

# 水稻聯合收穫機收割機構應用於高粱 收穫之切割特性研究

## The Study on the Cutting Characteristics of the Rice Combine Cutting Mechanism for Sorghum Harvesting

臺灣省農業試驗所農機系助理研究員

臺灣省農業試驗所農機系助理

陳 加 忠

陸 龍 虎

**Chia-chung Chen**

**Lung-hu Lu**

### 摘 要

水稻聯合收穫機用以兼收高粱已開發成功，為探究往復剪刀式收割機構進行高粱收穫的切割特性，在此試驗中利用自製的台車傳動裝置和聯合收穫機的收割機構，以各種不同前進速度和割刃切割速度進行試驗。

試驗結果顯示，切割作用所需扭矩與馬力和速度比K值有指數函數關係。在平常作業狀態，作用所需扭矩和馬力隨K值增加而增加，割刃速度是決定作用扭矩的重要因子。

高粱收穫時切割作用所需扭矩和馬力在平常狀態比水稻小，增加的比例也較小，因此此切割機構可適用於高粱之收穫。

### Abstract

The development of rice combine for sorghum harvesting has been succeed. The object of this study is to investigate the cutting characteristics of sorghum stalks by cutting mechanism of rice combine.

Under the study, a transmitted device of truck and a set of conventional bar-type mower were adopted, different travelling velocity and mower velocity were tested. Results showed that the torque and power requirement of cutting operation have the exponential relation with the ratio of velocity. Under the common condition, the velocity ratio increased, the torque and power requirement also increase. The mower speed was the important factor for the need of torque.

The requirement of cutting torque and power for sorghum stalks were lessen than rice under normal condition, the increased portion was lessen too. so the cutting mechanism of rice combine for sorghum harvesting was availability.

## 一、前 言

為了加速水稻轉作雜糧之計畫，雜糧機械之開發可解決生產過程之瓶頸。省農試所農機系於七十一年利用水稻聯合收穫機改裝成功開發了高粱收穫機，並已達到實用推廣之階段。

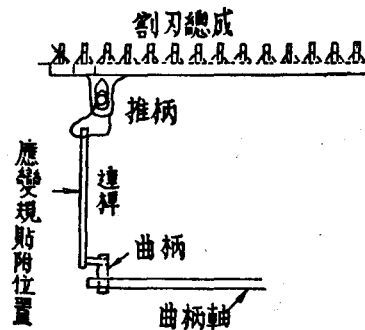
水稻聯合收穫機係利用往復剪刀式之收穫機構以進行切桿作用，經田間試驗結果，可適用於高粱之收穫工作。筆者於實驗室內以各種不同狀況對於切割機構加以測定，以試驗切割作業所需扭矩和動力，並與水稻加以比較，以得此切割機構於高粱收穫時最佳使用狀況，並探討各種影響因素，作為日後改良設計之參考。

## 二、理論探討

### (一) 割刃傳動機構之分析

本試驗所用之傳動機構為 YS-1300 聯合收穫機之切割機構，其傳動方式如圖 1 所示。動力自由曲柄軸轉動曲柄，以曲柄推動連桿進行前後往復運動，再經推柄驅動割刃形成左右往復運動。

由機構學之分析，可知連桿與割刃之運動方程式近似簡諧運動，在測定切割作用所需之扭矩和馬力時，若測得連桿所受阻力 (F)，則所需之扭矩 (T) 如下式：



圖一. 聯合收穫機之切割機構

$$T = F \cdot r \dots\dots\dots(1)$$

r : 曲柄軸半徑，其值為 2.6cm.

連桿之運動頻率為 N 時 (單位=rpm)，切割機構所需之馬力 (P.S) 可由下式換算：

$$P. = N \cdot T / 72600 \dots\dots\dots(2)$$

割刃於曲柄軸旋轉一次時，完成兩次衝程，曲柄轉速為 Nrpm，割刃衝程為 S 則割刃的平均速度 Vm (m/spc) 為：

$$V_m = \frac{2S \times N}{60} = \frac{SN}{30} \dots\dots\dots(3)$$

(二) 割刃機構所受阻力。

依 Goryackin V.P. 對於滑動切割方式的割刃阻力分析，發現割刃阻力 Fc 為：

$$F_c = C / \tan T \dots\dots\dots(4)$$

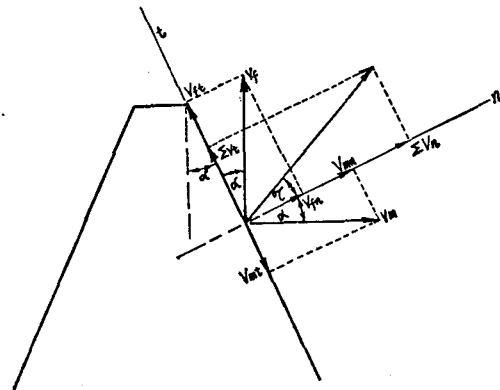
此(4)式中：

Fc = 切割時刃面所受阻力。

C = 切桿的切斷阻力，以切桿物性而定。

tan T = 割刃滑動切斷係數 (Coefficient of sliding cut)，即沿刃面速度 Vt 與垂直刃面速度 Vn 之比值。

切割刃的切斷角 α 時，平均往復速度 Vn，前進速度 Vf，割刃之速度分析如圖二所示。



圖二. 割刃速度之解析

$$\Sigma V_n = V_{fn} + V_{mn} = V_f \sin \alpha + V_m \cos \alpha \dots\dots\dots(5)$$

$$\Sigma V_t = V_{ft} - V_{mt} = V_f \cos \alpha - V_m \sin \alpha \dots\dots\dots(6)$$

$$\tan(T) = \Sigma V_t / \Sigma V_n = \frac{V_f \cos \alpha - V_m \sin \alpha}{V_f \sin \alpha + V_m \cos \alpha} \dots\dots\dots(7)$$

Vm 與 Vf 之比值為 K,

$$K = V_m / V_f \dots\dots\dots(8)$$

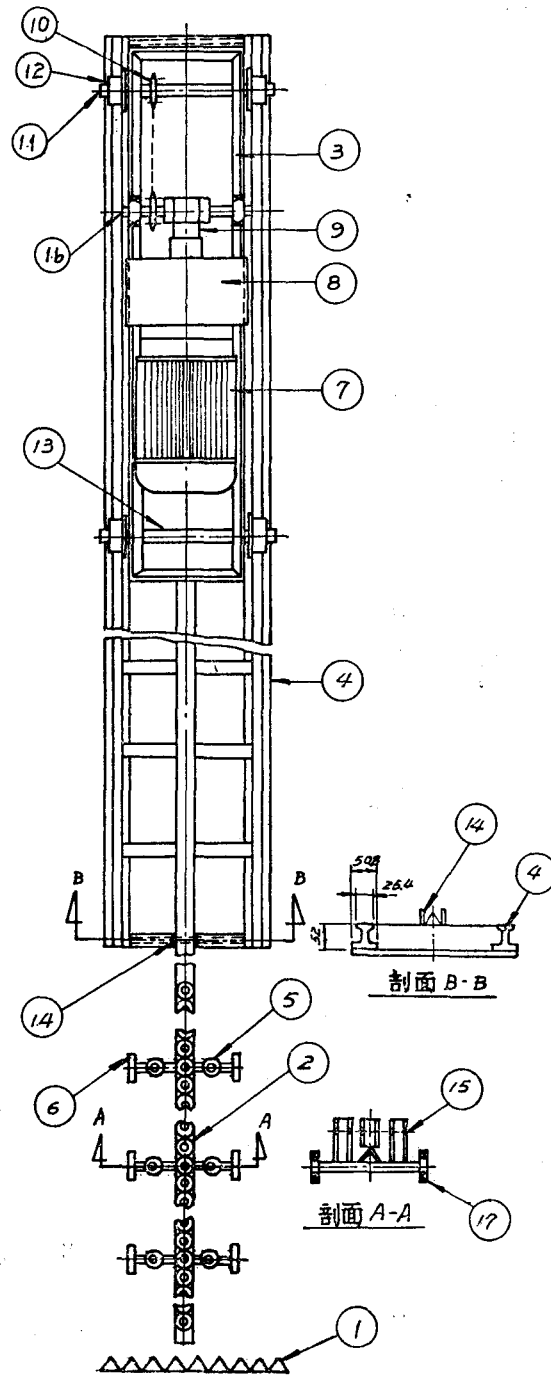
代入(7)式

$$\tan T = \frac{1 - K \tan \alpha}{K + \tan \alpha} \dots\dots\dots(9)$$

依泰勒級數展開(9)式

$$\tan T = -\tan \alpha + (1 + \tan^2 \alpha) \left( \frac{1}{\tan \alpha + K} \right) \dots\dots\dots(10)$$

1. 割取架位置
2. 承戴架
3. 台車
4. 軌道
5. 插植鐵管
6. 著地輪
7. 馬達
8. 無段變速機
9. 蝸桿與蝸輪
10. 鏈輪
11. 驅動軸
12. 65° 鐵輪
13. 滾動軸
14. 引導板
15. 固定螺孔
16. 中間輪
17. 滾珠軸承



圖三、台車傳動裝置

$$\frac{1}{\tan \alpha + K} = \frac{1}{\tan \alpha} \left( 1 - \frac{K}{\tan \alpha} + \frac{K^2}{\tan^2 \alpha} - \frac{K^3}{\tan^3 \alpha} \dots \right) \dots \dots \dots (11)$$

代入 (6) 式

$$\tan T = \frac{1}{\tan \alpha} \left( 1 - \frac{1 + \tan \alpha K}{\tan \alpha} + \frac{1 + \tan^2 \alpha K^2}{\tan^2 \alpha} \dots \dots \right) \dots \dots \dots (12)$$

此為一指數函數，因此  $\tan T$  有如下關係

$$K \tan \alpha < 1 \text{ 時, } \tan T \doteq a e^{-bK} \dots (13)$$

$$K \tan \alpha > 1 \text{ 時, } \tan T \doteq g e^{bK} \dots \dots (14)$$

上式中 a. b. g. h 均為常數

以(13)(14)式代入(4)式,  $F_c = C/a e^{-bK}$

$$= \frac{C}{a} e^{bK} \dots \dots \dots (15)$$

$$F_c = C/g e^{bK} = \frac{C}{g} e^{-bK} \dots \dots \dots (16)$$

可知切割阻力與速度比  $K$  值有指數函數關係。

陳勝生氏於改良式收割機構切割特性之研究中，對於改良式和傳統式割刃於不同  $K$  值時所需扭矩有各種比較值（註 2），但其  $K$  值範圍為 (1.2~2.1)，與聯合收穫機平時作業時速度比有所不同，（聯合收穫機作業時切刀速度通常為 0.7m/sec，前進速度為 0.55~0.91 m/sec， $K$  值範圍為 0.75~1.3），在此實驗中針對實際田間作業狀況進行各種研究。

### 三、試驗裝置和儀器

#### (一)台車傳動裝置

此傳動裝置如圖三所示，可分為承載架，台車，軌道三部份。

1.承載架：此裝置用以承載高粱桿和稻桿，使用  $25 \times 25 \times 2.5$  m/m 之角鐵（長 480.5mm）。在後半段焊接  $\frac{3}{4}$ " $\phi$ ，高 72m/m 圓鐵管，以供插植禾桿，鐵管側邊鉸製螺孔用以固定之用。在角鐵下焊接三根  $12\phi$  (m/m) 之圓軸，軸之兩側裝置滾珠軸承以供支撐與行走。此承載架經引導板固定於台車上。

2.台車：用以拖曳承載架進行前進和回復之運動。台車機架係使用  $40 \times 40 \times 5$  (m/m) 角鐵製成，底下以連座軸承固定一組驅動軸和滾動軸，軸上固定有  $65\phi$  之鐵輪，用於行走軌道之上。機架上

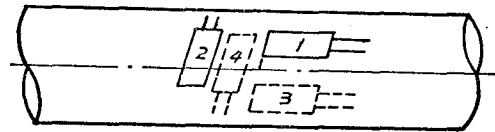
裝置馬達 (2PS, 4 極, 三相, 220V), 正反轉開關, Disco 無段變速機 (2P.S, 變速比 1:6)。在出力軸上按裝三螺紋之蝸桿，經由 22 齒之蝸輪，60#, 20 齒之鏈輪傳至 12齒之鏈輪以帶動驅動軸，使軸上直徑  $65\phi$  之鐵輪行走於軌道之上。在試驗時調整無段變速機使此台車傳動裝置之速度和聯合收穫機之行走速度相同。

3.軌道：供給台車行走之路徑。

使用 6kg/m 之兩軌條及 5 根  $\square$  形鐵架組而成。 $\square$  形鐵架置於兩軌條下以固定鐵軌之間隙。軌道尾端焊接一組引導板以導引承載架通過收穫機切割取架及機體之底部。

#### (二)割取架

利用收穫機之收割裝置進行試驗，將應變規黏附於連桿之上，黏附之位置方向如圖四所示。以消除彎曲應力 (bending stress) 和振動之影響，應變規受力的訊號經放大器放大後於記錄器上劃出。



圖四.應變規粘貼於連桿的位置

#### (三)試驗儀器

##### 1.應變規 (strain gage)

在此試驗所用型式為 KYOWA (KFC-5-C1-11)，電阻為  $120\Omega$ ，gage Factor 為 2.14。

##### 2.放大器及記錄器

此試驗中所用放大器為 KYOWA DPM-210A 型。記錄器為 WATANBEE WTR 781 型，以檢流器所加熱之針筆感應訊號於記錄紙上。

### 四、試驗材料與方法

#### (一)試驗材料

實驗所用高粱莖桿和稻桿均採自農試所試驗農場，水稻之品種為臺農 67 號，高粱品種為臺農 5 號。稻桿取樣以 25~30 束為樣品進行試驗。

高粱莖桿的含水率為 70%~72% (濕基)，水稻桿含水率為 70~77% (濕基)。

#### (二)試驗方法

將高粱莖桿或稻桿插植於承載架上的圓鐵管，

並以螺絲鎖緊，在承載架上每次有五組樣品，試驗重覆四次。

將放大器調整平衡後，開動記錄器。承載架通過切割裝置時，割刃之受力傳到連桿，使應變規變形，其訊號經放大器於記錄器上劃出。

聯合收穫機之切割機由供油開關調整速度，連桿之運動頻率為 180, 300, 420 rpm 三種，以進行試驗。

台車傳送裝置之速度分別調整五種不同速度，分別進行試驗加以比較。

#### (二)儀器校正

在動力測定時，可以由記錄器上記錄紙所測得的變形量求出連桿所受的拉伸力，但是由於缺乏此種材料的彈性係數資料，因此使用校正 (calibration) 方法，以簡化試驗工作。

在進行校正時，先拆下連桿，固定其一端成垂直懸掛狀態，而在另一端分別附掛不同重量的鐵塊，由記錄紙上測得不同重量時的變形量，而得校正值如下：

放大器：ATT 位置： $\frac{1}{4}$ ，Strain range： $300 \times 10^{-6}$

記錄器：range 10mv/cm

在此情況，校正值為：0.492kg/mm

### 五、實驗結果

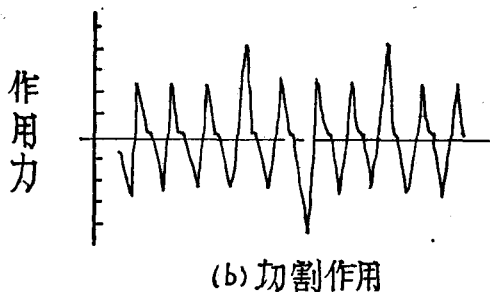
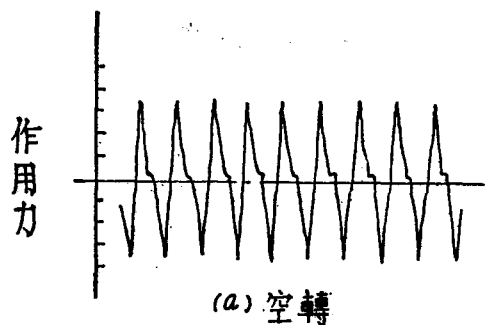
#### (一)空轉所需扭矩和馬力

表一 曲柄空轉之扭矩和馬力

No	rpm	扭 矩 (kg-cm)	馬 力 PS $\times 10^{-2}$
1	140	6.50	1.25
2	170	8.19	1.91
3	180	9.72	2.42
4	200	10.82	2.99
5	210	12.61	3.64
6	230	15.31	4.81
7	250	17.37	5.98
8	250	18.12	6.24
9	270	21.81	8.11
10	280	21.63	8.35
11	300	23.06	9.53
12	330	27.22	12.38
13	340	25.77	12.10
14	370	30.63	15.61
15	420	34.79	20.12

在空轉時，作用阻力於記錄器上記錄紙所示圖形如圖五之 a 所顯示，為類似正弦波之圖形，但是連桿驅動往復運動時有死點 (dead point) 作用，在圖中顯示出停滯現象。

切割莖桿時，切割裝置之受力圖形如圖五之 b 所示，受力變形位置於上下底皆有產生。



圖五.作用阻力記錄圖形

不同轉速時，所需扭矩和馬力如表一所示，其相關圖形如圖六、七所示。

對於實驗數據進行迴歸分析，其結果如下：

$$(1) T = -9.23 + 0.107N$$

T = 作用扭矩 (kg-cm)

$$R = 0.98$$

N = 曲柄迴轉數 (rpm)

$$(2) P.S = -1.62 \times 10^{-2} + 4.77 \times 10^{-6}N + 1.23 \times 10^{-6}N^2$$

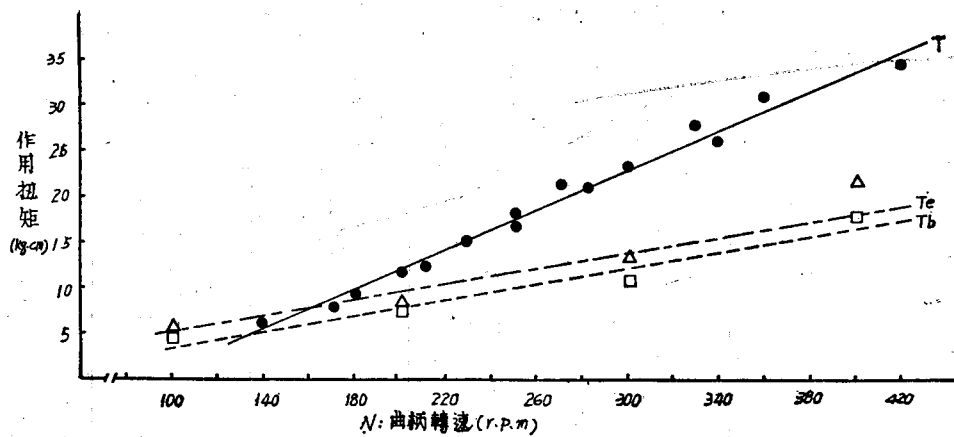
$$R = 0.98$$

P.S: 所需馬力

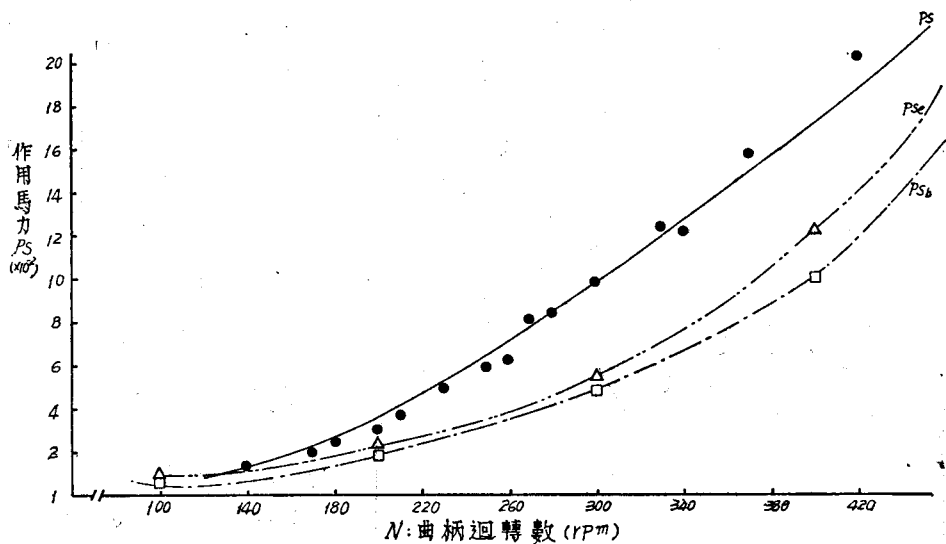
對於陳勝生氏所研究之實驗數據加以分析 (註 4)，B 型割刃之迴歸方程式如下：

$$(1) T_b = -0.95 + 0.045N \quad R = 0.98$$

$$(2) P.S_b = 1.58 \times 10^{-2} - 1.88 \times 10^{-4}N + 9.88 \times 10^{-7}N^2 \quad R = 0.99$$



圖六.作用扭矩與曲柄迴轉數之關係



圖七.作用馬力與曲柄迴轉數之關係

E 型割刃之迴歸方程式如下：

$$(1) T_e = -0.95 + 0.053N \quad R = 0.97$$

$$(2) P_{Se} = 2.32 \times 10^{-2} - 2.70 \times 10^{-4}N + 1.28 \times 10^{-6}N^2 \quad R = 0.99$$

由此分析結果可知，切割機構空轉作用所需作用力與曲柄迴轉數有直線關係，作用馬力為二次多項式關係。

#### (二) 水稻的切割特性

在各種不同的切割速度與前進速度下，水稻和高粱禾稈切割所需矩扭和馬力如表二所示。

##### 1. 扭矩與 k 值之關係

由迴歸分析得扭矩與 k 值成指數函數關係。

$$T = 9.463e^{1.553k}$$

$$r = 0.87$$

在此切割機構中，切斷角  $\alpha$  為 30 度，在  $K \tan \alpha < 1$  之情況，上述方程式與理論 (15) 式相符合。

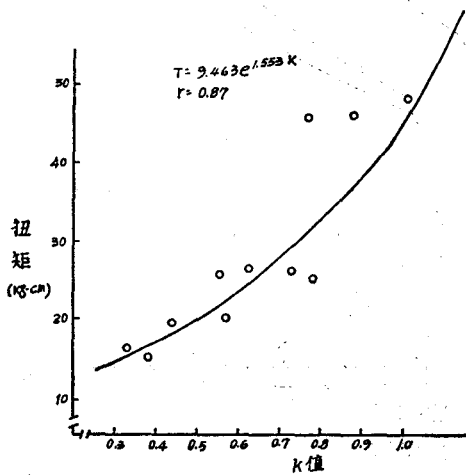
以陳勝生氏之實驗數據加以分析 (註 5)，在  $K \tan \alpha > 1$  的情況，改良 D 型割刃之作用扭矩與 K 值關係如下：

$$T = 65.57e^{-0.306k}, \quad R = -0.96$$

傳統型割刃作用扭矩與 k 值關係：

表二 水稻和高粱禾稈切割所需扭矩和馬力

作物			水 稻		高 粱		
項 目	前 進 速 度 Vf(m/s)	割 刃 速 度 Vm(m/s)	速 度 比 K(Vm/vf)	扭 矩 (kg-cm)	馬 力 (PS×10 <sup>-2</sup> )	扭 矩 (kg-cm)	馬 力 (PS×10 <sup>-2</sup> )
0.40	}	0.3	0.75	23.35	5.79	15.76	3.90
		0.5	1.25	30.89	12.77	35.57	14.70
		0.7	1.75	43.68	25.27	45.11	26.11
0.53	}	0.3	0.57	20.28	5.03	15.44	3.81
		0.5	0.94	30.26	12.50	33.72	13.90
		0.7	1.32	48.44	28.02	42.07	24.30
0.69	}	0.3	0.44	19.47	4.82	15.21	3.80
		0.5	0.73	26.34	10.88	28.00	11.60
		0.7	1.02	48.10	27.83	44.17	25.63
0.80	}	0.3	0.38	15.39	3.82	12.58	3.11
		0.5	0.63	26.44	10.92	29.67	12.34
		0.7	0.88	46.18	26.74	42.85	24.78
0.91	}	0.3	0.33	15.99	3.97	14.69	3.61
		0.5	0.55	25.92	10.69	28.26	11.72
		0.7	0.77	45.76	26.47	40.33	23.34



圖八. 稻稈切割所需扭矩與速度比之關係

$T = 59.42e^{-0.379k}$      $R = -0.99$

上述結果與理論(16)式相符。

2. 馬力與 k 值之關係。

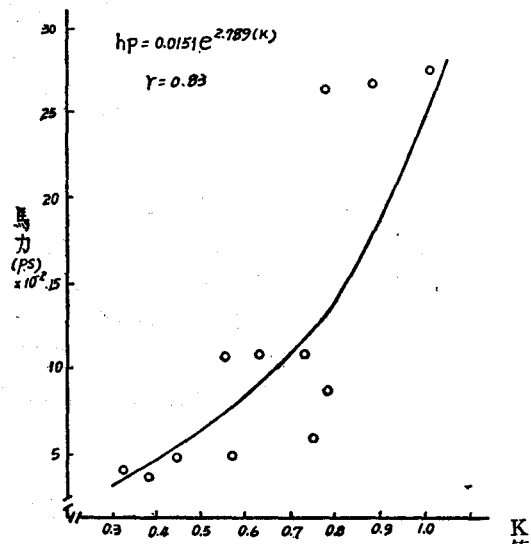
馬力為扭矩和迴轉次數 (N) 的乘積值，因速度比 k 值與 N 無關，因此馬力與 k 值應有指數函數關係。

迴歸分析之結果為：

$hp = 0.0151e^{2.789K}$

$r = 0.83$

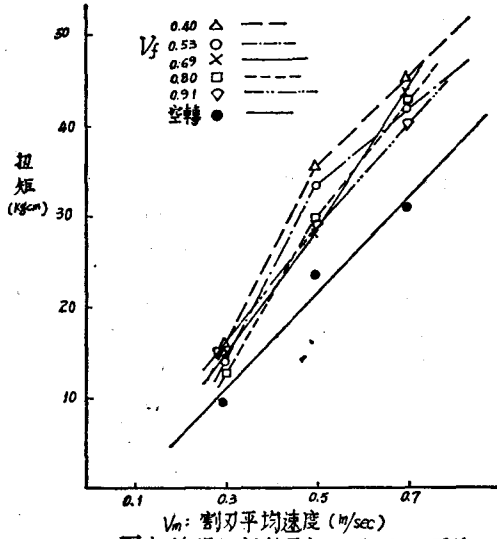
其圖形如圖九所示。



圖九. 稻稈切割所需馬力與速度比之關係

### 3. 扭矩和割刃速度

在不同前進速度時，不同割刃速度所需的作用扭矩如圖十所示。由圖中可知，各種前進速度對於作用扭矩的影響並不顯著，由圖可知 Vf 愈小，所需作用扭矩愈大，Vf 最大時，所作用扭矩減少。Vm 對作用扭矩的影響比 Vf 更大。



圖十、稻稈切割所需扭矩與 Vm 之關係

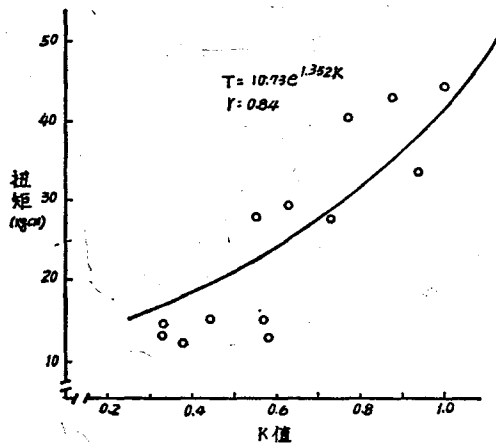
(三) 高粱的切割特性：

#### 1. 扭矩與 k 值關係。

以迴歸分析得高粱切割所需扭矩與 k 值有指數函數關係，其關係圖形如圖十一所示。

$$T = 10.73e^{1.352k}$$

$$r = 0.84$$



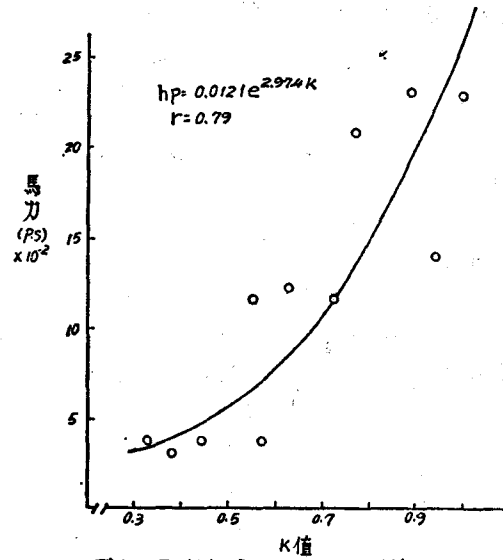
圖十一、高粱桿切割所需扭矩與 k 值之關係

#### 2. 馬力與 k 值之關係。

以迴歸分析得高粱桿切割所需馬力與 k 值有指

數函數關係，其圖形如圖十二所示。

$$T = 0.0121e^{2.974k}, r = 0.79$$



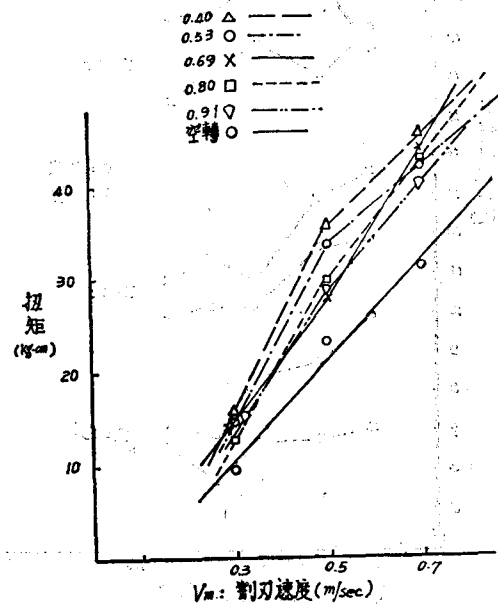
圖十二、高粱桿切割馬力與 k 值關係

### 3. 扭矩和割刃速度。

在各種前進速度和割刃速度的情況，所需的作用扭矩如圖十三所示。由圖可知，影響扭矩的主要因素是切刀速度。Vf 值最小時，所需扭矩值最大。此項切割性質和水稻相似。

#### (四) 水稻與高粱莖桿切割特性之比較

##### 1. 切割扭矩之比較。



圖十三、高粱桿切割所需扭矩與 Vm 之關係



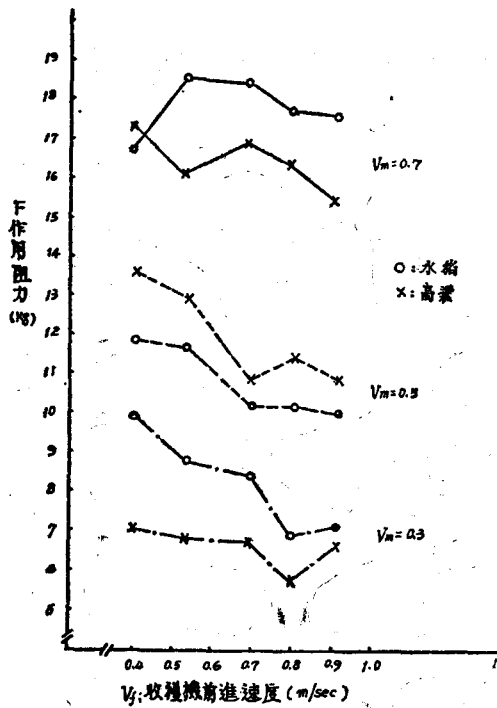
在各種狀況下，水稻和高粱莖桿切割所需扭矩的變化數值如表三所示。由表中得知，在切割作用時，引起的作用扭矩增加值十分有限，而高粱桿切

割的增加比例比水稻更小。利用水稻切割機構進行高粱收穫作業時，並不引起過多的困難。

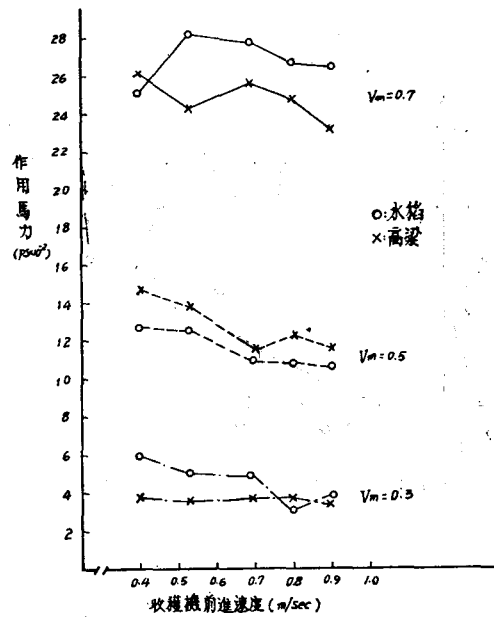
水稻與高粱切割所需作用阻力之比較如圖十四

表三 水稻與高粱莖桿切割所需扭矩之比較

項	目		水 稻			高 粱			
	前進速度 Vf(m/s)	割刃速度 Vm(m/s)	空轉扭矩 (kg-cm)	增加扭矩	總 扭 矩	增 加 率 (%)	增加扭矩	總 扭 矩	增 加 率 (%)
0.40	0.3	0.7	9.72	13.62	23.34	137.7	6.04	15.76	62.0
		0.5	23.11	7.78	30.89	33.6	12.46	35.57	53.9
		0.7	31.49	12.20	43.68	24.9	13.62	45.11	26.2
0.53	0.3	0.7	9.72	10.56	20.28	108.6	5.72	15.44	58.8
		0.5	23.11	7.15	30.26	44.9	10.61	33.72	45.9
		0.7	31.49	16.95	48.44	35.5	10.58	42.07	17.7
0.69	0.3	0.7	9.72	9.75	19.47	100.3	5.49	15.21	56.4
		0.5	23.11	3.23	26.34	13.9	4.89	28.00	21.1
		0.7	31.49	16.61	48.10	34.5	12.68	44.17	23.6
0.80	0.3	0.7	9.72	5.67	15.39	58.3	2.86	12.58	29.4
		0.5	23.11	3.33	26.44	14.4	6.56	29.67	28.3
		0.7	31.49	14.69	46.18	29.2	11.36	42.85	19.9
0.91	0.3	0.7	9.72	6.27	15.99	64.4	4.97	14.69	51.1
		0.5	23.11	2.81	25.96	12.1	5.15	28.26	22.3
		0.7	31.49	14.27	45.76	28.0	8.84	40.33	12.8



圖十四 切割莖桿所需作用力之比較



圖十五 切割莖桿所需馬力之比較

所示，在  $V_m=0.3\text{m/sec}$  時，水稻作用阻力大於高粱，在  $V_m=0.5\text{m/sec}$  時，高粱作用阻力較大。在常用的割刃速度  $V_m=0.7\text{m/sec}$  時，水稻的作用阻力較大。基於作用阻力的比較，高粱莖桿適用於水稻聯合收穫機的切割裝置。

#### 2. 切割所需馬力的比較。

切割莖桿所需的馬力比較如圖十五表示。由圖可知在  $V_m$  為  $0.3\text{m/sec}$ ,  $0.7\text{m/sec}$  時，水稻所需作用馬力大於高粱， $V_m$  值為  $0.5\text{m/sec}$  時，高粱所需馬力較大。此種現象與作用阻力相同。在  $V_m$  值為  $0.5\text{m/sec}$  時，高粱所需作用阻力和馬力比水稻為何更大？此現象的解釋需要更進一步的物性分析。由馬力的比較可知，高粱莖桿在利用水稻收割機構進行收穫時，不會引起有關動力之問題。

### 六、結 論

綜合以上試驗結果，可得以下之結論：

(一) 聯合收穫機收割裝置於空轉時，所需作用扭矩和曲柄迴轉數有直線迴歸關係，所需馬力和迴轉數為二次多項式之關係。

(二) 切割作用所需扭矩和速度比值  $k$  為指數函數關係，在  $k$  值小於  $1/\tan\alpha$  時，隨  $k$  值之增加作用阻力隨之增加，在  $k$  值增大時， $k$  值增加反而引起作用阻力之減少。

(三) 割刃速度是決定作用阻力的重要因子。

(四) 高粱莖桿切割所需之扭矩，馬力在常用之割

刃速度時均比水稻桿切割所需之扭矩，馬力更小。因切割作用引起的作用扭矩增加比例亦比水稻小。因此可利用水稻聯合收穫機之切割機構進行高粱收穫作業。

### 七、誌 謝

本試驗承蒙劉昆揚先生提供動力測定之建議，臺大農機系承借實驗所用儀器。鄭榮瑞、盧慶穗先生協助試驗之進行，柯平福先生協助實驗設備的製作，黃悅真小姐對於數據圖表的整理，謹此致敬謝意。

### 八、參考文獻

1. 顏欽崇、楊清祥。1983。水稻聯合收穫機用於收穫高粱之研究試驗。中華農業研究 32 卷 1 期，P92~103。
2. 彭添松、陳勝生。1981。水稻聯合收穫機收割機構之改良研究。農業工程學報 27-1, P25~39。
3. 陳勝生。1981。改良式水稻聯合收穫機收割機構切割特性之研究。臺灣大學農工研究所碩士論文。
4. 同註 3，P61. 表 8。
5. 同註 3，P38. 表 3。
6. 江崎春雄。1970。バインダとコンバイン。農業圖書株式會社，P146~157。
7. 江崎春雄、三浦恭志郎、今園支和。1968。コンバインの負荷特性に関する研究（第 2 報）。農機誌 32(44) P.28~288。

承包土木、水利、建築等工程

振輝開發有限公司

地址：南投縣水里鄉民權路 15 號