可知，在同一平面内的主枝与一级侧枝上，与激振源等距的各监测点具有平均振动周期、对数衰减率相近的振动特性。

#### 4.2.2 振动能量在树梢末端的传递特性

由表 4-2 可知，首先，监测点 3 的平均振动周期约为 0.016s，监测点 4 的平均振动周期约为 0.030s，即在主枝上，监测点 4 的平均振动周期约为监测点 3 的平均振动周期的两倍。同时，监测点 5 的平均振动周期约为 0.016s，监测点 6 的平均振动周期约为 0.030s，即在一级侧枝上，监测点 6 的平均振动周期约为监测点 5 的平均振动周期的两倍。

其次，监测点 3 的对数衰减率约为 33.42，监测点 4 的对数衰减率约为 16.40，即在主枝上，监测点 4 的对数衰减率小于监测点 3 的对数衰减率。同时，监测点 5 的对数衰减率约为 34.65，监测点 6 的对数衰减率约为 15.23，即在一级侧枝上，监测点 6 的对数衰减率小于监测点 5 的对数衰减率。

由以上所得结果可知，对于同一主枝、一级侧枝上的监测点，离激振源越来越远的各监测点具有平均振动周期越来越大、对数衰减率越来越小的振动特性，即在树枝较细的一端，相对来说，振动较“慢”，振动效果表现的不明显，分析其原因，可能是振动时的能量被树梢末端未去除的嫩枝、嫩叶吸收所致。

最后，试验中得出，对于同一主枝、一级侧枝，随着监测点离激振源越来越远，监测点的平均振动周期变得越来越大，这与第二章的仿真所得的结果较吻合。

### 4.2.3 树枝的生长角度对振动能量传递的影响

首先, 针对图 4-3 (e)、(f) 中各监测点加速度-时间响应曲线, 分别依次标记、连接各监测点的第 1 次加速度峰值, 不难发现, 在图 4-3 (e) 中, 监测点 1、监测点 2、监测点 3、监测点 4 的第 1 次加速度峰值出现的时刻依次分别约为 6.140s、6.141s、6.145s、6.148s, 在图 4-3 (f) 中, 监测点 1、监测点 2、监测点 5、监测点 6 的第 1 次加速度峰值出现的时刻依次分别约为 6.140s、6.141s、6.146s、6.150s。即加速度的传播呈现波的传播方式, 振动波的一条传播路径为沿着主干上的监测点 1、监测点 2 传递至主枝上的监测点 3、监测点 4, 另一条传播路径为沿着主干上的监测点 1、监测点 2 传递至一级侧枝上的监测点 5、监测点 6, 由各相邻监测点之间等距为 0.2m, 可分别计算得出, 监测点 1 与监测点 2 之间的平均传递波速约为 200m/s, 监测点 2 与监测点 3 之间的平均传递波速约为 100m/s, 监测点 3 与监测点 4 之间的平均传递波速约为 67.7m/s, 监测点 2 与监测点 5 之间的平均传递波速约为 80m/s, 监测点 5 与监测点 6 之间的平均传递波速约为 50m/s, 即振动波由激振源点 A 处产生, 当沿着果树生长的垂直方向传播时, 振动波的传播速度逐渐减小, 且在主枝上的传播速度要大于其在一级侧枝上的传播速度。

其次, 监测点 3 的第 1 次加速度峰值为  $11.312\text{m/s}^2$ , 监测点 5 的第 1 次加速度峰值为  $8.714\text{m/s}^2$ , 即监测点 3 处的第 1 次加速度峰值响应大于监测点 5 处的第 1 次加速度峰值响应。同样, 监测点 4 的第 1 次加速度峰值为  $8.632\text{m/s}^2$ , 监测点 6 的第 1 次加速度峰值为  $8.006\text{m/s}^2$ , 即监测点 4 处的第 1 次加速度峰值响应也大于监测点 5 处的第 1 次加速度峰值响应。

由以上所得结果可知, 振动是以振动波的形式从激振源点 A 处由下往上地向外扩散, 这与第二章中仿真所得的结果较吻合。且对于同一平面内的主枝与一级侧枝, 在其各处尺寸相差无几的前提下, 振动波在主枝上的传播速度、第 1 次加速度峰值响应均高于一级侧枝, 相对于一级侧枝而言, 振动波在主枝上的传播“又快又多”, 即振动时, 笔直生长的主枝比侧枝获得的能量多。说明在同等条件下, 树枝的生长角度对振动时的能量获得起到削弱的作用。

同时, 振动波由激振源处沿着果树生长的垂直方向传播时, 振动波的传播速度逐渐减小, 即越往上, 振动波越来越不易传播, 这与以往的相关研究较符<sup>[59]</sup>, 即在树干部, 由于刚性较大, 波较易传播, 损失较少; 在树枝部, 由于刚性较小, 吸收的能量较多, 损失较多。

#### 4.2.4 果树主干力学模型的完善

仿真与试验中存在诸多差异, 从如下几方面说明仿真与试验所得结果的不同之处:

首先, 在第二章的仿真运算中, 主干上的各监测点加速度-时间响应曲线虽有所差异, 即“疏密程度”不一致, 但总体上还是表示为规律的正弦曲线, 而试验得出的是衰减曲线。

其次, 试验中得出的监测点 1 的平均振动周期约为 0.013s, 大于仿真中监测点 1 的平均振动周期 0.012s, 监测点 2 的平均振动周期约为 0.028s, 同样也大于仿真中监测点 2 的平均振动周期 0.017s。

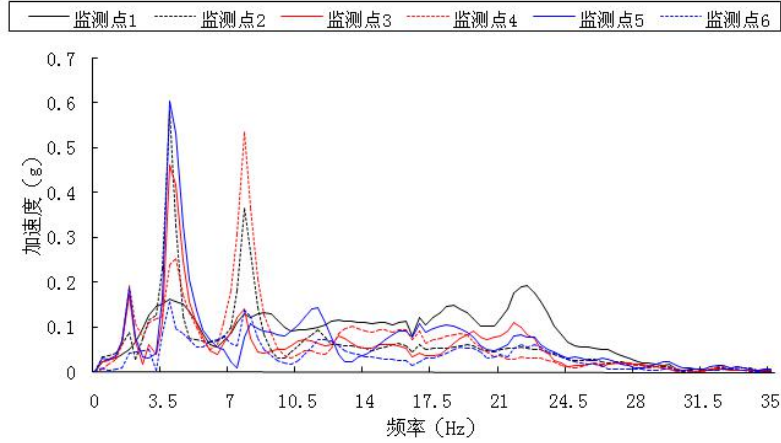
同时, 试验中, 监测点 1 与监测点 2 之间的平均传递波速约为 200 m/s, 且沿着果树生长的垂直方向传播时, 振动波的传播速度逐渐减小, 而在仿真运算中, 监测点 1 与监测点 2 之间的平均传递波速约为 100 m/s, 且振动波在主干上的传播速度不变。

分析以上结论, 这可能是在仿真运算中, 忽略空气阻尼以及主干自身振动时的结构阻尼、将实际为变截面的主干看作为等截面梁, 从而造成仿真与试验所得结果的差异, 即建立的主干力学模型的精度还不够, 需进一步补充、优化、完善。

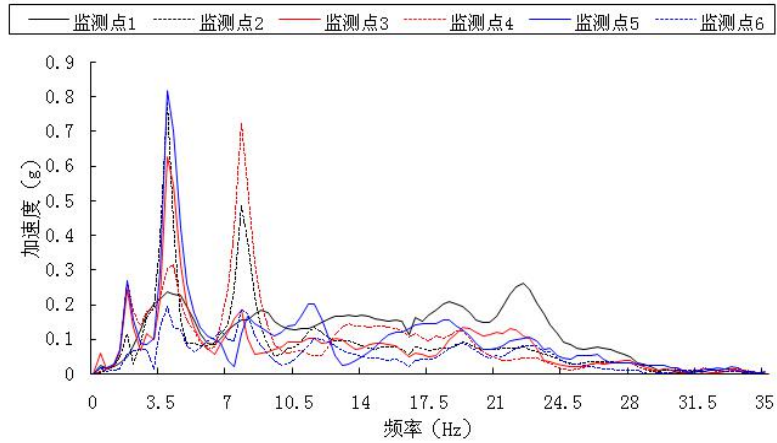
### 4.3 树干—一级侧枝动力学模型的验证

同第三章中树干—一级侧枝动力学模型中, 仿真运算所得的结果进行对比分析, 图 4-4 (a)、(b)、(c) 中分别表示的是, 果树在 5g、7g、9g 的激振载荷作用下, 树干、一级分枝上各监测点的加速度-频率响应曲线图。

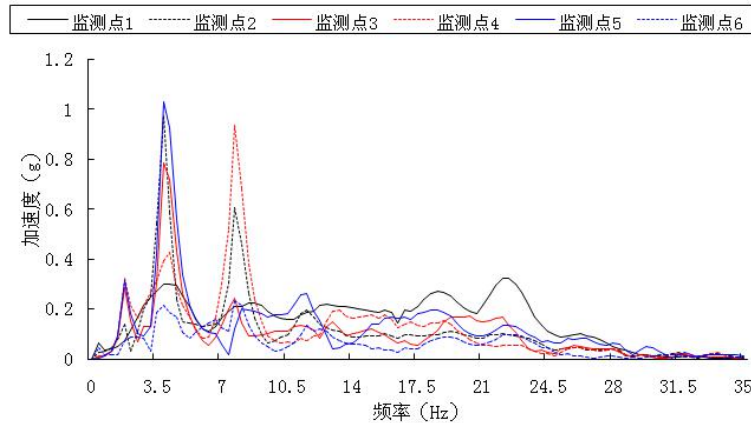




a 5g 激振载荷作用下各监测点加速度-频率响应曲线



b 7g 激振载荷作用下各监测点加速度-频率响应曲线



c 9g 激振载荷作用下各监测点加速度-频率响应曲线

图 4-4 各监测点加速度响应曲线组图

通过对比图 4-4 (a)、(b)、(c) 发现，在不同的激振载荷作用下，树干、一级侧枝的加速度-频率响应曲线非常的“相似”，这与第三章中仿真求得的结果

可能存在一定的共性，因此，为对比分析仿真与试验中树干、一级侧枝的模式响应，将仿真与试验中各阶共振频率的对应关系列入表 4-3 中：

表 4-3 仿真与试验中共振频率的对应关系

载荷 (g)										
仿真共振频率 (Hz)	5	阶次	——	1	2	3	——	4	5	6
		树干	——	1.72	4.18	7.72	——	18.87	22.71	29.05
		阶次	1	2	3	4	5	6	7	——
		一级侧枝	1.13	1.74	4.18	7.71	18.22	18.89	22.71	——
	7	阶次	——	1	2	3	——	4	5	6
		树干	——	1.71	4.19	7.72	——	18.88	22.72	29.06
		阶次	1	2	3	4	5	6	7	——
		一级侧枝	1.12	1.74	4.18	7.72	18.23	18.89	22.71	——
	9	阶次	——	1	2	3	——	4	5	6
		树干	——	1.72	4.19	7.72	——	18.88	22.72	29.06
		阶次	1	2	3	4	5	6	7	——
		一级侧枝	1.13	1.73	4.19	7.71	18.22	18.89	22.71	——
	5	阶次	——	1	2	3	4	5	6	——
		树干 (4 个监测点)	——	1.72	3.94	7.72	11.55	18.81	22.05	——
			——	1.72	3.95	7.68	11.56	18.82	22.07	——
			——	1.71	3.96	7.69	11.54	18.85	22.07	——
——			1.72	3.94	7.68	11.55	18.80	22.04	——	
一级侧枝		——	1.73	3.94	7.71	11.52	18.82	22.05	——	
（2 个监测点）		——	1.72	3.94	7.68	11.57	18.84	22.05	——	
7		阶次	——	1	2	3	4	5	6	——
		树干 (4 个监测点)	——	1.72	3.94	7.70	11.56	18.81	22.06	——
			——	1.71	3.94	7.69	11.54	18.81	22.03	——
	——		1.71	3.94	7.69	11.54	18.82	22.07	——	
——	1.73		3.95	7.72	11.56	18.83	22.05	——		
9	一级侧枝 (2 个监测点)	——	1.73	3.94	7.71	11.55	18.82	22.04	——	
	——	1.71	3.94	7.69	11.57	18.83	22.04	——		
	阶次	——	1	2	3	4	5	6	——	
	树干 (4 个监测点)	——	1.71	3.94	7.72	11.54	18.82	22.05	——	
		——	1.72	3.96	7.69	11.55	18.81	22.06	——	
		——	1.72	3.95	7.72	11.55	18.84	22.04	——	
		——	1.73	3.94	7.72	11.56	18.84	22.03	——	
	一级侧枝 (2 个监测点)	——	1.71	3.94	7.71	11.55	18.83	22.06	——	
	——	1.72	3.96	7.69	11.54	18.82	22.04	——		

#### 4.3.1 树干、一级侧枝在不同激振载荷作用下的共振频率响应特性

从图 4-4 (a)、(b)、(c) 中可以看出,在不同的激振载荷作用下,总体上,树干、一级侧枝上的各监测点大约共出现了 6 阶共振频率,且各监测点的各阶共振频率的数值几乎一一对应,结合表 4-3 中数据可知,在树干中,监测点 2 的第 2 阶共振频率约为 3.95Hz、第 3 阶共振频率约为 7.68Hz、监测点 3 的第 2 阶共振频率约为 3.96Hz、监测点 4 的第 3 阶共振频率约为 7.68Hz 时对应的加速度响应最为强烈,在一级侧枝中,监测点 5 的第 2 阶共振频率约为 3.94Hz 时对应的加速度响应最为强烈。

由以上所得结果可知,随着激振载荷数值的增加,树干、一级侧枝上各监测点的各阶共振频率的阶数不变,各阶共振频率的数值也变化不大,且共振频率区间始终都是在低频段 0~8Hz 和高频段 11~23Hz 这两个频率区间内。

同时,树干与一级侧枝中各监测点加速度响应最为强烈时对应的共振频率都属于低频段的范畴,即都是在 0~8Hz 这一频率区间内。从某种程度上说,共振频率对应的加速度幅值越大,越有利于振动采收,所以,由试验得出相关结论,相对于高频段 11~23Hz,低频段 0~8Hz 中的 3.94Hz、7.68Hz 可以作为振动采收机的优先激振频率参数。

分析第三章中仿真求得的结果与试验结果相同之处,即仿真与试验中都得出,随着激振载荷数值的增加,对树干与一级侧枝中,无论是共振频率的阶数、区间还是数值影响均不大,即系统的共振频率不会随着外部载荷的变化而变化。且加速度响应最为强烈时对应的共振频率都属于低频段的范畴,即在 0~8Hz 这一频率区间内。

#### 4.3.2 树干、一级侧枝在不同激振载荷作用下的加速度响应特性

由表 4-3 中数据可知,在不同的激振载荷作用下,树干与一级侧枝上各监测点的加速度响应均有所不同,如分别在 5g、7g、9g 的激振载荷作用下,树干上监测点 2 的第 2 阶共振频率约为 3.95Hz、3.94Hz、3.96Hz 时所对应的加速度响应分别约为 0.59g、0.78g、1.00g,监测点 4 的第 3 阶共振频率约为 7.68Hz、7.72

Hz、7.72 Hz 时所对应的加速度响应分别约为 0.55g、0.70g、0.95g，一级侧枝上监测点 5 的第 2 阶共振频率约为 3.94Hz、3.94Hz、3.94Hz 时所对应的加速度响应分别约为 0.60g、0.80g、1.00g，监测点 6 的第 3 阶共振频率约为 7.68Hz、7.69Hz、7.69Hz 时所对应的加速度响应分别约为 0.13g、0.18g、0.22g。

由以上结果可知，随着激振载荷数值的增大，相应共振频率下的加速度响应幅值逐渐增大，这与第三章中仿真所得的结果较吻合。

#### 4.3.3 树干—一级侧枝动力学模型的完善

仿真与试验中存在诸多差异，从如下几方面说明仿真与试验所得结果的不同之处：

首先，仿真中得出的高频段频率区间为 18~30Hz，而试验中得出的高频段频率区间为 11~23Hz，且在低频段 0~8Hz 中，加速度响应最为强烈时对应的共振频率的具体数值有所差异。

其次，仿真中得出的共振频率的阶数、数值、区间以及共振频率所对应的加速度响应幅值，都与试验之间存在一定的差异。

最后，树干与一级侧枝上各监测点的共振频率的阶数、数值都一一对应，没有像第三章仿真求得的结果中，树干、一级侧枝共振频率发生“错位”的现象。

分析以上结论，这可能是在仿真运算中，忽略树干、一级侧枝末端少量的嫩枝、嫩叶的重力，忽略空气阻尼在仿真中的影响，以及果树分叉结点、枝干各处的材料形状不一、物理特性不均匀等因素，造成了理论模型的不精确性，从而导致仿真与实际试验的诸多差异，即建立的树干—一级侧枝双自由度力学模型的精度还不够，需进一步补充、优化、完善。

### 4.4 本章小结

本章的室内试验主要是为了验证第 2 章和第 3 章中的力学模型的精确性，试验中主要得出如下结论：

1、在动态响应特性方面：

a) 在同一平面内的主枝与一级侧枝上, 与激振源等距的各监测点具有平均振动周期、对数衰减率相近的振动特性。

b) 在树枝较细的一端, 相对来说, 振动较“慢”, 振动效果表现的不明显, 分析其原因, 可能是振动时的能量被树梢末端未去除的嫩枝、嫩叶吸收所致。

c) 振动是以振动波的形式从激振源点A处由下往上地向外扩散, 在树干部, 由于刚性较大, 波较易传播, 损失较少; 在树枝部, 由于刚性较小, 吸收的能量较多, 损失较多。

## 2、在模态响应方面:

a) 在不同的激振载荷作用下, 树干与一级侧枝中加速度响应最为强烈时对应的共振频率都属于低频段的范畴, 即都是在 0~8Hz 这一频率区间内。

b) 相对于高频段 11~23Hz, 低频段 0~8Hz 中的 3.94Hz、7.68Hz 对应的加速度响应最为强烈, 可以作为振动采收机的优先激振频率参数。

c) 系统的共振频率不会随着外部激振载荷的增大而变化, 但是随着激振载荷数值的增大, 相应共振频率下的加速度响应幅值是逐渐增大的。

## 第五章 总结及展望

### 5.1 总结

针对振动采收过程中面临的诸多问题,本课题从如何提高采净率的同时又不伤害树木这一主要思想出发,围绕如何“又好又快”的对果实进行振动采收,确定了冲击振动的激振方式较为合适,同时,将主干建立为弹性圆柱悬臂梁的力学模型,探究主干振动动态特性,建立树干—一级侧枝的动力学模型,探究主干、一级侧枝各自的模态响应,并且结合室内试验,选取树干与一级侧枝在同一平面内的“Y 型”海棠样品果树,探究果树在冲击载荷过程中,主干、主枝、一级侧枝各处的动态响应特性,以及果树的模态响应,对比分析仿真运算与实验结果的相同和不同之处,试验中,最终得出如下的相关结果:

1) 关于动态特性的探究:

a) 在同一平面内的主枝与一级侧枝上,与激振源等距的各监测点具有平均振动周期、对数衰减率相近的振动特性。

b) 对于同一主枝、一级侧枝上的监测点,离激振源越来越远的各监测点具有平均振动周期越来越大、对数衰减率越来越小的振动特性,即在树枝较细的一端,相对来说,振动较“慢”,振动效果表现的不明显,分析其原因,可能是振动时的能量被树梢末端未去除的嫩枝、嫩叶吸收所致。

c) 振动是以振动波的形式从激振源点 A 处由下往上地向外扩散,且对于同一平面内的主枝与一级侧枝,在其各处尺寸相差无几的前提下,振动波在主枝上的传播速度、第 1 次加速度峰值响应均高于一级侧枝,相对于一级侧枝而言,振动波在主枝上的传播“又快且又多”,即振动时,笔直生长的主枝比侧枝获得的能量多,说明在同等条件下,树枝的生长角度对振动时的能量获得起到削弱的作用。

d) 同时,振动波由激振源处沿着果树生长的垂直方向传播时,振动波的传播速度逐渐减小,即越往上,振动波越来越不易传播,这与以往的相关研究较符,即在树干部,由于刚性较大,波较易传播,损失较少;在树枝部,由于刚性较小,

吸收的能量较多，损失较多。

2) 关于模态响应的探究:

a) 随着激振载荷数值的增加，树干、一级侧枝上各监测点的各阶共振频率的阶数不变，各阶共振频率的数值也变化不大，且共振频率区间始终都是在低频段 0~8Hz 和高频段 11~23Hz 这两个频率区间内，即共振频率属于树体的固有属性，不会随着外部载荷的变化而变化，但随着激振载荷数值的增加，相应共振频率下的加速度响应幅值是逐渐增加的。

b) 树干与一级侧枝中各监测点加速度响应最为强烈时对应的共振频率都属于低频段的范畴，即都是在 0~8Hz 这一频率区间内，从某种程度上说，共振频率对应的加速度幅值越大，越有利于振动采收，所以，由试验得出相关结论，相对于高频段 11~23Hz，低频段 0~8Hz 中的 3.94Hz、7.68Hz 可以作为振动采收机的优先激振频率参数。

## 5.2 展望

实际生活中，树木形态各异，分枝有“三叉型”、“多叉型”等多种形态，且各分枝生长状况呈现无规则性，然而，本文只针对主枝与一级侧枝在同一平面内的“Y 型”海棠样品果树的振动采收进行了探究，对其他的树型没有考虑，即选取的树型较为单一。

其次，在对“Y 型”海棠果树进行施加冲击载荷的时候，没有对其激振位置、激振方向进一步的考虑，如当激振方向垂直于主枝与一级侧枝所在的平面时，果树的振动动态响应、模态响应可能会有不一样的结果，即试验方案还不够完善。

同时，无论是模型还是室内试验中，对树根部进行固定约束，即将树根部与地面视为刚性连接，而实际室外树木根部与土壤部分的连接较为复杂，在对果树施加激振载荷时，土壤部分会“吸收”部分的能量，而这部分在本课题中未考虑到，即假设的树根与土壤的连接方式，与实际树木的生长状态存在一定的差异。

最后，需要说明的是，在第 2 章的模型中，忽略空气阻尼、主干自身阻尼对其振动的影响、将实际为变截面的主干视为等截面的主干，在第 3 章的双自由度

力学模型中，忽略树干、树枝末端少量的嫩枝、嫩叶的重力，忽略空气阻尼在仿真中的影响，以及果树分叉结点、枝干各处的材料形状不一、物理特性不均匀等因素，都造成了理论模型的不精确性，从而导致了仿真与室内试验的诸多差异，今后应完善上述诸多因素，以提高理论模型的精度，并且逐步完善试验方案、试验条件，从而更好地探究林果的振动采收。



## 参考文献

- [1]孙兰凤. 新疆特色林果业可持续发展指标体系的构建及评价[J]. 新疆农业科学,2009,03:678-685.
- [2]董丹丹,王尉,张经华,李芳. 新疆特色林果业食品发展现状[J]. 广东化工,2015,10:102-103.
- [3]龙海全,朱美玲. 新疆林果业专业合作组织发展模式研究[J]. 农村经济与科技,2010,04:46-47.
- [4]刘超. 杏果肉固体饮料制作工艺的研究[D].新疆农业大学,2012.
- [5]曾婉华. 国外林木种子收集技术的分析(综述)[J]. 林业机械,1985,03:45-47.
- [6]Sarig Y. Mechanized Fruit Harvesting & Site Specific Solutions[J]. 2005.
- [7]王长勤,许林云,周宏平,崔业民,崔华. 偏心式林果振动采收机的研制与试验[J]. 农业工程学报,2012,16:10-16.
- [8]范忠仁,陆康年. 振动式采种机的研究[J]. 东北林学院学报,1982,04:45-51.
- [9]刘磊,牛长河,刘旋峰,郭兆峰,朱占江. 沙棘收获机的发展现状及分析[J]. 新疆农机化,2010,01:35-37.
- [10]汤智辉,孟祥金,沈从举,贾首星,周艳,郑炫,秦朝民. 机械振动式林果采收机的设计与试验研究[J]. 农机化研究,2010,08:65-69.
- [11]乔园园,牛长河,孟祥金,刘向东,杨会民,孙小丽,汤智辉,王学农. 牵引式林果振动采收机的设计与田间试验[J]. 新疆农业科学,2015,03:528-534.
- [12]张晓文. 林木种子(球果)振动采集技术现状及展望[J]. 北京林业大学学报,1996,01:85-89.
- [13]汤智辉,贾首星,沈从举,孟祥金,周艳. 新疆兵团林果业机械化现状与发展[J]. 农机化研究,2008,11:5-8.
- [14]Affeldt, Marshall, Brown. Relative dynamic displacements within a trunk shaker clamp[J]. American Society of Agricultural Engineers, 1987, 31(2):323-330.
- [15]Brown G K, Ranch M H, Timm E J. Improved clamp pad for trunk shakers[J]. Transactions of the ASAE, 1988, 31(3): 677-0682.
- [16]Berlage, A. G., Langmo, R. D. Comparison of Hand and Mechanical Thinning of Peaches[C]. Pap ASAE for Winter Meet, ASAE, Chicago, IL, USA, 1978.
- [17]Hancock B G, Powell A A, Worthington J W. Mechanical thinning of peaches[J]. Peach-World Cultivars Market. 1988: 667-672.
- [18]沈瑞珍,张晓文. 银杏侧枝振动落果的试验研究[J]. 林业科学,1997,02:81-87.
- [19]Boutillon X, Weinreich G. Three-dimensional mechanical admittance: Theory and new measurement method applied to the violin bridge[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1999, 105(105):3524-3533.
- [20]Ken James. Dynamic loading of trees[J]. Journal of arboriculture. 2003, 29(3):165~171.
- [21]贾杰,李静辉. 林木风倒动态模型的建立与分析[J]. 森林工程,2013,04:63-67+133.
- [22]宫晓芳. 马尾松树木力学建模及在冰雪荷载下应力分析[D].北京林业大学,2009.
- [23]宋晓鹤. 云杉风倒静力学模型的建立及其分析[D].哈尔滨工业大学,2006.
- [24]陶嗣巍. 树木风振特性试验研究与有限元分析[D].北京林业大学,2013.
- [25]贺磊盈. 面向振动采收的果树枝干三维重建方法及其动力学特性研究[D].浙江理工大学,2014.

- [26]蔡菲. 基于高速摄像技术的振动落果研究[D].新疆大学,2013.
- [27]翁凌云. 林果采收振动系统动态特性传递研究[D].南京林业大学,2013.
- [28]Adrian P A, Fridley R B. Dynamics and design criteria of inertia-type tree shakers[J]. Transactions of the ASAE, 1965, 8(1): 12-0014.
- [29]Rosa U A, Cheetancheri K G, Gliever C J, et al. An electro-mechanical limb shaker for fruit thinning[J]. computers and electronics in agriculture, 2008, 61(2): 213-221.
- [30]Polat R, Gezer I, Guner M, et al. Mechanical harvesting of pistachio nuts[J]. Journal of Food Engineering, 2007, 79(4): 1131-1135.
- [31]Polat R, Guner M, Dursun E, et al. Mechanical harvesting of almond with an inertia type limb shaker[J]. Asian Journal of Plant Sciences, 2007.
- [32]Parameswarakumar M, Gupta C P. Design parameters for vibratory mango harvesting system[J]. Transactions of the ASAE, 1991, 34(1): 14-0020.
- [33]Torregrosa A, Martin B, Ortiz C, et al. Mechanical harvesting of processed apricots[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2006(22):499-506.
- [34]Erdoğan D, Güner M, Dursun E, et al. Mechanical harvesting of apricots[J]. Biosystems Engineering, 2003, 85(1): 19-28.
- [35]李国英. 振动采种机振动参数的选择与计算[J]. 南京林业大学学报(自然科学版),1984,01:101-115.
- [36]王业成,陈海涛,林青. 黑加仑采收装置参数的优化[J]. 农业工程学报,2009,03:79-83.
- [37]Shi-Shuenn Chen,Jun-Yang Shi.Simplified model for vertical vibrations of surface foundations[J].Journal of geotechnical and geoenvironmental engineering.2006,132:651~655.
- [38]Loghavi M, Mohseni S. The Effects of shaking frequency and amplitude on detachment of lime fruit[J]. Iran Agricultural Research, 2007, 24(1.2): 27-38.
- [39]G.E.Coppock.Picking citrus fruit by mechanical means[J].Coppock:mechanical pickers.1961:247~251.
- [40]Kececioğlu G. Research on olive harvesting possibilities with an inertia for tree shaker. Department of Agricultural Machinery[J]. Agriculture Faculty, Ege University, Izmir, Turkey, 1975.
- [41]Catania P,Piraino S,Salvia M,Vallone M.Influence of tree's structure on the efficiency of the mechanical harvest of olives[J].Interbational conference.2008(9):15~17.
- [42]Salyani M, BenSalem E, Whitney J D. Spray deposition and abscission efficacy of CMN—pyrazole in mechanical harvesting of Valencia orange[J]. Transactions of the ASAE. 2002, 45(2): 265-271
- [43]S.K.J.U.Savary,R.Ehsani,J.K.Schueller,B.P.Rajaraman. Simulation study of citrus tree canopy motion during harvesting using a canopy shaker[J].Amercan society of agricultural and biological engineers.2010,53(5):1373~1381.
- [44]M.N.El-Awady,MA.I.Genaïdy,M.Rashowan,M.Z.El-Attar. Modeling and simulating of olive-tree harvesting mechanism[J].Farm machinery and power.2008,25(3):712~722.
- [45]Castro-García S, Blanco-Roldán G L, Gil-Ribes J A. Vibrational and operational parameters in mechanical cone harvesting of stone pine (*Pinus pinea* L.)[J]. Biosystems Engineering, 2012, 112(4):352-358.
- [46]Whitney J D, Wheaton T A. Shakers affect Florida orange fruit yields and harvesting efficiency[J]. Applied Engineering in Agriculture, 1987, 3(1): 20-24.
- [47]Whitney J D, Hartmond U, Kender W J, et al. Orange removal with trunk shakers and

- abscission chemicals [J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 2000, 16(4):367-371.
- [48]Torregrosa A, Ortí E, Martín B, et al. Mechanical harvesting of oranges and mandarins in Spain[J]. *Biosystems Engineering*, 2009, 104(1):18-24.
- [49]路平.核桃采摘振动参数的研究[D].陕西科技大学硕士学位论文.2014.
- [50]张相庭, 等. 结构振动力学[M]. 上海:同济大学出版社, 2005.
- [51]李惠斌. 振动理论与工程应用[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2006.
- [52]殷祥超. 振动理论与测试技术[M]. 徐州:中国矿业大学出版社, 2007.
- [53]黎明安. MATLAB/Simulink 动力学系统建模与仿真[M]. 北京:国防工业出版社, 2012.
- [54]Zoltán Láng. A fruit tree stability model for static and dynamic loading[J]. *Biosystems Engineering*, 2003, 85 (4): 461–466.
- [55]Zoltán Láng. A simple model for fruit tree shaking harvest[J]. *International Journal of Horticultural Science*, 2007, 13 (1): 33–36.
- [56]Zoltán Láng. A one degree of freedom damped fruit tree model[J]. *Transactions of the ASABE*, 2008, 51(3): 823-829.
- [57]李德葆. 工程振动试验分析[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- [58]李有堂. 机械振动理论与应用[M]. 科学出版社, 2012.
- [59]张敏敏. 海棠果树粘弹性振动结构模型的研究[D].新疆大学,2015.

## 在读期间发表论文

- [1] 魏庭鹏,王春耀,闵磊,张敏敏. 海棠果树冲击振动动态特性的研究[J]. 江苏农业科学, 2016
- [2] 魏庭鹏,王春耀,闵磊,吕梦璐. 基于 MATLAB 对“Y 型”果树振动共振频率的研究[J]. 江苏农业科学, 2016

## 致谢

从提笔开始写毕业论文的那一刻开始，突然间发现，我都快毕业了，不禁感叹，时间过得好快啊，依稀记得自己刚来到新大校园的时候，内心是憧憬与忐忑的，憧憬的是，在人生的道路上，我要在这里度过宝贵的三年青春，和同学们一起努力奋斗，忐忑的是，对于一个从内地过来求学的我来说，从来没去过这么远的地方，觉得新疆好远，担心自己不能适应这里的气候、环境、饮食。然而，经过将近三年的学习生活，发现，在这片孕育着无数知识青年的土地上，无论是学习还是生活上，我都汲取了很多。

本课题和毕业论文是在我的导师王春耀教授的悉心指导下完成的，在机械学院，王老师是众多学生特别尊敬、喜爱的老师之一，他严肃的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风，感染和激励着他的每一位学生。本课题，从方向选择、研究重点、模型建立等各方面，王老师都始终给予我耐心地指导，即使是他很忙，他也会放开自己手中的事情，悉心为我指出论文中出现的问题，以及给出合适的解决办法，在此，由衷地向王老师表示感谢，感谢这三年来，您对我学习和生活上的帮助与照顾。

在此，我还要感谢身边的同学，首先，要感谢同是一个课题组的张敏敏师兄，每当论文研究中遇到坎的时候，张师兄都不厌其烦地为我分析、解决问题，帮助我度过了诸多难关，其次，还有吕梦璐同学，我们一起设计试验方案、互相协作试验操作、分析试验数据，共同完成了试验部分，还需要感谢的是徐云同学，感谢你对我在软件 MATLAB 方面的帮助。

最后，还要感谢我的爸妈，和爸妈的每一次通话，都会聊很久，他们总是嘱咐我要吃好穿暖，然而，他们对自己却没有像对我这么关心，每一次遇到挫折的时候，我都想着，爸妈都在无私地为我努力奋斗，我还有什么困难不能度过的呢，百善孝为先，做儿子的永远都会记住你们对我的好，养育之恩，定当深深报答。

学业生涯就此告一段落，不忘求学道路，有你们的一路陪伴，愿你我以后的人生多彩辉煌。

## 学位论文独创性声明

本人声明，所呈交的学位论文系本人在导师指导下独立完成的研究成果。文中依法引用他人的成果，均已做出明确标注或得到许可。论文内容未包含法律意义上已属于他人的任何形式的研究成果，也不包含本人已用于其他学位申请的论文或成果。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

本人如违反上述声明，愿意承担由此引发的一切责任和后果。

论文作者签名：

日期： 年 月

## 学位论文知识产权权属声明

本人的学位论文是在学期间在导师指导下完成的，知识产权归属学校。学校享有以任何方式发表、复制、公开阅览、借阅以及申请专利等权利。本人离校后发表或使用学位论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时，署名单位仍然为新疆大学。

本学位论文属于：

保密 ☐，在 年解密后适用于本声明。

不保密 ☐。

（请在以上方框内打“√”）

论文作者签名：

日期： 年 月 日

导师签名：

日期： 年 月 日