

# 人工速生丰产林活立木攀爬修枝机器人设计与试验

班以琛<sup>1,2</sup> 刘洋<sup>1,2</sup> 坝仕宏<sup>1,2</sup> 吕坤<sup>1,2</sup> 文剑<sup>1,2</sup>\* 李文彬<sup>1,2</sup>

(1. 北京林业大学工学院, 北京 100083; 2. 林业装备与自动化国家林业和草原局重点实验室, 北京 100083)

**摘要:**【目的】速生林活立木整枝是优质速生林定向抚育的重要环节。针对传统人工整枝方法危险系数高、效率低的现状, 对冲击切削式速生林活立木整枝机进行优化设计与相关试验研究, 以提高速生林整枝抚育工作的机械化、自动化程度。【方法】本文描述了整枝机的设计方案及其工作原理, 使用 SolidWorks 构建三维模型, 设计确定抱合夹紧机构、行走机构相关参数。保证良好修枝效果前提下, 使用 ANSYS Workbench Explicit Dynamics 进行切削仿真试验, 试验采用三因素三水平正交试验法探究降低枝条所受应力时的最佳设计参数组合。使用最佳参数组合设计的样机进行林间测试, 验证整枝机的攀爬整枝性能。【结果】理论分析及运动学仿真验证说明了设计的可行性和合理性。切削仿真试验结果表明: 当整机质量为 50.84 kg, 刀具刃角为 21.00°, 切削速度为 2.52 m/s 时, 枝条所受最大等效应力最低为 4.5586 MPa。林间测试结果表明: 整枝机修剪单棵树平均作业用时不超过 30 s, 最大攀爬高度可达 6.03 m, 最大修枝直径可达 3.12 cm。【结论】本研究设计的整枝机可进行速生林的攀爬整枝作业, 作业过程对树木损伤程度小, 极大地提高速生林整枝效率, 能为我国速生林活立木整枝抚育技术研究提供装备支持。

**关键词:** 速生林; 林业机械; 整枝装备; 优化设计; 试验

**中图分类号** S776.27+4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-7488 ( ) -0000-00

## Design and experiment of automatic pruning machine for live trees in artificial fast-growing and productive forests

Ban Yichen<sup>1,2</sup>, Liu Yang<sup>1,2</sup>, Ba Shihong<sup>1,2</sup>, Lyu Kun<sup>1,2</sup>, Wen Jian<sup>1,2\*</sup>, Li Wenbin<sup>1,2</sup>

(1. School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, China;

2. Key Lab of State Forestry and Grassland Administration on Forestry Equipment and Automation, Beijing 100083, China)

**Abstract:** 【Objective】 Living tree pruning in fast-growing forests is an important part of the targeted nurturing of quality fast-growing forests. In response to the high risk and low efficiency of the traditional manual pruning method, we optimized the design and conducted experimental research on the impact cutting type fast-growing forest tree pruning machine to improve the mechanization and automation of fast-growing forest pruning and nurturing work. 【Method】 This paper describes the design scheme of the pruning machine and its working principle. We used SolidWorks to build a 3D model, designed and determined the parameters of the clamping mechanism and walking mechanism. On the premise of ensuring good pruning effect, ANSYS Workbench Explicit Dynamics was used for cutting simulation experiment. The experiment adopted three factor and three level orthogonal experiment to explore the best design parameter combination when reducing the stress on branches. 【Result】 Theoretical analysis and kinematic simulation verification showed the feasibility and rationality of the design. The cutting simulation experiment results showed that the maximum equivalent force on the branch was at least 4.5586 MPa when the mass of the whole machine was 50.84 kg, the tool edge angle was 21.00° and the cutting speed was 2.52 m/s. The results of a forest test with a prototype designed with the best combination of parameters showed that the average operating time of the pruner for a single tree does not exceed 30 s, the maximum climbing height can reach 6.03 m and the maximum pruning diameter can reach 3.12 cm. 【Conclusion】 The grooming machine designed in this study can be used for climbing and grooming of fast-growing forests, which can greatly improve the grooming efficiency of fast-growing forests and provide

equipment support for the research of grooming and nurturing technology of fast-growing forests.

**Keywords:**fast-growing forests; forestry machinery; pruning equipment; optimization design; experiment

我国第九次森林资源清查数据显示, 全国速生林面积为 7954.28 万  $\text{hm}^2$ , 是世界上种植速生林面积最大的国家之一(Chen C et al., 2019), 年均速生林造林面积仍在持续增加。受管理水平和机械自动化程度制约, 大部分林区难以按照人工林抚育标准定向抚育, 速生林的存活率和木材质量与发达国家存在差距。为提高林分质量, 提升林业经济效益, 需对速生林实施精细化管理, 自动化整枝抚育技术是其中重要一项(张群, 2019; 马永春, 2012; 崔璨, 2018)。

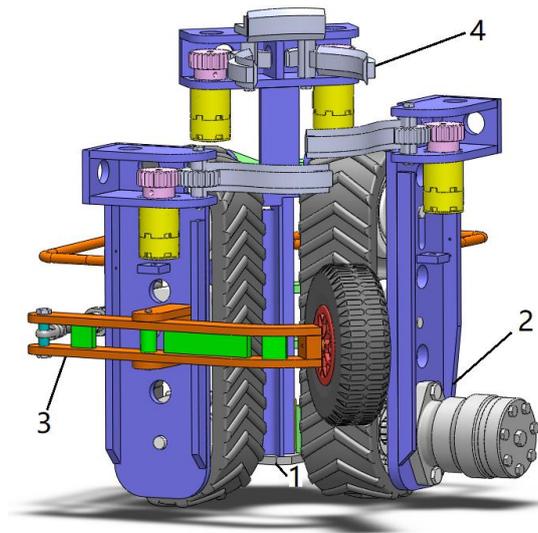
国外自 20 世纪 50 年代已开展自动化整枝技术的相关研究。日本 Ueki 等人通过研究日本伐木工攀爬方式, 融合了垂直和螺旋的攀登策略, 研发出一种电动攀爬式整枝机(S, Ueki et al., 2011; Ishigure Y et al., 2013)。新西兰 Gui 等人通过研究主动和被动防坠落机制, 研制了可有效防止整枝机发生坠落事故的电动爬树整枝机(Gui P et al., 2017)。德国 advaligno 公司通过研究冲击式液压控制系统, 研制了高速冲击式液压驱动整枝装备(恩斯特·约尔丹, 2016)。国内自 90 年代, 也相应开展了相应的研究(崔嵩鹤等, 2019)。北京林业大学李文彬等人通过研究轮式螺旋爬升机构及 CPLD 集成芯片技术, 研制了 BSR-Z23-01A 型汽油机驱动遥控立木整枝机(霍光青, 2008; 张俊梅, 2005; 胡昕卉等, 2017), 山东农业大学苑进等人通过研究优化, 改进现有的整枝机, 使整枝机具有轻量化、节能的特点(邵金祥, 2016; 田丰硕, 2018)。南京林业大学王金鹏等人通过研究电动爬树整枝机的修正机构, 解决了线缆缠绕问题(王金鹏等, 2018)。南京理工大学顾祖成等人通过研究环绕式打枝机构, 实现了竖向范围内的快速打枝(顾祖成等, 2018)。

我国现有的自动整枝设备普遍采用汽油或电力驱动, 攀爬效率不高, 高空作业危险系数大, 且多采用全轮式的螺旋攀爬设计方案, 对树木通直度要求较高, 与树干接触应力大, 对树皮损伤程度高。本文结合当前中国速生林整枝需求, 制定了全液压驱动、自适应气压夹紧、双履带攀爬, 冲击切削式的速生林活立木整枝机的设计方案, 开发了样机, 以期为我国速生林整枝抚育工作提供装备支持。

## 1 整机结构和工作原理

### 1.1 整机结构

速生林活立木整枝机总体结构如图 1 所示, 主要技术参数如表 1 所示。整枝机主要包括机架、行走机构、抱合夹紧机构、切削机构。其中机架是整机其余部件的安装载体, 使用普通钢加工焊接而成; 抱合夹紧机构可为整枝机提供夹紧力, 使整枝机在运行过程中实时自适应夹紧树干, 可适应树干高低直径变化; 行走机构可实现整枝机在树干上爬升、悬停和下降的功能; 切削机构可以依靠整枝机爬升过程中的冲击力对枝杈进行修整(李文彬等, 2021)。



1.机架 2.行走机构 3.抱合夹紧机构 4.切削机构

1. Frame 2. Walking mechanism 3. Clamping mechanism 4. Cutting mechanism

图 1 速生林活立木整枝机总体结构图

Fig 1 The overall structure of the automatic tree pruning machine for artificial forests

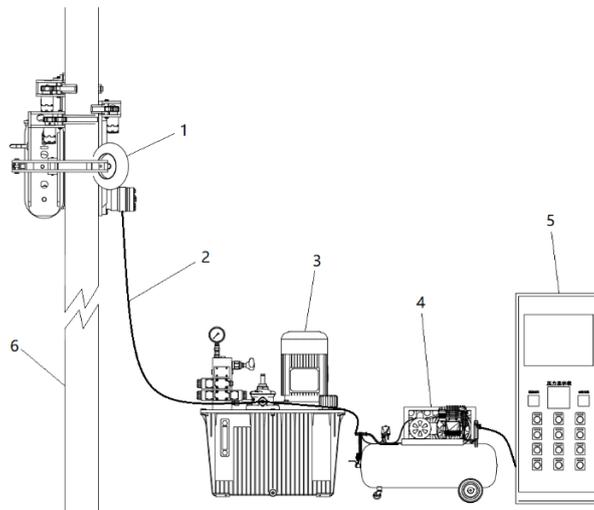
表 1 主要技术参数

Table 1 Main technical parameters

项目 Items	参数 Parameters
型号 Model	BL-01
外形尺寸 (长×宽×高) Dimension (length×width×height)/(mm×mm×mm)	580×540×730
整机质量 Machine quality/kg	50.84
配套动力 Matching power/kW	26
切削方式 Cutting method	冲击切削 Impact cutting
适应树干胸径 Adapted trunk diameter at breast height/cm	10~20
最大爬升速度 Maximum climbing speed/(m·s <sup>-1</sup> )	2.52
最大爬升高度 Maximum climbing height/(m)	6.03
最大修枝直径 Maximum pruning diameter/(cm)	3.12
单棵树作业用时 Time spent on single tree work/s	<30

## 1.2 工作原理

速生林活立木整枝机的动力源及操控平台由林用运输车携带，包括液压站、空气压缩机、电控箱，动力源通过电液气集成管路为整枝机提供动力和夹持力，如图 2 所示。作业开始时，整枝机置于树干底部，通过气压 2 位 4 通换向阀闭合抱合夹紧机构和切削机构，待确认整枝机夹紧树干及操作员远离设备至安全距离后，启动液压爬升系统，整枝机在高速爬升过程中可利用冲击力进行整枝作业，待达到整枝作业高度后开始回落至初始位置，继续进行下一棵树的整枝作业。



1.整枝机 2. 电液气集成管路 3.液压站 4.空气压缩机 5.电控箱

1. Whole pruning machine 2. Electro-hydraulic gas integrated pipeline 3. Hydraulic station 4. Air compressor 5. Electric control box

图 2 工作原理图

Fig 2 Working schematic

## 2 关键机构设计

为确定整枝机各关键机构的设计参数，需对作业对象进行分析。前期对北京西山林场处于整枝期的侧柏、落叶松、毛白杨三种树种各 50 株进行调查，树干胸径与枝杈直径数据如表 2 所示。树干胸径位于 10~20 cm 之间的占比最大，枝条直径位于 1~3 cm 之间的占比最大，几乎没有直径大于 3 cm 的枝条。

表 2 树干胸径与枝杈直径数据

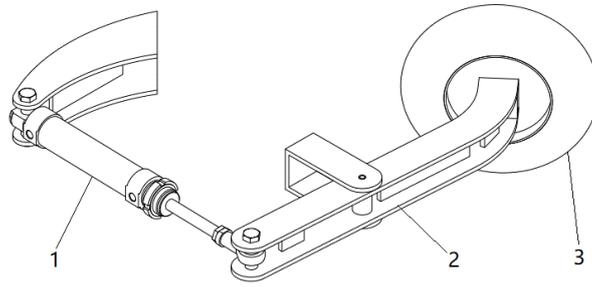
Table 2 Trunk diameter at breast height and branch diameter data

树种 Tree species	树干胸径 Trunk diameter at breast height/ cm	百分比 Percentage/ %	枝条直径 Branch diameter/ cm	百分比 Percentage/ %
侧柏 Cedarwood	10~13	36	1~2	44
	13~16	30	2~3	46
	16~20	28	3~4	8
	<10 或 >20	6	>4	2
落叶松 Larch	10~13	30	1~2	38
	13~16	38	2~3	47
	16~20	28	3~4	9
	<10 或 >20	4	>4	6
毛白杨 Mao Baiyang	10~13	32	1~2	62
	13~16	38	2~3	30
	16~20	26	3~4	7
	<10 或 >20	4	>4	1

### 2.1 抱合夹紧机构

#### 2.1.1 结构组成与作用

抱合夹紧机构主要由推杆气缸、连接架和夹紧轮组成，如图 3 所示。在整枝机工作过程中，通过保持推杆气缸的压力恒定，使夹紧轮与树干的接触压力恒定，可实现自适应树干直径变化，有效防止打滑、脱落等安全事故。



1.推杆气缸 2.连接架 3.夹紧轮

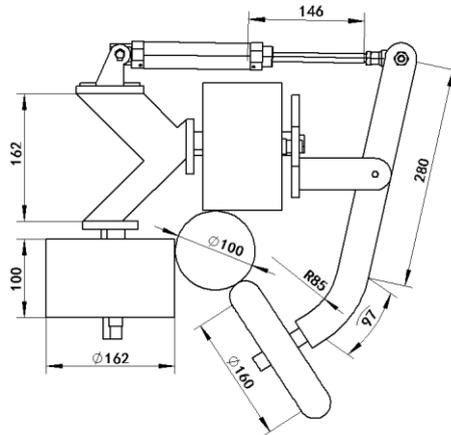
1. Push rod cylinder 2. Connecting frame 3. Clamping wheel

图3 抱合夹紧机构结构示意图

Fig 3 Clamping mechanism structure diagram

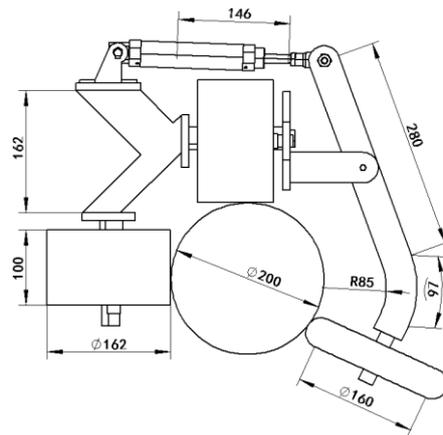
2.1.2 气压系统参数

根据前期对速生林场的调查，确定需要整枝的树木直径在 10-20 cm 之间。使用 SolidWorks 软件进行模拟分析，预设树干最小直径 100 mm，最大直径 200 mm，如图 4 所示，可确定推杆气缸行程应大于 146 mm。



a. 100 mm 胸径夹紧状态

a. 100 mm chest diameter clamping state



b. 200 mm 胸径夹紧状态

b. 200 mm chest diameter clamping state

图 4 模拟夹紧状态图

Fig 4 Simulated clamping state diagram

为确定推杆气缸推力，对抱合夹紧机构进行简化，并进行受力分析，如图 5 所示。

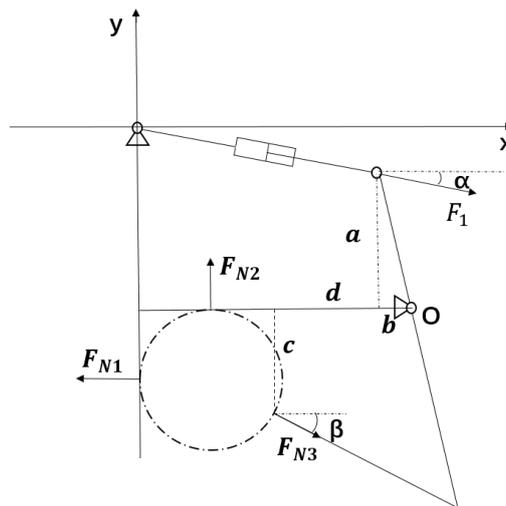


图 5 受力分析图

Fig 5 Force analysis diagram

以连接架、夹紧轮和气缸推杆为研究对象，可列出如式 1 的力矩方程。

$$F_1 \sin \alpha \cdot b + F_{N3} \sin \beta \cdot d + F_{N3} \cos \beta \cdot c = F_1 \cos \alpha \cdot a \quad (1)$$

式 1 中  $F_1$  为推杆气缸推力，N； $F_{N3}$  为夹紧轮夹紧力，N；当树干直径为 20 cm 时，推杆气缸推力达到峰值，通过测量可以得出  $\alpha=2.17^\circ$ ， $\beta=35.46^\circ$ ， $a=283.08$  mm， $b=99.35$  mm， $c=294.19$  mm， $d=306.67$  mm。

求解可得  $F_1$  和  $F_{N3}$  的关系为：

$$F_1 = 1.50F_{N3} \quad (2)$$

摩擦力  $F_f$  由式 3 得出：

$$F_f = \mu F_N = mg \quad (3)$$

式中  $F_f$  为摩擦力，N； $\mu$  为摩擦系数，0.1； $F_N$  为夹紧力，N； $m$  为整机质量，61.25 kg； $g$  为重力加速度， $9.8 \text{ m/s}^2$ 。

为保证整枝机工作时处于平衡状态，爬升过程中尽量避免产生附加力矩，在 SolidWorks 软件中对虚拟

样机进行合理配重，并在实际加工中进行了微调，使得式 4 成立。

$$F_{N1} = F_{N2} = F_{N3} = 1/3 F_N \quad (4)$$

通过式 2、3 和 4 联立可以求得  $F_1=3001.25\text{N}$ ，即推杆气缸推力应大于 3001.25 N。

所使用的空气压缩机最大压力为 7.0 Bar，则推杆气缸缸径 A 可由式得出

$$A = \frac{F}{P} \quad (5)$$

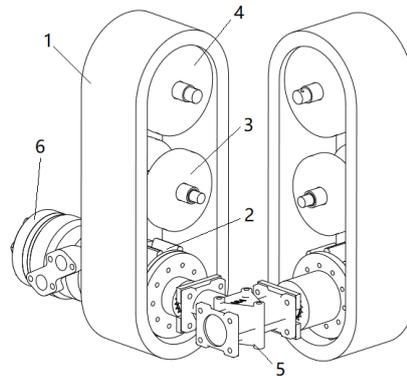
式中 A 为推杆气缸缸径， $\text{cm}^2$ ；F 为气缸推力，306.04 kgf；P 为压力，7.14 kgf/ $\text{cm}^2$ 。

代入各数值可以求得推杆气缸缸径  $A=42.86 \text{ cm}^2$ 。

## 2.2 行走机构

### 2.2.1 整体结构设计

为自主适应树干不规则形状，增强整枝机通过性和稳定性，减小自重，本机的行走机构采用单马达驱动双履带的设计，主要包括双履带总成液压传动系统，如图 6 所示。其中双履带总成包括主动轮、张紧轮和支撑轮；液压传动系统是由液压马达经传动轴与一条履带总成的主动轮相连，两条履带总成的主动轮再分别通过单法兰型联轴器与 1:1 锥齿轮直角换向器相连。



1.橡胶履带 2.主动轮 3.支撑轮 4.张紧轮 5. 1:1 锥齿轮直角换向器 6.液压马达

1. rubber track 2. main wheel 3. support wheel 4. tensioning wheel 5. 1:1 bevel gear right angle commutator 6. hydraulic motor

图 6 行走机构结构示意图

Fig 6 Walking mechanism structure schematic diagram

### 2.2.2 液压系统参数

整枝机在爬升过程中，预设整枝机爬升过程的匀速阶段线速度  $v = 3 \text{ m/s}$ ，总功率  $P_3$  包括克服重力需要的功率  $P_1$  和提供动能需要的功率  $P_2$ ，在不考虑打滑的情况下，摩擦力与重力相等， $P_1$  与  $P_2$  也相等，则总功率  $P_3$  可由式 6 得出：

$$P_3 = P_1 + P_2 = 2mgv \quad (\text{W}) \quad (6)$$

系统传动效率可由式 7 得出：

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2^2 \times \eta_3^2 \quad (7)$$

式中  $\eta$  为总传递效率； $\eta_1$  为液压马达与主动轮传递效率，0.98； $\eta_2$  为联轴器传递效率，0.95； $\eta_3$  为 1:1 锥齿轮直角换向器传递效率，0.90。

液压马达的输出功率  $P$  可由式 8 得出：

$$P = \frac{P_3}{\eta} \quad (8)$$

液压马达转速  $n$  可由式 9 得出：

$$n = \frac{v}{2\pi r} \quad (9)$$

式中  $r$  为主动轮半径, 0.056 m。

液压马达扭矩  $T$  可由式 10 得出:

$$T = 9550 \frac{P}{n} \quad (10)$$

代入相关数据得  $P=5002.08$  W,  $n=8.53$  r/s,  $T=93.29$  N·m。

### 3 冲击切削过程仿真试验

#### 3.1 试验原理与指标

整枝机在攀爬过程中, 刀具和枝条在冲击切削作用下发生塑性变形, 枝条最终断裂脱落。刀具在作业过程中受力复杂, 我们根据材料力学畸变能密度理论, 使用 Ansys Workbench Explicit Dynamics 模拟冲击切削过程, 以作业过程最大等效应力为评价指标, 其值如式 11 所示(吴家龙, 2016), 研究冲击切削参数对枝条所受应力影响, 保证整枝效果的前提下, 探究降低最大等效应力的最佳设计参数组合。

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} \quad (11)$$

式中  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  分别为第一、第二、第三主应力, MPa。

#### 3.2 试验方法

在 Solidworks 软件中建立不同试验组的冲击切削实体模型, 导入 Ansys Workbench Explicit Dynamics 中; 根据周玉成和陶嗣巍等人对毛白杨和刀具力学本构参数的研究, 设置材料本构参数如表 3 所示(周玉成等, 2018; 陶嗣巍, 2013), 设置刀具为刚体, 枝条和树干为柔性体; 修改全局接触类型为摩擦接触, 设置摩擦系数为 0.3; 在枝条与树干接触部位添加固定副, 在树干底部添加固定支撑; 使用四面体网格划分方法, 分别调整几何结构单元尺寸, 刀具 45 mm, 树干 25 mm, 枝条 5 mm, 生成网格; 添加所需初始速度, 方向沿 z 轴正向; 设置分析时间为 0.02 s, 开启侵蚀控制, 增加步感知输出控制结果点数至 100, 求解不同试验组的最大等效应力。仿真试验作业过程如图 10 所示。

表 3 仿真材料属性

Table 3 Simulation of material properties

几何结构 Geometrical structures	密度 Density/ (kg·m <sup>-3</sup> )	杨氏模量 Young's modulus/ GPa	泊松比 Poisson's ratio
刀具 Cutting tool	7850	200	0.3
枝条 Twig	605	1.6	0.3
树干 Tree trunk	639	2.0	0.3

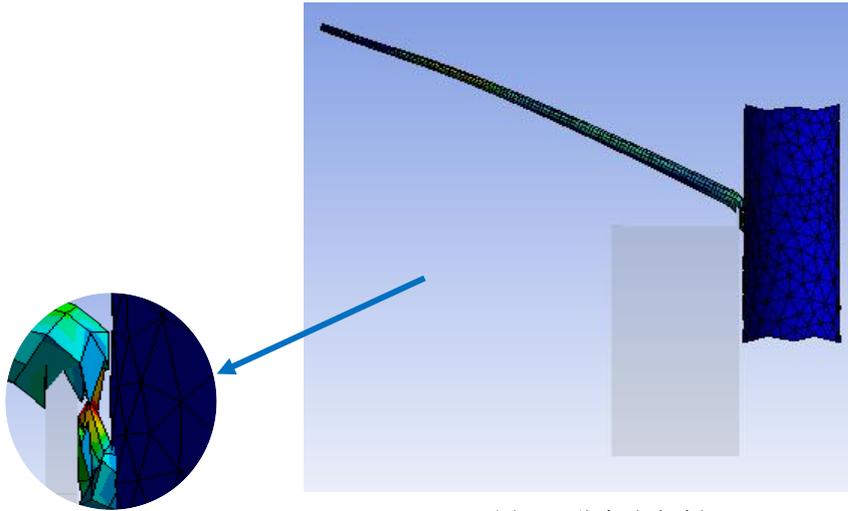


图 10 仿真试验过程

Fig 10 Simulation of the test process

### 3.3 试验方案与结果分析

#### 3.3.1 仿真试验方案

通过前期理论设计结果可以得出，整机质量、刀具刃角和切削速度均会影响最大等效应力。选取整机质量、刀具刃角、切削速度为试验因素，分析其对冲击切削过程枝条所受最大等效应力的影响。试验时设置整机质量区间为 50.0~65.0 kg，刀具刃角区间为 15~30 °，切削速度区间为 2.50~4.00 m/s，因此设整机质量为  $X_1$ 、刀具刃角为  $X_2$ 、切削速度为  $X_3$ ，考核指标为最大等效应力  $\sigma$ ，依据 Box-Behnken 试验设计方法(童俊华等, 2021; 李永磊等, 2020; 陆强等, 2021)，对其进行 3 因素 3 水平正交试验，试验因素编码表如表 4 所示。

表 4 试验因素与水平

Table 4 Factors and factor levels of experiment

水平 Level	因素 Factor		
	整机质量 Machine quality $X_1$ /kg	刀具刃角 Cutting edge angle $X_2$ /(N· m) $X_2$ /°	切削速度 Cutting speed $X_3$ (m·s <sup>-1</sup> )
-1	50.00	15.00	2.50
0	57.50	22.50	3.25
1	65.00	30.00	4.00

#### 3.3.2 方差分析

为探寻速生林活立木整枝机的最佳工作参数，利用 Design Expert 软件对试验结果进行二次回归分析，并进行多元回归拟合(耿端阳等, 2021)，得到最大等效应力  $\sigma$  试验指标的回归方程，如式 12 所示，并对其进行方差分析，试验方案和结果如表 5 所示。

$$\begin{aligned} \sigma = & 4.74 + 0.046X_1 + 0.067X_2 + 0.099X_3 \\ & - 0.039X_1X_2 - 0.011X_1X_3 - 0.045X_2X_3 \quad (12) \\ & - 0.028X_1^2 + 0.32X_2^2 - 0.001547X_3^2 \end{aligned}$$

表 5 试验方案和结果

Table 5 Test plan and results

试验组 No.	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$\eta$
1	-1	0	-1	4.5761
2	-1	-1	0	4.8839
3	0	0	0	4.7334
4	0	1	1	5.1993
5	0	1	-1	5.0889
6	0	-1	1	5.1353
7	0	0	0	4.7289
8	1	1	0	5.1052
9	-1	0	1	4.7913
10	-1	1	0	5.0601
11	0	0	0	4.7184
12	0	0	0	4.7121
13	1	-1	0	5.0838
14	1	0	-1	4.7121
15	0	-1	-1	4.8286
16	1	0	1	4.8324
17	0	0	0	4.7126

回归方程的方差分析结果如表 6 所示，由表可得，最大等效应力的回归模型拟合度极显著 ( $P < 0.01$ )，且各回归模型失拟项不显著，表明回归模型拟合度高；模型决定系数  $R^2 = 0.9758$ ，表明最大等效应力的变化有 97.58% 来源于试验因素；模型信噪比为 27.393，大于 4，表明模型较优可以用于参数优化。 $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$ 、 $x_2^2$  项极显著 ( $P < 0.01$ )， $x_1x_2$ 、 $x_2x_3$  项显著 ( $P < 0.05$ )，其余项均不显著，试验因素对最大等效应力的影响顺序依次为  $X_1 > X_2 > X_3$ ，通过剔除式 3 中的不显著项，得到简化后的回归方程为式 13。

$$\sigma = 4.74 + 0.046X_1 + 0.067X_2 + 0.099X_3 - 0.039X_1X_2 - 0.045X_2X_3 + 0.32X_2^2$$

表 6 最大等效应力的方差分析

Table 6 Analysis of variance for climbing efficiency

来源 Variance sources	平方和 Sum of deviations squares	自由度 Freedom of degree	均方 Mean square	F	P
模型 Model	0.57	9	0.063	72.55	<0.0001**
$x_1$	0.017	1	0.017	19.63	0.0030**
$x_2$	0.036	1	0.036	41.23	0.0004**
$x_3$	0.078	1	0.078	89.45	<0.0001**
$x_1x_2$	0.00599	1	0.0000081	6.87	0.0344*
$x_1x_3$	0.00046	1	0.00046	0.53	0.4913
$x_2x_3$	0.00826	1	0.00826	9.47	0.0179*
$x_1^2$	0.00323	1	0.00323	3.70	0.0957
$x_2^2$	0.42	1	0.42	484.19	<0.0001**
$x_3^2$	0.00001	1	0.00001	0.012	0.9174
残差 Residual	0.0061	7	0.00087		
失拟 Lack of fit	0.0043	3	0.00143	3.22	0.1442
误差 Pure Error	0.0018	4	0.00045		
总和 Total	0.58	16			

注： $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$  分别为  $X_1$ 、 $X_2$ 、 $X_3$  的水平值。\*表示影响显著， $P < 0.05$ ；\*\*表示影响极显著， $P < 0.01$ 。

Note:  $x_1$ 、 $x_2$  and  $x_3$  are the level values of  $X_1$ 、 $X_2$  and  $X_3$ . \* means the influence is significant,  $P < 0.05$ ; \*\* means the influence is highly significant,  $P < 0.01$ .

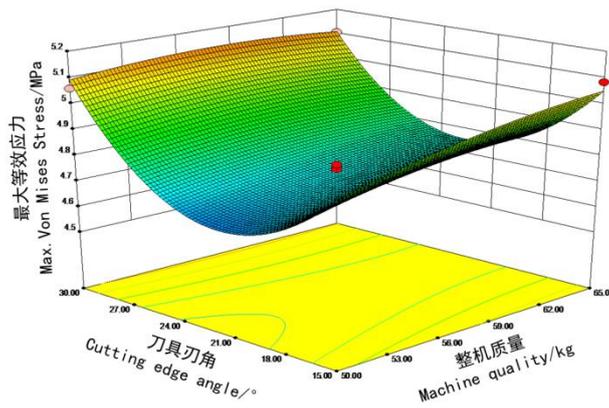
### 3.3.3 交互因素对指标的影响规律分析

依据最大等效应力的回归模型，将其中 2 个试验因素置于 0 水平，分析其他因素对试验指标的影响，绘制交互因素对最大等效应力响应面图，如图 11 所示。

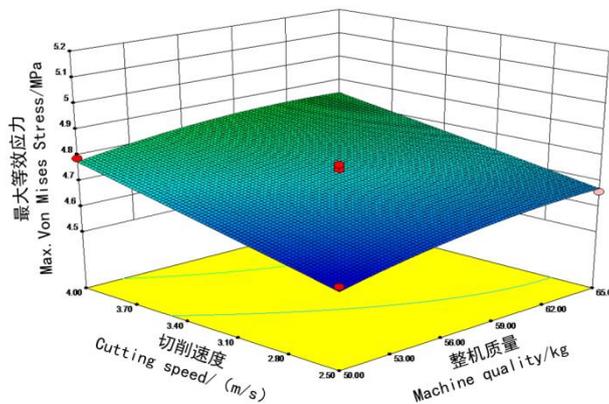
由图 11a 可得，当切削速度为 3.25 m/s 时，整机质量一定，最大等效应力随刀具刃角的增加先减小后增加。这是由于减小刀具刃角有利于减小切割阻力，正应力增加，增加刀具刃角会增加刀具与枝条的接触面积，切应力增加；刀具刃角一定，最大等效应力随整机质量的增加而增加，但增加趋势不明显，影响较小。

由图 11b 可得，当刀具刃角为 22.5° 时，整机质量一定，最大等效应力随切削速度的增加而增加；切削速度一定，最大等效应力随整机质量的增加而增加。根据动量定理，整机质量和切削速度与最大等效应力成正比，与试验结果相符。

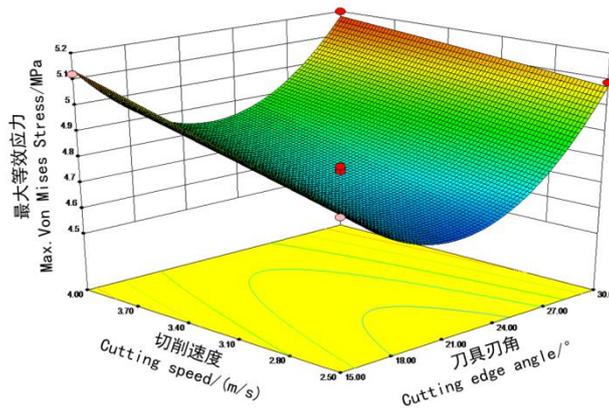
由图 11c 可得，当整机质量为 57.5 kg 时，刀具刃角一定，最大等效应力随切削速度的增加而增加；切削速度一定，最大等效应力随刀具刃角的增加先减小后增加。由于动力源限制，切削速度设计范围较小，切削速度增加，最大等效应力增加趋势缓慢，而刀具刃角对最大等效应力值的变化影响较大。



a.  $\sigma = f(A, B, 3.25)$



b.  $\sigma = f(A, 22.5, C)$



c.  $\sigma=f(57.5, B, C)$

图 11 交互因素对最大等效应力的响应面

Fig 11 Response surface of interaction factors to Max. Von Mises Stress

3.3.4 参数优化

在保证修枝效果的前提下，为降低枝条所受应力，得到整枝机最佳设计参数组合，对试验进行优化设计(侯加林等，2021)，建立参数化数学模型，目标函数与约束条件为

$$\left\{ \begin{array}{l} \min \sigma(X_1, X_2, X_3) \\ \text{s.t.} \left\{ \begin{array}{l} 50.00 \ll X_1 \gg 65.00 \\ 15.00 \ll X_2 \gg 30.00 \\ 2.50 \ll X_3 \gg 4.00 \end{array} \right. \end{array} \right\} \quad (13)$$

对参数进行最优化求解，得到结果为：当整机质量为 50.84 kg，刀具刃角为 21.00°，切削速度为 2.52 m/s 时，最大等效应力达到最低为 4.5586 MPa。

4 林间测试

根据前期理论设计，选取最佳参数组合，加工样机一台，并于 2023 年 4 月，在河北省固安县毛白杨林区进行攀爬修枝性能测试，林间测试作业过程如图 12 所示。



图 12 林间测试作业

Fig 12 Forest test operations

本次测试共选取不同胸径生长状况良好的毛白杨 25 棵，林间测试可得：整枝机修剪单棵平均作业用时不超过 30 s，最大攀爬高度可达 6.03 m，最大修枝直径可达 3.12 cm，整体修枝效果如图 13 所示。其中胸径 14 cm 以下树干较早出现打滑现象；胸径 18 cm 以上树干出现冲击切削力不足现象，部分枝条产生劈裂现象。测试可得本样机最佳适应树干胸径范围为 14~18 cm。测试指标及其结果如表 7 所示。



a. 平整 b. 轻微劈裂 c. 劈裂

a. Smooth b. Slight splitting c. Splitting

图 7 整体修枝效果

Fig 7 Pruning effect

表 7 测试指标及其结果

Table 7 Test indicators and their results

树干胸径 Trunk diameter at breast height/ cm	测试数量 Number of tests	最大攀爬高度 Maximum climbing height/m	最大修枝直径 Maximum pruning diameter/cm	整体修枝效果 Pruning effect
10~12	5	6.43	1.95	平整 Smoothing
12~14	5	6.75	2.13	平整 Smoothing
14~16	5	8.33	2.73	轻微劈裂 Slight splitting
16~18	5	8.40	3.12	轻微劈裂 Slight splitting
18~20	5	7.21	2.61	劈裂 Splitting

## 5 结论

1) 为解决速生林整枝工作强度大、效率低、危险系数高的现状,本文研发了一款速生林活立木整枝机,可广泛应用于速生林的整枝作业。为解决速生林整枝工作强度大、效率低、危险系数高的现状,本文研发了一款速生林活立木整枝机,可广泛应用于速生林的整枝作业。

2) 本文重点对整枝机的抱合夹紧机构、行走机构和切削机构进行机构设计和理论分析。确定了推杆气缸的最小行程为 146 mm,最大推力为 3001.25 N;液压马达的最小功率为 5002.08 W,最小转速为 8.53 r/s,最小扭矩为 93.29 N·m。以上参数的确定保证了整枝机设计的合理性和可靠性,为同类型整枝机的设计研发提供了理论计算方法。

3) 进行了冲击切削过程仿真试验,建立了整机质量、刀具刃角和切削速度 3 个影响因素和最大等效应力指标之间的数学回归模型,确定了最佳组合参数:当整机质量为 50.84 kg,刀具刃角为 21.00°,切削速度为 2.52 m/s 时,枝条所受最大等效应力最低为 4.5586 MPa。使用最佳参数组合设计的样机进行林间测试,单棵树平均作业用时不超过 30 s,最大攀爬高度可达 8.4 m,最大修枝直径可达 3.12 cm,整体攀爬修枝效果良好。

本文设计的整枝机已经实现攀爬修枝功能,后续将对其精准智能控制系统进行设计优化。本装备也可作为重载爬升平台,搭载多种设备,实现高大树木的高空作业需求。

## 参考文献

- Chen C, Park T, Wang X, et al. China and India lead in greening of the world through land-use management[J]. *Nature Sustainability*, 2019, 2(2):122-129.
- 张群. 人工修枝对提高杉木木材质量影响的研究[D]. 中国林业科学研究院, 2011.
- (Zhang Qun. Study on the Effect of Green-Pruning to Improve the Wood Quality of Chinese Fir[D]. China Academy of Forestry Science, 2011. [in Chinese])
- 马永春. 杨树人工林修枝机理及修枝技术体系的研究[D]. 南京林业大学, 2012.
- (Ma Yongchun. Research on Pruning Mechanism and System of Pruning Technology of Poplar Plantation[D]. Nanjing Forestry University, 2012. [in Chinese])
- 崔璨. 基于节子剖析数据的红松人工林整枝技术研究[D]. 东北林业大学, 2018.
- (Cui Can. Research on branch pruning technology based on knot analysis of planted Korean pine trees[D]. Northeast Forestry University, 2018. [in Chinese])
- S, Ueki, H, et al. Development and experimental study of a novel pruning robot[J]. *Artificial Life & Robotics*, 2011.
- Ishigure Y, Hirai K, Kawasaki H. A pruning robot with a power-saving chainsaw drive[C]. *Mechatronics and Automation (ICMA)*, 2013 IEEE International Conference on. IEEE, 2013.
- Gui P, Tang L, Mukhopadhyay S. A Novel Robotic Tree Climbing Mechanism With Anti-Falling Functionality for Tree Pruning[J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2017.
- 恩斯特·约尔丹. 用于活立木脱枝的设备, CN105979768B [P]. 2016-09-28.
- (Ernst Jordaen. Apparatus for de-branching live standing trees, CN105979768B [P]. 2016-09-28.[in Chinese])
- 崔嵩鹤, 姜树海, 耿志斌. 人工林立木整枝作业机械研究进展[J]. *世界林业研究*, 2019, 32(5): 47-51.
- (Cui Songhe, Jiang Shuhai and GengZhibin. Research Progress in Tree Pruning Machinery for Plantation[J]. *World Forestry Research*, 2019, 32(05): 47-51. [in Chinese])
- 霍光青. 螺旋升降式立木整枝机的研究[D]. 北京林业大学, 2008.
- (Huo Guangqing. Studies on Tree's Truning Machine with Spiral Movements [D]. Beijing Forestry University, 2008. [in Chinese])
- 张俊梅. 人工林无线电传输特性与立木整枝机控制系统研究[D]. 北京林业大学, 2005.
- (Zhang Junmei. Studies on Radio Wave Propagation Mechanisms Through Plantation Forest and Control System of Pruning Machine [D]. Beijing Forestry University, 2005. [in Chinese])
- 胡昕卉, 李文彬, 阚江明. 面向整枝机控制的手势识别技术研究[J]. *北京林业大学学报*, 2017, 39(2): 117-24.
- (Hu Xinhui, Li Wenbin, Kan Jiangmin. Gesture control technology based on surface electromyography for automatic pruning

- machine[J]. Journal of Beijing Forestry University, 2017, 39(2): 117-24. [in Chinese])
- 邵金祥. 爬树修枝机器人控制系统设计与试验研究[D]. 山东农业大学, 2016.  
(Shao Jinxiang. Design and test of the control system of the robot to climb trees pruning[D]. Shandong Agricultural University, 2016. [in Chinese])
- 田丰硕. 速生林高效爬树修枝机优化设计与试验研究[D]. 山东农业大学, 2018.  
(Tian Fengshuo. Optimized Design and Test of Efficient Tree-climbing Pruning Machine for Fast-growing Forest[D]. Shandong Agricultural University, 2018. [in Chinese])
- 王金鹏, 高凯, 桂晨晨, 等. 一种基于柔性刀具的爬树修枝机器人, CN210113822U[P]. 2020-02-28.  
(Wang JP, Gao K, Gui CC, et al. A flexible tool-based tree climbing and pruning robot, CN210113822U[P]. 2020-02-28. [in Chinese])
- 顾祖成, 郭克君, 徐诚. 一种爬树打枝机器人, CN106888825B [P]. 2017-06-27.  
(Gu ZC, Guo KJ, Xu CE. A tree-climbing and branch-beating robot, CN106888825B [P]. 2017-06-27. [in Chinese])
- 李文彬, 班以琛, 崔芸瑞, 等. 一种履带式液压驱动立木整枝机, CN213907614U[P]. 2021-08-10.  
(Li W B, Ban Y C, Cui Yun R, et al. A kind of crawler type hydraulically driven standing tree trimmer, CN213907614U[P]. 2021-08-10. [in Chinese])
- 吴家龙. 弹性力学. 第3版[M]. 北京: 高等教育出版社, 2016.  
(Wu J L. Elastic Mechanics. 3rd edition [M]. Beijing: Higher Education Press, 2016. [in Chinese])
- 周玉成, 宋明亮, 马岩, 杨春梅, 张佳微, 邓英健, 蒋婷. 太阳能储能地板设计及传热模型仿真分析[J]. 林业科学, 2018, 54(11): 149-157.  
(ZHOU Yucheng, SONG Mingliang, MA Yan, YANG Chunmei, ZHANG Jiawei, DENG Yingjian, JIANG Ting. Design of Solar Energy-Storage Flooring and Simulation Analysis of Heat Transfer Modeling [J]. Forestry Science, 2018, 54(11): 149-157. [in Chinese])
- 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.  
(Tao Siwei. Research on Trees Wind-induced Vibration Characteristics Based on Testing Methods and FEM simulation[D]. Beijing Forestry University, 2013. [in Chinese])
- 童俊华, 孟青新, 辜松, 等. 温室水培叶菜高速稀植机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2021, 37(1): 1-9.  
(Tong Junhua, Meng Qingxin, Gu Song, et al. Design and experiment of high-speed sparse transplanting mechanism for hydroponics pot seedlings in greenhouses[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2021, 37(1): 1-9. [in Chinese])
- 李永磊, 万里鹏程, 陈海军, 等. 批次式种子清选装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2020, 36(23): 48-58.  
(Li Yonglei, Wan Lipengcheng, Chen Haijun, et al. Design and experiment of batch seed cleaning device[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2020, 36(23): 48-58. [in Chinese])
- 陆强, 郑燕萍. 基于正交试验法的纯电动赛车动力参数优化[J]. 森林工程, 2021, 37(03): 88-94+102.  
(LU Qiang, ZHENG Yanping. Dynamic Parameter Optimization of Pure Electric Racing Car Based on Orthogonal Test Method[J]. Forest Engineering, 2021, 37(03): 88-94+102. [in Chinese])
- 耿端阳, 孙延成, 李华彪, 等. 履带式坡地玉米收获机设计与试验[J]. 农业工程学报, 2021, 37(13): 11-19.  
(Geng Duanyang, Sun Yancheng, Li Huabiao, et al. Design and experiment of crawler corn harvester for sloping fields[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2021, 37(13): 11-19. [in Chinese])
- 侯加林, 刘全程, 李天华, 等. 双充种室大蒜单粒取种装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2021, 37(14): 21-32.  
(Hou Jialin, Liu Quancheng, Li Tianhua, et al. Design and experiment of the garlic seed metering device with double seed-filling chambers[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2021, 37(14): 21-32. [in Chinese])