

狼尾草青割收穫機作業扭力特性初步試驗

Primary Experiment on the Working Torque Characteristics of Napier Forage Harvester for Green Feeding

國立嘉義農專農業機械工程科副教授

黃 清 旺

Ching-Wan Huang

摘 要

狼尾草青割收穫機在研製並經田間試驗達作業功能要求後，移置室內，模擬狼尾草田間生育狀態，於變數可控制之條件上，予以試驗，以期該機商品化後搭載合適之驅動機，其結果如下：

1. 該機起動扭力高達 8.063 kgf-m (20.06 ps)，空轉負載扭力為 2.199 kgf-m (5.47 ps)。

2. 作業速度以 0.90~1.12 m/s (3.0~4.0 km/hr) 有較穩定與趨中之細斷長度；割後基部整齊度全在±5mm 內；基部切口撕裂率1.3%最少。

3. 狼尾草物性影響作業扭力顯著。作業總動力需求，經迴歸分析結果，單位重量耗用扭力為 1.3475 kgf-m/kg，由單位長度重量所推測之單位長度扭力，其方程式為：
 $T_u = 1.91772 * W_u - 0.06901$

4. 狼尾草青割收穫作業所耗用動力的預估公式為：

$$N_i = N * T_u * A_H * A_N / 716$$

ABSTRACT

By a series of field tests that revealed the capabilities of Napier Forage Harvester for Green Feeding, the machine was removed in the room for model testing. We limit it in one condition that the variable factors can be controlled. The results are as following:

1. The testified starting torque is 8.06 kgf-m (20.06 ps), when in the idle condition is 2.199 kgf-m (5.47 ps).

2. When the working velocity is 0.90~1.12 m/s (3.0~4.0 km/hr), the chopping length are more stable; the homogeneity after cutting of the basal parts of Napier Grass is among ±5 mm totally; and breaking rate is 1.3%.

3. The physical properties affect the working torque obviously. The harvesting torque by using multiply regression analysis is 1.3475 kgf-m per kilogram, We infer the torque per meter from the weight per meter are: $T_u = 1.91772 * W_u - 0.06901$

4. The interable formula of the power exhausted of Napier Forage Harvester is: $N_i = N * T_u * A_H * A_N / 716$.

一、前 言

狼尾草 (Napier Grass) 青割收穫機，經過兩年之研究試製與多次不同栽植區、不同季節之田間試驗改良，其結果^(1,2) 草料細斷均度 (31~40 mm) 佔83%，符合供飼需求品質；割後基部整齊度在 10mm 以內者達85%，撕裂率 6%，割取範圍 600~800mm，株高平均 1500mm，不影響割後之再生能力；機械之割取、進料、細斷、投擲之情況甚為良好，作業功能訴求已達可實際利用之階段，唯機喉利用率44.4%偏低，摩擦損失7.24 ps-hrs/Mg 偏高，且狼尾草屬熱帶性牧草，生育特性隨天候季節、栽植方式不同而異，因此分蘖密度、叢生周長、植株粗細、適割期高度等變異因素大，又收穫期農時掌握得宜與否，均關係該機所需耗用馬力的大小。

為配合本機商品化規劃設計與製造，本試驗係利用經田間試驗改良，並已達作業功能訴求之研製機，將之移置室內，在可控制變異因素之條件下，設計台車在軌道上模擬曳引機各階段速度，台車的種植台上模擬狼尾草於田間生育之各種式樣，於穩態狀況下，模擬田間作業，以動態變扭力測定器 (Dynamic Strain Gage Type Torque Transducers) 檢測，探討該機的作業扭力特性，從而建立一般性的狼尾草青割收穫時所需耗用馬力的大小範圍與合理的作業速度等資料，以提供本機商品化規劃設計時作為承載用動力機選定規範之參考。

國內可供青貯用牧草以狼尾草及青割玉米為大宗，狼尾草青割收穫機經一年商品化設計製造，預計半年內即可提出性能測定並推出，狼尾草青割收穫問題便可獲得解決，但狼尾草與青割玉米生育特性完全不同，前者雖可再生，不過，環境氣候造成春夏與秋冬間產量差異甚鉅，又其在本省栽培面積不大，造成春夏與秋冬青飼料供需嚴重失衡，後者無法再生，且須一次收穫完畢，栽培面積又為狼尾草之十倍以上，在稻田轉作青割玉米後，為提高一機多用途與市場商品價值，狼尾草青割收穫機應保有收穫青割玉米之功能，本試驗於模擬檢測同時，除以狼草為對象物外並將青割玉米一併加以試驗，且進一步再予改良，以求達到預期之目的，為本省畜牧業的發展略盡綿薄之力。

二、理論探討

(一)動力需求分析

牧草青割用機械開始於1876年，主要有平行於旋轉飛輪面斧刀的飛輪型 (Flywheel type) 與在圓筒週邊略微成直角的軸向斧刀式的圓筒型 (Cylinder type)，本研究試驗係以前者為範本，加以改良設計。依 F. Z. Blevins, 與 H. J. Hanson. 所分析⁽³⁾，此型所需動力包括：

- * 進料機構(N_m)
- * 草料細切(N_p)
- * 細斷草料加速(N_a)
- * 移動由細切頭與動葉輪所吹出之空氣(N_b)
- * 機件與機件及機件與草料間之摩擦損失 (N_f)

由於本機收穫之對象物屬高莖叢生，基部周長於正常收割期至少 95 cm，又需於割後具備再生條件，沒有適當割寬與較銳利之割刀無法令割後基部保持切口整齊，為能達此目的及耗用較少動力，割刀採用迴轉圓盤附三角鋸齒刃 (ISO Standard)^(1,2)，故除上述五項所需動力外，本機尚需含蓋「* 割取部動力 (N_c)」。

無論曳引機旁載或自走式前承載，甚至以反置式承載，牧草青割作業之收穫頭的總動力，假設在動力機可用之範圍內，不計因本機淨重引起重量移轉 (Weight Transfer) 所導致之作業穩定時，本收穫頭總動力係割取部、撿拾進料部、細切與投擲昇送部及草料路徑上的摩擦損失、移動由細切頭與動葉輪所吹出之空氣等能量之總和，並以對象物之物性為總動力的決定函數。

設 N_t 為本機所需之總動力，則其關係式可用如(1)式之方程式表示：

$$N_t = N_m + N_p + N_a + N_b + N_f + N_c \dots\dots(1)$$

1. 割取部動力理論

採同步反向附三角鋸齒刃之圓盤割刀，其所需理論動力，以(2)式方程式表示：

$$N_c = 2 * (\gamma_d * A_m * C + F_c * V_{gc} \dots\dots(2)$$

此方程式之意義及解析如下述：

- γ_d = 生育疏密度
- A_1 = 單支狼尾草基部平均斷面積
- \bar{n} = 狼尾草每叢平均支數

$A_{s.}$ = 狼尾草每叢基部平均斷面積
 $A_{m.s.x}$ = 收穫機割取部理論上每片三角鋸齒刃每轉之最大割面
 C = 狼尾草基部平均剪斷應力
 F_c = 剪斷時單位刃面所受阻力
 V_t = 沿三角鋸齒刃面速度
 V_n = 垂直三角鋸齒刃面速度
 $\tan\tau$ = 剪斷係數， V_t 與 V_n 二速度分量之比值
 W = 收穫機之割寬
 $V_{g.c.}$ = 三角鋸齒刃對地面之絕對速度
 $V_{f.c.}$ = 機體的前進速度
 $V_{m.c.}$ = 三角鋸齒刃外端線速度
 R_c = 三角鋸齒刃外端半徑
 n_c = 迴轉數
 $P_c(x_1, y_1)$ = 三角鋸齒刃面上任一點
 ω_c = 三角鋸齒刃迴轉之角速度
 K = $V_{f.c.}/\omega_c$ 之比值
 K' = $V_{m.c.}/V_{f.c.}$ 之比值

$$\eta_d = (A_1 * \bar{n} / A_{s.}) * 100\% \dots\dots\dots(2-1)$$

$$V_{m.c.} = 2\pi * R_c * n_c / 60 \dots\dots\dots(2-2)$$

$$A_{m.s.x} = W * V_{f.c.} * \eta_d \dots\dots\dots(2-3)$$

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= R_c \sin\theta + V_{f.c.} * T \\ y_1 &= R_c \cos\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2-4)$$

$$\left. \begin{aligned} V_{x1} &= V_{f.c.} + R_c \omega_c \cos\theta \\ V_{y1} &= R_c \sin\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2-5)$$

$$\begin{aligned} V_{g.c.} &= (V_{x1} + V_{y1})^{1/2} \\ &= \omega_c (K^2 + R_c^2 - 2KP_c \cos\theta)^{1/2} \dots\dots\dots(2-6) \end{aligned}$$

$$F_c = C / \tan\tau \dots\dots\dots(2-7)$$

$$\begin{aligned} \tan\tau &= \Sigma V_n / \Sigma V_t \\ &= (V_{m.c.} \cos\alpha + V_{f.c.} \sin\alpha) / \\ &\quad (V_{m.c.} \sin\alpha - V_{f.c.} \cos\alpha) \\ &= (K' \tan\alpha - 1) / (K' + \tan\alpha) \dots\dots\dots(2-8) \end{aligned}$$

影響割取部動力之因素：

- (1) 狼尾草適割期是否掌握得宜，若割期延後愈久，木質化愈嚴重，割刀磨損愈大，所需割取動力相對增加，即 C 與 F_c 值增加。
- (2) 每叢狼尾草生育疏密度，因氣候、季節、品系、管理等環境不同，差異懸殊， η_d 大小變化可觀。

- (3) 三角鋸齒刃式之圓盤割刀之轉數、重量、動平衡度，外端半徑之機械因素。
- (4) 圓盤割刀附三角鋸齒刃之型式、片數、鋸齒銳利度、刀緣角 (α) 大小，影響 F_c 。
- (5) 機體被承載作業時之前進速度 $V_{f.c.}$ 。
- (6) 收穫作業時，對象物水份含量。
- (7) 收穫作業時，操作者技巧與熟練程度。

2. 進料機構作用馬力 (Feeding Power)

本機構⁽²⁾經採用各種不同型式之進料滾筒於田間作業試驗，到目前止，雖未完全定型，但基本上以本試驗所採用之二對滾筒式，作業功能較佳；一對與附三角鋸齒刃之圓盤割刀軸同心但不同步，左右反向並附檢拾葉輪片之錐型檢拾補助進料滾子；一對與前對滾筒相同線速度，而半徑較小，且一為光面固定，一為具有齒深20mm並可做5~75mm之伸縮的星狀滾子，此對滾子除可進料外，也兼具挾持草料以為斧刀細切之功用；利用此二對滾筒搬送草料所需理論作用馬力以圖1及利用(3)式方程式所示：

$$\begin{aligned} N_m &= N_t + N_f \\ &= (Q * R_m * V_{g.m} \cos\delta + Q * R_m * \\ &\quad V_{x2} * \mu) * \omega_m / g \\ &= Q * R_m * \omega_m * (V_{g.m} \cos\beta + V_{x2} * \mu) / g \\ &= Q * \mu * (V_{g.m} \cos\beta + V_{x2} * \mu) / g \dots\dots\dots(3) \end{aligned}$$

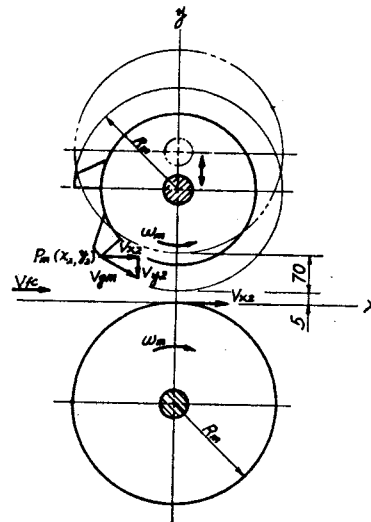


圖1 挾持進料滾筒作用力

Fig. 1. Operating Force of the Feeding Roller

此方程式之意義及解析如下述：

- T_m = 附有星狀突起滾筒之作用力 (kg)
- N_i = 挾持進料滾筒所需動力 (ps)
- ω_m = 滾筒角速度
- Q = 單位時間之進料量 (kg/sec)
- ξ = 單位體積之草重量 (kg/m³)
- H = 適割期平均草高 (m)
- q = 進料量 (m³/sec = $A_{m \times x} * \eta_d * H / \text{sec}$)
- $P_m(x_2, y_2)$, 於附有星狀突起滾筒旋轉方向突起邊上任一點
- R_m = 進料滾筒外端半徑
- u = 進料滾筒周邊速度 (= $R_m * \omega_m$)
- V_{r_m} = 模擬裝置之台車速度 (與機體前進速度大小相同, 方向相反)
- V_{g_m} = 挾持進料滾筒對地面之絕對速度
- β = 進料角度
- μ = 進料安全摩擦係數
- F_m = 挾持進料阻力
- N_r = 挾持進料所消耗之摩擦馬力
- g = 重力加速度

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= R_m \cos \beta + V_{r_m} T \\ y_2 &= R_m \sin \beta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3-1)$$

$$\left. \begin{aligned} V_{x_2} &= V_{r_m} + R_m \omega_m \cos \beta \\ V_{y_2} &= -R_m \sin \beta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3-2)$$

$$\begin{aligned} V_{g_m} &= (V_{x_2}^2 + V_{y_2}^2)^{1/2} \\ &= \omega_m (K^2 + R_m^2 - 2KR_m \cos \beta)^{1/2} \end{aligned} \quad (3-3)$$

$$Q = \xi * q \quad \dots\dots\dots(3-4)$$

$$T_m = Q * R_m * V_{g_m} \cos \beta / g \quad \dots\dots\dots(3-5)$$

$$F_m = Q * R_m * V_{x_2} * \mu / g \quad \dots\dots\dots(3-6)$$

$$N_i = T_m * \omega_m \quad \dots\dots\dots(3-7)$$

$$N_r = F_m * \omega_m \quad \dots\dots\dots(3-8)$$

影響挾持進料滾筒作用力之因素：

- (1) 狼尾草莖之高度、植株粗細、水份含量、每叢生育疏密度、木質化情況等改變單位體積之草重量、進料量、影響進料滾筒挾持時之壓縮力。
- (2) 挾持進料滾筒附有之星狀突起的深度與型式。
- (3) 兩挾持進料滾筒間隙大小 (即所謂的機喉 throat) 及壓縮力之適當與否, 關係到進

料阻力。

- (4) 草料與機件及草料與草料、機件與機件間摩擦阻力。
- (5) 機體被承載作業時之前進速度 V_r 。

3. 草料細斷動力

飛輪式細切頭係利用與旋轉平行的斧刀, 於細切草料時與承刀間形成一剪斷夾角, 方可使頭峯扭距達到最小⁽²⁾。依 BLEVINS, F.Z.⁽⁹⁾ 以 Affalfa 做 15 組不同之試驗發現, 給予水份含量與理論切割長度條件, 不拘進料速率情況下, 每噸草料之細切能為恒定不變的, 而水份影響細切能效應, 濕料又比乾物為重。

RICHEY, C.B.⁽¹⁷⁾, 利用兩套飛輪式細切頭也以 Affalfa (水份含量 73%) 做試驗, 結果與 BLEVINS, F.Z. 所做試驗頗相近。又 LILJEDAHL J.B., G.L. JACKSON, R.P. DEGRAFF, and M.E. SCHROEDDER.⁽⁸⁾ 等一同以懸擺式裝置 (Pendulum arrangement) 對 8~11 吋寬與 1/4~2/4 吋厚為一束且經壓縮但無定向之 Affalfa 做單一細切試驗, 結果與 BLEVINS, F.Z. 和 RICHEY, C.B. 二氏均相似, 唯耗能僅 BLEVINS 所求之 1/2~1/3。高莖行列作物, 如狼尾草與青割玉米於直線進料以供細切吹送, 其細切作用情況類似, 斧刀與承刀間之剪斷夾角⁽²⁾於設計時就已確定 ($\delta < \theta = \phi_1 + \phi_2$), 斧刀面之瞬間剪斷速度隨旋轉半徑而變化, 剪斷所耗用之馬力, 若不考慮飛輪等機體重量, 則依圖 2 草莖細切自由體分析, 所耗馬力可用 (4) 式方程式表示。

$$N_p = F_c * \tan \delta * A_c * V_h * n \quad \dots\dots\dots(4)$$

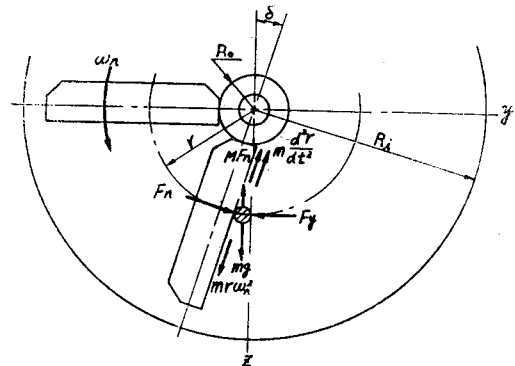


圖 2 草莖細切自由體分析
Fig. 2 Analysis of Free body for cutting

此方程式之意義

- F_0 = 剪斷時單位刃面所受阻力
- δ = 斧刀與承刀間之剪斷挾角
- $\tan \delta$ = 剪斷係數，斧刀與旋轉半徑切線與徑向二速度分量之比值
- A_1 = 進料喉口 (throat) 之斷面積 (可能容納最大直線進料草莖之斷面)
- n = 飛輪徑向斧刀數目
- n_h = 飛輪每分鐘之轉數
- V_h = 飛輪徑向斧刀與固定承刀接觸時，斧刀面上任意一接觸點之瞬間速度
- V_s = 飛輪徑向葉輪片外端切線速度
- ω_h = 飛輪角速度
- R_0 = 飛輪徑向斧刀內端半徑
- R_1 = 飛輪徑向葉輪片外端半徑

圖 2 中，因 $MR\omega_h^2 = Ma$

$$a = R\omega_h^2 = d^2R/dt^2 = dV_t/dt = dR \cdot dV_h/dt \quad dR = V_h(dV_h/dR)$$

即 $R\omega_h^2 dR = V_h dV_h$ ，積分

$$\int V_h dV_h = \int \omega_h^2 R dR \quad \text{得}$$

$$V_h^2/2 = \omega_h^2 R^2/2 + C_h$$

$$V_h = (\omega_h^2 R^2 + 2C_h)^{1/2} \dots\dots\dots(4-1)$$

影響草料細斷動力之因素：

- (1) 草料收割時水份含量。
- (2) 草料細斷長度，即在連續兩斧刀間的進料前進量。通常改變進料速度或飛輪徑向斧刀數目，可改變細斷長度。
- (3) 細斷裝置之情況，主要有斧刀與承刀之間隙及二者相對運動的剪斷挾角、斧刀在飛輪徑向上之裝配角度、飛輪之慣性、斧刀內端半徑等因素。
- (4) 草料物性，尤以禾本科 (狼尾草與玉米均是) 表皮含矽份，越是離收割期晚，木質化嚴重，纖維量越高，對細切斧刀與固定承刀磨損加劇，負擔之動力成 2 ~ 3 倍增加⁽²⁾。

4. 空氣馬力與草料昇送動力

(1) 依一般已知之風扇定律 (Fan Laws) 知道移動空氣所需動力隨葉片之周邊速率之立方而改變，若收穫機視以鼓風機之作用，則其空氣馬力可以 (5) 式表示：

$$N_b = Q_b/6120 * \{(P_{s2} - P_{s1}) * [1 - (P_{s2} - P_{s1})/2k_b P_{s1}] * (p_{a2} - p_{a1})\} \dots\dots\dots(5)$$

式中 Q_b = 風量 (m³/min)

P = 空氣之絕對壓力

p = 空氣之錶壓力

$p_{s1}, p_{s2}, p_{a1}, p_{a2}$ = 分別表示靜壓、動壓、全壓、吸入側與排出側

k_b = 皮氏管 (Pitot Tube) 係數，室溫空氣時為 1.4

(2) 氣流與草料昇送關係，依 BLEVINS, F.Z.⁽⁹⁾ 之試驗，不拘進料速率之情況下，每噸草料之細切能為恒定不變，則每噸草料所需空氣輸入與進料率成反比。依 CHANCELLOR, W. J. 與 LADUKE, G.E.⁽¹⁸⁾ 就草料在排出管運動情形所作分析指出，空氣流之主要作用乃在減少空氣對草料顆粒的阻力，草料顆粒於向上運動中部份能量被排出管下方部位的空氣流所吸收，更因重力效應、摩擦、空氣動力阻力等作用而減低速度，因此到排出管上方之速度比空氣流速度要慢，此結果該空氣流將能轉移至草料顆粒，形成氣力輸送效應。

當草料被斧刀細斷後在飛輪殼室內受葉輪片撞擊且幾乎立刻加速至葉輪片的角速度，且再以離心力將草料顆粒於葉輪片上向外移動，並約以飛輪外端葉片的周邊速率脫離，依 TOTTEN, D.S. 與 MILLIER, W. F.⁽¹⁴⁾ 所導出草料顆粒沿動葉輪片之位移與速度方程式，可求出顆粒到達葉片尖端時所需之理論旋轉角度和徑向速度，由 (4-1) 式，當斧刀與承刀初接觸時草料顆粒無移轉能力，其徑向速度 $V_h = 0$ ，則

$$C_h = \omega_h^2 R^2/2$$

又因 $V_h = dR/dt$ 代入 (4-1) 並求解，得

$$dt = (1/\omega_h^2)^{1/2} * [dR/(R^2 - 2C_h/\omega_h^2)^{1/2}] \dots\dots\dots(5-1)$$

設 θ_t = 草料顆粒到達葉片尖端時所需之理論旋轉角度

由 $\theta_t = \int \omega_h dt$ 代入 (5-1) 得

$$\theta_t = \int_{R_1}^{R_0} dR/(R^2 - R_1)^{1/2} \dots\dots\dots(5-2)$$

求解，得

$$\theta_t = \ln \{ [R_0 + (R_0^2 - R_1)^{1/2}/R_1] / [R_1 + (R_1^2 - R_1)^{1/2}/R_1] \} = \cosh^{-1}(R_0/R_1) - \cosh^{-1}1 \dots\dots\dots(5-3)$$

草料顆粒被斧刀細斷後撞擊且加速至葉輪片的角速度，再以離心力將草料顆粒於葉輪片上向外移

動，約以飛輪外端葉片的周邊速率經排出管投擲，其動能以一般動能關係式 $E_{k_a} = W V_a^2 / 2g$ 表示，則草料顆粒加速動力如(6)所示

$$N_a = E_{k_a} / [\theta_r / (2\pi/n_b)] \dots\dots\dots(6)$$

(3)細斷草料昇送高度，又草料顆粒可排出之高度，理論上假定草料離開葉輪片時之切線分速度與葉輪片周邊速度相同，無空氣阻力與摩擦，則細斷草料將以垂直速度 ($V_a =$ 飛輪徑向葉輪片外端切線速度) 被昇送 $H = V_a^2 / 2g$ 之高度，但是空氣阻力與摩擦實際存在，並且細斷草料應有足夠之能以繞過排出管之弧度 (elbow)，故實際昇送高度比理論低很多，依 DUFFEE, F.W. (7)(15)(16)(18) 所推薦之實際高度為理論高度的40%，如高度固定、周邊速度過低，將發生堵塞；反之，則消耗額外馬力，(7)式為實際高度之計算式。

$$H_a = (V_a^2 / 2g) * 20(\text{or } \sim 40)\% \dots\dots\dots(7)$$

5. 摩擦馬力

細斷草料與飛輪外殼周邊及排出管內壁間之摩擦，必定吸收能量假定機械摩擦損失不計， μ 為摩擦係數，則摩擦馬力 N_f 可以(8)式表示：

$$N_f = \mu E_{k_a} / [\theta_r / (2\pi/n_b) + H_a / V_a] \dots\dots\dots(8)$$

(二)動應變扭力檢測原理

一種適用於電子儀器上使用之電阻應變計 (Electrical Resistance Strain Gage)，可用來檢測迴轉動力驅動線上的循環扭矩變動，其主要原理係利用導體電阻之變化量與本身長度之變化量間的線性關係，如(9)與(10)式方程式而製成，可黏貼於試體上以檢測試體受循環變動扭矩引起之變形(19)。

- 設 $R_s =$ 導體之電阻
- $\rho =$ 比電阻
- $L_s =$ 導體之長度
- $A_s =$ 導體之斷面積
- $F =$ 應變感度 (Strain Sensitivity) 或應變計係數 (Gage Factor)
- $\epsilon =$ 應變 (dL_s / L_s)
- $V_s =$ 導體之體積 ($A_s * L_s$)
- $m =$ 包生比 (Poisson's Ratio)

$$R_s = \rho L_s / A_s \dots\dots\dots(9)$$

$$\text{則 } dR_s = (\rho A_s dL_s + L_s A_s d\rho - L_s \rho dA_s) / A_s^2$$

$$dV_s = A_s dL_s + L_s dA_s \\ = L_s (1 + \epsilon) A_s (1 - m\epsilon^2) - L_s A_s$$

若 ϵ 甚小，且 $\epsilon = dL_s / L_s$ 則得

$$A_s dL_s + L_s dA_s = L_s * \epsilon * A_s (1 - 2m) \\ = A_s dL_s - 2m A_s dL_s$$

$$\text{得 } dR_s = (\rho A_s dL_s + L_s A_s d\rho + 2m\rho A_s dL_s) / A_s^2$$

$$\text{故 } (dR_s / R_s) / (dL_s / L_s) = (1 + 2m) + (d\rho / \rho) / (dL_s / L_s)$$

$$F = (1 + 2m) + (d\rho / \rho) / (dL_s / L_s)$$

$$(dR_s / R_s) = F * (dL_s / L_s) = F * \epsilon \dots\dots(10)$$

由於電阻之變化受溫度影響很大，應用時以同質同形同電阻而不受應變之副應變計 (Dummy Gage) 與受應變之主應變計 (Active Gage) 相聯合組成惠斯敦電橋 (Wheatstone Bridge)(17)，如圖3所示， R_1 與 R_4 為已知電阻，當 R_3 -Active Gage 受應力而生應變時，其電阻增加 $R_3 + dR_3$ ，則 R_2 -Dummy Gage 必增加 $R_2 + dR_2$ ，以使電流計(G)指針保持為零，故

$$R_2 / R_1 = R_3 / R_4 = (R_3 + dR_3) / (R_4 + dR_4)$$

$$dR_3 / R_3 = dR_4 / R_4, \text{ 因 } (dR_s / R_s) = F * \epsilon$$

$$\text{故 } \epsilon = dR_4 / R_4 * F = \text{constant} * dR_4 \dots\dots(11)$$

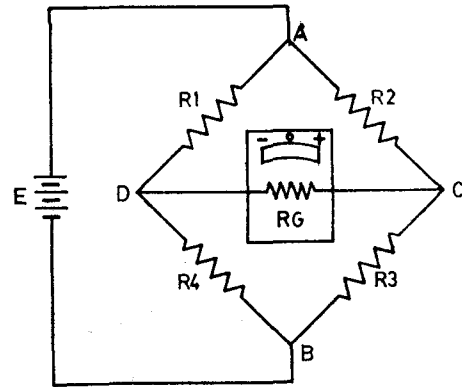


圖3 惠斯敦電橋

Fig. 3 Wheatstone Bridge circuit

調整 R_4 令電流計(G)指針保持為零即可得應變。但循環扭矩屬週期性變化，電流計不能適用，由示波器 (Oscillation) 測定 DC 間電壓為

$$E_0 = E_{c,d} = I_1 R_1 - I_2 R_2, I_1 = E / (R_1 + R_4),$$

$$I_2 = E / (R_2 + R_3)$$

$$E_0 = ER_1 / (R_1 + R_4) - ER_2 / (R_2 + R_3)$$

對 R_1 微分，得

$$dE_0/dR_1 = [(R_1 + R_4) * E - (ER_1 * 1)] / (R_1 + R_4)^2$$

即 $dE_0 = E * [R_4 / (R_1 + R_4)^2] * dR_1$ 又因(10)式
 $(dR_s / R_s) = F * (dL_s / L_s) = F * \epsilon$ 且
 $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$

故 $dE_0 = E * [R_4 / (R_1 + R_4)^2] * dR_1$
 $= E * [R_4 R_1 / (R_1 + R_4)^2] * F * dL / L$
 $= E * [R_1 / (2R_1)^2] * F * dL / L$
 $= EF / 4 * dL / L = EF / 4 * \epsilon \dots\dots(12)$

可知應變量能由 E_0 測出。但 E_0 甚小，一般示波器不起作用，需經增幅器 (Amplifier)⁽¹²⁾ 輸出。

根據扭力軸受剪力負荷時最大剪應變發生在與軸向成45度方向上，若依此方向黏貼4枚應變規與惠斯敦電橋 (Wheatstone Bridge) 相對應，則可檢測迴轉動力驅動線上循環扭矩之變形量，動應變扭力測定器 (Torque Transduce) 即利用上述原理製成，^(11,12,19) 其連接方式如圖4、5所示。

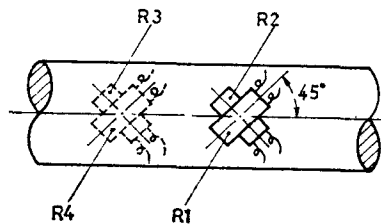
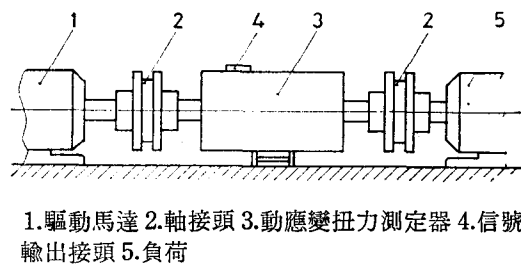


圖4 動應變規黏貼方向

Fig. 4 The Direction of Strain Gage on Torque Shaft



1. 驅動馬達 2. 軸接頭 3. 動應變扭力測定器 4. 信號輸出接頭 5. 負荷

圖5 動應變扭力測定器連接方式

Fig. 5 The Connecting type of Torque Transduce on Torque Shaft Line

三、試驗規劃分析

經對狼尾草田間生育調查與物性試驗分析^(1,2,3,4)，得知合適的青割收穫機的性能訴求應有較大之寬容度，但較大之寬容度對機械而言，當降低其作業性能與可靠性 (Reliability)，且田間之試驗，因環境不同，產生許多無法控制的變動因素，為給予機械之性能及輸入之動力，有一明確的規範，取得對象物與機械間的雙向折衷，以獲較佳可靠性所需成本之平衡，並有高品質之性能訴求，是新型機械開發最起碼的基本要求。

為滿足商品的基本要求，開發之初就應有規範可循，為此，依本試驗之目的、方法是在變動因素得以控制之條件下，加以模擬試驗後，將控制之條件與試驗結果間找出合理的資料數據。

設 n 項得以控制之變動因素所構成之整體，其可靠性係各個可靠性因素之乘積，其預期之百分可靠性 y 為：

$$y = (x_1 * x_2 * x_3 \dots x_n) / 100^n * 100\% \dots\dots(13)$$

上述中之 $x_1, x_2, x_3 \dots x_n$ 為以百分數表示可靠性之統計期望值。

三、試驗裝置與方法

(一) 試驗裝置用動力機與動應變扭力測定器之選擇

本試驗係以經田間作業試驗的青割收穫機為實體，如圖6所示，採用室內定置方式予作業模擬，在裝置設備之前，其所選定之驅動機與動應變扭力測定器之容量 (Capacity)，以田間試驗經驗及目前進口之青割玉米收穫頭包括 TAARUP 101, CLAAS 25, KANEKO 25 之規範⁽²⁰⁾，如表1作為考慮。

表1 各型式青割收穫頭規範
 Table 1. Technical data of Forage Harvester

型別	TAA-RUP 101	CLAAS 25	KAN-EKO 800D	研製型試驗機 7601
規格				
輸入軸轉數 (rpm)	540	540	1,000	1,000
草料細斷長度 (mm)	5	5	5	33
飛輪之轉數 (rpm)	1,350	1,350	1,350	1,350
飛輪之直徑 (mm)	738	690	450	734
軸馬力 (ps)	47.6	42.0	26	29
軸扭力 (kgf-m)	63.1	55.7	18.6	20.8

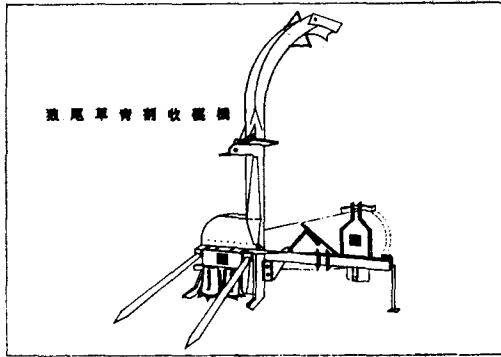


圖 6 狼尾草收穫試驗機外觀

Fig. 6 The exterior of Napier Forage Harvester

由表 1 知 TAARUP 101 與 CLAAS 25 之入力軸的 P.T.O. 轉數採用 540 rpm，引起之扭矩甚大，KANEKO 800D 與研製型試驗機均採用 1000rpm，故扭矩較小。前者之對象物係青割玉米，用來收穫狼尾草雖屬不當，但耗用之動力可做為參考；本研製機試驗時所用動力與 KAN-

EKO 相近，但機體外形與容量均較大，依軸馬力公式(14)：

$$\text{Shaft Horse Power} = (2\pi * \text{Torque} * \text{Speed}) / \text{Unit Horse Power} = [\text{Torque (kgf-m)} * \text{Speed (rpm)}] / 716(\text{ps}) \dots\dots\dots(14)$$

知青割收穫機飛輪轉數在 1100~1500 rpm 間時，P.T.O. 輸入軸馬力依不同進料與機喉而異，由(14)式知扭力與轉數成反比而動應變扭力測定器之 Dimension 隨扭力之 Capacity 增加而加大。本研製機 P.T.O. の入力軸扭力達 20.8 kgf-m，移置室內採用三相馬達，一般轉數 1780rpm，扭力又可降低至 11.7 kgf-m，本試驗規劃無連續進料情況，因此選用 Max. Capacity 為 20kgf-m 之動應變扭力測定器⁽¹¹⁾，其規格與尺寸如表 2 與圖 7，可直接連於驅動機上，再經減速至 1200rpm 後輸入作業機，應屬安全。驅動機在穩態情況下運轉，選定三相 220 Volt, 19A, 5.5KW 之感應馬達，應無安全顧慮。

表 2 動應變扭力測定器規格與尺寸

Table 2. Dimension table of Torque Transducers

Type	TP-20KMAB
Capacity (kgf-m)	20
Max. Speed (rpm)	5000
Dimension (mm)	see Fig. 7
Allowable overload	120%
Allowable operating temperature	60°C
Rated output	3001 * 10 ⁻⁶
Calibration constant (kgf-m)	0.006664 * 10 ⁻⁶
Input resistance (ohm)	350.3
Output resistance (ohm)	350.2

資料來源：動應變扭力測定器使用說明書⁽¹¹⁾

Source: Instruction Manual for Strain Gage Type Torque Transducers⁽¹¹⁾

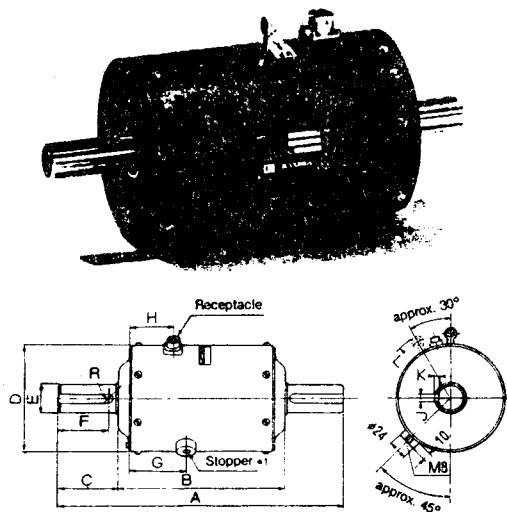


圖 7 動應變扭力測定器外觀視圖與尺寸
Fig. 7 Dimension View of Torque Transducers

(二)台車與軌道

台車為長 600cm，寬 800cm，植深 150mm 與可調高度 60mm 台面，及裝置四個輪徑 191mm ϕ 的軌輪所支持的台車架組成，並以 2 ps 無段變速馬達 [112 rpm~450 rpm] 驅動。為模擬曳引機行走，在變速調整刻度盤上以轉速計測定轉速，選定各階段行走速度，如表 3 所示，以做為試驗作業速度時變換用。台面上可模擬插植不同生育狀態之狼尾草並在長 10M，軌寬 75 cm 之軌道上行走。

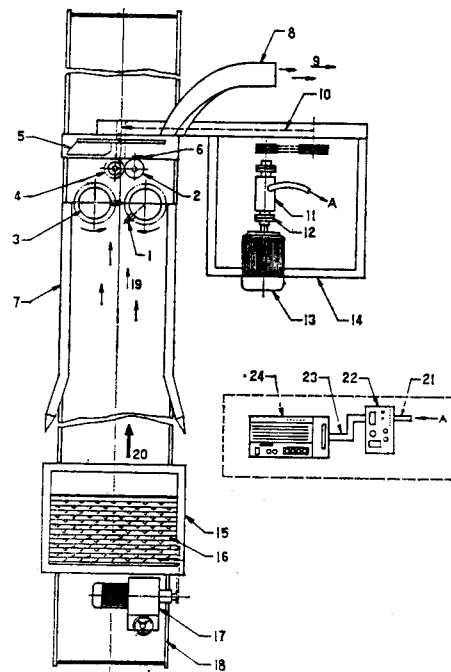
表 3 台車行走速度檔數對照表
Table 3. Operating Speed of Wooden Handcart

檔數	1	2	3	4	5	6	7	
選定速度	Km/hr	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00
	m/sec	0.28	0.42	0.56	0.70	0.84	0.98	1.12
對照刻度	0.50	1.75	3.10	4.50	6.00	7.72	9.50	
馬達轉數 (rpm)	112	167	222	277	331	389	444	

(三)試驗裝置與儀器測試

1.裝置與儀器

將田間作業試驗已達功能訴求之研製機移置室內定置，並裝配所選定的驅動機與動應變扭力測定器及台車與軌道後，連接儀器包括數據轉數計以顯示作業中的飛輪斧刀轉數，並將動應變扭力測定器之信號經電線傳到增幅計⁽¹¹⁾ (Amplifiers) 與示波器⁽²¹⁾ (Oscillograph) 上，如圖 8 所示之配置位置。增幅計採用 KYOWA DPM-613B，示波器則使用 KYOWA RMS-11NPT 感光型，其規格如表 4 與表 5 所示。



1. 割取刀
2. 挾持進料滾子
3. 撿拾進料滾子
4. 可伸縮挾持進料滾子
5. 飛輪上斧刀
6. 固定刀
7. 分草桿
8. 排出管
9. 排出之細斷草料
10. 主傳動皮帶
11. 動應變扭力測定器
12. 軸耦合器
13. 三相感應馬達
14. 定置機架
15. 台車
16. 插植面

- 17.無段變速馬達
- 18.台車軌道
- 19.台車運動方向
- 20.進料方向
- 21.信號引線
- 22.增幅計
- 23.信號引線
- 24.示波器

圖 8 試驗裝置配置位置

Fig. 8. Primary Experiment Device

表 4 共和 DPM-6BB 型增幅計規格
Table 4. Specifications of KYOWA DP
M-613B Amplifiers

Frequency range	0~10 KHz Ac 2V and 0.5V, selectable
Sensitivity	0.2V with 2V bridge Voltage and 10×10^{-6} Strain input
Gage factor	2.00, constant
Calibration strain	± 1 to 9999×10^{-6}

資料來源：KYOWA DPM-613B 型增幅計說明書⁽¹²⁾

Source: Instruction Manual for
KYOWA DPM-613B Type
Amplifiers⁽¹²⁾

表 5 KYOWA RMS-11NPT 示波器規格
Table 5. Specifications of KYOWA
RMS-11NPT Oscillograph

Model	RMS-11NPT			
Recording paper speed (cm/sec)	1.25	2.5	12.5	25
Timing Lines (Printed circuit)	1/1	1/10		
Light source	halogen incandescent lamp, 6V 10W			
No. of Channels	6			
Optical arm length	105cm			

資料來源：KYOWA RMS-11NPT 示波器說明書⁽²¹⁾

Source: Instruction Manual for
KYOWA RMS-11NPT Type
Oscillograph⁽²¹⁾

2.測試

本試驗用作業機，扭力變形量屬較多之情況，經測試增幅計之電橋電壓選用 2 Volt 時，信號放大後超出示波器記錄範圍，故調整為 0.5 Volt。作業機起動後，增幅計上之自動校正值調到 2200×10^{-6} Strain 時得到示波器記錄紙之坐標寬度為 40.0mm，如圖 9 所示之校正曲線，故每厘米之扭矩變形量 ΔL 為 55×10^{-6} Strain，而 TP-20KMAB 型動應變扭力測定器之校正值為 0.006664 kgf-m/ 1×10^{-6} Strain <表 2. Calibration constant>，因此示波器記錄紙之坐標寬度 W_0 mm，扭矩為 T，則其間之關係式可由 (15) 式表示。

$$T = \Delta L(\text{strain/mm}) * W_0(\text{mm}) / 0.006664 \\ = 0.36652 * W_0(\text{kgf-m}) \dots\dots\dots(15)$$

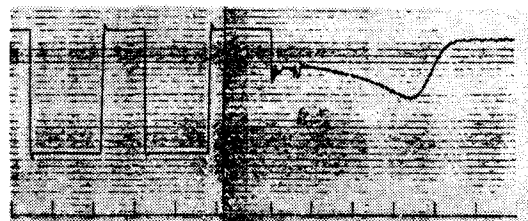


圖 9 測試校正曲線與作業機起動扭力曲線
Fig. 9. Calibrated Curves for trying
test and Torque Curves to
Start Harvester

四試驗方法

1.對象物物性調查與測定

- (1)以逢機方式於田間距地面 5cm 內割取狼尾草搬運至試驗室，即刻截取樣品以紅外線水份測定器測水份。
- (2)分類對象物，量取割高 5~10 cm 處之單支斷面基部直徑與高度，並予編號及記錄。
- (3)以電子秤稱量模擬插植割取前之試樣重量。

2.台車面插植型式與台車速度控制

於台車插植面上規劃模擬狼尾草生育狀況，為減少變異因素，設計六種插植型式，如圖 10 所示，以行數 * 支數 * 叢數計分別為：

- T₁.....1 * 3 * 1 (3支)
- T₂.....4 * 3 * 1 (12支)
- T₃.....5 * 4 * 1 (20支)

T₄.....5*3*2 (30支)

T₅.....7*3*2 (42支)

T₆.....8*3*2 (48支)

等試樣，每一型式又各別以5種台車速度重覆3次從事模擬作業，並由示波器記錄紙上以曲線圖形表示出。

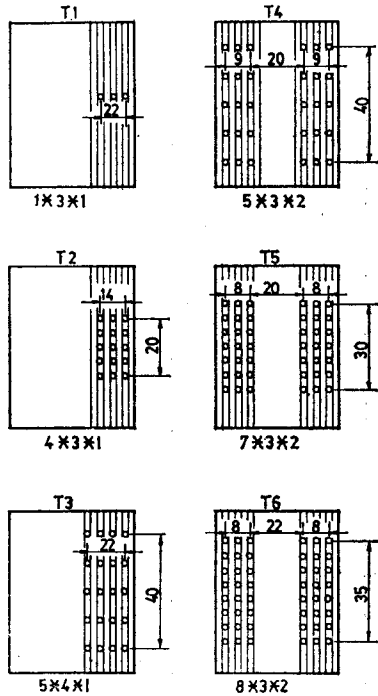


圖 10 台車面模擬插植型式
Fig. 10 Modeled planting type on the
Wooden Handcart

3.試驗操作

- (1)事先做好儀器校正工作並設定。
- (2)驅動作業機直到轉數穩定。
- (3)起動台車，執行收穫細斷作業。
- (4)調查試驗機割取進料後殘支及細斷吹送性能。
- (5)調查切割後台車插植面之狼尾草基部整齊度與撕裂率——以自行設計之水平器，置於台車面適當高度，並用手持水準儀 (Hand lever) 校準後，利用游標卡尺量取距水平之距離，如圖11所示，並記錄每支基部之撕裂程度及割後基部全重。
- (6)調查細斷草料均度——以軟性麻袋，在不影響吹送阻力情況下，套於排出管出口撿拾細斷後草料並予稱重後逢機取樣，利用游標卡尺量取細斷長度記錄之。

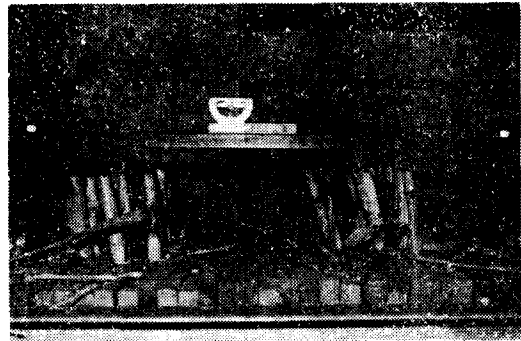


圖 11 狼尾草割後基部整齊度調查
Fig. 11. Research for Homogeneity
after Cutting Basal of Napier
Grass

四、結果分析

(一)狼尾草物性調查與青割收穫作業試驗結果

1.測定結果

根據前述試驗裝置及方法，以狼尾草為對象物，經調查及試驗結果如表 6 與圖 12 作業扭力曲線記錄所示。

表 6 狼尾草物性調查與青割收穫作業試驗數據

Table 6. Data of Research and Harvesting for Napier Grass

編	號	0001	0002	0003	0004	0005	0006	0007	0008	0009	0010	0011	0012	0013	0014	0015
01	模擬插植型式 (支)	T ₁ (03) 1*3*1					T ₂ (12)3*4*1					T ₃ (20)5*4*1				
02	每叢周長 (cm)	28	25	25	26	26	66	69	69	69	70	126	127	124	124	125
03	株距 (cm)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
04	平均株高 (cm)	231	234	218	238	227	140	211	214	257	247	184	186	200	195	223
05	基部斷面直徑 (mm)	14.9	11.8	12.2	11.9	12.5	10.3	12.7	11.7	13.9	13.1	12.8	13.2	12.6	12.3	13.7
06	含水率 (%)	80.8	79.6	81.4	84.9	81.4	87.6	86.7	86.2	87.1	85.7	86.1	82.3	84.5	81.7	85.3
07	重量 (g)	1,108	750	699	750	717	1,764	3,064	4,287	3,853	39.4	4,673	5,022	5,160	5,402	6,711
08	細斷均度 (mm)	38.4	39.6	39.1	39.6	38.4	37.4	37.0	36.2	36.2	39.92	38.5	37.3	35.2	37.7	35.5
09	基部整齊度 (高低差) (mm)	2.2	2.4	2.0	2.1	2.1	2.4	3.4	2.0	4.2	5.3	1.4	1.2	1.0	1.5	2.1
10	切口撕裂率 (支)	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	2	0	0	0	1
11	台車速度 (m/s)	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
12	起動扭力 (kgf-m)	(8.063)					(8.063)					(8.063)				
13	平均扭力 (kgf-m)	1.86	0.91	0.92	0.98	0.95	2.17	4.05	3.67	5.84	5.34	6.63	6.79	6.76	7.21	9.98

編	號	0016	0017	0018	0019	0020	0021	0022	0023	0024	0025	0026	0027	0028	0029	0030
01	模擬插植型式 (支)	T ₄ (30)5*2*2					T ₅ (42)7*3*2					T ⁹ (48)8*3*2				
02	每叢周長 (cm)	98	99	96	96	95	77	76	77	77	76	86	86	89	89	88
03	株距 (cm)	20	20	20	20	20	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
04	平均株高 (cm)	128	139	127	124	148	118	118	132	124	119	128	129	133	142	126
05	基部斷面直徑 (mm)	12.9	12.3	10.3	10.5	9.2	12.9	10.7	11.7	12.2	13.1	11.1	11.4	11.1	12.4	12.2
06	含水率 (%)	89.6	87.2	84.0	86.0	84.0	90.4	85.3	86.1	87.9	89.6	83.8	89.7	83.2	88.8	87.6
07	重量 (g)	4,799	5,212	4,221	4,243	4,241	6,318	5,324	6,526	6,347	6,418	7,238	7,820	7,449	8,355	7,660
08	細斷均度 (mm)	37.6	34.7	35.6	33.3	34.5	35.8	37.1	35.6	34.8	37.0	35.1	35.5	33.2	34.0	34.5
09	基部整齊度 (mm) (高低差)	2.9	2.0	3.9	3.0	4.2	7.7	6.2	8.0	6.3	6.9	8.0	5.4	5.4	5.2	5.9
10	切口撕裂率 (支)	2	1	0	1	1	1	0	0	0	1	2	0	0	1	1
11	台車速度 (m/s)	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
12	起動扭力 (kgf-m)	(8.063)					(8.063)					(8.063)				
13	平均扭力 (kgf-m)	7.13	6.93	5.54	5.68	6.03	8.74	7.29	8.49	8.68	8.74	8.80	9.35	8.43	9.90	9.71

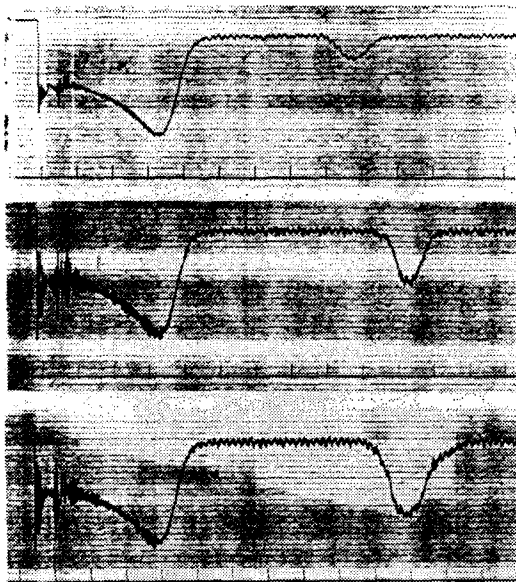


圖 12 狼尾草青割收穫作業扭力曲線記錄
Fig. 12 Torque Curves of Harvester for Green Feeding

2. 資料統計分析

(1) 試驗變數

由表 6 所列，包括插植型式（含支數）、每叢周長、平均株高、基部斷面積、含水率、重量為相關變數、台車速度、草料細斷均度、基部整齊度、基部切口撕裂率也互為相關變數，但前六項與後四項間又為獨立變數，此外作業機之起動扭力僅與作業機構有關，與前六項與後四項均無關，並自成爲一項獨立變數，台車速度另外分析，故合計有 30 組。

(2) 分析法

利用複直線迴歸分析法 (Linear Multiple Regression Analysis)，其方程式如下：

$$y_j = b_0 + b_1x_{1j} + b_2x_{2j} + b_3x_{3j} + b_4x_{4j} + b_5x_{5j} + b_6x_{6j} + b_7x_{7j} + b_8x_{8j} + e_j \dots \dots \dots (16)$$

$j : 1, 2, \dots \dots \dots 30$ 組合數

y_j : 試驗扭力

e_j : 試驗誤差 (Experiment Error)

上式以矩陣符號表示爲：

$$Y = XB + E \dots \dots \dots (17)$$

式中 B 之求法，利用最小平方法 (Least Squared Method)

$$\hat{B} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ b_8 \end{pmatrix} = (x'x)^{-1}x'y \quad \text{式中}$$

$$x'x = \begin{pmatrix} \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)^2, \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)(x_{2j} - \bar{x}_2), \dots, \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)(x_{8j} - \bar{x}_8) \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \sum(x_{8j} - \bar{x}_8)^2, \sum(x_{8j} - \bar{x}_8)(x_{2j} - \bar{x}_2), \dots \dots \dots (x_{8j} - \bar{x}_8)^2 \end{pmatrix}$$

$$x'y = \begin{pmatrix} \sum(x_{1j} - \bar{x}_1)(y_j - \bar{y}) \\ \sum(x_{2j} - \bar{x}_2)(y_j - \bar{y}) \\ \cdot \\ \cdot \\ \sum(x_{8j} - \bar{x}_8)(y_j - \bar{y}) \end{pmatrix}$$

而 $(x'x)^{-1}$ 為 $x'x$ 之逆矩陣 (Inverse Matrix)

$$b_0 = \bar{y} - \hat{B}' \bar{x}'$$

(16) 式中之決定係數 (Coefficient of Determination) 為複相關係數

$$R^2 = \frac{\Sigma \hat{B}'(x'y)}{\Sigma (y_j - \bar{y})^2} \dots \dots \dots (18)$$

各試驗變數之變異數分析 (Analysis of Variance) 為

變 因	自 由 度	平 方 根	均 方	實 測 值
迴 歸	8	$\Sigma \hat{B}'(x'y) = SSR$	$MSR = SSR/8$	MSR/MSE
試驗誤差	21	$\Sigma (y_j - \bar{y})^2 - SSR = SSE$	$MSE = SSE/21$	$= F$

總 計 29

若實測值大於 $F_{0.05, 8, 21} = 2.42$ 或 $F_{0.01, 8, 21} = 3.51$ 則表示試驗變數與扭力有關係存在。實測扭力與推測扭力之差的變異數以PMS (Predicted mean square) 表示為：

$$PMS = \frac{\Sigma (y_j - \bar{y}_j)^2}{n} \dots \dots \dots (19)$$

經統計計算，(16) 之推測式為：

$$\hat{y}_j = 10.61831 \pm 0.5128x_1 \pm 0.02349x_2 \pm 0.2279x_3 + 0.0182x_4 + 0.04843x_5 + 0.00157x_6 \pm 0.21542x_7 \pm 0.00567x_8 \dots \dots \dots (20)$$

$$R_2 = 0.93662$$

$$PMS = 0.543875$$

變異分析表

變 因	自 由 度	平 方 根	均 方	實 測 值
迴 歸	8	233.10088	29.1376	38.79501**
試驗誤差	21	15.77238	0.75106	

總 計 29 248.87326 29.88866

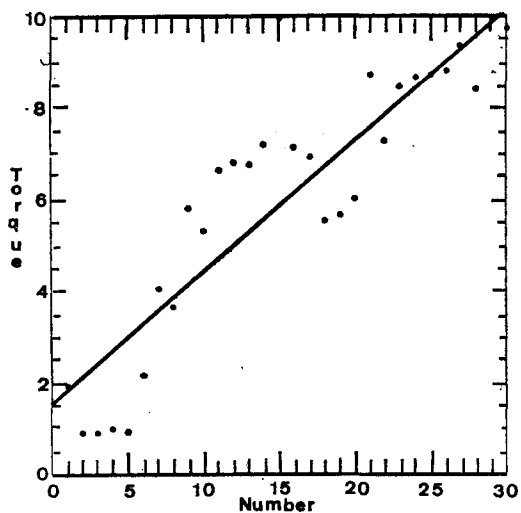


圖 13 狼尾草青割收穫作業扭力複直線迴歸曲線
 Fig. 13 Linear Multiple Regression Curves of the Torque on Harvesting for Green Feeding

(二)起動扭力

依多次試驗中，起動扭力可由示波器記錄紙上得知，如圖 9 所示，在起動瞬間平均扭力高達 8.0

63 kgf-m, (20.06 ps) 空車運轉直到穩態時作業機馬力維持在 2.199 kgf-m, (5.47 ps)。此處說明該機田間作業割取前就要輸入 P.T.O. 動力令其維持在穩態使作業機飛輪達到足夠慣性再行割取，並於割取後維持一段短時間，使草料完全投出飛輪殼室再行 P.T.O. 動力之切離，否則易生堵塞，並令下次 P.T.O. 動力接合時不因飛輪殼室內有殘留草料，增加起動負荷，引起 Overload，造成驅動機熄火。

(三)扭力與作業速度

驅動機以何種行走速度作業才有最佳效果，此效果包括沒有田間殘留、作業機不堵塞、田間效率最高、驅動機與作業機間動力搭配最理想，從田間試驗經驗上得知，作業機進料與細斷投擲能力受狼尾草生長特性限制，作業速度依收穫頭處理能力而改變，本試驗研究目的乃在改良收穫頭，並於可以處理完全時探討最適宜之作業速度，其結果如表 7 及圖 14 所示，在六種不同之模擬插植型式的扭力變化上知作業速度以 0.90~1.12 m/s 之情況有較穩定與趨中之扭力，此結果與田間試驗時以 3.0~4.0 km/hr 之作業速度效果最好相符合。

表 7 不同作業速度下青割收穫作業試驗扭力變化

Table 7. Torque Curves on variable operating speed

作業速度 (m/s)	單位重量 扭力 (kgf-m/kg)						平均
0.50	1.678	1.217	1.383	1.485	1.383	1.215	1.308
0.75	1.211	1.321	1.352	1.329	1.370	1.196	1.300
1.00	1.316	1.301	1.311	1.311	1.301	1.132	1.310
1.25	1.311	1.363	1.335	1.338	1.368	1.185	1.317
1.50	1.329	1.391	1.487	1.421	1.320	1.284	1.372

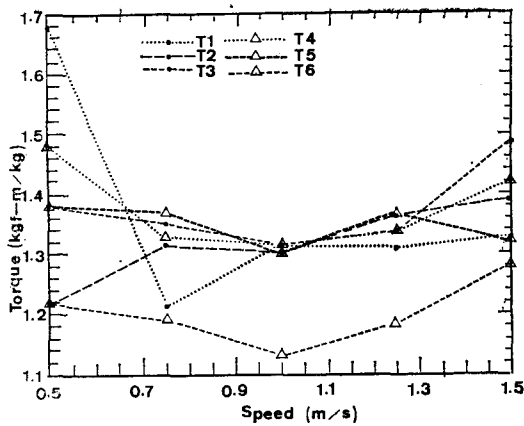


圖 14 不同作業速度下作業試驗扭力曲線
Fig. 14 Torque Curves on variable operating speed

四) 作業速度對草料細斷均度、基部整齊度與基部切口撕裂率之影響

本試驗機理論進料速度為 2.19 m/s，作業速度分別以 0.50、0.75、1.00、1.25、1.50m/s 等割取前進，經 T₁ (03支)、T₂ (12支) 及 T₃ (20)支、T₄ (30支)、T₅ (42)支與 T₆ (48支) 六種模擬插植型式試驗記錄分析，如表 8 與圖 15 所示，草料細斷均度均趨於理論細斷長度 37mm，在基部整齊度方面，依割取基部最高水平與最低水平之高度差的調查結果，均在 ±5 mm 以內。基部切口撕裂率以表 6 知每叢均在 2 支以內。可知欲得較佳的草料細斷均度、基部切口整齊與完全，乃

是以 0.75~1.00m/s 的作業速度為主。此結果並與田間試驗時相符合，更證明本試驗機之作業功能已達設計試製改良之要求。

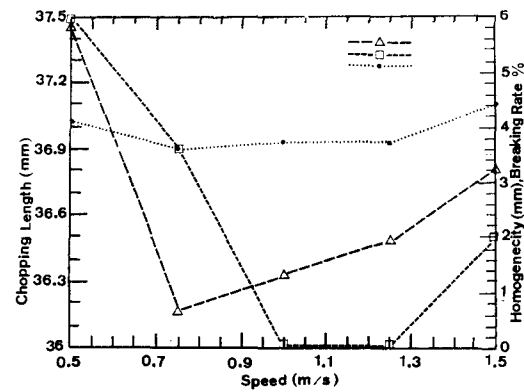


圖 15 作業速度對草料細斷均度、基部整齊度、基部切口撕裂率之影響
Fig. 15 The Chopping length, Homogeneity and Breaking Rate after Cutting basal parts for Napier Grass was affected by variable operating speed

四) 扭力與物性

依表 6 之狼尾草物性調查與青割收穫作業模擬試驗所得數據平均值分析，如表 9 所示結果知狼尾草之莖徑、莖高、重量、含水率，每叢支數、基部分藥周長等變異因數甚大，且對作業扭力的影響互為相關。

表 8 不同作業速度下草料細斷均度、基部整齊度與基部切口撕裂率分析表
Table 8. Analysis of Chopping length, Homogeneity and Breaking Rate after Cutting basal parts for Napier Green

作業速度 (m/s)	草料細斷均度 (mm)	基部整齊度 (mm)	基部切口撕裂率 (%)
0.50	37.5	4.1	5.80
0.75	36.9	3.6	0.65
1.00	36.0	3.7	1.30
1.25	36.0	3.7	1.94
1.50	36.5	4.4	3.23
平均值	36.56	3.91	2.584
變異係數	0.0526	0.5525	2.0349
標準偏差	1.9219	2.1604	0.7875

$$\text{基部切口撕裂率} = (\text{同一速度之撕裂數} / \text{總插植數}) * 100\%$$

表 9 不同模擬插植型式之狼尾草物性調查分析表

Table. 9 Analytic Data of Physical Properties
for Napier Grass on variable modeled
Planting type

模 擬 插 植 型 式	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	平 均 值	標 準 機 差	變 異 係 數
01 模擬插植支數	03	12	20	30	42	48	—	—	—
02 周長 * 叢數 (cm*n)	26.0*1	68.6*1	125.2*2	96.8*2	76.6*2	87.6*2	—	—	—
03 平均株高 (cm)	229.6	213.8	197.6	133.2	122.5	131.6	171.0	48.073	0.2811
04 基部斷面直徑 (mm)	12.7	12.3	12.9	11.1	12.1	11.7	12.12	1.202	0.0992
05 含水率 (%)	81.6	86.6	84.0	86.2	87.9	86.6	85.5	2.867	0.0335
06 重量 (g)	804.8	3,158.4	5,393.6	4,543.0	6,186.6	7,684.4	—	—	—
07 細斷均度 (mm)	39.0	37.8	36.8	35.1	36.1	34.2	36.56	1.922	0.0526
08 基部整齊度 (mm) (高低差)	2.2	3.0	1.4	2.8	7.0	5.8	3.91	2.160	0.5525
09 切口撕裂率 (%)	2.58	0.65	1.94	3.23	1.29	1.94	—	—	—
10 平均扭力 (kgf-m)	1.123	4.214	7.470	6.260	8.388	9.238	—	—	—

(本表平均值、標準機差與變異係數係依表 6 族羣所統計)。

表 10 單位長度扭力與單位長度重量之相關分析表
 Table 10. Correlation Table between Torque and Weight on unit length

模 擬 插 植 型 式 (支)	單位長度重量，單位長度扭力 (kg/m, kgf-m/m)				
T ₁ (03) 1 * 3 * 1	(0.160, 0.2683)	(0.107, 0.1293)	(0.107, 0.1407)	(0.105, 0.1377)	(0.105, 0.1389)
T ₂ (12) 3 * 4 * 1	(0.105, 0.1292)	(0.121, 0.1600)	(0.110, 0.1429)	(0.139, 0.1894)	(0.130, 0.1802)
T ₃ (20) 5 * 4 * 1	(0.127, 0.1802)	(0.135, 0.1825)	(0.129, 0.1690)	(0.128, 0.1848)	(0.149, 0.2238)
T ₄ (30) 5 * 2 * 2	(0.124, 0.1857)	(0.125, 0.1662)	(0.110, 0.1454)	(0.114, 0.1527)	(0.096, 0.1358)
T ₅ (42) 7 * 3 * 2	(0.127, 0.1764)	(0.101, 0.1471)	(0.118, 0.1531)	(0.122, 0.1667)	(0.128, 0.1749)
T ₆ (48) 8 * 3 * 2	(0.118, 0.1432)	(0.126, 0.1510)	(0.117, 0.1321)	(0.123, 0.1452)	(0.125, 0.1605)
平 均	(0.127, 0.1805)	(0.119, 0.1560)	(0.115, 0.1472)	(0.122, 0.1627)	(0.122, 0.1690)
平均值 (\bar{x} , \bar{y})			(0.12103, 0.16309)		
變異係數 ($c_{x,y}$, $c_{y,y}$)			(0.11603, 0.18208)		
標準機差 (s_x , s_y)			(0.01404, 0.02968)		
單位重量扭力 (kgf-m)			1.3475		
單位重量馬力 (ps)			3.3499[註]		

[註] 試驗用馬達平均轉數 1780 RPM。

內作業機總能需求量

1. 經複直線迴歸分析法，知狼尾草物性影響青割收穫機作業扭力非常顯著，為預估該機所需總動力，並給予較寬之動力餘裕率及簡化作業所需扭力之預測公式，以單位長度扭力及單位長度重量，如表10做直線迴歸及顯著性測驗^(5,6)，以處理單位重

量狼尾草所需馬力應屬合理。

其直線迴歸方程式如下：

$$y = b_0 + b_1x \dots\dots\dots(21)$$

y：單位長度扭力

x：單位長度重量

b₁：迴歸係數

其變異數分析 (Analysis of Veriance) 為

變 因	自由 度	平 方 根	均 方	實 測 值
迴 歸	1	$\Sigma(\hat{y} - \bar{y})^2$	$\Sigma(\hat{y} - \bar{y})^2/1$	$\Sigma(\hat{y} - \bar{y})^2/\Sigma(y - \hat{y})^2$
試 驗 誤 差	28	$\Sigma(y - \hat{y})^2$	$\Sigma(y - \hat{y})^2/21$	/28 = F
總 計	29	Σy^2	$\Sigma y^2 / 29$	

若實測值大於 F_{0.05, 28} = 4.20 或 F_{0.01, 1, 28} = 7.64 則表示該推測式非常顯著，可做為預估狼尾草青割收穫機所需作業扭力之依據，以瞭解該機作

業總能的需求量。經統計分析之推測式為：

$$\hat{y} = -0.06901 + 1.91772 * x \dots\dots\dots(22)$$

變異分析表

變 因	自由 度	平 方 根	均 方	實 測 值
迴 歸	1	0.8172193	0.8172193	F = 3602.86**
試 驗 誤 差	28	0.0063511	0.0002268	
總 計	29	0.8235704	0.0283980	

由顯著性測驗知(22)非常顯著，足以用來衡量狼尾草青割收穫機所需總作業能需求量，圖16為青割收穫狼尾草單位長度重量所需扭力之推測曲線。

2. 作業總動力預估公式

經試驗分析結果，知 (22) 式對狼尾草青割收穫機所需作業扭力極具代表性，設 T_u 為每支狼尾草單位長度所需之扭力，W_u 為每支狼尾草單位長度之重量，則(22)式可改寫為：

$$T_u \text{ (kgf-m/m)} = 1.91772 * W_u - 0.06910 \dots\dots\dots(23)$$

一般適割期狼尾草之含水率在80~90%間 (本試驗用狼尾草為 147品系，含水率如表 9，平均85.8%，標準機差 2.867 變異係數 0.0335)，其青割收穫作業所耗用之動力可由下式表示：

$$N_t = N * T_u * AH * W_u / 716 \dots\dots\dots(24)$$

$$= N * (1.91772 * W_u - 0.06910) * AH / 716 \dots\dots\dots(25)$$

式中

N_t：青割收穫狼尾草預估之作業總動力，(ps)

N：作業機輸入軸之轉數，(RPM)

AH：每支平均株高，(m/branch)

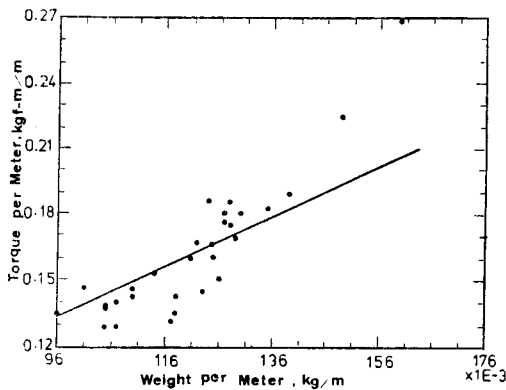


圖 16 青割收穫狼尾草單位長度重量所需扭力之推測曲線

Fig. 16 The inferable curves of Torque per kilogram of the unit kilometer

AN：狼尾草收穫總支數，(branch)

W_a ：單位長度重量，(kg/m)

T_a ：單位長度所耗用之扭力 (kgf-m/m)

依表 9 之試驗數據及圖 16 之推測曲線關係預估，以平均株高 1.71m，斷面直徑 12.12 mm ϕ ，單位長度平均重量 0.12103kg/m，每叢 50 支，輸入軸之轉數 1350RPM，不連續進料時所耗用之總馬力依(25)應為

$$N_s = 1350 * (1.91772 * 0.12103 - 0.06910) * 1.71 * 50 / 716 = 26.267 \text{ ps}$$

五、檢討與建議

- (一)狼尾草青割收穫機目前在商品化中，田間試驗一直以 60ps 之曳引機旁載，經本研究之模擬試驗已可知該機作業總動力需求，在不計行走與拖曳儲料箱的情況下達到 26.3ps，如以 2.0 倍之安全係數計算，該機作業馬力應在 52ps 左右，對不同生育性狀之狼尾草青割收穫應可勝任。
- (二)狼尾草田間變異因素除本文所列之八項外，栽植方法、土壤肥力、狼尾草品系、收穫農時適期之掌握、操作人員技巧與田區形狀等，也為影響該機作業能量及動力需求之重要變數。
- (三)本作業機屬撿拾、割取、進料、細切與投擲裝載一貫作業型式，各分項之動作功能尚需進一步試驗，在減少耗用動力，增加各項動作之性能要求下，以最適、最簡化之機構做改良目標，為該機日後努力之方向。
- (四)為加速商品化脚步，以解決酪農迫切之需求，本機式樣應儘快提出性能測定，核定價格並予示範推廣。
- (五)本機曾以青割玉米模擬插植並與試驗，在功能上比起狼尾草毫不遜色，問題是玉米栽培式樣能否調整？答案若是肯定的，則本機商品化後，可達一機多用途之目標，在耗用動力之需求上，經初步試驗評估，沒有超負載現象。
- (六)田間試驗時，常因機構強度與零組件精密度不足，導致機構運轉不良而故障之頻度太高，廠商品管上尚待加強。
- (七)本機開發完成後，在田間栽培方法上應調整配合；在收穫後續方面，青貯設施之問題，

極待一併解決。

誌 謝

本階段之研究試驗，承蒙農委會經費補助，本科科主任鮑教授其美、臺灣大學馮博士丁樹教授、農委會吳技正維健先生、鄒技正瑞珍小姐全力支持與悉心指導，謹申致謝忱。執行中，摯友黃明進先生提供技術製造、畜試所成博士游貴先生與鄭俊哲先生提供寶貴意見、本校助教黃文祿先生、陳添福先生、助理黃膺任先生與學生王俊雄、鄭評元、張星冠、王文濤等協助試驗操作，本校畜牧科與酪農羅顯明先生提供田間試驗場地與牧草，特此一併致謝。

參 考 文 獻

1. 黃清旺 (1987) 履帶式青割收穫機之研究。中國農業工程學報。Vol. 33. No. 2. p. 69~77。
2. 黃清旺 (1987) 狼尾草青割收穫機之研究。中國農業工程學報。Vol. 33.No. 4. p. 62~81。
3. 黃清旺 (1988) 機械化青割狼尾草之現況與發展。中國畜牧。第 20 卷。第 2 期。中國畜牧雜誌。p. 162~168。
4. 黃清旺 (1988) 狼尾草機械青割收穫有關之物性研究。嘉義農專學報。第 17 期。p. 217~231。
5. 李良 (1982) 試驗統計方法的應用。糧食作物試驗技術講習會。臺灣省政府農林廳農產科。p. 57~67。
6. 葉樹藩 (1977) 試驗設計學，第一部分生物統計學。國立臺灣大學農學院生物統計室。p. 162~185。
7. BERGE, O.I. (1951) Design and Performance Characteristics of the Fly-wheel-Type-Harvester Cutterhead. agr. Eng., Vol: 32 (2). p. 85~91.
8. LILJEDAHN, J.B., G.L. JACKSON, R. P. DEGRAFF, and M. E. SCHROEDER. (1961) Measurement of shearing energy. Agr. Eng., Vol: 42. p. 298~301.
9. BLEVINS, F.Z. and H.J. HANSEN. (1956) Analysis of Forage Harvester Design. Agr. Eng., Vol: 37(1). p. 21~26, 29.
10. CHANCELLOR, W.J. (1960) Relations Between Air and Solid Particles Moving Upward in a Vertical Pipe. Agr. Eng., Vol: 41. p. 168~171 176.

11. Instruction Manual for Stra, in Gage Type Torque Transducers. (1969) KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD. Minato-Ku, Tokyo, Japan.
12. Instruction Manual for DPM-600 Series Type Dynamic Strain Amplifiers. (1985) KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD. Minato-Ku, Tokyo, Japan.
13. RANEY, J.P. and J.B. LIJEDAH. (1957) Impeller Blade Shape Affects Forage Blower. Agr. Eng., Vol: 38. p. 722~725.
14. TOTTENS. D.S., and F.M. WILLIAM. (1966) Energy and Particle Path Analysis: Forage Blower and Vertical Pipe. Trans. ASAE, 9 (5):629~636, 640.
15. KEPER, R.A., and R. BAINER., and E.L. BARGER. (1978) Principle of Farm Machinery. 3th Edition. p. 368~391.
16. MCLEOD, H.E., and K.K. BARNES. (1958) Effect of Paddle Tip-Clearance on Forage Blower Performance. Agr. Eng., Vol: 39. p. 456~457.
17. RICHEY, CB.. (1958) Discussion on "Energy requirement for cutting forage." Agr. Eng., Vol: 39. p. 636~637.
18. CHANCELLOR, W.J., and G.E. LAD- UKE. (1960) Analysis of forage flow in a deflector elbow. Agr. Eng., Vol: 41. p. 234~336, 240.
19. PERRY, C.C., and H.R.LISSER. (1955) The Strain Gage Prime. Mc Graw- Hill Book Company. New York. p. 45~68. 77~183.
20. Instruction Manual for TAARUP 101. (1983) Directions for use. List of Spareparts.
21. Instruction Manual for RAPET Series RMS-11 Type Direct Recording Oscillograph. (1975) KYOWA ELE- C TRONIC INSTRUMENTS CO., LTD. Minato-Ku, Tokyo, Japan.

專營土木、水利、建築等工程

茂成建設股份有限公司

地址：中壢市愛國路62巷11號

電話：(03)4257329

專營土木、水利、建築等工程

任發營造有限公司

地址：台中市西屯區福安十街50號

電話：(04)2927437