

# 翻 譯

## 咖啡收穫機械化<sup>\*</sup>

王兆凱著 羅光楯譯

咖啡通常都不是在同一時期成熟，所以一株咖啡樹上的咖啡果成熟的時期都不同，在美國夏威夷州，當在咖啡收穫季內，每一株樹要收穫四至六次，這就是說農家希望收穫成熟的咖啡，而不願收穫未成熟的，以免影響爾後製成咖啡時的品質。

### 咖啡樹的物理特性

美國夏威夷州的咖啡樹，有各種剪枝方法，根據研究結果以直立枝幹最為適合當地栽培，最簡單的直立枝幹式是保留四枝枝幹，如圖一所示的1-2-3-4形式。

至於樹幹，常修剪到離地約二英尺，上面僅保留四枝枝幹，因為這四枝幹是分四年長成的，所以其大小皆不一致，通常每年剪掉四枝枝幹中最老的一枝，然後讓新的枝幹來代替，如是每四年所有的枝幹換新一次，枝幹的大小以其生長的時間不同而有顯著差異，平均生長已四年的枝幹為1 $\frac{3}{4}$ 吋，三年的約1 $\frac{1}{4}$ 吋，以夏威夷

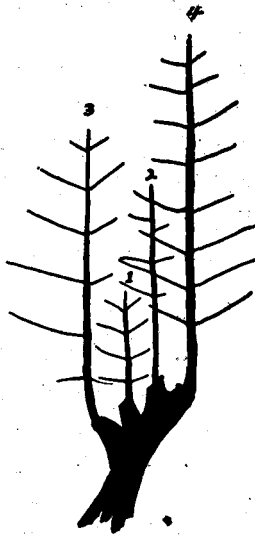


圖1 咖啡經剪枝後的四枝直立枝幹系圖

來說，三、四年的枝幹結實較多，二年的枝幹結實甚少。

咖啡樹的樹皮甚易損傷，以人力就可以將樹皮扭掉，一般說來，咖啡樹因生長在風蝕的火山巖上，所以拔出一株生長了三四年的咖啡樹並不困難。

咖啡果重和其所須收穫力之比（Weight-to-Vewrval-Force），或簡稱W/F之比，常視其成熟度不同而有差異，同時亦受氣候的影響，在低窪地及雨量少地區，其W/F之之比略為增高一點。下面第一表即列出不同成熟度的咖啡果及其W/F之值。第二表是列出幾個不同作物的W/F之值。

從第一表及第二表可以觀察到兩項事實。

(一)雖然咖啡之間的物理性質有所差異，但其W/F之值，却隨成熟度而顯著增加。

(二)因W/F之值是指每單位力量所能收穫之量，所以W/F之值愈小，則可推定是項作物愈難收穫，所以W/F之值亦可表示出一種作物收穫時之難易程度，如從第二表中可以推知，咖啡約二倍於橄欖，五倍於櫻桃（Jaint Sweet Cherry）。

### 一般討論

在使用振動方法收穫作物時，如是採用低頻率時，那麼振動器應產生的頻率，及其振動長徑，已知須為W/F之函數，即

表一 咖啡果物理特性

成熟度	咖啡果重×10 <sup>-2</sup> OZ.		收穫所須力 OZ.		W/F之比 (×18 <sup>-3</sup> )	標準差 (×10 <sup>4</sup> )
	平均	範圍	平均	範圍		
成熟	7.75	5.40—9.17	24.420	19—36	3.7	10.286
黃熟	7.20	5.89—8.36	38.000	30—46	1.95	4.31
未成熟	5.67	3.63—7.44	41.480	30—51	1.39	2.78
極端未成熟	2.80	2.51—3.35	27.267	23—46	0.98	1.705

\* 本表根據50個咖啡果標本調節而成

\* 本文翻譯未經作者評閱

表二 不同試作在成熟時 W/F 之比

作物名稱	成熟時 W/F 之比
杏	0.0450
甜櫻桃	0.0180
酸櫻桃	0.0140
橄欖	0.0082
咖啡	0.0037

$$W/F = f (W^2 \times \text{振動長徑})$$

W：表示頻率 (CPM)

因為咖啡之 W/F 約小於櫻桃 (red tart chery) 的 3.7 倍，美國 Markwardt 氏曾在 1959 年已經發展一櫻桃收穫機，其振動長徑為一吋，其頻率為 750 cpm，得到收穫 90.2% 的結果，所以可以推推定一台能够使用的咖啡收穫機，其振動長徑及頻率應各為 3.7 吋及 1000 cpm。

但由於咖啡樹本身物理性質，無法接受如此猛烈的振動，因此收穫咖啡欲以振動的方法，一定須要增加其振動頻率而減少其振動長徑 (或稱振幅)，以免損害咖啡樹。

如果將咖啡果及其連接小枝，稱果梗系 (Cherry-Peduncle System)，而這種果梗系接受震動時，如又認為與 1 個自由度的 Mass-spring System (譯者註一) 接受振動時相同，那麼如上所說的，提高果梗系的振動頻率，使其和果梗系的自然頻率 (Natural Frequency) 相接近時，則作者在 "The effect of Frequency on Vibratory Harvester Design" 一文會指出，此時之加速力應為  $\frac{\text{振幅}}{1-r^2}$  的函數，而非為  $W^2$  之函數，( $r = \frac{W}{W_n}$ ，W 為振動時頻率， $W_n$  為果梗系之自然頻率)，所以在設計咖啡收穫機時，咖啡果梗系之自然頻率，亦為重要準繩。

### 咖啡果梗系自然頻率之估計

估計咖啡果梗系之自然頻率，由於使用不同之模型，可以得到各種不同的準確性，圖二所表示的模型已很接近於真實的咖啡果梗系了，然而由於咖啡果本

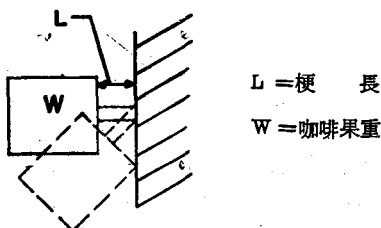


圖 2 理想咖啡果梗系圖

身物理性質的差異 (是項差異在表一內可以明顯看出)，所以欲很精確的估計出咖啡果梗系之自然頻率是不可能的，同時亦不需要，雖然如此但估計出其自然頻率的可能範圍，却是在設計一台咖啡收穫機時所極應知道的。

根據圖二的理想咖啡果梗系圖，可以推出兩個不同的模型，在圖三 (a) 所示的，為假想咖啡果的質量集中於梗的尖端，而圖三 (b) 所示的將圖三 (a) 的咖啡梗延長至咖啡果的中央，同時咖啡果的質量却集中

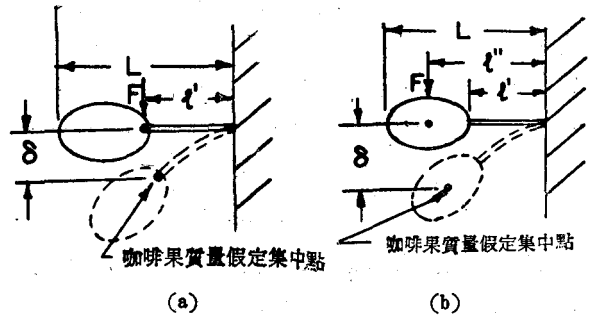


圖 3 經過處理後的咖啡果梗系視為 Mass-Spring System 圖

在延長梗的尖端，作者在 "The effect of Frequency on Vibratory Harvester Design" 一文會指出，以上二種模型都應視為一個自由度的 Mass-Spring System 來處理，而不需要以較複雜的，Mass-Cantilever beam System 來處理是項問題。

一個自由度的 Mass-Spring System 求自然頻率的公式為

$$W^2 = \frac{K}{m} g_0 \dots\dots\dots ①$$

m = 咖啡果質量 (Ib)

K = 為 Mass-Spring System 的相當彈簧常數 (Equivaleur Spring Constant)

$$g_0 = 32.2 \frac{Ib_m fr}{Ibf_{sec}}$$

由虎克定律  $P = \delta K \quad \delta = \frac{K}{P} \dots\dots\dots ②$

同時 Cantilever beam 求 deflection 公式為

$$\delta = \frac{Pl^3}{3EI}$$

所以  $K = \frac{3EI}{l^3} \dots\dots\dots ③$

假定果梗之樹為均勻一致，那麼果梗之 Young's modulus E，及其 Moment inertia I，將視其形狀來決定。

在圖三中之果梗系已經過簡化，所以計算其自然

頻率，僅依照圖三(a)，及圖三(b)，那將是不正確的。

但是圖三(a)的梗長是已較實際的為短，所以如果以圖三(a)的梗長 $l'$ 代入第③式，再將③式代入①式則得第④式，即得圖三(a)求自然頻率公式

$$W_n^2 = \frac{3EI}{m(l')^3} \dots\dots\dots(4)$$

因為 $l'$ 較實際為短，所以求出之自然頻率( $W_n$ )，亦較應有的自然頻率為高，故知由④式所求出之自然頻率，應為咖啡果梗系實際自然頻率的上限。

但在圖三(b)，其梗長已延長 $l''$ 為，同時因 $l'$ 及 $l''$ 之間 $E''I''$ 皆為減少，所以將 $l''$ 代入③式，再將③式代入①式，則得圖三(b)求自然頻率之公式

$$W_n^2 = \frac{3E'I''}{3(l'')^3} \dots\dots\dots(5)$$

很明顯的，由第⑤式所求出之自然頻率，必較實際的自然頻率為小，因為 $E'I''$ 之值減少之故，所以圖三(b)所求出之自然頻率必為咖啡果梗系之自然頻率的下限。

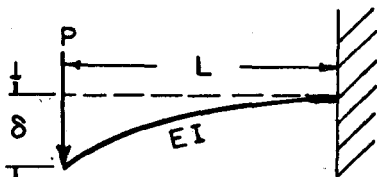


圖4 Cantilever Beam決定相當彈簧常數圖

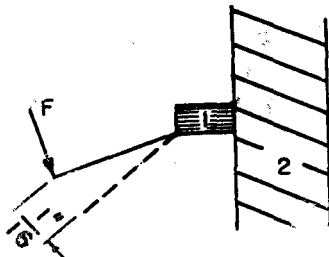


圖5

第五圖所示的為如何決定相當彈簧常數K，其方法是首先切下一斷樹枝，然後將所有的咖啡果及梗去掉，同時在取下最後一顆咖啡果時，以測力計(force gage)記錄下所須力量，同時亦須測定咖啡果之長度、重量，最後再以一彈簧秤，量出將果梗壓至1/16''變形(deflection)所須力量，以上數據皆列於表三。

從表三的數值，可以知道咖啡果梗系的平均尺寸，於圖六所示，同時根據圖六，可以求出咖啡果梗系自然頻率的上下限。

表三 成熟咖啡果之物理特性

咖啡果	重量 $\times 10^{-2}$ Oz.	平均 範圍	7.75 5.4—9.77
	均度 in.	平均 範圍	0.601 0.536—0.621
將啡咖啡梗壓至 1/16''變形時所 須力量	平 範圍	平均 範圍	1.693 0.88—2.467
梗長	長	平均 範圍	0.24 0.1875—0.375
	直徑	平均 範圍	0.081 0.075—0.098

計算其自然頻率上限時，咖啡梗之長取0.024吋，其相當彈簧常數K是由下公式算出

$$\bar{K} = P/\delta = 1.693/16 = 27.1(\text{Oz/in}) = 20.35(\text{Ib/fs})$$

再由公式①知其上限為

$$\begin{aligned} \bar{W}_n &= \sqrt{\frac{K}{m}} g_0 = \sqrt{\frac{20.35 \times 32.2}{7.75 \times 10^{-2}/12}} \\ &= 3.73 \times 10^3 \left( \frac{1}{\text{sec}} \right) = 2.24 \times 10^4 \left( \frac{1}{\text{min}} \right) \end{aligned}$$

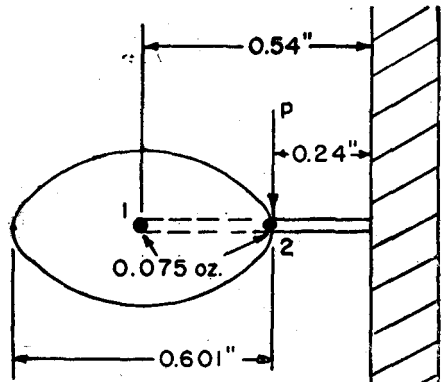


圖6 咖啡果梗系之平均尺寸

求其下限時，梗長取0.54吋，首先由求 Cantilever Beam之最大 Deflection 之公式求出 E、I，再代入公式③求出K值。

$$\begin{aligned} \therefore \delta_{\max} &= \frac{Pl^3}{3EI} \\ \therefore EI &= \frac{Px^3}{3\delta} = \frac{(1.693)(1/16)(0.24)^3}{3(1/16)} \\ &= 7.9 \times 10^{-3}(\text{Ib-in}^2) \end{aligned}$$

再將K之值代入公式得下限

$$\begin{aligned} W_n &= \sqrt{\frac{K g_0}{m}} = \sqrt{\frac{1.81 \times 32.2}{7.75 \times 10^{-2}/12}} \\ &= 1.1 \times 10^3 \left( \frac{1}{\text{sec}} \right) = 6.6 \times 10^3 \left( \frac{1}{\text{min}} \right) \end{aligned}$$

## 咖啡收穫機裝置之設計與檢驗

從以上計算，知道咖啡果梗系自然頻率應在6,000至22,000cpm之間，其計算公式為

$$W_n^2 = \frac{3EI}{l^3 m} g_0 \dots\dots\dots \textcircled{6}$$

由公式⑥可以知道，如果所假定  $l$  有誤差，則  $W_n$  之誤差應為  $l$  誤差的3/2方，如  $E I$  之值有誤差則  $W_n$  之誤差即為  $E I$  之1/2方，在以上計算咖啡自然頻率之上限時，因其使用  $l$  之值較實際為大，故知所得之結果，必較實際為大，當估計  $W$  之下限時，是使用較小的  $E I$  之值，所以下限之值却較實際略小，故很清楚的知道，咖啡之自然頻率應在6,000至22,000 cpm之間。

根據以上之計算，因而發展了第一台咖啡收穫機，該機包括一台  $4\frac{1}{2}$  馬力的汽油引擎，及一偏心重鐵，此一鐵心重鐵經10呎撓性軸 (flexible shaft) 直接連於引擎上，由調節油門大小可得不同的振動頻率，而所產生的力量則由使用不同的偏心重鐵來控制。

該台收穫機經過試驗後知道如使振動頻率為1,800cpm及振幅1/2吋時，則數量甚多的咖啡即開始向下垂落，這時咖啡果梗系之自然頻率是假定為7,000至9,000cpm。

由於以上的初步試驗，已經證明收穫咖啡機械化的可能性，因此製造了第二台試驗收穫機以探求爾後設計收穫機時應注意事項。

### 其應注意事項應該有下列三項

(一) 找出一適當的振動頻率，由於使用此一頻率，可以減少收穫機對果樹的猛烈的振動，以免造成傷害。

(二) 應注意選擇振動時之頻率、振幅及其振動時的時間長短，使其僅收穫成熟的咖啡。

(三) 傳遞振動的鉗子 (Clamp) 形狀應注意使其不致傷害樹皮。

因為夏威夷州咖啡多種植在坡地或起伏地，同時也沒有為咖啡收穫特別設計的車子，所以第二台試驗機要必須便於搬運攜帶才行。

根據以上的述說，發展了第二台試驗收穫機，本機包括由  $4\frac{1}{2}$  馬力的汽油引擎所帶動的液壓裝置，及一壓力補助控制閥 (A rivett P8622-02 Pressure Compensated Volume Control Valve)，這一控制閥是用來調節裝於震動器 (Shaker) 前端的液壓

發動機的轉速，可以在最大壓力1500psig下調節該發動機之轉速由0至3,000rpm，同時這一液壓發動機又經軸帶動一偏心重鐵，使用不同重鐵，可以調制震動時所產生的力量。

從許多報告知道，凡是使用震動方法收穫水果，多採用很多不同尺寸 C形鉗子，這些鉗子的功用是將震動器鉗在樹枝上，通常這些鉗子都蓋有硬橡皮或其他材料，為的是減少對樹幹的損害，任何材料能夠避免衝擊的都有吸震作用，但這種吸震作用在使用低頻率時並不明顯，却在高頻率非常有效，在製造第二台試驗機時，做了很多試驗以裝配保護材料來減少對樹幹的損傷，但都沒有成功，最後放棄了使用保護材料，而設計了一個金屬鉗子 (如圖七所示)，這種鉗子對樹皮損害僅限於接觸部份，並不影響樹之生長，及爾後之產量。

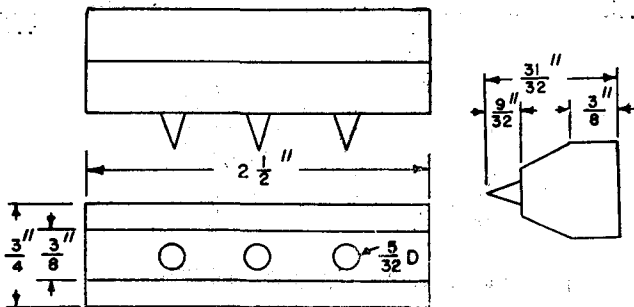


圖7 金屬鉗子

使用第二台收穫機搖動一根枝幹時，曾經觀察到震動器上的液壓發動機的壓力降落和發動機的轉速間有一有趣的相關，從第八圖即可看到，圖上峯點A，在轉速700至900之間都可能發生，同時亦使咖啡樹的枝幹得到一猛烈的搖動，峯點B則在1,000-1,400rpm間時發生，但却使咖啡樹枝烈強搖動，但速度增到1,800rpm時，而其振幅却無顯著增加，同時也知道

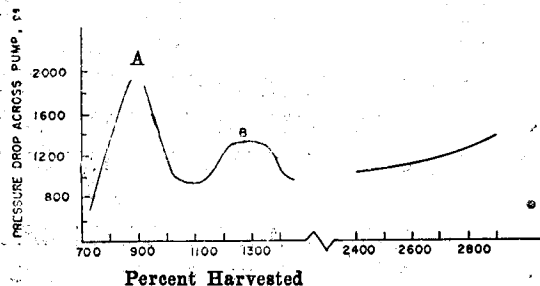


圖 8

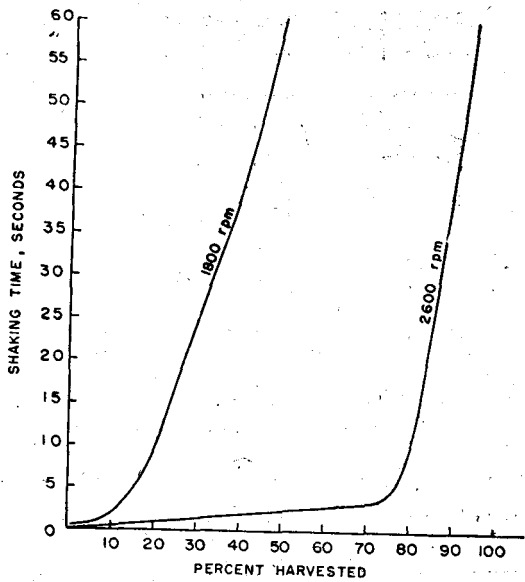


圖 9

A、B 峯點時，雖枝幹等震動急烈，但咖啡收穫量並無顯著增加。

震動時間的長短却很能影響咖啡收穫量，如果發動機在 1,800rpm 轉速以上，視咖啡樹的大小而給以適當的推力，同時振動時間在 1 至 2 分鐘之間，大概可以收穫到 80% 的咖啡，但如時間縮短為 5 秒鐘到 10 秒鐘，則僅能收穫 20% 的咖啡，倘若轉速在 2,000rpm 時，則只要振動 10 秒鐘即可得到 80% 的收穫，圖九表示出田間試驗的結果，但因各個咖啡樹本身差異，所

以其數值為一大概之值。

不同的振動頻率通常對咖啡收穫產生兩種狀況。

第一是使用低頻率時，為達收穫目的，必須使用較大推力，及較長的時間，因為推力增加時間加長，則對樹的損害加大，同時將樹葉震落下的量也加多，如此足以影響爾後之產量。

第二使用低頻率收穫時，對樹上咖啡的成熟度無選擇性，但在使用高頻率時，已經證實當發動機轉速在 2,600rpm 以上時，有 80% 咖啡在 10 秒鐘內收穫，其中有 85% 是成熟的，至於不成熟的，大部份依然留在樹上，以待下次收穫。

在 1961 年即使用第二台試驗機，實施田間收穫，當時所使用的發動機轉速在 2,800 到 3,000rpm 之間，偏心重鐵重  $1\frac{3}{4}$  磅，偏心距離為  $1\frac{1}{2}$  吋，為了收穫較成熟的咖啡果，使收穫期較一般延後二星期，結果在收穫十株咖啡樹後，隨機抽出 50 磅咖啡分析，其中成熟約佔 85%，同時大約有 60% 至 75% 咖啡在收穫 8 秒鐘內落下。

第二次收穫是晚上次約  $1\frac{1}{2}$  月，剩餘在樹上的咖啡約有 80% 至 90% 被收穫，其中 90% 是成熟的，及 15% 是不成熟的。

譯者註：所謂 Mass-Spring System 是一個不計重量的彈簧一端接於不變形的天花板上，一端連接一質量 M，其運動時沿一直線運動，同時 M 之位置以一個數值 (X) 即可決定，故稱為一個自由度。

## 承辦土木建築工程

# 永成營造廠

地址：台南縣新營鎮中華路六號  
電話：3 4 號