



温州ミカンを対象とした果実-結果枝系の振動特性 (第1報) : 運動安定判別と最適加振条件に関する理 論的考察(農業工学)

山本, 博昭

(Citation)

神戸大学農学部研究報告, 15(1):97-105

(Issue Date)

1982

(Resource Type)

departmental bulletin paper

(Version)

Version of Record

(JaLCD0I)

<https://doi.org/10.24546/00227259>

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/00227259>



温州ミカンを対象とした果実—結果枝系の振動特性 (第1報)

運動安定判別と最適加振条件に関する理論的考察

山 本 博 昭*

(昭和56年8月10日受理)

VIBRATION CHARACTERISTIC OF FRUIT-BRANCH SYSTEM FOR SATSUMA MANDARIN (I)

Theoretical Considerations of Motion Stability Criteria and Optimum Excitation Factors

Hiroaki YAMAMOTO

Abstract

The fruit-branch system of Satsuma mandarin became the theme of this research and the motion stability criteria of the system for forced vibration were considered on the bases of theoretical equations and diagrams. From the results, author tried to find the optimum regions of excitation amplitude and frequency for fruit harvesting.

- 1) When the stability criteria of the motions that move in support of the upper fulcrum on citrus fruit-branch system are discussed, the system can be substituted by a simple pendulum. For horizontal excitation, the motion of the system is relatively stable except the jump phenomenon occurred at resonance.
- 2) In the case of vertical excitation, the stability criteria of fruit-branch system must be investigated in the different two motions that occur in support of the upper fulcrum and the lower fulcrum on the system. Both motions are self-excited vibrations produced by parametric excitation and their stable or unstable regions are shown by Matieu stability diagram or Von der Pol stability diagram.
- 3) In order to detach fruits effectively without fruit damage of predetachment, it is advisable to select the following excitation amplitudes and frequencies that lie in stable region for the motion supported on upper fulcrum of the system and lie in unstable for the motion supported on lower fulcrum of it.
- 4) On the occasion of designing the shaker to harvest Satsuma mandarin, it is satisfactory to possess the oscillating mechanism that has constant excitation amplitude 4~6cm and continuously variable excitation frequency.

結 言

果実を振動によって収穫しようとする場合、果実と結果枝(果梗を含む)から構成される系の振動に対する応答性を把握することが重要となる。

果実を離脱させるという観点のみから判断すると、果実—結果枝系の運動を不安定化させる方が有利である場合も多いが、強制振動の振幅を増大させ、むやみに果実の運動を不安定化させると、果実はもとの結果位置の座

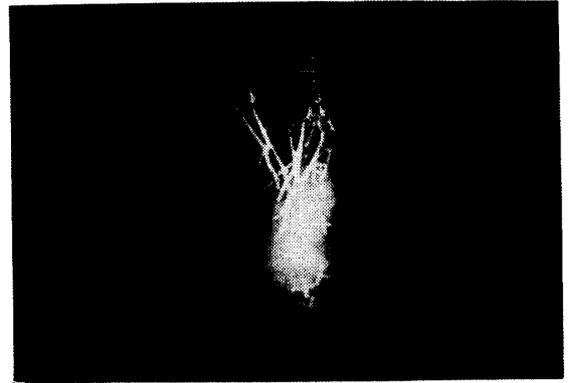
標系から3軸方向に大変位を起こして遊泳し、振動現象から完全に逸脱して周囲の幹、枝、果実と衝突し合い、離脱前に果実の損傷を発生させるにとどまらず、時には枝や結果枝を挫折させる原因にもなる。特に温州ミカンの場合、がく片周囲の果皮が軟弱で離脱時に破皮現象を生じ易い⁷⁾ことも考慮して、果実をもとの結果位置からできるだけ移動させず離脱させることができれば、果実の収穫手段としては理想的であると思われる。カンキツの果実はその果重が比較的重く、また果梗を含めた結果枝が比較的長い⁴⁾ため、サクランボやオウトウの挙動⁴⁾に

* 農業動力学研究室



(a)

$$A \doteq 17\text{cm}, \alpha \doteq 14^\circ$$



(b)

$$A \doteq 12\text{cm}, \alpha \doteq 28^\circ$$

第1図 温州ミカン果実—結果枝系の挙動例, (加振振動数 $f \doteq 11\text{Hz}$)
 A ; 上支点の全振幅, α ; 水平面に対する加振角度

比べるとその運動は安定化させやすい。

本報は、主として温州ミカンの破皮を含む離脱前の果実損傷を最小化することを目的として、強制振動中の果実挙動の運動安定判別について理論的考察を行い、さらに離脱条件を満足する強制振動の最適振動数、振幅の範囲を決定しようと試みたものである。

果実挙動の観察と理論考察へのアプローチ

加振される温州ミカンの果実—結果枝系は、その強制変位の振動数変化に伴い数種の振動モードが生じることがすでに報告した⁸⁾。すなわち、側枝と結果枝との接合点（以下上支点と称す）および果梗と果実の接合点（以下下支点と称す）にフレキシブルな自由度を有し、加振中には二重振子の如き運動が誘起される。その1次の規準振動時には、強制変位と結果枝及び果実の移行がすべて同位相となり、系は単振子の自由振動に近い様相ををいするため果実の変位が大きく、離脱前に他の果実や枝葉と衝突する可能性があり、損傷の原因となる。

しかし、1次の規準振動を過ぎると、強制変位に対し結果枝の位相が約 π だけ遅れ、上支点が右へ移行するとき結果枝は左へ移行して、果実はもとの固定した座標系からみるとほぼ静止した位置にある。この時、果実は下支点を支点として結果枝とは逆位相で角度位を起こすが、その直線の絶対変位量は少ない。

第1図は、温州ミカンの果実—結果枝一から構成される単体の系を振動数約 11Hz で加振し、その運動をストロボスコープを利用して写真撮影した例である。切断し黒く塗った枝断面と果実の正面中央に白いテープを十字型にはり、結果枝（果梗）も白く塗装して写真撮影を行ったので、枝、結果枝及び果実の運動軌跡を観察することができた。(a)は水平面に対し約 14° 、(b)は約 28° の方

向で加振した例で、上支点に作用する全振幅（加振方向の振幅）はそれぞれ約 17cm および 12cm であり、両者とも二重振子2次規準振動数における共振を通過し、運動は安定な状態にあるものと推測される。

図より、イ) 上支点は大振幅で振動しているにもかかわらず、果実はもとの結果位置から左右方向へはほとんど変位することなく、若干のねじれを伴いながら落下している。ロ) 加振方向に垂直の成分が多くなるにしたがい、果実の上下動による縦方向の変位が大きくなり、果実は跳躍現象を起こし易くなる。ハ) 図は約 $1\frac{1}{4}$ サイクルのみ写真撮影であるが、系は自励的な振動を起こさず、動的に安定していると判断される。

以上の観察結果からも明らかな通り、上支点が単振動するカンキツ類の果実—結果枝系は、その運動安定判別を究明する際、単純な単振子モデルに置換して理論的考察を進展させてもさしつかえないものと考えられる。

単振子モデルによる運動の安定判別

1. 水平加振について

果実—結果枝系の上支点が x 軸に平行な強制変位を受けた場合の単振子モデルを第2図(a)に示す。すなわち、静止した空間に固定した $\zeta-\eta$ 座標をとり、 $x-y$ 座標を単振子モデルに固定した座標とする。いま、振子の支点が ζ 軸に平行に $\phi(t) = A_0 \sin \omega t$ なる単振動運動をする場合、その運動方程式は³⁾、

$$m \frac{d^2 \zeta}{dt^2} + \frac{m g}{\ell} x = 0 \quad (1)$$

$\zeta = x + \phi(t)$ であるから $m \left(\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{d^2 \phi}{dt^2} \right) + \frac{m g}{\ell} x = 0$ となり、

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_0^2 x = A_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (\omega_0^2 = g/\ell) \quad (2)$$

この一般解は周知の如く

$$x = C_1 \cos \omega_0 t + C_2 \sin \omega_0 t + \frac{A_0 \omega^2}{\omega_0^2 - \omega^2} \sin \omega t \quad (3)$$

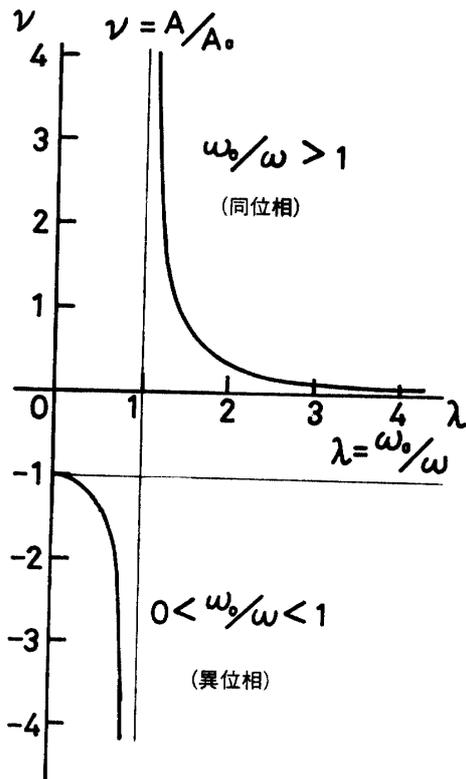
したがって、振子の振幅Aと与えられた強制振動の振幅A₀との比νは、

$$\nu = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{(\omega_0/\omega)^2 - 1} \quad (4)$$

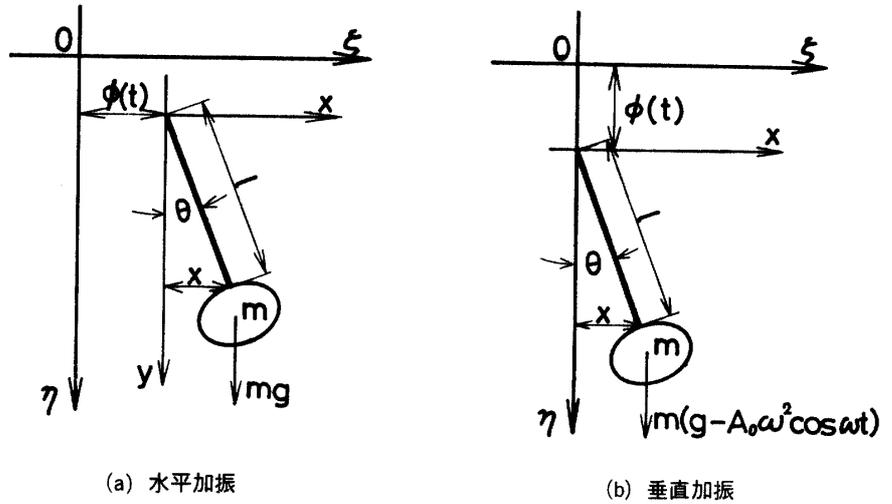
となる。(4)式より、振動数比ω₀/ωと振幅比A/A₀の関係を図示すると第3図の通りである。

図より、ω >> ω₀ならば振幅比νは-1に近づく。負号がつくことは、支点が右へ動けばこれと共に動く座標から見れば質点は左へ動くことを示し、その時ν = A/A₀の絶対値が1になることは、振子の質点が絶対空間η軸に対して静止していることを意味する³⁾ので、前述の観察現象が理論からも明らかである。

以上は線型範囲内における解析であるが、実際に枝を加振する時に果実—結果枝系上支点に生じる振幅は大きく、系は非線型な運動をするものと考えられる。この時例えば、sin θの展開の第2項までをとって近似すれば、(2)式は次のようになる。



第3図 ω₀/ω と A/A₀の関係



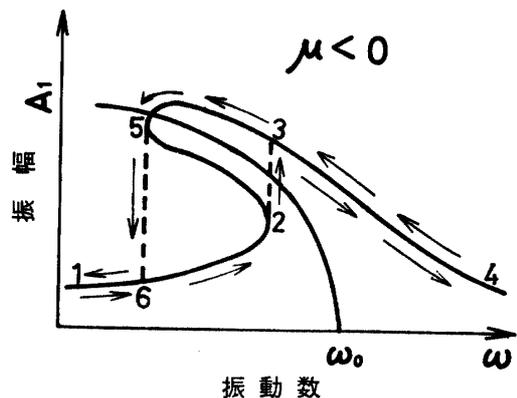
第2図 強制変位を受ける単振り子モデル

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_0 x + \mu x^3 = A_0 \omega^2 \sin \omega t \quad \text{ただし、} \mu = -\frac{g}{6\ell} \quad (5)$$

その定常的な振動の解は

$$x = A_1 \sin \omega t + A_3 \sin 3\omega t + A_5 \sin 5\omega t + \dots \quad (6)$$

の形をとり、外力の角振動数ωをもった振動のほかに、その奇数倍の角振動数をもった高次振動が現われる。しかも実際の果実—結果枝系は上支点の角変位に対して、粘性減衰力が働くので、強制角振動数ωと定常振動の第1近似解の振幅A₁との関係を示す共振曲線においては、共振振動数の付近で履歴現象が起き、例えば第4図に示す如き2→3、5→6のように跳躍が起こることが知られている⁵⁾。そのため2—5間において運動が不安定となり実現しなくなる。さらにこの系では(6)式の振動のほかにω/3、ω/5などの振動数を持つ分数次振動が生じ、それらが1次共振振動数の3倍、5倍の振動数で共振する、いわゆる分数次共振の現象が起こることも推測される。



第4図 共振時の履歴現象

上記の非線型振動に関する理論考察と実際の果実の運動とを比較検討するため、前報⁸⁾で使用した加振装置に温州ミカンの果実一結果枝系を取付け、加振振幅と振動数を逐次変化させながら系の運動を観察した。その結果、振幅の増加に伴い実験途中で果実が落下し、詳細な観察は不可能であったが、加振振幅が大きくなるほど、上述の現象が顕著となる傾向は認められた。

すなわち、加振振幅 0.5~1.0cm 程度では、第1次共振時 ($\omega \cong \omega_0$) の果実の運動は、ほぼ正規の振子運動となり、 $\omega \cong 3\omega_0$, $5\omega_0$ においても特に著しい共振現象は認められない。しかし、加振振幅が 3.0~4.0cm になると、 $\omega \cong \omega_0$ において果実は3軸方向へ大変位を起こし、振子運動から逸脱して跳躍する。さらに、 $\omega \cong 3\omega_0$, $5\omega_0$ では、果実は小さく上下、左右におどり、分数次共振の現象が観察できる。これらの果実一結果枝系の不安定運動は、離脱前に起こる果実損傷の原因になる可能性を含むものと判断される。

2. 垂直加振について

(1) 上支点を支点とした運動の安定判別

前項同様、果実一結果枝系の上支点が η 軸にそって、 $\phi(t) = A_0 \cos \omega t$ なる単振動変位を受けた時の単振子モデルを第2図(b)に示した。この場合における系の自由振動を考えると、質点 m には重力加速度のほかに支点の運動による加速度が作用するため、運動方程式は以下のようになる。いま角変位 θ は微小とし、(1)式及び第2図の x は、 $x \cong \ell \cdot \theta$ で表わされるものとすれば、 $\ddot{x} = \ell \cdot \ddot{\theta}$ となり、

$$m \ell \frac{d^2 \theta}{dt^2} + m(g - A_0 \omega^2 \cos \omega t) \cdot \theta = 0 \quad (7)$$

ここで、

$$\omega t = 2\tau, \quad 4g/\ell\omega^2 = a, \quad 4A_0/\ell = 2q \quad (8)$$

とおけば、(7)式は次式のように書きなおせる。

$$\frac{d^2 \theta}{d\tau^2} + (a - 2q \cos 2\tau) \cdot \theta = 0 \quad (9)$$

(9)式は、MATHIEU の方程式と完全に一致し、この系はマシュー型振動系(係数励振形振動系)となる。この方程式の一般解は複雑で、 a 及び q の値によって、解が周期的で運動が安定する場合と、無周期的で振幅が時間と共に増加し、系の運動が不安定になる場合とがある⁶⁾。マシューの示した特性値⁶⁾を利用して、 a , q の値を変数としたこの系の安定判別線を第5図に示した。

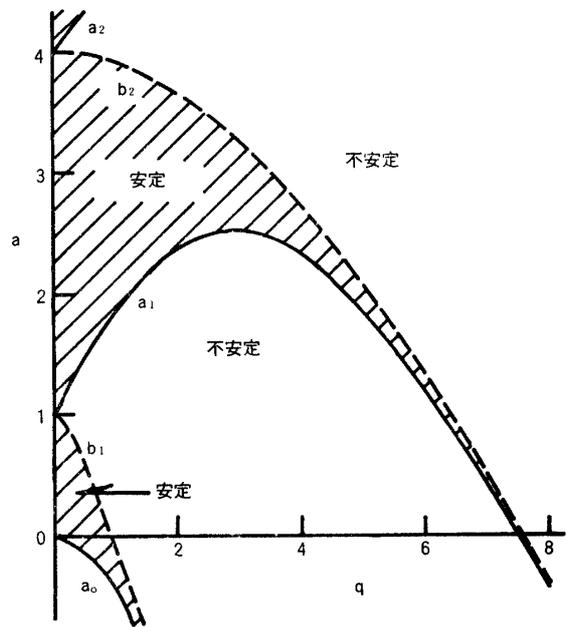
図中の斜線を施した部分は安定範囲を示すが、各判別線 b_1 , a_1 , b_2 の近似式は、 q が比較的微小となる範囲では次式となる^{5,5)}。

$$\left. \begin{aligned} b_1 &= 1 - q - \frac{1}{8}q^2, & b_1 &\geq 0 & (a) \\ a_1 &= 1 + q - \frac{1}{8}q^2, & a_1 &\geq 0 & (b) \end{aligned} \right\} (10)$$

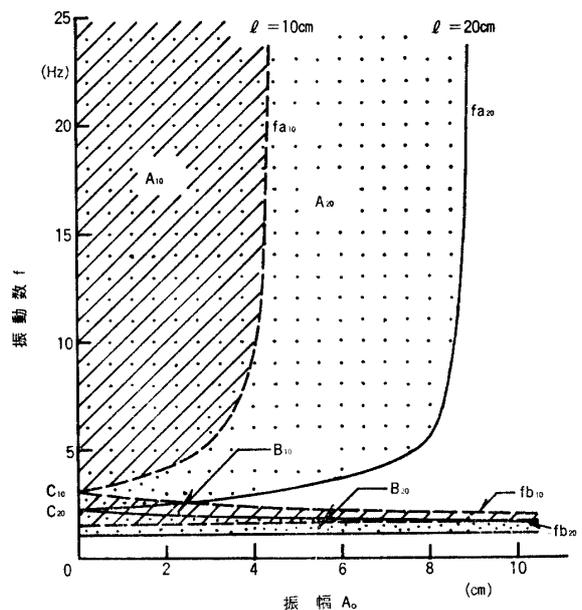
$$b_2 = 4 - \frac{1}{12}q^2, \quad b_2 \geq 0 \quad (c)$$

(8)式の $a = 4g/\ell\omega^2$, $q = 2A_0/\ell$ を(10)式へ代入し、さらに $\omega = 2\pi \cdot f$ (f は振動数, Hz) として整理すると、系の運動が安定となる条件式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} a) \text{式より } f_a &> \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8g\ell}{-A_0^2 - 4\ell A_0 + 2\ell^2}} & (d) \\ b) \text{式より } f_b &< \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8g\ell}{-A_0^2 + 4\ell A_0 + 2\ell^2}} & (e) \\ c) \text{式より } f_c &> \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{12g\ell}{-A_0^2 + 12\ell^2}} & (f) \end{aligned} \right\} (11)$$



第5図 マシュー型振動系の安定判別線図



第6図 振幅と振動数を変数としたマシュー型振動系の安定範囲 (振子長 $\ell = 10\text{cm}$, 20cm の場合の例)

したがって、振子長(結果枝長) ℓ を与えれば、強制振動の振幅 A_0 と振動数 f を変数として、系の運動の安定、不安定の境界線図を描くことができる。一例として、 $\ell = 10\text{cm}$, 20cm の場合の運動安定判別線を、横軸に A_0 、縦軸に f をとって第6図に示した。図中、斜線を施した A_{10} , B_{10} の領域は $\ell = 10\text{cm}$ の場合の安定範囲、打点した A_{20} , B_{20} の領域は $\ell = 20\text{cm}$ の場合の安定範囲を示すが、 B_{10} , B_{20} の範囲は対応する振動数の領域が低く、また分布範囲も狭いため、実際に果実を離脱させるのには適しがたいと思われる。また図より、結果枝長 ℓ が長くなるほど、系の安定範囲が広がること明らかである。

(2) 下支点を支点とした運動の安定判別

実際の果実—結果枝系の場合、結果枝が比較的長く、 A_0 , f が第6図の安定範囲に存在しているにもかかわらず、系の運動が不安定になることがある。それは果実と結果枝(果梗)との接合点(下支点)において、もう一つのフレキシブルな自由度を有するからである。しかしこの下支点を支点とした不安定運動は、前節でも触れた如く、左右方向の直線的絶対変位量が少なく、果実損傷の直接的原因とはならない上、離脱に対しては二重振子の2次固有振動数における共振とほぼ同じ効果を有するので、収穫操作には極めて都合のよい重視すべき現象である。

下支点を支点とした系の運動判別を考察するため、第7図の始きモデルを使用した。すなわち、結果枝は剛性を有する棒とし、Q点では曲げばね定数 K_2 を持った自由度を有するが、O点では自由度がない(上支点Oでは運動が安定していると仮定)ものとする。いま、上支点が $\phi(t) = A_0 \cos \omega t$ で垂直方向に加振され、初期角変位 θ が生じたものとする、粘性減衰項を無視すれば、運動方程式は次式となる。

$$J\ddot{\theta} + K_2\theta - m\omega^2 A_0 \cos \omega t \cdot \sin \theta = 0 \quad (12)$$

ここで、 J ; Q点のまわりの慣性モーメント
 m ; 果実質量

θ は微小とし、 $\sin \theta \cong \theta$, $p^2 = K_2/J$ (p は系の固有振動数) とおくと、(12)式は

$$\ddot{\theta} + (p^2 - \frac{m\omega^2 A_0}{J} \cos \omega t) \theta = 0 \quad (13)$$

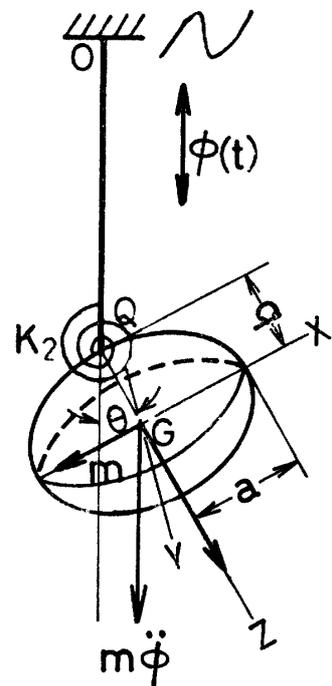
果実を楕円球体と仮定し、その長短軸半径を a , b , 重心G点のまわりのY軸に関する慣性モーメントを J_y とすると、

$$J = J_y + m b^2 = \frac{1}{5} m (a^2 + 6 b^2) \quad (14)$$

(13)式は(9)式と同型で解は複雑であるが、一般には、 $m\ddot{x} + [k + \Delta k \cdot f(t)]x = 0$ の形で表わされ、可変ば

ね定数 Δk が定常ばね定数 k の上に乗った第8図に示されるような矩形波を考えると、比較的簡単に系の運動判別を表示することができる^{1,2)}。

今回は第9図に示す如き B. VON DER POL が提示した $\Delta k \cdot f(t)$ に $\alpha \sin \omega t$ なる正弦波を使用した時の安定域と不安定



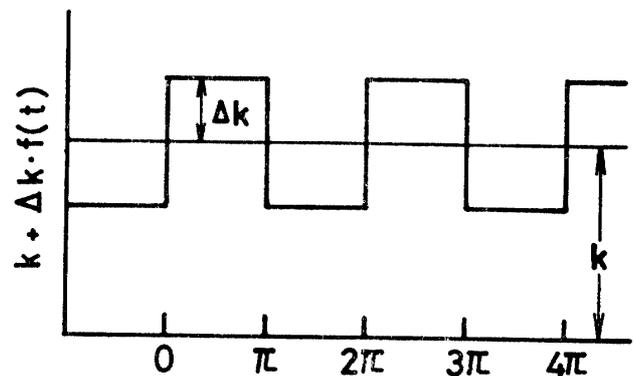
第7図 温州ミカンの下支点を支点とした運動に対するモデル

域の判別線²⁾を採用したが、これは矩形波の場合の判別図とほぼ同様であり、また H. NEUSINGER が特殊構造の振子を用いて実験した結果ともよく一致している²⁾。図は横軸に p^2/ω^2 、縦軸に $\alpha/p^2 \cdot p^2/\omega^2$ を採用した時の安定判別図であり、 α は可変ばね定数の最大振幅で(13)式から次式で表わされる。

$$\alpha = \frac{m\omega^2 A_0}{J} \quad (15)$$

また図中の不安定領域に示した数字は、加振振動数1サイクル $2\pi/\omega$ 間に発生する系の振動回数を表わす。

上記より、対象となる果実の曲げばね定数 K_2 、長短軸半径 a , b , 質量 m を求めれば、慣性モーメント J 、系の曲げ固有振動数 p が定まり、第9図の判別線は第6



第8図 矩形波によるばね定数の変動

図同様，強制振動の振幅 A_0 ，振動数 f を変数とした安定判別線図（第13図）に書きなおすことができる。

温州ミカン収穫のための最適振動条件

以下に一例として温州ミカンの果実—結果枝系をとりあげ，離脱前に起こる果実損傷を最小限にとどめ，かつ，離脱可能な最適加振条件（加振振動数及び振幅の最適範囲）に関して，その系の運動安定判別を基礎にして考察することとする。

1. 温州ミカンの離脱条件

強制振動を受けるカンキツ類の果実が，どのような分離機構で離脱するかを明らかにした研究は，いまだ報告されていないが，離脱面には主として果梗軸方向の引張（圧縮）応力と果実の角変位運動によって生じる曲げ応力が作用するものと考えられる。

ここでは，後の考察を容易にするため，垂直加振時の上下動によって果実が引き起こす鉛直方向の慣性力（引張・圧縮力）が，果実の離層における結合力に打勝った時に果実が離脱すると仮定する。そのためには，離層に作用する曲げ応力を引張・圧縮力に統合して考える必要がある。

第10図は，上支点 O が $\phi(t) = A_0 \cos \omega t$ で上下動した時，果実に微小角変位 θ が生じた場合の力の関係を示す。この時離層 Q 点には，引張力 $\frac{W}{g} \ddot{\phi}(t) + W$ （果重 W は $\frac{W}{g} \ddot{\phi}(t)$ に比べ極めて小さいので無視してもよい）による引張応力 σ_t とモーメント $P \cdot b$ による曲げ応力 σ_b が作用する。

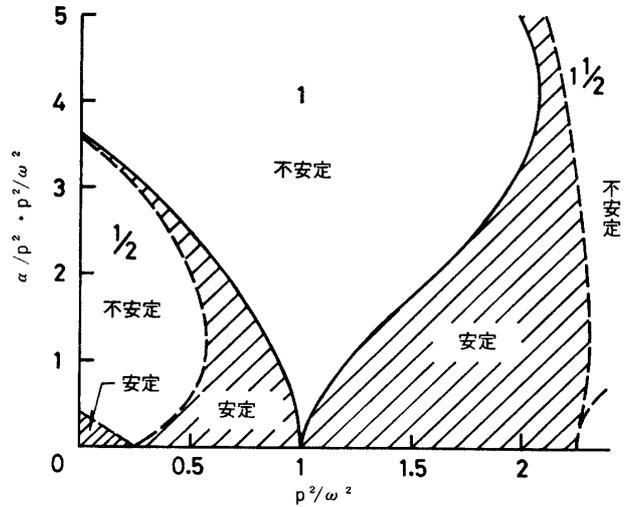
過去の温州ミカンを対象とした研究⁸⁾において，振動中に離層 Q 点に生じる果梗軸に直角方向の力 P' （第10図参照）は実測済みであるので，その値を利用して P の近似値を次式より算出する。

$$P \approx \frac{\ell}{\ell + b} P' \tag{10}$$

実測されたデータから，温州ミカン果実—結果枝系の運動が最も安定していて，角変位 θ が最小の場合でも P' の値は 0.09kg となった⁸⁾。また一般に，温州ミカンの短軸方向半径 b は結果枝長 ℓ に比べると短かく，平均的な値をとって， $\frac{\ell}{\ell + b} \cong 0.8$ とすると，(10)式より $P = 0.8 \times 0.09 = 0.07\text{kg}$ となる。さらに温州ミカン約100個の調査から，離層の結合面平均直径 $d_a = \phi 5.9\text{mm}$ ，果実短軸平均半径 $b = 27\text{mm}$ となり，これより強制振動中に離層に作用する最底の曲げ応力を求めると

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot b}{\pi d_a^3} = \frac{32 \times 0.07 \times 27}{3.14 \times 5.9^3} = 0.94\text{kg/mm}^2$$

とみなすことができる。一方，すでに報告した通り⁷⁾，温州ミカンを静的引張試験により離層から離脱させるた



第9図 安定・不安定判別線図 (B. Von der Pol による)

めに必要な平均引張力 F は 5.3kg であったので，この値を採用して離脱に必要な主応力 σ は，

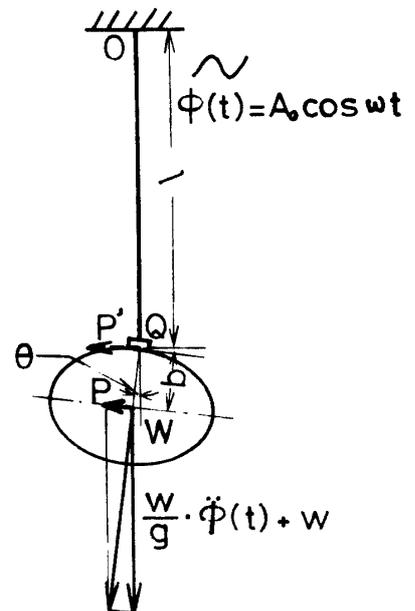
$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi d_a^2} = \frac{4 \times 5.3}{3.14 \times 5.9^2} = 0.194\text{kg/mm}^2$$

となる。以上の結果から $\sigma = \sigma_t + \sigma_b$ ゆえ，離脱に対して引張力から確保されねばならない応力 σ_t は，

$$\sigma_t = \sigma - \sigma_b = 0.194 - 0.094 = 0.1\text{kg/mm}^2 \cong \sigma/2$$

よって $\sigma \cong 2\sigma_t$ と近似できる。すなわち，離層における離脱条件を今回の仮定のように曲げ応力を無視し引張応力のみで考えようとする場合，系の運動が最も安定していて曲

げが最小の場合でも，引張応力 σ_t に係数2を乗ずる必要があり，実際の離脱時にはこの係数がさらに大きくなることが予想される。この考え方は果実落下時の果梗に作用する力の実測値と極めてよく一致し，振動中には，静的引張離脱力 F の半分以下の軸方向力で果実は落下する。



第10図 振動する果実—結果枝系の離層(下支点)に作用する力

(8)式を変形し， a を q の関数で示

すと,

$$a = 2(g/A_0\omega^2) \cdot q \quad (17)$$

となり, (17)式の係数は, 重力加速度 g と強制振動の加速度振幅 $A_0\omega^2$ との比で表わされる。

前述の仮定から, 質量 m の果実に重力加速度 g の n 倍の加速度が作用した時, それによって引き起こされる慣性力が離層における結合力に打勝って果実が落下すると考えるので, 離脱に必要な加速度 a は, $a = n \cdot g$ となる。上支点が $\phi(t) = A_0 \cos \omega t$ で上下動する時の果実質量 m に作用する引張 (圧縮) の方向 加速度は $A_0\omega^2$ である。

温州ミカンの離脱を果梗軸方向の引張圧縮力のみによって考える場合, 上記の考察より, 強制振動加速度 $A_0\omega^2$ が $a/2$ (係数2で除す) となれば離脱条件を満足するはずであるので, $A_0\omega^2 = a/2 = n \cdot g/2$ すなわち $g/A_0\omega^2 = 2/n$ となり, (17)式は次式の如く書きなおせる。

$$a = (4/n) \cdot q \quad (17')$$

また, 上記の仮定から, [果実重量] : [離層結合力に打勝つ力] = $m \cdot g : m \cdot a = 1 : n$ となる。 n の値を定める一つの方法として, ふたたび温州ミカンの静的引張試験による離脱力の測定値を採用する。温州ミカンの静的引張離脱力は果重との間に相関があり⁷⁾, 果実重量 0.1 ~ 0.2kg に対し普通温州の離脱力 3.5 ~ 8.0kg で, $n \approx 36 \sim 41$, 早生温州については離脱力 3.5 ~ 6.5kg で, $n \approx 33 \sim 36$ となる。いま, その平均的な値をとり離脱条件を $n > 36$ とすると(17)式は,

$$a < \frac{1}{9} \cdot q \quad (18)$$

となる。上式に(8)式を代入し, (1)式同様強制振動の振幅 A_0 と振動数 f_r を変数とした形に書きなおすと次式となる。

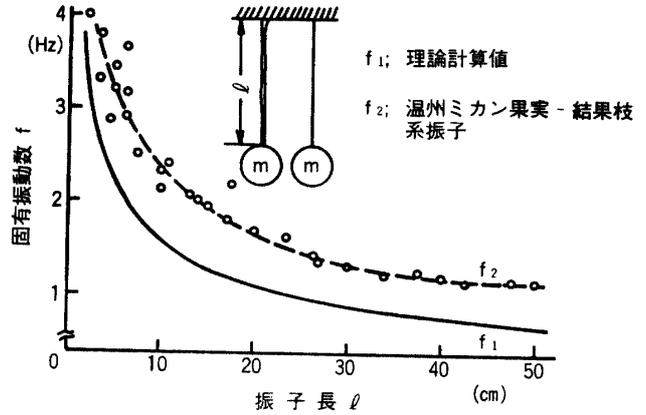
$$f_r > \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{18g}{A_0}} \quad (19)$$

したがって, 上式は温州ミカンの果実を落下させるに必要な強制振動の振幅と振動数の範囲を示す。

2. 温州ミカンに対する系の運動安定判別線図

(1) 上支点を支点とした運動安定判別線の修正

(9)式で示されたマシュエの方程式は理想的な単振子の運動について適用されるものであり, その安定判別線は第6図のようになった。しかし実際の果実と結果枝で構成される振子は, 枝と結果枝との接合点 (上支点) において曲げこわさを有し, さらに結果枝自体もあるこわさを持つため, 理想的な単振子に比べると固有振動数が異ってくる。第11図は, 温州ミカンを使用し, 果実質量をほぼ一定として種々の結果枝長を有する果実—結果枝系の固有振動数 (単振子とみなす) を実測し, 単振子固有



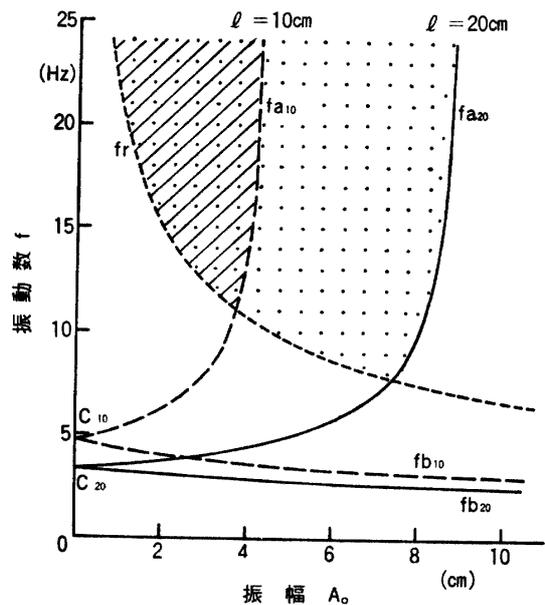
第11図 理想振子と果実—結果枝系振子の固有振動数の比較

振動数の理論計算値と比較したものである。

図において, 実際の果実—結果枝系振子の固有振動数 f_2 と理論計算値 f_1 を比較した場合, $5 \text{ cm} \leq l \leq 40 \text{ cm}$ において次の関係が成立つ。

$$f_2 \approx 1.5 f_1 \quad (20)$$

第6図で, 判別線 f_a, f_b の出発点 (縦軸との交点) C_{10}, C_{20} 点は, それぞれ $l = 10 \text{ cm}, 20 \text{ cm}$ を有する理想振子の固有振動数の2倍の値を示す。したがって, 図示された判別線は, 実際の温州ミカン果実—結果枝系振子には合致しなくなる。ここでは(20)式を利用して, 第6図の判別線の値をすべて1.5倍して修正し, 第12図に示した。



第12図 温州ミカン果実—結果枝系の上支点を支点とする運動が安定でかつ離脱可能な振動数, 振幅の範囲 (結果枝長 $l = 10 \text{ cm}, 20 \text{ cm}$ の場合の例)

ゆえに、図の安定範囲を示す条件式は、(1)式の(d), (e)より、

$$\left. \begin{aligned} f_a &> \frac{1.5}{2\pi} \sqrt{\frac{8g\ell}{-A_0^2 - 4\ell A_0 + 2\ell^2}} \quad (d)' \\ f_b &< \frac{1.5}{2\pi} \sqrt{\frac{8g\ell}{-A_0^2 + 4\ell A_0 + 2\ell^2}} \quad (e)' \end{aligned} \right\} (2)$$

で表わされる。この簡単な修正による判別線は、温州ミカンを想定したモデル使用による実験結果（第2報にて報告10）とかなりよい一致を見たので、温州ミカン果実—結果枝系の運動安定判別には、(2)式を使用するのが適当であると思われる。

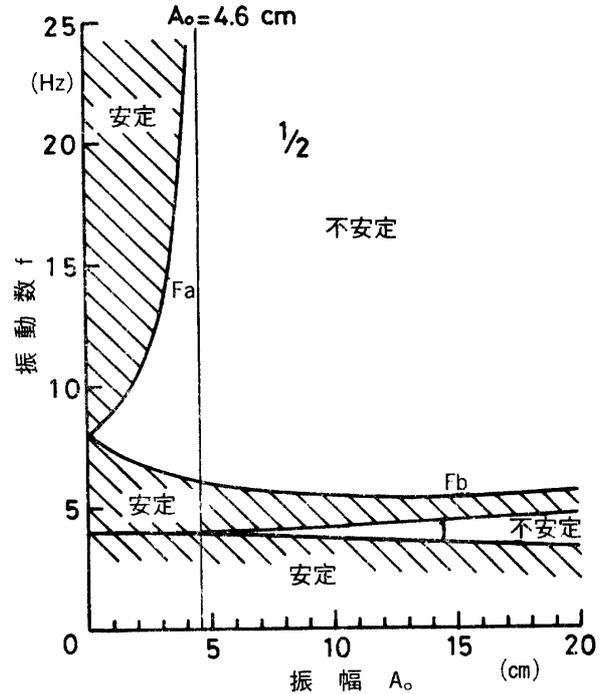
同時に、(19)式によって表わされた温州ミカンの離脱条件を満足する境界線 f_r を第12図の中に示した。すなわち、図の斜線部は、結果枝長 $\ell = 10\text{cm}$ のミカンが系の上支点を支点とした運動を安定に保ちながら、なおかつ、果実を落下させることができる振動数、振幅の範囲を示し、さらに結果枝長 ℓ が 20cm になれば、その範囲は打点された範囲まで拡大されることを示している。

(2) 下支点を支点とした運動安定判別線

個々の温州ミカン果実—結果枝系の物理定数は、それぞれ個体差があり、ばらつきが見られるが、その平均的な値を求めて、第9図を強制振動の振幅 A_0 と振動数 f を変数としたグラフに書きなおす。

前記同様、約100個の果実について調査した結果、温州ミカンの形状寸法及び果重の平均値は、果実の長軸半径 $a = 3.7\text{cm}$ 、短軸半径 $b = 2.7\text{cm}$ 、重量 $W = 0.146\text{kg}$ となった。さらに曲げばね定数 K_2 は15個のサンプルによる曲げ試験の結果⁸⁾から、その平均値 $K_2 = 1.09\text{kg cm/rad}$ となった。したがって(14)式から、 $J = 1.7 \times 10^{-3}\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2$ 、 $p = \sqrt{K_2/J}$ より、 $p = 25.30\text{rad/sec}$ 又は $p = 4.03\text{Hz}$ となる。一方、追加試験として、上記の a 、 b 、及び W の値にはほぼ等しい10個の果実について、へた部分（下支点）を支点として自由振動させ固有振動数を実測（測定方法については文献⁸⁾参照）した結果、 $p = 3.9 \sim 4.2\text{Hz}$ の範囲におさまリ、 J 、 K_2 及び p の値が温州ミカンの平均的な代表値として適当であることが確認された。

第9図より安定及び不安定を示す境界線上の各点を読みとり、横軸に加振振幅 A_0 、縦軸に加振振動数 f (Hz) をとって書きなおすと第13図となる。すなわち、最も平均的な温州ミカンが、垂直成分を有する変位によって加振された場合、下支点を支点とする運動は斜線を施した範囲内の A_0 、 f の値に対しては安定、それ以外の範囲では不安定となり、加振振動数が高くなればその境界線は振幅 $A_0 = 4.6\text{cm}$ に漸近する。この不安定運動は、初期の段階においては下支点を支点とした角変位であるが、



第13図 温州ミカンの下支点を支点とした運動の安定判別線図

それが増幅されると果実が跳躍するような現象に変わり、さらに時間が経過すると結局は上支点を支点とした大変位運動へと発展していく。しかし、実際に使用される振動収穫機の場合でも、1回の加振時間は5～6秒以下と短く、その間に起こるこの系の不安定運動は、最終的な大変位運動にまで発展しないうちに果実は落下するものと判断され、したがってこの系の不安定運動は、果実の離脱効果という観点からむしろ有利であると考えられる。

3. 振動収穫のための最適加振条件

以上述べてきた結果より、振動収穫時に使用される理想的な振動数、振幅は、上支点を支点とする運動に対しては安定、下支点を支点とする運動に対しては不安定、かつ、離脱に必要な軸方向の引張・圧縮力を励起させるだけの加速度を有する f 、 A_0 の範囲内で選択されるべきであり、具体的には第12図と第13図を重ねることから得られる。

第14図はその一例として結果枝長 $\ell = 20\text{cm}$ の温州ミカン果実—結果枝の場合を取り上げ、理想的な f 、 A_0 の範囲を斜線で示した。図中の f_a 線は、すでに述べてきた如く、結果枝長 ℓ の値によって縦軸にほぼ平行移動し、 ℓ が長いと図中の A_0 の範囲は広がるが、短いと狭くなる。例えば $\ell < 10\text{cm}$ の場合、図の斜線の範囲はほとんどなくなり、上支点を支点とした不安定運動が起こり易くなって、加振開始から果実が落下するまでの時間が

長くなれば、損傷果の発生が懸念される。

温州ミカンを対象とした振動収穫機において、これら f 及び A_0 の値が一応の設計基礎資料となるが、実際には A_0 の選定が難しい。すなわち、果実は果樹樹冠部にその大多数が結実しているが、その結果のようす、枝の構造が様々で、仮りに1本の主枝を例にとっても、その全長に沿った各点をすべてある範囲の振幅 A_0 で振動させることは困難である⁹⁾。また振動振幅を極端に大きくすると、加振される枝が、幹とのつけ根部から折れる可能性も生じる。したがって、温州ミカン用振動収穫機設計に当たっては、温州ミカンに対してほぼ固定される曲線 F_a 、 f_r を中心に考える、振幅一定型の設計法 (例えば、振幅は4 cm程度で一定とし、振動数を10~20 Hz の範囲で可変型とする設計法) を採用すべきではないかと考える。

摘 要

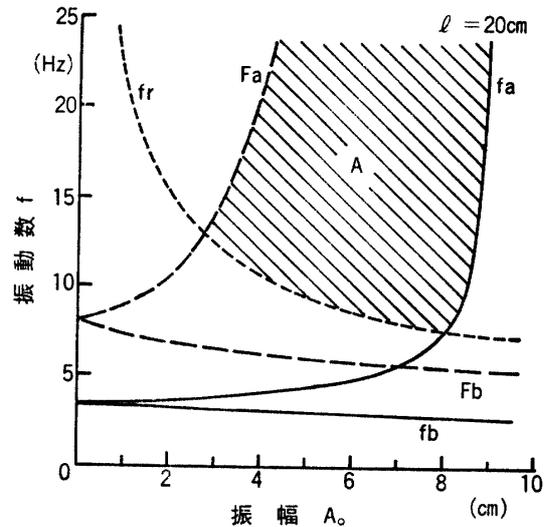
温州ミカンの果実—結果枝系に着目し、振動中に起こる系の運動の安定判別について理論的考察を行った。さらにその結果を利用して、離脱前に生じる果実の損傷を最小限におさえ、かつ、離脱が可能となる最適振動条件を明らかにしようと試みた。

1) 強制振動を受けるカンキツ類果実—結果枝系の運動が安定か不安定かを判別する際、基本的には上支点が単振動する単振子の運動と考えて差しつかえない。

水平成分のみの変位によって上支点が振動する時、共振時による履歴現象を除けば、系の運動は比較的安定しているが、離脱効果は相対的に低い。しかしこの場合でも、強制振動の振幅が結果枝長に比べて極端に大きくなれば、当然果実は振動現象から逸脱して振りまわされ、遊泳する。

2) 上支点に作用する強制変位が垂直方向の成分を持つ場合、果実—結果枝系の運動は、上支点及び下支点を支点とする2つの運動に分けてその安定判別を考察する必要がある。両者の運動は係数励振形自励振動となり、具体的には MATHIU 及び VON DER POL の判別線によって運動の安定及び不安定範囲を区分することができる。

3) 果実収穫に当たっては、離脱前に起こる果実損傷の回避と離脱効果の両面から判断して、上支点を支点とする運動を安定、下支点を支点とする運動を不安定とする振動数、振幅を選択することが望ましい。これらを満足する条件式に、静的引張離脱力をもとにして算出され



第14図 温州ミカン収穫に対する最適振動数、振幅の範囲 (結果枝長 $l=20\text{cm}$ の場合の例)

た温州ミカンの離脱条件をつけ加え、果実を傷つけづ理想的に落下させると考えられる振動数、振幅の範囲を理論的に求めた (第13図参照)。

4) 温州ミカン用振動収穫機の設計に当たっては、加振される枝の挫折等も考慮して、振幅は4~6 cm適度にとどめ、振動数を無段に可変することのできる設計法が適当ではないかと考える。

引用文献

- 1) DEN HARTOG, J. P. (谷口・藤井訳): 機械振動論, 第五版, 374- 392, コロナ社, 東京, 1964.
- 2) TIMOSHENKO, S. (谷下・渡辺訳): 工業振動学, 第三版, 159- 165, 東京図書, 東京, 1973.
- 3) 坪井忠二: 振動論, 復刻版, 186- 188, 現代工学社, 東京, 1973.
- 4) 土屋功位・赤瀬章・上出順一: 農機誌, 36(1), 126- 131, 1974.
- 5) 亘理 厚: 機械力学, 改訂版, 184- 189, 共立出版, 東京, 1971.
- 6) 亘理 厚: 機械振動, 第二版, 179- 204, 丸善, 東京, 1973.
- 7) 山本博昭: 農機誌, 37(4), 577- 586, 1976.
- 8) 山本博昭・川村登: 農機誌, 38(1), 53-62, 1976.
- 9) 山本博昭: 神大農研報, 13(2), 301- 311, 1979.
- 10) 山本博昭: 神大農研報, 15(1), 107-116, 1982.