

# 茶樹拔根機之設計及其性能之測定試驗研究\*

## Studies on Design of Tea Plant Uprooting Machine and Mechanical Performance Test

常 昭 鳴 \*\* *Phillip Jau-ming Chang*

### 一、前 言

茶樹屬多年生之常綠喬木或灌木，適應力甚強，除過於乾旱的區域外，幾乎任何氣候均可生長。其壽命常有高達百餘年者，而經濟生產樹齡至目前尚無定論，但一般言之，約在五十年左右。

本省之茶園根據農林廳五十一年調查報告中指出樹齡在五十年以上之茶樹估計達12,253.47公頃，高佔本省茶園總面積之 32.44%，此等茶園已屆衰老期，失却經濟生產價值，應予設法更新。

我國茶園一向管理粗放，臺灣茶區亦然，除所謂施行最輕度之「手摘修剪」(Skiff-Pruning)及最深度之「台刈」(Collar pruning)更新外，過去從未採用任何適當管理系統，尤其本省茶區，在管理工作或更新工作中仍運用鋤頭和雙手，不獨花費勞力，且其效果並不理想。

國外茶區早於1904年 G. W. Sutton 氏曾在印度設計茶園動力耕耘機，至1911年 George F. Mitchell 氏首創大型茶園機具，據當時 Pinehurst 茶區試用之報導較人工可減五分之四至七分之六，足見國外茶區近年來對茶園經營機械化之努力至為積極。

目前本省工業日益發達，農林面積漸減，為達集約經營並有效利用耕地起見，茶區之衰老及劣種茶樹均應漸予淘汰，其更新工作當有各種機具以資配合，因之茶樹拔根機(Uprooting Machine)之製作至為重要。

### 二、材 料 及 方 法

本試驗係利用平鎮茶業試驗所農機實驗工廠之現有設備以各種鐵材為原料試行設計製作齒輪式手動拔根機使用並加修改後測定其機械性能，且與人工拔根作一比較，以分析其經濟價值。

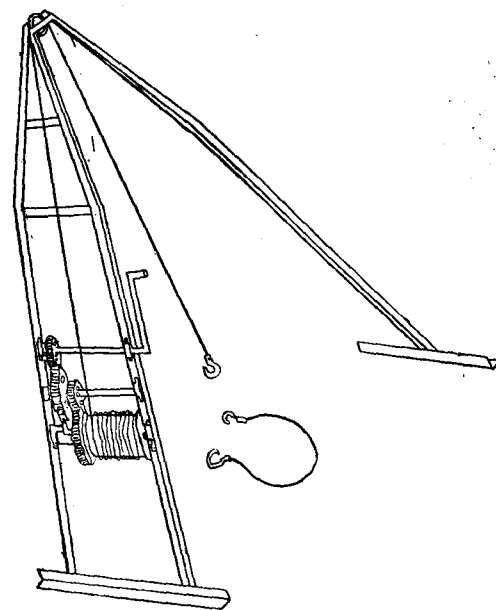
### 三、結 果 與 討 論

#### (一)、機械設計：

本設計係利用簡單之機械原理，依照所要拔除茶頭之大小，製作 A. B. C. 三種型式之齒輪式手動茶樹拔根機，其構造與型式大致相同，僅按受力之情形不同，而選定之材料稍有區分，其體積與重量略有差異。

##### 1. 三角支架體：

用 2 吋角鐵為材料，製成三角支架體，支架之頂端為一 1 ½ 吋直徑之滑輪，滑輪槽內套一鋼索，一端連於齒輪絞盤，另一端接一倒鈎，以倒鈎環套茶機，手搖絞盤柄，即可將茶機拔起。(結構如圖一)



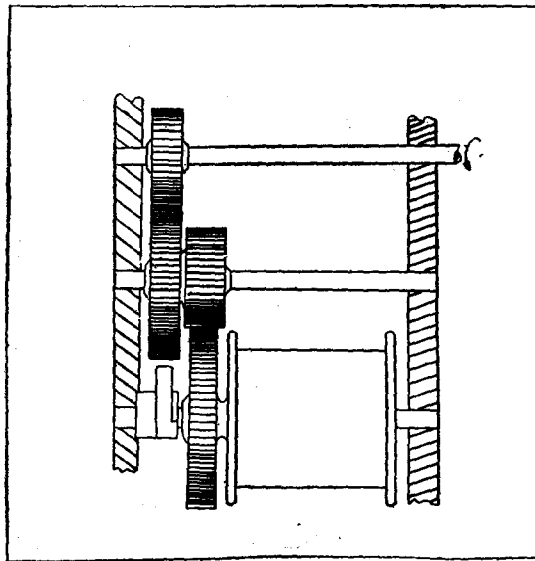
拔根機全圖  
比例 1:20m

##### 2. 齒輪傳動組

齒輪傳動組(如圖二)為本設計之最重要部份，

\* 本試驗研究承國家長期發展科學委員會補助，試驗期間承所長吳振鐸教授親予指導，文成後復蒙賜予教正，謹致謝忱。

\*\* 平鎮茶業試驗所技士。



傳動組剖面圖  
比例 1:4m

係利用一組大小不同之齒輪配合在一起，以達到省力的目的，每一齒輪上齒數之多寡決定機械利益之大小，可由設計者自行決定，本設計之 A, B, C 三種型式，其機械利益略有差異，一方面係因受力情形不同，茶株大小不同，同時在製造上亦有若干問題需要考慮，因此機械利益大小之決定，無法完全一致。

(二)、機械性能測定：

1. 基本性能測定：

項目 拔根機型式	全重 (公斤)	高 (公分)	寬 (公分)	最大拉力 (公斤)	機械利益
A 型	57	226	37	1500	50
B 型	41	190	38	1000	30
C 型	34.6	147	26	800	40

2. 材料與規格：

項目 拔根機型式	三角支架體		傳動齒輪		絞盤輪 直徑 (公分)	搖柄 長度 (公分)	鋼索
	重量 (公斤)	材料	速比	材料			
A 型	32	2" 角鐵	30-100-30-120	鑄鐵	12.5	50	$\frac{3}{8}$ "
B 型	19	1½" 角鐵	28-58-28-100	鑄鐵	15	60	$\frac{1}{4}$ "
C 型	17.6	1" 角鐵 1" 槽鐵	25-60-25-100	鑄鐵	15	60	$\frac{3}{8}$ "

3. 機械利益之計算：

A：機械利益

F：作用力

W：茶纖拉力

R：搖柄長度

D：絞盤輪直徑

Gdr 1：一號主動齒輪齒數

Gdr 2：二號主動齒輪齒數

Gdn 1：一號從動齒輪齒數

Gdn 2：二號從動齒輪齒數

(1)、A型拔根機

$$Gdr 1 = 30$$

$$Gdn 1 = 100$$

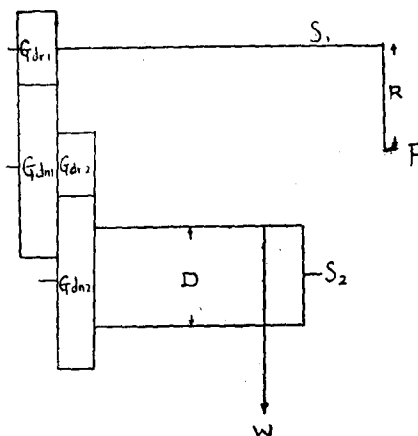
$$Gdr 2 = 30$$

$$Gdn 2 = 120$$

$$R = 50cm$$

$$D = 12.5cm$$

$$\therefore \frac{\text{Turns } S_2}{\text{Turns } S_1} = \frac{30 \times 30}{100 \times 120}$$



$$\frac{\text{Speed } W}{\text{Speed } F} = \frac{30 \times 30}{100 \times 120} \times \frac{12.5}{50} = \frac{3}{160}$$

$$\therefore A = \frac{160}{3} = 53.3$$

即機械利益為50

如  $W = 1500\text{kg}$  (A型之最大拉力)

$$\text{則 } F = \frac{W}{A} = \frac{1500}{50} = 30\text{kg}$$

(2)、B型拔根機

$$\text{Gdr } 1 = 28$$

$$\text{Gdn } 1 = 58$$

$$\text{Gdr } 2 = 28$$

$$\text{Gdn } 2 = 100$$

$$R = 60\text{cm}$$

$$D = 15\text{cm}$$

$$\therefore \frac{\text{Turns } S_2}{\text{Turns } S_1} = \frac{28 \times 28}{58 \times 100}$$

$$\frac{\text{Speed } W}{\text{Speed } F} = \frac{28 \times 28}{58 \times 100} \times \frac{15}{60} = \frac{49}{1450}$$

$$\therefore A = \frac{1450}{49} = 29.4$$

即 機械利益約為30

如  $W = 1000\text{kg}$  (B型之最大拉力)

$$\text{則 } F = \frac{W}{A} = \frac{1000}{30} = 33\text{kg}$$

(3)、C型拔根機

$$\text{Gdr } 1 = 25$$

$$\text{Gdn } 1 = 60$$

$$\text{Gdr } 2 = 25$$

$$\text{Gdn } 2 = 100$$

$$R = 60\text{cm}$$

$$D = 15\text{cm}$$

$$\therefore \frac{\text{Turns } S_2}{\text{Turns } S_1} = \frac{25 \times 25}{60 \times 100}$$

$$\frac{\text{Speed } W}{\text{Speed } F} = \frac{25 \times 25}{60 \times 100} \times \frac{15}{60} = \frac{5}{192}$$

$$\therefore A = \frac{192}{5} = 38.5$$

即 機械利益約為40

如  $W = 800\text{kg}$  (C型最大拉力)

$$\text{則 } F = \frac{W}{A} = \frac{800}{40} = 20\text{kg}$$

(三)、人工與機械拔根效率比較：

本拔根機經設計製造完成後，於平鎮茶業試驗所園場選擇不同品種舉行實地操作，其拔除茶頭達四百株，茶頭拔除時，其餘所需之拉力加以記載外，拔除

後之茶頭根部圍徑亦量得後作成記錄，根據該項資料，分析後發現根部之長度或其圍徑之大小與所費之拉力間小於 0.3，僅屬低度相關，也就是說它們彼此並無顯著之關係存在，只要在機械容許能力範圍之內並無絲毫影響，如果超過機械之能力，僅造成機械本身之損壞，但在操作時間上，亦即機械效率上，拔根機顯較人工拔除高七倍餘（如表一）

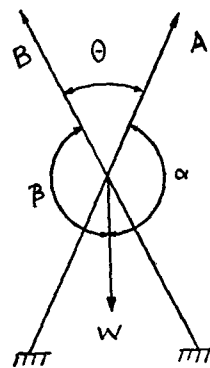
表一：人工與機械拔根效率比較

根部圍徑組距 (cm)	人 工	拔 根 機
50 ~ 70	10' 20"	34"
70 ~ 90	9' 45"	38"
90 ~ 110	10'	1' 40"
110 ~ 130	9' 50"	2' 25"
130 ~ 150	10' 58"	1' 25"
150 以上	9' 35"	2' 20"
分 散	10' 48"	1' 25"
平 均	10' 11"	1' 29"

註：本表列資料中組距根據四次重複調查所得。

四、拔根機角架適當角度之分析：

本拔根機之三角支架所張角度可自由調節，其角度大小直接影響支架受力之分佈，因之對材料之選用關係至巨，其分佈大致如後：



$$A = B$$

$$\alpha = \beta$$

根據正弦定律

$$\text{則 } \frac{W}{\sin \theta} = \frac{A}{\sin \beta} = \frac{B}{\sin \alpha}$$

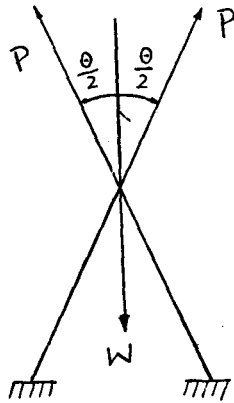
$$\therefore A = \frac{W \sin \beta}{\sin \theta}$$

$$= \frac{\sin \beta}{\sin \theta} W$$

如  $\theta$  角一定

則  $A \propto W$

即拉力愈大其支架體所受力亦愈大



如 P. P. W 三力平衡

$$\text{則 } 2P \cos \frac{\theta}{2} = W$$

今 W 如為最大拉力

即 W 保持一定

$$\begin{aligned} \text{則 } P &= \frac{W}{2 \cos \frac{\theta}{2}} \\ &= \frac{W}{2} \times \frac{1}{\cos \frac{\theta}{2}} \end{aligned}$$

$$\text{即 } P \propto \frac{1}{\cos \frac{\theta}{2}}$$

$$\text{若 } \frac{\theta}{2} \quad 90^\circ \rightarrow 0^\circ$$

$$\cos \frac{\theta}{2} \quad 0 \rightarrow 1$$

$$\frac{1}{\cos \frac{\theta}{2}} \quad \infty \rightarrow 1$$

$$\text{則 } P \quad \infty \rightarrow \frac{W}{2}$$

即  $P \propto \theta$

假設  $\theta = 90^\circ$

$$\text{則 } \frac{W}{\sin 90^\circ} = \frac{P}{\sin 135^\circ}$$

$$P = \frac{W \sin 45^\circ}{\sin 90^\circ}$$

$$= 0.707 W$$

如  $\theta = 70^\circ$

$$\text{則 } \frac{W}{\sin 70^\circ} = \frac{P}{\sin 145^\circ}$$

$$\begin{aligned} P &= \frac{W \sin 35^\circ}{\sin 70^\circ} \\ &= 0.611 W \end{aligned}$$

如  $\theta = 60^\circ$

$$\text{則 } \frac{W}{\sin 60^\circ} = \frac{P}{\sin 150^\circ}$$

$$\begin{aligned} P &= \frac{W \sin 30^\circ}{\sin 60^\circ} \\ &= 0.578 W \end{aligned}$$

故  $\theta$  角愈大，則兩支架上受力亦愈大，因之支架所張角度應儘可能減小，但由於拔根機操作時係跨於茶樓兩旁，其角度大小亦應同時顧及操作時之方便，經多次使用，則以張開  $30^\circ$  至  $35^\circ$  間為最適當之角度，按所設計之高度，當兩支架張開  $30^\circ$  至  $35^\circ$  時，其間之活動範圍可有 0.8 至 1 公尺，操作時頗為方便。

(五)齒輪輪齒強度之分析：

本設計之拔根機，其最主要結構係利用齒輪，因此輪齒之強度直接影響拔根機之作用和效果。一般言之，輪齒之強度計算方式有兩種，主要決定於外力負載如何分佈，

設如：H = 齒高 (吋)

T = 齒厚 (吋)

B = 齒潤 (吋)

W = 一齒所受之最大常用載重 (磅)

P = 周節 (Pitch of tooth)

K = 節圓上之動力 (磅)

f = 每平方吋上材料之常用內力 (磅)

當兩輪銜接時，在同一時間相接觸之齒數須有兩對以上，故 W 約等於 K 之三分之二倍。

1. 當外力平均負載於齒緣時：

齒根所受之力矩 = WH

其抵抗之力矩 =  $\frac{1}{6} BT^2 f$

$$\text{則 } WH = \frac{1}{6} BT^2$$

又因 T = 0.49 H = 0.79

$$B = np \quad W = \frac{2}{3} K$$

$$\text{即 } \frac{2}{3} K \times 0.79 = \frac{1}{6} np \times 0.16 P^2 f$$

$$\text{故 } P = \sqrt{\frac{17.5}{f}} \times \sqrt{\frac{K}{n}} = C_1 \sqrt{\frac{K}{n}}$$

$$K = \frac{P^2 n f}{17.5}$$

2. 當外力偏集於齒緣之一隅時，因其抵抗面與齒根面成  $45^\circ$  角，故其力臂為  $\frac{1}{2} ab$

$$\text{則 所受力矩} = W \times \frac{1}{2} (ab)$$

$$\text{抵抗力矩} = \frac{1}{6} (ab) T^2 f$$

$$\text{故 } W \times \frac{1}{2} (ab) = \frac{1}{6} (ab) T^2 f$$

$$\text{即 } W = \frac{1}{3} T^2 f \quad T^2 = \frac{3W}{f}$$

$$\text{代入 } 0.16P^2 = \frac{3}{f} \times \frac{2}{3} K = \frac{2}{f} K$$

$$\text{故 } P = \sqrt{\frac{12.5}{f}} \times \sqrt{K} = C_2 \sqrt{K}$$

$$K = \frac{P^2 f}{12.5}$$

本設計之齒輪部分，其接觸受力甚為均勻，故平均分佈於齒緣，其計算應依第一式內各公式，而所用材料為生鐵鑄成， $f$  值為2500至6000磅之間。

$$\text{且 } C_1 = \sqrt{\frac{17.5}{f}}$$

$$C_2 = \sqrt{\frac{12.5}{f}}$$

即  $C_1, C_2$  值隨  $f$  數值而異。

(六)、人工與機械拔根費用比較：

根據人工與機械兩者拔根效率，茶園就茶頭拔除工作一項而言，每公頃 9000 株茶頭計，以人工拔除，每頭平均需時 10'11"，則總共需時 1527.5 小時，每日工作 8 小時，需化費 191 工，如果每工 30 元，則需 5,730 元，所需費用極為可觀，如用拔根機，僅需 55.6 工，工資亦以 30 計，每公頃需要 1,608 元，與人工花費相差甚多，而每台拔根機之造價約需 800 元左

右，二者比較，當以使用拔根機較為節省。

#### 四、結 論

(一)、本拔根機有 A.B.C 三種型式，係依照拔根時受力之大小而設計，其構造大致相同，僅材料稍有區分，體積和重量略有差異。

(二)、本設計主要利用簡單的機械原理，以不同齒輪之配合以達到省時省力的目的，其機械利益均在 30 以上，大者可達 50。

(三)、拔根機之拔根效率為人工拔根之 6.86 倍，重量亦未超過 60 公斤，小者僅 30 公斤，搬運很方便，同時造價便宜，適合一般農民使用。

(四)、在拔根機容許之拉力範圍以內，茶頭之大小與工作時間並無顯著的相關關係，但如超過機架負荷，則拔根機較易損壞，A 型最大拉力可達 1500 公斤，B 型 1000 公斤，C 型 800 公斤。

(五)、三角支架所張角度以  $30^\circ$  至  $35^\circ$  為最適宜，不但可使支架負荷減至最低，同時也可有 0.8 至 1 公尺之活動範圍，便於操作。

(六)、人工拔根之費用較之拔根機超出六倍有餘。且工作辛勞，拔根機之造價僅 800 元左右，一般農民可以負擔。

#### 參 考 文 獻

1. Myron L. Begeman (1957): *Manufacturing Processes.*
2. Vanton Levy Doughtie (1955): *Elements of Mechanism.*
3. C.B. Richey (1961): *Agricultural Engineering Handbook*
4. 吳振鐸 (1963): 茶葉
5. 毛滄清: 實用農業機械
6. 吳維健: 農具學 (未刊行)

#### Summary

Situated on the rolling grounds and gentle slopes of Taiwan are some 10,000 ha. of tea plantations, about one-third of which, or 3,300 ha, are of degenerated ones in need of renewal. In order to speed up the renewal work by mechanical means, the study of designs on tea bush uprooting machine is necessary. The purpose of this experiment was designed an efficient and economical implement for renewing of tea bush. Its results were summarized as following:

1. The new-designed up-rooting machine mainly consists of a frame, wire rope

and a group of gears.

2. So far as efficiency was concerned the new-designed uprooting machine has the highest working capacity in comparison with other old-fashioned tools.

3. In comparison with the conventional method. this new-designed machine can save 1082.7 hr./ha.

4. The max. load of type A is 1,500kg. The max. load of type B is 1,000kg. The max. load of type c is 800kg.

5. Mechanical advantage is from 30 to 50.

## 雲成土木包裝工業

專營：

行李  
機械 包裝出口  
木箱製造

地址：台北市環河南街一段十九號

電話：3 2 6 3 2 號 楊 穎 川

## 正 東 光 營 造 廠

經 理 李 阿 波

土 木 、 建 築 、 水 利 及 衛 生 工 程 承 辦

北 港 義 民 路 1 1 1 電 話 1 2 2