

稻殼燃燒熱能利用之研究(二)

Utilization of Rice Husk Conversion to Energy (II)

國立臺灣大學農機系講師

國立臺灣大學農機系教授

蔡慶隆

陳貽倫

Ching-loong Tsai

Yi-luen Chen

Abstract

The control of burning techniques and energy utilization of a cyclone type of husk furnace was designed and tested through this study. Feeding husk into combustion chamber by forced air, strong turbulence results in well mixed with volatile gas to accelerate the diffusion combustion. The experimental results could be summarized as follows:

- 1) The burning capacity of this furnace is 80 Kg husk per hour.
- 2) By using 1.5 times of excess air in 0.754 M³ combustion chamber, the exhaust gas has 13.7% of carbon dioxide after combustion.
- 3) The complete combustion of volatile matter under 1000°C of second combustion chamber, the exhaust gas was quite clean for direct use such as paddy drring to reduce fossil fuel consumption in Taiwan.

一、前言

稻殼熱能利用的課題可分為兩部份，一個是稻殼燃燒爐機械的開發，另一個是熱能利用系統的規劃。前者機械的開發完成後，必需與後者相互配合，才能順利地達成將農產品廢棄物轉換為能源使用之多元化能源政策目標。

本省稻殼處理的問題，部份地區與處理垃圾相同，已達難以找到空地棄置或焚燒的地步。因此，期望以燃燒稻殼配合熱能利用來解決該項問題。根據民國七十年「臺灣地區水稻農機消耗能源之調查研究報告⁽¹⁾」指出，用於農產品乾燥之能源需柴油 29.4×10^6 公升，占水稻農機消耗能源的43.2%，是各項相關農機作業中消耗能源最多之一項。臺灣每年約有60萬公噸稻殼可供轉換成熱能利用。稻殼的發熱值為 3300 kcal/kg，大約為柴油的 $\frac{1}{3}$ ，依此計算每年可由稻殼得到的總發熱值約有 190×10^6 公升柴油，為前述乾燥用油的6.5倍。換言之，若以稻

殼供給乾燥所需的熱量，則只要稻殼總生產量的15%即能滿足需要，若加上考慮燃燒爐效率以50%計，最多也只需30%。所以，將稻殼當做代替能源利用是極具潛力價值，值得開發。

本研究以開發低公害稻殼燃燒爐機械為主要目的，並可將轉換之熱能利用於燒熱水及乾燥農產品等用途。本報告之燃燒爐機械，沿用前報之旋風式進料燃燒方式，燃燒爐之構成則針對改善爐體材料之耐久性及斷熱等問題重新加以設計、試製完成。在燃燒性能試驗時，以吸引抽風的方式，來促進燃燒和稀釋熱風溫度。在本次試驗中對稻殼燃燒爐有更進一步的瞭解，並在應用設計及製造上，得有數項之見解。

二、固體燃料之燃燒理論及計算

稻殼直接燃燒時，熱分解過程中依序有因水分蒸發之吸熱、產生揮發氣體之吸熱、揮發氣體燃燒之放熱及固形碳分燃燒之放熱等四個過程。這些吸

放熱過程在燃燒爐內由於受連續進料燃燒的影響，所以實際的燃燒情形有可能在同一時間進行，造成燃燒機構複雜而難以掌握。現階段既有的研究中亦僅止於針對上述各過程中單一成分的燃燒來加以探討。燃燒的基礎現象是一種化學反應，但也受各種物理現象所影響。例如流體的運動、熱傳導、熱傳達、熱放射及熱擴散等。這些物理現象在燃燒過程中難以逐一做解析，通常可依不同燃燒方式，找出支配該項燃燒的主要現象來加以探討。一般的物質在氣體、液體和固體的三屬相中氣體的熱傳導率最小，最容易燃燒，相反地固體的熱傳導率較大，較不容易引起燃燒⁽²⁾。因此，使更多的空氣包圍被燃燒的稻殼時，稻殼的熱傳導率減少，即能促進燃燒的進行。固體燃料的燃燒首先必需將固體燃料予以熱分解，讓可燃性揮發氣體揮發出來，這種過程稱之為分解燃燒。揮發氣體再與空氣混合進行擴散燃燒，此種燃燒在穩定的狀況下會形成火災，亦是氣體燃燒的特徵⁽³⁾。擴散燃燒無需高溫，即很容易燃燒且快速漫延他處。固體燃料在初期的熱分解需要較高的溫度，如果加熱不充分，則產生的氣體無法點燃，其變化反應亦僅止於熱分解，排出之氣體容易造成公害。燃燒是產生光與熱的氧化現象，其化學反應，可依一般的化學反應變化原理來計算。燃燒的計算可由燃料的可燃性元素組成在燃燒反應中在量的關係上，求得燃燒所需空氣量與燃燒氣體量等。其計算方式及相關式分別如下：

1. 燃燒所需理論空氣量 A_0 ：

固體燃料燃燒所需之空氣量，可依元素組成正確的計算出。 c, h, o, s, n 為單位燃料中含有 C, H, O, S, N 量的百分比，燃燒 1 kg 燃料的理論空氣量 A_0 ⁽⁴⁾為：

$$A_0 = 8.89 \cdot c + 26.7 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 3.33 \cdot s \quad (1)$$

(Nm³/kg)

式(1)顯示 A_0 完全由物質之組成來決定。

Beagle 氏等分析稻殼元素組成所得之值如表一。

通常固體燃料進行完全燃燒時，實際所需之空氣量要比理論空氣量來的多。該二個值的比稱之為過剩空氣比 m 。實際所需的空氣量 A 可以下式求得。

$$A = A_0 \cdot m \quad (2)$$

2. 過剩空氣比 m ：

實際燃燒時可進行空氣量的直接測定，但多數因溫度高而不易進行。故一般皆從燃料元素組成分

表一 稻殼元素組成分析值⁽⁵⁾

(wt%)

組成	Beagle 1968年	Schlesinger	中山科學院
C	39.71	38.5	39.5
H	5.01	5.7	5.5
O	29.90	39.8	—
N	0.46	0.5	0.8
S	0.07	0	0
Ash	19.13	15.5	—
Moisture	5.72	7.6	—

析值與燃燒氣體分析結果來計算過剩空氣比 m 。此值可由炭及氧的平衡或氮的平衡計算而得，氮的平衡計算如(3)式⁽⁴⁾。

$$m = \frac{21(N_2)}{21(N_2) - 79\{(O_2) - 0.5(CO)\}} \quad (3)$$

若完全燃燒時燃燒氣體中之 CO 應為 0。

3. 燃燒氣體量 G ：

燃料經燃燒後形成之高溫氣體稱為燃燒氣體。燃燒氣體量可由燃料的元素組成及燃燒之過剩空氣比依下式可計算而得。

$$G = (m - 0.21) A_0 + 1.867 \cdot c + 11.2 \cdot h + 0.7 \cdot s + 1.244 \cdot w + 0.8 \cdot n \quad (4)$$

4. 燃燒室熱負荷：

燃燒室的設計通常以熱負荷和燃燒量來決定容積的大小。燃燒進行時，若希望單位時間及容積內得有高熱量時，必需空氣與燃料充分混合，使燃燒溫度提升才有可能。燃燒室熱負荷與燃料或燃燒氣體滯留室內時間的長短相關，可由下式計算相互間的數值⁽³⁾。

$$\frac{Q}{V} = \frac{H_1 \times 3600}{G \frac{t_g + 273}{273} \tau} \quad (5)$$

Q/V ：燃燒室熱負荷 kcal/m³·h

H_1 ：燃料低發熱量 kcal/kg

G ：燃燒氣體量 Nm³/kg

t_g ：燃燒室平均溫度 °C

τ ：燃燒室內滯留時間 sec

5. 發熱值：

單位燃料經完全燃燒所產生之熱量稱為該燃料之發熱值以 kcal/kg 表示。以熱量計測得之發熱值為高發熱值 H_1 。而實際在燃燒爐內進行燃燒時

，水蒸氣之凝縮熱無法利用，故應減除掉，所得為低發熱值 H_1 。發熱值之計算由燃料的元素分析得到之單位 c, h, o, s 及 w 含量按下式計算可得⁽⁴⁾。

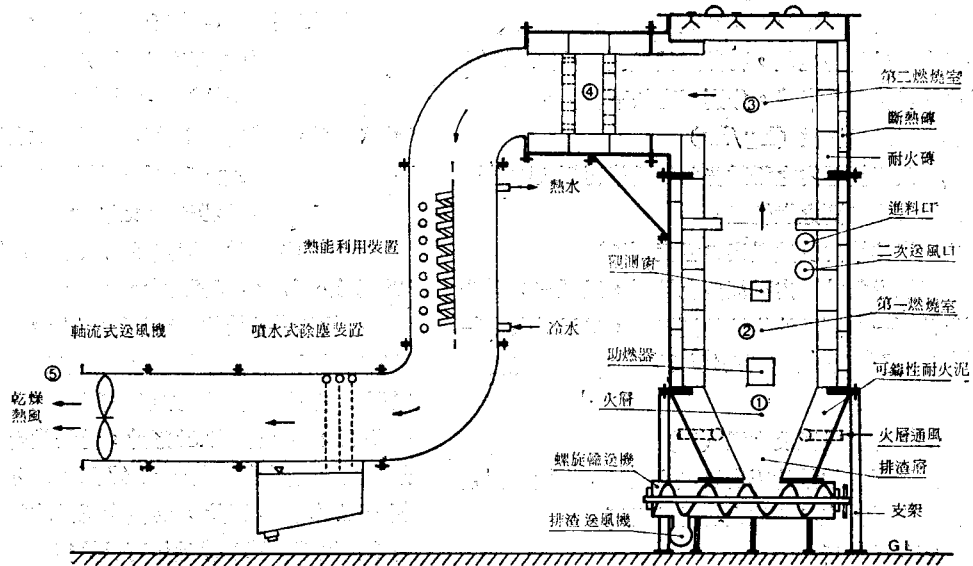
$$H_n = 8080 \cdot c + 34200 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 2500 \cdot s \quad \text{kcal/kg} \quad (6)$$

$$H_1 = 8080 \cdot c + 28800 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 2500 \cdot s - 600 \cdot \left(9 \cdot \frac{o}{8} + w \right) \quad \text{kcal/kg} \quad (7)$$

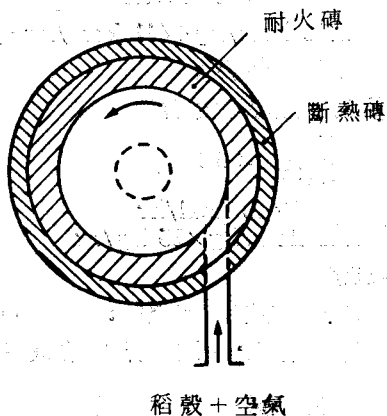
三、燃燒爐試驗機構造及試驗方法

1. 燃燒爐試驗機構造：

旋風式燃燒爐的特徵是將燃料與空氣混合送入燃燒室內，加大氧化層面來促進完全燃燒。前報⁽⁶⁾中對這種燃燒方式得知，對稻殼的燃燒極為有利，並可得乾淨之熱能。燃燒爐構造及熱能利用裝置如圖一所示。爐之整體構造由進料裝置、燃燒爐爐體、排渣裝置、熱水裝置、除塵裝置及熱風利用等六個部分所構成。圖二為燃燒室之構造。稻殼進料以迴轉子定量供料 (Rotary Feeder)，再由送風機強制送入燃燒爐。迴轉子轉速使用無段變速機可



圖一 旋風式稻殼燃燒爐及熱能利用裝置



圖二 燃燒室構造

任意調節所需進料量。

燃燒爐體為外徑 $\phi 1,000$ mm 的圓筒體，內部以 SK34 耐火磚縱立砌成厚 114mm，中間層以高鋁質耐火斷熱磚砌成厚 64mm，最外層則以 5mm 的構造用鋼加工成圓筒形。耐火磚重量由留有膨脹間隙之焊接內圈鋼板承受。主爐體下部銜接一倒錐形爐體，為稻殼炭分進行表面燃燒的部分，內面以可鑄性耐火泥澆灌而成。主爐體上部則銜接二次燃燒室爐體，其內部構成與主爐體相同。主爐體部分留有二孔，便於點火、觀測和在燃燒進行過程中吸入二次空氣促進燃燒使用。

熱水裝置部分，內部繞有管徑 $\phi 1$ 吋管線，常溫水由底部供給而上，與燃燒熱能間接交換而得高溫

熱水由出口處排出。除塵部分則於與熱風流動垂直方向設置洒水管使水流成一水濺方式將熱風中之塵埃帶下留於淤積室內，而讓乾淨之熱氣通過。

乾淨之熱氣以多翼式抽風機抽出並與室外空氣混合，供給稻谷乾燥及其他熱源使用。燃燒進行時該抽風機以吸引之負壓迫使室外空氣經由主爐體之點火觀測孔流入爐內以促進燃燒。燃燒過之燃渣則由螺旋輸送機排出爐外。

本燃燒裝置之熱能回收，主要是以取得稻穀中揮發氣體燃燒之熱能及部分碳分燃燒之熱能為原則。

2. 試驗方法：

燃燒開始前，事先於火層位置舖以 20 cm 之碳化稻殼，再於其上均勻地覆上與柴油混合過之生稻殼厚約 5cm，點火時以紙張引燃於稻殼層上。初期燃燒爐內為正壓燃燒，待火層溫度昇溫至 800°C，當燃燒較為穩定後，再開動抽風機使爐內成負壓燃燒。燃燒達穩定時，分別測定如下各項。

(1) 稻殼燃燒量 (kg/hr)

送入燃燒爐內之稻殼先行稱重後再倒入貯料槽。計算單位時間之燃燒量。

(2) 燃燒爐內及熱風出口溫度 (°C)

燃燒進行時爐內溫度變化情形，以 C-C 型熱電偶依圖一各測點的位置分別測定，並以 YAM-ATAKE-HONEYWEII 1200°C 多點記錄器記錄。

(3) 爐外壁溫度及水溫 (°C)

為瞭解熱放散的程度及熱水溫度，以接觸型電子式溫度計測定各部位之爐外壁溫度。

(4) 氣體分析

廢氣組成是在燃燒爐達穩定狀態時進行測定。可燃性氣體、CO₂ 及 CO 以北川式 FOA-7 型可燃氣體及氧氣測定器，CO₂ 以 Bachrach 公司之 Fyrite 二氧化碳分析器分別測定之。含塵量則以柴田科學器械公司之 HVC-500 高流量吸樣器測定。

四、結 果

本燃燒爐共進行八次燃燒試驗，連續燃燒時間最長為 6 小時。燃燒條件、諸元及昇溫情形如表二、表三及圖三、圖四所示。穩定燃燒時，經測定及計算得有下列結果：

(1) 發熱量及熱效率

發熱量依下式計算得之。 ρ 為出口熱風密度

$$H_w = \rho C_p (T_w - T_o) \times Q \quad (6)$$

(kg/m³)。C_p 為出口熱風比熱 (kcal/kg °C)。T_w 為出口熱風溫度 (°C)。T_o 為外界溫度 (°C)。Q 為熱風風量 (m³/hr)。熱水部分取得之熱量亦由此式計算得之。燃燒量為 35 kg/hr 的計算例如下：

表二 燃燒爐諸元

爐床面積	0.362m ²
爐 高	2.615m
爐 容 積	0.754m ³
燃 燒 量	35~80 kg/hr
爐容積燃燒量	46~106 kg/m ³ ·hr

$$[\text{熱風發熱量}] H_{w1} = 1.060 \text{ kg/m}^3 \times 0.241 \text{ kcal/kg} \cdot \text{°C} (48-30) \text{°C} \times 7200 \text{ m}^3/\text{hr} = 33108 \text{ kcal/hr}$$

$$[\text{熱水發熱量}] H_{w2} = 997.8 \text{ kg/m}^3 \times 1.001 \text{ kcal/kg} \cdot \text{°C} (74-28) \text{°C} \times 0.281 \text{ m}^3/\text{hr} = 12910 \text{ kcal/hr}$$

$$\text{合計熱風、熱水發熱量為 } 33108 \text{ kcal/hr} + 12910 \text{ kcal/hr} = 46018 \text{ kcal/hr}$$

稻穀的發熱值約 3500 kcal/kg。本燃燒爐的熱回收設計，考慮全量之揮發分及 30% 碳分燃燒為原則。按清水式的稻殼組成揮發分 62.18 %、碳分 20.44 %、灰分 17.38 % 計，當稻殼含水率為 12.4 % 時其比例應為揮發分 54.47 %、碳分 17.91 %、灰分 15.22 %。因此，希望由稻殼取得之發熱量由揮發分及碳分單位發熱值可計算得之。

$$H_v = 3671 \text{ kcal/kg} \times 0.5447 + 7642 \text{ kcal/kg} \times 0.1791 \times 0.3 = 2000 \text{ kcal/kg} + 411 \text{ kcal/kg} = 2411 \text{ kcal/kg}$$

熱效率的計算依下式可得。

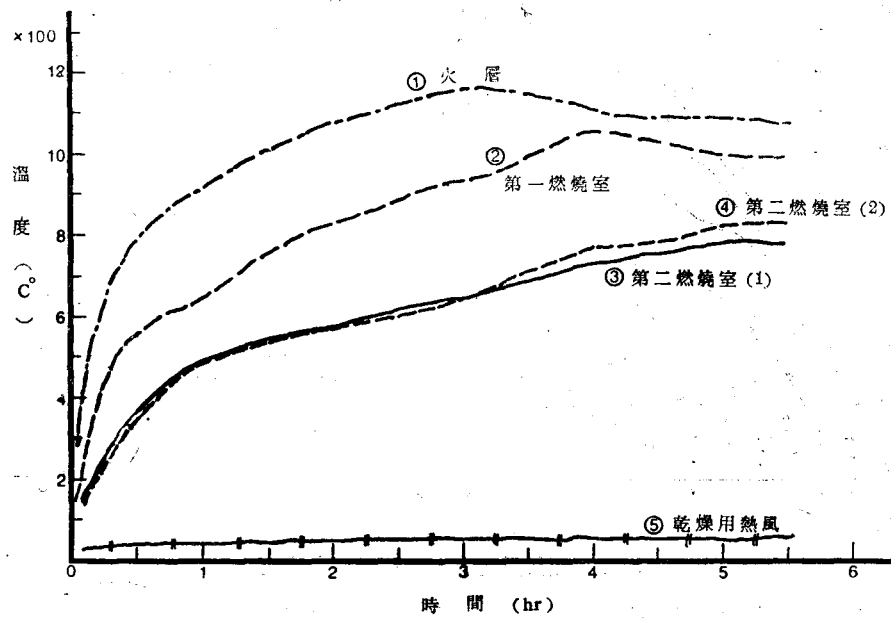
$$\eta = \frac{H_w}{H_v \times s} \times 100 = \frac{46018 \text{ kcal/hr}}{2411 \text{ kcal/kg} \times 35 \text{ kg/hr}} = 55\%$$

(2) 燃燒氣體組成與含塵濃度：

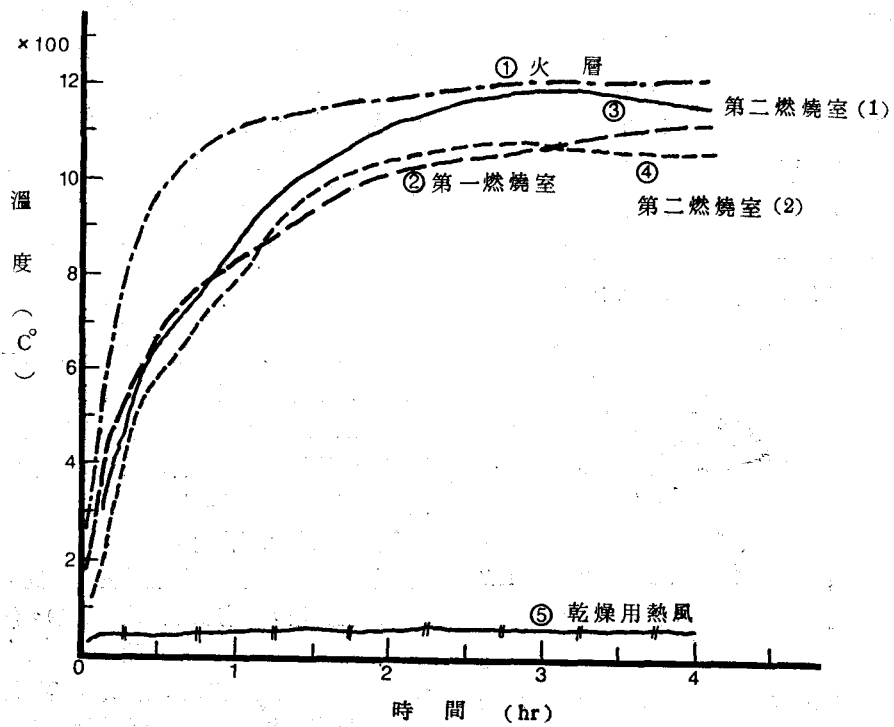
燃燒排出氣體及含塵量分析結果如表四。

五、討 論

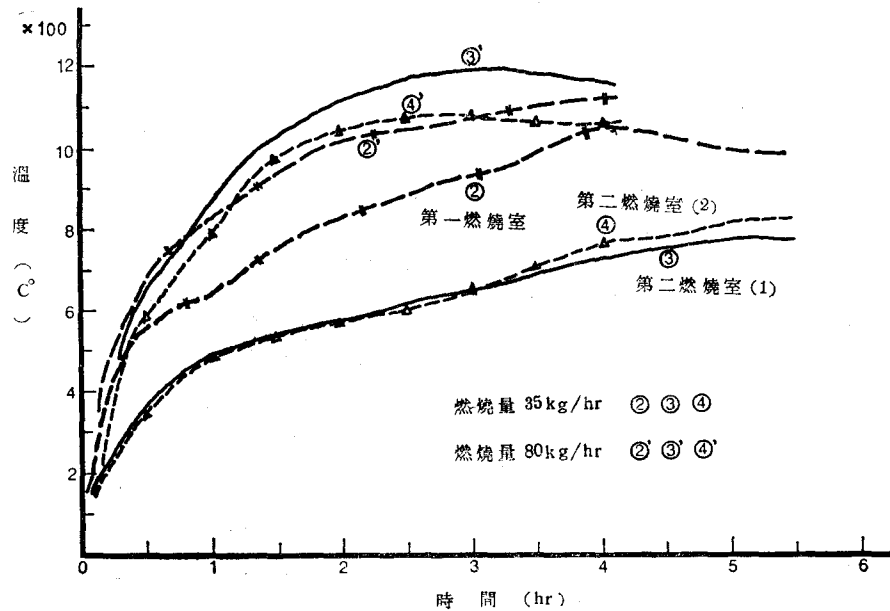
本燃燒爐之特徵是將稻殼以送風機強制加壓沿



圖三(a) 燃燒爐體各位置溫昇情形 (燃燒量35 kg/hr)



圖三(b) 燃燒爐體各位置溫昇情形 (燃燒量80 kg/hr)



圖四 相異燃燒量之爐體溫度之比較

表三 爐體各位置之溫度及熱回收

	35 kg/hr	80 kg/hr
燃燒量	35 kg/hr	80 kg/hr
燃燒時間	5.62 hr	4.0 hr
爐心溫度	880°C	1000°C
火層溫度	1070°C	1180°C
外壁溫度	54°C	52°C
熱水溫度	74°C	81°C
熱水量	0.281 m ³ /hr	0.281 m ³ /hr
熱風溫度	48°C	59°C
熱風量	120 m ³ /min	120 m ³ /min
利用熱量	46018 kcal/hr	62556 kcal/hr
熱效率	55%	33%
外界溫度	30°C	32°C

表四 燃燒氣體分析結果

燃燒量 kg/hr	35	51	75	80
排出氣體溫度°C	110	—	—	190
CO ₂ %	8.1	8.0	9.6	13.7
O ₂ %	12.9	17.0	14.7	—
O %	0	0	0	0
熱風出口含塵量g/m ³	0.032	—	—	0.043

着燃燒爐內壁切線，下旋送入燃燒爐內進行燃燒。

燃燒初期之爐內溫度分布隨時間變化呈不穩定燃燒，燃燒時間經過2~3小時後爐體內逐漸達平衡而趨向穩定燃燒。燃燒所形成的火炎受強制送入爐內的空氣，循渦旋的流動在爐內燃燒並產生高溫之氣體。高溫氣體的比重低於外界氣體形成浮力向上流動，並將熱能傳達及蓄積於各爐壁內。圖三為二個不同燃燒量下，測得爐內各位置之異溫情形，二者的溫昇皆以火層為最高。火層為已揮發過或部分揮發過碳化稻殼滯留部位，經通以空氣進行表面燃燒及少許的擴散燃燒，由於碳的發熱值較高所以燃燒溫度也較其他為高。影響燃燒之主要相關因子討論如下：

1. 燃燒空氣量與過剩空氣比：

依 Beagle 氏之稻殼元素組成表一之數值，帶入(1)式即可計算出單位稻殼燃燒之理論空氣量 $A_0 = 3.87 \text{ Nm}^3/\text{kg}$ 。過剩空氣比 m 以燃燒量 35 kg/hr 的排氣氣體分析結果表四之數值，代入(3)式計算可得 $m = 2.6$ 。由此推算燃燒空氣量為 $A = mA_0 = 10.06 \text{ Nm}^3/\text{kg}$ 。過剩空氣比的大小直接影響燃燒溫度與燃燒空氣滯留爐內之時間，控制適當可使燃燒完全，並有效保護爐體壽命。依野口氏之某工業用燃煤爐之過剩空氣比、煙道氣體之 CO₂ 含量與燃燒溫度之相關資料顯示，當燃燒氣體中含 CO₂ 的比率愈多則 m 值就愈小，燃燒溫度即能相對提高。圖三顯示燃燒量在 35 kg/hr 及 80 kg/hr

時之溫昇情形。又依氣體分析值計算得空氣比m值分別為 2.6 與 1.5。燃燒量 80 kg/hr 之氣體組成中CO₂ 的量為13.7%比燃燒量 35 kg/hr 的8.1%來的多，顯示送入爐內之空氣量較近於氧化所需之空氣量，因而減少送入爐內之低溫空氣，促使爐溫能迅速地升高。爐內溫度在短時間內能保持在可使完全燃燒的溫度帶上是一項最佳的設計，過高或過低則將造成不經濟和不良的結果。以本燃燒爐容積而言，處理量為 80 kg/hr 時第一、二燃燒室的溫昇較快，燃燒效果也比 35 kg/hr 好。因此，本稻殼燃燒爐處理能力應在 燃燒量為 80~100 kg/hr 之間。

2. 燃燒室負荷和燃燒時間：

燃燒室負荷依前述(5)式得知，它與燃料發熱值成正比，而與燃燒室平均溫度、燃燒室內滯留時間及燃燒氣體量成反比之相關。稻殼低發熱值按(7)式可得 3341 kcal/kg。當燃燒爐容積為 0.754m³，燃燒量為 35 kg/hr 時，試驗得燃燒室平均溫度為 880°C。若稻殼燃燒所得之熱能為全部揮發分及 30%碳分，則其熱能應為 2411 kcal/kg，將這些數值代入(5)式計算，得知燃燒室內滯留時間為 2.6 秒。又燃燒量為 80 kg/hr 時為1.8秒。而實際進入爐內之加壓空氣，受沿爐壁下旋速度之作用故滯留時間應比計算值之時間為長，更利於完全燃燒。圖四中比較兩相異燃燒量之燃燒室溫度，明顯地看出燃燒量 80 kg/hr 之燃燒室負荷較大，而其中又以第二燃燒室之差異最顯著。這是由於燃燒量 80 kg/hr 之加壓空氣流速大，與稻殼燃燒揮發氣體混合燃燒時火焰之擴散燃燒速率快，進而延伸至第二燃燒室，造成燃燒室熱負荷增大。又第二燃燒室溫度若穩定維持於1000°C時則對揮發氣體之完全燃燒極為有利。相反地，燃燒量35 kg/hr 的燃燒室因火焰充滿度較低，加壓進入燃燒室之空氣流速低，過剩空氣多，且又受抽風機吸引影響，整體的爐內滯留時間短，所以第二燃燒室溫度需要較長時間方能趨於穩定。

3. 爐壁材料與厚度：

本試驗機設計為改善前報試驗中爐材之耐火問題，燃燒爐之構造內層使用 SK 34 耐火磚，中間層以高鋁質斷熱磚斷熱，外殼則以 5mm 鋼板加工成圓筒形。SK 34 耐火磚的耐火度為1750°C。本試驗在燃燒量為 80kg/hr 時，爐內溫度約 1200°C，若熱負荷再增加，最多也只在1300~1400°C之

間耐火度應無問題。高溫下耐火材料受進料風壓之直接影響，容易造成龜裂和侵蝕。SK34 耐火磚密度與熱應力均較前報使用之高鋁質耐火斷熱磚為高，故能防止該項缺失。爐壁各層溫度狀況及厚度之決定，可依合成圓筒的熱傳方式計算可得。本爐在穩定燃燒後實測之爐體表面溫度約70°C，此時耐火磚和斷熱磚厚度分別為110 mm 與64 mm。通常爐體溫度為70°C時，熱能的輻射在作業環境中尚不致造成危險。實質上若欲再減低爐體溫度則可適當加大斷熱材厚度或改變爐外殼材料，即能達到所需之要求。

4. 排氣含塵狀況與熱水利用：

本次試驗因受水源限制，熱水利用及除塵水之水量未能充分供給，故熱水量僅有 0.28 m³/hr，除塵水濺之效果亦相對受影響。實際使用時，若水源充足可配合需要水溫與水量來設計熱水交換器。本試驗測得之含塵量在乾燥用熱風出口處為 0.032 g/Nm³ 及 0.043 g/Nm³，公害標準為0.2 g/Nm³ 以下，熱風可直接供給稻谷乾燥使用。

六、結 論

旋風式稻殼燃燒技術及熱能利用，經設計和試驗結果確認應可達實用階段。利用強制加壓將稻殼送入燃燒室，使產生強勁之亂流風速與揮發氣體充分混合，以促進揮發氣體之擴散燃燒速度。試驗結果得有如下各點：

(1) 稻殼燃燒爐之燃燒量為每小時 80 kg。

(2) 以過剩空氣比為1.5之風量於 0.754 m³ 燃燒爐容積內進行燃燒時，出口熱氣組成中之 CO₂ 可得為13.7%。

(3) 稻殼揮發氣體於1000°C的第二燃燒室內可被完全燃燒，乾淨之熱能可直接供給稻谷乾燥使用，以代替部分石化能源。

七、誌 謝

本研究，承畢業生施由忠同學及農機系三年級學生林國基、歐陽鋒、蔡岳龍和鄭琦等協助試驗，謹誌謝。

八、參 考 文 獻

- (1) 張漢聖等：臺灣地區水稻農機消耗能源之研究，行政院研究發展考核委員會編印 (1982)。
- (2) 千谷利三：燃燒と爆發，槓書店 (1962)。
- (3) 小泉陸男：燃燒方法および裝置，技報堂 (1967)。
- (4) 中央熱管理協議會編：熱管理技術講義，丸善株式會社 (1971)。
- (5) Beagle, E. C.: Rice husk Conversion to Energy, FAO (1978)。
- (6) 蔡慶隆：稻殼燃燒熱能利用之研究(-)，臺大農機系研究報告第二號 (1983)。