

狼尾草青割收穫機之研究

Study on Forage Harvester of Napier Grass for Green Feeding

國立嘉義農專農業機械工程科講師

黃 清 旺

Ching-Wan Huang

摘 要

機械青割收穫平均株高150 cm，莖粗斷面 9.38 mm ϕ ，叢生周長 97 cm，支數 49支，水份含量60%~90%等變異因素大的狼尾草，應有其較大的寬容度，本研究經田間調查及物性分析結果，規劃研製試驗機並做田間試驗，功能顯著，其結果如下：

(一)割刀寬度 600 mm，採用雙圓盤同步反向各附 8 片三角鋸齒刀，轉數 750~900 rpm 時，割後基部整齊度在10mm差距範圍內者達 85%，撕裂率 6%，割取範圍 600~800 mm，震動少，符合作業功能及再生品質。

(二)依靜摩擦係數與壓縮率試驗結果，進料採用二對滾子式，其式樣、進料容許度、夾持力及可做 5~75 mm 調定的伸縮機喉，在二滾子線速度 2.91 m/s 及作業前進速度 2.5 km/hr~4.0 km/hr 時效果顯著。

(三)細切頭斧刀 4 支，裝配角30度，承刀偏位 35 mm，初接觸剪斷夾角30度，飛輪理論線速度51.88 m/s，理論細斷草料長度 33 mm，有效昇送高度 13.73~20.60 m，經田間試驗，機械性能佳，投擲口未堵塞，草料細斷均度統計結果在31~40 mm 達 83%，符合供飼品質，顯式本機的規劃研製甚是合理。

(四)本機機喉之利用率44.4%偏低，摩擦能損失量 7.24 ps-hrs/Mg 偏高，理論細斷能量 55.86 Mg/hr，作業馬力 30~40 ps 間，此部分仍擬於室內實體模擬試驗，進一步改良研究。

Abstract

Forage Harvester of Napier Grass having variegation in average height 150 cm, diameter 9.38 mm of single cross-area, perimeter 97 cm and 49 branches per group, and moisture content 60%-90%, must have a greater allowance for Green Feeding. The objective of this study is design for machine production and test for its function improvement, according to field investigation and analysis of the physical properties. The Harvester's function is good. The results are as following:

1. There are 16 pieces of Barikan type cutting knives on reverse and synchronous double disc of 600 mm width, 750-900 rpm revolving speed. The total cutting range is 600-800mm, the homogeneity after cutting basal parts of Napier Grass among 10 mm is 85%, the breaking rate is 6%, the vibration of cutting-shaft is little, therefore the working function of this machine is rational, and the quality is fine enough for Napier growing.

2. The Feeding Roller is designed as two pairs, having great allowance for feeding, holding ability and regulative range of Throat which is between 5 mm and 75 mm. According to experimenting data of static friction and compression rate, its molding is effective on field test, when peripheral speed is 2.91 m/s, and working speed of tractor is 2.5-4.0 km/hr.

3. There are 4 pieces of cutters, setting angle of 30 degrees on flywheel. An offset of ledger plate having an instantaneous shearing angle of 30 degrees, is 35mm. Theoretically, the peripheral speed of flywheel is 51.88 m/s, chopping length is 33 mm, and throwing effective height is 13.73-20.60 m. According to statistical analysis after field test, the homogeneity in the effective length of chop of 31-40mm is 85%. It's demonstrated that the harvester has fine functional requirements and fine enough for silage or direct feeding.

4. Further study and improvement shall be concentrated on the userate of Throat of 44.4%, the frictional loss of 7.24 ps-hrs/Mg, the theoretical cutting capacity of 55.86 Mg/hr, and the working power of 30-40 ps.

一、前 言

狼尾草 (Napier Grass), 又名象草 (Elephant Grass), 原產南非, 為全世界熱帶亞熱帶最普遍之青割用牧草, 產量為各類之冠, 形如細莖甘蔗, 葉片多, 莖多汁, 分蘖多, 株高約3公尺, 抗旱力強, 富纖維, 適口性強, 割後復生快速, 本省自推廣以來, 頗受酪農偏愛, 但狼尾草為多年生, 直立而叢生, 株高 1.2~1.5 公尺為適割期, 青割收穫仍停留在人工割取階段, 無形中提高牧草成本, 依中國畜牧雜誌十六卷第九期農委會黃枝正嘉所做分析, 人工費用佔每公斤青割成本的48.6%, 目前少部分酪農雖引進歐美旁載式青割玉米收穫頭 (Cutterhead) 或日本自走式專用型青割玉米收穫機使用, 但基本上玉米屬單株生長, 此種割部喉口狹窄的收穫頭並不能滿足叢生的狼尾草, 因之規劃設計試製合適之狼尾草青割收穫機並可兼做玉米青割有其相當迫切之需求。

本校承蒙農委會鼓勵及經費補助, 自民國七十四年七月開始着手規劃研製試驗, 第一年着重在作業功能之訴求及機構型式方向上, 並有初步可行的結果[1], 第二年則以提高作業功能, 確立各項基本規格及定型為主, 目前已獲令人滿意的結果, 本型收穫頭屬於單程獨立作業組合機型, 包括割取, 撿拾, 進料, 細切投擲到儲料網箱等一貫作業, 可利用三點鏈接承載, 無論選擇曳引機旁載, 或前置承載於自走式專用機上, 均可依酪農戶的環境, 畜

養規模方式等之不同需求, 互相搭配使用。

為期早日解決, 酪農戶之狼尾草青割問題, 擬於第三年度與臺灣農業機械化中心及省畜試所共同合作, 透過建凱企業公司, 積極規劃設計製造樣品機, 加強田間試驗, 並予商品化。

二、試驗材料設計與實施方法

(一) 狼尾草物性之調查與測定分析:

1. 栽培適性, 生育與收割適期之調查

本省氣候為狼尾草之適種區, 品系繁多, 栽培方式視地區排水難易, 大部採用行距60~80公分, 株距40~50公分之作畦種植, 外形似甘蔗, 直立高莖, 為多年生分蘖快叢生之青割用牧草。理論之收割適期高度 1.0~1.2 公尺間, 而實際上一般酪農收割期高度在1.5~2.0公尺間, 每隔 4 (夏季) ~ 8 (春秋) 週割草一次, 叢生周長, 分蘖密度、植株粗細、收割期的掌握, 不僅影響草料產量品質, 因變異懸殊, 對機械作業性能要求度高, 因此規劃設計研製, 應對其生育物性, 作一定位, 以為依據。

2. 含水率

狼尾草草量品質隨季節有 2~3 倍以上之差, 平均含水率變化常由秋冬旱季60%到春夏雨季90%, 每植株上的分佈也不同, 以定量分析法, 逢機取樣, 並以一般酪農收割期之平均高度為準, 擇分 1/6、1/3、1/2、2/3、5/6 等不同部位, 施以紅外線水份測定器予以測定。

設 \bar{W}_m 為水份重

\bar{W}_b 為乾物重

則其含水率關係式如下：

$$m = \frac{\bar{W}_m}{\bar{W}_m + \bar{W}_b} \times 100\% \dots\dots\dots(1)$$

3. 靜摩擦係數

草料經收穫頭割取細斷後，需以流動投擲昇送，摩擦作用結果必定吸收可觀的摩擦能而損失動力，故機械材料與草料之摩擦係數有探討之必要。

設 Ef = 摩擦能 (KW-hrs/Mg)。

μ = 細斷草料與細切頭內壁及斧刀與動葉輪片間的滑動摩擦係數。

β = 被細斷材料所摩擦之平均外殼周邊圓弧之對應角度數。

v = 動葉輪周邊速率 (Km/sec)

則摩擦能之關係式如下：

$$Ef = 4.848 \times 10^{-6} \mu \beta v^2 \dots\dots\dots(2)$$

圖 1 所示為自行設計之安息角 (Angle-Repose) 測定裝置，在斜面上放置研製時所用之機械材料，逢機取細斷草料樣品，分別置放斜板上如圖 2 所示的三個位置測定，並以手持水準儀量取安息角，其關係式如圖 3 所示。

4. 叢株壓縮性與機械關係

叢生狼尾草，基部的生育面，叢生密度，植株直徑，三者的關係性與容許的生育斷面壓縮經調查統計，發現其異變懸殊，以下述關係表示容許之斷面壓縮比 R 。

$$R = \frac{\text{每叢生育斷面積}}{\text{每支斷面積} \times \text{每叢平均支數}} \dots\dots\dots(3)$$

以機械青割並細斷昇送，於細斷供料時應予壓縮挾持，因壓縮挾持所需力量大小影響機械作業功能及細斷後品質，因此需予測定其可能之挾持力，利用如圖 4 所設計的測定裝置，分別以不同的支數，及叢株不同部位，施以不同的負荷，以得其結果作為規劃設計之參考。

設 L = 捆束後經鋼索自由拉伸下垂時的周長。

L' = 經荷重 W kg 拉伸後的周長。

Ps = 表示荷重後的壓縮率。

則其關係式如下：

$$Ps = \frac{L - L'}{L} \times 100\% \dots\dots\dots(4)$$

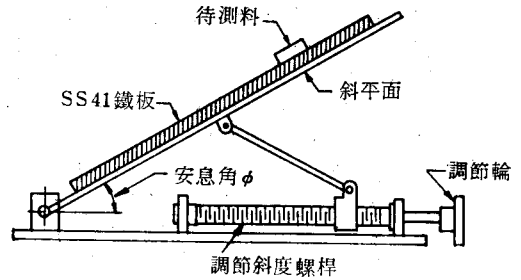
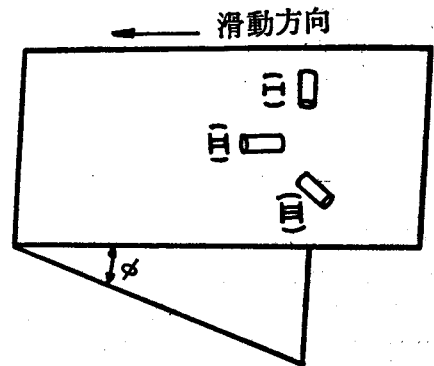
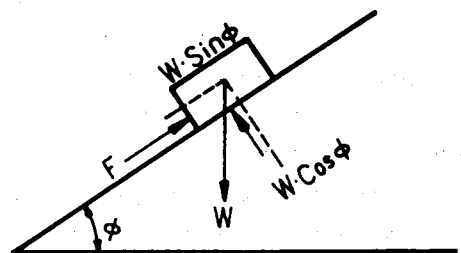


圖 1 安息角測定裝置



草料靜摩擦測定裝置
草料軸向與滑動方向
(I) 垂直 (II) 平行 (III) 成斜角
圖 2 草料測定選定位置



$$F = \mu N, \quad N = W \cdot \cos \phi$$

$$F = W \cdot \sin \phi, \quad \mu = \frac{F}{N} \cdot \tan \phi$$

靜摩擦係數
圖 3 靜摩擦測定關係性

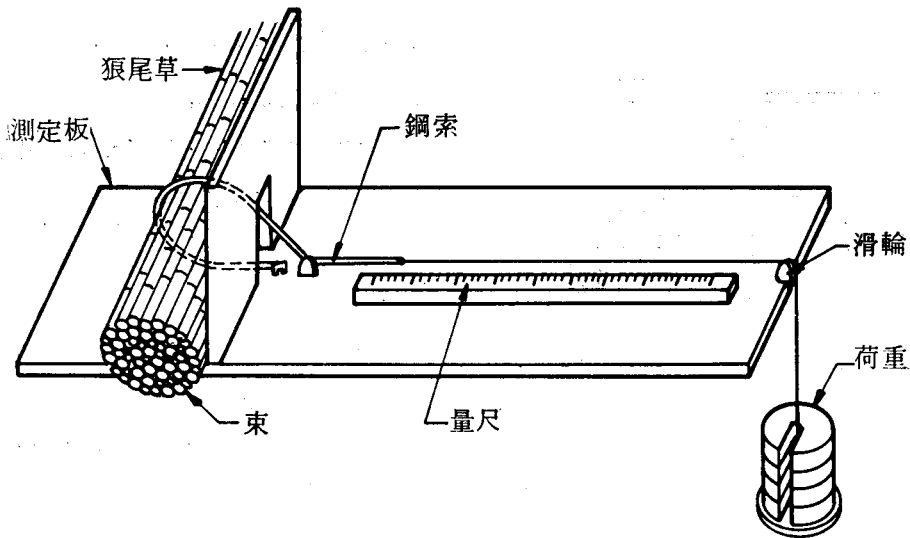


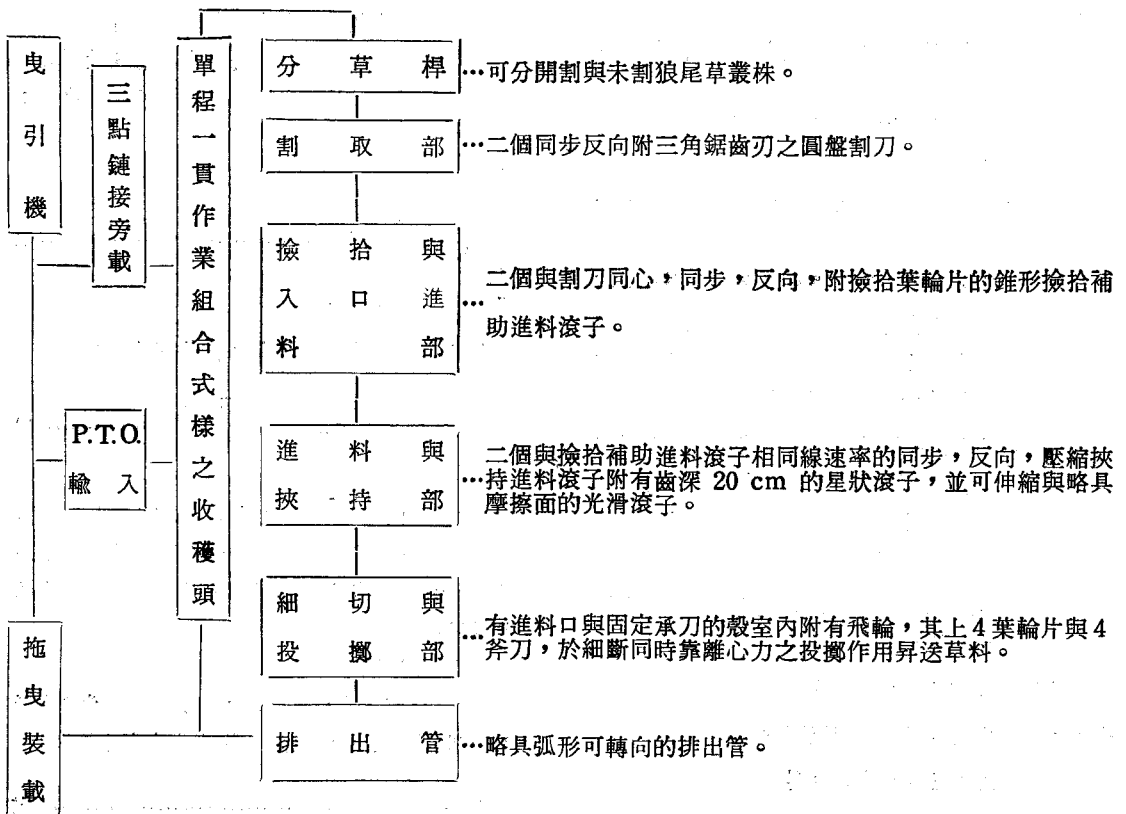
圖4 壓縮挾持力測定裝置

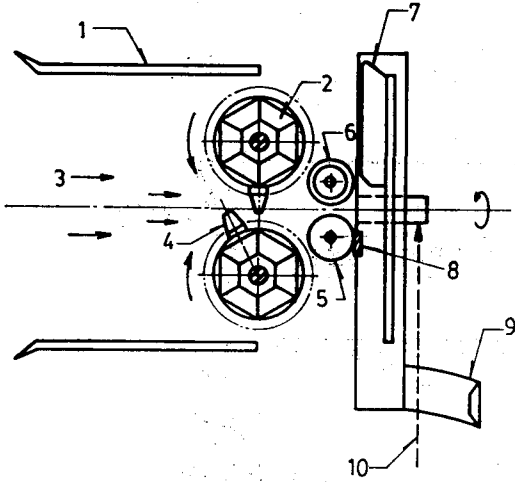
(二) 研究設計與改良

1. 作業組合機型與承載方式

在第一階段之觀念與功能訴求為重點的試驗研究結果[1]，為能配合自行式前承載與曳引式旁載使用所確立的作業組合機型，採用單程一貫作業組

合型式如圖5所示，包括分草、割取、檢拾補助進料、壓縮挾持進料、細切與投擲昇送等動作之聯合一貫的作業組合式樣，動力並由外接P.T.O.輸入。其組合流程如下：





- | | |
|------------|------------|
| 1.分草桿 | 6.星狀挾持進料滾子 |
| 2.撿拾補助進料滾子 | 7.細切頭斧刀 |
| 3.草莖 | 8.承刀 |
| 4.三角鋸齒刃 | 9.排出管 |
| 5.光面挾持進料滾子 | 10.P.T.O輸入 |

圖5 單程一貫作業組式樣之青割收穫頭

2. 割取機構分析

[1] 割取部採用迴轉圓盤附三角鋸齒刃所持理由：

- (1) 狼尾草再生力受割後基部切口平齊與完整性之影響。
- (2) 狼尾草收割適期株粗程度，直立叢生不流動。
- (3) 禾本科表皮含矽及收割適期農時掌握不當，纖維量增加 [1]，克服之法，唯有採用三角鋸齒刃於鋸齒磨損後仍保有鉤形 (hook)，不失利度。
- (4) 三角鋸齒刃係目前水稻綜合收穫機所使用割刀組的切刀 (上刀片)，係標準化規格 (ISO 標準)，方便取得，價格便宜符合經濟性。

[2] 經田間模擬預備試驗結果顯示，符合作用功能。

[3] 迴轉三角刃速度分析：

設 V_m = 迴轉三角刃外端切線速度

R = 迴轉三角刃外端半徑

N = 迴轉數

$$\text{則 } V_m = \frac{2\pi RN}{60} \dots\dots\dots(5)$$

又設 V_r = 機體前進速度

則三角鋸齒刃緣上一點 $P(x, y)$ 之運動軌跡

$$\left. \begin{aligned} x &= R \sin\theta + V_r T \\ y &= R \cos\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(6)$$

(6)式一次微分得

$$\left. \begin{aligned} V_x &= V_r - R\omega \cos\theta \\ V_y &= R\omega \sin\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

再設 V_g = 三角鋸齒刃對地面之絕對速度

ω = 三角刃旋轉之角速度

$$\text{則 } V_g = (V_x^2 + V_y^2)^{1/2} \dots\dots\dots(8)$$

(8)式化開得

$$V_g = \omega [V_r^2/\omega^2 - 2R \cdot V_r/\omega \cdot \cos\theta + R^2]^{1/2}$$

令 $K = V_r/\omega$

$$\text{則 } V_g = \omega \sqrt{K^2 + R^2 - 2KR \cos\theta} \dots\dots\dots(9)$$

可知 V_g 受 $V_r/\omega (= k)$ 比值大小所影響。

[4] 割刀的最大前進割取量與剖面

每片三角鋸齒刃每轉的最大前進割取量 L_{max} (m)，為機體前進速度 V_r 及圓盤上三角刃數目 n 與迴轉速之函數，

故得

$$L_{max} = \frac{60V_r}{N \cdot n} \dots\dots\dots(10)$$

設 \bar{W} = 理論上割寬 (m)

則每片三角鋸齒刃每轉的最大割面如下式：

$$A_{max} = \bar{W} \times L_{max} = \frac{60\bar{W} \cdot V_r}{N \cdot n} \dots\dots\dots(11)$$

由(11)得知，為 $\bar{W} \cdot N \cdot n$ 均為定數時， A_{max} 與 V_r 成正比例關係。圖6係迴轉三角刃轉速 0 ~ 1500 rpm 與機體前進速度 0 ~ 2.0 m/s 的前進割取面積。

[5] 切割阻力

依 1940 年，Gorgackin V. P. 以(12)式分析滑動切割 (Sliding Cut) 時割刀所受阻力

$$F_c = \frac{C}{\tan\tau} \dots\dots\dots(12)$$

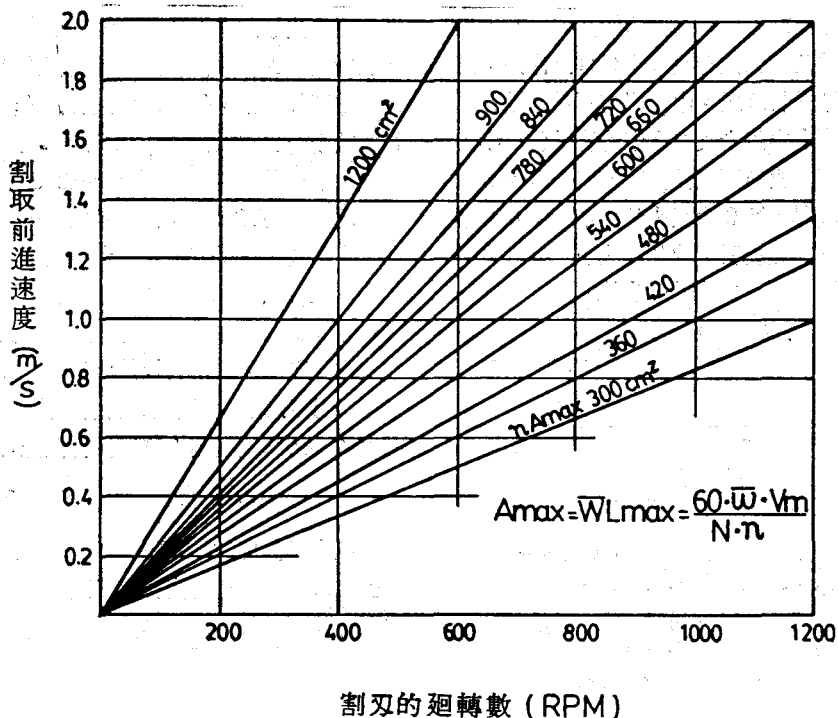


圖 6 迴轉圓盤附三角刀的前進割取面積

式中 F_c = 切割時單位刃面所受之作用力。

C = 草莖的切斷應力，視草莖物性及切割方式而定。

$\tan \tau$ = 割刀的滑動切斷係數，為沿刃面速度 V_t ，與垂直刃面 V_n ，二個速度分量的比值。

由(12)式知當 C 為定數時，切割阻力與滑動切斷係數成反比。

如圖 7 所示設 n 為垂直於刃緣之方向， t 為沿刃緣的方向， V_{rn} 、 V_{mn} 為 V_r 、 V_m 在 n 方向的分量， V_{rt} 、 V_{mt} 為 V_r 、 V_m 在 t 方向的分量則

$$\begin{aligned} \Sigma V_n &= V_{mn} + V_{rn} \\ &= V_m \cos \alpha + V_r \sin \alpha \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma V_t &= V_{mt} - V_{rt} \\ &= V_m \sin \alpha - V_r \cos \alpha \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{由 } \tan \tau &= \frac{\Sigma V_n}{\Sigma V_t} \\ &= \frac{V_m \cos \alpha + V_r \sin \alpha}{V_m \sin \alpha - V_r \cos \alpha} \dots \dots \dots (13) \end{aligned}$$

令 $K' = \frac{V_m}{V_r}$ 則

$$\tan \tau = \frac{K' \tan \alpha - 1}{K' + \tan \alpha} \dots \dots \dots (14)$$

由(12)及(14)式可知，當 K' 值及 α 值增加時， $\tan \tau$ 隨之增大，結果 F_c 切割阻力減少。當 V_m 及 α 為定數時， K' 值與 V_r 成反比，即機體前進速度加大時 K' 亦增加，令 F_c 減少。此點在田間試驗時，機體前進速度增加，本研製完成之青割收穫機的作業功能更加得到證明。

3. 檢拾補助進料與壓縮挾持進料
 機構之規劃設計與試製試驗改良
 [1] 檢拾補助進料滾子型式

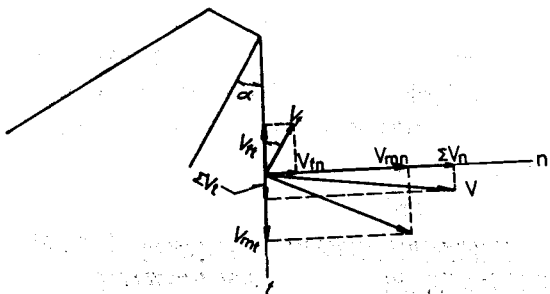


圖 7 三角刀之速度解析

狼尾草基部被割刀切斷隨機體的前進，在未倒伏前應有撿拾並將基部扶起撥入進料口之作用，為適應整叢狼尾草進料時頭、中、尾交互重疊進料情況，初期入口應有容許少支與大束均能進料而不失作用的功能。經多次田間試驗修改，如圖 8、9 所示累積之經驗發現以圖 9 之型式係利用兩個八面錐形並附有上下反向螺旋斜板的凸起滾子，以同步反向形成「V」型初期入口的效果最佳。

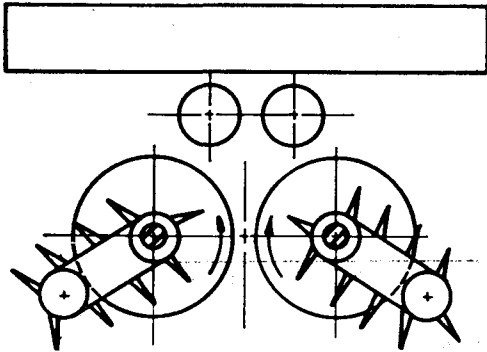


圖 8 撿拾進料撥入爪模式
(作用功能不良已放棄)

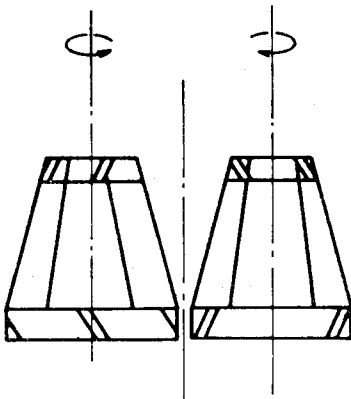


圖 9 撿拾補助進料滾子模式

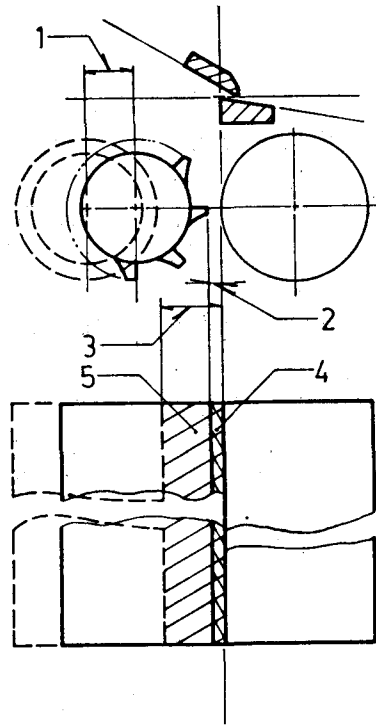
[2] 壓縮進料滾子型式及二滾子間隙之規劃

(1)當狼尾草株叢由初期「V」型入口進料後應即被同線速率且同步反向的兩個壓縮挾持滾子挾持，以確實進給細切頭細切，為能同時有撥入挾持作用並避免草料被細切斧刀拉出，二滾子間除有適當間隙外，靠承刀(刀砧)之滾子應儘可能靠近並採用光滑表面，遠承刀之滾子，其上應有縱向肋條(lug)，俾能發生最大的執握能力。如圖 10 所示。

(2)二滾子間之進給開口之最小寬度到最大操作間隙所限定之橫斷面積謂之細斷機之機喉(throat)，如圖 10 所示，係限制田間青割收穫細斷草料能量之其中一項重要因素。依田間調查及所做壓縮率試驗，狼尾草叢株距地面 5~10 cm 的基部，每叢平均周長 97.8 cm，斷面積 761 cm²，支數 49 支，每支平均直徑 9.38 mm ϕ ，斷面積 61.10 mm²，在設定草高 150 cm (一般酪農割取適期高度)，株距 50 cm 之理想情況下，最大進料支數可達三叢 147 支，在進料挾持滾子高度 250 mm 設定下，以不破壞或擠壓時所容許之理論斷面積為 8981.7 mm² 故理論上滾子挾持間隙可調定的範圍

$$\text{Range} = \frac{\text{容許之理論斷面積}}{\text{滾子設定高度}} = 36(\text{mm}) \dots (15)$$

但實際有效高度在 100~160 mm 間，取平均值 130 mm，故二進料挾持滾子間最小寬度與最大操作間隙規劃應如(16)及(17)二式之值。



- 1. 可調節之挾持間隙範圍
- 2. 最小寬度
- 3. 最大操作間隙
- 4. 最小機喉斷面積
- 5. 最大機喉斷面積

圖 10 細切頭機喉斷面積

最小寬度 = 5 mm (以略小於植株單株
之直徑為準)(16)

$$\begin{aligned} \text{最大操作間隙} &= \left(\frac{\text{理論容許斷面積}}{\text{有效進料挾持高度}} + \text{最小寬度} \right) \\ &= \frac{8981.7 \text{ mm}^2}{130 \text{ mm}} + 5 \text{ mm} = \\ &75 \text{ mm} \dots\dots\dots(17) \end{aligned}$$

5. 細切機構與投擲昇送效應

(1) 於第一階段研製之細切頭在飛輪徑向裝配三支斧刀並於飛輪周邊兩斧刀間裝有二片動葉輪片，合計六片〔1〕，經功能試驗結果，於 750 rpm

時細斷草料均度及切口情況良好，但投擲離心效應不良，昇送堵塞，經提高到 1000 rpm，昇送改善顯著及到 1350 rpm 時沒有堵塞現象，但草料細斷後切口撕裂嚴重，探討結果為動葉輪片數太多，飛輪轉動慣量過大，斧刀細斷草料後，禾草流動路徑不夠順暢且太長。

(2) 針對第一階段功能試驗缺點，將飛輪之厚度與直徑縮小，重量減至原有的三分之二，斧刀數目依草料細斷長度之可調性採用偶數裝置，初期 4 支並於兩刀間飛輪徑向動葉輪片由 2 減為 1，斧刀裝配型式影響草料流動阻力，其改良型式如圖 5 及 11 所示。

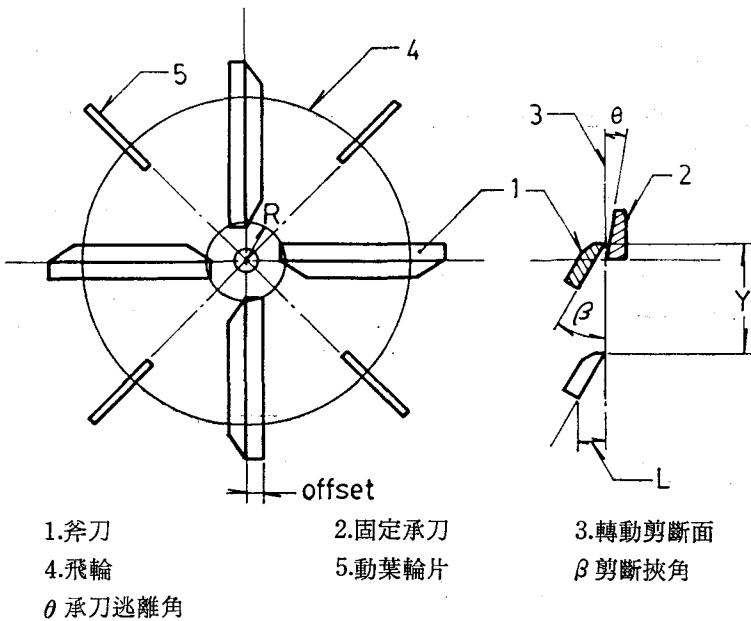


圖11 改良後飛輪斧刀型式

(3) 理論上細切草料長度 L，係二斧刀進料滾子供飼前進量的函數。

設 V_f = 進料供飼速率 (m/min)

N = 飛輪轉數

n = 斧刀數目

則理論上草料細斷長度如下：

$$L = V_f / n \cdot N \dots\dots\dots(18)$$

為防止進入細切頭的草料破壞斧刀刀口，斧刀裝配位置應與切斷面有一間隙角，此斜角如圖11的 β 角所示，其影響細斷長度，設斧刀刀口內端的轉動半徑為 R，兩斧刀刀口內端飛輪弧長為 Y，則成立下式之關係。

$$2\pi R = n \cdot Y = n \cdot L / \tan\beta \dots\dots\dots(19)$$

$$\beta = \tan^{-1}(n \cdot L / 2\pi R) \dots\dots\dots(20)$$

$$= \tan^{-1}(V_f / 2\pi R N) \dots\dots\dots(21)$$

由於 R 受飛輪軸徑與機喉所影響，小時雖可提高剪斷作用高度增加利用率，但慣性扭矩減少，剪力降低，故設計時採用 $R=70\text{mm}$ ，又從各式飛輪型青割玉米收穫頭如 CLLAAS 與 TAARUP 及第一階段田間功能試驗得知有較佳投擲昇送效應的飛輪轉數為 1350 rpm，據此斧刀的切斷角 β ，依(20)式應為 16.7 度，故於設計時採用雙倍的裝配角 30 度，由(19)式知 $L = 2\pi R \tan\beta / n = 254 / n (\text{mm})$ 情況下，L 依斧刀數目而定，斧刀由單支到 12 支時

，理論上草料的細斷長度為 254 mm 到 21 mm 的範圍，故裝配角採用30度應屬恰當。

再者當 N 與 n 為定數時，欲達到草料 20~40 mm 的供伺要求，可由(18)式知 $V_r = n \cdot L \cdot N = 108\text{m/min} \sim 216 \text{ m/min}$ 之間。 V_r 為進料滾子的線速度即 $V_r = \pi DN$ ，由滾子直徑與轉速之配合而定。

(4)細切頭殼室內斧刀與動葉輪片有鼓風作用，故殼體進料口距投擲口切斷點之作用弧長應儘可能加長以提高風壓，因此設計時固定承刀面予以緊靠飛輪軸向的垂直面，是故為令斧刀與承刀刀口間有一狹角以減少瞬間扭矩，斧刀刀口對飛輪軸向的垂

直面勢必有適當的偏位 (offset)，如圖12(b)所示，斧刀刀口內端與承刀初接觸時的剪斷狹角 $\delta = \phi$ ， $\text{offset} = \overline{A'B'} = AB$ ， $\overline{OA} = R$ 則

$$\delta = \sin^{-1} (\overline{AB}/R) \dots\dots\dots(22)$$

由(22)式知， δ 係 offset 與 R 所決定，若 R 為定數時 δ 隨 offset 偏量增加而增大，當 offset = 0 時如圖12(a)所示， $\delta = 0$ ，失去剪斷作用，整支斧刀的刀口同時與承刀刀口全面接觸形成 100% 的壓下動作，耗用扭矩達到最大。當 δ 逐漸增大到 90 度時 offset 與 R 趨於相等，如圖12(c)所示，草料受剪斷時的滑動達最大。

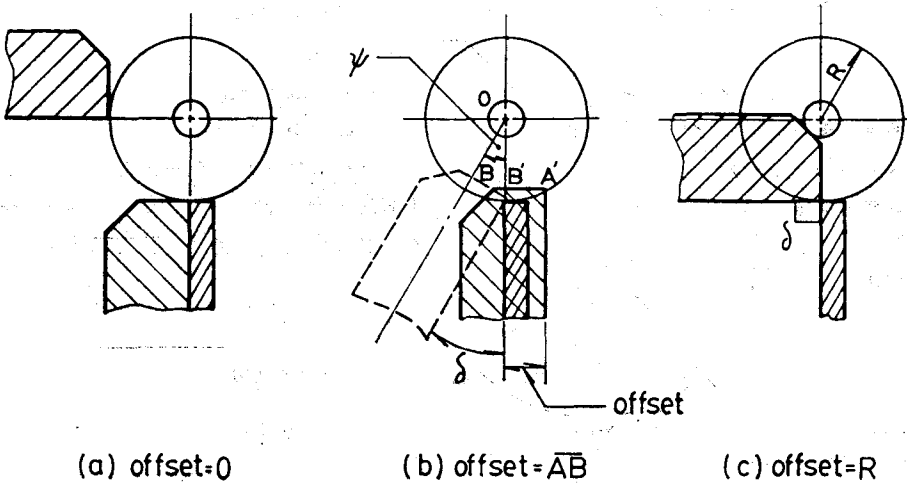


圖12 斧刀與承刀間的剪斷狹角與 offset 關係性

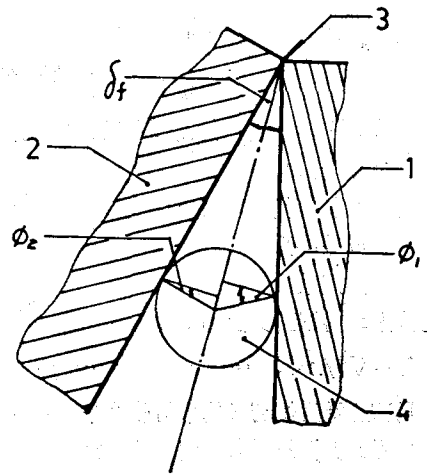
由上分析知剪斷狹角與 offset 關係性，選定適當的狹角可確立斧刀刀口的偏位量。一般在剪斷面間草料不滑動之條件為狹角不得大於莖桿與固定承刀及斧刀間的最大靜止角，如圖 13 所示，設 ϕ_1 為承刀與桿之最大靜止角， ϕ_2 為斧刀與莖桿之最大靜止角，則剪斷滑動的最大界限角 δ_f 可成下式之關係：

$$\delta_f \leq (\phi_1 + \phi_2) \dots\dots\dots(23)$$

依(23)式及狼尾草桿莖與材料間最大靜止摩擦角試驗結果最小者為 16.22 度，因承刀與斧刀材料相同， $\phi_1 + \phi_2 = 32.44$ 度，故設計時採用 $\delta = 30$ 度，當 $R = 70\text{mm}$ 時， $\text{offset} = 35 \text{ mm}$ 。

又斧刀與承刀初接觸到離開止的時間關係式如下：

$$\Delta t = \psi / 60 \cdot N (\text{sec}) = \delta / 60 \cdot N (\text{sec}) \dots\dots(24)$$



1.固定承刀 2.斧刀
3.承刀與斧刀初接觸點 4.桿莖斷面

圖13 承刀與斧刀的剪斷狹角

當 $\delta = 30^\circ$ ， $N = 1350 \text{ rpm}$ 時， $\Delta t = 3.8 \times 10^{-4} \text{ (sec)}$ ，此時瞬間因進料供伺速率所影響的草料細斷量如下式：

$$\begin{aligned} \Delta L &= \Delta t \cdot V_r = \Delta t \cdot n \cdot L \cdot N \dots\dots\dots(25) \\ &= 3.8 \times 10^{-4} \text{ (sec)} \times 4 \times (20 \text{ mm} \sim \\ &\quad 40 \text{ mm}) \times 1350 \text{ rpm} / 60 \text{ sec/min} \\ &= 0.68 \text{ mm} \sim 1.37 \text{ mm} \end{aligned}$$

對草料均度影響甚微。

(5) 細切頭草料細斷能量

細切頭細斷草料能量受進料能量、可用動力、細切頭與動葉輪片對草料之細斷與投擲能力所限制。又一般進料機構的理論最大能量為機喉斷面積，草料的進料供伺速率及草料通過進料滾子時的密度等函數。

設 T_e = 理論能量 (Mg/hr)

d = 通過二進料滾子時草料密度 (kg/m^3)

L = 理論細斷長度 (mm)

A = 機喉斷面積 (cm^2)

n = 斧刀數目

N = 飛輪轉速 (rpm)

則成立下式關係：

$$T_e = 6.000 \times 10^{-9} d \cdot A \cdot N \cdot n \cdot N \dots\dots\dots(26)$$

(6) 昇送效應

假設細斷草料離開動葉輪片時的切線分速度與動葉輪周邊速度相同，理論上無空氣阻力及管路摩擦則以垂直速度 V 離開動葉輪片的草料昇送高度 h 的關係式如下：

$$h = \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots(27)$$

但根據 Duffee 氏 [6] 研究，青割玉米細切頭昇送效率曾推薦為 40%。至於狼尾草，尚未見有文獻，依狼尾草生育特性，昇送效率應比青割玉米低很多，根據田間試驗，建議動葉輪片最小周邊速率的昇送效率為 10~15%。

(三) 研製裝配組合

1. 有關研製配置數據

(1) 動力機

作業機所需動力在尚未進一步探討之前，暫以現有之三菱牌 MT 3201 D，前輪補助驅動傳動之曳引機以旁載方式鏈接，其有關規格數據如表 1 所示。

表 1 MT 3201 D tractor 有關規格數據

長 寬 高 (mm)	3,040×1,465×1,975				前 進 速 度 “m/s”	1	0.22
地 面 距 (mm)	300					2	0.30
縱 向 輪 距 (mm)	1800					3	0.41
橫 向 輪 距 (mm)	前 輪	1200				4	0.62
	後 輪	1140 1245, 1335, 1340, 1430, 1535, 1635				5	1.09
P. T. O. 轉 速 (rpm)	1	549	3	1008		6	1.53
	2	753	4	1530		7	2.05
最 小 轉 向 半 徑 (m)	2.6					8	3.31
承 載 方 式	油壓，三點鏈接					9	4.74
最 大 舉 昇 力 (kg)	1800					10	6.67
引 擎 最 大 出 力 (ps)	32.0					11	8.94
P.T.O. 最 大 出 力 (ps)	29.8					12	14.69

資料來源：三菱 tractor 使用說明書 (1983)，三菱農機株式會社。

(2)本機

經試驗分析規劃研製與改良後，目前之狼尾草青割收穫機其相關尺寸數據如表2所示。

表2 本研製試驗機尺寸數據

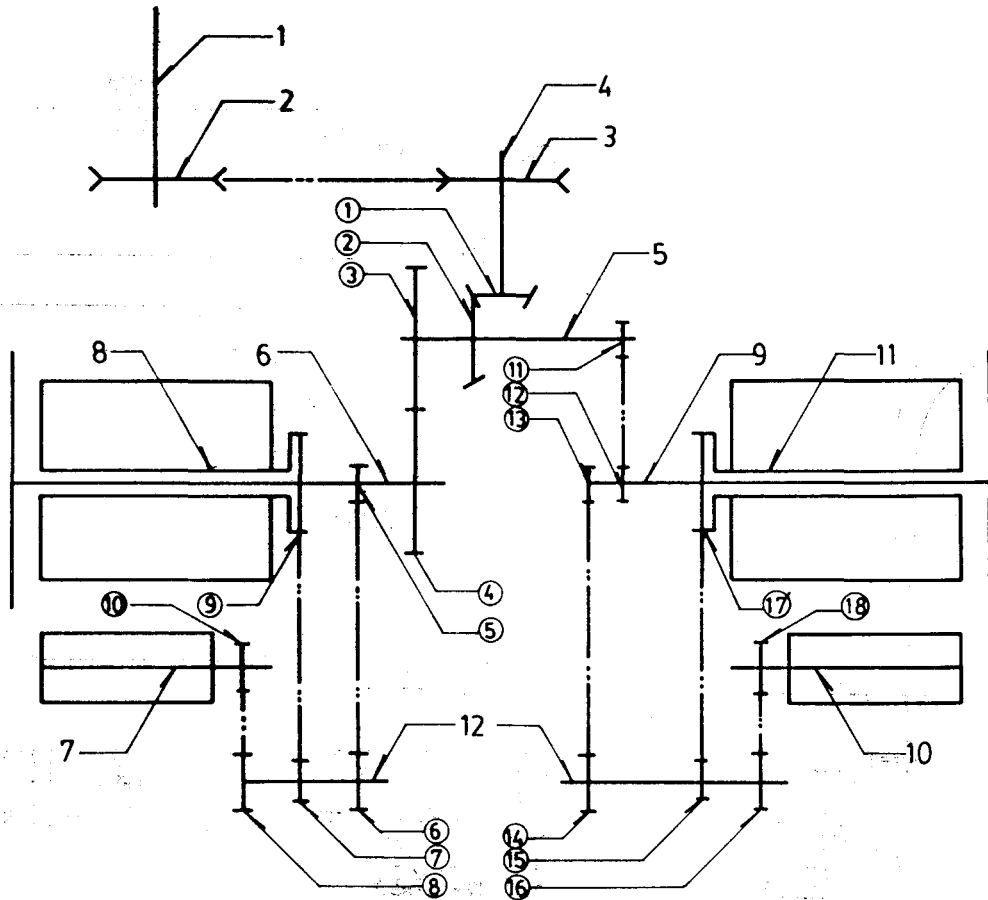
全長、全寬、全高(mm)		1985×2065×2235		伺	持	最小間隙(mm)		5	
全重(kg)		310				進	可調範圍(mm)		70
割	型 式	同步反向圓盤附三角鋸齒刃(ISO)		部	料		理論機喉	最 小	270×5
	割取寬度 (mm)	60~80				最 大		270×75	
	割刀寬度 (mm)	620				轉 數(rpm)		568	
	割刀半徑 (mm)	160				細	斧 刀 內 端 半 徑 (mm)		70
轉 數 (rpm)	900		斧 刀 支 數 及 刃 口 長 (mm)		4支×280				
進	檢 拾	型 式	雙筒同步反向倒V入口，上下螺旋片		切	斧 刀 裝 配 角 (度)		30	
		轉 數 (rpm)	231			殼 室 內 徑 (mmφ)		740	
	補 助	螺 旋 片	4片×45度		投	動 葉 輪 外 徑 (mmφ)		734×4片	
		凸起高深片數	180mm×30mm×4片			投 擲 口 內 徑 (mm)		140×150	
	進 料	最 大 外 徑 (mm)	上	240		擲	飛 輪 直 徑 (mmφ)		600
			下	320			轉 數 (rpm)		1350
供	壓 縮 挾	光面滾子高徑 (mm)	270×100φ		部	理 論 細 斷 長 度 (mm)		33	
		星狀滾子高徑	270×118φ			作 業 速 度 (m/s)		0.56~1.12	
	及凸起高深	270×20							

(3)動力傳導

本研製試驗轉速比差距大，在壓縮挾持進料滾子為配合狼尾草生育特性，設計為可調機喉型式，以試驗本機達更高作業功能，故傳動系如圖14所示，尚未將耐久性予以考慮，有關傳動轉速比如表3所示。

表3 本研製試驗機傳動轉速比

名 稱	轉 速	轉 速 比	轉 速 (rpm)		
			1	2	3
輸 入 軸		1	1000	1350	1500
細 切 投 擲 部		1	1000	1350	1500
割 取 部		2/3	667	900	1000
檢 拾 補 助 進 料		6/35	171	231	257
壓 縮 挾 持 進 料		8/19	421	568	632



- 1. P.T.O軸
- 2. P.T.O軸皮帶輪
- 3. 入力軸皮帶輪
- 4. 入力軸 (飛輪主軸)
- 5. 斜齒輪軸
- 6. 左側割刀軸

- 7. 左側挾持進料滾筒軸
- 8. 左側撿拾進料滾筒軸
- 9. 右側割刀軸
- 10. 右側挾持進料滾筒軸
- 11. 右側撿拾進料滾筒軸
- 12. 中間軸

- A : ①②, 斜齒輪組
- C : ⑤~⑬, 鏈輪組
- B : ③④正齒輪

圖14 本研製試驗機傳動系

2. 本研製試驗機外觀視圖

本機草稿桿型式尚未定型，故外觀視圖暫不予列入，如圖15、16所示。

四 田間試驗

本研製試驗機經多次田間試驗，在進料供向部總計作了四種不同型式的改良，作業功能訴求始達預期之目標，僅就最後階段之試驗分析如下

- 1. 日期：76年5月~6月
- 2. 地點：本校畜牧科牧場及嘉義市湖內里酪農羅顯明先生之牧場

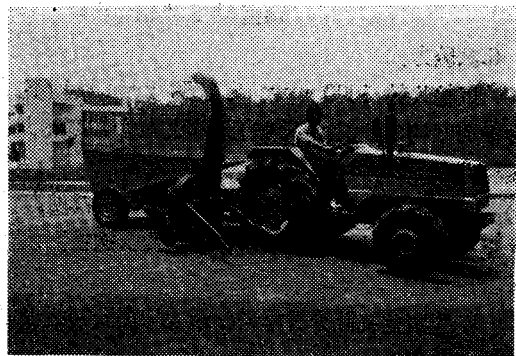


圖15 本研製試驗機外觀

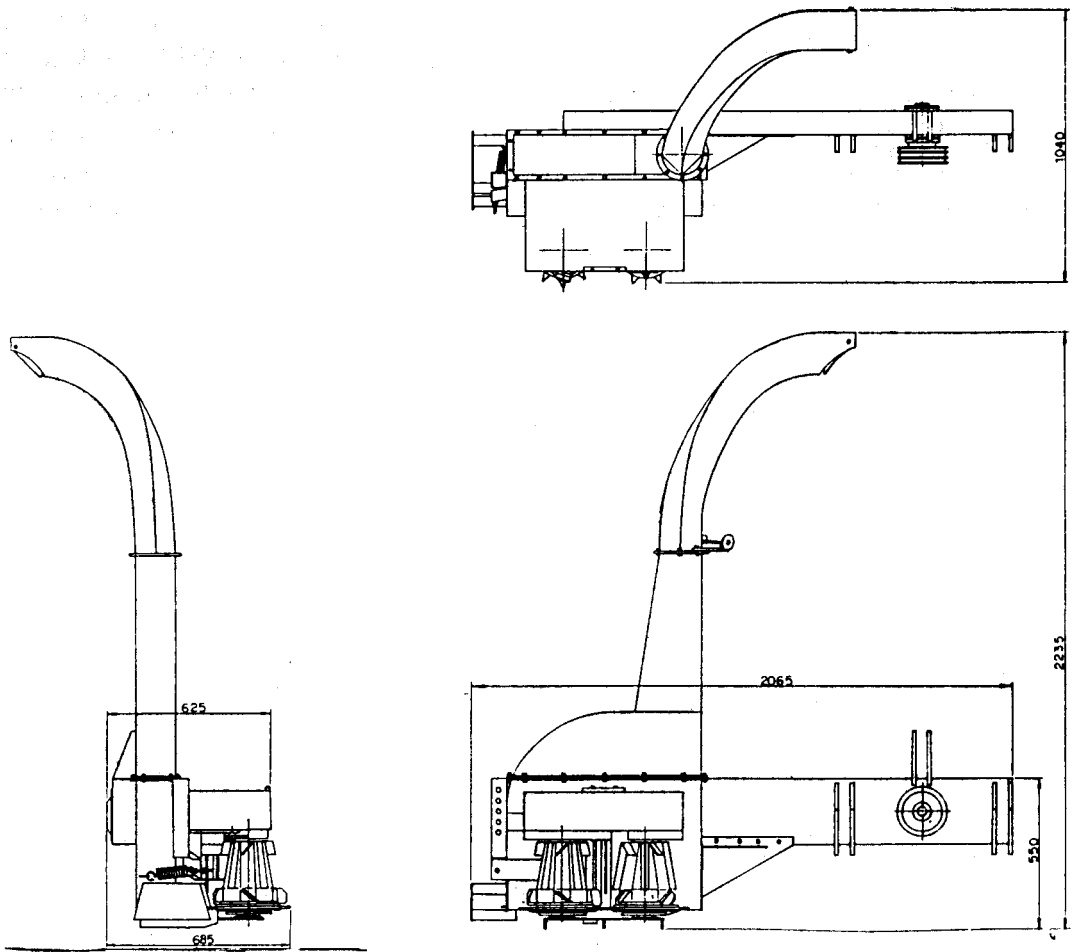


圖16 本研製試驗機外觀視圖

3.天 候 環 境：陰雨。

4.狼尾草栽培方式：行距 1000~1200 mm，株距300~500 mm。

5.叢株生育狀況：每叢平均支數42支，基部周徑 980 mm ϕ ，每支植株平均直徑 8.4 mm ϕ 。

6.試驗方式

以輸入軸 1000 rpm 及 1350 rpm 兩種不同的細切頭轉速分別以不同的曳引機前進速度加以試驗並觀察分析。

(1)本機機體特性功能包括割取，撿拾補助進料，壓縮挾持進料，細斷草料等性能及吹送投擲效應。

(2)觀察並統計分析草料細斷後均度及割後狼尾草基部整齊度。

(3)取 200 個細斷樣本及量取割後每叢狼尾草最

低點為準的差值 200 個數據，分析頻度並代入下列公式求平均值 \bar{x} ，標準偏差 S_x 及變異係數 μ 。

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{x}_i}{n} \dots\dots\dots(28)$$

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i + \bar{x})^2}{n-1}} \dots\dots\dots(29)$$

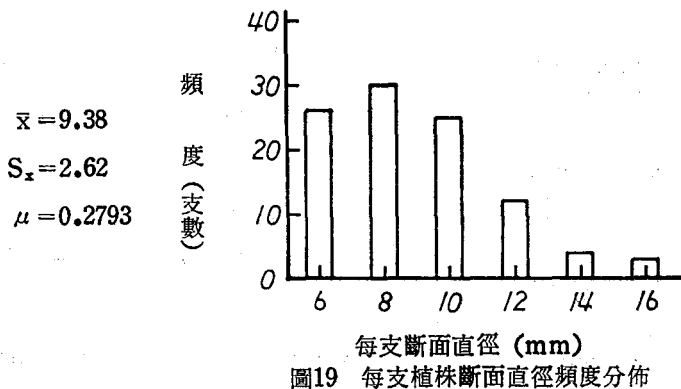
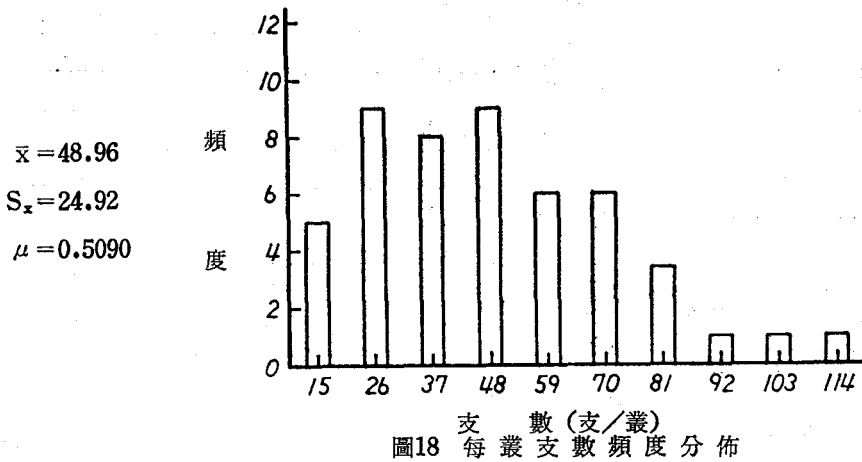
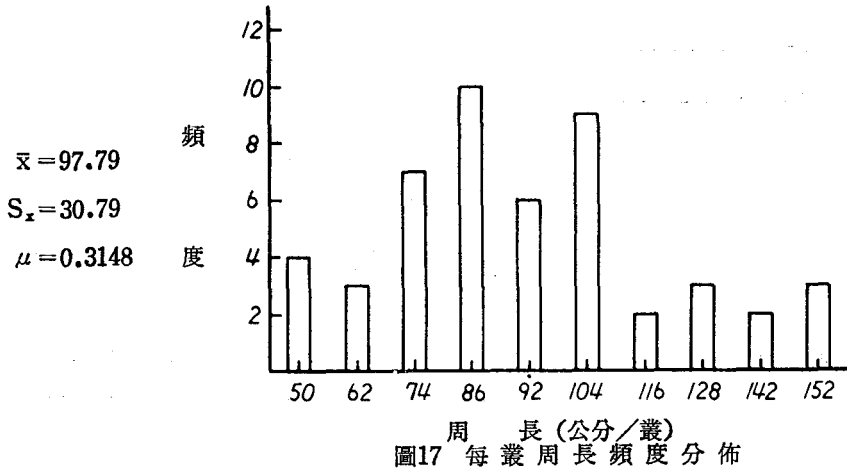
$$\mu = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i + \bar{x})^2}{n-1}}}{\bar{x}} = \frac{S_x}{\bar{x}} \dots\dots\dots(30)$$

7.試驗結果與討論 (見執行結果與討論)

三、執行結果與討論

(一)一般狼尾草以 0~25 cm 不等之畦高，行距 60~80 cm，株距 40~50 cm 行列種植，適割期平均株高120~180 cm。秋冬旱季與春夏雨季產量有 2~3 倍之差異，適口性品質懸殊也大。每叢基部周長在74~104 cm 之間，平均47.8 cm，

支數在 26~70 支之間，平均49支，生育面直徑約 25~35 cm ϕ ，每支植株直徑平均為 9.38 mm ϕ ，如圖17、18、19所示，周長與支數之相關性達75%，如圖20所示，其中有25%不相關，主要因素是割取後基部不整齊，植株分蘗離叢心太遠所致。栽培後分蘗生育情況影響機械性能，在規劃設計時，機械應有較大的寬容度。



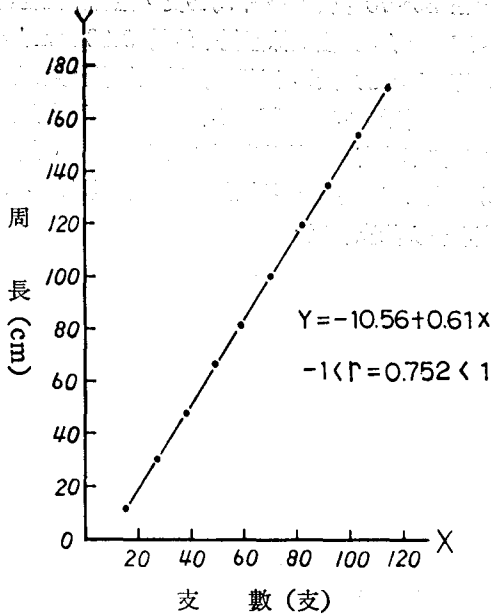


圖20 每叢植株周長與支數相關性

(三)禾本科狼尾草表皮含矽份，加以收割期農時掌握不當，纖維質增加影響割刀，斧刀承刀的鋒利度，依表4所示以鋒利刀所需之切割能來說，中度鋒利刀為其2½倍，鈍刀則為3½倍，影響壽命甚大。

表4 刀片鈍度與切割能

刀口厚度 (inch)	切割能 (Hp-hr/T)
0.002	0.90
0.004	1.15
0.006	1.40
0.008	1.62
0.010	1.76
0.012	1.80

資料來源：藍章華 (1976) 農業機械使用管理，初版，徐氏，P.164。

(三)水份含量影響切斷阻抗，植株水份分佈如圖21所示，以植株基部最低而依高度到莖尾有增加趨勢。又秋冬旱季與春夏雨季有60%~90%之變異。

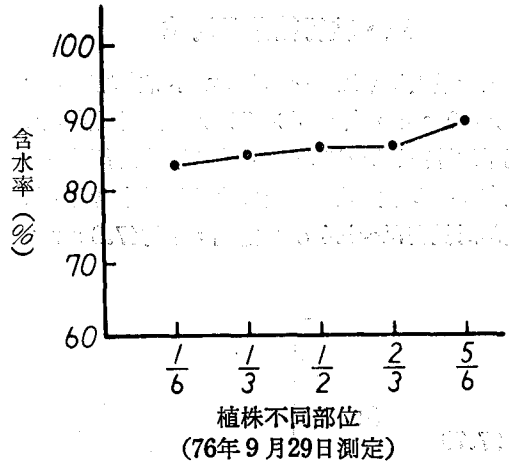


圖21 植株不同部位含水份特性

(四)狼尾草含矽的表皮與割刀及機體之摩擦係數影響切斷阻抗，斧承刀間剪斷夾角，投擲昇送效應。

1. 割取部採用圓盤附三角鋸齒刀係綜合切線與壓下的求心運動，經田間試驗，在轉速 750~1000 rpm 間沒有震動現象。草料與機體材料經分三接觸位置做最大靜止角測定結果，最大靜止摩擦係數如表5所示以草料軸向與滑動方向成垂直者最大 ($\mu = \tan 25.22$)，平行者最大 ($\mu = \tan 16.23$)，依(2)式知 $\phi_1 + \phi_2 = 32.46$ 度，故斧刀與承刀的剪斷夾角在不滑動並為最小切斷阻力下，設計採用 $\delta_r = 30$ 度 ($< \phi_1 + \phi_2$)，而細切頭轉速 $N = 1350$ rpm，斧刀與承刀初接觸到完全離開時的時間 $\Delta t = 3.8 \times 10^{-4}$ sec，此瞬間供飼進料前進量 $\Delta L = 0.68 \sim 1.37$ mm，對草料細斷品質沒有影響。

表5 最大靜止摩擦係數測定資料

位置	最大靜止摩擦係		
	平均值	標準偏差	變異細數
I	0.471	0.121	0.257
II	0.291	0.101	0.347
III	0.379	0.109	0.286

2. 草料細切後投擲吹送所摩擦之平均外殼周邊圓弧的對應角為75度，依(2)式，理論上損失之摩擦能 $E_r = 5331$ kw-hrs/Mg ($= 4.848 \times 0.471 \times 75 \times \pi \times 734 \times 1350 \times 10^{-6}$)，相當於7.24 PS-hrs/Mg。

3. 草料通過二進料滾子時的功密度 (kg/m^3)

，為草料種類、水份含量、進料方式、挾持壓力等之函數，經測定含水率 86% 時，其平均功密度為 $0.258 \text{ g/cm}^3 (=258 \text{ kg/m}^3)$ ，本機理論細斷長度 33 mm，機喉最大面積為 202.5 cm^2 ，斧刀 4 支，飛輪轉速 1350 rpm，依(8)式，本機理論細斷能量 $T_s = 55.86 \text{ Mg/hr} (=6.000 \times 10^{-9} \times 258 \times 202.5 \times 33 \times 4 \times 1350)$ 。至於本機細斷效率擬於下年度室內模擬實驗時予以測定。

(四) 依調查結果分析，每叢狼尾草容許的生育斷面壓縮比依(3)式知為 25.4，若依牧草收割適期草高 150 cm，株距 50 cm 時，最大的理論進料量為三叢，其容許的生育斷面壓縮比尚可達 8.5，進料供伺細切時，斧承刀間係作圓運動，雖然沒有「刀間空間」現象，但仍就應予挾持，其挾持力大小影響進料細切效率，性能，經壓縮率測定結果：

1. 在相同支數 (45 支) 條件下，當荷重由 5 kg 開始，每次加 5 kg 時，壓縮率隨荷重的增加有增大傾向，當荷重達 35~40 kg 時，壓縮率幾近不變，如圖 22 所示，在 45 kg 以後又有突增現象，此壓縮荷重以 35~40 kg 為宜。

2. 相同支數，施以不同荷重及植株不同部位，當植株高度增加時，壓縮率漸次加大，特別是接進莖尾時有突增傾向如圖 22、23 所示。

3. 相同荷重，施以不同植株支數測定結果如圖 24 所示，每束植株支數愈多時壓縮量愈大，壓縮率遞減。

(五) 割取部三角鋸齒刀速度分析結果：

1. 如(9)、(10)、(11)式關係知割取作業對地面的絕對速度受機體前進速度與迴轉割刀轉速的比值 K 所影響即如圖 6 所示，當割刀轉速 900 rpm，機體前進速率 1.2 m/s 時，(本機目前試驗所達之最高作業速率為 1.12 m/s = 4.0 km/hr)，每片三角

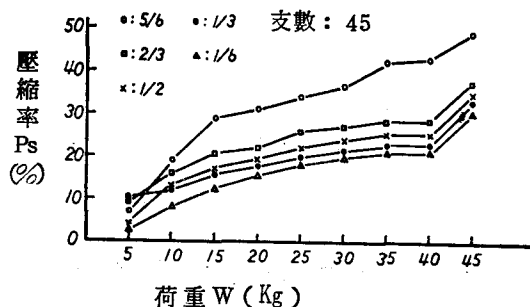


圖 22 不同荷重與植株部位的壓縮率特性

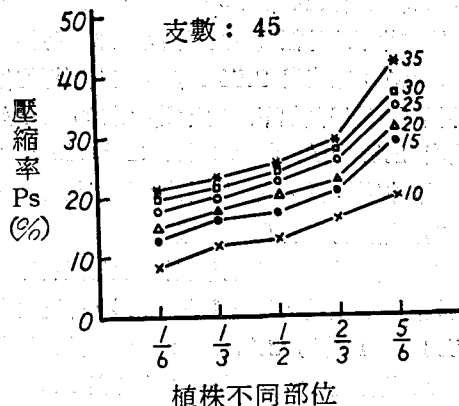


圖 23 植株不同部位之壓縮率關係

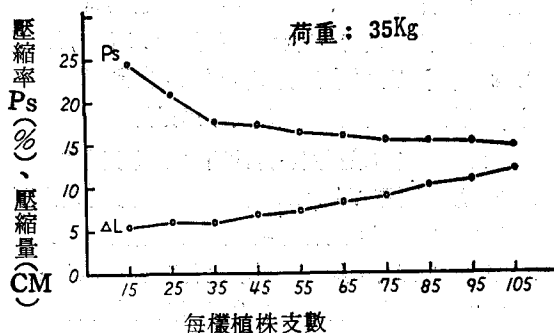


圖 24 每叢不同植株支數之壓縮量與壓縮率關係

刀每轉的最大剖面為 $30 \text{ cm}^2 (=480 \text{ cm}^2/16)$ ，剖面大小影響作業功密度， 30 cm^2 的剖面僅佔理論上每叢平均生育斷面積 76115 mm^2 的 4%，故理論上三角鋸齒刀每片每轉僅負擔割取 1.96 支的狼尾草，切斷阻力甚小。

2. 由(12)、(14)關係式分析，在迴轉刀切線速度 V_m 及刃緣角 α 為常數時，知機體前進速率增加時，滑動摩擦係數愈小，此點於田間試驗時，機體前進速率達 2.5~4.0 km/hr 時，有較佳的切斷效果及較好的基部整齊度相符合。

(六) 以收割適期高度 150 cm 為作業機前進割取量並以每小時 4 公里前進所需時間為 1.4 sec，割取後叢支交互重疊進料平均支數為 147 的容許壓縮斷面積為 8981.7 mm^2 ，斷面直徑 $107 \text{ mm}\phi$ ，而兩個同步反向凸起與螺旋片交錯的檢拾補助進料滾子成倒「V」字型的初期入口，錐形斜度 10 度，上下各 4 片，45 度裝置之螺旋片，其間凸起深度 30 mm，高度 180 mm，理論上初期入口容許叢株

最大圓斷面直徑112 mm ϕ ，面積 9852 mm²，滾子上螺旋片平均外徑 (= 滾子凸起上端點外徑) 為 210 mm ϕ ，線速度 2.54 m/s，其與下螺旋片平均外徑 (= 滾子凸起下端點外徑) 為 300 mm ϕ 的線速度 2.57 m/s (= $\pi \times 300 \times 231 \times 10^{-3} \times \cos 45^\circ / 60$) 相差甚微，故本設計之滾子甚是合理。

(八) 壓縮挾持進料滾子試驗結果

1. 為期使此對滾子同具有伸縮挾持進料作用，左側設計為光面輪，外徑 100 mm ϕ ，線速度在轉速 568 rpm 時為 2.97 m/s 左側設計為具有深 20 mm 的凸起平行條 8 片，最大外徑 118 mm ϕ ，平均有效外徑 98 mm ϕ ，線速度 2.91 m/s，因經多次試驗改良致與光面輪有 0.06 m/s 的線速度差值，進料挾持略受影響但其最低值仍就大於撿拾補助進料滾子 0.34 m/s，有助進料故尚屬合理。本機田間試驗時，前進速率在 1.5 km/hr (0.42 m/s) 以下時有進料不良現象，其原因除此點外，擬進一步室內模擬實驗時予以探討。

2. 依調查結果規劃設計此對滾子最小間隙 5 mm，最大間隙 75 mm，得理論上機喉的最大斷面積 20250 mm²，達容許最大的壓縮斷面積 8981.7 mm² 的 2.25 倍，此表示機喉之利用率僅達 44.4%，此點在不影響進料與破壞狼尾草表皮之條件下，是增加星狀輪的壓縮力或減少可調範圍，擬進一步測定，以提高機喉利用率，分散細切頭上斧刀與承刀間剪力的集中性。

(九) 由割取撿拾進料傳送到進料挾持於細切頭的承刀刀口面以供斧刀細切的路徑中，進料部採用垂直滾子，因此滾子間與承刀面間的水平基線配置影響傳送流路，本機研製改良時考慮機體組合、傳動系配置與細切頭飛輪慣性，使機喉與承刀刀口間的利用率降低，令細切頭剪斷阻力集中於承刀刀口上方約 $\frac{1}{3}$ 的位置，此點有再研究之必要。

(十) 草料細切均度

1. 草料細斷長度與飛輪斧刀裝配角及進料速率之關係如(18)、(19)、(20)、(21)式，當進料速率一定時，改變斧刀數目可調整其長度，依進料速率 $V_f = 2.91$ m/s 及斧刀數目 $n = 4$ 時，本研製機理論的細斷長度應為 $L = 33$ mm 由(21)式知，此時斧刀之裝配角應為 $\beta = 16.7$ 度，但本機研製時採用 30 度，由(19)式知 $n \cdot L = 2\pi R \cdot \tan\beta = 254$ mm，理論上斧刀數目由單支到 12 支的細斷範圍為 21~254 mm，欲維持 20~40 mm 的供飼品質，理論上應有 8 支

斧刀或 5.713 m/s 的進料速度。而本研製機改變斧刀數目由單支到 12 支的細斷範圍為 8.25~99 mm。

2. 依田間試驗所得草料逢機取 200 個樣本經分析結果，平均值 $\bar{x} = 35.44$ mm，標準機差 $S_x = 3.6761$ ，變異係數 $\mu = 0.1038$ ，其頻度如圖 25 所示，其中 31~40 mm 間的出頻率達 83%，由此細斷作業功能的表現，知本研製機之設計甚是合理。

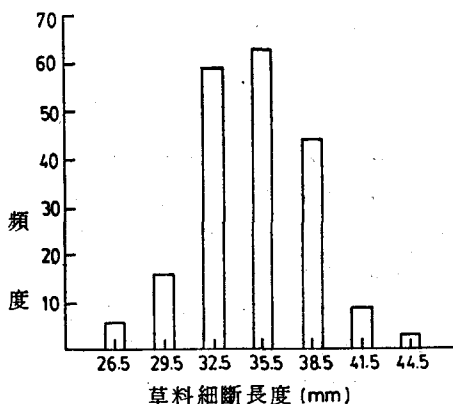


圖 25 草料細斷長度頻度分佈

(十一) 割後基部整齊度與撕裂率

狼尾草割取後基部不整齊，切口撕裂，嚴重影響再生，本研製機田間試驗未特意選定栽植行株距及生育期限，經於割後即予調查叢株基部。

1. 以割後最低點為準，逢機量取高出高度 200 樣本數據經統計，平均高出高度 $\bar{x} = 7.96$ mm，標準機差 $S_x = 6.4511$ ，變異係數 $\mu = 0.8104$ ，其頻度分佈如圖 26 所示，高出 10 mm 以下者出頻率達 85%，表示割後相等平整。

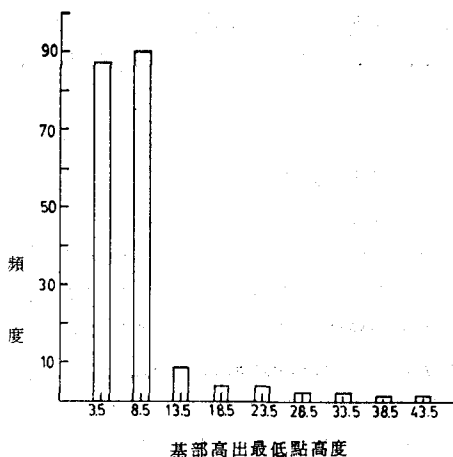


圖 26 狼尾草青割後基部整齊度頻度

2. 撕裂情況依完整平齊、碎裂、表皮撕裂、切口 $\frac{1}{2}$ 撕裂等四級。結果如表 6 所示。

表 6 狼尾草青割後撕裂率

撕裂程度	樣本數	百分比
切口完整	188	94
表皮撕裂	7	3.5
切口 $\frac{1}{2}$ 撕裂	3	1.5
碎裂	2	1.0
合計	200	100

3. 狼尾草割取後基部平整與切口撕裂的原因，除割刀因素外，生育分蘗與畦面及曳引機前進時所跨之溝底崎嶇不平均為造因。本研製機田間試驗，由基部平整的頻度分佈及撕裂率佔全樣本數 6% 的表現，瞭解本機以圓盤附三角鋸齒刃的割取功能甚佳，顯示該設計甚為合理。

(三) 本研製機動葉輪片最大外徑為 734 mm ϕ ，其周邊速率 $V=51.88$ m/s，依切式，並以建議的昇送效率 10~15% 計，細切頭投擲草料高度仍保有 13.73~20.60 m，對裝載而言應無問題。

四、檢討與建議

(一) 狼尾草青割收穫機之研製改良試驗工作極具挑戰性，生物，物理性太多的變異因素，令該機械應具備的寬容度為其他作物所不能比擬。本計畫初期着重在作業功能訴求與機構型式方向上，因此採用之動力機及底盤係以報廢之水稻綜合收穫機作殘值利用，由於機動性差，履帶距窄，僅能用於不作畦栽培區做為收穫頭之試驗承載，沒有商品價值，但初步的研製探討及田間試驗，由收穫頭的機械性能、草料的細斷均度、割後基部的整齊度分析，該機已達 60% 以上的作業功能，此等結果顯示本計畫研製方向是可行的。

(二) 由於國內外一直缺乏狼尾草機械青割有關的物性資料文獻，包括桿莖重心、桿莖與切斷件間摩擦，桿莖彎曲物性，切斷比抗，壓縮張力及不同品種與地域在生長性狀株叢最大最小之周徑等，故本計畫執行中，物性分析與機械規劃設計製造試驗改良需同時進行，優點是試驗期時效掌握容易，缺點是觸角深入之尚嫌不足，所幸的是農委會吳技正維

健等之全力指導並綜合本校及畜試所專家及農機廠商，透過臺灣省農業機械化中心整合規劃，以研究試驗與開發製造同步進行的方式，投入更多的心血，因此本計畫執行中所遭遇之困難，常在試驗與討論中逐一獲得克服，此模式應在農業機械試驗研究發展上建立起來。

(三) 狼尾草除生物性變異大外，栽培管理不同，行株距各異，畦高差異大；動力機行走需有大的餘裕度；收穫農時之掌握不當，叢株範圍擴大，割刀細切刀因纖維木質化磨耗加快，進料挾持效率低，細斷草料均度遞減並令機械超負荷；飼養規模不同，供飼量起伏大，曳引機承載收割，收割量雖大，在狹窄的牧草地，作業效率低；因此酪農戶之經營型態如何逐步配合機械化，極需農牧專家從政策性上因應。

(四) 秋冬旱季與春夏雨季，在供需平衡上，必定朝青貯上發展，本省狼尾草種植面積在兩萬公頃左右，無法滿足青貯需求量，青割玉米品質是牧草之翹楚，本機之研製改良，預期之目標能兼青割玉米，因此能 2~3 行密植，應由飼作專家給與資料以供機械規劃參考。

(五) 本機採用 TC-2200 型水稻綜合收穫機的巴里堪 (Barikan) 式三角鋸齒刃，係 ISO 規格，每片單價在 45~50 元之間，共計 16 片，每片可用兩次，割取寬 60~80 cm，割刀寬 60 cm，收穫能量理論上每小時 55.86 Mg，至於機械作業效率及所需動力，擬於室內模擬實驗裝置上，以應變規 (Strain Gage) 進一步測定並加以分析。

(六) 本研製機的傳動系過於複雜並且無法密封於潤滑油之中，因此於樣品機規劃同時，應予簡化。狼尾草物性方面更需再深入調查測定分析。

(七) 本機本年度之研究，雖達預期之目標，但仍需加強田間試驗改良，在不影響作業精度，效率情況下予以簡化，增加適應畜牧特質的彈性範圍，將機械的作業寬容度加大。

誌 謝

本階段研究試驗之完成，承蒙本科鮑主任其美教授，農委會吳技正維健先生，鄒技正瑞珍小姐，臺大馮博士丁樹教授等之全力支持與悉心指導及農委會提供經費，僅申致謝忱，在執行中，摯友黃明進先生提供技術試造試驗，畜試所成博士游貴，鄭俊哲先生提供寶貴意見，本校助教黃文祿，助理黃

膺任，學生黃國祥、李炫秉等協助，本校畜牧科，酪農羅顯明先生提供試驗牧草，謹一併致由衷之感謝。

附 錄 (成果照片)

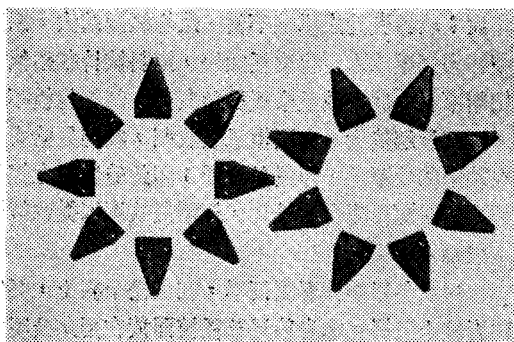


圖27 本研製機所採用之三角鋸齒刀 (ISO 規格)

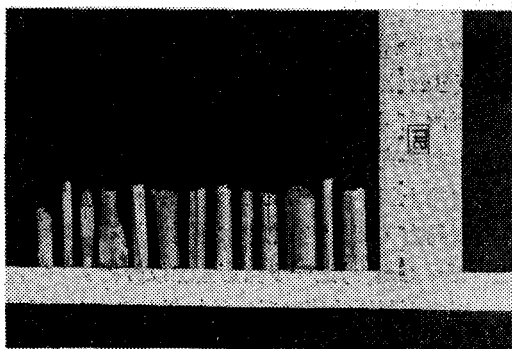


圖28] 狼尾草草料細斷均度

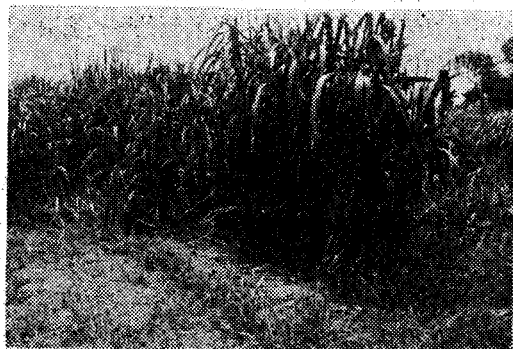


圖29 本校畜牧場147品系列狼尾草

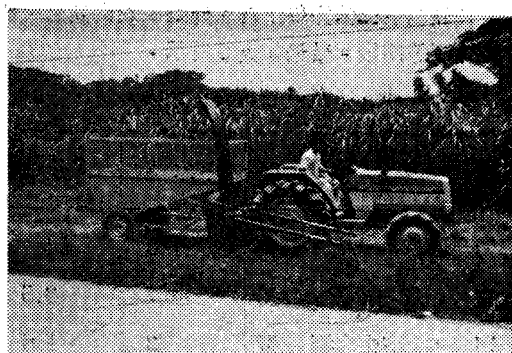


圖30 旁載式青割收穫機承載外觀

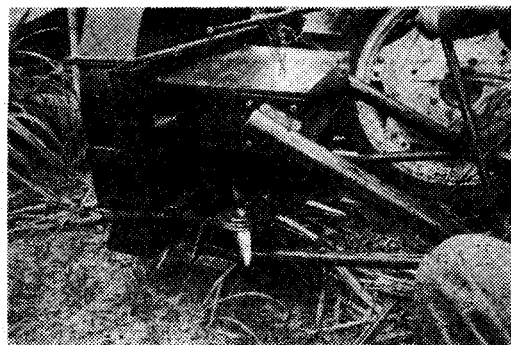


圖31 研製試驗改良中採用扶起爪型式 (已放棄)



圖32 本研製機本階段改良之型式



圖33 本研製機田間試車



圖34 本研製機田間試驗後視外觀



圖35 本研製機青割收穫的細斷草料



圖36 狼尾草採用本機割後之基部情況

參 考 文 獻

1. 黃清旺。1987。履帶式青飼收穫機之研究。中國農業工程學報。VOL. 33. NO. 2. P.69~77。
2. 黃清旺。1987。機械化青割牧草之現況與展望。嘉義農專農業推廣簡訊。第二十四期。P.4~8。
3. 關昌揚。1982。收穫機械。初版。徐氏。臺北。P.518~606。
4. 黃嘉。1985。稻田轉作青割玉米及牧草之檢討。中國畜牧雜誌。第十六卷。第九期。P.81~48。

5. 王啓柱。1981。飼用作物學。臺三版。正中。臺北。P.327~377。
6. 陳勝生。1981。改良式水稻綜合收穫機收割機構切割特性之研究。臺大農工系研究所碩士論文。
7. 藍章華。1975。農業機械使用管理。初版。徐氏。臺北。P.160~215。
8. 成游貴。1987。狼尾草怎樣栽培管理。豐年。第37卷8期。
9. 歐文華。1986。牧草成本知多少。中國畜牧雜誌。第十七卷第三期。P.62。
10. 小栗富士雄。1972。標準機械設計圖表便覽。訂正二版。臺隆。臺北。Chapter 10a. 10b. 16。
11. 川村登等。1984。農作機械學。三版。文永堂。東京。P.226~267。
12. 細村明等。1985。農產機械學。三版。文永堂。東京。P.76~86。
13. 江崎春雄等。1985。新版農業機械ハンドブック。農業機械學會編。コロナ社。P.566~573。P.711~753。
14. 江崎春雄。1970。バイндаとコンバイン，初版。農業圖書株式會社。日本東京。P.398~416。
15. 石原昂等。1987。新農業機械學。七版。朝倉書店。日本東京。P.230~249。
16. Willian H. Beyer. 1978. Standand Mathematical Tables. 25th Edition.
17. Kepner, R. A., and Roy Bainer., and E. L. Barger. 1978. Principle of Farm Machinery. 3th Edition.
18. Harris Pearson Smith, A. E., and M. S. Lambert Henry Wilks. 1976. Farm Machinery and Equipment: Forage Harvesting Equipment.
19. Kepner, R. A. 1952. Analysis of the Cutting Action of a Mower. Agric. Engng. 33(11).
20. Claude Culpin. 1976. Farm Machinery. 9th Edition.
21. Feller, R. 1959. Effects of Knife Angles and Velocity on Cutting of Stalks Without a Counter-edge. Sournal Agric. Engng. Res. 4(4):277-293.
22. Nuri N. Mohsenin. 1970. Physical Properties of Plant and Animal Materials.