

坡地果園振動採收機之初步研究—小型 果實機械振動採收機之設計試驗^①

Study on Branch Shaker for Tree Harvesting on Slope Land- Branch Shaker Design for Harvesting Prune

國立臺灣大學農工系講師

劉 昆 揚

Liu Kun-Yang

Abstract

Most of cost in orchard production system is harvesting. It is convenient by using air compressor as a power source and using unbalance roller as shaker to harvesting prune, peach etc. In harvesting prune, it (at least) reduced 30 labors per hectare by using unbalance shaker. It is more effect to use two shaking process, first time, using high frequency and low amplitude shaker pershake the tree, After two days later, using low frequency and high amplitude shaker shakes the tree. The effect air pressure in prune harvesting is between 12kg/cm^2 and 16kg/cm^2 , Orange harvesting is between 14kg/cm^2 and 18kg/cm^2 The mechanical damage in shaking process is below 1 percentage, most of damage were fruit bumping the branch, How to improve the shaker effect is most important in future study.

摘 要

坡地果園栽培，果實採收成本佔極大比例，以空氣壓鑿機作為動力，以不平衡環振動方法採收梅等，其每公頃成本，以目前之試驗機可以取代至少 30 人工。不平衡環振動機之採收對梅、柳丁等有效，尤其分二次採收，初次以高頻低振幅預振，再次以低頻高振幅隔兩天振動，採收率提高甚多。在振動採收中，氣壓之控制範圍，以試驗記錄言，各種水果間，因其自然頻率而異，梅以 12kg/cm^2 至 16kg/cm^2 為最有效，而柳丁則以 14kg/cm^2 至 18kg/cm^2 間最為有效。而往復式振動機對需要拉力之果實採收有效，如油茶等機械採收果實之機械損傷率，非常小，僅不及百分之一，多數係碰撞樹枝所引起；如何改進振動機之性能，應是今後研究之課題。

一、前 言

以手搖樹，熟果落地，颱風過境，果農損失慘重，二者皆為我們所熟悉之事實，前者人以手搖動果樹，使產生共振，振落果實；後者颱風以渦流式

風力，振落果實，皆為振動力實效之事實；然而在本省水果採收作業歷史上，利用振動力採收水果，依然停留在小孩搖樹階段，未曾有進一步的研究。

採收作業成本在果樹栽培成本中，佔極大的比

率，尤其在坡地果樹栽培，更是如此，甚至有採收之水果價格不足以抵付採收之工資者；如何降低採收成本，是當前本省坡地果樹栽培之主要課題。其解決方法有二，其一是改良坡地運輸系統，其二是改進採收技術。本文研究之範圍在於改進果樹採收技術，以機械振動方式採收果實，取代人工採收方式採收果實，降低採收成本，增加果樹栽培利潤。

國外，利用機械振動方式採收水果，在梅、梨、桃等加工用水果之採收機械已經商業化(2, 3, 4)，然而果樹之栽培國內與國外大不相同，國內果樹之栽培，大部份之果園在坡地上，樹形之整理亦不盡相同，果樹株距等等之問題，本研究計劃乃針對本省坡地果樹栽培方法，設計試驗果樹振動採收機與果實收集機，期望能解決坡地果樹採收問題。

二、試驗研究目的

本省果樹栽培，種類繁多，種植地形極不規則，坡地果園進行水土保持者，僅佔少數，加上以往均以人工採收，果樹育種及樹形之保養均以人工採收為極終目標；本研究將由現有實際坡地果園地形地勢之調查，研究設計適當之行走機械，由果樹樹形，生長情形，果實着生分佈，果實着生位置之調查，研究設計較理想之振動採收機械與果實收集機械，期望能說出一汎用型之果實採收機械以採收多種果樹之果實，提高機械年使用時間，降低機械年使用成本，減少機械採收果實損失，而能達到實用之階段。

三、材料及方法

本計劃之進行如表一流程圖所示，先就坡地果園觀察其坡地地形，果樹生行情態，果實着生位置，樹枝振動特性，果實機械特性等，再根據試驗樹枝振動特性，樹枝形狀，振動傳遞率設計振動機及果實收集機，由地形及果樹形態適當選擇動力源及振動機固著裝置，試製振動機及果實收集機，次以試製之機械於果園試驗，試驗其振動效率，如果實採收率，果實損傷率，果實夾雜比率，再根據其結果，並觀察振動對果樹生理之影響，改良振動機及果實收集機，再試驗其振動採收效率，詳細說明如下：

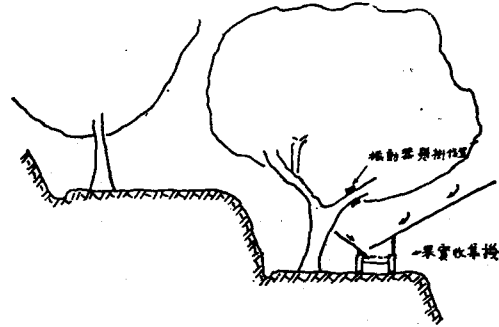
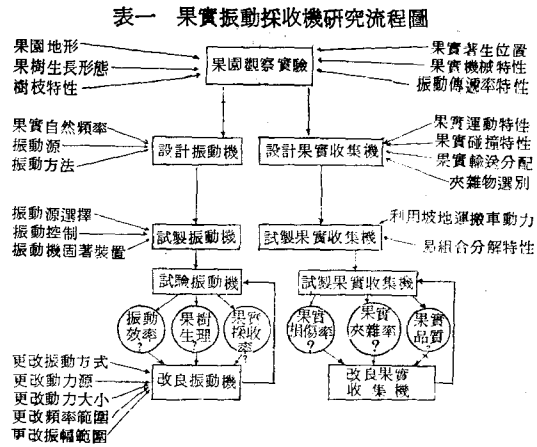


圖 1. 坡地果園具有水土保持設施利用果實收集機收集示意圖(側面)

果園地形與振動採收機之關係

果園地形與振動採收機之行走裝置有極大影響，尤以坡地果園為甚，本省坡地果園，根據調查，如表二所示，可分成兩大類，其一已有水土保持設施者，其二未有水土保持設施者，前者如圖 1、圖

表二 現有坡地果園地形表(取樣)
(公頃 ha) %

樣品	果園面積	坡度	果樹種類	樹齡	株距 m	水土保持設施
1	7	13~17	梅	7	4.5~7	有
2	5	10~17	梅	10	5~6.5	無
3	3	10~12	梅	10	5~6	無
4	15	10~16	梅	12	4.5~6	無
5	6.5	12~15	柑橘	7	4.5~6	有
6	2.5	10~15	柑橘	5	4.5~5.5	無
7	1.7	13~17	柑橘	5	4~5	無
8	3.4	10~12	柑橘	6	5.5~6	無
9	3	2~5	油茶	5	3~4	無
10	4.7	10~12	油茶	7	3~4	無

※表二係於南投、嘉義地區做調查，株距因地形地物之限制，以95範圍取樣可分成二大類，其一已有水土保持設施者，其二未有水土保持設施者，如圖 1，圖 2

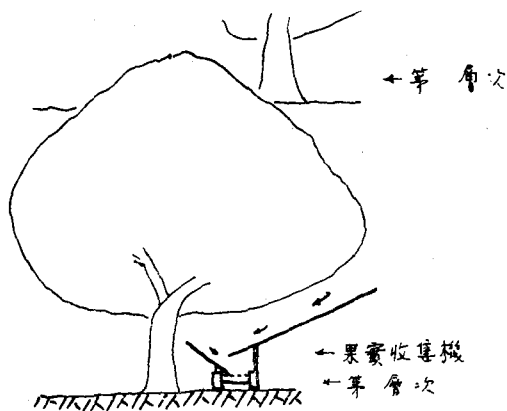
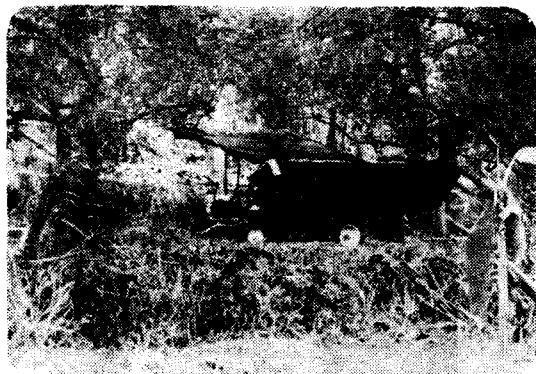


圖 2. 坡地果園具有水土保持設施利用果實收集機收集示意圖(面山)



照片 1. 果實收集機果園操作情形

2, 可以坡地運搬車行走其間, 以坡地運搬車改裝成果實收集機兼運搬車, 將是可行之道, 如照片 1. 後者因無水土保持設施, 行走果園間, 甚是困難, 以人力運搬應是主要考慮的對象; 由於以上考慮, 產生兩點結論一、振動機須以人力運搬於果園間。重量宜輕。

二、果實收集機之設計, 於具有水土保持地區可以坡地運搬車改裝。

B. 果樹樹形與振動機之選擇

果實着生位置因果樹種類之不同者有所差異; 一般果樹樹枝系統, 可分類為主幹、主支幹、次支幹、小枝等, 如圖所示, 梅、李、桃果實附生於小枝, 而且果柄短; 柑橘類果實着生於小枝末端; 而棉桃類則果實着生於次支幹, 甚至着生於主支幹上; 果極着生分布如表三, 其與果實收集機之設計

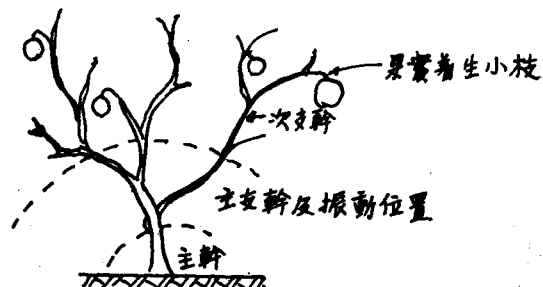


圖 3. 果樹樹形及果實着生位置

表三 (梅) 果實數量分佈與主幹水平距離關係
離主幹距離 S 處之樹枝果樹量

68 年 4 月 2 日統計

果樹種類	樹齡	0~50 cm	51~100cm	101~150cm	151~200	201~250	251~300	301~350	351~400	401~450	451~500	500以上
梅	5	20~40	35~160	140~180	160~400	200~300	40~150	0~5	0	0	0	0
	7	20~30	60~130	150~300	180~300	300~350	240~300	200~250	15~50	0	0	0
	10	10~35	100~140	200~400	500~550	300~400	250~270	200~250	60~100	50~60	4~6	0
	12	10~20	40~60	140~170	200~220	200~220	300~340	150~180	50~60	6~10	7~10	0

表四 (梅) 果樹主幹、主枝幹長度及直徑表

樹齡	長 度 cm	* 主 幹							** 主 支 幹									
		直徑 cm 10	12	14	16	18	20	22	平均	直徑 5cm	6	7	8	9	10	11	12	平均
5		40.0	42.1	55.2					45.3	31.1	48	273						278
7		50.0	45.5	42.3	50.3	47.4			47.5	234	268	324	334					311
10		50.3	40.0	45.5	55.2	50.5	47.2	51.5	48.6	314	321	330						324

*: 由地面至主支幹連接點長度

** 由主支幹與主幹交點至主支幹直徑小於直徑之第一支幹之長度

有極大關係，將於果實收集機之設計說明之。果樹樹枝之剪枝情形對以振動方式採收果實有極動關係，樹枝重疊具有阻危效果 (Damping Eff.)，減少振動傳遞效率、主支幹與主幹交點與地面之距離與主支幹口徑大小為振動方式選擇之主要關鍵，根據表四果樹主幹離地面高度表，本計劃以搖動主支幹為主考慮對象。

C. 果實機械特性與振動機設計原理

果實之運動形態如圖 4 所示，有左右擺動，水平面擺動，上下垂直往復運動，果實單一垂直扭

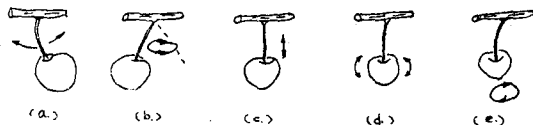


圖 4. 果實運動基本模式 (a.) 左右擺動型
(b.) 水平擺動型 (c.) 垂直運動型
(d.) 果實扭動一垂直型
(e.) 果實扭動一水平型

動，果實單一水平扭動等，各種運動均各有其不同的頻率與特性，實際果樹果實着生位置與重量之不同，在振動採收過程是一有利因子，可導致果實因振動頻率之改變，而使果實之掉落成一連續性，而非集中性，可以減少果實間碰撞之機會，減少碰撞損失；各運動形式導致掉落果實之形態亦不盡相同，左右擺動與水平擺動形式，雖然果實掉落方法不同，一是靠彎力，一是靠扭力，但是果實脫離母樹地點是相同的，在果柄與小枝之連接處；果實上下垂直往復運動形式，果實脫離母樹地點則可能在果柄與小枝連接處，果柄上成果蒂處；而果實單一垂直扭動與果實單一水平扭動，由於皆係本身慣性之扭動，其果實脫離母樹地點均在果蒂處。



照片 2. 柳丁拉力強度試驗

本省水果之機械特性如彈性係數，斷點強度等，如照片 2，在筆者指導之陳加忠先生碩士論文中加以詳述，本文從略。

振動機設計原理乃利用機械力或其他動力，使產生振動傳遞，當傳遞之振動力大於果實或果柄或子枝之斷點強度時，果實自然掉落。機械振動方法有二，其一往復振動，其二扭動，兩者可設計為獨立使用，混合使用，間隙使用等；本計劃之振動機設計有兩種，其一單純往復振動式，如照片 3，其二為不平衡環振動式如照片 4，一為一兼用型，其原理如下，當兩不平衡環運動時，由於有時平衡，有時不平衡，兩力間偶而形成一合力，偶而形成一扭力，如圖 5 所示。

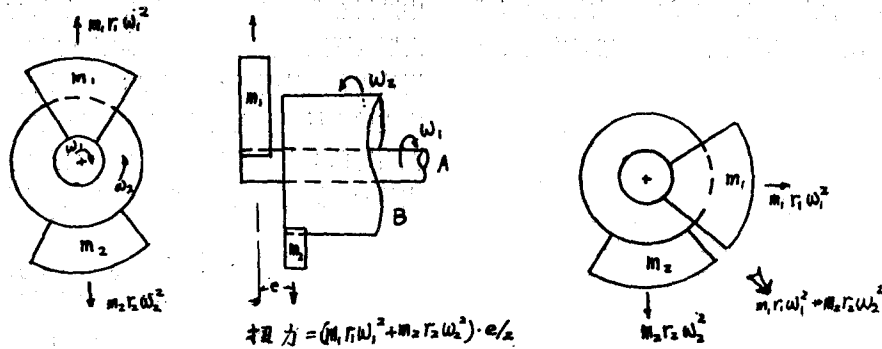


照片 3. 往復式振動機自動懸掛情形



照片 4. 梅振動採收作業情形 (不平衡環振動機)

圖 5. 不平衡環振動示意圖中 m_1 : A 軸上不平衡物質量, m_2 : B 軸上不平衡物質量, r_1 : m_1 質心至中心軸距, r_2 : m_2 質心至中心軸距, ω_1 : m_1 轉速, ω_2 : m_2 轉速



當不平衡環 A 以 ω_A 轉動時, 具有離心力 $F_A = \frac{W_A}{g_A} \omega_A^2$, 不平衡環 B 以 ω_B 轉動時, 具有離心力 $F_B = \frac{W_B}{g} r_B \omega_B^2$ 兩者形成一合力, 當 $\omega_A = \omega_B$ 時, 合力固定, 繞圍心迴轉, 於是形成單純左右拉力, 當 ω_A 略大於 ω_B , 若 A 正轉, B 逆轉, 則合力以順時鐘方向輻射狀迴轉加上扭轉, 當 ω_B 略小於 ω_A 則合力逆時鐘方向輻射狀迴轉加上扭轉, 如圖 5。

D. 樹枝特性與振動傳遞率

果樹樹枝與果實之相對位置關係如圖 6 所示, 其中以第 4 種形式, 振動傳遞效果較差, 具有振動

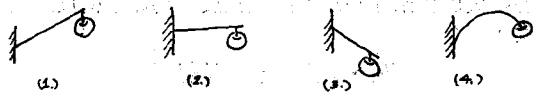


圖 6. 樹枝與果實相對位置關係 (1)小枝上仰 (2)小枝水平伸出 (3)小枝下伸 (4)小枝彎錐狀伸出

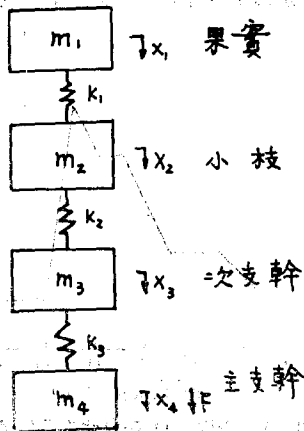


圖 7. 果實小枝, 次支, 幼與主支幹之運動基本模式

阻尼效果, 此類型果樹, 只能以扭力振動法採收之, 根據樹枝與果實之相對位置關係, 吾人可發展一種基本模式來模擬; 假設果實之質量為 m_1 , 果蒂之彈性係數為 k_1 , 小枝之質量為 m_2 , 彈性係數為 k_2 (假設小枝為均質), 次支幹質量為 m_3 , 彈性係數為 k_3 , 吾人搖動主支幹, 則其運動關係如圖 7. 可以以方程式

$$\begin{aligned} m_1 X_1 + k_1 X_1 - k_1 X_2 &= 0 \\ m_2 X_2 - k_1 X_1 + (k_1 + k_2) X_2 - k_2 X_3 &= 0 \\ m_3 X_3 - k_2 X_2 + (k_2 + k_3 - k_3 X_4) &= 0 \\ m_4 X_4 - k_3 X_3 + k_3 X_4 &= F \sin \omega t \end{aligned}$$

解上述微分方程, 設 $X_i = \bar{X}_i \sin \omega t$. (共振效應)

$$\begin{bmatrix} K_1 - m_1 \omega^2 & -K_1 & 0 & 0 \\ -K_1 & k_1 + k_2 - m_2 \omega^2 & -K_2 & 0 \\ 0 & -K_2 & k_2 + k_3 - m_3 \omega^2 & -K_3 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 - m_4 \omega^2 \end{bmatrix} = 0$$

可得 W_n 及果實與主支幹之位移比

$$\frac{\bar{X}_1}{\bar{X}_4} = \frac{k_3 - m_4 \omega^2}{A} \frac{F}{\bar{X}_4 A} \dots \dots \dots (A)$$

上式中

$$A = \frac{(-m_1 \omega^2 + k_1)(-m_1 \omega^2 + k_1 + k_2) - k_1^2}{k_1 \cdot k_2}$$

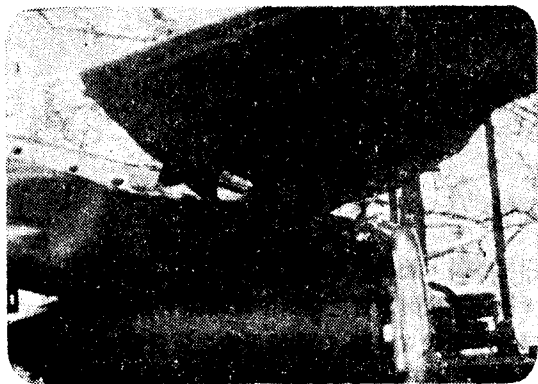
公式 (A) 表示當吾人以 \bar{X}_4 之振幅, 以 ω 頻率, 並以 F 力振動主支幹時, 果實上產生之振動位移比力當 \bar{X}_1 大於果實之斷點強度時, 果實乃自然脫離。

本計劃以氣動方式振動果樹, 以氣壓控制振動頻率以振動主支幹之方法來達到採收效果。

E. 果實收集機之設計

果實收集機之考慮因子有, 果實着生位置高度, 果實形狀, 果實碰撞特性, 果實收集機之行走特性, 果實選別分級能力, 收集輸送能力等。

本計劃利用現有坡地運搬車改裝，利用塑膠布及海棉之緩衝特性，設計一 V 型收集板，如照片 5，其左片靠主幹處為 2.5m×0.5m，右片為 3.5m×2.5m，右片與輸送帶平行，左片略與輸送帶成一角度，如圖 8。



照片 5. 果實收集機之作業情形

左片略與輸送帶成一角度，可使果實輸送過程均勻分佈，減少碰撞機會，左片尚可使右片流動之果實緩衝，因而減少碰撞損失。

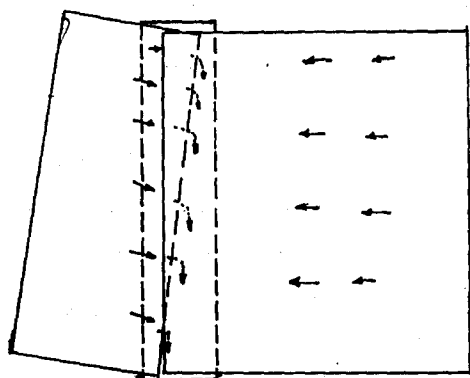
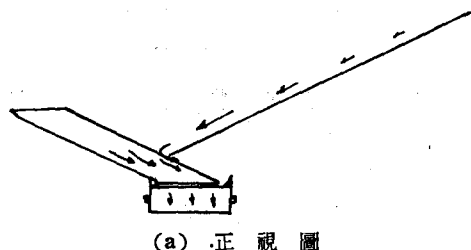


圖 8. 集果機果實流動圖

F. 振動機懸掛系統之設計

振動機懸掛系統設計，本計劃考慮之因子有樹

幹之耐壓性，懸掛系統之操作性，懸掛之難易程度，懸掛之緊密度及懸掛位置與振動器相對位置；中懸掛位置已由 A. 項得到需懸掛於主支幹上，而振動器與樹枝之相對運動設計，則根據振動器與樹枝相對運動關係，如圖 9；當振動器振動方向與主支幹平行時，主支幹受到振動器之扭力而上下或左右彎曲；當振動器振動方向與主支幹垂直時，主支幹受到振動器之離心力及離心扭力而做扭動。本

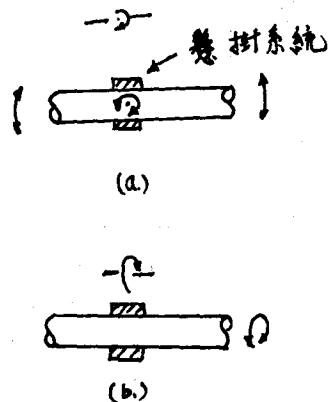


圖 9. 振動方向與主支幹運動方向示意
(a) 動方向與主支幹平行
(b) 振動方向與主支幹垂直

計劃之懸掛系統如照片所示，係由一鋁管做成，懸掛裝置係兩片鉗片，內墊橡皮做為保護樹皮之裝置。

四、試驗結果與討論

(一) 不平衡環式振動機採收試驗

不平衡環式振動機採收果實，本計劃以三種果實為對象，分別為梅、油茶，及柳丁，分別說明如下。

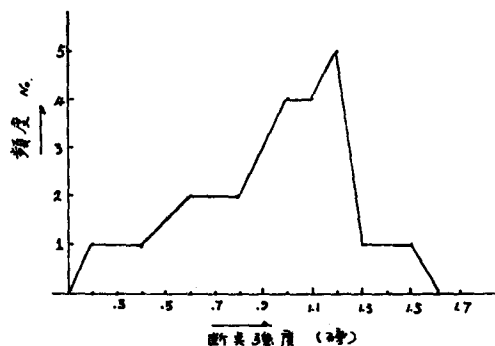


圖 10. 青梅 (*) 斷點強度分佈圖

* 青梅係於自然掉落前 10 天，取樣者

** 頻度取樣為同一結果枝之青梅數量

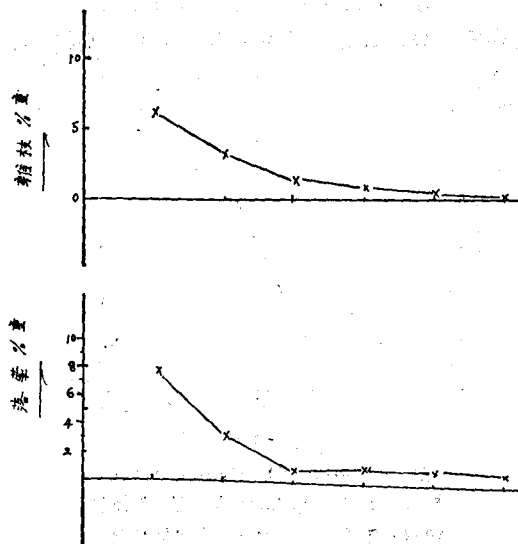
(A)採收青梅

青梅之分離斷點強度，如圖 10 所示，其中於 1.0 磅至 1.3 磅之間，平均約 1 磅 (0.97^{1b})，變異數 $\sigma=0.31805$ ，以此資料，取不平衡環重 $\bar{w}_1=400$ 公克， $\bar{w}_2=200$ 公克，以不同氣壓，不同振動時間作試驗，其結果與人工採收之比較如表五，(a.)

表五振 動壓力與採收率之關係及人工採收率之比較

壓力 kg/ cm ²	青梅重 (g)	雜枝重 (g)	落葉重 (g)	全重 (g)	With- stem	Wit- hout- stem	全部 個數	採收 時間 min.
10.5	2050	200	250	2500	70	79	149	0.5
	82%	8%	10%		47%	53%		
12.0	3220	100	110	3430	80	157	237	0.5
	93.5%	3.1%	3.4%		33.8%	66.2%		
14.0	2220	20	30	2270	35	86	121	0.5
	97.8%	0.9%	1.3%		28.9%	71.1%		
13.0	2870	40	30	2940	100	160	260	0.5
	97.6%	1.4%	1.0%		38.5%	61.5%		
16.0	2430	30	35	2495	51	163	214	0.5
	97.4%	1.2%	1.4%		23.8%	76.2%		
人工 採收	2130	80	40	2250	41	168	209	3.5
	96.8%	3.5%	1.8%		19.6%	80.4%		
人工 採收	2100	90	35	2225	39	168	207	4
	67.0%	4.0%	1.6%		18.8%	81.2%		

機械採收為人工採收之 7 至 8 倍，機械採收量大於人工採收量，其原因為人工採收時係以打擊青梅，使其掉落，部份未打擊者，仍留樹上。(b.)從表五得知，有效氣壓在 12kg/cm² 至 16kg/cm²，其採收效率高達 90% 以上，而夾雜比率，則以



14kg/cm² 為最佳，低於 1%。(c.) 青梅帶蒂梗數以 16kg/cm² 為最低，雖然如此仍比人工為高，差約 4%，(d.) 改變氣壓對機械採收雜枝、落葉、青梅帶蒂，不帶蒂之關係，則如圖 11 所示，13kg/cm² 以上則趨平穩。

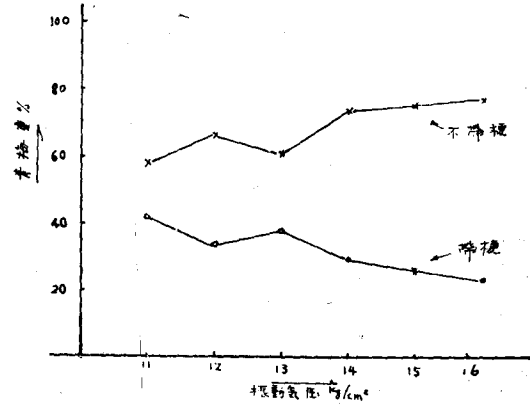


圖 11. 振動氣壓與雜枝，落葉，青梅帶梗之關係

(e)機械採收青梅，損傷率為 0.3%，人工採收，青梅損傷率高達 20%，其原因是人工以竹敲打，損傷率大。

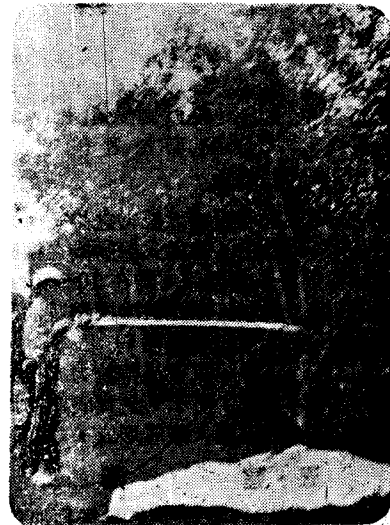
(B)採收油茶

(1)材料：與 (A) 同

(2)地點：南投縣和社

(3)時間：68 年 9 月 20 日

(4)結果：採收效率不理想，採收率僅及 1%，其原因是油茶未作物性分析，油茶拉力斷點強度甚大，需要 30kg 之拉力，扭力形式不適合此果實之採收。採收試驗如照片 6。



照片 6. 油茶振動採收情形

(C)採收柳丁

- (1)材料：與(A)同
- (2)地點：南投縣集集鎮
- (3)時間：68年12月20日
- (4)結果：

(i) 根據柳丁物性分析，柳丁平均拉力斷點強度為25kg，而扭力斷點強度為5-kg/cm如以振動方式採收，應以扭力為主。

(ii) 以高壓壓縮機作為動力，其採收方式，以繼續增壓方式進行，當氣壓由11kg/cm²開始增加時，柳丁開始掉落，至16kg/cm²時柳丁採收率約為5%。其原因是柳丁此時約為7分熟。斷點強度尚大於振動傳遞強度；然未採收之柳丁，於一星期後全部自然落果。

iii) 由(A)(ii)及(C)之經驗，以兩次振動法採收柳丁將是可行之辦法，初次以小振幅高頻率之振動數秒鐘，隔二天再以大振幅低頻率之振動同一果樹，其採收率可達95%，採收之柳丁，均含果蒂，與人工採收無不同之處。損傷率在本試驗中，未做試驗，其原因是柳丁園之柳丁樹甚矮，無法使用果實收集機。採收試驗如照片7。



照片7. 柳丁振動採收情形

(二)往復式振動機採收試驗

往復式振動機採收需要大拉力之果實，本試驗機以採收油茶及梨為主，往復式振動機之振動體重10kg，其頻率則可人力控制，約在10~50rpm之間，其振幅高達10cm，以此試驗機採收油茶，其採收率可達85%，損傷率為零。

(三)* 果實機械特性試驗，果實果蒂拉力、扭力斷點強度分別如圖12，圖13所示，果實成熟初期，斷點強度減小，至成熟後期，離層形成，急促降低。

五、建 議

以機械採收果樹，每枝主支幹振動加上移動時間為2分鐘，一棵果樹，約需10分鐘，每天工

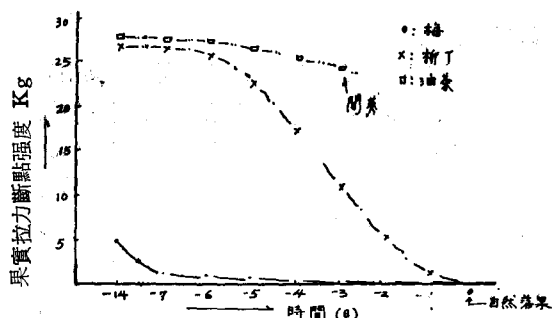


圖 12. 果實拉力斷點強度與成熟時間之關係

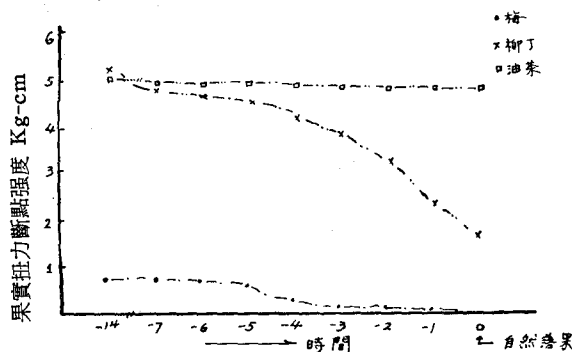


圖 13. 果實扭力斷點強度與成熟時間之關係

作8小時，每天可採收棵果樹，一棵梅樹結果約80kg，以目前1公斤梅之採收工資3元計，每天可節省工資在2400元以上，每公頃可節省80,000元，或省工30工一天，振動採收應是可行的，而且在梅、咖啡等之採收應是必需的。如何改良振動機之採收效率，應是今後研究之主題。

附記：在臺大試驗期間，以臺大農具工廠之夾竹桃作為試驗對象，結果，未振動之同齡夾竹桃均已死亡，而作試驗之夾竹桃却依然健在，據植病專家言，係昆蟲病害寄生之枯枝振落之故。

六、誌 謝

本報告係農發會68(AMF)-6.1-009(b)E及69農建-5.1源-008-4計劃下完成，在此並感謝林惟中、陳加忠、陳順福及曾瑞雄諸先生之協助。

七、參考資料

1. Cooke, J. R. E. R. H. Rand. "Vibratoyr Fruit Harvesting: A Linear Theory of Frict-Stem Dynamics" J. agric. Engng Res. 14(3) p. 195~209, 1969
2. Phillips, A. L.; J. R. Hutchinson and R. B. Fridley. "Formulation of Forced Vibratons of Tree Limbs with Secondary Branches" Transaction of The ASAE. p. 138~p. 142, 1970
3. Wang, Jaw Kai. "Machanical Coffee harvesting" Transactions of the ASAE 8 : (3) 400-405, 1965
4. Juck C. R. and F. R. Brown "Dynamics of a Torsional Type Inertia Shaker" J. Agrc i. Engng. Res. 19, 213~225 (1974)