

水稻田中耕除草器改良試驗

The Development of Paddy Cultivator and Weeder

沈 國 文

Kou-Wen Shen

Summary

The inter-cultivating and weeding was very cost by manpower in the past. That almost has substituted by chemical herbicides. As the residues of chemicals in the soil which might reduce both the quality and the quantity of rice production. We have to use mechanical means in tillage to raise our crops. On a thorough study of the traditional cultivators, we developed a floater-thresher type, a lugged drum type, and an egg-beater type weeding tiller in subsequence. The last one which was fabricated originally from a Solo Rotary Cultivator German made, and tested its functions in detail. The draft and power consumption of the new paddy cultivator & weeder was tested experimentally by transducer dynamometer, Prony brake and draft dynamometer. We computed the power which required by the tiller base on overcoming the cohesion of soil and the adhesion between the metal and soil. The results of both the calculated and the experimented meet each other. It is very useful in developing and designing tillers in paddy-field.

§ 前 言：

水稻為我國國民之主要食糧之一，臺灣年產量約為 250 萬公噸，每公頃平均產量為 3.9 公噸，比較美國及日本之單位面積產量 5.0-5.7 / 公頃為低 (FAO 1968)。水稻產量影響因子很多，主要因子為氣象條件及栽培方法，前者不易人工控制，後者可以改進。栽培水稻需要勞力人工很多，由於農業工作辛苦，報酬不高，農村青年擁往工業就業或其他事業，因之農村勞力缺乏，工資上漲，不得已逐漸採用機械作業，栽培水稻。第二次大戰後日本利用 2-4D，MCP，PCP 等殺草劑除草以節省勞力，臺灣同樣採用殺草劑除草，人工除草方法因而

消失。中耕除草作業除草作用業已由除草劑達成，中耕作用對水稻產量之影響如何，曾經日人加以研究，稱無顯著效果。積年累月應用化學藥物防除雜草發生，可能污染水田土壤發生藥害，或者可能影響水稻產量及品質，應早恢復機械中耕除草方為得策。日人使用殺草劑取代中耕除草，曾對中耕效果否定，近年昭和 52 年 8 月 20 日 (1977) 日本九州農政局發表稱中耕作用可促進水稻發育，增高地溫使水稻生長良好，讓有害氣體如甲烷，二氧化碳，硫化氫等容易逸出，特別於水稻田中施用未成熟的堆肥或埋入紫雲英等綠肥作物為然。供給空氣使還元性土壤氧化，增強水稻根部發育，攪拌土壤增進表土施肥效果，提高水稻稔實率。這些效益過

去認為不顯著，如今日人又加重視。水稻收穫採用聯合收割機收割，脫粒，禾稈打捆成束，水稻田中適期開溝排水，及配合生長期實行灌溉排水，形成水稻栽培所需之良好環境，可以增收 1.5 噸 / 公頃左右。本省耕地面積由於其他用途而減少，水稻增產有賴於栽培方法之改進，採用機械完成中耕，除草及田內行間開溝等作業，依據日人之試驗結果每公頃增收 1.5 噸，增產率可達 26.3-30 %。又據劉文德稱採用水田動力中耕除草機中耕除草效果，每公頃水稻增收 598 公斤，增產率為 16.62 %。機械水田中耕除草作業實有提倡之必要。

§ 一般水田中耕除草器的構造：

一般水田中耕除草器不論人力或動力其回轉輪係由六角形的端板兩枚，端板相距寬度依水稻行距而定，但稍小於水稻行距，端板上附著齒爪板六塊，齒爪板上有櫛齒四枚或五枚，由型模剪壓製成，冷作增高其等強度，端板六角頂端夾角近直角者比較能耐負荷。人力中耕除草器作業時，人力有限，前進回轉速度緩慢，容易使雜草泥土纏繞成球，失其效果，殺草劑使用後，人力中耕除草器幾已廢棄不用。水田動力中耕除草機，其中耕除草回轉輪兼作行走輪，係由引擎動力回轉，土壤阻力使回轉輪打滑因而除草、攪土、齒爪將田中雜草埋入土中，抑制雜草生育，全無中耕作業。

§ 一般水田中耕除草器的性能：

臺灣水田動力中耕除草機引進日製品者有片倉牌、靜岡牌，以及大竹牌，前者有一獨立行走鏟爪輪、除草齒爪回轉輪係利用土壤阻力回轉，除草輪直後附有與臺灣碌磚相似回轉板葉輪而成一組，板葉輪之作用有增強埋沒雜草、覆土、翻土及整平土壤表土等功用，甚為理想，該機重達 47 公斤，為三行式，中央一行係以行走鏟爪鐵輪取代齒爪回轉，引擎最大馬力為 2.5 馬力。大竹牌三行中耕除草機全重 17.5 公斤，操作輕便，行走速度稍快。靜岡牌屬早期產品，無特點可言。另有利用日久保田牌插秧機改裝中耕除草機，與片倉牌作用原理相似，機身總長度過長妨礙操作機動性能，但一機兩用，若能改進上述缺點，甚具經濟價值。

水田中耕除草機田間試驗作業時，水田水面需有適當高度，方能進行，如果土壤硬實中耕除草性能不良。水田中雜草如野茨菰 (*Sagittaria trifolia*)、鴨舌草 (*Monochoria vaginalis*) 等

生長高度以及密度達到一定程度時，可使中耕除草機的作用完全喪失，除草回轉輪僅從草上掠過不能除草中耕。又表土過深、土質鬆軟、田中缺水，片倉牌中耕除草機打滑下陷，無法前進，浮筒式插秧機同樣不能行走，大竹牌中耕除草機除草回轉輪雖不下陷，但全無除草作用。故水田中耕除草機對水田作業環境非常敏感，於適當的土壤條件下方能充分發揮功能。

§ 水田中耕除草機之發展：

水田中耕除草原先用手搔拔除雜草，壅土水稻根部，次後使用似人手之原始工具「雁爪」，次後使用人力推動的可以回轉的齒爪輪，次後利用動力回轉齒爪輪，利用齒爪將田中生長雜草埋入土中，抑制雜草生長，齒爪輪回轉兼具行走輪之作用，一般需用引擎馬力 1.0-2.5，除草作用較中耕作用顯著。據日大竹牌負責人稱「動力中耕除草機原型係印度人發明，改良型引擎直立回轉齒爪輪上方，係試驗改進的結果」。筆者使用靜岡牌中耕除草機時，陳嘉興君(國立臺灣大學農工系畢業生)告稱何不將引擎豎立，此與大竹牌中耕除草機型式不謀而合。以上水田中耕除草機採用水平軸回轉齒爪輪，可稱之「傳統式」。

水田中耕除草機除草效果比較中耕顯著，為了使中耕除草效果均能發揮，曾先後製作數種型式之中耕除草裝置，田間試驗獲得部份成功。茲分述於後：

1. 浮筒一桿齒型 (floaters-thresher type) 中耕除草回轉輪上所受之壓力，係轉輪下陷土中，及消耗動力之主要因素，故採用密封浮筒轉輪，利用水田中水之浮力，抵銷部份壓力，不使轉輪下陷，浮筒外植倒V字形的齒爪，係 3.5 mm 直徑不銹鋼絲製成，齒頂高出浮筒 69 mm，浮筒轉輪高速回轉，齒爪挖草掘土而能中耕除草，由於試驗水田缺水，轉輪過重，頗感馬力不足，若使水田水位正常，減輕回轉輪重，或試用短齒以減少阻力，或另有行走裝置，均應達到中耕除草之效益，需日後有機會重先田間試驗而改進。

2. 人字輪耳回轉輪型 (lugged wheel type)：於密閉中空圓筒輪表面上均等附著六條人字突起，俗稱輪耳，形狀與曳引機後輪相似，利用人字突起推除雜草攪拌表土以達中耕，土壤阻力使輪打滑，同時行走，人字突起係用有孔角鋼 ($\frac{1}{2}$ " ×

1¼"×1¼")，輪外徑約為 340 mm (包含突起高度)。試驗水田水位不高，鐵製轉輪過重，轉輪回轉速度低，引擎馬力不足，效果較差，若能水位正常，鐵製轉輪改用木材製，或鋁製外包塑膠 teflon (polytetrafluoroethylene)、或 FRP、或人造橡膠等以減輕重量，目前由於費用未曾進行，初步試驗結果雖不理想，再繼續試驗改良，成功希望很大。

3. 獨立行走裝置之中耕除草機 (self-propulsion wheel type)：利用日片倉牌水田中耕除草機改裝原有之中耕除草輪，而用與 1. 相似小形浮筒一桿齒式轉輪，由傳送動力之三角皮帶回轉，皮帶無防水外罩一旦浸水，則在皮帶盤上打滑，轉輪結成泥球，密封傳動皮帶一時無法製作，試驗結果不良。增加回轉速度或加大轉輪直徑可以防止結球發生。單鏟爪鐵輪行走，操作安定性差，未曾繼續試驗。

4. 水田旱田兩用中耕除草機 (amphibian tiller)：由於臺灣可以利用之引擎馬力所限，將德製 Solo 牌旱田中耕除草機 (Rotary hoe) 改裝成水田中耕除草機，原先小型單輪改用大型雙輪行走裝置，水平方向回轉的回轉鋤變換為垂直方向回轉的攪拌器，有與人工除草壅土相似的作用，田間試驗可以除草、中耕、及於行間中央形成低窪溝，具有灌溉、排水的水道作用。水田中耕除草機設計製作費時，未能配合水稻栽培時節，作與其他栽培方法之比較，以及增產之百分率，殊為可惜。本研究曾作土槽試驗，且測定作業時，所需之馬力。

§ 試驗裝置與測定結果：

1. 引擎馬力：由於利用德 Solo 牌旱田中耕除草機 (Solo Rotary Cultivator) 改裝水田中耕除草機，此機係一舊品，無說明書可以參考，代理商處索得資料，外形比較接近 Solo 125 型，依 DIN 規格於 4500 rpm 時為 5 馬力，若依 SAE 規格可達 7 馬力，引擎為兩衝程，排氣量為 123 C. C.，利用離心力離合器傳送動力，分別供給行走輪及回轉鋤兩部份之動力。引擎馬力無法直接測定。

2. 室內試驗土槽尺寸：全長 15.5 公尺，寬 1.25 公尺，表土深度 6 吋，水位高度 2 吋，實際利用灌水長度為 6 公尺。

土槽內土壤性質：

a. 機械分析：含砂 (sand) 24.2%，黏土 (clay) 29.8%，及泥土 (silt) 46.0%。依據 USDA 土壤分類系統係屬於黏質壤土 (clay loam)。

b. 土壤抗壓強度：取樣 2¼" ϕ × 6" 兩個，由於不能承擔試驗圈 (proving ring) 儀器重，無法測定。

c. 土壤抗剪強度：取樣放置過久，測定時加水達飽和水份狀態下，實測結果如表(1)

表 (1)

正應力 (Normal stress, kg/cm ²)	0.35	1.05	1.93	3.70	6.00
最大剪應力 (Maximum shear stress, kg/cm ²)	0.351	0.676	1.294	2.471	3.589

土壤正應力與最大剪應力之關係如圖(1)

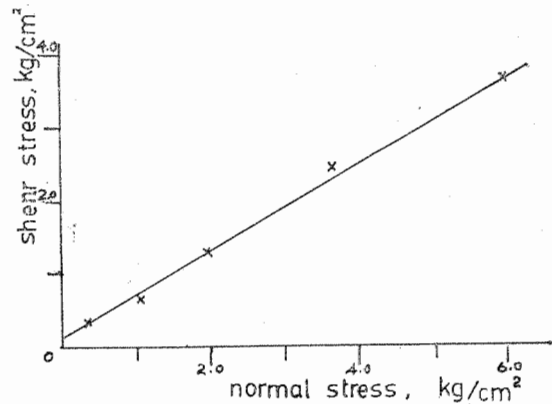


圖 (1) 黏質壤土正應力與剪應力之關係

d. 土壤金屬表面黏著力：依據 Fountaine 黏質壤土與精光鍍鉻金屬圓板間黏著力實測資料，土壤水分含量為 29%，金屬板直徑為 5 cm，正應力增加達某一程度，土壤黏着金屬因之黏著力大增，測定結果如表(2)

表 (2)

正應力 (gm/cm ²)	80.98	233.77	386.55	539.34	692.13	844.92
黏著力 (gm/cm ²)	20	51	76	132	146	246

土壤正應力與滑動應力之關係如圖(2)

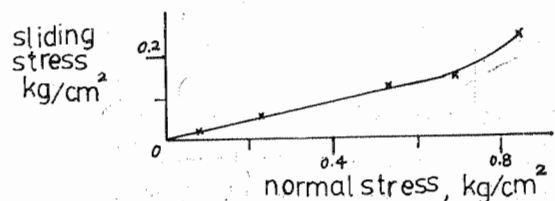


圖 (2) 黏質壤土正應力與滑動應力之關係

3. 拉力測定 (draft test) : 利用拉力計 (0-300 磅)、捲索機 (Winch) 測定中耕除草機試驗土槽中行走之阻力如下 :

a. 引擎不發動 起動拉力測定結果為 125, 150, 160, 140 磅, 平均為 143.75 磅。行走中拉力測定結果為 50-80, 平均 70; 50-100, 平均 75; 50-125, 平均 75; 60-90, 平均 70; 可視行走中拉力時刻變動為 50-125, 平均值為 72.5 磅。

b. 引擎發動, 行走輪離离合器分離, 攪拌器由引擎供給動力回轉, 起動拉力為 100, 90, 80, 100, 110 磅, 平均為 96 磅。行走中拉力為 75, 70, 70, 70, 75 磅, 平均值為 72 磅。

c. 引擎發動, 除去後部支撐桿, 攪拌器回轉, 起動拉力為 70, 55, 60, 60 磅, 平均為 61.25 磅, 行走中拉力為 50, 40, 40, 40 磅, 平均為 42.5 磅。

4. 回轉軸動力測定 : 利用布羅里利車動力計 (Prony brake dynamometer), 彈簧秤 (0-100磅), 轉速計 (tachometer) 測定軸馬力。

實測轉速為 278rpm, 345rpm, 385rpm. 平均軸轉速為 336rpm。

布羅里利車動力計臂長 12 吋, 臂重 2.2 磅, 有效值為 2.2 磅 ÷ 2 = 1.1 磅, 彈簧秤拉力 4 磅, 加臂重有效值 1.1 磅, 合計為 4 + 1.1 = 5.1 磅, 扭轉力距為 5.1 × 12 = 61.2 吋-磅, 回轉軸馬力為 5.1 × 12 × 336 / 63025 = 0.3263 Hp。

5. 回轉軸扭矩 (torque) 測定、利用應變計 (strain gage), 能量轉換計 (transducer), 麥石電橋 (Wheatstone bridge), 動應變擴大計 (Dynamic strain Amplifier), X-Y 記錄計 (X-Y recorder) 測定回轉軸扭矩。實測曲線如圖(3)

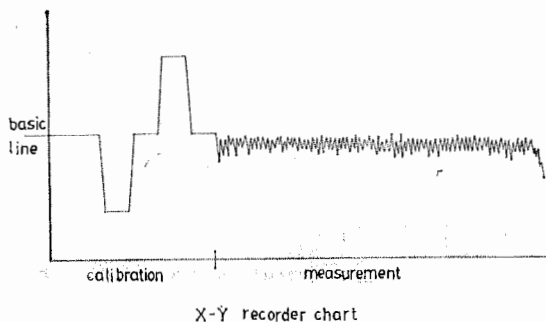


圖 (3) x-y 記錄計實測曲線

應變計規格 : gage factor = 2.10

resistance = 120.1 ± 0.4 Ω

gage length = 10mm

gage Cement = PC-12

黏着劑採用瞬時接著膠 (Cyano-acrylate Cement) 相當於 Eastman 910。

應變計因數 (gage factor) 校正公式 :

$$S = S' \times \frac{2.0}{G. F.}$$

式中 S = 真實應變

S' = 實測應變

G. F. = 2.10

代入 S = S' × 0.95238

導線 (lead wires) 誤差校正公式

$$S = S' \times \left(1 + \frac{2r}{\text{gage resistance}} \right)$$

式中 r = 導線電阻

本試驗裝置導線極短, 其電阻可忽略不計。

因之 S = S'

校測因數 (Calibration factor) 計算公式

$$C = C' \times \frac{R}{120}$$

式中 C = 校測因數 (Calibration factor)

C' = 指示校測因數 (indicated Calibration factor) (±100 × 10⁻⁶)

R = 應變計電阻 (gage resistance),

120.1 ± 0.4 Ω

代入 C = 99.75 - 100.4167 × 10⁻⁶

精密校測公式 :

$$C = C' \times \frac{R}{20 + \{2(R - 120) \times C'\}}$$

計算結果前兩式相差甚微。

實測曲線與基線 (basic line) 相距值, 代表實測應變值, 為 12, 8.5, 8.5, 6, 9, 8, 6.5, 8, 6.5, 7.5, 7, 7, 8, 7.5, 7, 6, 6.5, 7.5, 7, 7, 8.5, 8, 9, 8, 7, 8, 9, 7, 7.5, 8, 7, 8, 7, 6, 7, 9, 8, 8, 5, 8, 10, 9, 10, 8, 8.5, 8, 8, 7, 10, 9, 9.5, 8, 7, 8, 8, 8, 7.5, 7, 8, 8, 5, 8, 8, 7, 10, 9, 9, 8, 11, 12, 5, 9, 9, 10, 8。

實測應變平均值 $S' = \frac{\sum S'}{n} = \frac{595}{74} = 8.527 \text{ mm}$

真實應變平均值 $S = S' \times 0.9524 = 8.12 \text{ mm}$

軸剪力 $\tau = \frac{S}{C} \times 100.4167 \times 10^{-6} \times G$
= 293.03 磅/平方吋

$$\tau = \frac{S}{C} \times 99.75 \times 19^{-6} \times G$$

$$= 291.06 \text{ 磅/平方吋}$$

式中 $C = 32 \text{ mm}$

$G = 11.5 \times 10^9 \text{ psi.}$

$$\text{軸剪力 } F = \tau A = 293.03 \times \frac{\pi \left(\frac{20}{25.4}\right)^2}{4}$$

$$= 293.03 \times 0.487 = 142.69 \text{ 磅}$$

$$F = \tau A = 291.06 \times 0.487 = 141.73 \text{ 磅}$$

$$\text{軸扭矩 } T = Fr = 742.69 \times \frac{10}{25.4} = 56.18 \text{ 吋-磅}$$

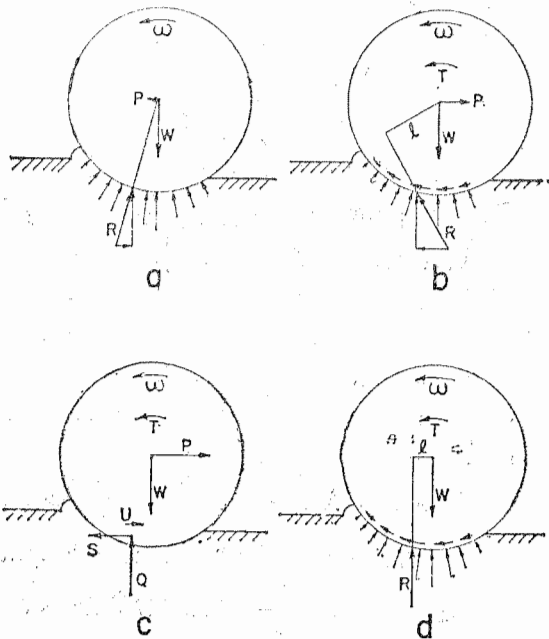
$$T = Fr = 141.73 \times \frac{10}{25.4} = 55.8 \text{ 吋-磅}$$

測定時引擎油門開啓最大，軸回轉速度亦爲最大，可能超過平均值 336 rpm 爲多。

§ 車輪行走與土壤反應：

土壤水份含量影響土壤性質，黏質土壤對水份含量特別敏感。據 Nichols 依土壤水份含量分土壤爲摩擦相 (friction phase)，黏著相 (adhesive phase)，以及滑潤相 (lubrication phase)，土壤乾燥時摩擦係數一定，土壤水份含量增加，摩擦係數增加，黏著力同樣增高，土壤水份含量繼續增加形成自由水面，摩擦係數更加增高，土壤塑性增強，水田土壤水份含量過飽和狀態下之性質，僅有取樣試驗之上述性質，不够充分。

車輪由回轉運動變爲直線運動，由回轉能量 (Rotary energy) 連續轉變爲移動能量 (translational energy)。據 Vanden, et al. 將剛體車輪 (Rigid wheel) 依受力及土壤反應力，如圖(4)分類如下：



圖(4) 剛體車輪依作用力分類

a. 運輸型，車輪與土壤接觸面間合理分配作用力，移動車輪之拉力，必需與接觸面上水平方向分力總和相等而方向相反，若不計摩擦，車輪上力矩等於零，由於切線方向無力存在，接觸面上所有作用力必通過車輪軸心。P, W, 及合力 R 亦必通過車輪軸心。

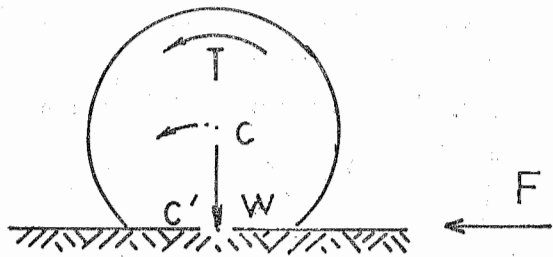
b. 曳引型，車輪回轉能量 $T\omega$ 作用於輪軸上，輸出能量 Pv , T 爲扭矩， ω 爲角速度，P 爲拉力，V 爲前進速度，平衡狀態下加速度等於零，合力 R 等於 P 及 W，軸上力矩不等於零，合力 R 之力臂爲 l，則 $T = Rl$ 方能符合要求。

c. 曳引型，但係由推力 (thrust) 及滾動阻力 (Rolling resistance) 作用於車輪及土壤間，水平方向分力作用於前進方向表示推力 S，同樣水平方向分力作用於與行走方向相反者表示滾動阻力 U，平衡狀態下推力 S 應等於拉力 P 與滾動阻力 U 之和，由於推力及滾動阻力同時發生，很難區分，實測及計算均不容易，唯一可以測得兩者之差即拉力 P，研究車輪性能時應特別注意。

d. 獨立行走型，車輪拉力等於零，亦即 $PV = 0$ 。

車輪滾動所需扭矩大小，係土壤，車輪型式，車輪重量，及打滑 (slip) 的函數。據 Davidson et al. 稱車輪能量效率 (power efficiency) 於車輪直徑大者效率高，未耕土壤作業時效率高，空氣輪比鐵輪效率高，輪上突起 (lug) 桿狀者較錐形者效率高，輪面光滑者較具輪耳 (lug) 者高，輪耳數多者效率反小。

車輪由引擎經過傳動系統供給回轉扭矩而回轉



圖(5)車輪前進原理

，如圖(5)，車輪與地面接觸，地面發生阻力 F，有阻車輪回轉，車輪因而有以瞬時中心 (即車輪與地面接觸中心) C' ，使輪軸 C 向反時鐘方向回轉，如點線箭頭所示， C' 點固定時，輪軸 C 以 C' 爲中心， CC' 爲半徑向反時鐘方向轉動，如果瞬時中心 C' 以很快速度向行走方向地面上移動，重行

選擇新的位置 C' 點，則輪軸 C 即可水平方向向前移動。如果土壤鬆軟，無阻力存在，瞬時中心 C' 不能形成，輪軸 C 雖由引擎供給很大的回轉能量，車輪僅能在原點轉動不息而打滑，車輪無法前進。車輪前進推力決定於行駛介質土壤所產生之阻力上，此阻力因車輪之形狀、材質、以及土壤條件而不同。假如車輪行駛道路時，地面不遭受破壞，其阻力之產生，依車輪與地面之摩擦，最大不能超過地面與車輪的靜摩擦力。即

$$F = \mu W$$

式中 F = 摩擦阻力

μ = 車輪與地面之摩擦係數

W = 車輪與地面接觸壓力

一般 μ 很少超過 0.5，假如引擎馬力很大，動力損耗不計時，W 重的機器其最大前進推力可產生 W/2。

車輪外附突起 (lug) 或稱輪耳，行駛鬆軟土壤中，突起壓入土中，車輪轉動時迫使夾於輪外突起間的土壤與下層土壤分離，產生破壞剪力，行駛土壤中之車輪產生之最大前進推力等於車輪與土壤接觸面積與破壞剪應力之乘積為極限。如果乘積小於車輪所需之行駛阻力，則附著輪上突起間土壤受剪力破壞，而在原地打滑 (slip)。

土壤剪應力依據庫倫定律 (Coulomb's theory) 可以求出，雖然車輪行走與土壤接觸瞬時即過，用以推求車輪前進最大推力，不甚合理，但仍不失為一有效方法。庫倫定律如下：

$$\tau = C + \sigma \tan \phi$$

τ = 剪應力 (shear stress)

C = 凝著力 (Cohesion)

σ = 正應力 (Normal stress)

ϕ = 土壤內摩擦角 (angle of internal friction)

土壤凝著力可視為土壤正應力為零時之剪應力，各種土壤為一定值， τ 。

車輪最大前進推力之公式：

$$P_{max} = AC + W \tan \phi, \text{ 或}$$

$$P_{max} = A(C + p \tan \phi)$$

式中 P_{max} = 車輪最大前進推力

A = 車輪與土壤接觸面積

C = 土壤凝着力

W = 車輪負荷

ϕ = 土壤內摩擦角

p = 車輪與土壤接觸單位面積上之壓力

C 及 ϕ 為土壤性質決定因數，與車輪形狀影響小，因此吾人測定土壤之 C 及 ϕ ，即可推算車輪之最大前進推力。

土壤若純為黏土 (Clay) 時，不考慮其他因素，黏土之 $\phi = 0$ ，又若純為砂土 (sand) 時，砂土之 C = 0，一般土壤之 C 及 ϕ 均不等於零。

黏土時， $\phi = 0$ ， $P_{max} = AC$ ，則車輪前進推力大小與接觸面積成正比，引擎馬力不受限制，因之車輪形狀與推力有影響，車輪上突起壓入土壤中以增加接觸面積，若車輪接觸面積增加，單位面積上壓力降低，車輪上突起不易壓入土中，因而減少接觸面積，車輪前進推力因而減小。

砂土時，C = 0， $P_{max} = W \tan \phi$ ，車輪負荷大，車輪前進推力大，車輪形狀大小不影響車輪前進推力。

土壤負荷與應力分布情形：

土壤作用負荷與應力分布情形依據法人 J. V. Boussinesq 之應力分布理論 (Boussinesq's stress distribution theory, 1885) 視土壤為理想之物質，無重，無應力，均質，無方向性差異，係一半無限大彈性體，經外力作用土壤水平面上，應力分布於一半無限大球體內。於一垂直單集中點負荷作用土壤表面，其土壤內應力，如圖 (6, 7)，計算公式如下：

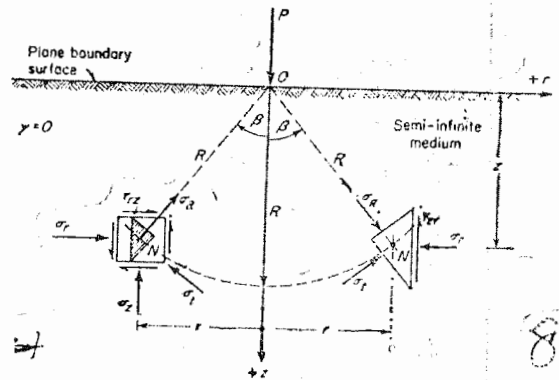


圖 (6) 集中負荷之應力分布情形

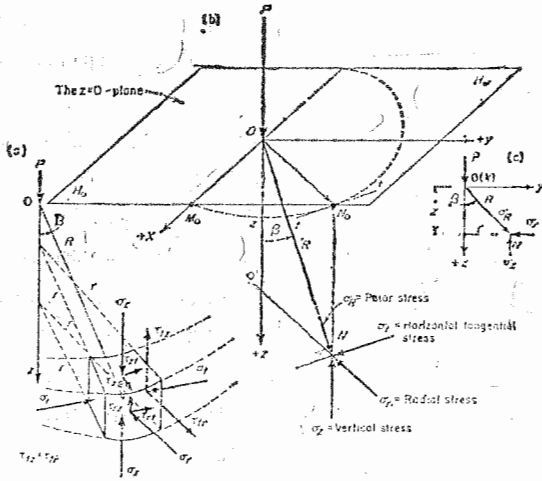
$$\sigma_R = \frac{3}{2} \frac{\rho}{\pi} \frac{\cos \beta}{R^2}$$

$$\sigma_z = \sigma_R \cos^2 \beta$$

$$\tau_{rz} = \frac{1}{2} \sigma_R \sin 2\beta$$

式中 σ_R = 極應力 (the polar stress)

σ_z = 垂直應力 (the Vertical stress)



圖(7) 負荷與應力

τ_{rz} = 切線應力 (the tangential stress)

$$\cos \beta = z/R$$

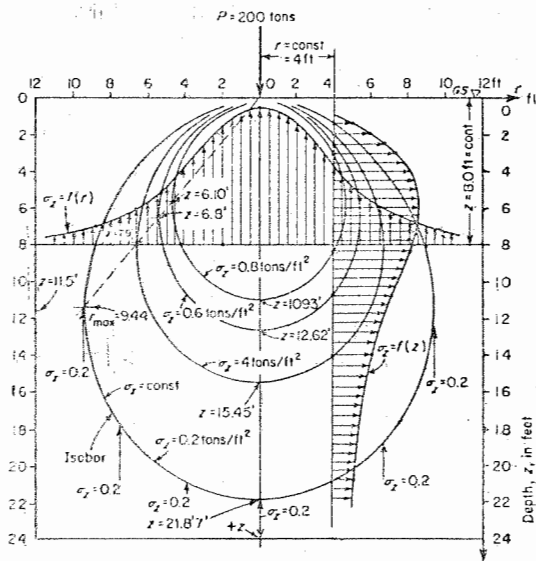
$$\sin \beta = r/R$$

$$\frac{1}{2} \sin 2\beta = (rz)/R^2$$

$$R^2 = r^2 + z^2$$

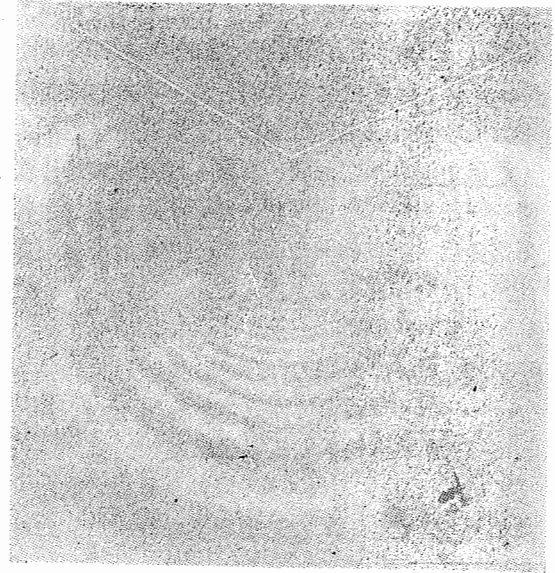
$$r^2 = x^2 + y^2$$

圖(8) 計算實例表示垂直應力分布曲線及等應力線圖。

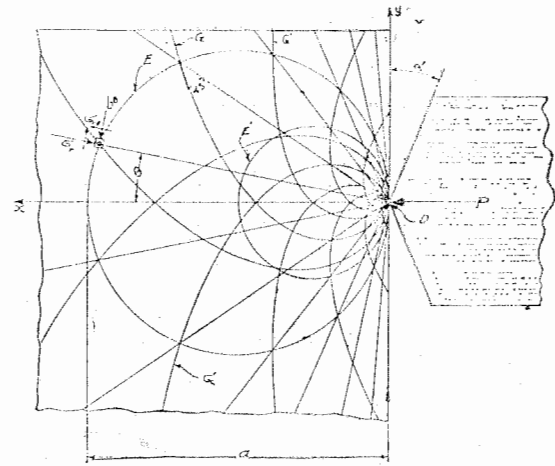


圖(8) 等應力圈與垂直應力分布圖

光彈性體 (photoelastic material) 受負荷作用之應力分布可以偏光折射之等色光曲線表示 (isochromatic photograph), 如圖(9)與上述 Boussinesq 之理論非常符合。圖(10)表示圖(9)之



圖(9) 光彈性體受刀口作用與應力分布情形



圖(10) 等應力圖, 剪應力曲線, 及極應力線間之理論關係

等應力曲線, 剪應力曲線與極應力線間之關係。剪應力曲線與極應力線相交時成 45 度角, 最短剪應力曲線應力差最大, 因之發生塑性流, 由作用點沿剪力曲線而達最接近之自由空間 (free space), 外力繼續作用時, 塑性流有沿相鄰之剪應力曲線繼續發生, 一波一波向下進行。

土壤表面除受一集中垂直負荷作用外, 如有水平負荷同時作用, 據 A. R. Jumikis 觀測, 土壤破壞曲線係一對數螺線 (logarithmic spiral), 如圖(11), 其公式如下:

$$r = r_0 e^{-\alpha \cdot \theta \cdot \phi}$$

式中 r = 半徑向量

r_0 = 基徑向量

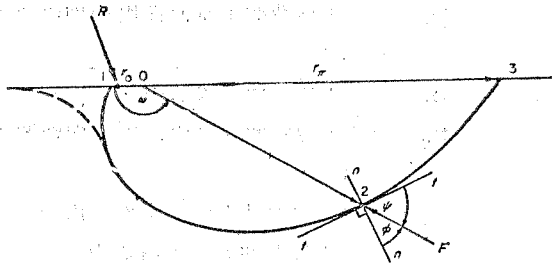


圖 (11) 試驗對數螺線

e = 自然對數基數

$\omega = r_0$ 與 r 間角距 (amplitude)

$\tan \phi$ = 砂土內摩擦係數

農作物栽培之中耕除草作業過去採用小型板犁及回轉鋤，前者性能早有研究，後者研究歷史尚淺。水田中耕除草回轉輪之分析尚少深入研究。無法引用說明本計畫新型水田中耕除草機之作用。

作業爪如果與土壤表面成傾斜角度時，作業進行時，土壤沿爪斜面抬起，形成破壞面而破壞，如圖(12)所示。作業爪如果垂直深入土壤中，作業進行

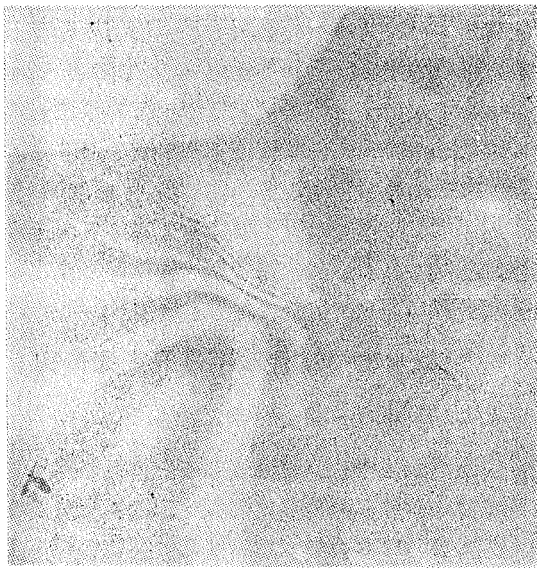


圖 (12) 光彈性體受切刀切割與應力分布情形

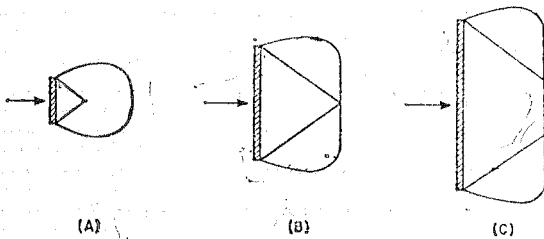


圖 (13) 作業爪寬度與土壤破壞反應情形

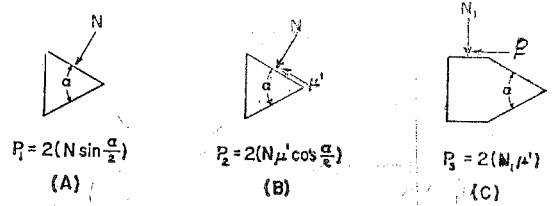


圖 (14) 土壤切刀上受力情形

時依作業爪之寬度，土壤反應不同，如圖(13)所示。垂直土壤切刀双口上受力，如圖(14)，據 Kostritsyn 研究稱所有阻力之水平分力為

$$P = 2N \sin \frac{\alpha}{2} + 2N\mu' \cos \frac{\alpha}{2} + 2N_1\mu'$$

式中 P = 土壤切刀所需之曳引力

α = 土壤切刀双口角

μ' = 滑動摩擦係數

N = 土壤切刀双面上垂直作用力

N_1 = 土壤切刀側邊上垂直作用力

窄垂直作業爪作業進行時，土壤破壞情形，如圖 (15, 16, 17)，據 Payne 觀測分析，爪直前形

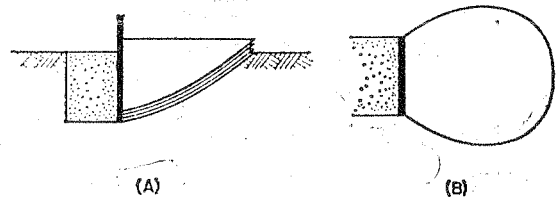


圖 (15) 垂直作業爪在堅硬土壤中破壞情形

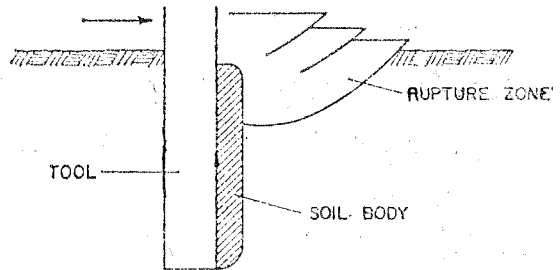


圖 (16) 狹長作業爪土壤反應情形

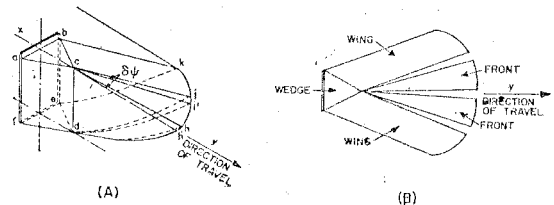


圖 (17) 狹垂直作業爪土壤破壞情形

成三角土塊 (soil wedge)，其上受力情形，如圖 (18, 19) 及 (20)，平衡狀態下三角土塊水平方向受力為

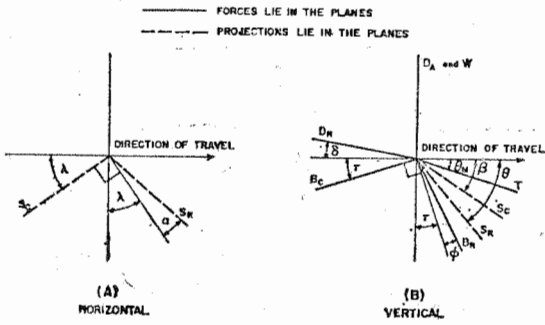


圖 (18) 三角土塊作用諸力之方向及角度

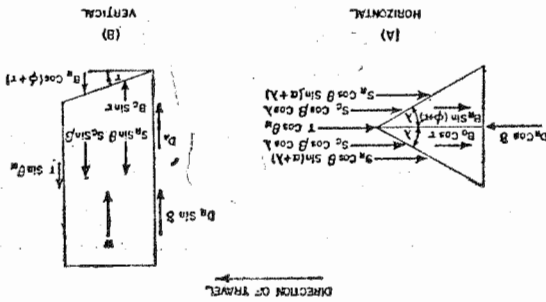


圖 (19) 三角土塊作用諸力之方向及位置

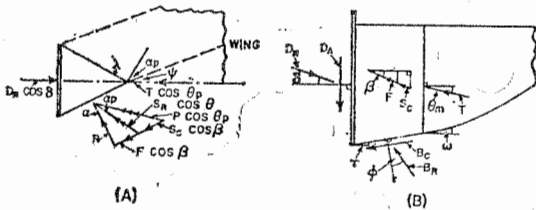


圖 (20) 狹垂直作業爪直前三角土塊作用力及其等位置

$$D_R \cos \delta = B_C \cos \tau + B_R \sin (\phi + \tau) + T \cos \theta_m + 2[S \cos \theta \sin (\alpha + \lambda) + S_C \cos \beta \cos \lambda]$$

垂直方向受力為

$$W + D_R \sin \delta + D_A + B_C \sin \tau = T \sin \theta_u + B_R \cos (\phi + \tau) + 2[S_R \sin \theta + S_C \sin \beta]$$

式中 τ = 水平面與作業爪底部破壞面之夾角

$$\tau = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\phi}{2} + \delta \right)$$

$$= \frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2} - \delta$$

ϕ = 土壤內摩擦角

δ = 土壤金屬間摩擦角

λ = 水平面內切刃側邊與前進方向之夾角。

D_A = 黏着力

D_R = 三角土塊背側上垂直作用力與摩擦力之合力。

B_C = 三角土塊底面上凝着力

B_R = 三角土塊底面上垂直作用力與摩擦力之合力。

T = 平衡力與前進方向成平均夾角 θ_u

S_C = 三角土塊側面相切之凝着力

S_R = 三角土塊側面上垂直作用力與摩擦力之合力。

α = 水平面內 S_R 投影與三角土塊側面垂直線之夾角。

β = 垂直面內 S_C 投影與前進方向之夾角。

θ = 垂直面內 S_R 投影與前進方向之夾角。

W = 三角土塊之重量。

本計畫研究新型水田中耕除草機，回轉作業爪類似打蛋機 (egg beater) 之攪拌器，而爪的斷面為圓形而非四邊形，又非鋒利三角形刃口 (knife edge)，作業進行時一方面回轉，一方面前進切削土壤。水田土壤性質與乾土壤性質完全不同，土壤負荷應力分布情形不易觀測，是否切削接近時土壤應力形成等壓圈 (iso-bars)，或等壓袋 (pressure-bulbs)，作業爪直前形成三角土壤，或對數螺線破壞面，或者黏質壤土水面高度適當時，土壤阻力很小，切削後土塊立即崩潰 (Collapse) 塌沉，切削前作用應力對土壤鈍感，或土壤水份含量過飽和時，具有部份流體特性，僅受壓力波之影響，均有待研究。

新型水田中耕除草機後部支撐桿與土壤阻力：

新型水田中耕除草機後部支撐桿原先採用日製靜岡牌中耕除草機後部支撐板，田間試驗時前進阻力大，容易附纏大量水田中殘留的前作稻桿，改用管狀支撐桿後情形改善。室內土槽試驗水田中耕除草機行走中曳引拉力為 72 磅，除去支撐桿後拉力僅需 42 磅，減少拉力 30 磅，佔原拉力的 41.67%。日製中耕除草機尾部支撐桿的作用，為利用增加土壤阻力，使兼行走作用的除草回轉輪發生打滑而達到除草，中耕的效果。本試驗水田中耕除草機重達約 60 公斤，操作容易，行走安定均有賴於後部支撐桿之作用。支撐桿垂直部份與土壤接觸深度估計約為 6 吋，其上所受阻力，可以克服土壤粒間凝着力而求出，計算時應先計算桿上所受之正應力。

據牛頓第二運動定律：

$$F_n = M \frac{dv}{dt}$$

式中 F_n = 正負荷 (Normal force)

M = 加速土壤之質量

v = 加速土壤之速度

t = 時間

土壤原本靜止，中耕除草機移動，吾人可視為機器靜止，土壤移動，以計算支撐桿垂直部份所受之正應力。

$$M = \frac{r}{g} b d t v$$

式中 r = 土壤濕假密度 (Wet bulk density)

，取 70 磅/立方呎

b = 管徑，21.6 mm

d = 耕深，6 吋

t = 時間

v = 機行速度，0.8m/sec

g = 重力加速度，32ft/sec²

假設 $\frac{dv}{dt} \approx \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v - 0}{t - 0} = \frac{v}{t}$

$$\text{故 } F_n = \frac{r}{g} b d v^2 = \frac{70}{32} \times \frac{21.6}{25.4} \times 6 \times \left(\frac{800}{25.4}\right)^2 \times \frac{1}{12 \times 12 \times 12} = 6.4075 \text{ 磅}$$

$$\sigma = \text{正應力} = \frac{F_n}{A} = \frac{6.4075}{2.2}$$

$$\times \frac{1}{2.16 \times 6 \times 2.54} = 0.08476 \text{ kg/cm}^2$$

圖 (1) 查得

$$\tau = 0.18 \text{ kg/cm}^2$$

支撐桿垂直部份所受之阻力，至少應大於克服土壤之凝着力。即

$$\tau A = 0.18 \text{ kg/cm}^2 \times 2.16 \times 6 \times 2.54 = 5.9$$

$$\text{kg, 或 } 5.9 \times 2.2 = 13.036 \text{ 磅。}$$

支撐桿水平部份長 10 吋，上受垂直壓力 27.6 kg (實測值)，即受正應力為 $27.6 \text{ kg} / (2.16 \times 10 \times 2.54) = 0.53 \text{ kg/cm}^2$ ，水平部份支撐桿係在土壤中滑動，只需克服土壤與管面間黏着力 (adhesive force)，即可前進。

圖 (2) 查得

$$S' = 0.105 \text{ kg/cm}^2$$

支撐桿水平部份阻力，至少達 $0.105 \times 2.16 \times 10 \times 2.54 = 5.76 \text{ kg}$ ，或 $5.76 \times 2.2 = 12.67 \text{ 磅}$ 。

(註：計算面積均以投影面積計算)

支撐桿總阻力為 $12.67 + 13.039 = 28.68 \text{ 磅}$ ，計算值與實測值很相近但略小。

土壤滑動應力公式：

$$S' = C_a + \sigma \tan \delta$$

式中 S' = 滑動應力 (sliding stress)

C_a = 黏着力 (adhesion)

σ = 摩擦面之正應力

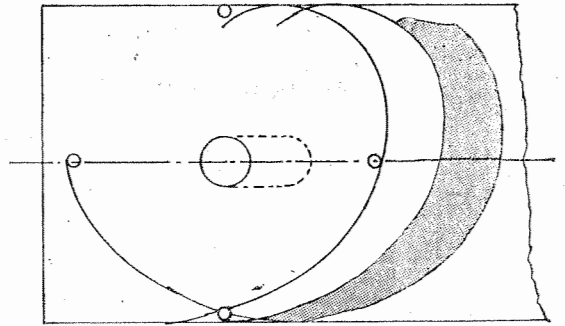
δ = 土壤金屬間摩擦角

C_a 及 δ 為土壤與金屬間試驗數據，圖 (2) 係根據實測數值繪成，可以推算滑動部份之所需阻力。

新型水田中耕除草機攪拌器回轉作業爪與土壤阻力：

土壤因黏土、砂土、壤土、有機物，以及水份含量不同，土壤性質因而不同。土壤試驗有時視土壤為粒狀物質 (granular material) 用砂代表。有時視土壤為彈性體，藉理論分析，農業上土壤性質較工程應用上更為複雜，許多問題現代科學仍無法解說。

攪拌器垂直軸回轉水田中耕除草作業爪，一方面以平均轉速 336 rpm 回轉，一方面以 0.8m/sec 速度前進，作業爪係由 3.5 mm 直徑不銹鋼絲形成，中耕除草切削情形，任何時間內土壤切削量並非均勻一致，如圖(2)，切削土壤及雜草由離心力及



tine path generated in paddy-field

圖 (2) 作業爪前進切削土壤情形

切線方向推力使雜草拋出水面，投出土壤較遠，達到水稻根基附近，作業後行間形成壟溝，充分發揮中耕除草，及開溝之作用。作業爪每對回轉方向相反，作用力部份可以平衡，係較佳的組合。

每爪土壤切削最大厚度公式：

$$t_m = \frac{F_t R}{\sqrt{R^2 + \left(\frac{F_r}{2\pi}\right)^2}}$$

式中 t_m = 土壤切削最大厚度

F_r = 每爪進度，即 $\frac{F_r}{T}$ ， T = 爪數

F_r = 攪拌器每回轉進度

R = 攪拌器回轉半徑

本試驗

$$F_r = \frac{800}{25.4} \text{ in/sec} \times \frac{1}{336/60} \text{ rps} \\ = 5.624 \text{ in/rev}$$

$$F_r = F_r/T = 5.624/4 = 1.4061 \text{ in/tine}$$

$$R = 91.3/(2 \times 25.4) = 1.797 \text{ in}$$

$$t_m = 1.2586 \text{ in}$$

如果作業爪切削速度增加，即回轉速度增加，或攪拌器直徑增加，土壤切削最大厚度迅速變小，切削力同樣變小。

同理吾人可以假設機器靜止，土槽中土壤移動，土壤移動需耗之馬力可以公式計算之。

$$Hp = \frac{FV}{550}$$

式中 Hp = 馬力

$$F_n = M \frac{dv}{dt}$$

V = 速度

本試驗每對作業爪行間切削土壤寬度為 $b = 6.5$ 吋，三對作業爪總寬度為 $3 \times 6.5 = 19.5$ 吋，中耕除草作業深度取土壤耕深的一半，即 $d = 3$ 吋。

$$M = \frac{r}{g} b d t v$$

r = 土壤濕假密度，採用 70 lb/cu.ft

$$g = 32.2 \text{ ft/sec}^2$$

$$V = 800/25.4 \text{ 吋/秒}$$

代入 $F = 3 \times 24.336 \text{ lb}$

$$Hp = \frac{3 \times 24.336 \times 800}{550 \times 25.4 \times 12} = 0.348$$

計算結果所需馬力為 0.348 ，較實測值 0.3263 稍高，尚屬合理。

又若依據作業爪土壤切削所需之切削力等於克服土壤剪應力時，則所需馬力計算如下：

每一攪拌器係由 3.5 mm 直徑之作業爪 4 支及由 13.8 mm 直徑中央回轉管一支所組成，假設作業時與土壤接觸面積估計為攪拌器表面積之半，六個攪拌器共有 24 個作業爪 (tine) 表面積計為 301.634 cm^2 ，及六個中央回轉管表面積為 247.768 cm^2 ，其等投影面積前者為 $801.634/\pi \text{ cm}^2$ ，後者

為 $247.768/\pi \text{ cm}^2$ 。

攪拌器回轉速度平均為 336 rpm 時，作業爪斷面上所受之正應力為

$$\sigma = F_n/A$$

式中 σ = 正應力

F_n = 正負荷

A = 斷面積

本試驗代入數值為

$$\sigma = F_n/A = M \frac{dv}{dt} / A = \frac{r}{g} b d t v \\ \left(\frac{v}{t} \right) / A = \frac{r}{g} A V^2 / A = \frac{301.634}{\pi} \\ \times \frac{1}{2.54 \times 2.54} \times \frac{1}{12 \times 12} \times \left(\frac{336}{60} \right)^2 \\ \times \frac{91.3\pi}{25.4 \times 12} \times \frac{70}{32.2} \times \frac{1}{2.2} \times \frac{\pi}{301.634} \\ = 0.0295 \text{ kg/cm}^2$$

圖 (1) 查得

$$\tau = 0.153 \text{ kg/cm}^2$$

所耗馬力為

$$Hp = \frac{Tn}{63025} = 0.153 \times \frac{301.634}{\pi} \times 2.2 \\ \times \frac{91.3}{2 \times 25.4} \times 336 \times \frac{1}{63025} = 0.30965$$

同理 中央回轉管於平均轉速 336 rpm 時，斷面所受之正應力為

$$\sigma = \frac{247.768}{\pi} \times \frac{1}{2.54 \times 2.54} \times \frac{1}{12 \times 12} \\ \times \left(\frac{336}{60} \times \frac{13.8\pi}{25.4 \times 12} \right)^2 \times \frac{70}{32.2} \times \frac{1}{2.2} \\ \times \frac{\pi}{247.768} = 0.000675 \text{ kg/cm}^2$$

圖 (1) 查得

$$\tau = 0.15 \text{ kg/cm}^2$$

所耗馬力為

$$Hp = \frac{Tn}{63025} = 0.15 \times \frac{247.758}{\pi} \times 2.2 \\ \times \frac{13.8}{2 \times 25.4} \times 336 \times \frac{1}{63025} = 0.005654$$

回轉作業爪所耗總馬力為 $0.30965 + 0.005654 = 0.3153$

計算結果與實測結果接近，尚屬合理。

新型水田中耕除草機車輪與土壤阻力：

水田中耕除草機車輪採用日本實結產業公司之雙行插秧機之車輪兩個，為鐵輪外邊周緣嵌裝橡膠

輪圈，橡膠輪上有狹爪突起高約1吋，頂面為長方形的截頭四邊錐，與有梯形頂面寬約40 mm的寬爪突起，高約1吋，兩者均勻分布相間各17枚，車輪直徑約27吋，鐵輪寬約23.7 mm，係水田用改良型車輪，比較一般鋸爪式的鐵輪為輕便，可在高級柏油路面上行駛。水田中耕除草機採用雙輪，作業安定性良好。

本試驗實測結果，已如前述，始動時拉力，(a)引擎不發動約為144磅，(b)引擎發動時約為96磅，前者與後者試驗期間相隔6天，土壤狀態結構可能發生差異。水田中耕除草機一旦行走，其後克服阻力所需之拉力，則趨為一定約為72磅，機重約為60 kg (實重59.66 kg)，除去後部支撐桿承擔重量27.6 kg (實測重)外，每輪承載負荷約為 $(60-27.6)/2=16.2$ kg 車輪與水田底盤接觸面積，因車輪上負荷而下陷，增加接觸面積，車輪下陷2吋時，其投影面積約為 $355.21 \times 23.7=8513.3$ mm²或85.13 cm²，車輪投影接觸面上正應力為 $16.2 \text{ kg}/85.13 \text{ cm}^2=0.1903 \text{ kg/cm}^2$ ，由於車輪橡膠爪附嵌土壤中，車輪前進回轉時需要克服土壤凝着力始可回轉。

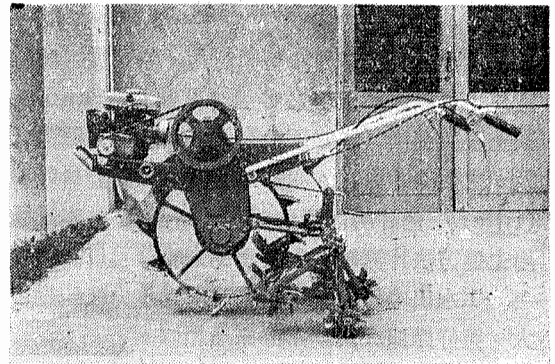
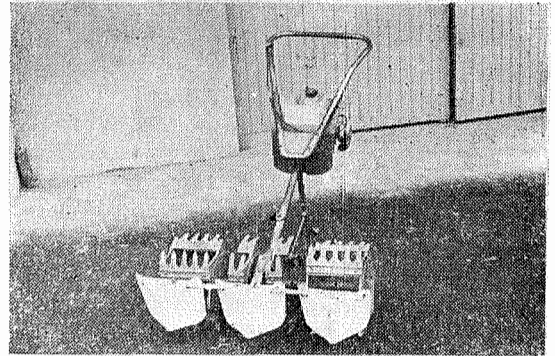
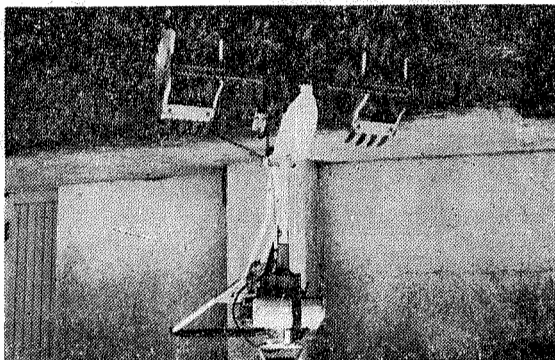
圖(1) 查得正應力0.1903 kg/cm²時，土壤剪應力為0.26 kg/cm²。故兩輪前進回轉時之阻力為

$$0.26 \times 85.13 \times 2 = 44.2676 \text{ kg} \text{ 或}$$

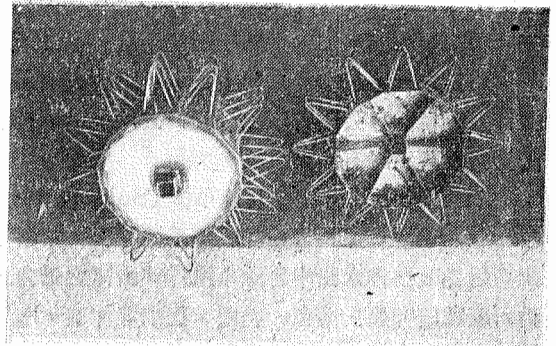
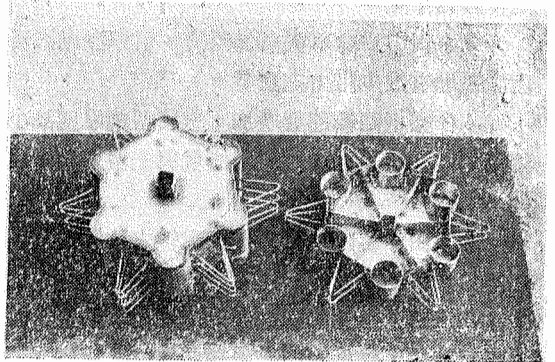
$$44.2676 \times 2.2 = 97.39 \text{ 磅。}$$

計算結果與實測結果相接近，尚屬合理。

一旦始動車輪爪間土壤因振動及水田中水分過度濕潤土壤，車輪與土壤接觸分離阻力，則由土壤與車輪及車輪上橡膠輪圈及爪間黏着力 (adhesive force) 支配情形，或其他作用發生而減少阻力，可以說明始動後拉力減少 $96-72/96=25\%$ 之原因。



圖(2) 日製大竹牌、靜岡牌及片倉牌水田中耕除草機 (由上而下)



圖(23) 試驗水田中耕除草回轉輪、浮筒——桿齒型 (上，重型，下，輕型)

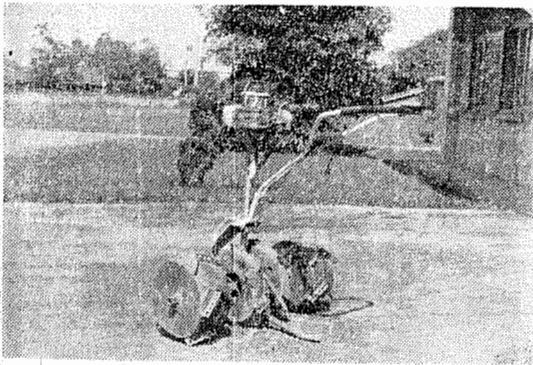


圖 (24) 人字輪式水田中耕除草回轉輪

試驗結果分析：

水田中耕除草作業所需馬力，除了實際試驗測定外，可以依據土壤之 C 及 ϕ 基數 (parameter) 及土壤與金屬 (或橡膠突起及橡膠輪圈) 間之 C_s 及 δ 之數據計算之。對於田間試驗及設計耕耘農具 (tiller) 估計所需馬力頗具實用價值。本試驗採用上述方法計算結果與實測結果相符可以證明。

1. 水田中耕除草機始動時所受阻力較始動後為大。與靜摩擦大於動摩擦原理相似。

2. 攪拌器回轉與靜止時，水田中耕除草機前進所受阻力相同。作業爪前進阻力與斷面成比例，與回轉速度無關。

3. 水田中耕除草機前進阻力，引擎發動回轉，產生振動有減少阻力之趨勢。

4. 作業爪回轉速度增加，土壤切削厚度減小，切削力同樣減少。切削所耗能量與土壤切削量成比例。

5. 水田中耕除草機操作安定性之裝置有增加土壤阻力及消耗能量。

6. 水田中耕除草機之作業效果因水田土壤性質，水面高度，雜草生態及先期耕作整地情形之影響很大。

7. 使用新型水田中耕除草機作業時有中耕，除草及開溝之效益，有利水稻生長，可以增產水稻，據日人資料稱每公頃可增產 1500 公斤水稻，對臺灣糧食增產、將有莫大貢獻。

8. 德 Solo 125 型中耕除草機 (Solo Rotary Cultivator)，原為旱田作物中耕除草機，其引擎馬力足供改裝後水田中耕除草機作業所需之馬力，仍可繼續研究適於播種、施肥、蓋土等作業，水田旱田之中耕除草機可以一機兩用，將來研究可以一機數用，對臺灣將來旱作採用機械作業時甚有裨益。

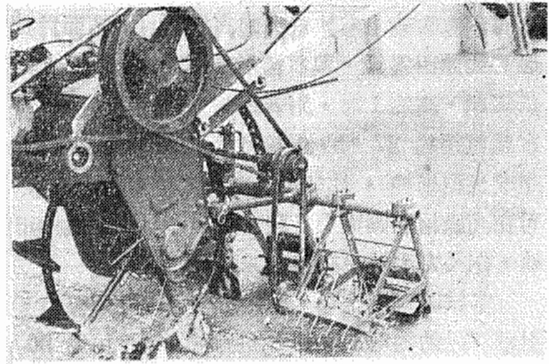


圖 (25) 水田中耕除草輪由動力供給獨立回轉，不兼行走輪之作用 (片倉替改裝)

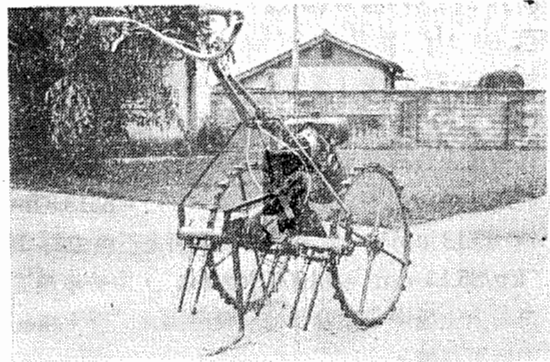
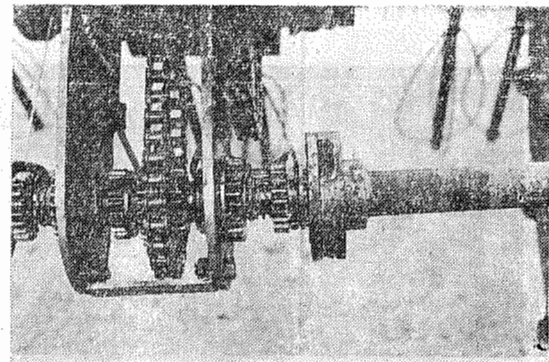


圖 (26) 水田旱田兩用新型中耕除草機及其水田作業之情形



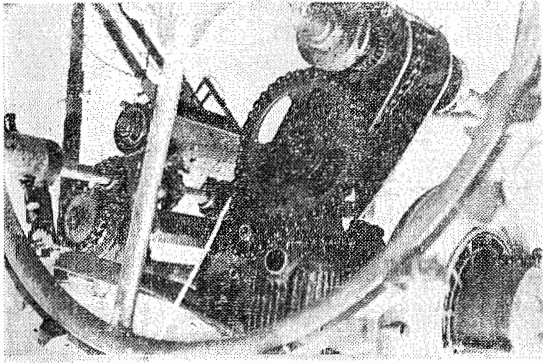


圖 27 新型中耕除草機前進輪轉向離合器
(上, 正面, 下側面)

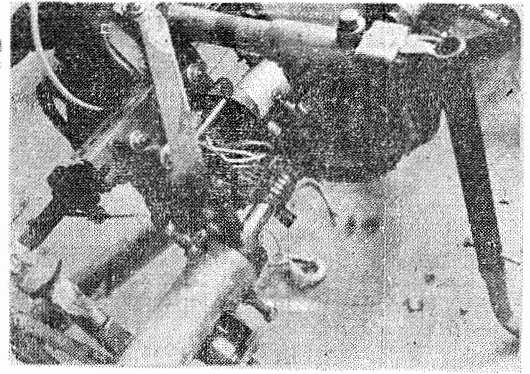


圖 31 水田中耕除草機軸上能量轉變計(transducer)

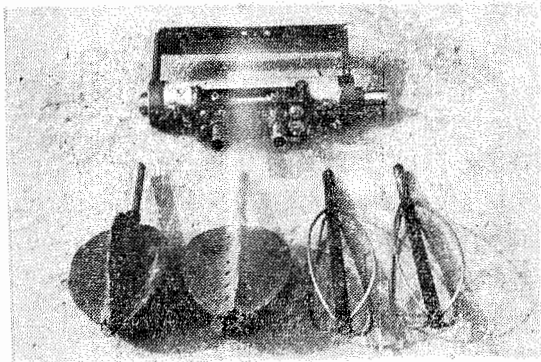


圖 28 新型中耕除草機攪拌器回轉作業爪 (左, 旱田碎土蓋土用; 右, 水田中耕除草用)

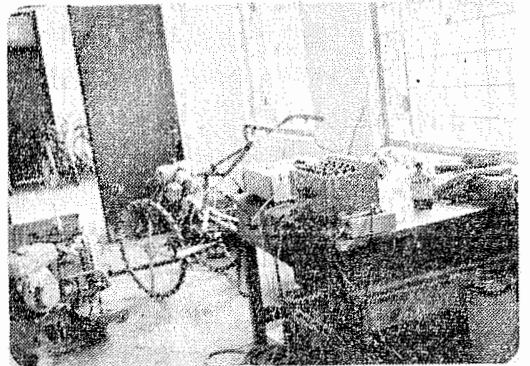


圖 32 X-Y 記錄計及動態變擴大計

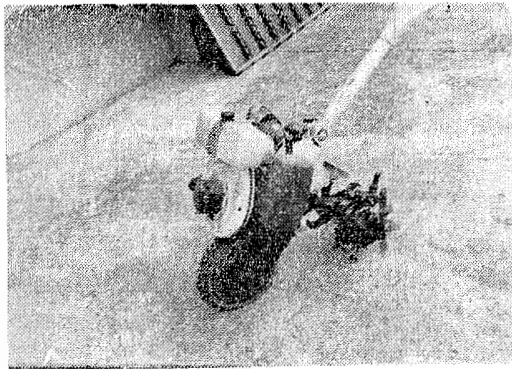


圖 29 德製 Solo 125 型中耕回轉鋤

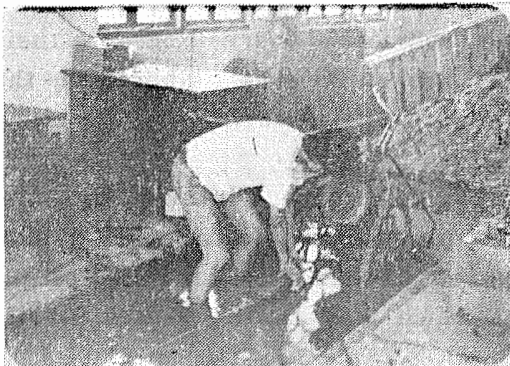


圖 30 水田中耕除草器拉力測定

附 誌：

本研究計畫經費承行政院國家科學委員會補助，研究試驗時承國立臺灣大學農業工程學系機械組同仁及研究助理邱哲夫先生之協助，始能完成，筆者深表感謝。

參 考 文 獻：

1. Agricultural Engineering Handbook, by Rickey, Jacobson, & Hall, 1961
2. Mechanics of Soils, by Jumikis, 1964
3. Soil Dynamics in Tillage and Traction by Gill & Berg, 1967
4. 水田農作業之理論與實際 (日文) 泉清一, 1958
5. 水稻栽培機械化 (日文) 第1卷 新農林社, 1959
6. 穀物品質與機械作業之關係 沈國文, 農工學報, 1974
7. 水田動力中耕除草機之研究暨其中耕除草效果之試驗, 劉文德, 嘉農學報, 1977