

插秧機插植機構之分析

Analysis of Rice Transplanting Mechanisms

國立臺灣大學農機系副教授

國立臺灣大學農工研究所機械組碩士

張 森 富

劉 博 文

Chang, Sen-Fuh

Liu, Bor-Wen

摘 要

插秧機在本省使用已非常普遍，但國內仍缺乏此方面之基本設計資料。本文擬從插秧機之插植機構分析做起，因此其主要研究目的為：

1. 收集現有插植機構型式等之資料。
2. 利用系統方法對插植機構加以分析。
3. 從機構分析中，整理出設計插植機構之原則。

本研究先探討機構運動及動力分析的理論，進而發展出數值方法可做機構分析之用。然後對現有機型加以分析，並探討改變插植條件對插植狀況之影響，因而找出插植機構之設計原則。

Abstract

The use of rice transplanters is very popular in Taiwan. However, it is still lack of basic information for designing of transplanters. Therefore, the authors intend to conduct studies on the analysis of the rice transplanting mechanisms. Main objectives of this study are:

1. To gather existed rice transplanting mechanism information.
2. To apply a systems approach for analyzing transplanting mechanisms.
3. To establish transplanting mechanism design principles from the above analyses

In this study, theorems related to mechanism kinematic & dynamic analyses are investigated. Numerical methods are developed for implementing the above analyses. Then, existed transplanting mechanisms are analyzed.

一、引 言

我國插秧機械化工作之進展，早期（民國55年至64年）是引進日貨試用成功，才慢慢普遍，至民國64年起國內工廠則開始自製⁽¹⁾，雖然是與日本技術合作，却也可以促進農機工業之發展，並且提

供農友價格便宜的插秧機。可是到了民國72年以後，我們水稻插秧的「機械化潛力」已達100%⁽²⁾，仍然停留在技術合作或模仿無創意的階段，實在顯得我們對基本設計的不重視。因此，本研究之目的即為：

1. 收集現有本省普遍使用插秧機之插植機構型式資料。

2. 就插秧機最基本的插植機構利用系統方法進行分析，再進而找出設計原則，期能建立一些基本資料以做更進一步研究之參考。

二、理 論 探 討

就插秧插植爪的傳動機構而言，演進的過程為：從早期的迴轉式到四連桿式到最新的齒輪皮帶式⁽¹¹⁾。其中，迴轉式已被淘汰；臺灣現行使用的插秧機屬四連桿式，本文即以四連桿式插植機構為分析對象。齒輪皮帶式機構為目前日本正在研究之插植機構，是由偏心行星齒輪組、凸輪及皮帶所組成，其中之偏心齒輪有緩進急退的功用。

不論插植機構的分析或設計，都要考慮插植爪軌跡必需通過的六點，此六點稱為精密點(Precision point)，如圖 1 中的 $P_1 \sim P_6$ 。

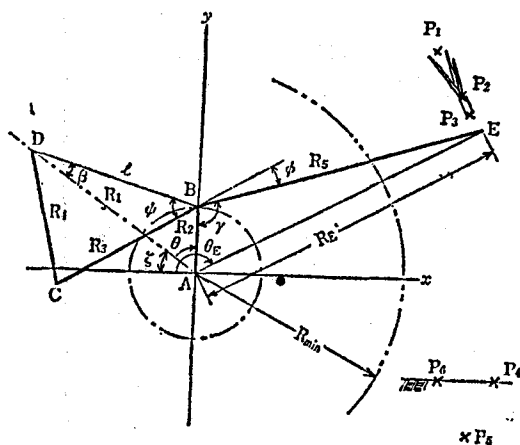


圖 1 插植六精密點⁽⁸⁾

這六點分別是：

1. 秧苗頂點(Upper part of seedling), P_1
2. 苗床頂部 (Surface point of seedbed), P_2
3. 苗床底部 (Bottom point of seedbed), P_3
4. 進入泥土點(Point to enter into the soil), P_4
5. 最低點 (The lowest point), P_5
6. 離開泥土點 (Point to go upward from the soil), P_6

其中，點 $P_1 \sim P_3$ 關係到插植爪有沒有抓到秧

苗及是否損傷到秧苗，與秧株有密切的關係。插植爪於點 P_4 的插入角度、力量大小、速度及加速度等都影響到插植的狀況，不當的插植可能使秧苗倒伏，甚至漂浮水面。點 P_5 的位置則影響秧苗的插入深度， P_5 如果過低，則使秧苗沒入泥中； P_5 太高則造成插植不穩。點 P_4 與 P_6 的距離如果過近，則插植爪在上升時會影響已插好的秧苗。

本文即以分析這六點為重點，根據以上的關係，加上適當的假設進行研究。為簡化問題，分析時的假設如下：

1. 插植爪於同一平面做等速運動，不考慮機體所受其他方向的作用力。
2. 插植機構主動迴轉軸轉速保持一定，不受外界的影響。
3. 不考慮插植機構秧苗推桿的作用力及插植爪與秧苗間的作用力。

三、資 料 收 集

與插植機構分析有關的內在及外在因素包括：秧苗高度、苗床厚度、載苗臺位置及角度、插秧深度、機體前進速度及主動桿轉速等，這些影響因素都為可變，沒有一定的數據可以依據。因此在分析時可變因素很多。

分析對象以臺灣現有機型為準，資料為經實地到各農機公司由生產部門的製造圖取得。計得四個樣本，分別為實例一至實例四，其特性資料如表 1 所示。表 1 中的長度及角度如圖 2 所示。

表 1 各插植機構實例特性資料

符 號*	實例一	實例二	實例三	實例四
$L_1(\text{mm})$	75	130	74	76
$L_2(\text{mm})$	35	40	35	37
$L_3(\text{mm})$	75	90	70	67
$L_4(\text{mm})$	80	88	75	65
$L_5(\text{mm})$	191	200	177	195
$\zeta(\text{deg})$	-90	41	-74	-71
$\phi(\text{deg})$	31	35	49	52
苗臺傾斜方向	後傾	前傾	後傾	後傾

*英文字母 L，大小寫均表示相同對象。

四、機構分析

顧名思義，四連桿式插植機構是一種四連桿的應用，其中插植桿為中間連桿的延伸。運動方式為主動迴轉軸作迴轉運動，經過中間連桿，插植爪作往復運動。在機構學上，這種四連桿稱為曲柄搖桿式四連桿組^(5,6)。

1. 運動分析

一般插植四連桿機構如圖 2⁽⁹⁾，其中：

$\overline{OA}$ 桿為主動桿，動力由此傳入；

$\overline{BA}$ 桿與 $\overline{AD}-\overline{DC}$ 桿為一體。

$\overline{BA}$ 桿是中間桿， $\overline{AD}-\overline{DC}$ 桿為插植桿；C 點為插植爪端點；

$\overline{O'B}$ 為從動桿；

$\overline{O'O}$ 桿為固定桿，固定於機架之上。

$l_1 \sim l_5$ 分別代表 $\overline{O'O}$ 、 $\overline{OA}$ 、 $\overline{AB}$ 、 $\overline{O'B}$ 及 $\overline{AC}$ 各桿長度。

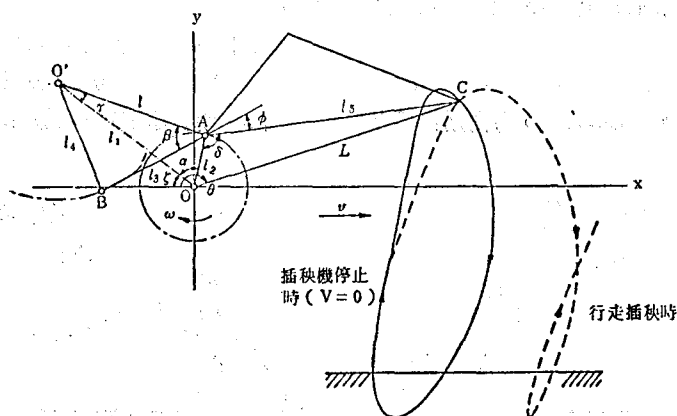


圖 2 插植四連桿機構圖⁽⁹⁾

(1) 軌跡

插植爪端點的運動軌跡以直角座標表示為：

$$X = -L \cos \theta + v \cdot t \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$Y = L \sin \theta$$

其中， $L = (\ell_2^2 + \ell_5^2 - 2\ell_2\ell_5 \cos \delta)^{1/2}$

$$\delta = \alpha + \beta + \gamma - \phi$$

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{\ell_2 \sin \alpha}{\ell}$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{\ell_3^2 + \ell^2 - \ell_4^2}{2\ell_3 \ell}$$

$$\ell = (\ell_1^2 + \ell_2^2 - 2\ell_1\ell_2 \cos \alpha)^{1/2}$$

$$\theta = \alpha + \zeta + \sin^{-1} \frac{\ell_5 \sin \delta}{L}$$

$$\alpha = \omega \cdot t$$

ϕ, ζ ：常數，隨插植機構而定。

ω ：插植機構主動迴轉軸轉動角速度。

v ：機體前進速度。

t ：時間。

座標原點定在 $t = 0$ 時點 O 的位置。

若以極座標（見圖 3）表示，則插植爪端點

C (R_c, θ_c) 可以下列式子表示：

$$R_c = \ell_2^2 + \ell_5^2 - 2\ell_2\ell_5 \cos \delta$$

$$\theta_c = \sin^{-1} \frac{\ell_2 \sin \delta}{R_c} + \zeta + \theta \quad \dots \dots \dots (2)$$

其中， $\ell = (\ell_1^2 + \ell_2^2 - 2\ell_1\ell_2 \cos \alpha)^{1/2}$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{\ell_3^2 + \ell^2 - \ell_4^2}{2\ell_3 \ell}$$

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{\ell_2 \sin \theta}{\ell}$$

$$\delta = \theta + \beta + \gamma - \phi$$

ζ, ϕ ：常數，隨插植機構而定。

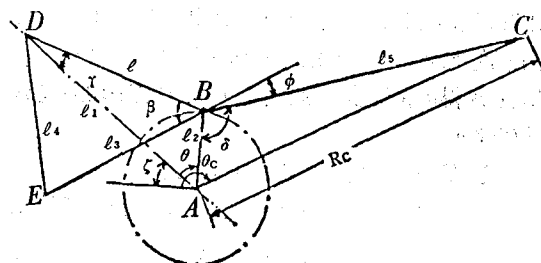


圖 3 以極座標表示插植爪軌跡⁽⁷⁾

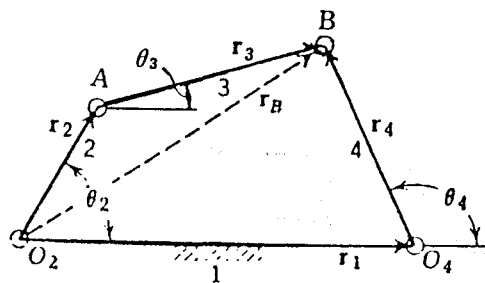
不論是以直角座標或極座標表示插植機構的軌跡，都必須知道十個參數。改變此十個參數可以得到各種軌跡，對不同的軌跡做速度、加速度及受力的分析，加以P₁~P₆點各種條件的判別，可決定軌跡的優劣。據此可分析插秧機插植機構。

(2) 作圖分析法求速度與加速度

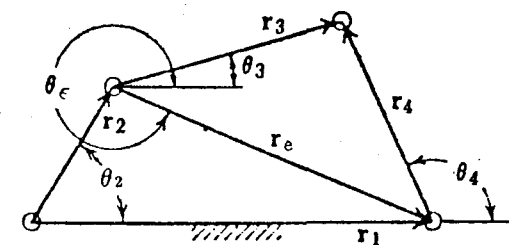
插植爪端點在某一時刻的速度與加速度，可以由點對 (Pair-point) 性質及相對速度原理並由中間桿間接求得。圖 3 中，點 C 的絕對速度等於點 B 的絕對速度加上點 C 對點 B 的相對速度。以數學關係式表示則為：

$$V_C = V_B + V_{C/B} \dots\dots\dots(3)$$

其中，V_B 的大小為 $\omega_{AB} \cdot \overline{AB}$ ，方向則為垂直



(a) 圖 4 中間桿角速度推導符號示意圖 (4)



(b)

(3) 數值計算法求速度與加速度

利用力學分析或作圖法求速度及加速度耗時或誤差極大，加上近年來個人電腦的流行，因此可以數值計算法來取代分析及作圖法。利用電腦作數值計算的原理，是在求取近似的速度值。速度的定義為：

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} \dots\dots\dots(8)$$

其中， Δs 為在 Δt 時間內的位移。

當取 Δt 為極小區間，則可得近似的速度值若在容許誤差範圍內，則這個方法是可以使用的。為求降低數值計算時的誤差，在求某一點 C_i(x_i, y_i) 的速度及加速度時，以 C_i 前一點 C_{i-1} 及後一點 C_{i+1} 求得兩個速度及加速度，再加以平均來提高準確性。

點 C_i (x_i, y_i) 的速度，其大小為：

$$v_i = \{[(x_i - x_{i-1})^2 + (y_i - y_{i-1})^2]^{1/2} + [(x_{i+1} - x_i)^2 + (y_{i+1} - y_i)^2]^{1/2}\} \cdot \frac{\omega_b}{2\Delta\theta} \dots\dots\dots(9)$$

方向則為：

$\overline{AB}$ 的方向，因此只要知道中間桿的角速度即可算出點 C 的絕對速度。利用複數座標方法可以導得：

$$\omega_3 = -\frac{r_2}{r_3} \omega_2 \frac{\sin(\theta_4 - \theta_2)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)} \dots\dots\dots(4)$$

$$\text{其中，} \theta_3 = \cos^{-1} \frac{r_3^2 + r_e^2 - r_4^2}{2r_3 \cdot r_e} + \theta_e - 180^\circ \dots\dots\dots(5)$$

$$\theta_4 = \theta_e - \cos^{-1} \frac{r_e^2 + r_4^2 - r_3^2}{2r_e \cdot r_4} \dots\dots\dots(6)$$

式(3)、(4)及(5)中所用的符號如圖 4 中所示。由中間桿角速度 ω_3 即可求得插植爪端點 C 的絕對速度。

另外，點 C 的絕對加速度為：

$$A_C = A_B + \omega_{BE} \cdot V_{C/B} + \alpha_{BE} \cdot \overline{BC} \dots\dots\dots(7)$$

利用前述相同的原理即可求得 A_c。

$$\theta_{vi} = \frac{1}{2} [\tan^{-1} \frac{y_i - y_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} + \tan^{-1} \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i}] \dots\dots\dots(10)$$

其中， $\omega_b = \frac{\Delta\theta}{\Delta t}$ ，為主動迴轉軸的角速度。

由(9)及(10)式；

$$\begin{cases} v_{xi} = v_i \cos \theta_{vi} \\ v_{yi} = v_i \sin \theta_{vi} \end{cases} \dots\dots\dots(11)$$

同理，插植爪端點 C 於點 C_i(x_i, y_i) 的加速度，其大小為：

$$a_i = \{[(v_{xi} - v_{xi-1})^2 + (v_{yi} - v_{yi-1})^2]^{1/2} + [(v_{xi+1} - v_{xi})^2 + (v_{yi+1} - v_{yi})^2]^{1/2}\} \cdot \frac{\omega_b}{2\Delta\theta} \dots\dots\dots(12)$$

方向則為：

$$\theta_{ai} = \frac{1}{2} [\tan^{-1} \frac{v_{yi} - v_{yi-1}}{v_{xi} - v_{xi-1}} + \tan^{-1} \frac{v_{yi+1} - v_{yi}}{v_{xi+1} - v_{xi}}] \dots\dots\dots(13)$$

由(12)及(13)式

$$\begin{cases} a_{xi} = a_i \cos \theta_{ai} \\ a_{yi} = a_i \sin \theta_{ai} \end{cases} \dots\dots\dots(14)$$

(4)運動分析程式

將上述方法配合軌跡方程式，建立電腦程式可以用來求得在任何主動迴轉軸迴轉角度時，插植爪端點的位置，速度及加速度，詳見參考資料〔2〕之附錄一。

2.動力分析

就力學的觀點而言：(1)從取苗到插入泥土這段期間，需有一向心力抓住秧苗，因此在這段期間插植爪

加速度的方向最為重要；(2)插植爪進入泥土後，須有一擲出秧苗的力量；(3)插植爪離開泥土時，須有一離開秧苗的力量。除了對所述軌跡及特定精密點之速度、加速度做運動分析外，並須就以上的觀點做動力分析。

首先建立一動力分析圖，如圖 5 所示。在圖 5 (b) 中， F_{x23} 代表連桿 2 對連桿 3 在 X 方向的作用力，餘類推。

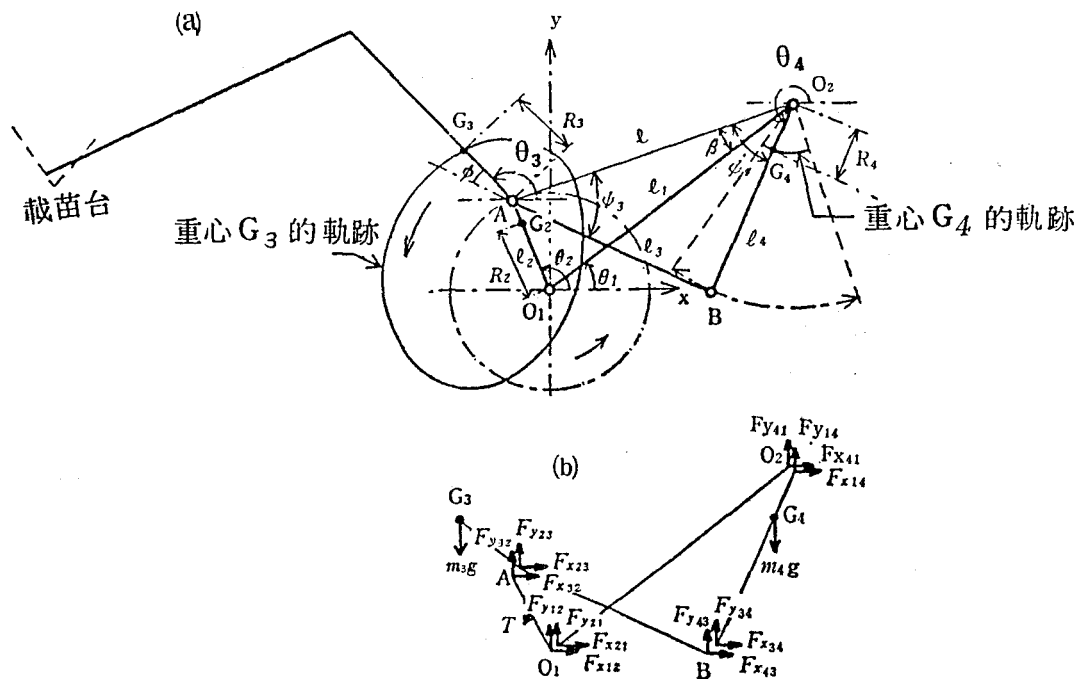


圖 5 插植機構的動力分析圖 (10)

在圖 5 及以下的式子中所使用的符號說明如下：

- l_i ：連桿 L_i ($i = 1 \sim 4$) 的長度；
- R_i ：重心 G_i ($i = 2 \sim 4$) 到各迴轉中心的距離；
- θ_i ：連桿 L_i ($i = 1 \sim 4$) 的水平角；
- ϕ ： $\overline{AB}$ 桿的延長線與 $\overline{AG_3}$ 的交角；
- I_i ：連桿 L_i ($i = 2 \sim 4$) 的慣性矩；
- m_i ：連桿 L_i ($i = 2 \sim 4$) 的質量。

(1)各連桿重心的運動解析

各重心 G_i 的位置 (x_i, y_i) 、速度 $(\dot{x}_i, \dot{y}_i)$ 及加速度 $(\ddot{x}_i, \ddot{y}_i)$ 可分別表示為：

$$\begin{bmatrix} x_2 & y_2 \\ x_3 & y_3 \\ x_4 & y_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & R_2 & 0 & 0 \\ 0 & l_2 & R_3 & 0 \\ l_1 & 0 & 0 & R_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & \sin\theta_1 \\ \cos\theta_2 & \sin\theta_2 \\ \cos\theta_3 & \sin\theta_3 \\ \cos\theta_4 & \sin\theta_4 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (15)$$

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_2 & \dot{y}_2 \\ \dot{x}_3 & \dot{y}_3 \\ \dot{x}_4 & \dot{y}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & R_2\dot{\theta}_2 & 0 & 0 \\ 0 & \ell_2\dot{\theta}_2 & R_3\dot{\theta}_3 & 0 \\ \ell_1 & 0 & 0 & R_4\dot{\theta}_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -\sin\theta_2 & \cos\theta_2 \\ -\sin\theta_3 & \cos\theta_3 \\ -\sin\theta_4 & \cos\theta_4 \end{pmatrix} \dots\dots\dots(16)$$

$$\begin{pmatrix} \ddot{x}_2 & \ddot{y}_2 \\ \ddot{x}_3 & \ddot{y}_3 \\ \ddot{x}_4 & \ddot{y}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & \ell_2\ddot{\theta}_2 & R_2\dot{\theta}_2^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \ell_2\ddot{\theta}_2 & \ell_2\dot{\theta}_2^2 & R_3\dot{\theta}_3 & R_3\dot{\theta}_3^2 & 0 & 0 \\ \ell_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_4\dot{\theta}_4 & R_4\dot{\theta}_4^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -\sin\theta_2 & \cos\theta_2 \\ -\cos\theta_2 & -\sin\theta_2 \\ -\sin\theta_3 & \cos\theta_3 \\ -\cos\theta_3 & -\sin\theta_3 \\ -\sin\theta_4 & \cos\theta_4 \\ -\cos\theta_4 & -\sin\theta_4 \end{pmatrix} \dots\dots\dots(17)$$

其中， $\theta = \theta_2 - \theta_1$

$$\ell = (\ell_1^2 + \ell_2^2 - 2\ell_1\ell_2\cos\theta)^{1/2}$$

$$\varphi_3 = \cos^{-1} \frac{\ell_3^2 + \ell^2 - \ell_4^2}{2\ell_3\ell}$$

$$\varphi_4 = \sin^{-1} \frac{\ell_3\sin\varphi_3}{\ell_4}$$

$$\theta_3 = \pi + \theta_1 - \phi - (\beta + \varphi_3)$$

$$\theta_4 = \pi + \theta_1 - (\beta - \varphi_4)$$

(2)各連桿的作用力

由作用於連桿 L_2 , L_3 及 L_4 的作用力及扭矩可求得作用於主動桿的作用力 T 及作用於機架之力 (F_x , F_y) 分別為：

$$T = T_2 + T_3 + T_4 \dots\dots\dots(18)$$

其中， $T_2 = I_2\ddot{\theta}_2 + m_2g R_2\cos\theta_2$

$$T_3 = \ell_2\cos\theta_2(m_3\ddot{y}_3 + m_3g) - \ell_2\sin\theta_2 \cdot m_3\ddot{x}_3 + \frac{\ell_2\ell_4\sin(\theta_4 - \theta_2) \cdot (I_3\ddot{\theta}_3 + m_3gR_3\cos\theta_3)}{k}$$

$$T_4 = \frac{\ell_2\ell_3\sin(\theta_2 - \theta_3 - \phi) \cdot (I_4\ddot{\theta}_4 + m_4gR_4\cos\theta_4)}{k}$$

$$k = \frac{1}{\ell_3\ell_4\sin(\theta_4 - \theta_3 - \phi)}$$

$$\text{及, } \begin{cases} F_x = -\sum_{i=2}^4 m_i \ddot{x}_i \\ F_y = -\sum_{i=2}^4 m_i (\ddot{y}_i + g) \end{cases} \dots\dots\dots(19)$$

(3)動力分析程式

將上述方法改寫成計算機程式，以主動桿迴轉速作主變因，可分析在任何主動桿迴轉角度下，各重心的位置、速度、加速度及各連桿的作用，詳見參考資料〔2〕之附錄二。

五、結果與討論

分析時採取以下的標準：(1)根據中國國家標準

及農機公司之設計值，將機體前進速度定在0.50~0.75m/sec；(2)由於傳動機構固定，因此在分析時可根據各農機公司之使用說明書上之動力傳動系統圖計算主動桿迴轉速與機體前進速度之間的關係；(3)根據中國國家標準，插秧深度必須在2~3公分之間，因此在分析時以軌跡最低點以上2.5公分為地面，反推主動桿角度，再計算其他數據；(4)根據

性能測定報告統計，在分析時以苗高11公分，苗床厚2.2公分為準。

1. 試驗數值計算法的準確性

分別以力學分析法與數值計算法就不同實例不同迴轉角度計算速度及加速度，並計算其誤差，得到以下的結果：(1)應用數值計算法時，所取的 $\Delta\theta$ 區間愈小，準確度愈高。(2)由數值計算法求得之值常較分析值小。(3)加速度的誤差較速度的誤差大。(4)取 $\Delta\theta$ 為 1° 時，速度及加速度之平均誤差分別為1.48%及4.94%，均在5%之內；(5)取 $\Delta\theta$ 為 0.2° 時，速度及加速度的平均誤差分別為0.64%及1.49%，準確度相當高。

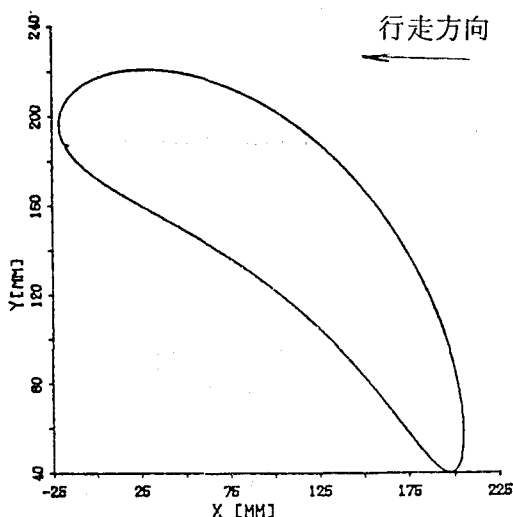


圖6 後傾式插植爪端點軌跡圖(實例一)

由以上的檢驗可知利用數值計算法做近似求解是可行的。

2. 前傾式與後傾式軌跡的差異

圖6及圖7分別為實例一及實例二在機體前進速度為0時的軌跡圖形。圖6為後傾式的插植軌跡，機體前進方向在圖6中為由右向左；圖7則為前傾式的插植軌跡，機體前進方向在圖7中為由左向右。當機體前進速度不為0時，圖6及圖7的軌跡都將趨於直立。

由於軌跡行進方向與機體前進方向互異，後傾式的插植機構於插植時， P_4 點與 P_6 點(參見圖1)的距離將拉大；前傾式則相反。

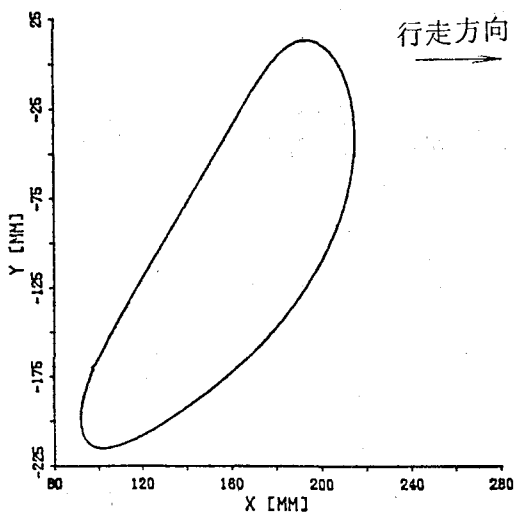


圖7 前傾式插植爪端點軌跡圖(實例二)

3. 各實例的插植狀況

(1)以實例二為例，繪得插植爪端點之速度及加速度的大小與方向，發現：①插植機構於近乎垂直角度插入泥土後迅速上升。②速度在X方向的分量在插入泥土與離開泥土期間為最小，證明前傾式插植機構可能會在上升時攪動或拔起所插之秧苗。③在取苗至插入秧苗這一段期間內，加速度的方向大約是指向主動桿迴轉中心。

(2)就不同的機體前進速度，分別對四個實例做六精密點的分析，結果發現：①增加機體前進速度對深度沒有影響。②增加機體前進速度使前傾式插植機構之 P_4 與 P_6 點距離縮短，後傾式插植機構則正好相反。③增加機體前進速度對速度、加速度、最高點以後的加速度方向都有影響，其中以對加速

度的影響最大。④機體前進速度可影響插植角度，但影響不大。

4. 動力分析

(1)由連桿2~4的重心軌跡，可知連桿2的重心做完全迴轉，連桿3的重心做近似橢圓的往復運動，連桿4則做小幅度的擺動(Oscillation)。插植爪位於連桿3的尾端，因此插植爪端點做更大幅度的往復運動。另外，連桿4重心的擺幅很小，由此可推測連桿4的速度、加速度變化必定很小，而由其所造成的扭矩或作用力也較小。

(2)由連桿2~4的速度及加速度在x及y方向的變化情形發現：①連桿4的速度及加速度都小，變化幅度也小。②連桿3的速度值及加速度值與連桿2相近，變化趨勢一致。

(3)連桿 2 及 4 作用於主動桿的扭矩與連桿 3 比較，非常的小，追究其原因為連桿 3 質量最大，慣性矩也大。另外，作用於主動桿的總扭矩在插植期間最大，其原因為在插植期間，加速度值及加速度變化較大所致。

(4)作用於機架之力以 Y 方向分量較大，重力加速度的作用為其主因。

5.改變插植條件對插植狀況的影響

分別以連桿 $L_2 \sim L_5$ 的長度、角度 ζ 及 ϕ 、機體前進速度 V_m 及主動桿迴轉速 RPM 當作輸入因子，而以插植深度、插植角度、進入與離開泥土點距離，進入泥土點速度與加速度，作用於機架之力及作用於主動桿之最大扭矩等為輸出結果，然後將各輸入因子作 $-20\% \sim 20\%$ 的改變，可得不同的輸出結果列於表 2（此為靈敏度分析，詳見參考資料[2]）。

表 2 靈敏度分析結果

插植狀況	正 比 關 係	反 比 關 係	影響最大因素	備 註
插植深度	連桿 2 連桿 5 ζ, ϕ	連桿 3 連桿 4	連桿 4	RPM, V_m 沒有影響
插植角度	連桿 2, 連桿 5 ζ, ϕ RPM, V_m	連桿 3 連桿 4	連桿 5	所有因素影響皆不大
進入泥土 與離開泥 土點距離	連桿 2 連桿 3 連桿 4, 連桿 5	ζ, ϕ RPM V_m	連桿 2	連桿 2, 3 影響很大 連桿 5 影響很小
進入 泥土點 速度	連桿 3 RPM V_m	連桿 2, ζ 連桿 4, ϕ 連桿 5	RPM	連桿長度影響比 RPM 及 V_m 影響為小
進入 泥土點 加速度	連桿 3 RPM V_m	連桿 2, ζ 連桿 4, ϕ 連桿 5	V_m	RPM, V_m 的影響較大；連桿長度的影響微小
機架受力	RPM, V_m		V_m	連桿長度及角度 ζ, ϕ 的影響不予探討
主動桿 所受 扭力	RPM, V_m		V_m	連桿長度及角度 ζ, ϕ 的影響不予探討

六、結 論

1. 本文所提之運動分析與動力分析計算機程式（詳見參考資料[2]），適用於四連桿插植機構之分析。

2. 由前述之運動分析及動力分析，配合現行的育苗法及國家標準，可以得到以下的設計原則：

(1) P_1 、 P_2 及 P_3 點有一定的相關位置，亦即 $\overline{P_1P_3}$

$\overline{P_3}$ 應在 10.5~11.5 公分間， $\overline{P_2P_3}$ 應在 2.2 公分左右，且三點成直線關係。

(2) P_4P_5 及 P_6 點間也要有一定的相關位置，亦即 P_4 與 P_6 需在同一平面，且 $\overline{P_4P_6}$ 大於 2 公分以上；另外， P_4 與 P_6 點的 Y 座標差必須在 2~3 公分間。

(3) 插植爪於 P_2 點要切割苗床，因此設定插植爪

於此點的速度必須大於 1m/sec 以上。

(4) 插植爪於抓苗到插入泥土這段期間必須握住秧苗，因此於設計時須限定這段期間內插植爪加速度的Y分量必須為正。

(5) 插植爪插入泥土後必須有一力將秧苗擲出，因此於設計時在秧苗尚未到達最低點前，插植爪加速度的Y分量必須為負。

(6) 插植爪通過最低點後必須有一力量要離開秧苗，因此於設計時插植爪的加速度於通過最低點後其Y分量必須為正。

(7) 插植爪在通過P₄點時的速度方向角為插植角度，於設計時應限定在 80° 以上。

3. 由改變插植條件對插植狀況的影響之靈敏度分析中可得以下之修正原則：

(1) 改變連桿長度對軌跡影響很大，對速度及加速度的影響則較小。

(2) 要修正「插植深度」以調整連桿長度最易達成，其中 L₂、L₅ 的長度減少造成插深減小；L₃ 及 L₄ 則有相反的效果。

(3) 要修正「插植角度」也以變更桿長為佳。改變各種插植條件對插植角度的影響都不大。

(4) 要修正「進入與離開泥土之兩點間距離」，以變更連桿 L₂~L₄ 的影響較大，變更 L₅ 則沒有什麼影響。

(5) 進入泥土點、最深點及離開泥土點的速度與加速度的修正以機體前進速度及主動桿迴轉速影響較大。

七、建 議

本研究屬基礎研究，在整個探討過程中有許多基本假設，這些基本假設與現行插秧機的使用狀況不盡相同；另外，插秧機屬移植機械，凡屬移植機械大體也只是插植機構的不同而已。根據以上論點，擬對移植機械之發展建議如下：

1. 現行使用之插秧機，其插植爪均附推桿裝置，日後研究應朝向附加推桿插植機構之分析，以接近實際狀況，然後才有技術突破的可能。

2. 插秧機於田間行走時所受外力非常複雜且多變化，日後研究也應考慮外界作用於車輪、浮筒、插植爪的作用力，做更進一步的探討。

3. 現在政府正推行「稻田轉作」政策，轉作物如薏仁、小麥等的移植與水稻相似，可利用本研

究所提出的分析與設計模式，配合薏仁、小麥等作物之特性發展適合之移植機械。

4. 日本正在研究中的齒輪皮帶式插植機構不同於傳統之四連桿機構，這種新型機構除可加快插秧速度提高效率外，或許可以解決機構所受扭矩、機架振動及對地面作用力等問題，如此可以減少機件磨損及振動，是值得研究的方向。

5. 插秧機的行走速度受到共振的限制而無法加快，如何解決也應該是日後研究的主要課題。

八、謝 誌

本文中所有插植機構之資料係由新臺灣、大地菱、中升及力達等農機公司所提供，作者謹在此表示十二萬分之謝意。

參 考 資 料

1. 張森富，1980；機械插秧之演進，糧農曆書，臺灣省政府糧食局編印。
2. 劉博文，1986；插植四連桿機構之分析與設計，國立臺灣大學農業工程研究所碩士論文。
3. Chang, Sen-Fuh, 1985; Agricultural Mechanization Development in Taiwan, Ph. D. Dissertation, U. C. Davis.
4. Mabie, H.H. & F.W. Ocvirk, 1978; Mechanisms and Dynamics of Machinery, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
5. Shigley, Joseph Edward & John Joseph, Uicker Jr., 1980; Theory of Machines and Mechanisms, Mc Graw-Hill Book Company, New York.
6. Tao, D.C. 1964; Applied Linkage Synthesis, Addison-Wesley Inc.
7. 並河 清，1976；リニケ式田植機植付け機構の分析，日本農業機械學會誌，Vol.37, No.3, pp.295~299.
8. 並河 清，1977；リニケ式田植機植付け機構の總合，日本農業機械學會誌，Vol.37, No.4, pp.533~538.
9. 川村 登等著，1981；農作業機械學，日本文永堂出版，pp.114~118.
10. 梅田重夫等著，1980；田植機の植付け機構の動特性，日本農業機械學會誌，Vol.42, No.1, pp.51~56.
11. 農業機械化研究年報，1985；日本農業機械化研究所出版。