



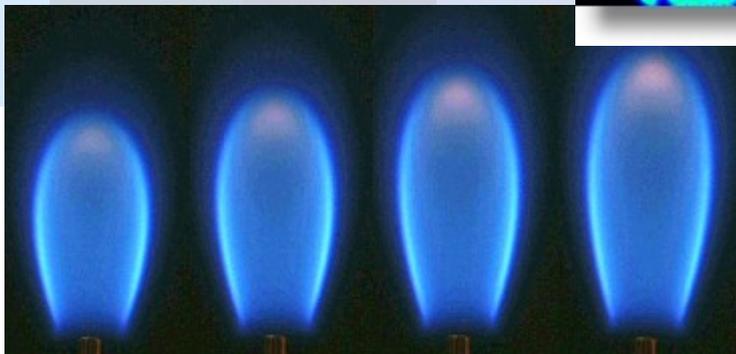
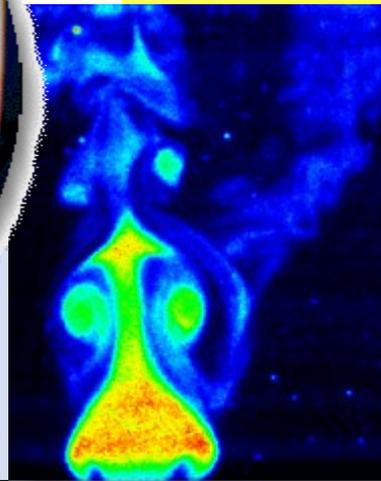
中華民國燃燒學會
The Combustion Institute of R.O.C

燃燒

季刊

Combustion Quarterly

96



中華民國一百零六年二月

Vol. 26, No. 1

燃燒季刊

Combustion Quarterly

第二十六卷 第一期 中華民國一百零六年二月出版

Vol.26, No.1

Feb. 2017

目錄

CONTENTS

編輯札記	3
蔡建雄、侯順雄	
機械增壓器性能分析	4
何威達、蔡建雄	
高溫管路熱散失之分析研究	32
林欣儀、許聖彥、蔡建雄、陳建成、唐紹文	
進排氣門流量係數對引擎容積效率的影響	44
張偉俊、蔡建雄	
高溫熱交換模組有限元素模擬分析	69
許威傑、蔡建雄、許聖彥、陳建成	
利用不同焙燒程度棕櫚空果串進行水氣氯化反應之研究	87
陳翔和、李約亨、陳冠邦、謝子賢	
生質熱裂解製程穩定性測試	95
謝子賢、莊浩宇、張揚狀、康文成、黃泰瑋、王昭文、陳維新	
徵稿說明	105

編輯札記

能源需求和全球暖化是我國永續發展的兩大議題，「燃燒季刊(Combustion Quarterly)」是我國燃燒/能源領域的代表性刊物，本期特別從燃燒/能源領域之實務應用，共刊登六篇與這兩大議題相關之專業論文，分別來自成功大學、中山大學、屏東科技大學、台灣中油股份有限公司與金屬工業發展中心之研究成果。

成功大學與中油團隊主要發展生質能的應用技術，本期中共發表了利用不同焙燒程度棕櫚空果串進行水氣氣化反應之研究與生質熱裂解製程穩定性測試二篇文章。內容包含：自製固定床氣化爐進行以棕櫚空果串為原料的水氣氣化實驗。實驗中利用田口法對產氣中氫氣/一氧化碳的濃度比以四個變因進行最大化，包括焙燒溫度、氣化溫度、氫氣流率和水氣流率。實驗結果表示，較低的氣化溫度可以顯著提升合成氣中的氫氣/一氧化碳。並以裂解-除焦製程相互操作以提高製程穩定性，可穩定累計進料30kg。裂解油經GC-MS分析後顯示含有大量酚化物，未來有機會萃取出特定產品做應用。中山大學、屏科大與金屬工業中心則發展分離式蓄熱燃燒器的設計方法，分離式蓄熱燃燒系統可提高廠內空間受限之廠域應用蓄熱體回收廢熱的機會，解決高溫廢氣與燃料浪費等問題。因此針對分離式蓄熱系統的熱管件的熱逸散進行分析。並發展以多孔介質(porous medium)模式來代替詳實的蓄熱體磚塊，一來在建模時較為簡易，同時也可以大幅降低計算時間，而所需的多孔介質係數(對流係數與摩擦係數)與驗證準確度與可行性，則是藉由CFD數值實驗得到。此外，屏科大團隊也在本期中發表引擎流量係數的模擬技術，模擬結果與實驗的誤差只在10%以內。並使用數值方法探討引擎魯式機械增壓器在轉速6000rpm的狀態下改變不同的設計參數；轉子與轉子間隙、軸端間隙、進出口管徑、轉子線型、轉子葉片數、出口背壓對於質量流率之影響和增壓器的極限壓力分析。

本期內容相當精闢且多元化，閱讀過程絕對是一場豐富的知識饗宴，也請讀者繼續支持本期刊並踴躍投稿，共同推動燃燒與能源科技之知識分享及研究交流。

副總編輯 蔡建雄
總編輯 侯順雄

機械增壓器性能分析

Performance Analysis of the Supercharger

何威達¹、蔡建雄²

He Weita, Cai Jianxiong

¹屏東科技大學車輛工程系

Department of Vehical Engineering, Pingtung University of Science and Engineering

²屏東科技大學車輛工程系

Department of Vehical Engineering, Pingtung University of Science and Engineering

摘要

本研究是要探討魯氏機械增壓器在特定工作的狀態下不同參數變化下對增壓器性能的影響，因此本研究訂出了以下參數，不同間隙大小之影響、不同進出口寬度之影響、不同出口背壓之影響和不同轉子形狀之影響。

因此本研究先利用 SolidWorks 軟體繪製增壓器的轉子外型，再到 Gambit 軟體裡繪製增壓器的流場、網格的布置和邊界條件的設定，然後再到 Ansys-Fluent 軟體裡進行參數的設定與流場的分析。在分析完後，將不同參數在分析時紀錄的質量流率，並進行不同參數的比較。

關鍵字：壓縮機、機械增壓器、魯氏

Abstract

This study explored supercharger (roots type) performance characteristics of parameter change at specific working state. Therefore, this study listed four parameters that are respectively, rotor gap, width of tube, back pressure of out tube, dimension of rotor.

Therefore, build the rotor by SolidWorks, and build the flow field, mesh and boundary conditions of charger. And then, analyze characteristic of the flow field. Final, recorded the solution of analysis.

Keywords: compressor, supercharge, roots type

¹屏東科技大學車輛工程系，碩士生，Email: za940251@gmail.com

²屏東科技大學車輛工程系，教授

一、前言

近年來因為油價高漲的問題，許多車廠在節能省油這一部分下費苦心，為了達到目的部分車廠會採用米勒(miller)循環或阿金森(Atkinson)循環來提升引擎的熱效率解決油耗問題。

米勒循環引擎，是以延長進氣門的晚關時間，減少引擎在壓縮行程時的損失，進而增加油耗表現。米勒引擎雖然熱效率高，但是米勒循環引擎在低速時的容積效率不佳，因此必須搭配機械增壓器提升進氣壓力來增加引擎的容積效率，機械增壓器的形式有很多種，最常被使用在車輛引擎上的就是魯式增壓器，即為兩個相對轉動且保持啮合的轉子來壓送空氣，其轉子葉片數常見為兩葉和三葉這兩種最為常見。而轉子線型又可分為漸開線型、擺線型和圓弧形三種型式。

機械增壓器體積龐大又會消耗部分引擎動力來提升進器壓力，在許多車廠極力改善能夠輕量化及小體積化機械增壓器而仍保有足夠的質量流率，在本研究中希望取得最佳的設計參數能夠得到最大質量流率的機械增壓器。

二、研究方法與實際理論

2.1 漸開線轉子繪製

以三瓣、外徑為 70mm 為例敘述漸開線轉子的方程式及如何計算與繪製理論之線型。在轉子線型方程式及計算參數之公式為引用參考文獻[1]黃淳康 鄭益志, 魯式鼓風機葉形設計與分析基礎(2)漸開線轉子, 中華冷凍空調月刊, (2008.10) 證明之結果。

2.1.1 漸開線轉子線型方程式

線段 AB-葉峰圓弧:

$$\left(x - \cos \frac{\pi}{Z}\right)^2 + \left(y - \sin \frac{\pi}{Z}\right)^2 = r^2 \quad (1)$$

線段 BC-漸開線

$$x = R_m(\cos \theta + \theta \sin \theta) \quad (2)$$

$$y = R_m(\sin \theta - \theta \cos \theta) \quad (3)$$

線段 CD-葉谷圓弧:

$$(x - a)^2 + y^2 = r^2 \quad (4)$$

各參數的標示如圖 1 所示。

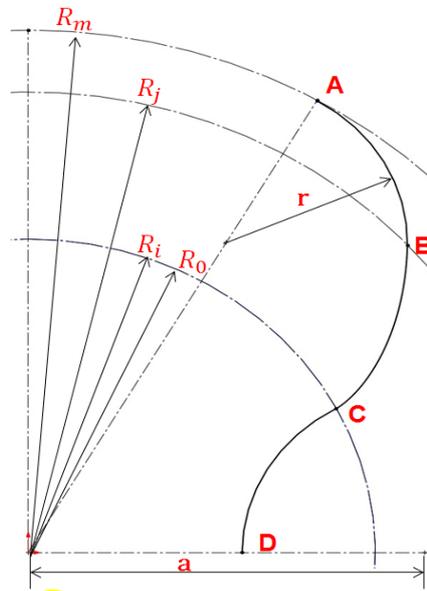


圖 1.漸開線轉子線型

2.1.2 漸開線轉子理論線型各項參數計算

1. 決定轉子外徑 R_m 和瓣數 Z

假設轉子半徑為 35mm 瓣數為 3 瓣, $Z=3$

2. 中心距 $2a$ 適合之範圍

中心距之範圍被限制在下列不等式中，為轉子外徑除以中心距之值，若超出
不等式範圍則會造成轉子線型無法嚙合。

$$1 < \frac{R_m}{a} \leq \frac{\pi \cos\left(\tan^{-1}\frac{\pi}{2Z}\right)}{2Z} \quad (5)$$

$Z=3$ 時 $\frac{R_m}{a}$ 最大值為 1.463

取最小之整數值的中心距

令 $a = 24\text{mm}$ ，轉子中心距 $2a = 48\text{mm}$

$$\frac{R_m}{a} = 1.458 \text{ 滿足不等式}$$

3. 葉峰及葉谷圓半徑 r

為線段 AB 和線段 CD 圓的半徑。

$$r = R_m - a \quad (6)$$

$$r = 35 - 24 = 11\text{mm}$$

4. 基圓半徑 R_o

為線段 BC 漸開線生成之基圓。

$$R_o = \frac{2Z(R_m - a)}{\pi} \quad (7)$$

$$R_o = \frac{2 \cdot 3(35 - 24)}{\pi} = 21.008\text{mm}$$

5. 節圓壓力角 α_p

α_p 為計算漸開線起點圓、終點圓半徑所需之參數。

$$\alpha_p = \cos^{-1} \left[\frac{2Z}{\pi} \left(\frac{R_m}{a} - 1 \right) \right] \quad (8)$$

$$\alpha_p = \cos^{-1} \left[\frac{2 \cdot 3}{\pi} \left(\frac{35}{24} - 1 \right) \right] = 28.913^\circ$$

6. 漸開線起點半徑 R_i

漸開線開始之半徑，略大於基圓半徑，在理論線型中 R_i 圓內為葉谷圓 R_i 圓外開始為漸開線。

$$R_i = R_o \sqrt{1 + \left[\tan \alpha_p - \frac{\pi}{2Z} \right]^2} \quad (9)$$

$$R_i = 21.008 \sqrt{1 + \left[\tan 28.913 - \frac{\pi}{2 \cdot 3} \right]^2}$$

$$R_i = 21.016\text{mm}$$

7. 漸開線終點半徑 R_j

漸開線結束之半徑，在理論線型中 R_j 圓內到 R_i 這段為漸開線， R_j 圓外漸開線結束變成葉峰圓。

$$R_j = R_0 \sqrt{1 + \left[\tan \alpha_p + \frac{\pi}{2Z} \right]^2} \quad (10)$$

$$R_j = 21.008 \sqrt{1 + \left[\tan 28.913 + \frac{\pi}{2 \cdot 3} \right]^2}$$

$$R_j = 30.858 \text{mm}$$

2.1.3 漸開線轉子繪製方法

利用 Solid works 繪製漸開線轉子理論線型

1. 繪製以 R_m 、 R_o 、 R_i 、 R_j 為半徑的圓並繪製與X軸夾角為 60° 的建構線，再加入半徑為 r 的葉峰圓及葉谷圓。
2. 在 Excel 中輸入漸開線 X、Y 軸座標方程式：

$$x = R_o (\cos \theta + \theta \sin \theta) \quad (11)$$

$$y = R_o (\sin \theta - \theta \cos \theta) \quad (12)$$

其中 $R_o = 21.008 \text{mm}$

θ 為每 0.005 徑度計算一點，並將計算值轉存為文字文件檔。

3. 在 SW 中匯入點的文件繪製出漸開線，先將漸開線旋轉一角度並修剪漸開線起點終點之外的線段，再設定起始點與終點和葉峰及葉谷圓重合。
4. 完成理論線型的繪製，如圖 2 所示。

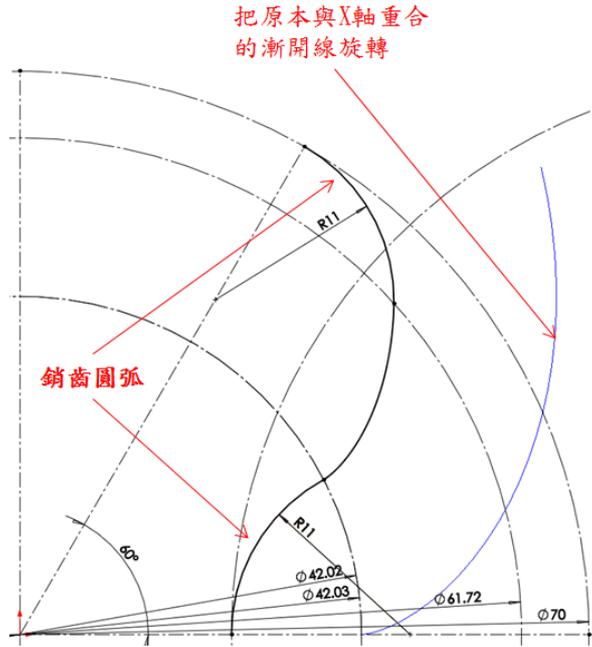


圖 2. 漸開線轉子理論線型草圖

2.2 圓弧線轉子繪製

以三瓣、外徑為 70mm 為例敘述圓弧線轉子的方程式及如何計算與繪製理論之線型。在轉子線型方程式及計算參數之公式為引用參考文獻[4]黃淳康 鄭益志, 魯式鼓風機葉形設計與分析基礎(1)圓弧線轉子, 中華冷凍空調月刊, (2008.10) 證明之結果。

2.2.1 圓弧線轉子線型方程式

線段 AB-葉峰圓方程式:

$$\left(x - \cos \frac{\pi}{Z}\right)^2 + \left(y - \sin \frac{\pi}{Z}\right)^2 = r^2 \quad (13)$$

線段 BC-葉穀圓弧方程式:

$$x = 2a \cos \alpha - b \cos 2\alpha - r \cos \beta \quad (14)$$

$$y = 2a \sin \alpha - b \sin 2\alpha + r \sin \beta \quad (15)$$

$$\cos \beta = \frac{(b \sin 2\alpha - a \sin \alpha)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha}} \quad (16)$$

$$\sin \beta = \frac{(a \cos \alpha - b \cos 2\alpha)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha}} \quad (17)$$

各參數的標示如圖 3 所示。

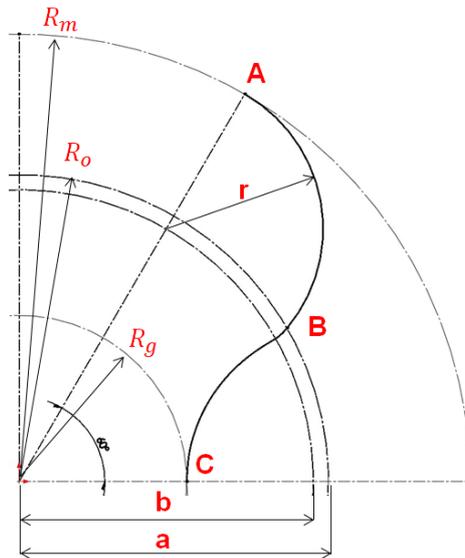


圖 3. 圓弧線轉子線型

2.2.2 圓弧線轉子理論線型各項參數計算

1. 決定轉子外徑 R_m 和瓣數 Z

假設轉子半徑為 35mm 瓣數為 3 瓣。

2. 中心距 $2a$ 及計算葉峰圓心半徑 b

葉峰圓心半徑為線段 AB 圓之圓心到轉子中心的距離，用來判定中心距是否合適。

設 $a=24\text{mm}$

$$b = \frac{R_m^2 - a^2}{2(R_m - a \cos \frac{\pi}{2Z})} \quad (18)$$

$$b = \frac{35^2 - 24^2}{2(35 - 24 \cos \frac{\pi}{2 \cdot 3})}$$

$$b=22.827\text{mm}$$

3. 中心距適合之範圍條件

中心距之範圍被限制在下列不等式中，為葉峰圓心半徑除以中心距之值，若超出等式範圍則會造成轉子線型無法嚙合。

$$0.5 < \frac{b}{a} < K_z \quad (19)$$

$$K_z = \frac{1}{5} \left[\cos \frac{\pi}{2Z} + \sqrt{\left(\cos \frac{\pi}{2Z} \right)^2 + 15} \right] \quad (20)$$

$$K_z=0.966 \quad \frac{b}{a}=0.951 \text{ 滿足不等式}$$

4. 葉峰圓半徑 r

為線段 AB 圓之半徑。

$$r = R_m - b \quad (21)$$

$$r=12.172\text{mm}$$

葉峰圓心半徑與中心距比值(b/a)值對葉形之影響

在不同的比值下將產生如下如圖 4 所示的葉形，為何在圓弧線轉子中設計流程的

第三項需限制 $\frac{b}{a} < K_z$ ，其原因為:(A) $\frac{b}{a} < 0.5$ 轉子為凸型密封狀況差，(B)

$0.5 < \frac{b}{a} < K_z$ 轉子線型凹凸並存，密封區域長，(C) $K_z < \frac{b}{a}$ 轉子線型產生尖點

密封區域較(B)短且必須對尖點導圓角，故採用圖 4(B)之葉形作為設計。

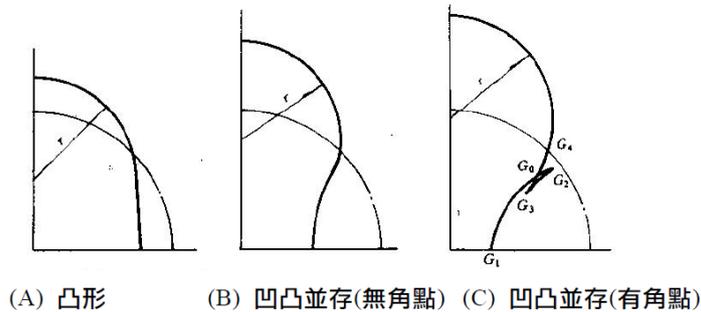


圖 4.(b/a)值對葉形影響之結果

5. 基圓半徑 R_o

該圓半徑為線段 AB 與線段 BC 之分界點，在理論線型中基圓 R_o 內為葉谷圓弧，基圓 R_o 外為葉峰圓。

$$R_o = a = 24\text{mm} \quad (22)$$

6. 葉谷圓半徑 R_g

該圓半徑為線段 BC-葉谷圓弧最靠近轉子中心的距離。

$$R_g = 2a - R_m \quad (23)$$

$$R_g = 13\text{mm}$$

2.2.3 圓弧線轉子繪製方法

利用 Solid works 繪製理論線型

1. 繪製以 R_m 、 R_g 、 R_o 、為半徑的圓並繪製與 X 軸夾角為 60° 的建構線，再加入半徑為 r 的葉峰圓。
2. 在 Excel 中輸入圓弧線 X、Y 軸座標方程式，

$$x = 2a \cos \alpha - b \cos 2\alpha - r \cos \beta \quad (24)$$

$$y = 2a \sin \alpha - b \sin 2\alpha + r \sin \beta \quad (25)$$

$$\cos \beta = \frac{(b \sin 2\alpha - a \sin \alpha)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha}} \quad (26)$$

$$\sin \beta = \frac{(a \cos \alpha - b \cos 2\alpha)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha}} \quad (27)$$

其中： $a=24\text{mm}$ ， $b=22.827\text{mm}$ ， $r=12.172\text{mm}$

α 為每 0.005 徑度計算一點，並將計算值轉存為文字文件檔。

3. 在 Solid works 中匯入點的文件繪製出圓弧線，將線段修剪至與 R_p 相交處並設定與葉峰圓重合。

4. 完成理論線型的繪製，如圖 5 所示。

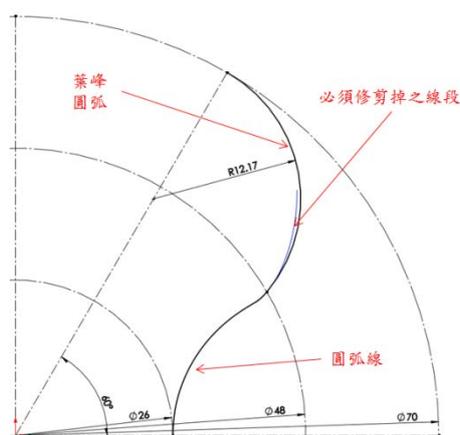


圖 5.圓弧線轉子理論線型草圖

2.3 內外擺線轉子繪製

以三瓣、外徑為 70mm 為例敘述內外擺線轉子的方程式及如何計算與繪製理論之線型。在轉子線型方程式及計算參數之公式為引用參考文獻[5]黃淳康 鄭益志,魯式鼓風機葉形設計與分析基礎(3)內外擺線轉子,中華冷凍空調月刊,(2008.10) 證明之結果。

2.3.1 內外擺線轉子線型方程式

線段 AB-內擺線方程式:

$$x = \frac{(2Z-1)R_m}{2(Z+1)} \cos \theta - \frac{R_m}{2(Z+1)} \cos[(1-2Z)\theta] \quad (28)$$

$$y = \frac{(2Z-1)R_m}{2(Z+1)} \sin \theta - \frac{R_m}{2(Z+1)} \sin[(1-2Z)\theta] \quad (29)$$

線段 BC-外擺線方程式:

$$x = \frac{(2Z+1)R_m}{2(Z+1)} \cos \theta + \frac{R_m}{2(Z+1)} \cos[(1+2Z)\theta] \quad (30)$$

$$y = \frac{(2Z+1)R_m}{2(Z+1)} \sin \theta + \frac{R_m}{2(Z+1)} \sin[(1 + 2Z)\theta] \quad (31)$$

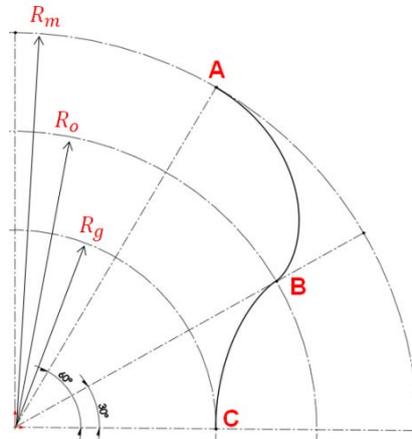


圖 6.內外擺線轉子線型

2.3.2 內外擺線轉子理論線型各項參數計算

1. 決定轉子外徑 R_m 和瓣數 Z

假設轉子半徑為 35mm 瓣數為 3 瓣, $Z=3$

2. 基圓(節圓)半徑 R_0 中心距 $2a$

在內外擺線線型的轉子中其中心距無法任意改變，僅以轉子外徑及轉子瓣數來決定中心距。

$$R_0 = \frac{ZR_m}{Z+1} \quad (32)$$

$$R_0 = \frac{3 \cdot 35}{3+1} = 26.25 \text{mm}$$

$$R_0 = R_p = 26.25 \text{mm}$$

3. R_g : 葉穀圓半徑

該圓半徑為線段 BC-內擺線最靠近轉子中心的距離。

$$R_g = \frac{(Z-1)R_m}{Z+1} \quad (33)$$

$$R_g = \frac{(3-1) \cdot 35}{3+1}$$

$$\text{得 } R_g = 17.5 \text{mm}$$

2.3.3 內外擺線轉子繪製方法

利用 Solid works 繪製理論線型

1. 繪製以 R_m 、 R_p 、 R_o 為半徑的圓並繪製與 X 軸夾角為 60° 與 30° 的建構線。
2. 在 Excel 中輸入內、外擺線 X、Y 軸座標方程式， θ 為每 0.005 徑度計算一點。

內擺線:

$$x = \frac{(2Z-1)R_m}{2(Z+1)} \cos \theta - \frac{R_m}{2(Z+1)} \cos[(1-2Z)\theta] \quad (34)$$

$$y = \frac{(2Z-1)R_m}{2(Z+1)} \sin \theta - \frac{R_m}{2(Z+1)} \sin[(1-2Z)\theta] \quad (35)$$

外擺線:

$$x = \frac{(2Z+1)R_m}{2(Z+1)} \cos \theta + \frac{R_m}{2(Z+1)} \cos[(1+2Z)\theta] \quad (36)$$

$$y = \frac{(2Z+1)R_m}{2(Z+1)} \sin \theta + \frac{R_m}{2(Z+1)} \sin[(1+2Z)\theta] \quad (37)$$

其中 $Z=3$ ， $R_m=35$

內擺線 θ 計算範圍為 $0 \sim \frac{\pi}{6}$ ($0^\circ \sim 30^\circ$)，

外擺線 θ 計算範圍為 $\frac{\pi}{6} \sim \frac{\pi}{3}$ ($30^\circ \sim 60^\circ$)，

3. 在 Solid works 中匯入座標檔案繪製成內、外擺線。
4. 完成理論線型繪製，如圖 7 所示。

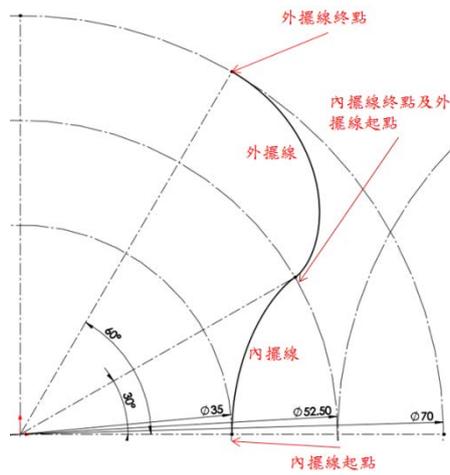


圖 7.內外擺線轉子理論線型草圖

2.4 三種線型轉子之實際線型繪製與模型創成

實際上轉子之輪廓不等於理論線型，其轉子與轉子之間必須保持適當距離才能正常轉動，令轉子與轉子之間間隙 $\delta=0.2\text{mm}$ 則將理論線型利用圖元偏移功能向內偏移 0.1mm ，將實際線型輪廓生成實體並以鏡射和環狀複製繪製出完整的轉子模型，如圖 8 至圖 11 所示。

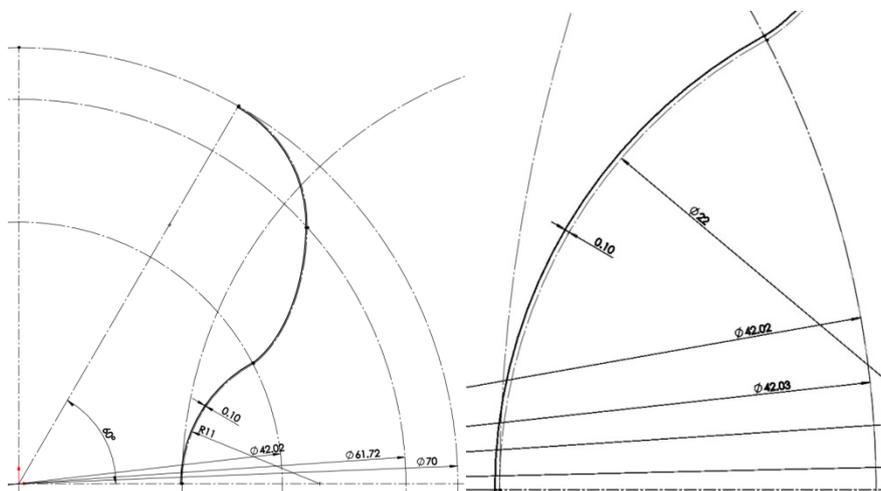


圖 8.將理論線型向內偏移 0.1mm 之結果

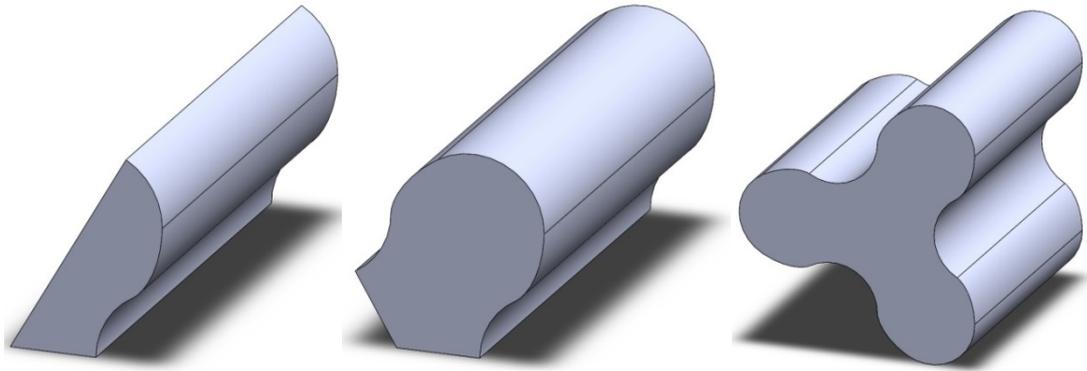


圖9.將線型繪製成實體(順序由左至右)

2.5 使用 Gambit 繪製增壓器流域

將繪製好的增壓器轉子匯入 Gambit 裡，並且進行增壓器流域的繪製，如圖 10 所示。

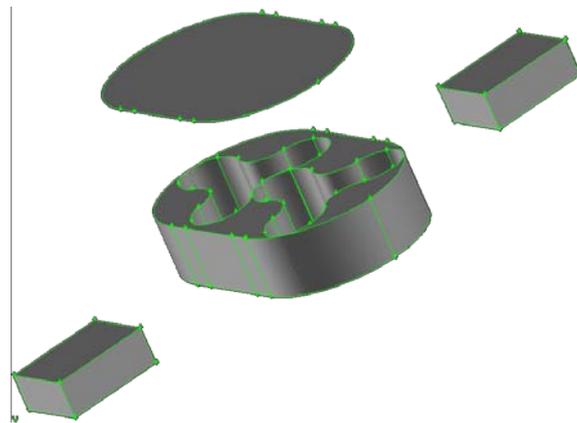


圖 10.魯氏增壓器流域

2.6 使用 Gambit 佈置增壓器流域的網格

在 Gambit 裡流域繪製完成後，開始進行增壓器流域的網格佈置，增壓器本體的網格是用 sizing function 進行網格疏密的調整，如圖 11 所示。

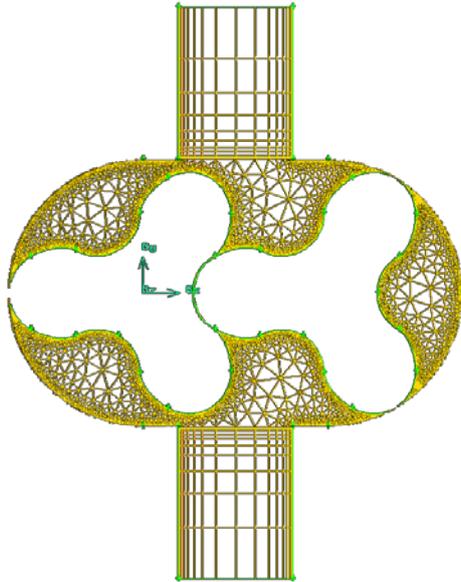


圖 11.魯氏增壓器網格分布

2.7 使用 Gambit 設定邊界條件

在 Gambit 裡完成增壓器流域的網格佈置後，進行增壓器的邊界條件設定，如圖 12 和圖 13 所示。

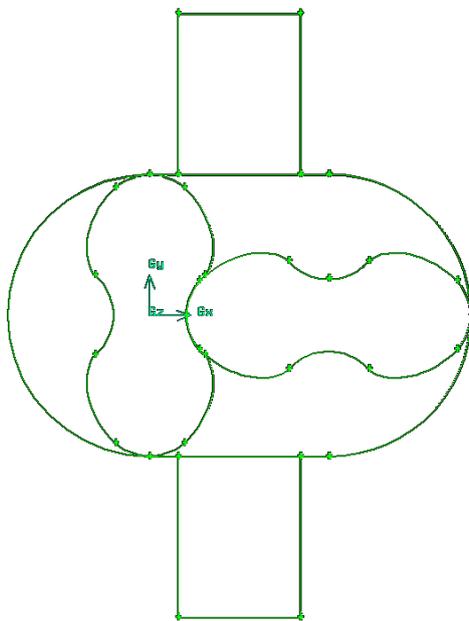


圖 12.魯氏增壓器的邊界條件 1

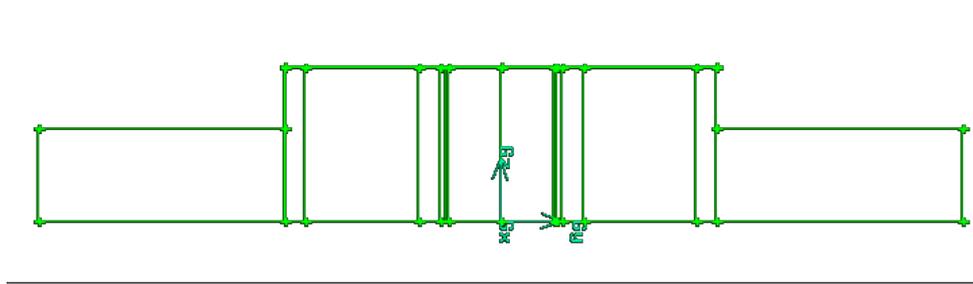


圖 13.魯氏增壓器邊界條件 2

2.8 使用 Fluent 進行參數分析

在 Gambit 裡完成流域繪製、網格的佈置和邊界條件的設定後，再將增壓器網格檔案匯入 Fluent 裡進行分析，在分析過程中記錄增壓器轉子從靜止開始轉動一圈過程中的出口質量流率變化，除了不同背壓和出口極限壓力的分析之外，所有分析轉速皆為 6000 rpm、出口壓力為 1.2atm。

分析時增壓器模型改變的參數分別為：

1. 轉子與轉子間隙-兩轉子相對轉動，在任意轉動角度時兩轉子嚙合處之間隙都保持同一距離，改變間隙量分別為 0.1mm、0.3mm、0.6mm。
2. 軸端間隙-為轉子頂部及底部與增壓器外殼之間隙，改變間隙量分別為 0.05mm、0.1mm、0.3mm。
3. 進出口寬度-進出口為方形管，改變邊長大小為 20mm、30mm、40mm。
4. 出口背壓為-改變增壓器出口壓力邊界條件分別為 0.8atm、1atm、1.2atm。
5. 不同轉子線型、分別為漸開線型、圓弧線型、擺線型。
6. 不同轉子葉片數，分別為 2 瓣、3 瓣、4 瓣。

分析順序如表 1 所示。

表 1. 分析流程表

流程	轉子與轉子間隙(mm)	軸端間隙(mm)	進出口寬度(mm)	出口壓力(atm)	轉子線型	轉子瓣數
1	0.1、0.3、0.6	0.05	30	1.2	漸開線	2
2	0.1	0.05、0.1、0.3	30	1.2	漸開線	2
3	0.1	0.05	20、30、40	1.2	漸開線	2
4	0.1	0.05	30	0.8、1.0、1.2	漸開線	2
5	0.1	0.05	30	1.2	漸開線、圓弧線、內外擺線	2
6	0.1	0.05	30	1.2	漸開線	2、3、4

比較以上參數對於增壓器出口質量流率之影響，並且再進行增壓器極限壓力的分析，把增壓器出口封住，即在邊界條件中將出口設成 wall 並讓轉子轉動探討出口壓力最高能達到多少，如圖 14 所示。

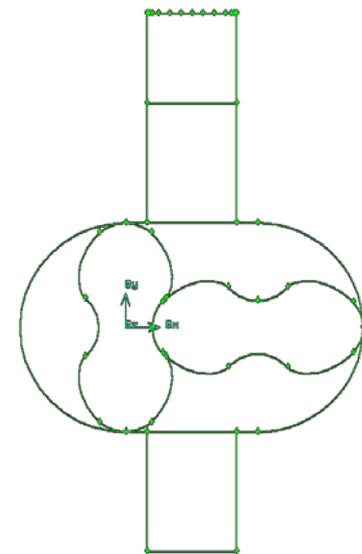


圖14. 增壓器極限壓力分析模型

三、 結果與討論

2.1 不同轉子與轉子間隙的質量流率分析結果:

首先是針對魯氏增壓器不同轉子與轉子間隙進行分析，在分析過程中進行出口質量流率的紀錄，如圖 15 所示。

由圖 15 顯示，質量流率波形在 180 度以前因為增壓器流場尚未穩定，因此波形相當混亂，而在 180 以後增壓器流場趨於穩定，且增壓器波形和正弦波相似，增壓器轉子與轉子的間隙越低，整體的質量流率波形高度越高，且回流量越低(圖 15 中質量流率波形低於 0 的部分)，因為間隙越低洩漏量越低。

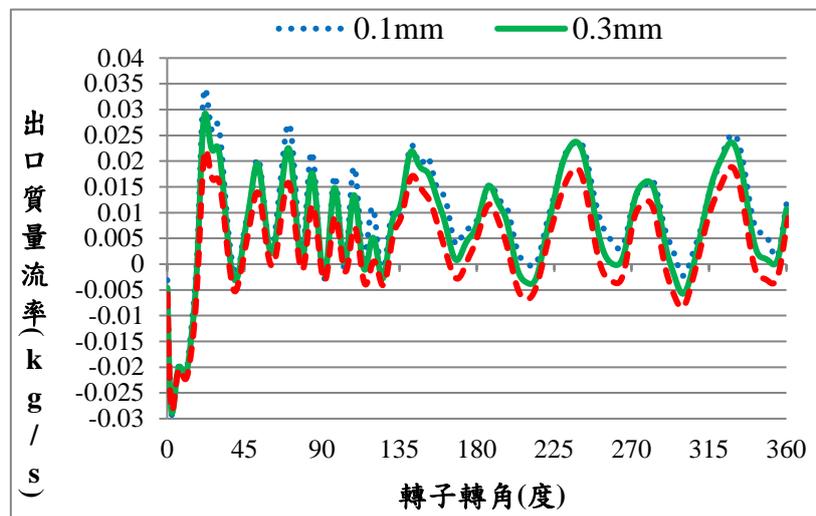


圖 15.增壓器不同轉子與轉子間隙的質量流率波型圖

將三種波形分別取平均值後顯示，間隙為 0.1mm 比間隙 0.6mm 的平均質量流率約多 0.0064kg/s，且平均質量流率和轉子與轉子間隙的趨勢接近線性變化，如圖 16 所示。

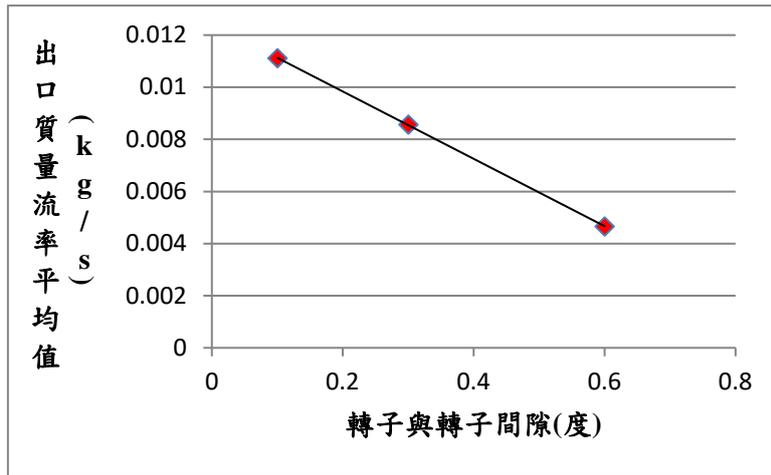
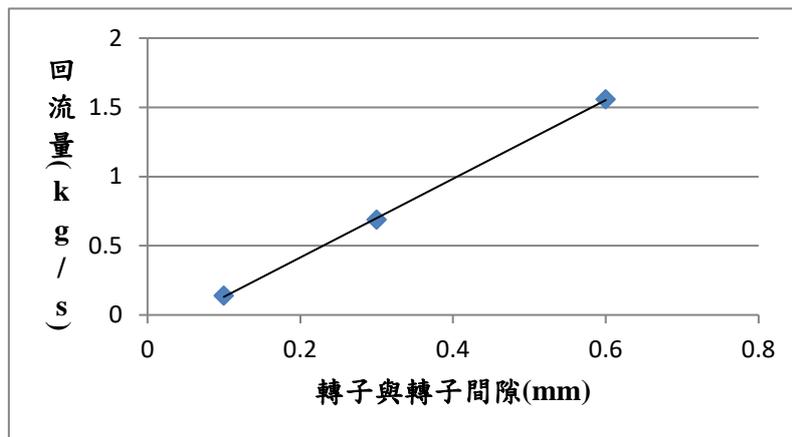


圖 16.增壓器不同轉子與轉子間隙的平均質量流率比較圖

將三種不同轉子與轉子間隙的回流量做比較後，回流量與間隙大小也是成線性變化，且間隙越高回流量越大，如圖 17 所示。

圖 17.增壓器不同轉子與轉子間隙的回流量比較圖



3.2 不同軸端間隙的質量流率分析結果:

再來是針對不同增壓器的軸端間隙進行分析，在分析過程中進行出口質量流率的紀錄，由分析的結果顯示增壓器的軸端間隙越低，整體的質量流率波形高度也越高，回流量也越低，如圖 18 所示。

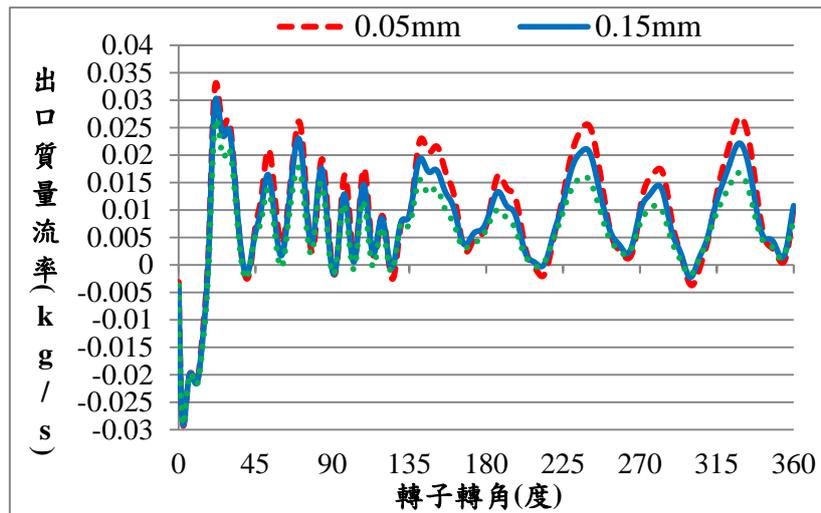


圖 18.不同增壓器軸端間隙的質量流率波型圖

再將不同軸端間隙的質量流率波形取平均值後顯示，軸端間隙 0.05mm 比 0.3mm 的平均質量流率約多 0.01kg/s，而且軸端間隙與平均質量流率的變化趨勢也接近線性變化，如圖 19 所示。

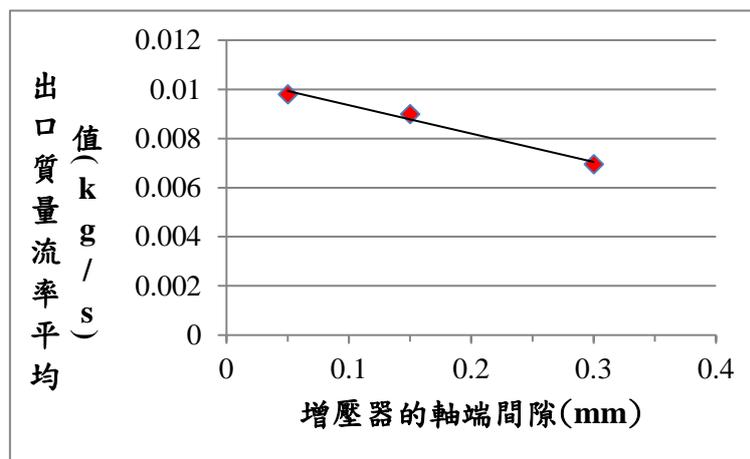


圖 19.不同增壓器軸端間隙的平均質量流率比較圖

3.3 不同進出口寬度的質量流率分析結果:

然後是增壓器不同進出口對出口質量流率影響的分析結果，由結果顯示進出口的寬度越低整體波形的回流量越低，但是整體質量流率波形的高度較其他兩種進出口寬度低，因為管路的寬度越小，流體在管路流動的阻力越高，因此相同增壓器可送出的質量流率越低，如圖 20 所示。

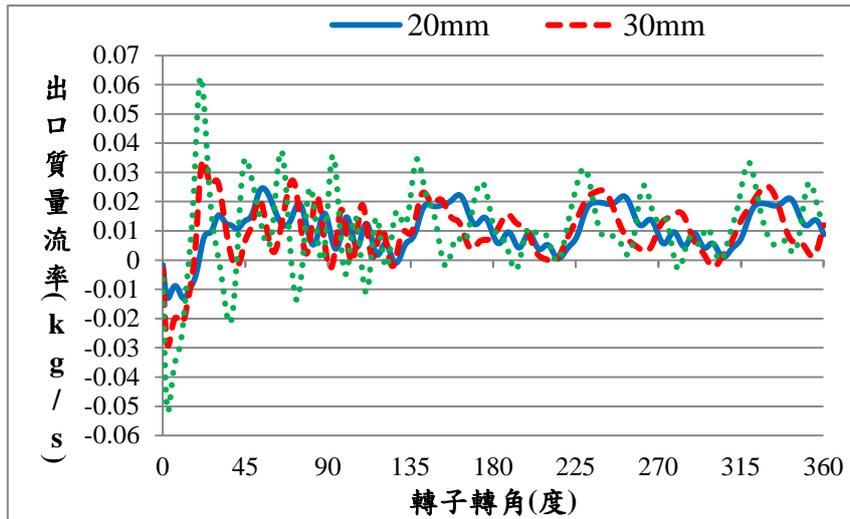


圖 20.不同增壓器進出口寬度的質量流率波型圖

將不同進出口寬度的質量流率波形取平均值後，進出口寬度為 30mm 的平均質量流率最高，如圖 21 所示，而進出口寬度為 40mm 的平均質量流率較進出口寬度 30mm 的低，是因為進出口寬度為 40mm 的回流量最高。

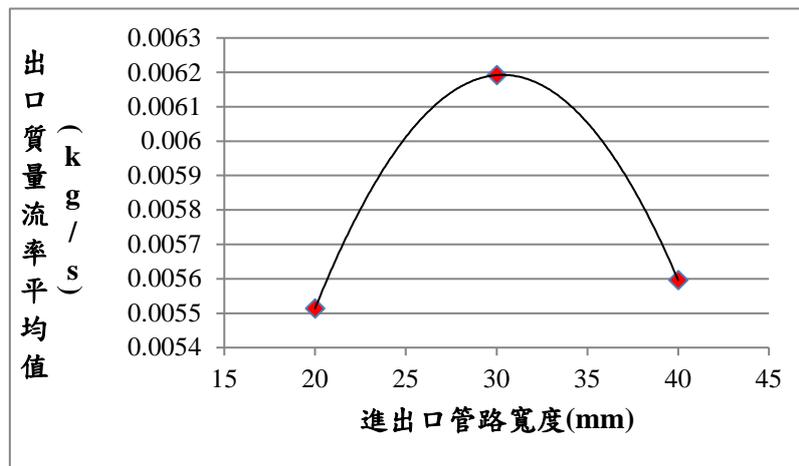


圖 21.不同增壓器進出口寬度的平均質量流率比較圖

3.4 不同出口背壓的質量流率分析結果:

再來是改變增壓器出口背壓後，進行分析後的質量流率波形比較，其中 0.8atm 主要是模擬引擎在進氣行程時產生的負壓對於增壓器質量流率的影響，而出口為 1atm 只要是模擬增壓器在常溫常壓下(1atm、25°C)，增壓器的質量流率波形，而出口背壓為 1.2atm 是要模擬引擎的進氣歧管已經有 1.2atm 時，分析增

壓器還可以送出多少空氣。

不同背壓對於增壓器出口質量流率最主要的影響是波形峰值的相位差，出口背壓 0.8atm 較其他兩者早出現峰值，因為出口一開始就有真空度存在，流場不需要轉子做功就會流動，而本研究因為增壓器轉子有對流場做功，因此出口背壓 0.8atm 的質量流率波形的峰值會比其他兩者早出現；而出口背壓為 1.2atm 的質量流率波形的峰值會較晚發生，因為增壓器一開始出口比入口多 0.2atm 的正壓力，因此增壓器轉子對流場做的功必須先克服這股壓力，才能將流體送出增壓器，所以出口背壓 1.2atm 的質量流率波形的峰值會較晚發生，如圖 22 所示。

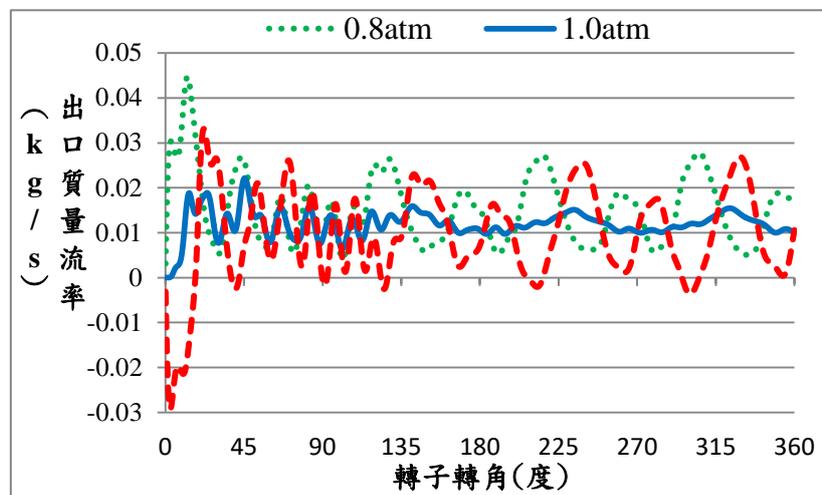


圖 22.不同增壓器出口背壓的質量流率波型圖

而出口背壓為 0.8atm 的平均質量流率較其它背壓的平均質量流率高，而出口背壓為 1.2atm 的平均質量流率較其它背壓的平均質量流率低，如圖 23 所示，因為出口背壓為 1.2atm 會有一些回流量，因此平均值量流率較低。

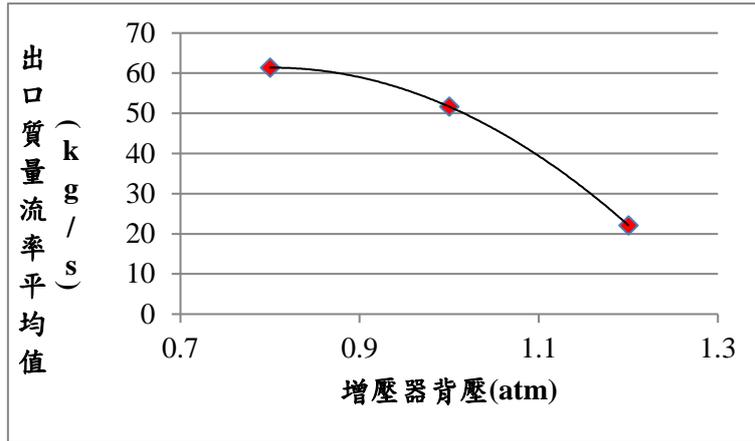


圖 23.不同增壓器出口背壓的平均質量流率比較圖

3.5 不同轉子外型的質量流率分析結果:

經由分析之後發現，不同轉子外型對於出口質量流率的高度並沒有顯著的影響，如圖 24 所示。

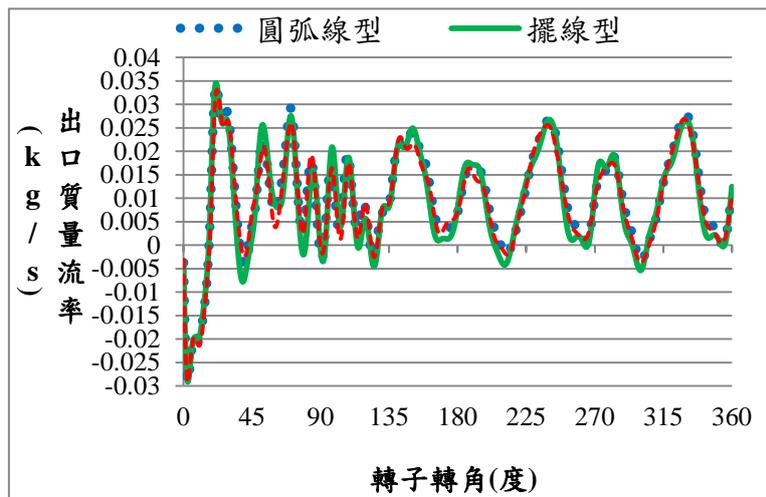


圖 24.不同增壓器轉子外型的質量流率波型圖

將三種不同外形的轉子所送出的質量流率波形積分後發現，漸開線形轉子的送出的風量最高，而圓弧線形轉子的送出的風量最低，如圖 25 所示。

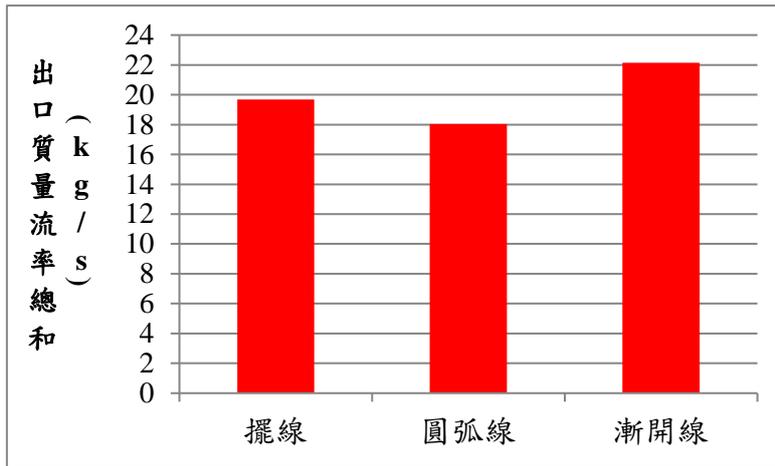


圖 25.不同增壓器轉子外型的質量流率總和比較圖

由圖 26 顯示，擺線型轉子的回流量最高，因為擺線型在轉子與轉子之間的密封性較其他兩者低，在出口端的壓力建立較困難，因此擺線型轉子的增壓器的回流量較高。

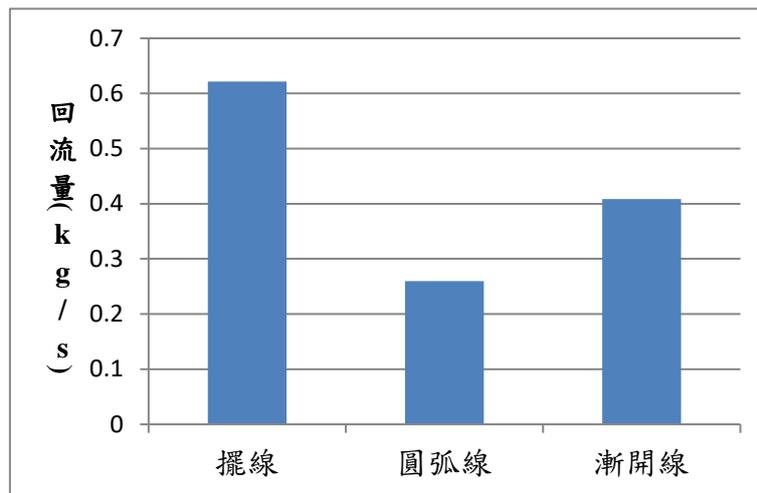


圖 26.不同增壓器轉子外型的回流量比較圖

3.6 不同轉子葉片數的質量流率分析結果:

經過分析之後，不同葉片數對於質量流率波形最大的影響，就是波形派波的數量，兩瓣的轉子轉動 360 度會產生 4 次脈波，三瓣的轉子會產生 6 次脈波，而四瓣的轉子會產生 8 次派波，如圖 27 所示。

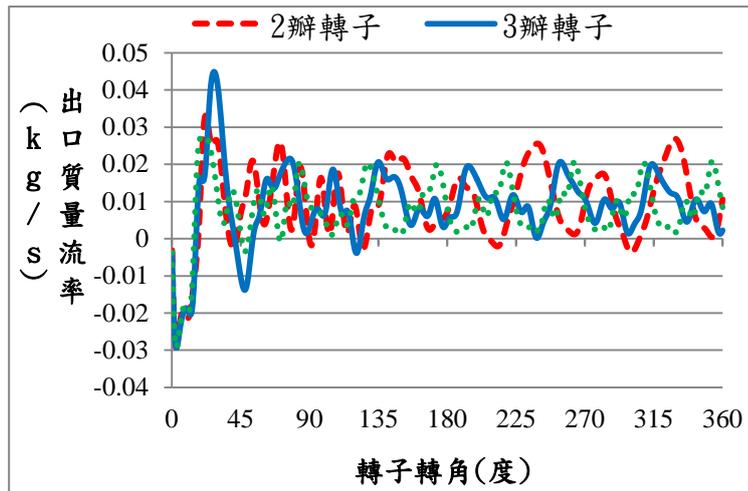


圖 27.不同增壓器轉子葉片數的質量流率波型圖

將三種葉片數的所產生的質量流率總和進行比較後，4 瓣的轉子送出的質量流率最高，因為它的回流量最少，如圖 28 所示。

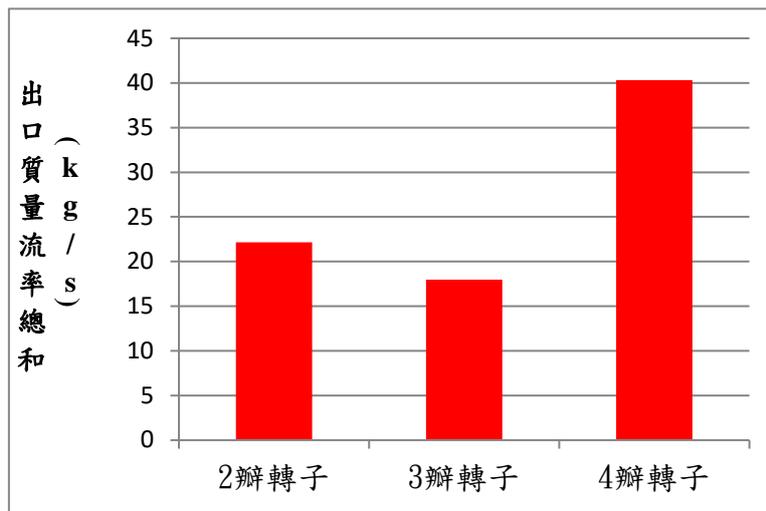


圖 28.不同增壓器轉子葉片數質量流率總和的比較圖

3.7 增壓器極限壓力的分析結果:

經過分析之後，在出口端壓力穩定後，擷取其中一段的壓力波形，而增壓器出口壓力的平均值約在 79586.053pascal(1.8 atm)，而壓力波形均在此壓力附近上下飄動，如圖 29 所示。

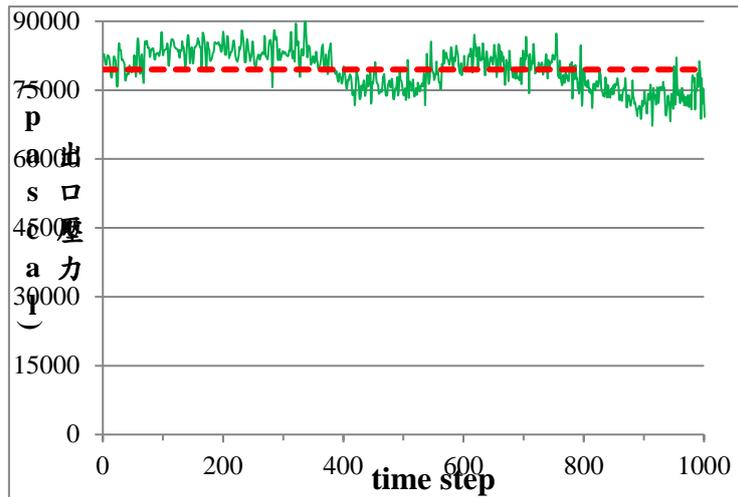


圖 29.增壓器出口極限壓力波型圖

由圖 30 和圖 31 所示，增壓器的轉子再轉到兩轉子互相平行的下一個步階時，增壓器出口端的容積會縮小，壓力會提高，出口的流速也會上升，此時為增壓器送出空氣的時機，也是先前的質量流率波型圖之最高峰值出現的時機。

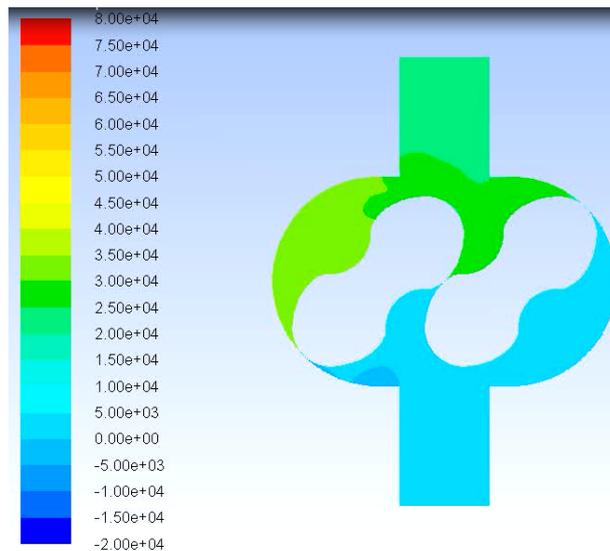


圖 30.增壓器的壓力分佈圖

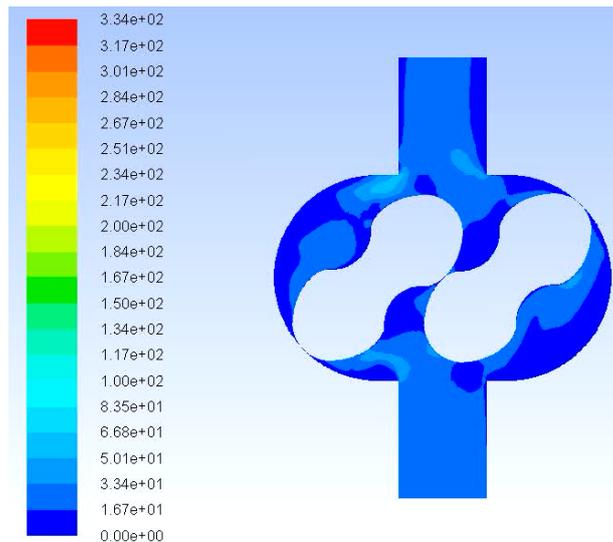


圖31. 增壓器的速度分布圖

四、 結論

本研究是以轉速 6000rpm 的狀態下進行參數分析，而分析後可得以下結論:

1. 增壓器轉子間隙為 0.1mm 和轉子間隙為 0.6mm，對於質量流率的影響相差約 58.1%。
2. 增壓器的軸端間隙 0.05mm 和軸端間隙 0.3mm，對於質量流率的影響相差約 29%。
3. 不同轉子外型差異對於質量流率的影響，最好的(漸開線型)與最差的(圓弧線型)相差約 18.6%。
4. 不同轉子葉片數對於質量流率的影響，最好的(2 瓣)和最差的(4 瓣)相差約 14.6%。
5. 增壓器不同進出口的對於質量流率的影響，最好的(30mm)和最差的(20 mm)相差約 11%。
6. 魯氏增壓器的極限壓力約為 79486.053pascal(表壓)。

經由本研究得到的結果顯示，對於機械增壓器性能影響較為顯著的參數為增壓器的轉子與轉子間隙，因為此間隙對於增壓器的密封性影響較高。而其次為增壓器的軸端間隙，而影響較不顯著的則是改變增壓器進出口大小。

因此經過本研究得知，若要提升機械增壓器的性能，首要條件就是提升增壓器本體的密封性。

五、參考文獻

1. 黃淳康，鄭益志，魯式鼓風機葉形設計與分析基礎(2)漸開線轉子，中華冷凍空調月刊，2008。
2. Ashish M. Joshi, David I. Blekhman, James D. Felske, John A. Lordi, and Joseph C. Mollendorf, Clearance Analysis and Leakage Flow CFD Model of a Two-Lobe Multi-Recompression Heater, International Journal of Rotating Machinery, Vol.2006, pp. 1-10, 2006.
3. 劉麗華，方祈，董克建，葉帥奇，羅次式，機械增壓器轉子線型的改進，天津職業技術師範大學學報，第23卷，第2期，2013。
4. 黃淳康，鄭益志，魯式鼓風機葉形設計與分析基礎(1)圓弧線轉子，中華冷凍空調月刊，2008。
5. 黃淳康，鄭益志，魯式鼓風機葉形設計與分析基礎(3)內外擺線轉子，中華冷凍空調月刊，2008。
6. 康耀鴻，趙偵言，魯式型轉子之外廓設計與應用-文獻回顧，工程科技與教育學刊，第七卷，第四期，機械與精密工程研究所，國立高雄應月科技大學，2010。
7. 康耀鴻，趙偵言，新型魯氏型幫浦轉子之外廓幾何設計與 Fluent 流場，2010。
8. 洪昭維，謝秋帆，魯氏幫浦之流場分析研究，虎尾科技大學，創意工程與精密科技研究所，2010。
9. 黃淳康，鄭益志，魯式鼓風機簡介與結構概述(1)，中華冷凍空調月刊，2008。
10. 黃淳康，鄭益志，魯氏鼓風機之氣流脈動與噪音控制(1)，中華冷凍空調月刊，2008。
11. 黃博治，陳義男，機械工程師手冊，第九版，流體機械(修訂版)，1976。
12. 橫山重吉，六角康久，流體機械，科技圖書，1993。
13. 蔡旭容，流體機械，三民書局，1995。
14. 橫山重吉，六角康久(作者)，依日光(譯者)，實用流體機械，復漢出版社，1980。
15. 李冠宗，王英世，陳石法，翁韜生，流體機械，高立圖書有限公司，1996。
16. 林黎柏，流體機械，復文書局，2004。
17. 李秀峰，流體機械，新文京開發出版有限公司，2003。

高溫管路熱散失之分析研究

Analysis of Heat Loss in High Temperature Pipe

林欣儀¹、許聖彥²、蔡建雄³、陳建成⁴、唐紹文⁵

Xin-Yi Lin¹, Sheng-Yen Hsu², Chien-Hsiung Tsa³i, Jian-Cheng Chen⁴, Shao-Wen Tang⁵

國立中山大學機械與機電工程學系

Department of Mechanical and Electro-Mechanical Engineering, National Sun Yat-Sen University

國立屏東科技大學車輛工程學系

Department of Vehicle Engineering, National Pingtung University of Science & Technology

財團法人金屬工業研究發展中心

Metal Industries Research & Development Centre

摘要

分離式蓄熱燃燒系統[1]可提高廠內空間受限之廠域應用蓄熱體回收廢熱的機會，解決高溫廢氣與燃料浪費等問題。因此本研究針對分離式蓄熱系統的熱管件的熱逸散進行分析，分別以一維徑向熱傳模式，分析絕熱包覆材所需之厚度，再利用計算流體力學 CFD 的方法分析絕熱管件之熱逸散情況，其測試之參數包括高溫氣體的溫度及流速、絕熱管件之尺寸與材料性質的影響。本研究最終將其各參數對出口氣體溫度的影響整理成一試算方程式，其在測試範圍內誤差<1%。

關鍵字：廢熱回收、數值計算、蓄熱式燃燒系統

Abstract

Separated regenerative heat system can improve the application opportunities for the limited domain in the factories to solve high temperature exhaust and the fuel waste problem. Therefore, this study analyzed the heat dissipation in the pipe of separated regenerative heat recovery system. In this study, the required thickness of the insulation material and the heat dissipation situation at heat-insulation pipe are

¹ 國立中山大學機械與機電工程學系，碩士生，
Email: xiaoxue0404@gmail.com

² 國立中山大學機械與機電工程學系，助理教授

³ 國立屏東科技大學車輛工程系，教授兼系主任
E-mail: chtsai@mail.npust.edu.tw

^{4,5} 金屬工業研究發展中心，工程師

respectively analyzed by the one-dimensional radial thermal transfer model and CFD model. The parametric study includes the gas temperature, the flow rate, the size of the insulation pipe and the insulated material properties. This study ultimately consolidates the affection of various parameters in the outlet gas temperature into a spreadsheet formula, the error in the test range <1%.

Keywords: Waste heat recovery, Numerical calculation, Regenerative combustion system

一、前言

在化石能源逐年減少下，如何能更高效地使用現有化石能源來滿足國內經濟活動需求，對於國家保持競爭力及永續發展非常的重要。燃燒系統是現行熱能使用最有效率的方法，而燃燒系統必須將燃燒廢氣持續排出以保持穩定燃燒狀態，若無適當回收系統，將造成許多熱能浪費[2]。目前業界廢熱回收技術多為金屬復熱器，能節省燃料約 10~20%；而另一熱回收技術為蓄熱式燃燒系統，燃料可以節省約 20~45%。然而，蓄熱系統為了取熱完全，通常需要相當大的蓄熱空間，在原有空間規劃限制的情況下，僅適合占地較大的金屬材料廠使用，對於像熱處理產業等相對小型，由於空間、設計能量不足，國內目前尚未有應用實例。

分離式蓄熱系統可有效地解決廠域空間不足的問題，推廣國內產業燃燒廢熱回收需求。分離式系統與一體式系統的主要差異為，需考慮連接燃燒爐與蓄熱體之絕熱管件的熱逸散。因此，因應創新分離式蓄熱燃燒系統導入產業的需求，評估絕熱管件的熱逸散對蓄熱系統的熱回收效率之影響，以及設計適合業者使用的絕熱管件尺寸與佈管方式是必須的。本研究利用數值模式計算，探討絕熱管件及操作參數對高溫氣體熱散失的影響，並以模擬結果建立適用於中高溫度絕熱管件分佈與熱逸散評估之資料庫，輔助分離式蓄熱燃燒系統的管路設計。

二、研究方法

有鑑於工安問題，包覆材外壁的表面溫度不可過高，減少因誤觸導致不可逆的傷害，因此，本研究首先利用簡化的一維熱傳分析，推算使用不同絕熱包覆材質時，包覆管件時所需的厚度。另外，本研究利用計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)套裝軟體 FLUENT 16[3]，模擬三維穩態蓄熱體絕熱管路之熱逸散，模型建構上使用 Gambit 2.4.6 前處理軟體，建立幾何外型與網格分佈，最後使用 CFD-Post 後處理軟體，來分析流場物理現象。

以下首先介紹一維的簡化分析模型。圖 1 為簡化之絕熱管材示意圖，由於(金屬)管材的熱傳導性質遠高於包覆的絕熱材，因此在此簡化的一維熱傳分析中，

忽略管材的厚度，並以入口高溫氣體溫度作為絕熱管材內壁溫度，在絕熱材外壁具有熱對流及熱輻射散失。其簡化之方程式及邊界條件如下[4]：

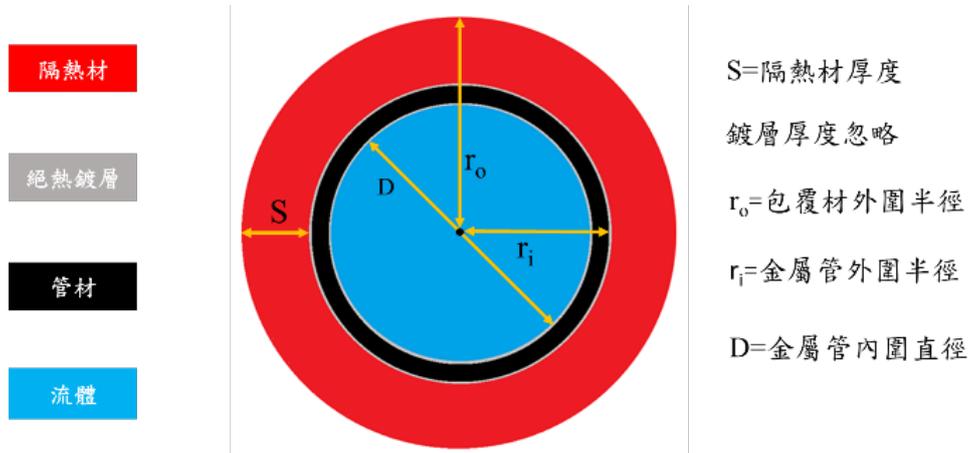


圖 1、管路剖面示意圖

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{cases} r = r_i, & T = T_i \\ r = r_o, & -k \frac{\partial T}{\partial r} = \left[h(T_o - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T_o^4 - T_\infty^4) \right] \end{cases} \quad (2)$$

由方程式(1)及(2)可求解獲得：

$$T_o = Loss \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) + T_i \quad (3)$$

其中 $Loss$ =熱逸散值，帶入欲設計之包覆材管外壁溫度(T_o)即可獲得包覆材管外圍半徑(r_o)。

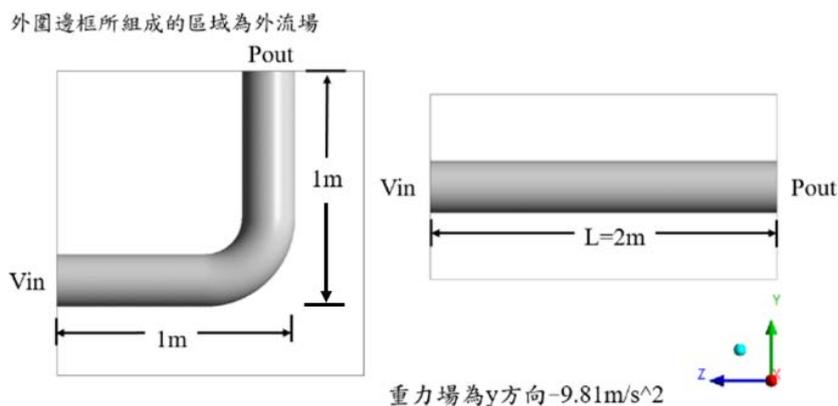


圖 2、三維管模型示意圖

在三維的數值模型，本研究考慮絕熱管件的內、外流場，如圖 2 所示。其模型建立之基本假設如下：

1. 不可壓縮理想氣體(incompressible-ideal-gas)
2. 穩態流場(steady state)
3. 考慮重力場(給予定值 9.81m/s^2)
4. 紊流(k-epsilon)

根據以上假設，本研究所使用之統御方程式如下：

連續(continuity)方程式

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (4)$$

第 j 維動量(momentum)方程式 (u_j)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i' u_j'}) + \rho g_i \quad (5)$$

能量(energy)方程式(h, 焓)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{(\rho u_i' h')} + S_h \quad (6)$$

以上 3 個守恆方程式中之應變數(dependent variables, 如 $u_i, u_j, h,$) 為紊態平均值：

$$\Phi = \phi + \phi' \quad (7)$$

其中 Φ 為瞬間值， ϕ' 為擾動值， μ, λ 表混合氣體之黏滯係數、熱傳係數。方程式(5)中之 g_i 表重力；方程式(6)中之 S_h 表能量的源項，如熱輻射。方程式(5)中之 $\overline{\rho u_i' u_j'}$ (Reynolds stress) 及方程式(6)中 Reynolds fluxes $\overline{\rho u_i' h'}$ 需各以相關紊流模式來求解(5)。

在紊流模型中最簡單及完整的紊流模型為標準 $k-\varepsilon$ 模型，它是個從實驗現象中總結出來的半經驗的公式，主要是基於湍流動能和耗散率。該模型自從被 Launder 和 Spalding 提出後，就變成計算流體力學中計算紊流的主要工具，主要的優點在於適用範圍廣、經濟效益大、且具有一定合理的精度。其相關的方程式如下：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (9)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

$$C_\mu=0.09, \quad \sigma_t=0.85, \quad \sigma_k=1.00, \quad \sigma_\varepsilon=1.30, \quad C_{1\varepsilon}=1.44, \quad C_{2\varepsilon}=1.92, \quad C_{3\varepsilon}=0.8$$

此處 G_k 為平均速度梯度所產生的湍流動能； G_b 為浮力所產生的紊流動能； Y_M 為可壓縮中紊流的擴張耗散率； σ_k 和 σ_ϵ 則為方程中的紊流普朗特 (Prandtl) 數； S_k 和 S_ϵ 是用戶定義的源項。

本研究也考慮輻射熱傳現象，以 P1 輻射模型計算。其方程式如下：

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (11)$$

其中 a 為輻射吸收係數、 σ_s 為輻射分散係數、 G 為入射輻射量以及 C 是線性非對稱相函式係數。入射輻射的傳播方程式為：

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = S_G \quad (12)$$

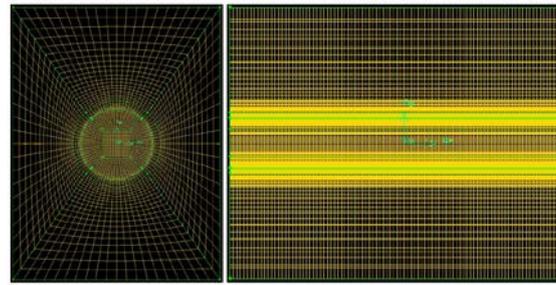
$$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (13)$$

σ 為史蒂芬波茲曼常數， S_G 為自訂輻射源項。

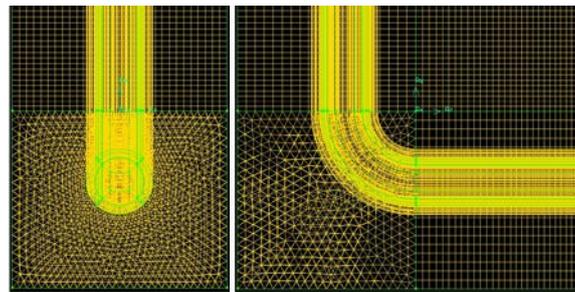
P1 輻射模型的優點為(1)是一個擴散方程式，求解需要較少的 CPU 時間。(2)考慮了擴散效應。(3)對於光學深度比較大(如燃燒應用中)，P1 模型表現非常好。(4)P1 模型使用曲線座標很容易處理複雜幾何。

如圖 1 管材選用鋼管需要考慮流量，並在表面進行絕熱電鍍處理後包覆材(泡棉)，考慮工安因素，包覆材外層表面溫度需低於 340K。如圖 2 利用總長 2m 的彎管與相同長度的直管，分析不同熱傳導係數下直管與彎管的熱傳量。

本研究的管件模組以流體與固體耦合(Coupled)方式模擬，計算共軛熱傳。因此必須考慮到流體與固體的網格關係，為增加精準度與使物理現象可有充分的表現，因此使用較緊密的網格在包覆材和管壁處，而在管件處則使用結構性網格且採由密至疏的方式向管件出口延伸，此方式可降低網格數量，減少運算的時間，且不失物理現象的真實性。其網格模型示意圖如圖 3 所示。



(a)



(b)

圖 3、(a)直管網格圖。(b)彎管網格圖。

三、結果與討論

管路的配置通常需要搭配彎管，因此本研究首先比較相同長度之直管與彎管在熱逸散的差異，再分析管件及操作參數的影響。

3.1 彎管與直管之比較

此小節比較直徑 8 吋、2m 長之彎管與直管，其使用之參數列於表 1。圖 4 顯示彎管與直管表面最高溫的位置，圖中顯示出轉彎前彎管溫度會略高於直管，轉彎後彎管與直管溫度差異縮小。圖 5 顯示彎管與直管在管內入口氣體溫度 1200K 下，出口氣體的溫度隨著不同絕熱材熱傳導係數之變化。圖中顯示隨著包覆材熱傳導係數的增加，直管與彎管的氣體出口溫度差異越大，最大差異約 1%，本研究之誤差定義為相差溫度/出口溫度。

表 1、彎管與直管參考參數表

參考參數	
廢氣入口溫度(K)	1200
廢氣入口速度(m/s)	10
管長(mm)	2000
管徑(mm)	203.2(8 吋)
包覆材厚度(mm)	20
包覆材熱傳導係數 k(W/m-K)	0.03~0.3
包覆材表面放射率 ϵ	0.5

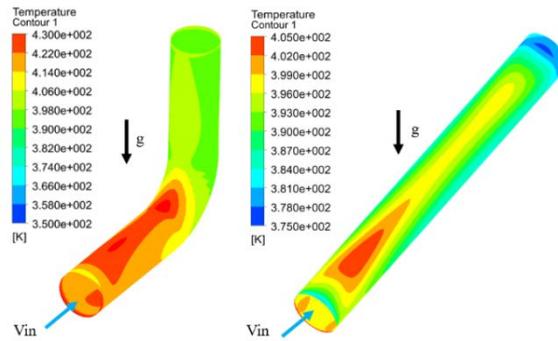


圖 4、彎管與直管的表面溫度分佈圖

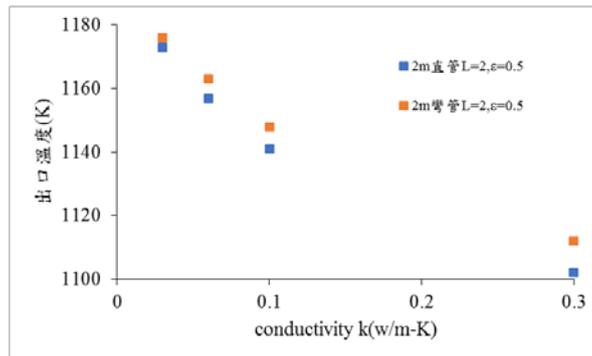


圖 5、直管與彎管在不同熱傳導係數下模擬結果比較

3.2 不同管徑下各個參數模擬值與計算值的差異

本研究所使用之管件絕熱管材中影響其熱逸散的主要參數測試範圍列於表 2。為了提供分離式蓄熱系統的設計及評估，對於絕熱管件的造成的熱逸散，及經過絕熱管件後進入蓄熱體或燃燒系統之溫度，是非常重要的。因此在此小節中，將個別探討表 2 所列出的 7 個影響參數，對出口氣體溫度的影響，用以整合管路熱散失試算公式，輔助絕熱管件在工程上的設計及評估。圖 6 顯示本小節所要探討之參數在管件中的位置及測試的範圍。

表 2、參數測試範圍

分析參數	測試範圍
管路長度(m)	2~8
管徑(inch)	5~12
輻射放射率	0.1~1
包覆材厚度(mm)	20~50
包覆材熱傳導係數(w/m-K)	0.03~0.3
廢氣流入溫度(K)	1000~1200
廢氣流入速度(m/s)	10~20

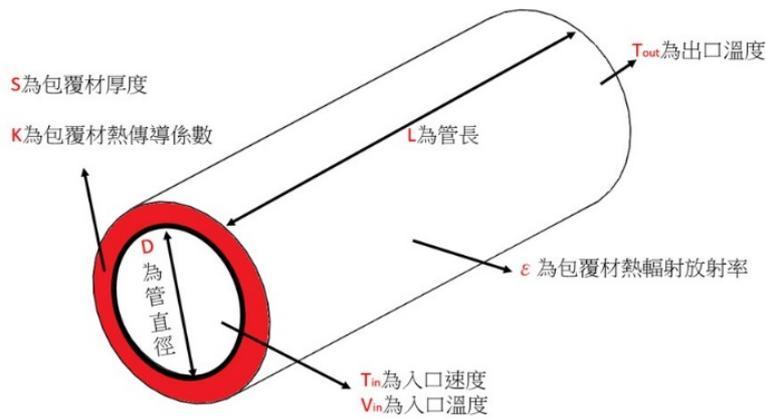


圖6、參數示意圖

圖7~12分別顯示不同管徑的管材，在不同絕熱材壁面熱輻射係數、熱傳導係數、厚度、管長、氣體入口溫度以及氣體入口流速下的出口氣體溫度變化。圖7顯示輻射放射率對出口溫度的影響不明顯，輻射放射率越高出口溫度越低；圖8顯示熱傳導係數越高出口溫度越低，隨著熱傳導係數的增加，溫度下降的幅度會漸漸趨緩；圖9顯示包覆材越厚出口溫度越高，但厚度到一定程度，溫度增加的幅度變小，過厚的包覆材只會使得成本增加；圖10顯示管長越長出口溫度越低，小管徑會比大管徑受到管長影響還大，所以如果管長不能縮短，會建議把管徑加大，可以減少溫度散失；圖11顯示氣體入口溫度對出口溫度的變化是線性的，管徑增加到一定程度後對出口溫度的提升有限，例如12吋管和10吋管的差距比10吋和8吋還微小；圖12顯示氣體速度越快出口氣體溫度越高，因為溫度來不及逸散就已經到出口了，所以可以透過加快流速來減少溫度散失。

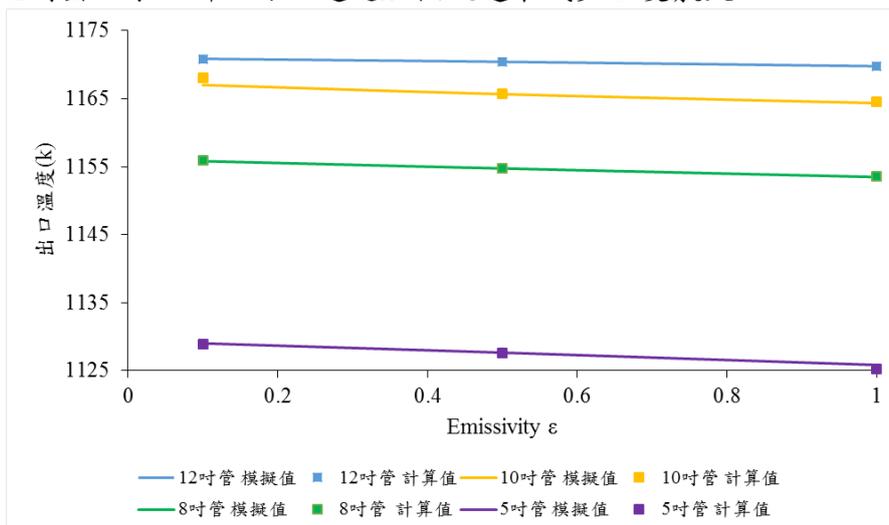


圖7、不同管徑改變輻射放射率的差異

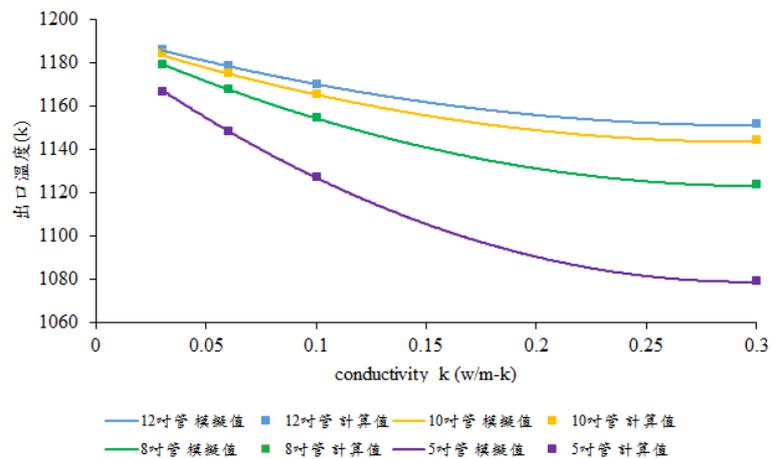


圖 8、不同管徑改變熱傳導係數的差異

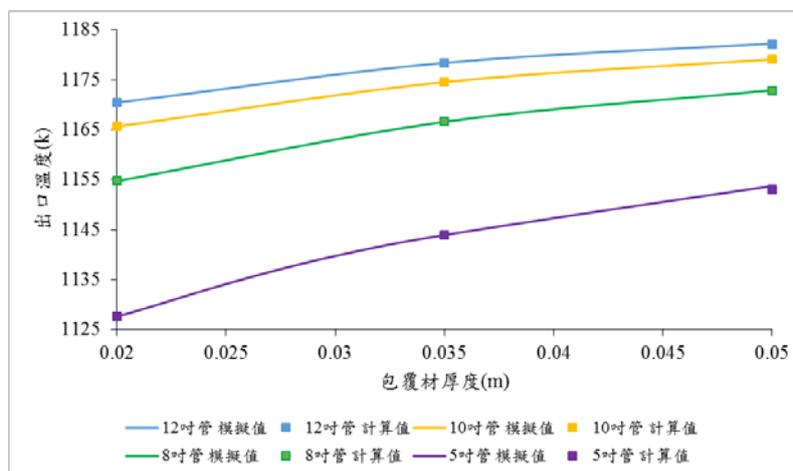


圖 9、不同管徑改變包覆材厚度的差異

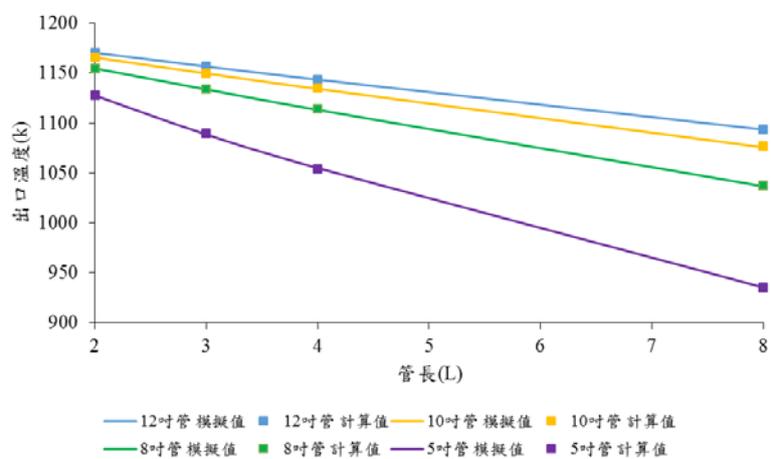


圖 10、不同管徑改變管長的差異

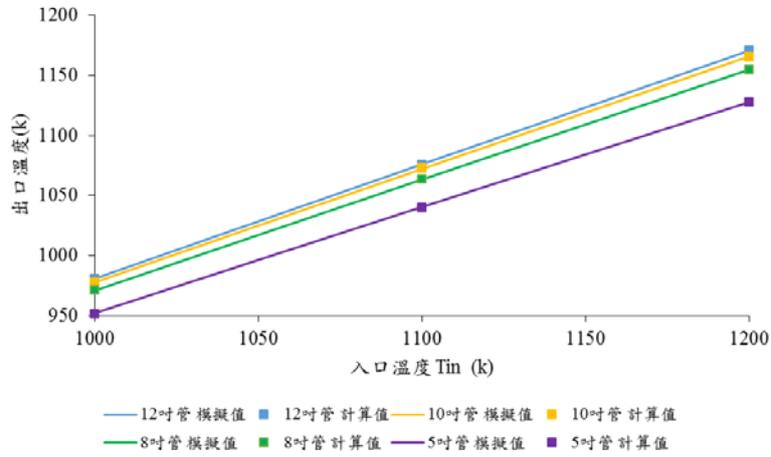


圖 11、不同管徑改變入口溫度的差異

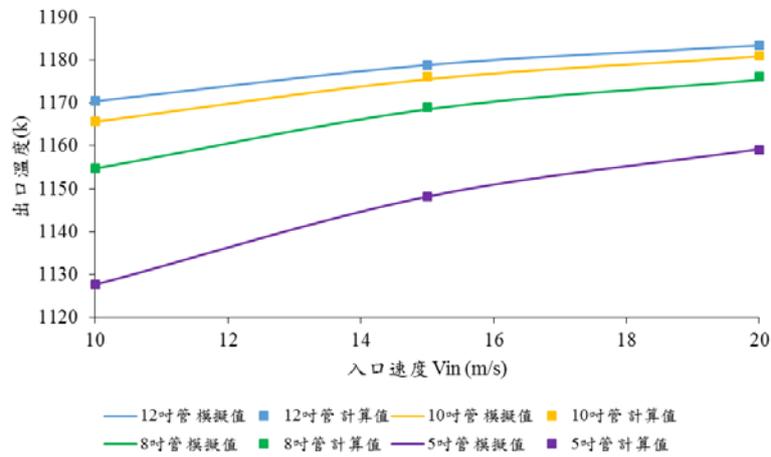


圖 12、不同管徑改變入口速度的差異

根據本研究所測試之各參數的模擬結果，利用curve fitting的輔助，可將各參數對出口氣體溫度的影響整理成以下方程式：

$$\begin{aligned}
T_{out} = & (1 - ((D/5)^{-1.07}) * \\
& (5.8833E-2 + 1.50E-3 * \varepsilon + 1.6667E-3 * \varepsilon^2) * \\
& (1.0418E-2 + 6.0128E-1 * k - 9.9806E-1 * k^2) * \\
& (-8.4878E-3 + 3.6379E-2 * L - 9.6231E-4 * L^2) * \\
& (-1.20E-2 + 6.0E-5 * T_{in} + 8.0572E-23 * T_{in}^2) * \\
& (1.18E-1 - 7.4E-3 * V_{in} + 1.6E-4 * V_{in}^2) * \\
& (8.1148E-2 - 1.12 * S + 3.8784 * S^2) / 7.9028E-07) * T_{in}
\end{aligned} \tag{14}$$

其誤差在測試的範圍內小於1%。

四、結論

本研究針對絕熱管件的熱逸散，分別以一維徑向熱傳模式，分析絕熱包覆材所需之厚度，再利用計算流體力學 CFD 的方法分析絕熱管件之熱逸散情況，其測試之參數包括輸送高溫氣體的溫度及流速、絕熱管件之尺寸與材料性質的影響。本研究最終將其各參數對出口氣體溫度的影響整理成一試算方程式(方程式(14))，其在測試範圍內誤差<1%。

於工程的絕熱管設計應用，可先用一維徑向熱傳分析，獲得所需之絕熱包覆材厚度，再將其厚度連同其操作及相關參數條件帶入試算公式，獲得其導入蓄熱體或燃燒室之氣體溫度，協助蓄熱燃燒系統的效能評估與設計。

五、致謝

本研究感謝能源局高效率蓄熱式燃燒系統研究計畫(104-E0212)與財團法人金屬工業研究發展中心，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

六、參考文獻

1. Regenerative Heat Recovery/Burner System as a replacement for Conventional Recuperators, David Schalles, Bloom Engineering Co.,Inc.
2. 焦鴻文，張育誠，吳國光，燃燒新技術—蓄熱式燃燒原理與應用，2010.04。
3. ANSYS FLUENT 16.1© SAS IP, Inc
4. Frank Kreith, Raj M.Manglik and Mark S.Bohn , Principles of heat transfer, 7th ed., Cengage Learning, pp.79-95, 2010

進排氣門流量係數對引擎容積效率的影響

The Effect of the Flow Coefficient of Valve for Volume Efficiency

張偉俊¹、蔡建雄²

Wei-Chun Chang, Chien-Hsiung Tsai

國立屏東科技大學車輛工程學系

Department of Vehicle Engineering, National Pingtung University of Science & Technology

摘要

流量係數是引擎馬力表現的重要指標，此研究是針對如何改善進排氣門之流量係數，提升流量係數相對也會增加容積效率。在自然進氣的狀況下，要將容積效率提升到 100% 是每個車廠夢寐以求的事，因為容積效率代表的就是引擎的扭力，所以流量係數是引擎上非常重要的參數。繪製進排氣門之模型，利用 Fluent 模擬進排氣門之流量係數，比較實驗與模擬之差異，修改氣門桿之斷面積與氣門面之曲率，比較與原始設計的進排氣門之差異，修改進排氣門對流場的影響及探討。

關鍵字: 計算流體力學、對流係數、進排氣管道

Abstract

Flow coefficient is an important indicator of engine performance, this study is how to improve the flow coefficient of the intake and exhaust valve, improve the flow coefficient will increase volumetric efficiency. In the natural intake engine, try to reach 100% volumetric efficiency is the challenge, because the volumetric efficiency represents the engine torque, so the flow coefficient is very important on the engine parameters. Using Gambit to crate intake model and export model, CFD software calculate the result and analysis, decrease the numerical valve error from simulation to experiment. Transform the valve geometry to increase flow coefficient.

Key words: Computational fluid dynamics, Coefficient of flow, Inport, Extake

¹ 屏東科技大學車輛工程系，碩士生

² 屏東科技大學車輛工程系，教授兼系主任，
E-mail: chtsai@mail.npust.edu.tw

一、前言

溫室效應日趨嚴重，將會造成全球氣象變異，改變生態平衡，海平面上升，工業、汽機車、發電廠、煉油廠所排放的氮氧化物及碳氫化合物，只是一部分的誘因，自 18 世紀工業革命，地球溫度至今已上升了攝氏 1 度。

十八世紀中葉工業革命以後，因為工業進步帶動了經濟繁榮。改善了人類生活水準，因而也加速了人口成長。由於人口成長得太快，地球資源有限，人類為了繼續追求經濟發展，不得不過度開發地球的天然資源。於是大規模砍伐森林，以取得耕地，大量開採煤、石油和天然氣等化石燃料，以取得能源。這些人類活動會使大氣中的二氧化碳含量增加，促使大氣的溫室效應加強，導致全球的溫度上升。

首先，為來百年之中，溫度上升 3°C 的速率可能是地球歷史上溫度自然變異所僅見，而升溫的幅度亦可能是過去十萬年來最高的，現今氣候變遷的速率較過去自然變遷加快了大約 15~40 倍。

為了緩和氣溫上升的速率，必須使大氣安定化，將大氣中二氧化碳的濃度不再持續增加。解決方法為降低能源的使用量及提高能源的使用效率、研究開發潔淨無污染的能源、停止砍伐原始熱帶雨林。

二、研究方法

本研究以計算流體力學 CFD 軟體建立進排氣道模擬技術。透過實驗的驗證，確定模擬之準確度與可行性。將進排氣門之閥門進行設計變更，將流量係數提升。另外，本研究利用計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)套裝軟體 FLUENT 16，模擬進排氣道流量係數，模型建構上使用 Gambit 2.4.6 前處理軟體，建立幾何外型與網格分佈，最後使用 CFD-Post 後處理軟體，來分析流場物理現象。

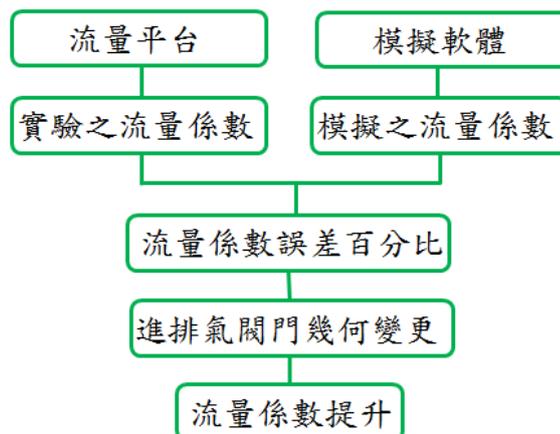


圖 1、研究流程示意圖

2.1 利用 Fluent 模擬進排氣門之流量係數

(1)以穩態計算進氣門模型,分別繪製0.5mm、1mm、1.5mm、2mm、2.5mm、3mm、5mm、7mm、8.1mm。

(2)以穩態計算排氣門模型,分別繪製0.5mm、1.5mm、3mm、5mm、7mm。

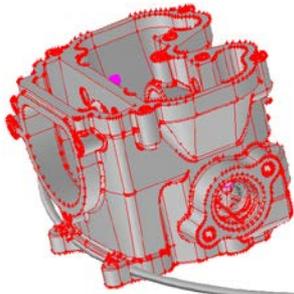


圖 2、全視圖

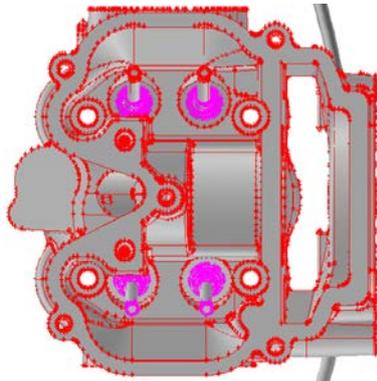


圖 3、上視圖

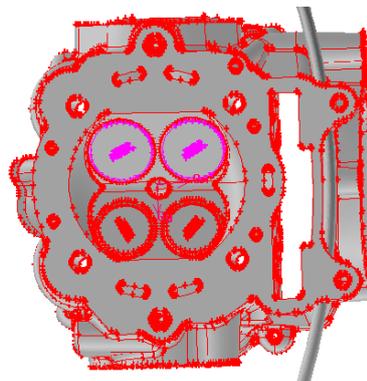


圖 4、下視圖

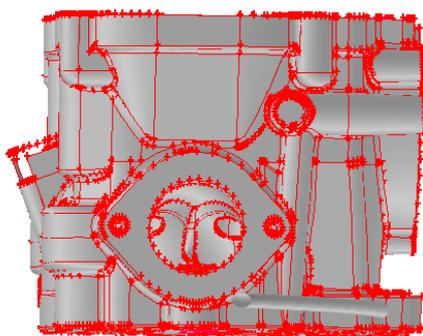


圖 5、前視圖(進氣端)

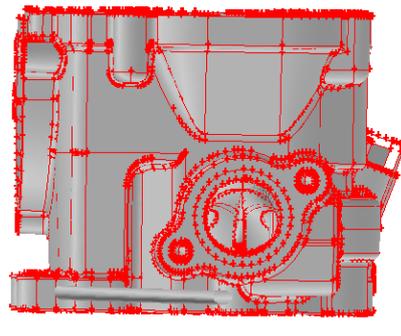


圖 6、後視圖(排氣端)

2.2 簡化模型

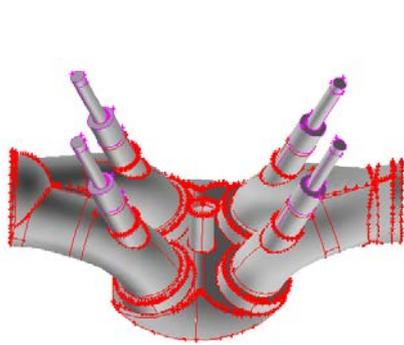


圖 7、全視圖

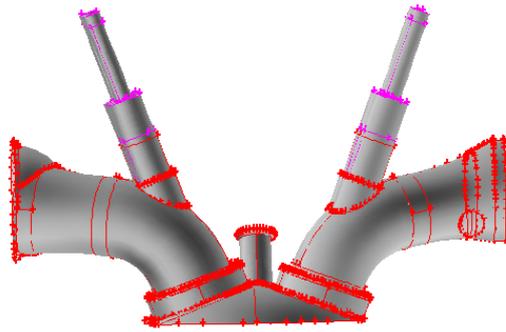


圖 8、前視圖

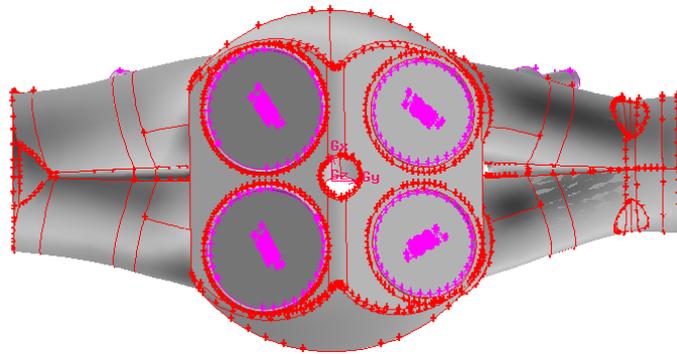


圖 9、下視圖

以下首先介紹簡化分析模型。圖 10 為進氣道模型示意圖，空氣由入口進入，經過閥門的形狀壓力損失後，由氣缸底部的出口離開，此為進氣道模型，若為排氣道模型，出入口的則反之。其簡化之方程式及邊界條件如下：



黃色：進氣道流場(wall)。

藍色：汽缸流場(wall)。

紫色：氣門(wall)。

入口：壓力端(pressure inlet)。

出口：壓力端(pressure outlet)。

圖 10、進氣道模型示意圖

流量係數為實際質量流率與理論質量流率的比值，再利用柏努力定律為基礎，運算理論流速，以下列公式為流量係數計算之數據。

$$C_f = \frac{\dot{m}_{actual}}{\dot{m}_{theoretical}} \quad (1)$$

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho g z = constant \quad (2)$$

計算理論之進排氣門之流速，以利運算進氣門之理論質量流率，以下列公式運算。

$$V = \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (3)$$

密度為一般工作環境27°C(300K)當作已知條件，氣門座之面積利用公式運算。

$$A = \frac{D_v^2 * \pi}{4} \quad (4)$$

進排氣門都得知空氣密度、理論空氣速度、閥門座之面積，即可得知進排氣門之理論質量流率。

$$\dot{m}_{theoretical} = A\rho \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (5)$$

$$\dot{m} = \rho V_{avg} A_C$$

將各升程之模擬質量流率除以理論質量流率，可得到流量係數，流量係數與無因次的曲線可與文獻之趨勢做比較。

$$\frac{H_v}{D_v} = \frac{valve\ lift}{inner\ valve\ seat\ diameter} \quad (6)$$

在探討數學模型前，首先必須對流體做相關之合理及適當的基本假設，以達到簡化數學模型之目地。本研究中的基本假設為：

1. 流體為理想氣體
2. 忽略重力場

滿足物理特性之連續方程式(Continuity equation)、動量方程式(Momentum

equation)及能量方程式(Energy equation)等，各項方程式如下所示。

連續方程式(Continuity equation)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (7)$$

連續方程式表達流體滿足質量守恆定律，所以在方程式中 ρ 表示流體密度，

u_i 表示 i 方向的流體速度， x_i 表示 i 方向上之座標， t 為時間。

動量方程式(Momentum equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (8)$$

其中 p 為靜壓力， g_i 為重力加速度。

動量方程式中黏滯項的應力張量為：

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (9)$$

其中 μ 為流體黏滯係數， δ_{ij} 為單位向量($i = j$ 、 $\delta = 1$ ， $i \neq j$ 、 $\delta \neq 1$)

能量方程式(Energy equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (10)$$

其中 k_{eff} 是等效熱傳導係數， J_j 為成分 j 的擴散通量。右方程式的前三項分

別描述了熱傳導、成份擴散和黏性耗散帶來的能量傳輸。 S_h 包括了化學反

應熱或者輻射熱以及其他使用者定義的體積熱源項。

三、結果與討論

3.1 進氣門模型邊界條件設定

- (1)入口壓力：2500(Pascal)
- (2)溫度：300(K)
- (3)密度：1.181(kg/ m³)
- (4)理論進氣流速： 65 (m/s)
- (5)進氣門座面積：1.4e-03(m²)
- (6)進氣門理論質量流率：1.1-01(kg/s)

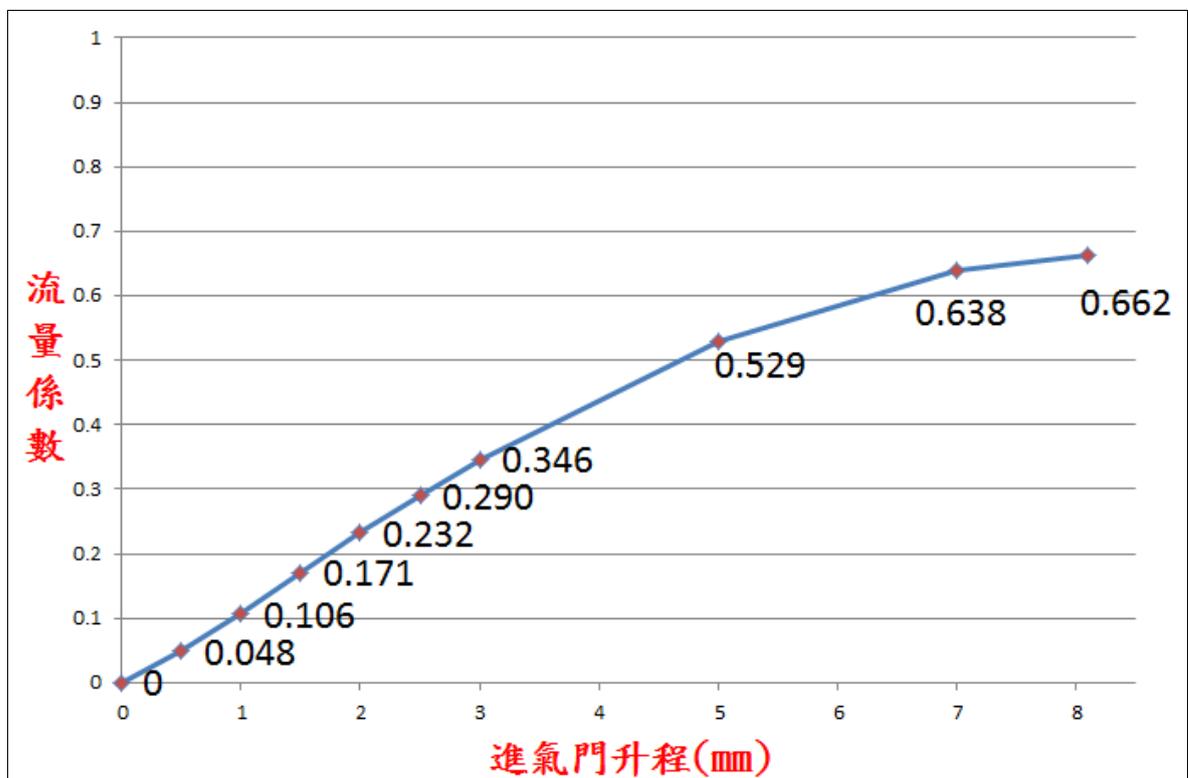


圖 11、進氣門流量係數

3.2 排氣門模型邊界條件設定

(1)入口壓力：4900(Pascal)

(2)溫度：300(K)

(3)密度：1.181(kg/ m³)

(4)理論排氣流速：91 (m/s)

(5)排氣門座面積：5.2e-04(m²)

(6)排氣門理論質量流率：5.6e-02(kg/s)

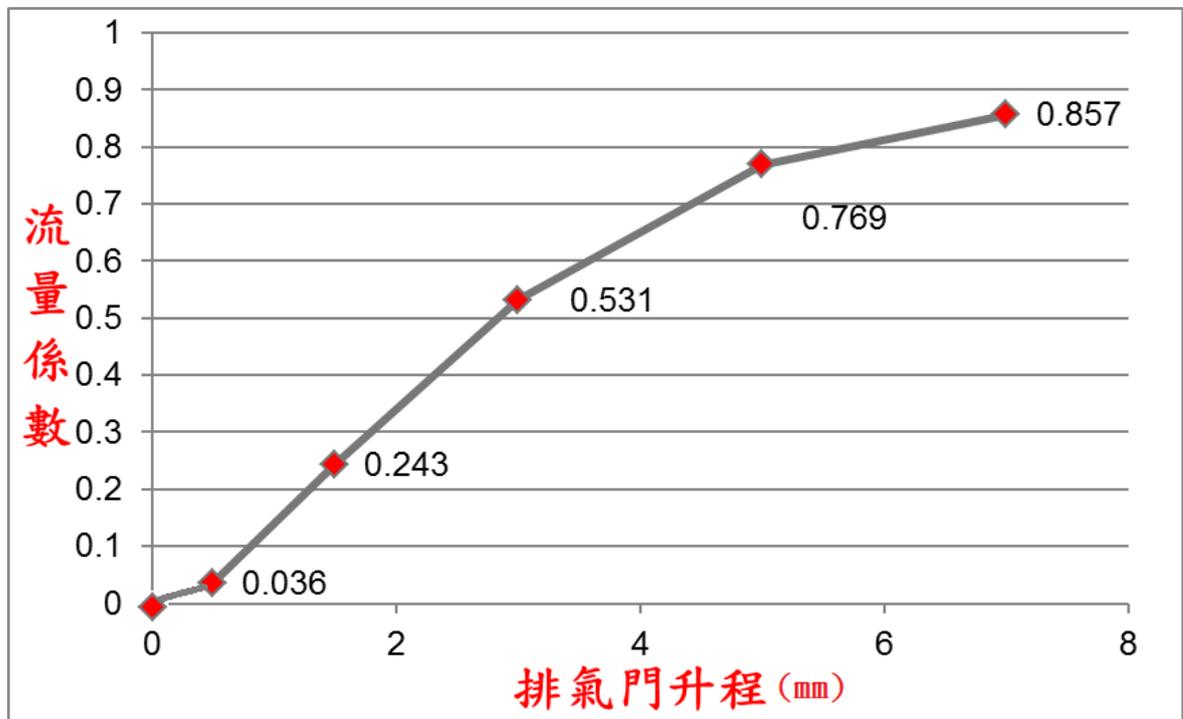


圖 12、排氣門流量係數

3.3 缸頭氣道穩流試驗

四行程內燃機的壓力損失主要是在氣道中發生，降低氣道中的流動阻力，是減少壓力損失主要方法之一。因內燃機氣道中的氣體流動是間歇非穩定的流動，在實際內燃機中測試氣體非穩態流動損失較困難，所以試驗通常在穩定流動實驗裝置上進行，進氣道採用 2.45kpa(250mmH₂O)壓差來進行穩流試驗；排氣道的壓力損失比進氣道的高，因此排氣道採用定 4.9kpa(500mmH₂O)。

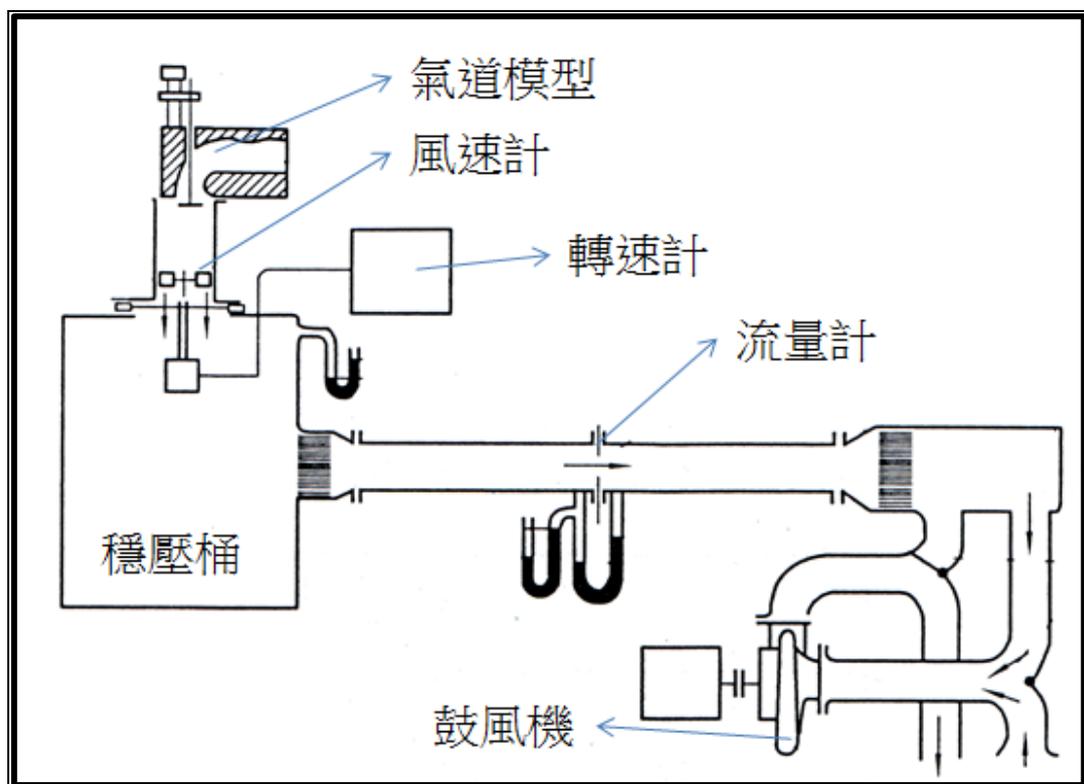


圖 13、缸頭氣道穩流試驗[10]

AVL 公司從穩流試驗中得出的 18 個不同結構和大小的進氣道流量係數隨相對氣門升程 $\frac{H_v}{D_v}$ 變化的範圍，氣門座內徑 D_v 在 $\psi 32\text{mm} \sim \psi 150\text{mm}$ 範圍。此流量係數範圍，可作為設計和改善進氣道時比較流量係數的參考。

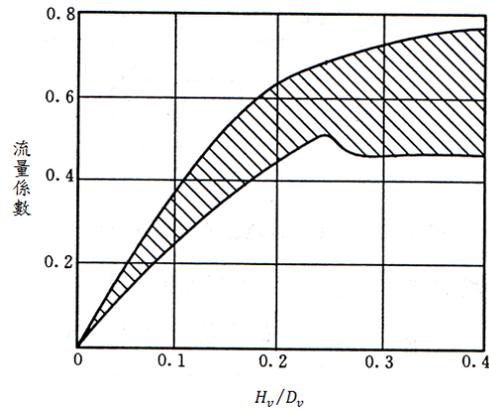


圖 14、進氣道之流量係數範圍[10]

AVL 公司從 40 個不同排氣道的穩流試驗中得到的流量係數隨相對氣門升程 $\frac{H_v}{D_v}$ 變化的範圍。氣門座內徑 D_v 在 $\psi 33.2\text{mm} \sim \psi 146.1\text{mm}$ 之間，此流量係數的範圍，可作為設計和改進排氣門道時比較流量係數的參考。

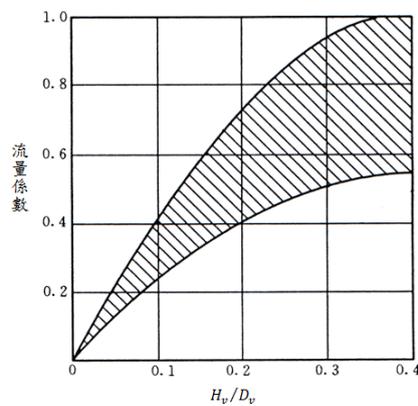


圖 15、排氣道之流量係數範圍[10]

3.4 SF-60 流量計之進氣門流量係數



圖 16、SF-60 流量計實驗圖

3.5 SF-60 流量計之進氣門流量係數

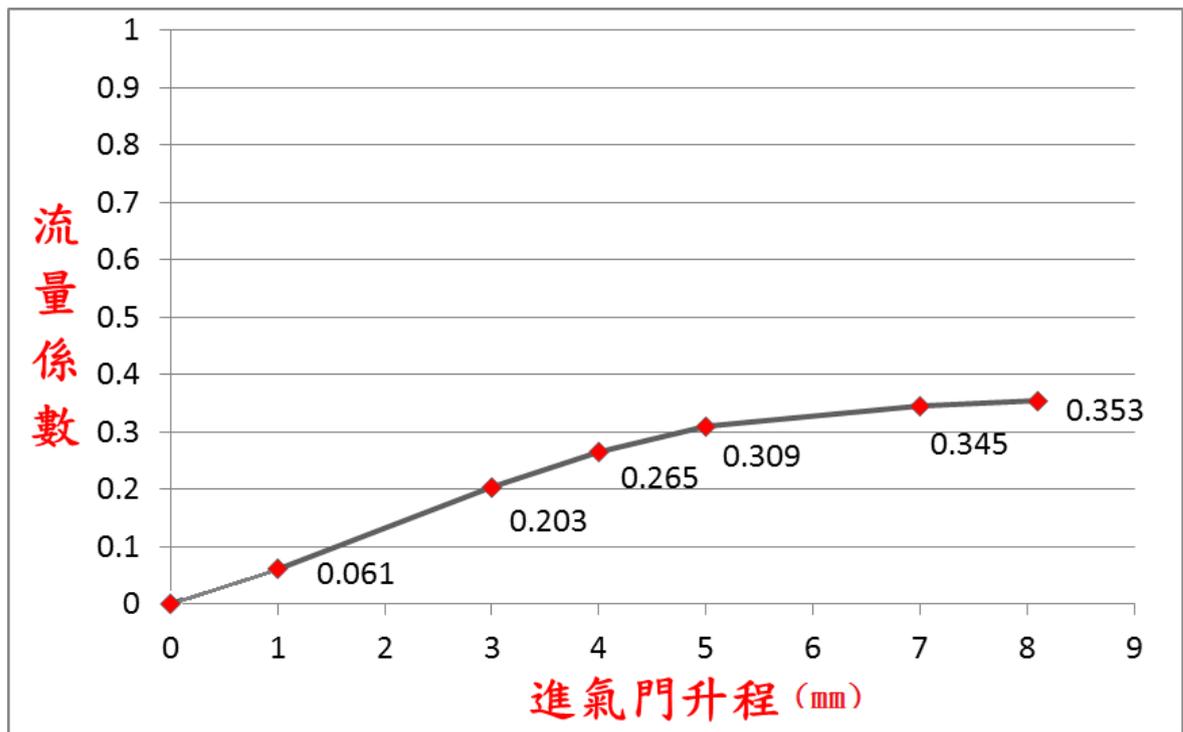


圖 17、SF-60 流量計之進氣門流量係數

實驗之流量係數在進氣門關閉時之流量係數為 0，流量係數在進氣門最大揚程時之流量係數為 0.353。

3.6 進排氣門斷面積對流量係數的影響

3.6.1 進汽門模型以 8.1mm 做修改及討論

(1)修改區域：氣門桿斷面積

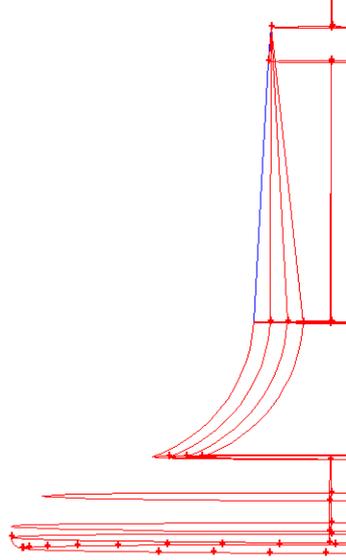


圖 18、進氣門斷面積

進氣門—氣門桿斷面積修改

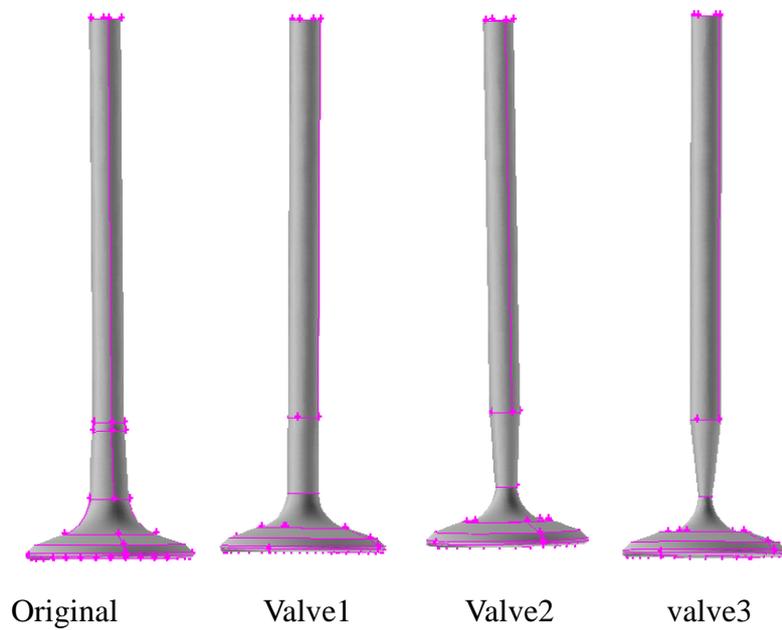


圖 19、進氣門模型

(2)修改區域：氣門面曲率

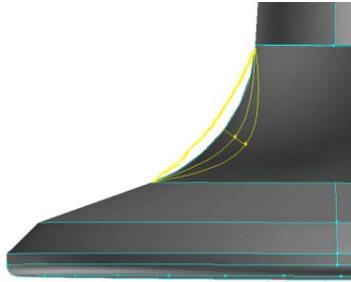


圖 20、進氣門曲率

進氣門—氣門面曲率修改

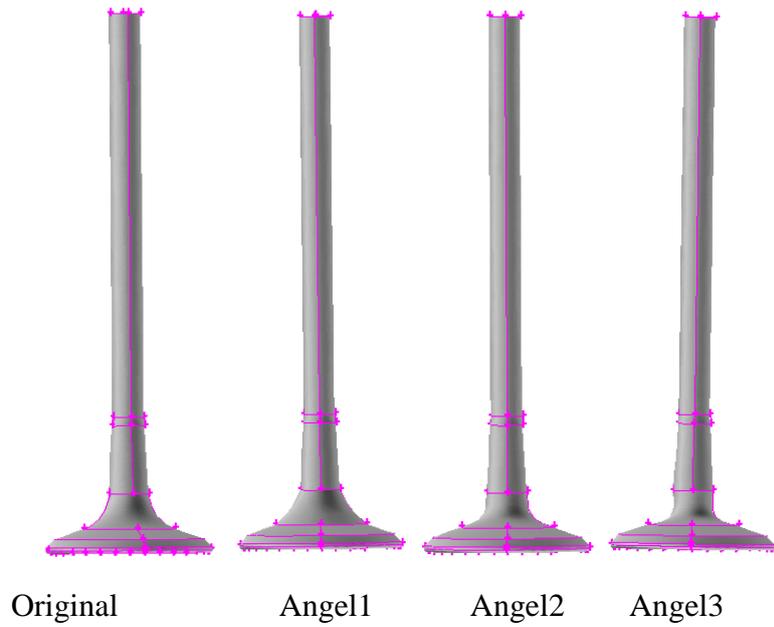


圖 21、進氣門模型

3.6.2 排氣門模型以 7mm 做修改及討論

(1)修改區域：氣門桿斷面積

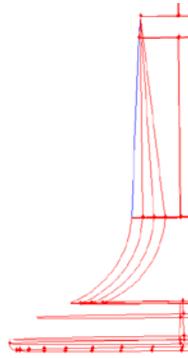


圖 22、排氣門斷面積

排氣門—氣門桿斷面積修改

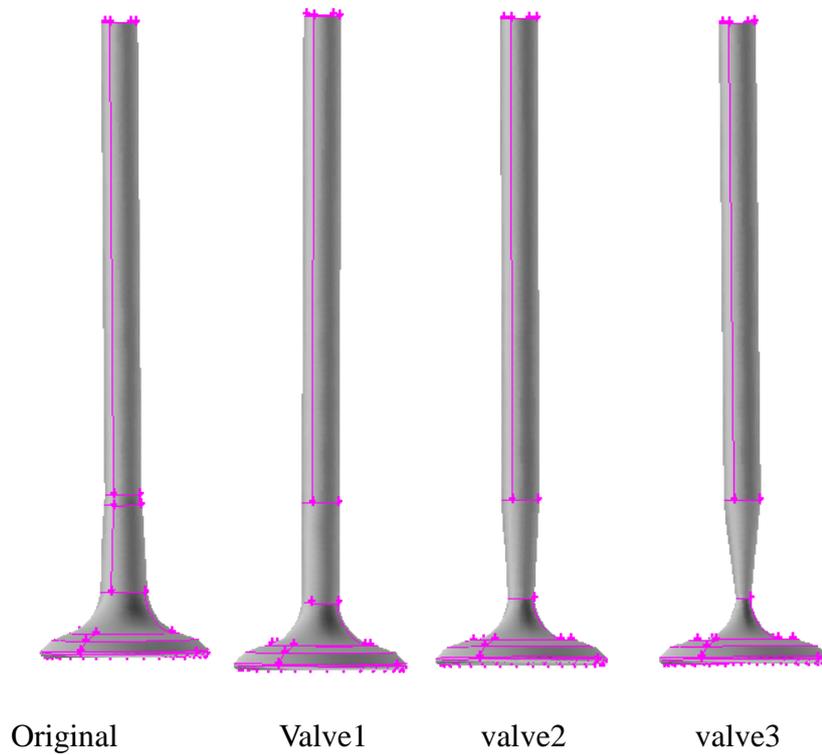
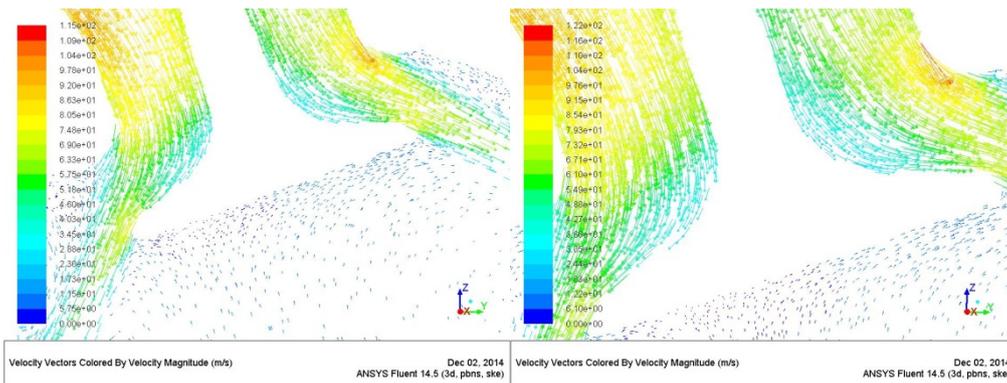


圖 23、排氣門模型

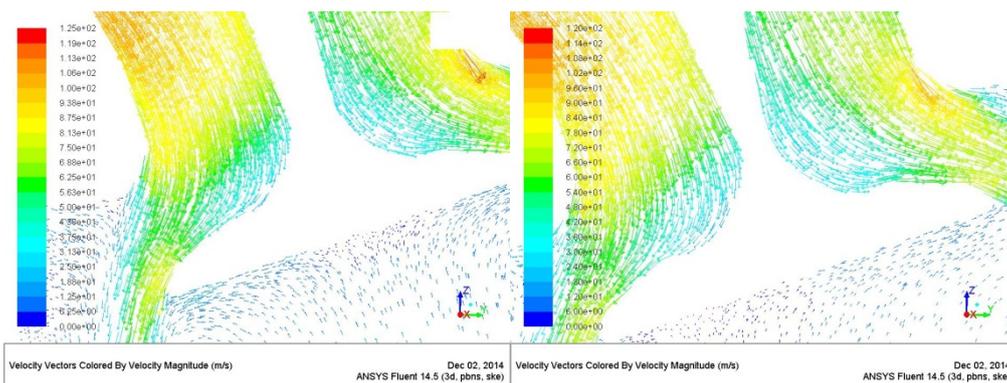
表 1、進氣門氣門桿斷面積之質量流率改善

	質量流率(kg/s)	改善質量流率(%)
Original	0.0754	
Valve 1	0.0787	4.15
Valve 2	0.0830	9.06
Valve 3	0.0793	4.83



Original

Valve 1



Valve 2

Valve 3

圖 24、速度向量圖

表 2、進氣門氣門面曲率之質量流率改善

	質量流率(kg/s)	改善質量流率(%)
Original	0.0754	
Angel 1	0.0780	3.2
Angel 2	0.0781	3.4
Angel 3	0.0783	3.6

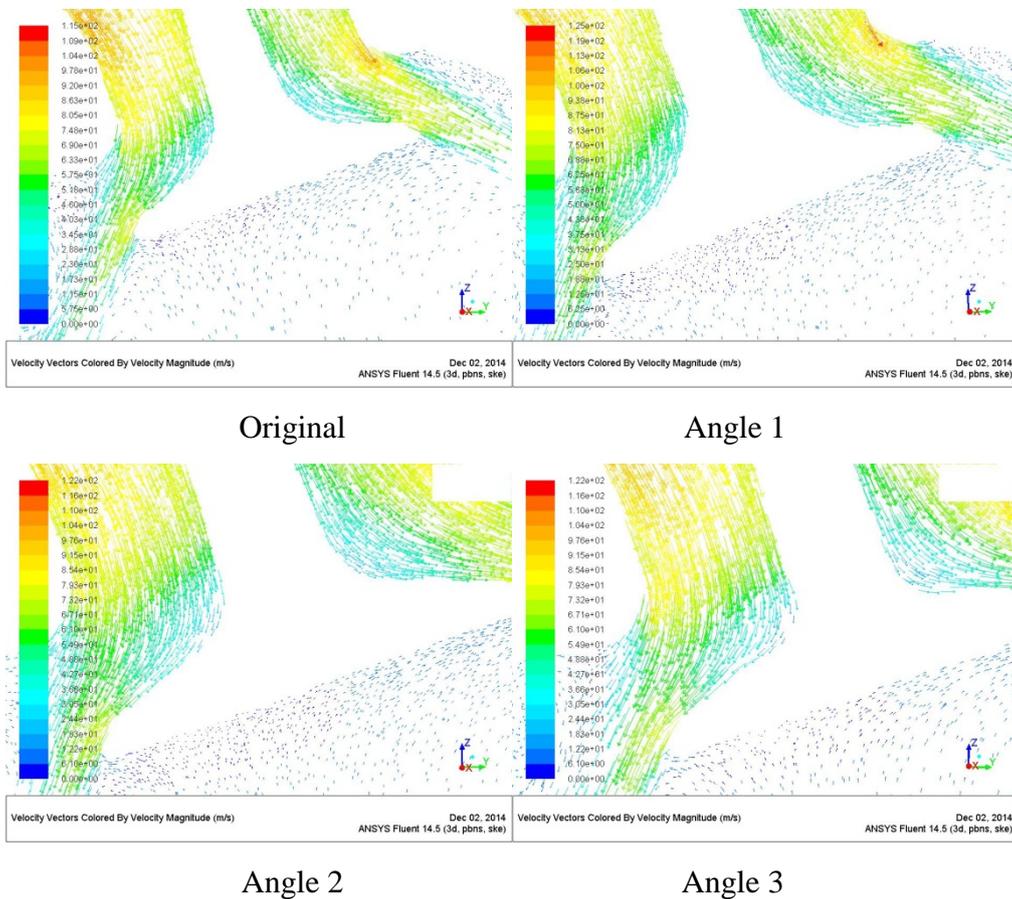
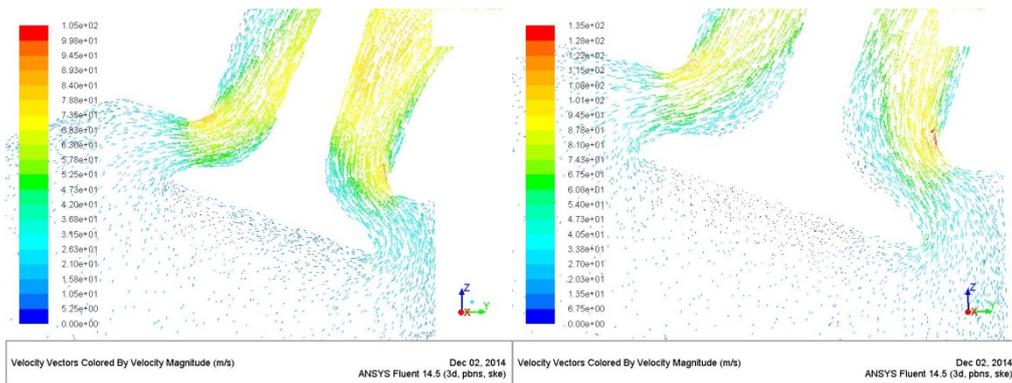


圖 25、速度向量圖

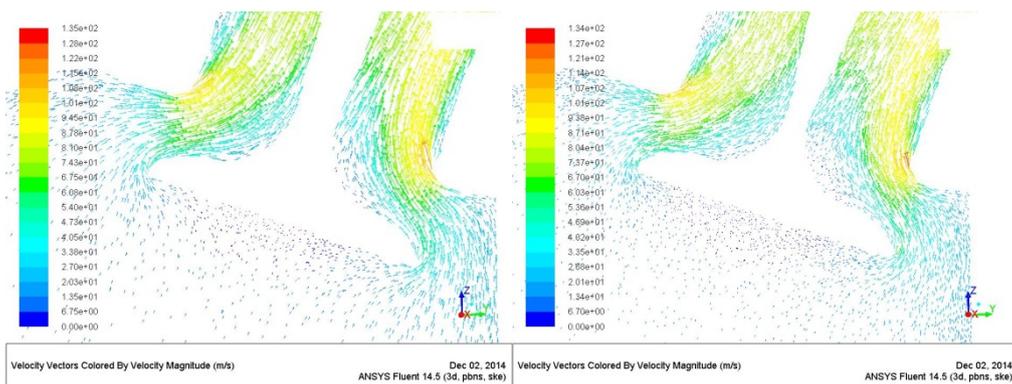
表 3、排氣門氣門桿之質量流率改善

	質量流率(kg/s)	改善質量流率(%)
Original	0.0479	
Valve 1	0.0607	21.07%
Valve 2	0.0609	21.4%
Valve 3	0.0611	21.59%



Original

Valve 1



Valve 2

Valve 3

圖 26、速度向量圖

3.7 數據分析

3.7.1 進氣門—氣門桿斷面積

在進氣門升程為 8.1mm 下，氣門桿斷面積之修改不是愈小愈好，此模擬發現，在適當修改的狀況下，進氣量提升了將近 10%，這對容積效率之影響非常大，模擬此三種進氣門之斷面積改變，發現質量流率趨勢走向，若是再做更多不同的進氣門斷面積改變，再加上氣門面曲率之變化，相信能夠找到最佳修改量。

3.7.2 進氣門—氣門面曲率

此模擬發現，氣門面曲率對進氣門升程為 8.1mm 時之質量流率改善率小，改善率在 4% 以內，代表進汽門全開時，氣門面曲率對質量流率沒有影響。

3.7.3 排氣門—氣門桿斷面積

此模擬發現，Case 1 已經將質量流率提升了 20%，Case 2 及 Case 3 的斷面積的縮小不再影響質量流率。

修改進氣門也需考量剛性之問題，材料選用是否恰當，若是材料剛性太低，就等於是白費工夫，以及製造上的問題，幾何形狀是否能夠開模製造，若無法開模製造，或是因為幾何形狀過於複雜及精密，公差導致理論與現實不符合，這樣的設計一樣不能採用，模擬以及現實面必須找到一個平衡點，所以不能一味地將進氣門斷面積減小。

3.8 實驗及模擬之進氣流量係數

將工業技術研究院之四閥 Flow Box 初步發展報告內，有汽機車流量係數之實測數值，將報告內之流量係數與模擬之流量係數做比對，發現模擬時之氣門流量係數與報告內的流量係數趨勢相同，進氣門在最大升程 8.1mm 時，流量係數為 0.66，與大部分之引擎流量係數趨勢相同。

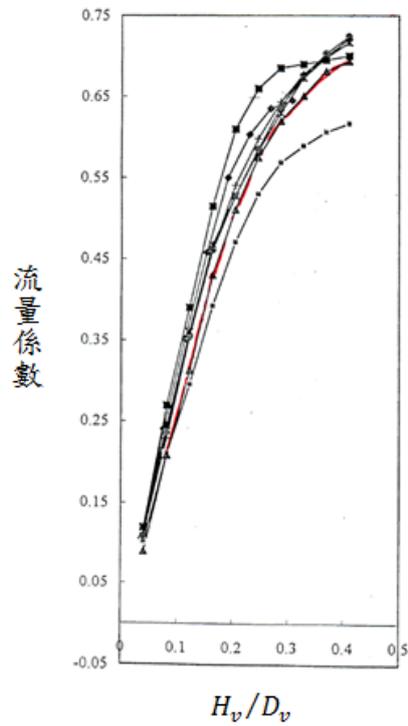


圖 27、工研院研究之進氣門流量係數[3]

3.8.1 實驗及模擬之進氣流量係數

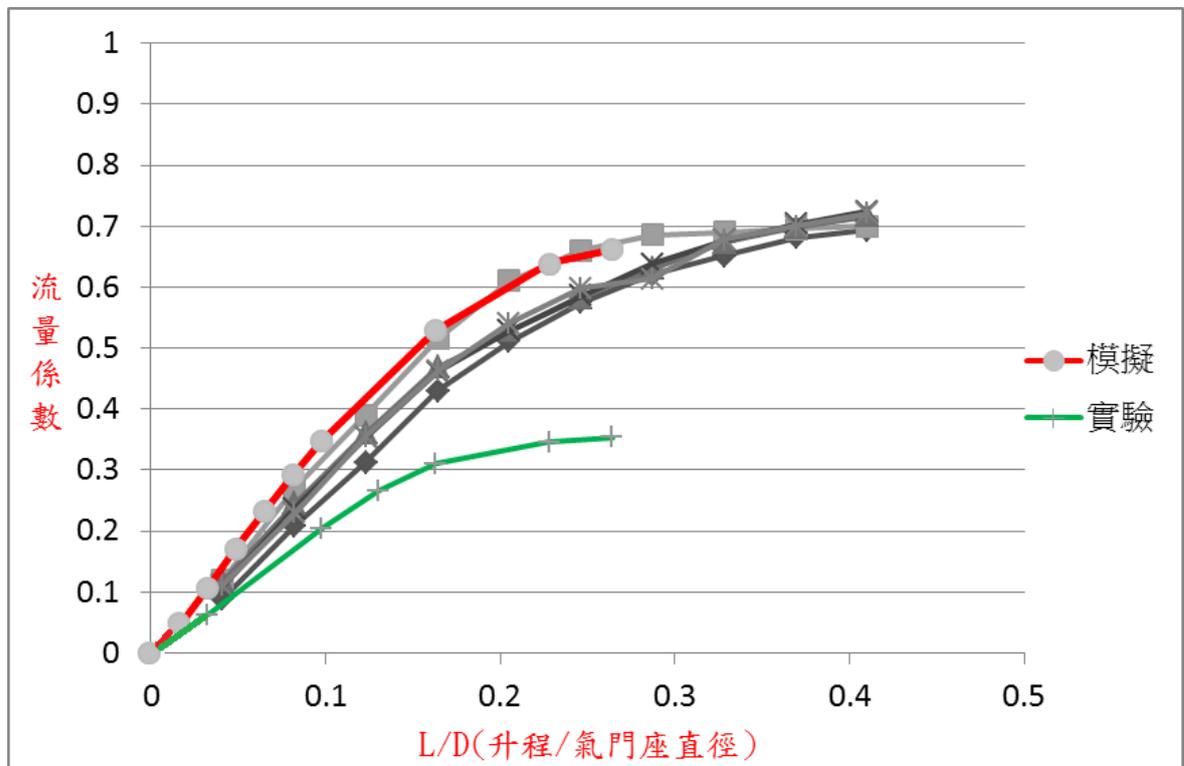


圖 28、進氣門流量係數

實驗得到的流量係數遠低於模擬得到的流量係數，進氣門在最高升程時，流量係數只有 0.35，與模擬之誤差為 46%，在操作步驟以及量測方式無誤的狀況下，可斷言流量計需要檢查是否有問題。

3.8.2 實驗及模擬之排氣流量係數

將工業技術研究院之四閥 Flow Box 初步發展報告內的排氣門流量係數與模擬之流量係數做比對，發現模擬時之排氣門流量係數與報告內的流量係數走趨勢類似。

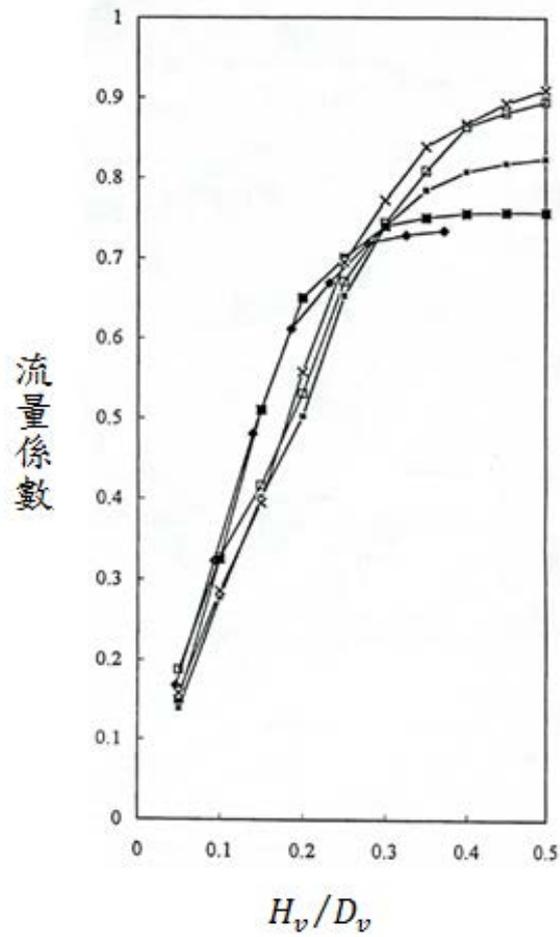


圖 29、工研院研究之排氣門流量係數[3]

3.8.3 實驗及模擬之排氣流量係數

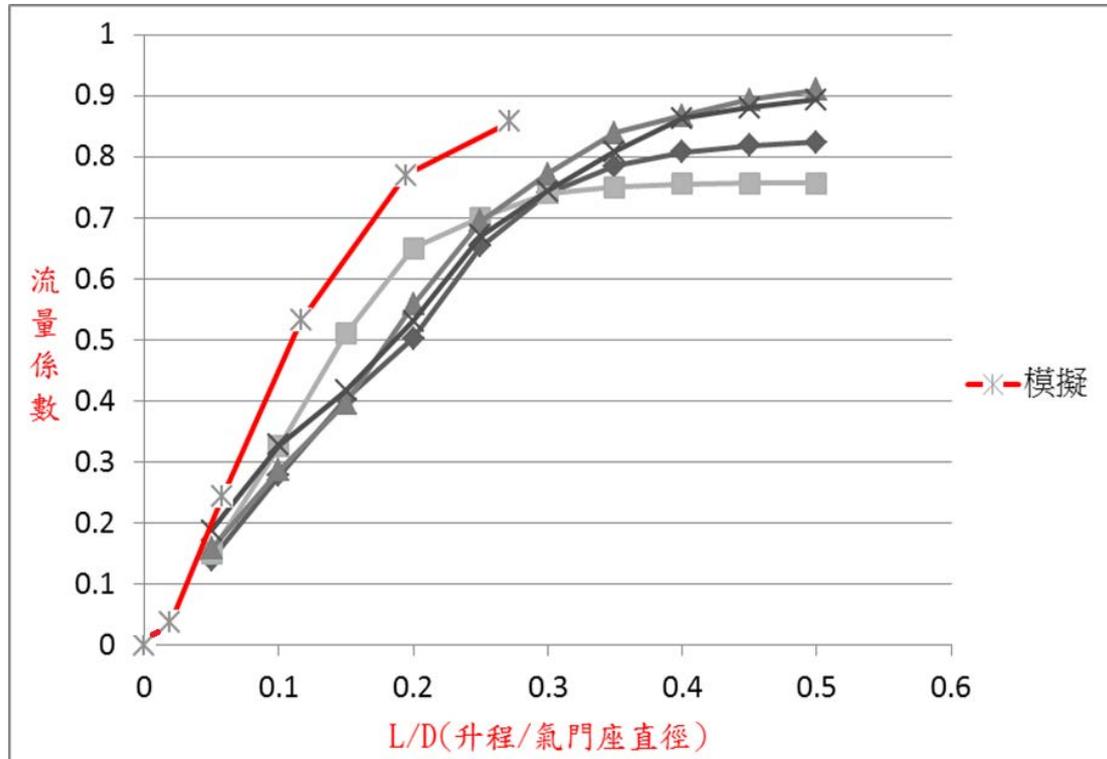


圖 30、排氣門流量係數

實驗得到的流量係數與大部分引擎的趨勢相差不遠，模擬所得的流量係數，可以發現出這顆引擎在汽門中揚程時，流量係數提升得特別快。

3.8.4 汽缸內部流場分析

汽門的 R 角大小影響流場的現象，以下列例子說明，9mm 與 6mm 的差異在流場漩渦以及流出氣門的流速分布，6mm 轉彎急(相對為 Original)氣門腳底下的漩渦會比較大，9mm 轉彎緩(相對為 Valve 1)氣門腳底下的漩渦會比較小，發現模擬得到的結果，氣門腳底下的流場漩渦符合特徵。

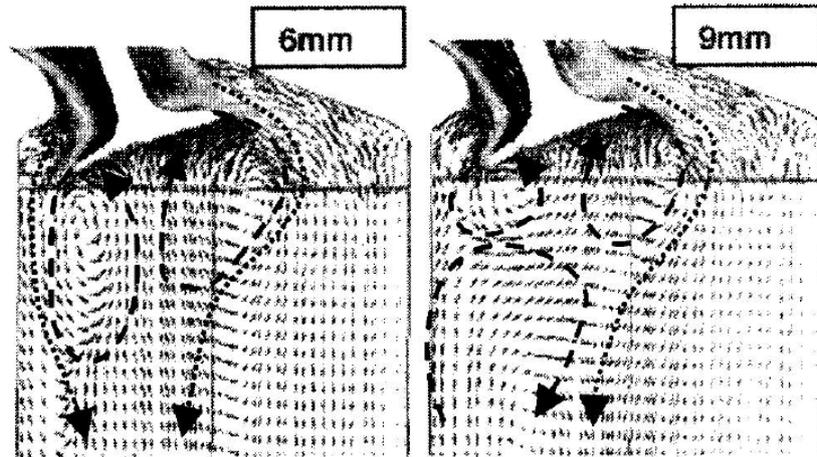


圖 31、速度向量圖[7]

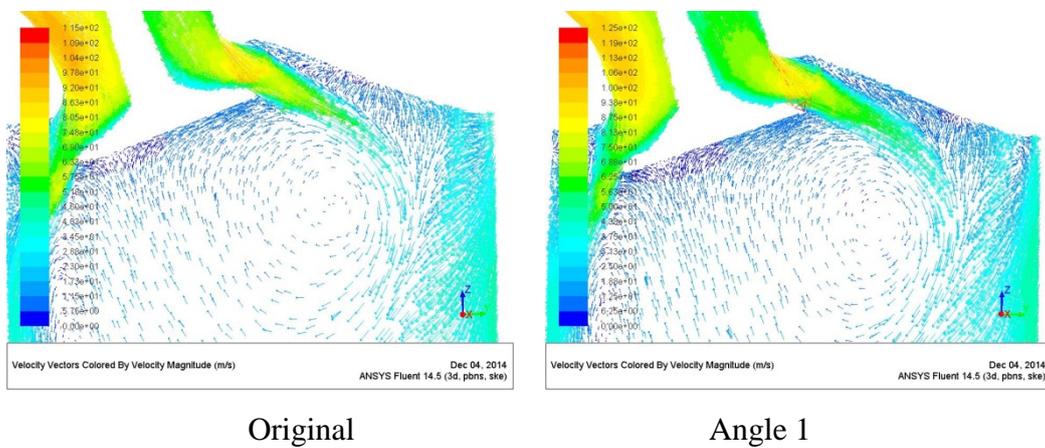


圖 32、速度向量圖

3.8.5 汽缸內部流場分析

文獻內提到的流場分布情形，若與模擬之流場做比對，發現漩渦確實會在氣缸內分為三部分，且漩渦方向相同。

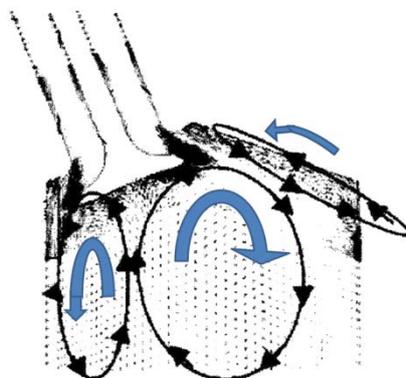


圖 33、速度向量圖[7]

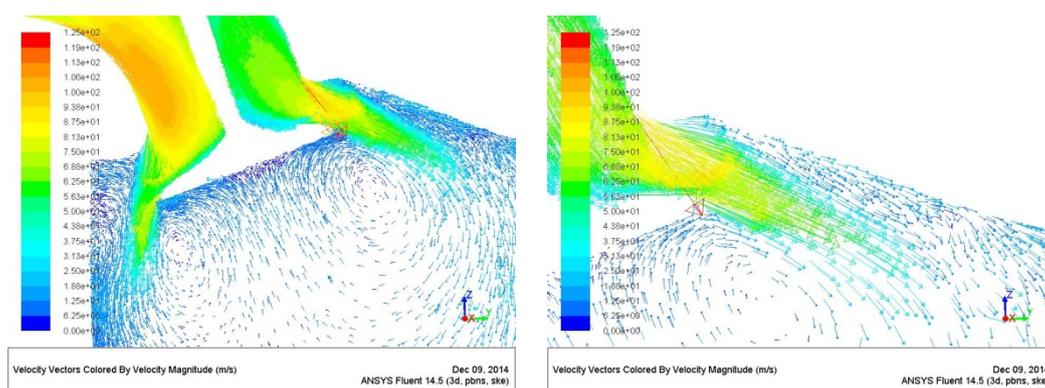


圖 34、速度向量圖

四、結論

進氣門斷面積做適當的修改提升將近 10% 的質量流率，對引擎容積效率是一重要的改善，氣門面曲率的改變無明顯的改善，若是將斷面積與曲率一起做修改，也許能將流量係數再往上提升，此經驗能夠延伸到未來對設計引擎有非常大的助益。氣門斷面積的縮小，會影響氣門之剛性以及耐用度，將氣門之斷面積減小，也須提升氣門的剛性。進汽門氣門面之曲率變化在流場是非常敏感，若是將 R 角增加太大或太小，會無法預期流場的趨勢。

五、致謝

本論文感謝宏佳騰機車，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

六、參考文獻

1. Yunus A. Cengel, Jhon M.Cimbala, Robert H.Turner, Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, p.475, 2012.
2. Yunus A. Cengel, Afshin J.Ghajar, Heat and Mass Transfer fundamentals and applications, p.467, 2011.
3. 林英雄，工業技術研究院-機械工業研究所-四閥Flow Box初步發展報告，p.4，1995.
4. Richard stone, Introduction To Internal Combustion Engines, p.250, 1995.
5. B. Selvaraj, S.N. Sridhara, G. Indraprakash, A. Senthilkumar, Arvind Pangaonkar , Effects of Intake Port Geometry on the Performance of an SI Engine, No. 2011-32-0506, SAE Technical Pape, 2011.
6. Stanislav V. Bohac1 and Klaus Landfahrer, Effects of Pulsating Flow on Exhaust Port Flow Coefficients, No. 1999-01-0214, SAE Technical Paper, 1999.
7. Duk-Sang Kim, Yeun-Jun Yoo, Yong-Seok Cho, Numerical Analysis of Flow Characteristics for Intake Valve Design, No. 2003-01-2015, SAE Technical Paper, 2003.
8. Hongming Xu , Some Critical Technical Issues on the Steady Flow Testing of Cylinder Heads, No. 2001-01-1308, SAE Technical Paper, 2001.
9. C. R. Ferguson, A. T. Kirkpatrick, Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences, John Wiley & Sons, 2015.
10. 劉永長，內燃機原理，第一版，pp.200-203, 2001.

高溫熱交換模組有限元素模擬分析

A High Temperature Heat Exchange Module Finite Element Simulation Analysis

許威傑¹、蔡建雄²、許聖彥³、陳建成⁴、唐紹文⁵

Xu-Wei Jie, Chien-Hsiung Tsai, Sheng-Yen Hsu, Jian-Cheng Chen, Shao-Wen Tang

¹ 屏東科技大學 車輛工程系 碩士

Pingtung University of Science and Engineering, Master of vehicle

² 屏東科技大學 車輛工程系 教授

Pingtung University of Science and Engineering Professor of vehicle

³ 國立中山大學 機械與機電工程學系 助理教授

National Sun Yat-sen University

Department of Mechanical Engineering and Electrical and Mechanical Services
assistant professor

^{4,5} 財團法人金屬工業研究發展中心 金屬製程研發處

Foundation Metal Industries Research and Development Center

Metal process research and development department

摘要

本論文以計算流體力學(Computational Fluid Dynamics) ANSYS/ FLUENT 軟體建構國內第一套中高溫蓄熱式燃燒系統之蓄熱體熱流模擬分析模組。以 CFD 來模擬與設計蓄熱體模組是現代較為準確的方法，但是由於網格數太多，所以無法針對全尺寸蓄熱體模組進行模擬。為了能在設計初期就能有對蓄熱體模組整體 LAYOUT 與數目作一個評估，就必須要一個較簡單的設計程式，本論文是以多孔介質(porous medium)模式來代替詳實的蓄熱體磚塊，一來在建模時較為簡易，同時也可以大幅降低計算時間，而所需的多孔介質係數(對流係數與摩擦係數)與驗證準確度與可行性，則可以藉由 CFD 數值實驗得到。

關鍵字：計算流體力學、蓄熱體、多孔介質模式、對流係數

¹ 屏東科技大學車輛工程系，碩士

² 屏東科技大學車輛工程系，教授，
E-mail: chtsai@mail.npust.edu.tw

³ 國立中山大學機械與機電工程學系，助理教授

^{4,5} 財團法人金屬工業研究發展中心，金屬製程研發處，工程師

Abstract

In this study, Computational Fluid Dynamics ANSYS / FLUENT software build the first high temperature regenerative combustion system of the regenerator heat flow simulation analysis module. It is more accurate method to simulate and design a regenerator module with CFD, due to the cells are too much, so it is not possible to simulate the full-size regenerator module. In order to evaluate regenerator module overall layout at the beginning of the design, there must be a simple design program, porous media model can replace the details of the regenerator, not only easy to modeling, but also can significantly reduce the calculation time, porous media coefficients (convective coefficient and coefficient of friction) and validation accuracy and feasibility can be obtained by CFD numerical experiments.

Key words: Computational fluid dynamics, Regenerator, Porous media mode, Convection coefficient

一、前言

根據能源報導研究報告指出，依工業大用戶調查推估之廢熱量計算，攝氏 200 度以上具熱回收潛力的總廢熱量之能源成本達新台幣 303 億元。對於講求效率的工業界而言，燃燒系統是現行熱能使用最有效率的方法，同時也是相對最佳的能源選擇。然而燃燒系統必須將燃燒廢氣持續排出以保持穩定燃燒狀態，若無適當回收系統，將造成許多用熱浪費。目前在金屬等高耗能製程廢熱回收方式最常見的是利用金屬式復熱器，由於金屬材料無法承受高溫往復負載，僅能回收 400°C 以下的廢煙氣，加上廢煙氣在管路中熱交換效率不高，往往導致設備龐大且所達成的廢熱回收效果有限(加熱之新鮮空氣僅約 150-200°C)，僅能節省燃料約 10~20%。



圖 1、金屬熔煉及加工製程熱能使用及廢熱回收狀況

國內過去雖然也引進蓄熱式燃燒技術，針對高溫(1000°C 以上)工業爐進行系統整合應用技術之研究，並建置盛鋼桶預熱加熱爐作為示範場域。然而對於蓄熱式燃燒系統的關鍵組件尚未在國內深根，以致於目前業界若有節能改善需求皆需向國外採購，無論在客製化設計能力與後續維修補保均顯不足。其次，目前適用溫域大多設定在 1000°C 以上之工業爐，然而金屬產業中具有超過一半以上的製程加溫設備之操作溫域在 600-1000°C 之間(如圖 1.)，需要靠高效率之廢熱回收節省燃燒成本。

為降低能源使用成本，符合國內中高溫熱能需求產業之迫切廢熱回收需求，本計畫擬研發高效率蓄熱式燃燒模組，透過研發蓄熱體以及其周邊相關技術，有效降低蓄熱式燃燒系統體積，並將蓄熱體設計製造國產化。並且透過搭配業者實際操作狀況，建立起一套高效率的熱能回收模組與相關參數資料庫，再透過技轉廠商透過 ESCO 方式以節能績效驗證方式，服務國內中高溫製程業者，達到產業節能之目標，擴大節能效益。

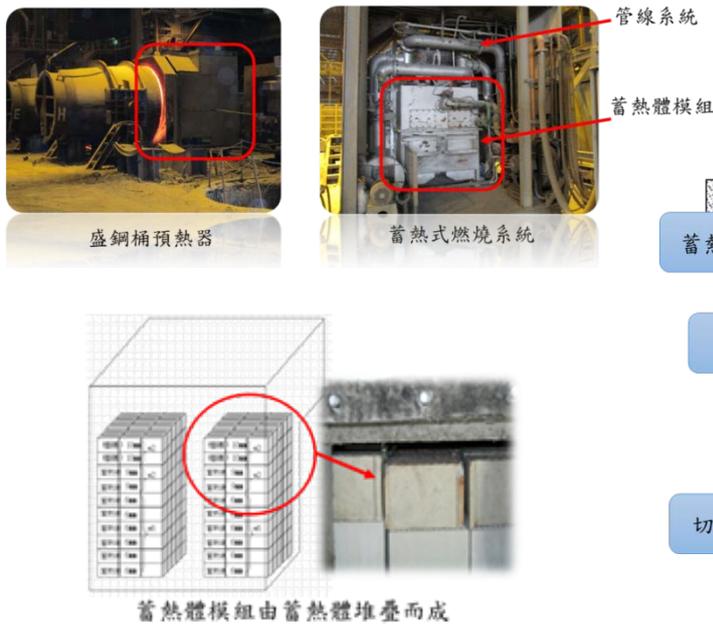


圖 2、蓄熱式燃燒模組-1

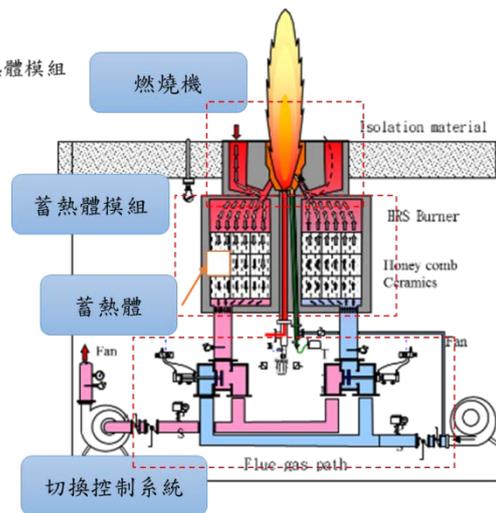


圖 3、蓄熱式燃燒模組-2

蓄熱式燃燒系統是目前世界上高溫廢熱回收效率最佳的方法之一(廢熱回收最高可達 90%，相對燃料可節省約 20 ~ 45%)，部分國內鋼鐵業及製鋁業引進國外蓄熱式燃燒系統進行廢熱回收。由於金屬材料業爐內工作溫度高，陶瓷是蓄熱體材料的最佳選擇，然而陶瓷材料熱傳係數低，蓄熱系統為了取熱完全通常需要相當大的蓄熱空間，對於空間相對侷限的業者，體積過大不易導入。

國外業者為了成本及維修考量，僅提供規格商品服務，由於國內蓄熱式燃燒系統設計能量不足，缺乏客製設計與單元零組件國產化服務支援，導入信心缺乏。加上若直接安裝在現有如熱處理等中高溫場域，將直接影響到現有空間而導致安裝、維修甚至一般人員走道的安排，甚至有可能導致安全上的顧慮。

國外蓄熱式燃燒系統目前均為單一陶瓷蓄熱體式設計，應用範圍大部分以超過 1000°C 之高溫工業爐為主。蓄熱體分為不定形式陶瓷球以及定形式蜂巢狀或圓孔狀陶瓷蓄熱體，配合蓄熱模組以及爐具以規格品形式進行販售。目前國際大廠蓄熱式燃燒系統特色如下表 1. 所示。

表 1、國際大廠蓄熱式燃燒系統比較表

國際標竿	British Gas 英國瓦斯	Tokyo Gas Engineering co. Ltd(東京瓦斯工程)	Nippon Furnace Kogyo Kaisha Ltd.(日本窯業)	Chugai Ro co. Ltd (中外爐工業)	Bloom Engineering
應用爐溫	≤ 1300 °C	≤ 1350 °C	≤ 1200 °C	≤ 1300 °C	≤ 1400 °C
熱回收率	≤ 85%	80%	≤ 85%	≤ 80%	≤ 85%
系統體積	≥ 0.5m x 0.5m x 1m	≥ 0.8m x 0.8m x 0.9m	≥ 0.3m x 0.5m x 1.2m	≥ 1m x 1.5m x 3.0m	≥ 2m x 3m x 1.3m
系統特性	<ul style="list-style-type: none"> • 圓柱蓄熱體桶槽設計 • 蓄熱體溫度較均勻 • 多種燃料適用(天然氣、重油、液化石油氣) 	<ul style="list-style-type: none"> • 蓄熱體結合至燃燒器內。 • 陶瓷球型蓄熱體。 • 可安置於加熱爐上方(天井式) 	<ul style="list-style-type: none"> • 蜂巢式蓄熱體設計為主 • 低壓損(<3kPa) • 廢氣溫度較高(300°C~400°C) 	<ul style="list-style-type: none"> • 適用重油、天然氣、焦爐氣燃料。 • 氧化鋁球蓄熱體為主。 • 蓄熱體桶槽攪拌除塵(Ball mixer)設計。 	<ul style="list-style-type: none"> • 多種蓄熱體桶槽設計 • 蓄熱體可遠離燃燒器。 • 蓄熱體桶槽可對應多數燃燒器。
					

二、研究方法

本研究以計算流體力學 CFD (Computational Fluid Dynamics) ANSYS/FLUENT 軟體建立中高溫蓄熱體熱流模擬技術。利用多孔介質(porous medium) 模式來代替詳實的蓄熱體磚塊，所需的多孔介質係數(對流係數與摩擦係數)與驗證準確度與可行性，則可以藉由 CFD 數值實驗得到。

本研究工作概述如下：

1. 利用前處理軟體實施模型的繪製
2. 以計算流體力學軟體回歸對流係數與摩擦係數
3. 以計算流體力學軟體模擬蓄熱體來回 100 次吸放熱反應
4. 利用後處理軟體繪製速度流線、流場、溫度分布狀況

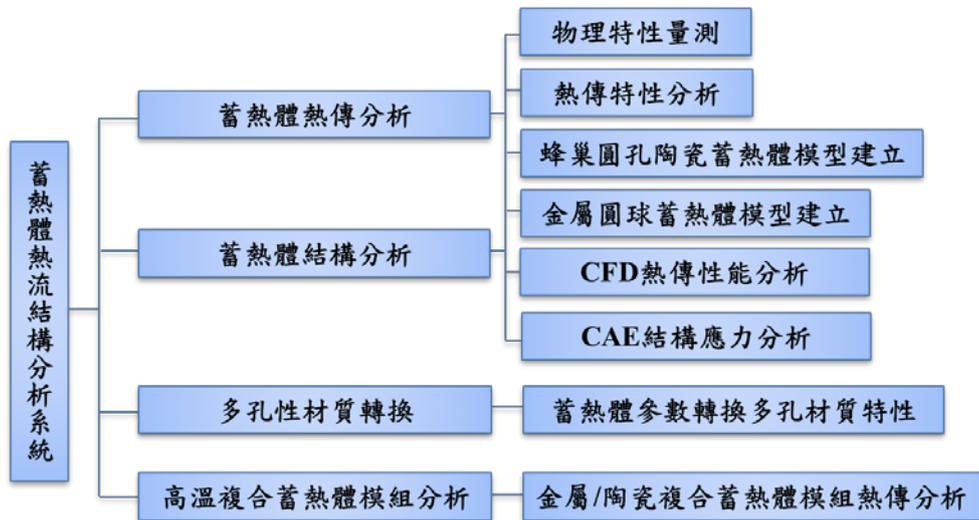


圖4、蓄熱體熱流結構分析系統圖

在探討數學模型前，首先必須對流體做相關之合理及適當的基本假設，以達到簡化數學模型之目的。本研究中的基本假設為：

1. 流體為理想氣體
2. 流體為層流
3. 忽略重力場

在使用數值模擬氣流於蓄熱體內部的流場之前，必須建立起相關的統御方程式。數值模擬分析得符合 Navier-Stokes 之統御方程組，滿足物理特性之連續方程式(Continuity equation)、動量方程式(Momentum equation)及能量方程式(Energy equation)等，各項方程式如下所示。

連續方程式(Continuity equation)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

連續方程式表達流體滿足質量守恆定律，所以在方程式中 ρ 表示流體密度， u_i 表示 i 方向的流體速度， x_i 表示 i 方向上之座標， t 為時間。

動量方程式(Momentum equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

其中 p 為靜壓力， g_i 為重力加速度。

動量方程式中黏滯項的應力張量為：

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (3)$$

其中 μ 為流體黏滯係數， δ_{ij} 為單位向量 ($i = j$ 、 $\delta = 1$ ， $i \neq j$ 、 $\delta \neq 1$)

能量方程式(Energy equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (4)$$

其中 k_{eff} 是等效熱傳導係數， J_j 為成分 j 的擴散通量。右方程式的前三項分別描述了熱傳導、成份擴散和黏性耗散帶來的能量傳輸。 S_h 包括了化學反應熱或者輻射熱以及其他使用者定義的體積熱源項。

達西定律(Darcy's law)

$$\Delta p = \frac{\mu}{\alpha} u + c_2 \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (5)$$

α 為多孔性結構之滲透性； μ 為流體之動黏性係數； ∇p 為多孔性結構流體流動方向之壓力差， C_2 為慣性阻力係數； $1/\alpha$ 為黏性阻力係數，方程式中考量流體慣性影響，使方程式可運用在紊流狀態之流體。

幾何模型

幾何圖形的構造為 16 顆堇青石蓄熱磚與 8 顆剛玉莫來石蓄熱磚所組成，一層有 4 顆蓄熱磚共有六層。全尺寸蓄熱模組示意圖如圖 7.所示，蓄熱磚規格如表 2.表 3.所示。

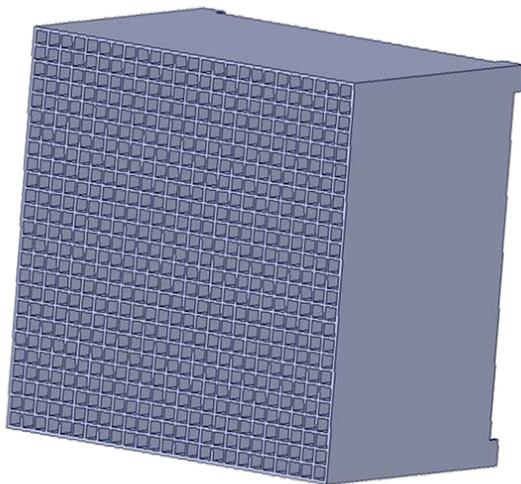


圖 5、堇青石蓄熱磚

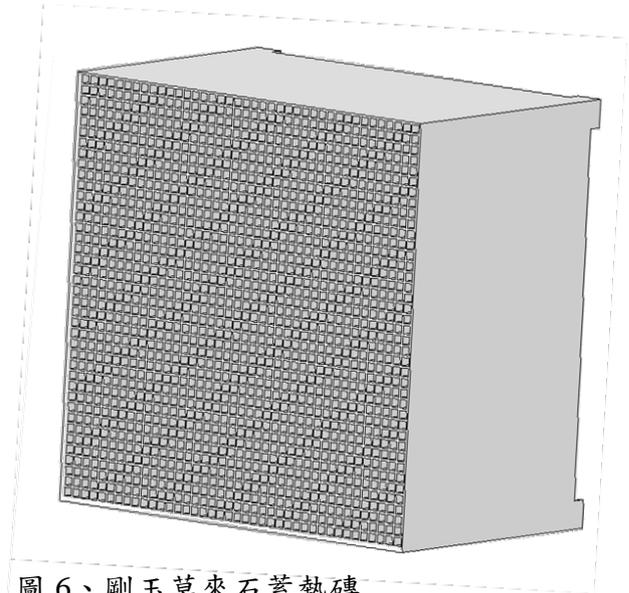


圖 6、剛玉莫來石蓄熱磚

表 2.蓄熱磚幾何尺寸

堇青石		剛玉莫來石	
尺寸	150*150*100	尺寸	150*150*100
孔徑	4.9	孔徑	3.0
壁厚	1.04	壁厚	0.7
孔隙率	0.67	孔隙率	0.64

Unit: mm

表 3、蓄熱磚材料參數

堇青石		剛玉莫來石	
D(kg/m ³)	2200	D(kg/m ³)	2500
Cp(J/kg·K)	1000	Cp(J/kg·K)	1000
k(W/m·K)	2	k(W/m·K)	2

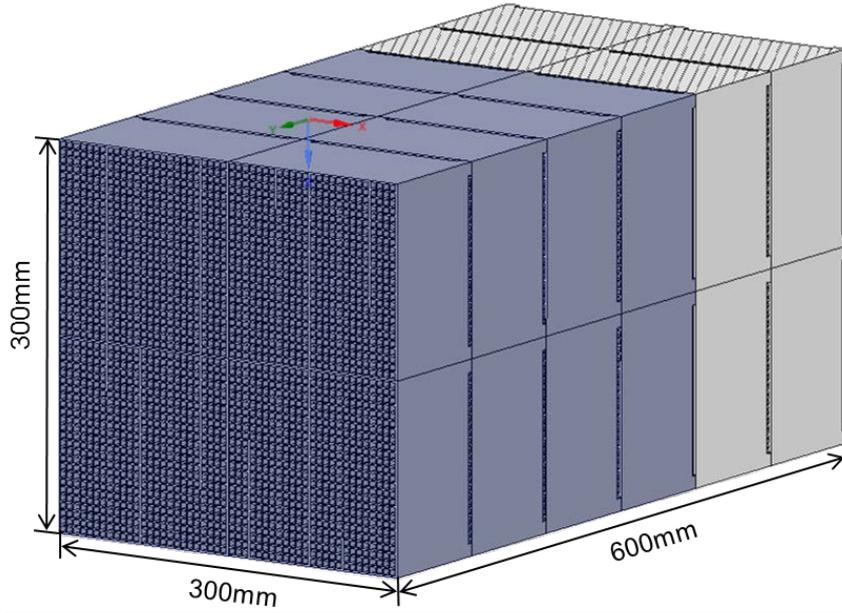


圖 7、全尺寸蓄熱磚模組示意圖

模型邊界條件

本研究模型之邊界條件分為全尺寸之 1/64 模型邊界條件及為全尺寸蓄熱模組之邊界條件。

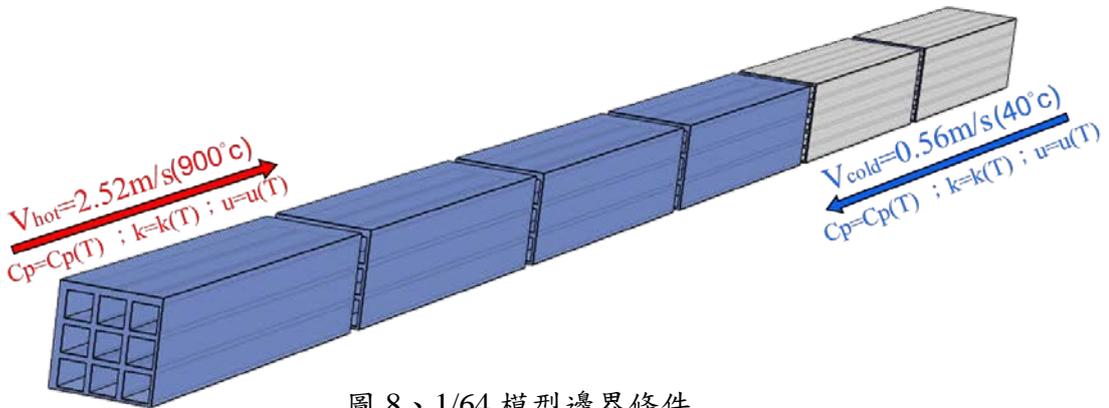


圖 8、1/64 模型邊界條件

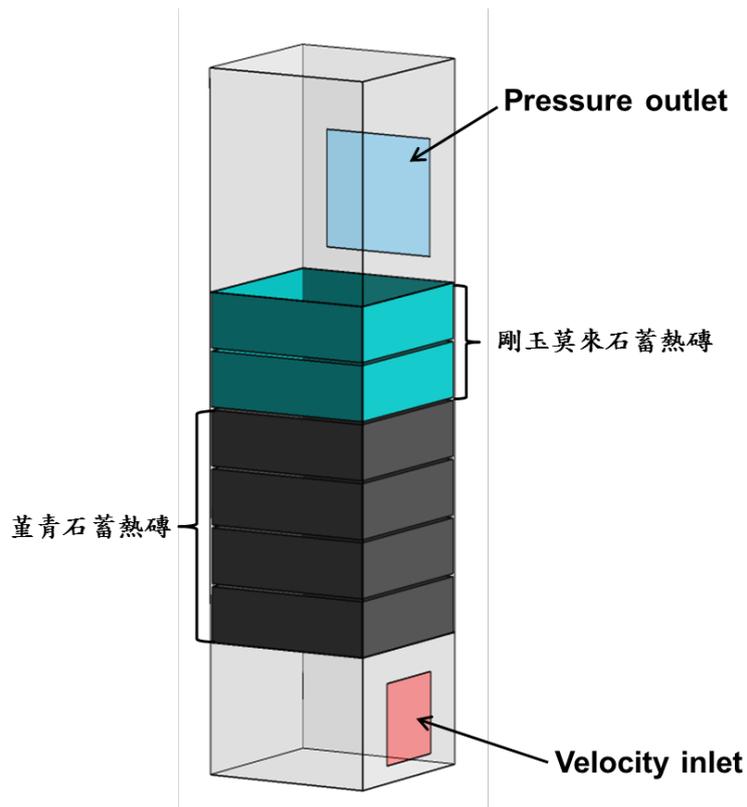


圖 9、全尺寸模型邊界條件

數值方法

本研究在 CFD 的部分使用 FLUENT 軟體來計算分析，而利用前處理軟體 GEMBIT 繪製幾何模型與網格的佈置，用以上方法對於流場進行模擬分析，依照邊界條件對軟體進行參數設定，探討的主題為流體速度分布、壓力分布、溫度分布等數據，數值模擬流程，如圖 3-4 所示。

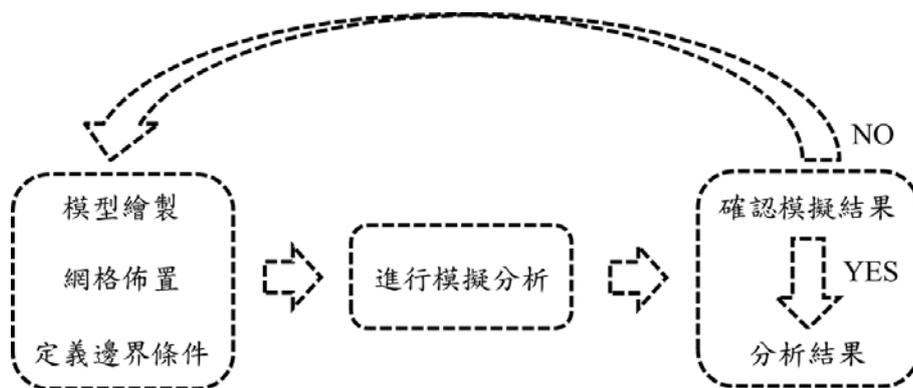


圖 10、模擬流程示意圖

網格系統

在建構網格時，網格品質的好壞與網格數量的控制都會影響往後的計算結果。研究指出在現今計算流體動力學所泛用的計算網格系統可分為二維網格系統及三維網格系統：二維網格是以複合式格點（Hybrid）為主，結合三角形網格（Triangle）與四邊形網格（Quadrilateral）；三維網格細分為兩個部份：結構式網格（Hexahedron grid）與非結構式網格（Tetrahedron grid），如圖 3-5 所示，網格面上的 ϕ_f 值可以由方程式計算：

$$\phi_f = \phi_c + \Delta y \frac{\partial \phi}{\partial y} + O(\nabla^2 y)$$

運用結構網格的優點 ϕ_f 與 ϕ_c 之間的 $\Delta y = 0$ ，所以可以消掉等號右邊的高階項次，因此沒有非結構網格固有的截斷誤差（truncation errors），在數值擴散（numerical diffusion）上，也比非結構格點小，其缺點則是遇到較為複雜的幾何形狀時，則需要花費較多時間與思緒去將幾何形狀畫分成多區塊（multi-block）形式，才能建構結構網格。非結構網格的優點則是對於複雜的幾何形狀也能夠快速建立網格系統，但其缺點除如之前所說的以外，則是所形成的網格數量較多進而提高電腦記憶體之負載，導致模擬解析的時間較長。

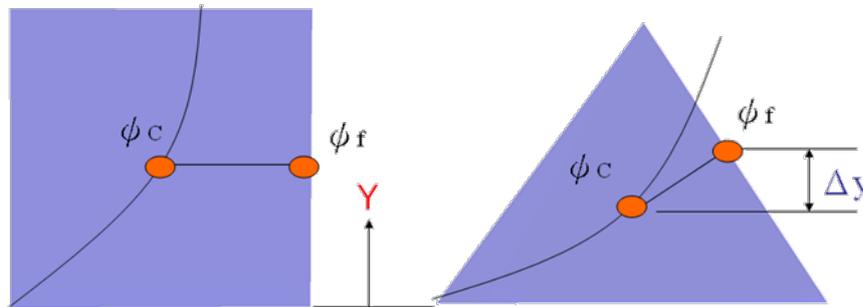
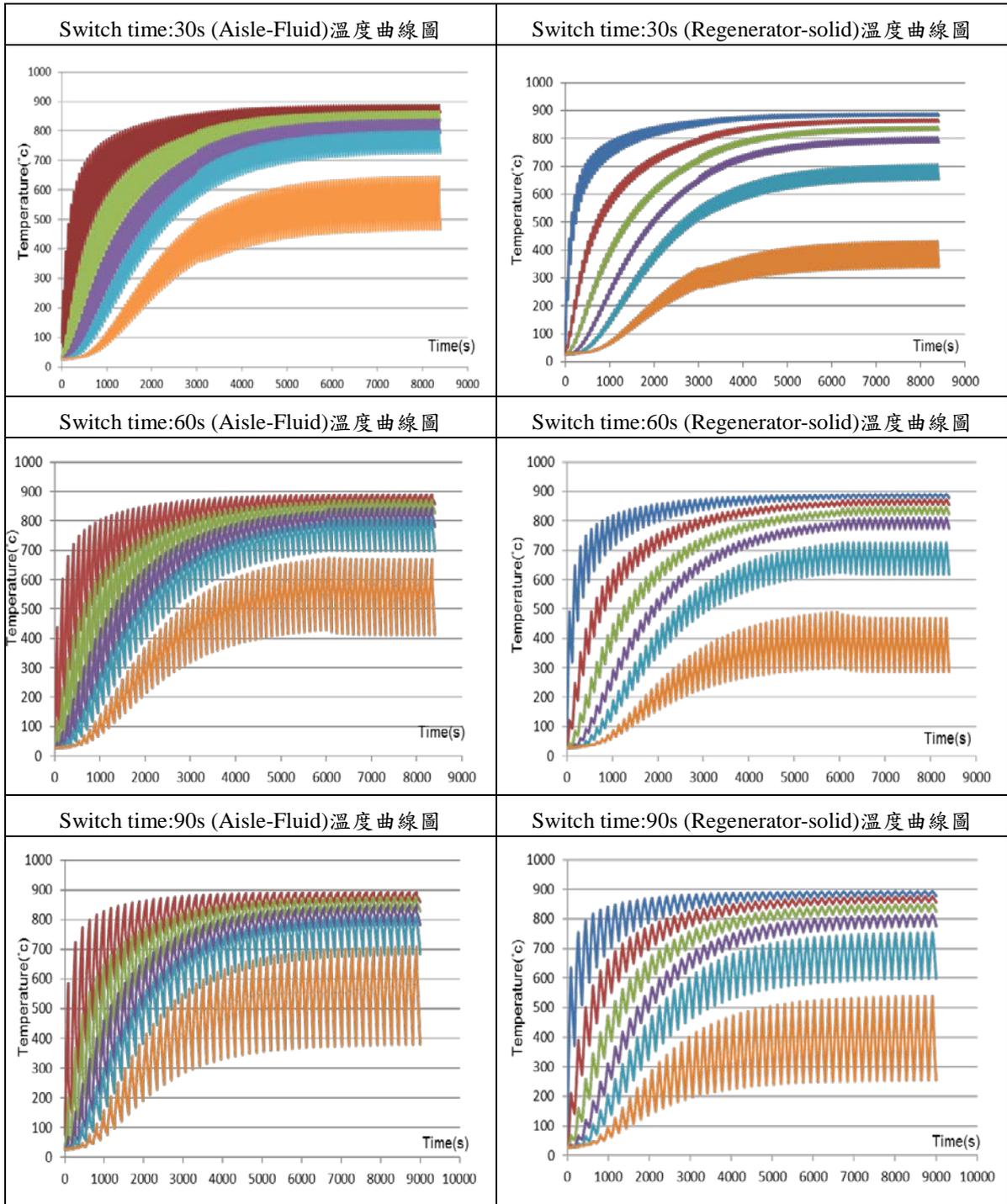


圖 11、網格計算示意圖

三、結果與討論

3.1 1/64 實際蓄熱模組吸/放熱反應

將 1/64 實際蓄熱模組進行 100 次吸/放熱反應，廢熱溫度為 900°C，切換時間為 30s、60s、90s，探討蓄熱磚與蓄熱磚間之氣體溫度與蓄熱磚固體溫度之差異。



高溫廢氣溫度為 900°C ，低溫空氣溫度為 40°C ，模擬6層蓄熱體堆疊而成之蓄熱體模組吸放熱之模組溫度分布。由高溫廢氣端先經由四層堇青石蓄熱磚，隨後經過兩層剛玉莫來石蓄熱磚完成排氣吸熱階段；經過一段時間後(切換時間)低溫空氣再經由兩層剛玉莫來石蓄熱磚一路流經堇青石蓄熱磚再送至燃燒噴嘴與天然氣進行燃燒反應，此為蓄熱體模組之放熱階段。

在兩個階段的切換時間模擬設定為30/60/90秒，高溫廢熱端風速經由流量換算後為 2.52m/s ；低溫空氣端風速則為 0.56m/s ，模擬經過100次吸/放熱階段後陶瓷蓄熱體模組溫度，與氣體溫度變化。

蓄熱磚與蓄熱磚之間的空隙為空氣溫度量測的位置，共有五個點分別對應溫度曲線圖上的五條曲線，結果顯示，切換時間越短所需的熱交換次數就越多，溫度越難達到飽和狀態，反之切換時間越長所需的熱交換次數就越少，溫度越容易達到穩定。蓄熱磚固體溫度對應到則是右半部的六條溫度曲線，從結果可以發現切換時間越長，溫度能越快趨於穩定，單一次吸/放熱反應的溫度變化較大，表示蓄熱磚有較長的時間能進行吸熱/放熱反應。切換時間30s-熱交換反應約在130次(7800s)達到溫度平衡，切換時間60s-熱交換反應約在55次(6600s)達到溫度平衡，切換時間90s-熱交換反應約在45次(8100s)達到溫度平衡。

3.2 1/64 多孔介質蓄熱模組吸/放熱反應

利用多孔介質(porous medium)模式來代替詳實的蓄熱體磚塊，將所需的多孔介質係數(對流係數與摩擦係數)帶入，在廢熱進氣溫度為 900°C，切換時間為 60s 的情況下，進行 100 次吸/放熱反應，並與實際蓄熱磚之溫度分布進行對照。

表 4、堇青石蓄熱磚參數

堇青石蓄熱磚	
C1	7721111
C2	36
孔隙率	0.67
熱對流係數	UDF 程式
體表面積	1301.5

表 5、剛玉莫來石蓄熱磚參數

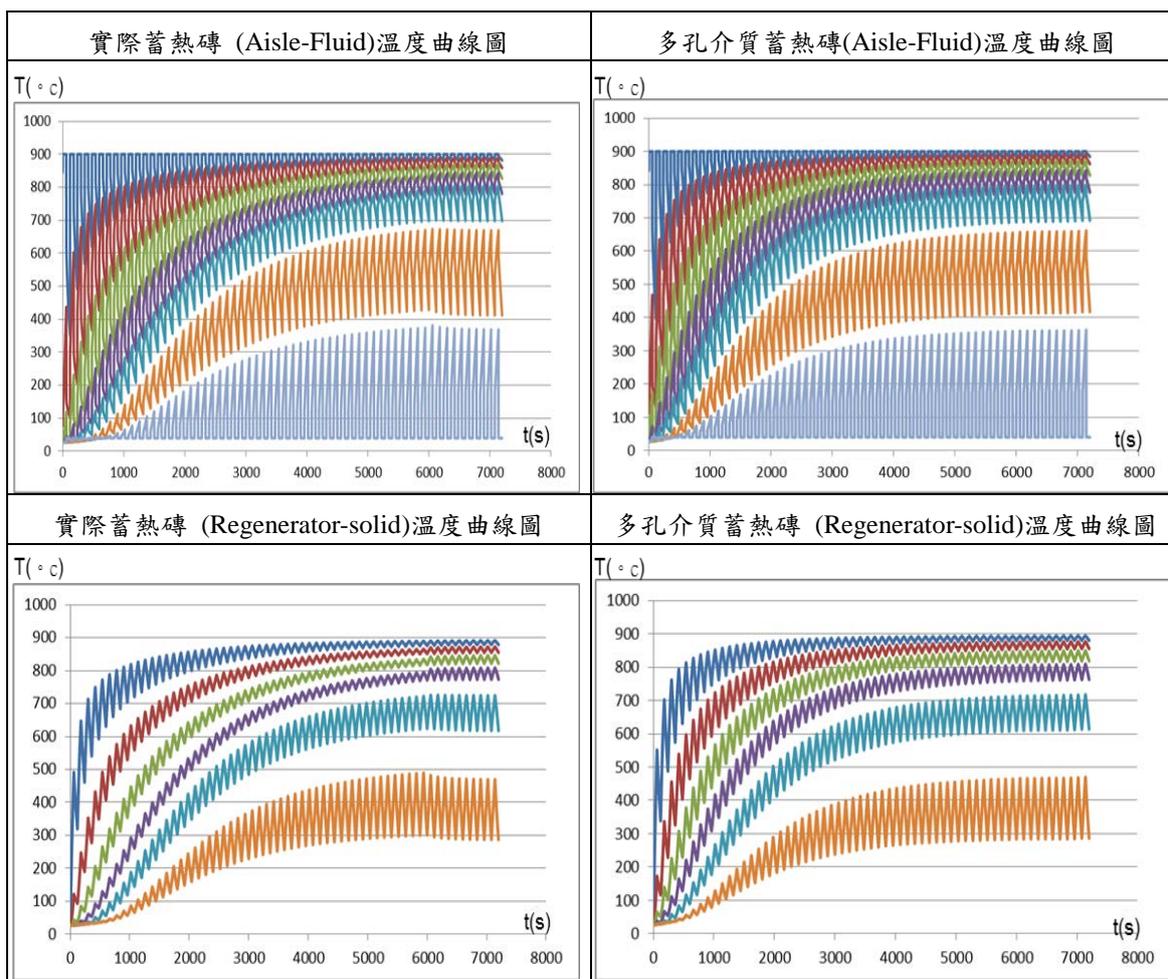
剛玉莫來石	
C1	7721111
C2	36
孔隙率	0.64
熱對流係數	UDF 程式
體表面積	2370.4



圖 13、Aisle-Fluid 示意圖



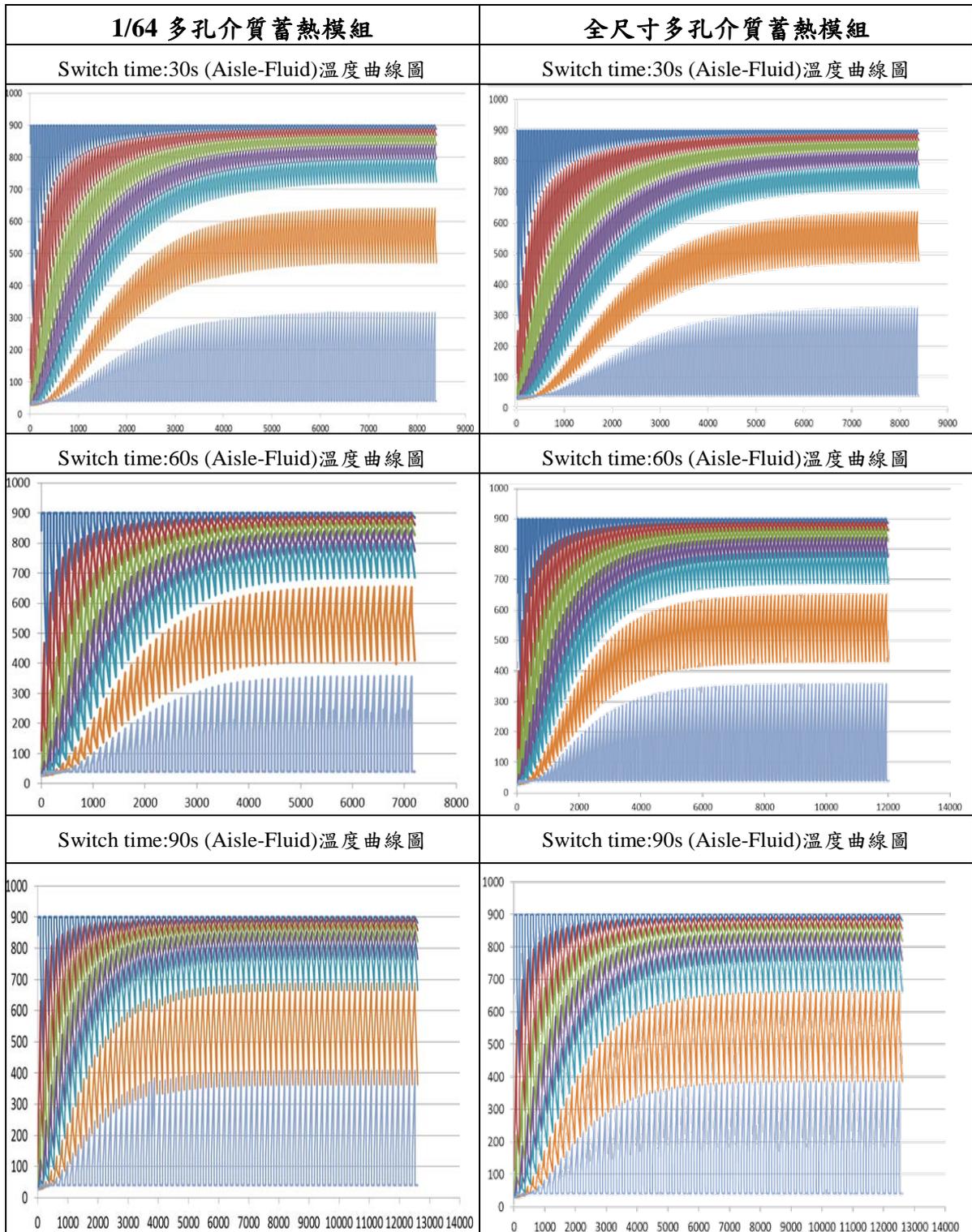
圖 14、Regenerator-solid 示意圖

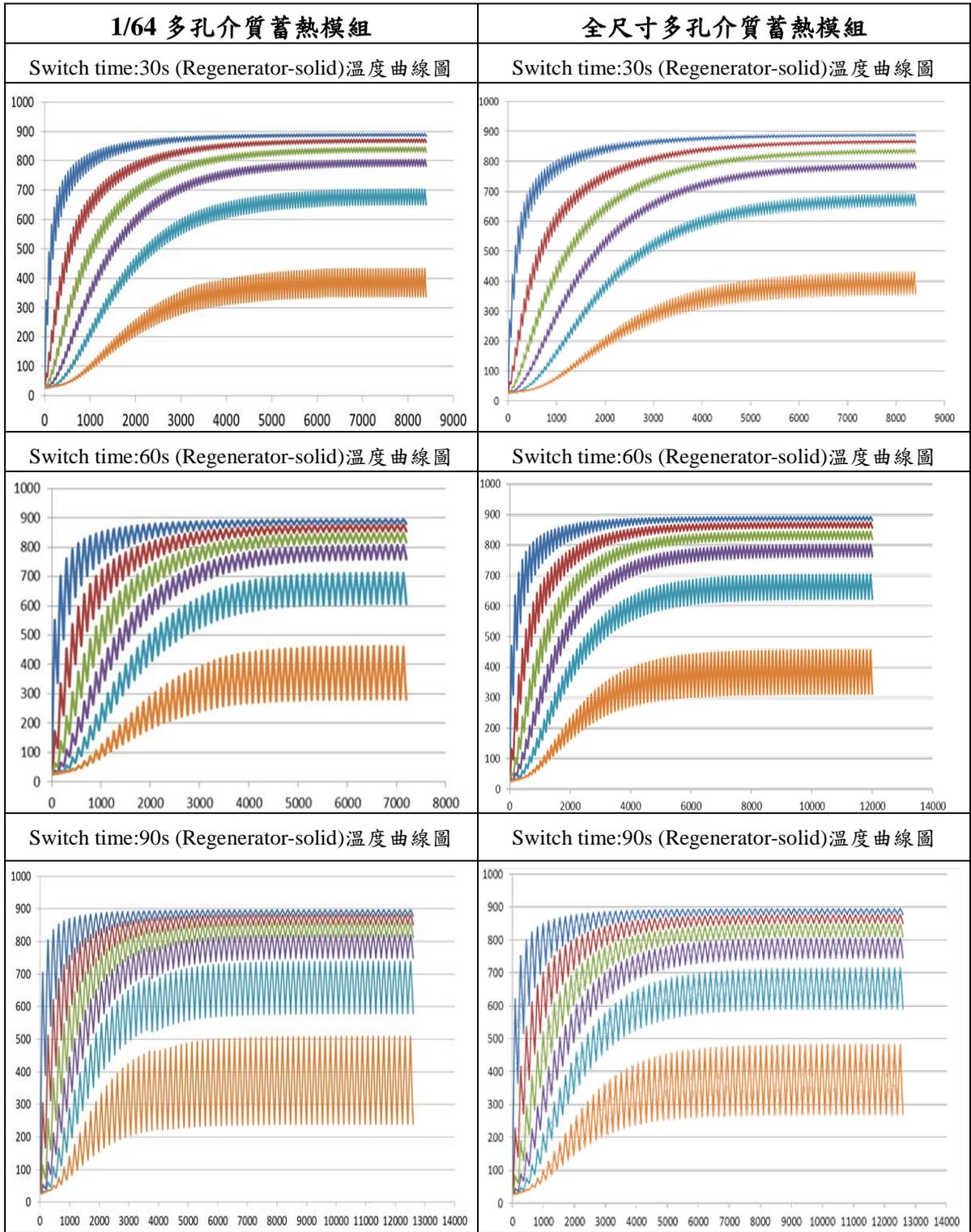


高溫廢氣溫度為 900°C ，低溫空氣溫度為 40°C ，模擬 6 層蓄熱體堆疊而成之蓄熱體吸放熱之模組溫度分布。由高溫廢氣端經由多孔介質四層堇青石蓄熱磚，隨後經過多孔介質兩層剛玉莫來石蓄熱磚完成排氣吸熱階段；經過一段時間後，低溫空氣再經由剛玉莫來石蓄熱磚一路流經多孔介質堇青石蓄熱磚再送至燃燒噴嘴與天然氣進行燃燒反應，此為蓄熱體模組之放熱階段。在兩個階段的切換時間模擬設定為 60 秒，高溫廢熱端風速經由流量換算後為 2.52m/s ；低溫空氣端風速則為 0.56m/s ，模擬經過 100 次吸/放熱階段後，多孔介質蓄熱磚是否與實際蓄熱磚溫度分布相近。蓄熱磚與蓄熱磚之間的空隙為空氣溫度實際量測的位置，共有七個點分別對應 Aisle-Fluid 溫度曲線圖上的七條線，Regenerator-solid 溫度曲線則對應到六條線。結果顯示，不管是 Aisle-Fluid 溫度曲線、Regenerator-solid 溫度曲線，多孔介質模擬出來的結果都與實際蓄熱磚相近。

3.3 全尺寸多孔介質蓄熱模組吸/放熱反應

將 1/64 多孔介質(porous medium)蓄熱磚所需之對流係數與摩擦係數帶入全尺寸多孔介質蓄熱模組，進行 100 次吸/放熱反應，與實際蓄熱磚溫度比對。





高溫廢氣溫度為 900°C，低溫空氣溫度為 40°C，模擬 6 層蓄熱體堆疊而成之蓄熱體模組吸放熱之模組溫度分布。由高溫廢氣端先經由全尺寸多孔介質四層堇青石蓄熱磚，隨後經過多孔介質兩層剛玉莫來石蓄熱磚完成排氣吸熱階段；經過一段時間後(切換時間)低溫空氣再經由多孔介質兩層剛玉莫來石蓄熱磚一路流經多孔介質堇青石蓄熱磚再送至燃燒噴嘴與天然氣進行燃燒反應，此為蓄熱體模組之放熱階段。

在兩個階段的切換時間模擬設定為 30/60/90 秒，高溫廢熱端風速經由流量換算後為 2.52m/s;低溫空氣端風速則為 0.56m/s，模擬經過 100 次吸/放熱階段後，全尺寸多孔介質蓄熱磚是否與 1/64 多孔介質蓄熱磚溫度分布相近。

結果顯示不管是空氣溫度還是蓄熱磚固體溫度，全尺寸與 1/64 蓄熱模組溫度分布雖然沒有完全相同，但整體的溫度趨勢非常接近，若此方法可行，未來在建模時較為容易，也可以大幅降低計算時間。

四、結論

1. 成功將實際蓄熱體轉換為均質多孔材質，回歸出多孔介質之 C1C2、熱對流係數等所需之參數。
2. 經由 100 次熱交換反應下，全尺寸多孔介質蓄熱模組與實際蓄熱模組溫度分布相近。
3. 多孔介質方法可行，未來在建全尺寸蓄熱模組時較為容易，同時也可以大幅降低計算時間。

五、致謝

本論文感謝能源局高效率蓄熱式燃燒系統研究計畫與財團法人金屬工業研究發展中心，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

六、參考文獻

1. 張先珍、戴德彥，換向時間對蓄熱式燃燒的影響，冶金能源，第 24 卷第 4 期，2005。
2. 景森、程樂鳴、張俊春、邱坤贊、施正倫，蜂窩蓄熱體內單向流及往復流阻力特性試驗研究，能源工程，第 24 卷第 1 期，2013。
3. 董敏、王延遐，蜂窩陶瓷蓄熱體的溫度場研究，農業裝備與車輛工程，第 50 卷第 5 期，2012。
4. Bahrke, G. D. , Howard, C. P., The Effect of Longitudinal Heat Conduction on Periodic Flow Heat Exchanger Performance. Trans. ASME, J Eng Power, Vol. 86(2), pp. 105-120, 1964.
5. Coppage, J. E., & London, A. L., The Periodic-Flow Regenerator-A Summary of Design Theory. Trans. ASME, Vol.75 (7), pp.779-787, 1953.

利用不同焙燒程度棕櫚空果串進行水氣氣化反應之研究

The study of steam gasification with different degrees of torrefied empty fruit bunches

陳翔和¹、李約亨²、陳冠邦³、謝子賢⁴

Hsianh-Ho Chen, Yueh-Heng Li, Guang-Bang Chen, Tzu-Hsien Hsieh

國立成功大學航空太空工程學系

Department of Aeronautics and Astronautics, National Cheng Kung University

國立成功大學能源科技與策略研究中心

Research Center for Energy Technology and Strategy, National Cheng Kung University

台灣中油股份有限公司綠能科技研究所

Green Technology Research Institute, CPC Corporation, Taiwan

摘要

本研究利用自製固定床氣化爐進行以棕櫚空果串為原料的水氣氣化實驗。實驗中利用田口法對產氣中氫氣/一氧化碳的濃度比以四個變因進行最大化，包括焙燒溫度、氣化溫度、氮氣流率和水氣流率。實驗結果表示，較低的氣化溫度可以顯著提升合成氣中的氫氣/一氧化碳。相對而言，其他因子的影響性較小。本研究探討不同氣化溫度下化學平衡的變化以驗證田口法所獲得之結果。

關鍵字：生質能、氫氣、水氣氣化、焙燒

Abstract

Steam gasification is capable of producing syngas with high hydrogen molar fraction compared to air or oxygen gasification. This paper optimizes steam gasification process of palm empty fruit bunch (EFB) by employing Taguchi method. The ratio of hydrogen to carbon monoxide in output gas was selected as quality standards. L9 orthogonal array was engaged with four parameters: gasifier temperature, torrefaction temperature, steam flow rate and carrier gas (nitrogen) flow

¹ 國立成功大學航空太空工程學系(所)，碩士

² 國立成功大學航空太空工程學系(所)，助理教授，
E-mail: yueheng@mail.ncku.edu.tw

³ 國立成功大學能源科技與策略研究中心，研究員，
E-mail: gbchen26@gmail.com

⁴ 台灣中油股份有限公司綠能科技研究所，研究員，
E-mail: 295931@cpc.com.tw

rate. Lower gasification temperature was found to result in the increase of hydrogen concentration in syngas considerably, and it also outweighs other factors. The difference of reaction in gasifier with various gasification temperatures is investigated for validating the results of Taguchi method.

Keywords: Biomass, Hydrogen, Steam gasification, Torrefaction

一、前言

生質料是便宜、容易取得的燃料。不過未處理的生質料作為燃料有諸多缺點，例如和化石燃料相比具較低的熱值，以及較高的含水量等。許多生物性和熱化學性方法被應用在增進生質料，以提升生質料作為燃料的潛力[1, 2]。這兩者之中，熱化學性方法具有較高的產能[3]，這對大量生產而言是重要的優勢。熱化學性方法分為三種：焙燒(Torrefaction)，裂解(Pyrolysis)，以及氣化(Gasification)。

焙燒過程會把生質料在惰性氣體中加熱至 200~300°C，並維持一段時間，以提升固體燃料的品質，焙燒後的產物比起焙燒前具有更高的熱值，和更低的含水量。裂解和焙燒過程相似，但是溫度更高，通常達 400°C 以上，其目標主要是將生質料轉化為液態燃料。氣化則是藉由氣體反應物(氣化媒介)的加入使生質料在高溫下生成可燃性氣體，這是氣化和其他熱化學方式最重要的不同點。生質料氣化後主要會留下由金屬氧化物組成的固態殘渣。表 1 列出一些常見的氣化反應。

表 1、氣化時常見的化學反應[4]。

反應式	名稱
$C+CO_2 \leftrightarrow 2CO$	Boudouard
$C+H_2O \leftrightarrow CO+H_2$	Water-gas
$C+2H_2 \leftrightarrow CH_4$	Hydrogenating gasification
$CO+H_2O \leftrightarrow CO_2+H_2$	Shift reaction
$CH_4+H_2O \leftrightarrow CO+3H_2$	Steam reforming

空氣是最常用的氣化媒介，只要控制好總量使產物不至於完全燃燒即可。設備簡單，價格也低。純氧和水氣是更有效的氣化媒介，它們可以產生更高熱值的燃料。不過使用這兩種氣化媒介的氣化爐在設計上較為複雜，氣化媒介本身的花費也較高。

水氣是能產生最多氫氣的氣化媒介。世界上對氫氣的需求主要來自化學工業[3]。許多的化工產品都需要氫氣作為原料，例如氨氣，甲醇，和石油精煉。氫氣也可以被用在氫化油脂和提煉金屬上。除了現有的用途外，氫氣也是高品質的燃料，氫氣的每單位重量熱值高於其他燃料，並且燃燒產物只有水，零污染。

氫氣可以由化石燃料中製造。以天然氣重組是目前最重要的方式[5]。在全球暖化益發嚴重的現在，以氣化生質料代替天然氣作為產氫方式可以大幅減低溫

室氣體的淨排放。有相當多的研究已經開始注重在氣化過程中，不同參數的影響。Yang 等[6]利用固定床進行高溫空氣氣化反應，可得到氫氣約佔 10%的產物。Hu 等[7] 則發現提高溫度對產物中氫氣的比例有正向的影響。而在水氣氣化時，適當的水氣流率可以最大化氫氣的含量。Anwar Sattar 等[8] 對不同焙燒後的生質料進行水氣氣化反應，可得到含有氫氣高於 50%的氣體產物。在實驗中，生質料的種類、溫度和水氣流率都有影響，但是沒有顯著的趨勢存在。Gupta 等[9]發現相對於裂解，氣化可產生更高產量的氫氣。和其他研究不同的是，溫度在 600-700°C和 800-1000°C兩個區間內並不影響氫氣純度。氫氣和其他惰性氣體在氣化過程中常被用於避免氣體流道阻塞，也可以用來推算各項氣體產物的總量[7-10]。Wu 和 Williams[11] 發現惰性氣體的流率對於產物沒有明顯的影響。

棕櫚空果串(Empty Fruit Bunch, EFB)是棕櫚油製造過程中剩下的廢料。一般用途即就地直接燃燒以提供產油過程中殺菌所需的蒸氣，或是做為有機肥料和香菇包的原料。棕櫚空果串的產量極大，在除去做為肥料的部分後仍剩餘相當多可做為氣化的原料。

二、實驗設備與研究方法

圖 1 是此研究中使用的實驗設備的簡圖。氣化爐本身的壁溫(6)可以達到 800°C。氫氣流率由浮子式流量計(由 Dwyer Instruments 製造)控制。水缸(3)由壓縮空氣加壓。水缸出口配有球閥控制開關，並有一針閥以控制流量。液態水通入反應器後由電熱板(5)蒸發。電熱裝置各由一台 PID 控制器控制。反應器由兩個部分組成。第一部分是內徑 64mm、壁厚 2mm、長度 500mm 的石英管。內有鋼架和氧化鋁格柵板以承載實驗樣品。第二部分是石英管，上下各有一個的不鏽鋼接頭，焊有鋼管以連接外部氣管。不鏽鋼和石英管間以耐高溫的氟橡膠 O 型環密封。

棕櫚空果串樣品由中鋼公司提供。樣品已被製成直徑 3mm，長度 5 至 15mm 的小圓柱體。每次實驗會取用 3 克的樣品，並依實驗所需進行不同程度的焙燒。實驗開始前，樣品會被放置在氧化鋁版上，關閉反應爐後，開啟氫氣閥門，調至所需流量後開始加熱。實驗中，加熱至所需氣化溫度的時間固定為 50 分鐘。水氣會在達到目標溫度後開始通入。因水氣造成的產氣成分變化能夠被氣體偵測儀 (Vario Plus Industrial, syngas 型, MRU Instruments 製造)偵測，每 25 秒記錄一筆數據，持續十分鐘。產氣成分比例由 24 筆資料扣除氫氣後平均而得。

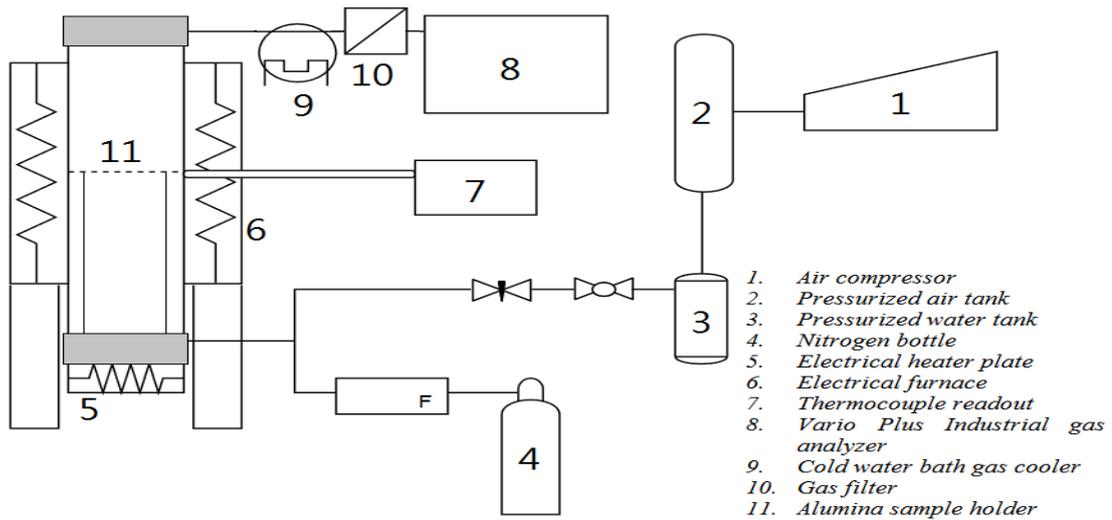


圖 1、氣化實驗設備。

實驗參數設計取用田口法 L9 直交表。此表可容納 4 個三水準的變因。表 2 明列這些變因。實驗結果將轉化成訊噪比，由氫氣/一氧化碳濃度比計算，並採用望大特性公式，公式為 $-10\log\left[\frac{\sum_{i=1}^n \left[\frac{1}{(H_2/CO)_i}\right]^2}{n}\right]$ ，其中 n 代表實驗進行的輪數，一輪實驗為 9 次。表 3 列出了由田口法直交表建構的實驗表格。

表 2、田口法控制因子列表。

因子名稱	Level 1	Level 2	Level 3
焙燒溫度(°C)	無焙燒	250	300
水氣流率(grams per minute, gpm)	1.2	1.75	3
氮氣流率(liters per minute, lpm)	0.8	1	1.2
氣化溫度(°C)	680	730	780

表 3、實驗參數設定。

實驗編號	焙燒溫度	水氣流率	氮氣流率	氣化溫度
1	無焙燒	1.75	1	680
2	無焙燒	1.2	0.8	730
3	無焙燒	3	1.2	780
4	250	1.75	0.8	780
5	250	1.2	1.2	680
6	250	3	1	730
7	300	1.75	1.2	730
8	300	1.2	1	780
9	300	3	0.8	680

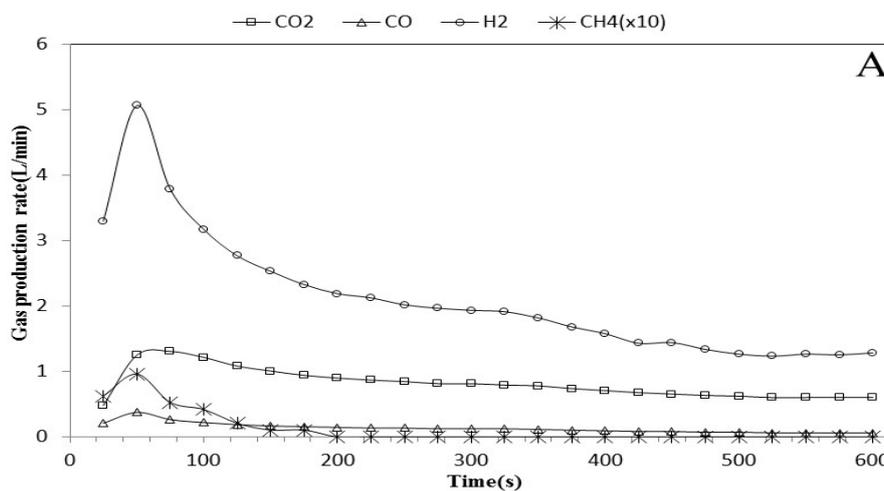
三、實驗結果

表 4 則列出了實驗所得的各控制因子和水準的訊噪比，越高的訊噪比代表越高的氫氣/一氧化碳比例。對每個控制因子來說，訊噪比在水準變化時的差異值越大，代表此因子在實驗數值變動範圍內對產物成分的影響越明顯。這個差值被列在表 4 的最後一列。

表 4、各控制因子的田口法訊噪比。

Level	焙燒溫度	水氣流率	氮氣流率	氣化溫度
1	20.44	19.70	18.60	21.93
2	19.57	19.54	19.81	19.62
3	19.04	19.82	20.65	17.50
最大和最小值之差	1.40	0.28	2.05	4.43

由表中可看出，氣化溫度對於氫氣佔產氣比例的影響遠大於其他三項因子。圖 2 是氣化開始後的產氣成分隨時間的變化。具有最大訊噪比的因子水準組合就是會產生最大氫氣/一氧化碳濃度比的實驗組合，其為無焙燒，水氣流率 3gpm，氮氣流率 1.2gpm，氣化溫度 680°C。圖 2(A)和(B)分別為最大訊噪比的實驗條件，和利用田口法進行編號 3 實驗的實驗結果。這兩次實驗僅在氣化溫度上有所不同。產氣成份都除以當時的氮氣成分比例再乘上氮氣流率(1.2L/min)，以算出該時間點上各氣體的產率。



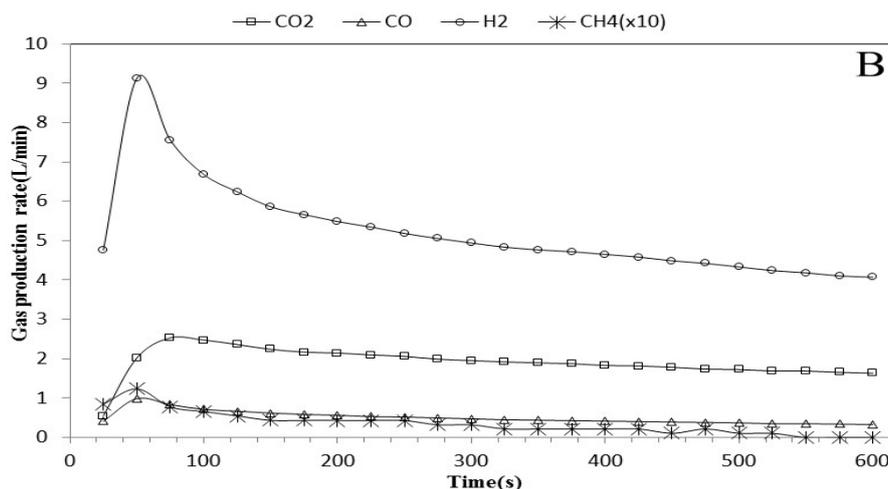


圖 2、合成氣產率(A)680°C，最大訊噪比實驗；(B) 780°C，編號 3 實驗。

甲烷的產率極低，推測其大多數都被 Steam reforming reaction ($\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$) 所消耗。在該反應中，正反應的趨勢(產生氫氣)極強，其反應速率亦很快[12, 13]，此反應可產生大量的氫氣。所有氣體的產氣曲線形狀都由一個快速產氣的高峰和其後平緩的長尾所構成。產氣高峰階段的反應被稱為揮發份反應(Volatile reaction)，此階段反應速度快，時間短，主要反應為氣相的碳氫化合物和水氣反應。揮發份大部分消耗完畢之後緩慢的反應階段為焦炭反應(Char reaction)，在此階段水氣和固態的碳反應為主要反應。

表 5、最大訊噪比實驗和編號 3 實驗之氫氣/一氧化碳濃度比。

實驗	H ₂ /CO
編號 3	10.41
最大訊噪比實驗	15.78

在編號 3 實驗中，各氣體的產率因高溫而提升，不過氫氣/一氧化碳比降低。此二實驗最後產物中氫氣/一氧化碳濃度比如表 5。此可由氣化反應中的化學平衡變化解釋。在水氣氣化中，兩個可逆反應主導了一氧化碳的生成和消滅。



Water-gas reaction 為一異相吸熱反應。此反應的化學平衡在高溫時急遽趨向生成物[14]，導致一氧化碳的產量上升，同時也提升了總體氣體產率。而同相放熱的 Shift reaction 對溫度的反應則相反，化學平衡在高溫時會趨向反應物[15]。在氣化溫度較低時，較少的一氧化碳經異相反應(Water-gas reaction)生成，而氣相反應(Shift reaction)則消耗較多的一氧化碳以生成二氧化碳和氫氣，造成氫氣/

一氧化碳濃度比上升。此二反應的平衡常數被畫於圖 3。

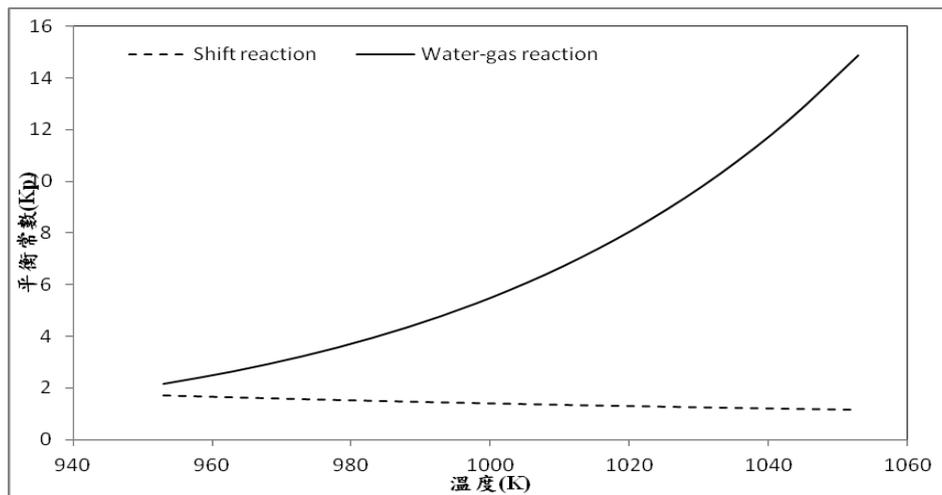


圖 3、異相反應(Water-gas reaction)和氣相反應(Shift reaction)的平衡常數隨溫度變化圖

四、結論

氣化溫度對產氣中氫氣/一氧化碳的濃度比有明顯的影響，在 680°C 到 780°C 此溫度區間內，氫氣/一氧化碳的濃度比可以相差至 52%。而其他因素的影響則相對較小，影響大小的排序為：氣化溫度 > 氫氣流率 > 焙燒溫度 > 水氣流率。導致產氣成分比例依溫度不同的原因為化學平衡的不同。在溫度較低時，在氣化開始後以氣相反應為主。若為高溫氣化，異相反應的正反應趨勢則明顯強於氣相反應。

五、致謝

本文承科技部編號 105 年科技部產學合作計畫「高效率生質氣化共燒鍋爐系統開發(2/3) (MOST 105-3113-E-006-009-CC2)」之計畫成果，感謝國科會的支持，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

六、參考文獻

1. Saxena, R.C., D.K. Adhikari, and H.B. Goyal, *Biomass-based energy fuel through biochemical routes: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. 13(1): p. 167-178.
2. Saxena, R.C., et al., *Thermo-chemical routes for hydrogen rich gas from biomass: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008. 12(7): p. 1909-1927.
3. Balat, H. and E. Kirtay, *Hydrogen from biomass – Present scenario and future prospects*. International Journal of Hydrogen Energy, 2010. 35(14): p.

7416-7426.

4. Basu, P., *Chapter 7 - Gasification Theory*, in *Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction (Second Edition)*. 2013, Academic Press: Boston. p. 199-248.
5. Parthasarathy, P. and K.S. Narayanan, *Hydrogen production from steam gasification of biomass: Influence of process parameters on hydrogen yield – A review*. *Renewable Energy*, 2014. 66: p. 570-579.
6. Yang, W., et al., *Performance analysis of a fixed-bed biomass gasifier using high-temperature air*. *Fuel Processing Technology*, 2006. 87(3): p. 235-245.
7. Yan, F., et al., *Hydrogen-rich gas production by steam gasification of char from biomass fast pyrolysis in a fixed-bed reactor: Influence of temperature and steam on hydrogen yield and syngas composition*. *Bioresource Technology*, 2010. 101(14): p. 5633-5637.
8. Sattar, A., et al., *Steam gasification of rapeseed, wood, sewage sludge and miscanthus biochars for the production of a hydrogen-rich syngas*. *Biomass and Bioenergy*, 2014. 69: p. 276-286.
9. Nipattummakul, N., et al., *Hydrogen and syngas yield from residual branches of oil palm tree using steam gasification*. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011. 36(6): p. 3835-3843.
10. Kaewpanha, M., et al., *Steam co-gasification of brown seaweed and land-based biomass*. *Fuel Processing Technology*, 2014. 120: p. 106-112.
11. Wu, C. and P.T. Williams, *Hydrogen Production from the Pyrolysis–Gasification of Polypropylene: Influence of Steam Flow Rate, Carrier Gas Flow Rate and Gasification Temperature*. *Energy & Fuels*, 2009. 23(10): p. 5055-5061.
12. de Lasa, H., et al., *Catalytic Steam Gasification of Biomass: Catalysts, Thermodynamics and Kinetics*. *Chemical Reviews*, 2011. 111(9): p. 5404-5433.
13. Chen, C.-J., C.-I. Hung, and W.-H. Chen, *Numerical investigation on performance of coal gasification under various injection patterns in an entrained flow gasifier*. *Applied Energy*, 2012. 100: p. 218-228.
14. Ferrari, A., et al., *Microwave-Specific Effects on the Equilibrium Constants and Thermodynamics of the Steam–Carbon and Related Reactions*. *The Journal of Physical Chemistry C*, 2014. 118(18): p. 9346-9356.
15. Callaghan, C.A., *Kinetics and catalysis of the water-gas-shift reaction: A microkinetic and graph theoretic approach*. 2006, Naval Undersea Warfare Center.

生質熱裂解製程穩定性測試

Trial of Biomass Pyrolysis Process Stability

謝子賢¹、莊浩宇²、張揚狀²、康文成²、黃泰瑋²、王昭文³、陳維新⁴

Tzu-Hsien Hsieh, Haw-Yeu Chuang, Yang-Chuang Chang, Wen-Cheng Kang,

Tai-Wei Huang, Chao-Wen Wang, Wei-Hsin Chen

台灣中油股份有限公司綠能科技研究所

Green Technology Research Institute, CPC Corporation, Taiwan

國立成功大學航空太空工程學系

Department of Aeronautics and Astronautics, National Cheng Kung University

摘要

生質能為重要的再生能源並有機會取代部份化石燃料，運用生質能的技術十分廣泛，許多為傳統製程延伸。其中生質熱化學技術與傳統石化製程相近，可將生質物依不同需求選擇適當製程做有效運用。台灣中油公司近年已積極投入生質能研究，104年已建立生質熱裂解技術初步成果，本年度以裂解-除焦製程相互操作以提高製程穩定性，可穩定累計進料30kg。採每2.5kg即進行除焦，爐壓並未如過去升高，顯示定期除焦可提高反應器穩定性。裂解溫度450~550°C之產率約61.57~63.85%、熱值為4049~4175cal/g、密度為1.18~1.2、黏度為17.56~21.37cSt、灰分為0.188~0.41wt%、氧含量53.6~57%(含水)、碳含量約41~42%。裂解油經GC-MS分析後顯示含有大量酚化物，未來有機會萃取成特定產品做應用。

關鍵字：生質物、裂解、生質油

Abstract

Bioenergy is an important renewable energy to replace part of fossil fuel, and many conventional process extend application to bioenergy. Different biomass is utilized to suitable process for application which is similar to petrochemical process. CPC, Taiwan engages at bioenergy research and build a biomass pyrolysis system in 2015 and enhance process stability by pyrolysis-decoking cycle in this research.

¹ 台灣中油股份有限公司綠能科技研究所，研究員，
Email: 295931@cpc.com.tw

² 台灣中油股份有限公司綠能科技研究所

³ 國立成功大學航空太空工程學系，碩士，
E-mail: kevin19940706@gmail.com

⁴ 國立成功大學航空太空工程學系，教授，
E-mail: vwhchen@gmail.com

By feeding 2.5kg biomass and then decoking, the pressure of the reactor is stable and total feedstock can up to 30kg. The yield / HHV / density / viscosity / ash / C weight ratio of pyrolysis oil at 450~550°C are 61.57~63.85% / 4049~4175cal/g / 1.18~1.2 / 17.56~21.37cSt / 0.188~0.41wt% / 41~42%, respectively. There are large quantity of the phenolic compounds in bio-oil analyzed by GC-MS and the pheolics can develop to many applications in the future.

Keywords : Biomass 、Pyrolysis 、Bio-oil

一. 前言

生質能為水力、風力、太陽能外最重要的再生能源，未來生質能應用技術即為取代化石燃料。運用生質能的技術十分廣泛，許多為傳統製程延伸，其中熱化學技術與傳統石化製程相近，可將生質物依不同需求選擇適當製程做有效運用。以熱裂解為例，當反應時間增加時生質碳與氣體會增加、液體(裂解油)則會減少，因此要提高裂解油產率需要精確控制反應時間。不同的生質物之特性上有所差異，因此須經前處理才可使用，焙燒技術可做為氣化前處理技術，可提高生質物氣化效率，且焙燒後之生質碳可廣泛應用於農業。石化燃料目前都有其對應開發之生質替代能源，如生質乙醇、生質柴油/綠色柴油、生質航油可取代化石燃料，工業用燃料油亦可由生質裂解油替代。目前生質裂解油利用快速裂解技術產製而成，其料源為固態廢棄生質物，包含能源作物、農林廢棄物與市政固體廢棄物等，屬第二代生質燃料不會造成民爭糧之問題。

生質裂解油可廣泛應用於加熱、發電、運輸燃料、化學品以取代石化燃料油，最主要特色為提高生質物能源密度並降低運送成本，可使料源端與應用端更有效結合並降低污染物排放，且二氧化碳排放僅為石化燃料的十分之一ⁱ。纖維素、半纖維素與木質素為生質物三種主要成分，其裂解溫度與產物均不同，木質素反應溫度最高、纖維素次之、半纖維素最低。生質裂解油由於含氧量高使得成分種類較傳統燃油複雜且無法以蒸餾分離，依料源不同可獲得 50~70%的裂解粗油，15~20%生質焦炭，與 20~25%的裂解氣體。木本植物木質素含量高且產油率較高，草本植物因主結構為纖維素與半纖維素，易分解為氣態導致產油率較低。由於熱裂解技術適合處理富含木質素之料源，目前全球木顆粒市場約 1 千萬噸，到 2024 估計可達 5 千萬噸ⁱⁱ，熱裂解技術即可將木顆粒料源價值提昇為更高單價油料以提高經濟價值。

生物質快速裂解技術已發展 30 多年，並已有許多製程技術被開發應用，其中以流體化床製程在市場成熟度與技術優勢上最具發展潛力。生物質快速裂解技術已具備相當成熟度，在低成本料源與考量污染排放後，生質裂解油已具市場競爭力。生質裂解油目前已有 ASTM D7544-10 與 IEA Task 34 兩種規範，也有供應商提供全新鍋爐系統可直接使用生質裂解油以替代傳統石化燃油，目前生質裂

解油已有加拿大的 Ensyn 公司、荷蘭的 BTG 公司、芬蘭的 Fortum 公司等幾家公司有投入商業製程。其中 Ensyn 更與 UOP 合資 Envergent 公司共同推廣其 RTP 技術，除取代一般燃料油外，更將推廣應用為煉油廠進料。

目前已有許多國際大廠投入生物精煉(Bio-refinery)技術，並已有相關產品產出，近期已有許多國際規範要求未來幾年需降低碳排放或以生質物為原料，在更多的補助政策與建全的技術建立後，生質能市場將會快速蓬勃發展。台灣中油公司綠能科技研究所近年已積極投入生質能研究，104 年已建立生質熱裂解技術初步成果ⁱⁱⁱ，今年以裂解-除焦製程相互操作以提高製程穩定性，本文就現有之生質熱裂解技術成果做介紹。

二. 研究方法

本研究為簡化備料流程以木顆粒為原料(含水率 10% 以下)，表 1 該木顆粒之元素分析，氧含量為另外量測而非以扣除法計算，各種組成與過去分析相近，顯示木質生質物在特性上差異不會過大。從分析中可發現木質生質物之硫含量較一般化石原料低，在應用上可降低後續污染防治成本。

表 1、木顆粒元素分析

Element	C	H	O	S	N
%	46	0.42	45	0.06	0.17

台灣中油綠能所自 2014 年建立之生質物熱裂解產油系統(圖 1、表 2)，係將生質物以螺旋進料器(VFC102)送入流體化床反應器內，以電熱方式控溫使生質物在氮氣環境下進行生質物熱裂解(或以空氣進行燃燒或氣化)，各參數定義為：T203 為佈風板下溫度、T204~T206 為反應器溫度(°C)、T210 為冷凝器溫度，P203 為佈風板入口壓力(mmHg)、P204 為床壓、P205 為乾弦區壓力。熱裂解製程共有氣液固三類產品，產物經由 2 道旋風分離器收集生質焦炭，再以 2 道冷凝器收集油品，並經由活性碳去除顆粒與異味，氣體產品以集氣袋取樣進行 GC 分析。生質物熱裂解產油系統的主產品為生質裂解油，產品可進行熱值、灰分、黏度、閃火點、密度、固含量、元素等分析，副產品為生質焦炭。依表 3 實驗流程操作，目前已可連續穩定進料最高可達 12 小時(30 公斤，2.5kg/hr)。

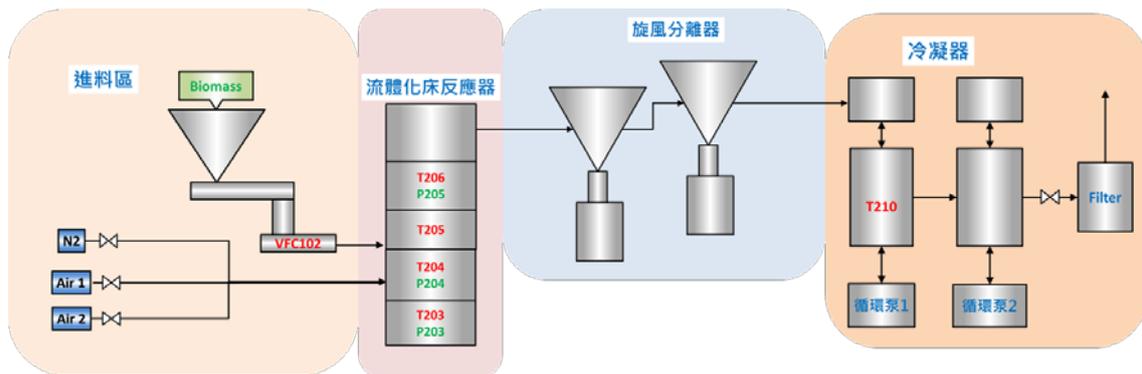


圖 1、熱裂解系統簡圖

表 2、系統單元功能說明

系統單元	功能說明
流體化床反應器	裂解反應器為氣泡式流體化床，流體化床內放置床砂，反應器採用電加熱以控制裂解反應所需的溫度。流體化床的裂解反應溫度依不同實驗控制在 450~550 °C。
旋風分離器	旋風分離器為串連之二段式設備，分別收集由裂解反應器所產生之生質焦炭。旋風分離器以電加熱並保持於 400 °C，於高溫狀態下分離生質焦炭，以避免裂解油冷凝阻塞旋風分離器。
冷凝器	冷凝器分為二段式冷凝，每一段冷凝器以噴灑式冷凝加上殼管式冷凝進行裂解油收集。冷凝器配置循環泵，提供噴霧冷凝用液體所需的動力。在起爐時會以乙醇作為冷卻液降溫，在長時間操作下溶劑可幾乎揮發不計。每一段冷凝器下方各配置一個收集槽，以收集裂解油。
活性炭過濾器	去除裂解氣中之異味與顆粒，以避免後端管線阻塞。

表 3、系統操作流程

操作流程	內容
準備原料	準備木顆粒 15kg 做為進料，經破碎至約 1-2mm。 冷凝器以酒精作為起始冷凝用冷卻劑，並以液態氮做為流體化氣體
實驗流程	啟動熱裂解系統後，將氣體與系統預熱至熱裂解所需之溫度後，在穩定床壓下進行生質物進料(約 2.5/hr)。單次加入 2.5kg 生質物於除槽，進料完後通空氣進行除焦，共進行 4~6 循環完成一條件測試。當進料完畢後收油與焦炭(秤重算產率)
GC 氣體分析	分析 CO、CO ₂ 、O ₂ 、H ₂ 、C1-C6 之產物濃度
油品特性分析	包含熱值、灰分、黏度、閃火點、密度、元素分析

三、結果與討論

本系統自建立完成後已累積 650 公斤測試，本研究以裂解-除焦程序交互操作 450、500、550°C 之生質物熱裂解(操作數據如圖 2~圖 4)，以進料速率 2.5kg/hr 可穩定累計進料 30kg 共 12 小時(不含除焦程序)。實驗採每進料 2.5kg (1 小時)即進行除焦(約 800°C，含降溫至熱裂解溫度約 1 小時內)，每一循環約 2 小時。以裂解-除焦程序交互操作類比為循環流體化床操作模式，450°C、500°C 各操作 15 公斤共 12 個循環，各操作 12 小時。採裂解-除焦程序交互操作最大特色為實驗進行完後反應器壓力並未如往常升高，顯示此做法穩定性較高(每個循環一致性較高)。從實驗結果瞭解到國際大廠主要選用循環流體化床，可快速移除床砂表面之積碳，避免反應器中之床砂顆粒過大造成操作不順。從油品黏度數據可發現在經過長時間操作(12 小時)後，所產之生質裂解油油品黏度較高(高於 15cSt)且幾乎不含起始冷卻添加之酒精。

本製程有 2 道冷凝器分別操作於 60~70°C(A)與 20°C(B)，因此 B 冷凝器取樣之油品含水稍高(氧含量高)，組成亦較輕。從油品特性看來(表 4)，裂解溫度

450~550°C之產率約 61.57~63.85%，雖然高溫產率稍高，但仍在誤差範圍內(每次實驗約有 3~5% 差異)，以 A 的樣品為例，熱值為 4049~4175cal/g、密度為 1.18~1.2、黏度為 17.56~21.37cSt、灰分為 0.188~0.41wt%、碳含量約 41~42%。焦炭的差異較大，主要是部分焦炭會卡在管線與旋風分離器上，使得取樣上有困難而有差異，未來製程可加強此部份準確性。由於裂解油密度>1.1，可視為符合規範之裂解油，因此在後續分析上較具代表性。裂解氣進行 GC 分析顯示(表 5)，當溫度升高時，C1 與 CO 的濃度明顯上升，CO₂ 差異不大，其他 C2 以上成份大都隨溫度增加而增加，由此可發現當溫度升高時會裂解出更多小分子，但屬部分增加，主要成份仍為 CO、CO₂、C₁。裂解油進行 GC-MS 如圖 5，各溫度下所產之裂解油 GC-MS 分析差異不大，圖譜相似度高，初步判定組成相近。經資料庫比對後，比對正確性高之裂解油酚化物整理如表 6，顯示油品中確實含有大量酚化物，未來有機會萃取成特定產品做應用。由於本所之 GC-MS 分析技術仍在建立中，仍需找到較佳的測試條件，因此現有結果僅供初步判斷，未來分析技術提升後可再進行細部研究。從上述分析結果顯示，450~550°C 為木屑適合之裂解溫度，裂解溫度 400°C 依過去經驗產油過少造成製程不穩定，若以能量觀點來看，生質物熱裂解操作在 450°C 左右即可有穩定之裂解油產生。

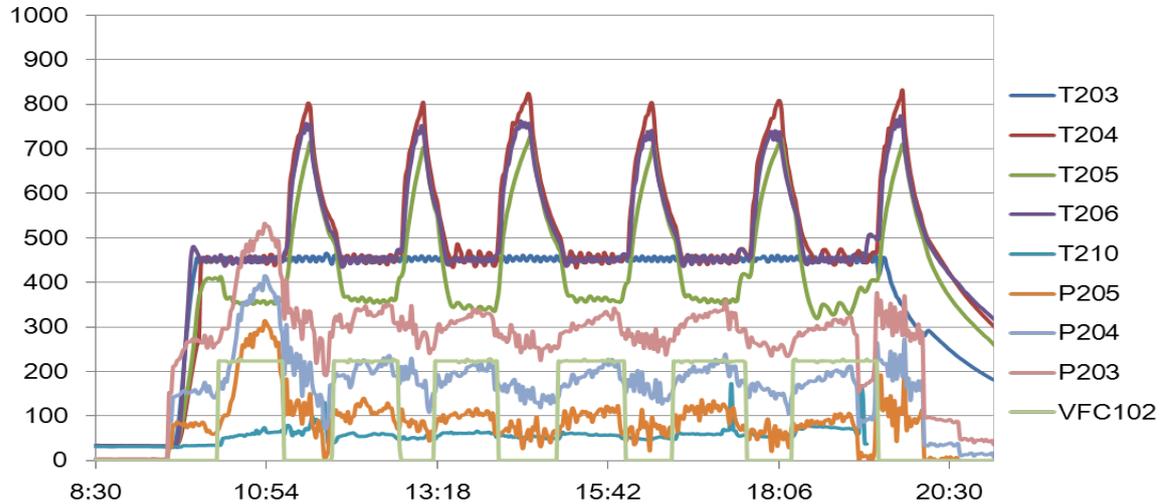


圖 2、450°C 生質物熱裂解操作數據

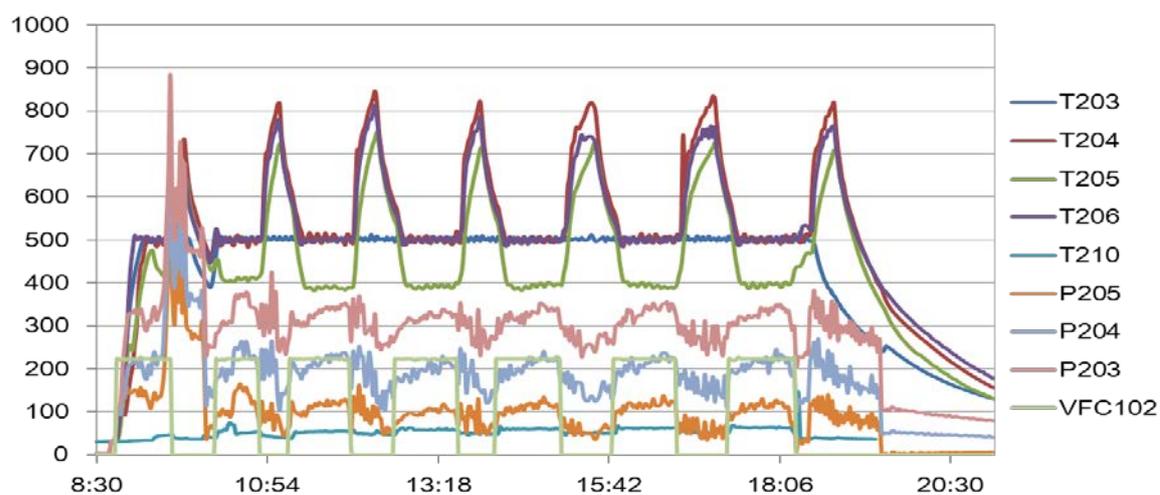


圖 3、500°C 生質物熱裂解操作數據

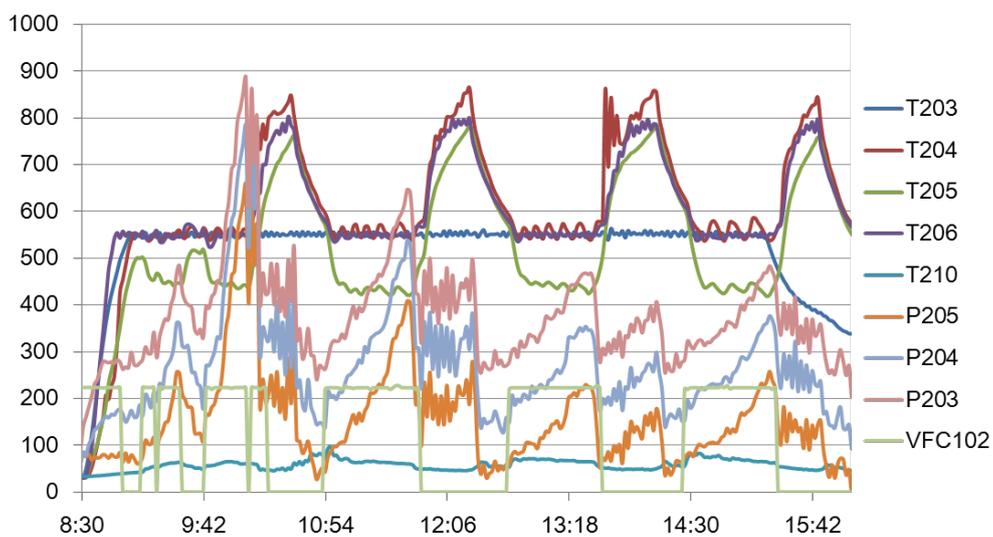


圖 4、550°C 生質物熱裂解操作數據

表 4、450-550°C熱裂解油油品特性

進料量	15		15		10	
溫度	450		500		550	
產品	A	B	A	B	A	B
kg	5.999	3.192	5.136	4.1	4.695	1.69
Yield (%)	61.2733		61.57		63.85	
Char (kg)	0.637		1.295		0.731	
GHV (Cal/g)	4175	3848	4134	3785	4049	3540
Viscosity (cSt)	17.56	5.525	21.37	4.231	19.14	2.888
Density (g/ml)	1.1975	1.0689	1.205	1.0681	1.1859	1.053
Ash (wt%)	0.594	0.042	0.188	0.064	0.41	0.073
N (wt%)	0.23	0.14	0.28	0.12	0.81	0.23
C (wt%)	41	36	42	36	41.8	32.2
H (wt%)	10	12	10	12	6.6	7.8
S (wt%)	0.01	N.D.	0.01	N.D.	0.2	0.02

表 5、裂解氣 GC 分析

Temp.	450	500	550
N2	91.81	89.47	87.74
CO	2.77	4.03	5.77
CO2	4.96	5.62	5.18
C1	0.30	0.62	1.05
C2	0.03	0.06	0.08
C2=	0.04	0.10	0.00
C3	0.01	0.01	0.01
C3=	0.02	0.05	0.08
C4+	0.04	0.04	0.09

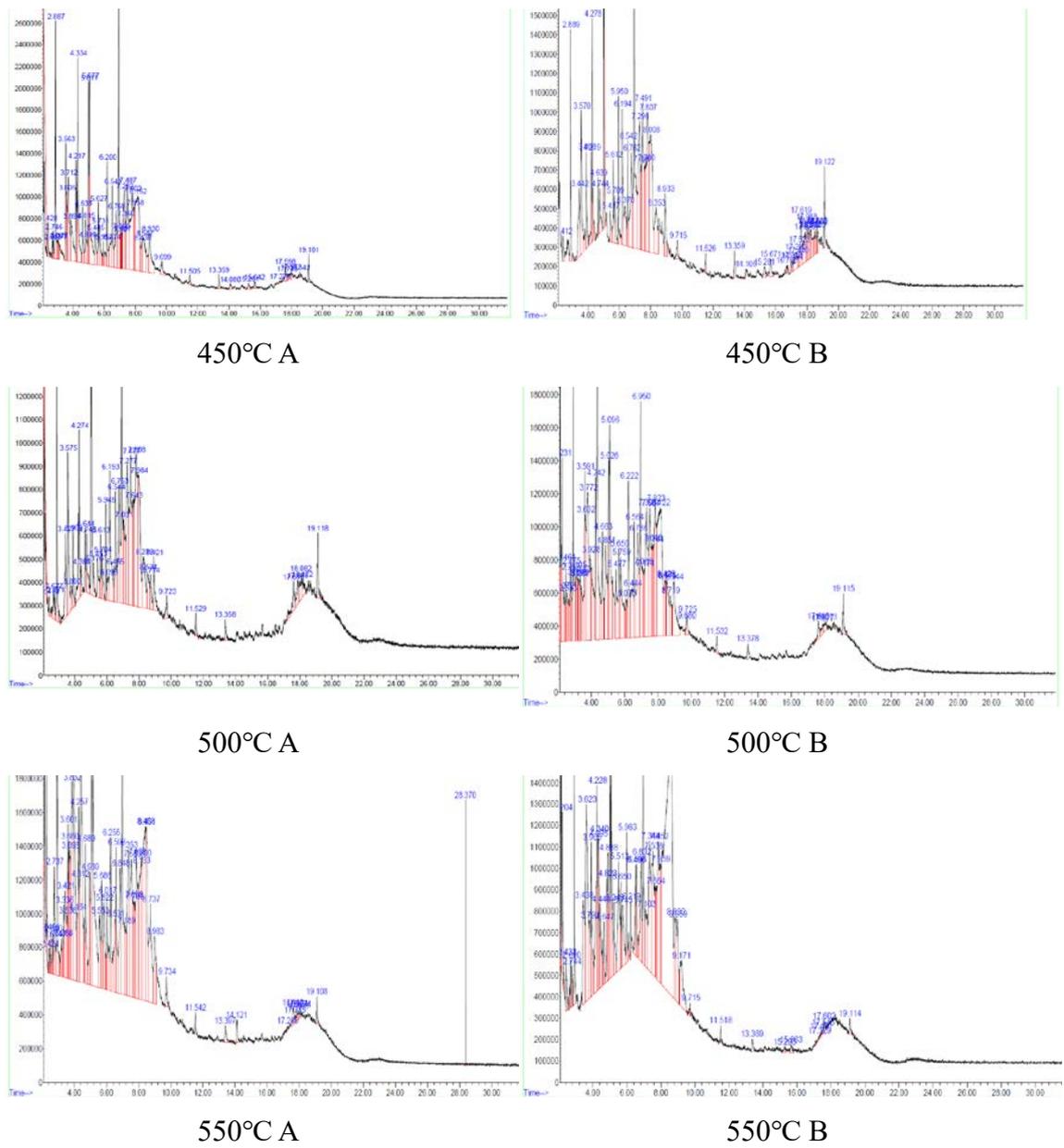


圖 5、裂解油 GC-MS 分析

表 6、GC-MS 分析裂解油酚化物(550°C)

Compound	CAS#	Qual
Phenol, 2-methoxy-	000090-05-1	95
Phenol, 3-methyl-	000108-39-4	96
Phenol, 2-methoxy-4-methyl-	000093-51-6	81
Eugenol	000097-53-0	96
Phenol, 2,6-dimethoxy-	000091-10-1	94
Vanillin	000121-33-5	91
Isoeugenol	005912-86-7	96
Syringaldehyde	000134-96-3	95
2,6-Dimethoxy-4-allylphenol	006627-88-9	93

四、結論與建議

本研究自生質物熱裂解系統建立完成後已累積 650 公斤測試，以裂解-除焦程序交互操作，進行裂解溫度 450、500、550°C 之測試，可穩定累計進料 30kg，且爐壓並未如過去升高，顯示定期除焦可提高反應器穩定性。採每 2.5kg 即進行除焦，類似循環流體化床作法，可穩定生產生質裂解油。裂解溫度 450~550°C 之產率約 61.57~63.85%，熱值為 4049~4175cal/g、密度為 1.18~1.2、黏度為 17.56~21.37cSt、灰分為 0.188~0.41、碳含量約 41~42%。由於裂解油密度>1.1，可視為符合規範之裂解油，因此在後續分析上較具代表性。裂解氣 GC 分析結果顯示，當溫度升高時，C1 與 CO 的濃度明顯上升，CO₂ 差異不大，其他 C2 以上成份大都隨溫度增加而增加，由此可發現當溫度升高時會裂解出更多小分子，但屬部分增加，主要成份仍為 CO、CO₂、C1。裂解油進行 GC-MS 發現各溫度下所產之裂解油 GC-MS 分析差異不大，且油品中含有大量酚化物。從上述分析結果顯示 450~550°C 為木屑適合之裂解溫度，若以能量觀點來看，生質物熱裂解操作在 450°C 左右即可有穩定之裂解油產生。依本研究結果顯示裂解-除焦程序可使製程穩定，選擇循環式流體化床可有效提高反應器穩定性。

五、參考文獻

1. “RTP green fuel: An overview for renewable heat and power”, Envergent.
2. <http://biomassmagazine.com/articles/10883/global-wood-pellet-demand-to-reach-50-million-metric-tons-by-2024>
3. 謝子賢，莊浩宇，張揚狀，康文成，生質熱裂解技術開發，燃燒季刊 Feb. 2016。

2017 徵稿說明

下列專欄，歡迎大家耕耘：

1. 專題研究--分為五大方向，分別為「能源發展與應用」、「動力設施與燃燒」、「防火與消防」、「燃燒科技發展」、「空污控制與生物效應」。
2. 燃燒科技交流--燃燒應用技術、新技術或新產品介紹、疑難討論與經驗交流、國內外相關研究機構介紹、國內外相關學會、機構、團體之動態等，相關研討會論文摘要或全文、燃燒現象照片等。
3. 燃燒論壇--開放討論基本燃燒現象、基本燃燒原理及燃燒詞彙定義等。
4. 即時資訊--政府相關政策、國內外相關科技資訊、研討會或相關活動訊息等即時之動態資訊。能源委員會、環保署、國科會、消防署等相關機構委託執行計畫之研究成果介紹等。
5. 其他--讀者意見迴響交流與燃燒相關之其他任何訊息或稿件。

來稿請寄本會【電子信箱】或

【71070 台南市永康區崑大路 195 號，機械工程系 侯順雄 教授 收

E-mail：sshou@mail.ksu.edu.tw；Tel：(06) 2727175 ext. 253】

投稿須知

1. 文字：稿件應以中文或英文撰寫，中文文字之字型應為標楷體字，英文文字字型應為Times New Rome。
 2. 題目：應力求簡潔且能充分表達論文之重要概念，請附中、英文題目各一式，英文題目請附於中文題目之後。
 3. 作者：請附上中、英文之作者姓名、服務單位及職稱。作者之服務單位及職稱請以附註之方式書寫同一頁之末端，若作者為兩個人以上者，請以不同之符號標示之。
 4. 摘要：以簡明扼要之方式表達論文之內容。無論以中文或英文撰寫，一律附上500字以內之中、英文摘要各一份。英文摘要請置於中文摘要之後。
 5. 字型大小：題目以16pt 黑體字，摘要、前言、文章內容之標題請以14pt 黑體字，作者介紹及文章內容以12pt 標楷體字書寫之。
 6. 關鍵字：中英對照關鍵字，最多以5個為限。
 7. 圖表說明：圖說與表說應統一使用中文或英文，圖標題應在圖之下方；表標題應在表之上方。
 8. 參考文獻：（列於正文之後，書寫時請依於文章中出現之先後順序排列）
Combustion Quarterly Vol. 52 17 No. 2 May 2008
- (1) 書籍：作者，書名，出版社，出版地，頁數，年。
中文如：柯清水，*石油化學概論*，正文書局，臺北，pp. 183-191，1992。
英文如：Owen K, Coley T. *Automotive Fuel Reference Book*, 2nd ed.,

Society of Automotive Engineers, pp. 551-587, 1997.

(2) 期刊論文：作者，篇名，期刊名稱，年，卷期，頁數。

中文如：葉江榮，鍋爐高溫腐蝕，*台電工程月刊*，第276期，pp. 10-18，1979。

英文如：Zhen, H. S., Leung, C. W. and Cheung, C. S., Emission of impinging swirling and non-swirling inverse diffusion flames, *Applied Energy*, Vol. 88, pp.1629-1634, 2011.

(3) 研討會：作者，篇名，研討會論文集，出版者，頁數，年月或年。

中文如：萬皓鵬，汽電共生系統效率提升技術，*2002 汽電共生系統技術研討會論文集*，經濟部能源委員會，pp. 84-91，91年4月。

英文如：Law CK. Dynamics of Stretched Flames, Twenty-Second Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, pp. 1381-1402, 1988.

燃燒季刊 2017年2月

發行單位：中華民國燃燒學會

發行人：林大惠

總編輯：侯順雄

副總編輯：江鴻龍、蔡匡忠、陳榮洪、蔡建雄（依姓氏筆畫排列）

編輯：王偉成、石心怡、朱力民、吳志勇、吳明勳、吳耿東、吳展維
吳澤松、李灝銘、李約亨、杜憲文、林洸銓、林育立、洪榮芳
許聖彥、郭振坤、劉永章、陳維新、楊授印、蔡欣倫、蘇崇輝
（依姓氏筆畫排列）

秘書：曾久珍

發行地址：701臺南市大學路1號
國立成功大學機械工程學系

電話：(06) 2369715

中華民國八十一年十二月創刊

中華民國一百零六年二月出版

局版台誌號第玖玖零捌號