

燃燒

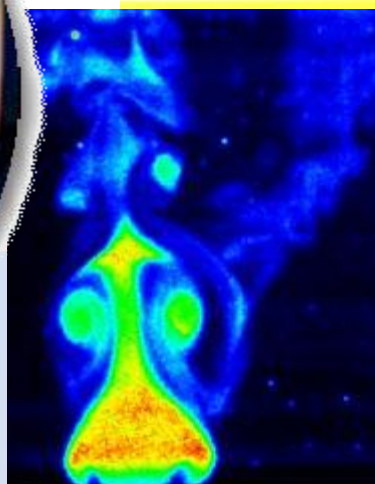
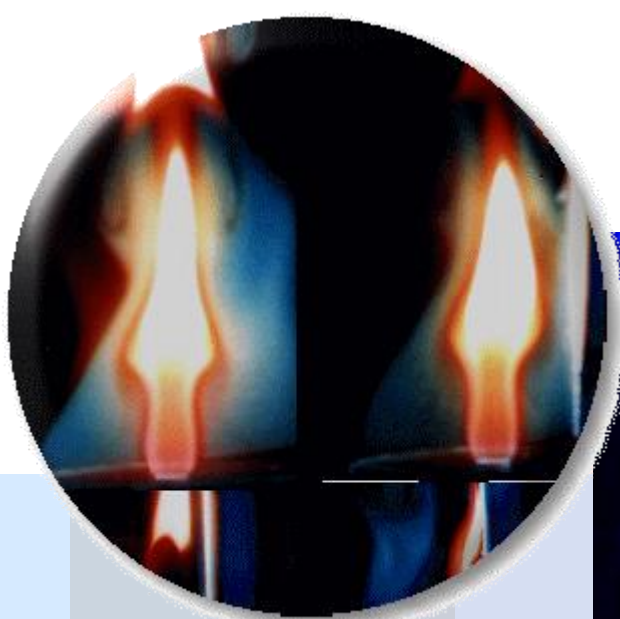


中華民國燃燒學會
The Combustion Institute of R.O.C

季刊

Combustion Quarterly

91



中華民國一百零四年 11 月

Vol. 24, No. 4

燃 燒 季 刊

Combustion Quarterly

第二十四卷 第四期 中華民國一百零四年十一月出版

Vol. 24, No.4

Nov. 2015

目 錄

CONTENTS

編輯札記	3
陳榮洪、侯順雄	
柴油引擎使用輪胎碎片熱裂解生質油燃燒反應之研究	6
郭春寶、王偉成、郭志遠	
太陽能熱電系統之模擬與情境分析	22
王健彰、莊瑞誠、陳奕瑞、林育立	
環形燃燒室噴霧燃燒數值模擬分析	35
王朝敬、崔永懋	
蠕動泵浦輸出壓力震盪緩衝之開發研究	47
吳志勇、許天秋、曾慶慧、楊智博、林耀堂、劉旺林	
n 型 BiTeSe 熱電材料晶體結構對熱電性質影響之研究	57
林俊凱、葉建弦、林育立、陳熾如	
熱電發電模組長期測試	69
陳奕瑞、宋柏毅、李天源	
SI 引擎富氧冷起動效益	83
陳榮洪、蕭瑞陽、紀偉民	
應用純氧燃燒於盛鋼桶預熱之節能效益評估	95
曾柏綸、吳明勳	
氣泡式流化床生質物氣化系統簡介	107
謝子賢、莊皓宇、張揚狀、康文成	
徵稿說明	116

編輯札記

「燃燒季刊(Combustion Quarterly)」是我國燃燒/能源領域的代表性刊物，本期秉持一貫之實務應用與學術理論交流，共刊登九篇專業論文，分別來自工業技術研究院、國家中山科學研究院、台灣中油股份有限公司、精密機械研究發展中心、精膜科技股份有限公司和大專院校等單位之研究成果。熱電材料因奈米科技與製程技術的精進，同時隨著溫室效應的議題，熱電技術的應用也由原先的製冷領域逐漸被擴展至廢熱回收發電領域。工業技術研究院綠能與環境研究所林俊凱研究員、葉建弦研究員、林育立經理和團隊成員陳嫻如共同發表「 n 型 BiTeSe 熱電材料晶體結構對熱電性質影響之研究」，探討利用材料晶體結構變化對材料熱電性質之影響，結果顯示兩次快速熱壓燒結使材料產生塑性變形，藉由形變導致材料結構產生特殊晶粒排列。方向性結構有助於提升材料導電性而不影響 Seebeck 係數，進而提升材料熱電性質。此外陳奕瑞研究員、宋柏毅副研究員和李天源副工程師發表之「熱電發電模組長期測試」採用商用晶粒自製封裝模組與商用模組進行熱電模組長期壽命測試，顯示在適當的操作條件下，熱電模組的性能衰退十分緩慢，具有相當的可靠度。熱電元件可在不使用化石燃料的狀況下提供乾淨的能源轉換，確實達到綠色能源的目的，為了進一步推廣綠色能源的概念，工業技術研究院綠能與環境研究所熱電材料研發團隊王健彰、莊瑞誠、陳奕瑞、林育立等研究員使用太陽能作為熱電系統的熱源共同發表了「太陽能熱電系統之模擬與情境分析」，主要目的在於建構聚熱型太陽能熱電系統之數值模型並計算其性能，以做為未來聚熱型太陽能熱電系統設計之參考及依據。模擬結果顯示，所提出的等效模型經修正後可精準模擬聚熱型太陽能熱電系統；藉由情境分析的討論可以發現太陽能的日照強度相較環境溫度而言，對熱電系統的性能影響較深；且日照強度與功率輸出有著線性相關。

渦輪扇引擎是一種燃氣渦輪式航空發動機。本期季刊特別商請國家中山科學研究院 航空研究所王朝敬助理研究員和崔永懋副研究員分享渦輪扇引擎環型燃燒室之設計技術「環型燃燒室噴霧燃燒數值模擬分析」。本篇論文係利用 NREC 公司所開發之 CIPROD 程式進行渦輪扇引擎之燃燒室初步設計，並預估燃燒室內各截面上之平均溫度及壁面溫度等重要設計參數，同時分析燃燒室之效率及廢氣排放成分。完成初步分析後，進一步使用 Ansys 公司 CFX 程式進行燃燒室燃

燒流場數值分析，確認燃燒室於二次燃燒區域(Secondary Zone)已完全燃燒，同時於燃燒室出口可得到較精確之溫度分佈，提供下游渦輪設計及應力分析之用。

台灣中油股份有限公司綠能科技研究所謝子賢、莊浩宇、張揚狀研究員和再生能源組康文成組長發表「氣泡式流化床生質物氣化系統簡介」，文中就該公司生質物氣化技術現況做介紹，實驗參數主要參考 EPI gasification 之結果進行調整，並可穩定進料木屑 3 kg/hr 達 5 小時以上，在空氣流量 60 L/min 可穩定控制於 750 度左右，CO 與 CO₂ 大約為 13%與 15%，氫氣約 2%，CH₄ 約 6%。由於生質物氣化會有大量焦油產生，此一系統未來將朝生質物觸媒氣化測試平台方向規劃，並結合國內相關研究單位進行研究以提昇技術能量。

接著能源議題方面，國立中正大學機械工程學系郭春寶教授與國立成功大學航空太空工程學系王偉成助理教授和郭志遠博士後研究員發表了「柴油引擎使用輪胎碎片熱裂解生質油燃燒反應之研究」，將不同添加裂解生質油比例加入到一般市售柴油，製成輪胎裂解混合油品 T10 及 T20 並進行柴油引擎動力計實驗。研究結果添加鐵是降低輪胎裂解油中硫含量的有效方法，藉由添加添加物鐵，在不增加太多額外成本的情況下廢輪胎熱裂解處理法將可以把廢輪胎轉換成對環境更友善的產品。其裂解液體添加於柴油中有助於提升引擎的指示輸出功率。國立嘉義大學機械與能源工程學系教授兼研發長陳榮洪和南台科技大學機械工程系(所)蕭瑞陽副教授、紀偉民碩士等共同發表了「SI 引擎富氧冷起動效益本」研究比較不同比例乙醇/汽油(含氧燃料)和不同氧濃度進氣空氣之 SI 引擎富氧冷車起動效益。實驗指出富氧冷車起動能提高燃燒溫度，有效縮短三元觸媒轉換器預熱時間，亦可減少因較濃的混合比而燃燒不完全所產生 HC 和 CO 的排放濃度。含氧 30%進氣條件之排氣中 O₂ 排放濃度過高，混合氣過稀回饋訊號干擾 ECU 的噴射率控制，就整體效益而言效益不佳。國立成功大學機械工程學系曾柏綸碩士生和吳明勳副教授建立一套可預測盛鋼桶預熱之溫度變化之熱傳模型，並據以評估將純氧燃燒導入盛鋼桶加熱爐之節能效益。共同發表了「應用純氧燃燒於盛鋼桶預熱之節能效益評估」。成果顯示將純氧燃燒技術應用於盛鋼桶加熱爐系統，不僅可節省燃料，計入純氧之額外成本後，整體成本仍較空氣燃燒低廉。近年來有許多的微量液體連續供應的需求，例如：微型燃燒器的液態燃料供應以及超音波薄膜噴霧等技術。高苑科技大學機械與自動化系吳志勇副教授兼先進潔淨節能

引擎研發與測試服務中心中心主任、許天秋工程師、光電科學與工程系曾慶慧同學、精膜科技股份有限公司楊智博工程師、財團法人精密機械研究發展中心林耀堂經理、劉旺林副總經理的研究團隊共同發表「蠕動泵浦輸出壓力震盪緩衝之開發研究」，該研究使用一個壓力緩衝器進行相關探討，並且透過壓力傳送器進行壓力脈衝的診測；使用蠕動泵浦所產生的大壓力脈衝進行展示，該蠕動泵浦所產生的揚程與壓力波脈衝均使用壓力傳送器進行解析，透過本研究所使用的壓力傳送器可以有效地減少壓力脈衝訊號。

整體而言，本期內容涵蓋材料晶體結構變化對材料熱電性質之影響、商用品粒自製封裝模組之長期測試、建構聚熱型太陽能熱電系統作為熱電系統的熱源之數值模型、環型燃燒室噴霧燃燒數值模擬分析、氣泡式流化床生質物氣化系統簡介、柴油引擎使用輪胎碎片熱裂解生質油燃燒反應之研究、SI 引擎富氧冷起動效益本、應用純氧燃燒於盛鋼桶預熱之節能效益評估、蠕動泵浦輸出壓力震盪緩衝之開發研究，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 陳榮洪
總編輯 侯順雄

柴油引擎使用輪胎碎片熱裂解生質油燃燒反應之研究

The Study of Combustion Reactions in Diesel Engines Use Biodiesel by Tire Scrap Pyrolysis

郭春寶¹

Chun-Pao Kuo

國立中正大學機械工程學系

Department of Mechanical Engineering, National Chung Cheng University

王偉成²、郭志遠³

Wei-Cheng Wang, Zhi-Yuan Guo

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

在本研究中，依不同裂解溫度其氣化之組成不同。輪胎碎片在裂解爐控制裂解生成氣體溫度，並依溫度分區段之熱裂解氣體。裂解產品可分為經不同區段冷凝器收集之裂解油和最後裂解完成在爐體內之裂解完成固態物，即活性碳。並以不同添加生質油比例(10%及 20%)的輪胎裂解油混合到一般柴油，然後進行四缸直列式柴油引擎的動力計試驗測試油品 T10、T20 及 D100 中含硫量與排放氣體濃度之完全燃燒計算值與動力計燃燒量測實驗比較其關係。並設定不同的噴油開始角度 θ_A 之操作條件與轉速來模擬測試引擎運轉排放組成氣體濃度之關係，模擬汽缸燃燒過程之溫度與壓力變化，建立一噴霧燃燒模型來模擬燃油噴油開始角度到燃燒停止之間的溫度與壓力變化。最後經引擎測試實驗結果，比較輪胎裂解混合油 T10、T20 及 D100 在下列試驗數據：1.開始噴油角度 θ_A 曲柄軸角度在上死點前 10° 、 14.2° 與 18° ，2.引擎轉速分別在 1360rpm、2040rpm 與 3400rpm，討論引擎燃燒反應特性及燃燒排放重要汙染組成氣體濃度值量測，並分析燃燒火焰溫度值與噴油量及過量空氣比之關係，以獲得動力計試驗馬力值及量測汙染源組成濃度值之關係討論，以利建立汙染減量之引擎最佳操作數據。

關鍵字：輪胎熱裂解、燃燒、柴油引擎

Abstract

This study use Thermal Pyrolysis Method to heat the materials under hypoxic state and make the polymer material in the material turn into low molecular weight substances due to because the high temperature break chemical bond.

¹ 國立中正大學機械工程學系，教授， E-mail: imecpk@ccu.edu.tw

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

³ 國立成功大學航空太空工程學系，博士後研究員

The generated-gas which waste tire pieces produce are controlled, and collect the generated-gas by different temperature interval. After the process, the generated-gas can produce biodiesel. We establish the relationship between the reaction temperature changes of waste tire pyrolysis and oil quality by the collected liquid biodiesel.

And we add different biomass oil ratio (10% and 20%) of the tire pyrolysis oil mixture to the general diesel fuel as well as dynamometer test four-cylinder inline diesel engines and test oil T10, T20, and D100 in emissions from complete combustion of the gas concentration calculated value and power meter to measure the combustion experiments to analyze the relation. And set the different operating conditions and the speed of injection start angle to simulate and test engine running emission gas concentrations relationship composition, and temperature simulation of cylinder combustion process and pressure changes, and make the establishment of a spray combustion model to simulate fuel injection start angle to stop the combustion temperature and pressure changes between .The results showed that the waste tire pyrolysis approach can translate into the environment of waste tires better products. The engine test results showed that the mixed tire pyrolysis oil injection at the same time, a higher emissions than diesel of CO, CO₂, NO_x and low O₂. If early injection time is CO and O₂ concentrations are lower than the pre- injection time of concentration. But CO₂, NO_x concentrations higher than the pre-injection time of concentration. Pyrolysis liquid obtained in this study their properties close to the general commercial diesel fuel, add a small amount of diesel fuel for general use.

Keyword: Tire pyrolysis 、Combustion 、Diesel engine

一、前言

在工業革命後人們隨著時間快速發展，石油和煤炭等石化有機資源被大量開採，並利用工業技術將這些石化有機資源提煉或加工製成許多產品，如機油、潤滑油、燃油、塑膠製品、保麗龍、合成纖維製成的衣物、輪胎橡膠等加工製品。然而這些被廣泛應用在各領域的產品，使用後難以回收再利用回歸自然，導致現今各種有機廢棄物的數量逐年增加，必須迫切尋找能有效處理並解決有機廢棄物的方法。

據估計，全球每年約售出 14 億的新輪胎[1]，轎車的輪胎占了 90%左右，其餘 10%由卡車輪胎及其他類型輪胎構成[2]，每年產生超過十億廢舊輪胎[3]，而近 10 年來在台灣地區廢輪胎每年度回收總量已穩定成長到 100,000 公噸以上[4]。廢輪胎過去通常是大量傾倒或者堆置處理，這樣的處理方法容易引起疾病傳染和重大火災等公共問題，而輪胎不容易自然分解，輪胎燃燒產生的有害污染物對人類健康，包括多環芳香烴（PAHs），苯，苯乙烯，苯酚，和丁二烯[5]。目前有幾個不同處理法已應用於輪胎回收利用，如再處理，回收，焚燒，破碎等。然而所

有上述的方法皆有重大缺點或限制。然而廢輪胎本身具有高熱值之特性，適合使用熱裂解法來處理，將分子量極大之輪胎提煉出高熱值之裂解油，達到降低廢輪胎總量之目的，也達到將廢輪胎回收再利用並資源化。

輪胎是由橡膠（60-65 重量%），炭黑（CB）（25-35 重量%），為熱固性聚合物。車輛輪胎（包括小客車和卡車）是主要天然橡膠（NR）和合成橡膠（SR），例如丁基橡膠（BR）和苯乙烯-丁二烯共聚物（SBR）的。NR 來自巴西橡膠樹，而 SR 被通常衍生自石油為基礎的產品。[2] NR 具有獨特彈性性能，這是一個輪胎的基本要素。據國際橡膠研究團隊，約有 2437 萬噸橡膠產於 2010 年，這當中有 1038 萬噸（42%）為 NR，其餘 1399 萬噸（58%）為 SR。[6][7]

常見的輪胎基本構造，包含胎面、胎邊、簾布層、胎唇、鋼絲環帶層等五個部位，1.胎面：完全由橡膠所構成，位於輪胎的最外層，主要功能為負責將車輛及驅動制動力傳遞至地面。胎面上通常刻有胎紋(pattern)。而且針對不同的路面及天候條件，胎紋的設計也會隨之變化，一般而言可分為直條型、橫溝型、直橫交錯型、塊狀型等四種類型。2.胎邊：主要由橡膠構成，功能為吸收自路面的衝擊並控制轉向性能，故多半採用柔韌性質較好的膠料以提高吸震能力並且讓轉向更為順暢。3.簾布層：由聚酯線和橡膠所組成的複合材料，是輪胎骨架之重要部份，功用主要在於承受路面的衝擊力及內部所產生的空氣壓力。4.胎唇：位於輪胎與輪圈接觸的部位，功用為將輪胎固定在輪圈上。胎唇由鋼絲束及橡膠所構成，使用鋼絲束的原因是運用鋼絲具有強韌剛性可將輪胎固定於輪圈之上。5.鋼絲環帶層：由鋼絲及尼龍層所組合，功用為保護簾布層承受路面衝擊及防止輪胎被刺穿並增強路面鋼性，進而提供輪胎較長疲勞耐久壽命。

本研究的主要目標與範圍探討廢輪胎橡膠熱裂解的重量損失情況以及裂解溫度影響裂解反應的程度，並裂解過程中加入添加物鐵達到降低裂解液體含硫量的目的，裂解反應中收集不同裂解溫度區間下的輪胎裂解液體，並個別分析其物理性質(如密度、動力黏滯係數、熱值)及組成元素成分組成比例(碳、氫、氮、氧及硫元素)。將輪胎裂解液體依不同比例(10%、20% vol.)摻入一般高級柴油製成輪胎裂解混合油品(Tire Pyrolysis Oil Blends)，並加入到柴油引擎進行動力及氣體排放測試並記錄氣體排放結果，並歸納裂解溫度和添加物鐵對輪胎橡膠的反應機制及輪胎裂解混合油品在柴油引擎中的動力表現及汙染排放機制

輪胎熱裂解是將廢輪胎切割成約五公分大小的碎片，置於無氧的高溫環境中進行有機成分的熱分解反應，由大分子變成較小之分子。以 650 至 800K 的高溫，使輪胎中的高分子聚合物化學鍵斷裂，裂解出不同物質；廢輪胎本身是一種極佳的燃料，熱值比傳統燃煤高了 25-50%，每公斤約有 35-40MJ [8]；1 噸輪胎相當於 1.5 噸高質量的煤或 0.7 噸燃油，故廢輪胎有很大的潛力可供作為燃料之用，而主要產物有液態油、固態炭黑、氣態化合物等。裂解過程中，溫度、升溫速率、輪胎碎片尺寸、壓力等參數皆是影響裂解產物的主要因子，其中影響最大的為溫度與升溫速率[9]。

裂解液體被認為是裂解過程中得到最有價值的東西。根據 Mirmiram 等人[10]

從輪胎的裂解油，這種液體是暗棕色的產品，輪胎裂解油可以熱值達到 44 兆焦/千克的含量。因此，在裂解油比從被回收的廢輪胎具有較高熱值。此外，它與柴油具有相似的性質也具有類似熱值，雖然硫含量較車用柴油略高，但可將其作為替代傳統液體燃料的使用 Williams et al. [10]利用 之不鏽鋼固定反應器熱裂解處理破碎過後的輪胎碎片，分別以 5°C/min 及 80°C/min 兩種不同升溫速率進行廢輪胎的熱裂解反應研究。裂解溫度區間為 300~720°C 並停溫兩小時直到氣體不在產生為止。所得到的產物比例大約是殘渣 35%、液體油 55%和氣體 10%。氣體的主要成分中分別是 H₂、CO、CO₂、C₄H₆、C₂H₆；液體油的主要成分是烷類、烯類、酮類、醛類以及芳香族類；至於固體產物則是以殘渣(char)為主。。

本研究將以熱裂解爐，使廢輪胎在無氧條件下，間接加熱，使廢輪胎裂解產生裂解生成氣體，並經冷凝器收集液化之生質油，輪胎熱裂解生成氣體處理，經冷凝液化收集可產生出生質油及未能液化之可燃氣體，將可抽至燃燒室繼續燃燒，做輪胎熱裂解之燃料，而殘留固體可作為碳黑之回收。因此從熱裂解機構改良傳統焚化技術，已逐漸應用於有害廢棄物之資源化回收處理，以利資源再生產生生質油之技術與應用研究。

二、理論分析

2-1 輪胎固相熱傳導分析

輪胎膠片在裂解爐中從常溫開始加熱，輪胎升溫過程中所獲得的熱傳量可以分為三種形式：熱輻射、熱傳導和熱對流。其中熱輻射與熱對流對輪胎的影響遠小於熱傳導因此可以忽略不計。裂解爐中資材為輪胎，輪胎裂解所需之熱量是由爐體外加熱，裂解爐為圓柱體，因此建立裂解爐內溫升分佈，以圓柱坐標系之參數來建立熱傳導模式。

熱擴散方程式為：

$$\nabla^2 T = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2-1)$$

其中 ∇^2 稱為 Laplacian， $\nabla^2 = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$ ， $T=T(r,\phi,z,t)$ 為圓柱坐標系之溫度分佈， $\alpha=k/(\rho C_p)$ 為熱擴散係數， k 、 ρ 、 C_p 分別為輪胎之熱傳導係數、密度與等壓比熱。

資材暫態熱傳分析方面，假設資材受熱均勻且內部無熱源產生，資材充滿整個圓柱爐體，則圓柱體熱擴散方程式為：

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2-2)$$

因為對稱關係 ϕ 位置不影響將方程式(2) 式化減得方程式(3) 式：

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad T = T(r, z, t) \quad (2-3)$$

假設輪胎性質為均質情況下且為受熱均勻的情況下。依實驗操作要求，在資材表面受到一個固定溫度的環境空氣影響。並於輪胎中心處設定熱傳導量為零（因為對稱關係），係為輪胎熱傳導模式的邊界條件，方程式(2-4)、(2-5)、(2-6)、(2-7) 式所示，尚未加熱時溫度均勻分布，其初始條件如 (2-8) 式所示：

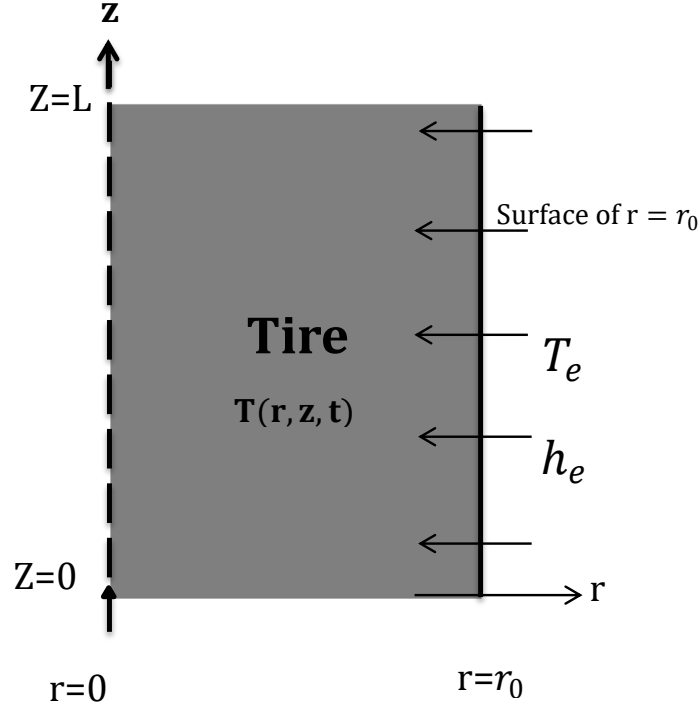


圖 1、輪胎膠片在裂解爐內熱傳模型

設 $r=r_0$ 之溫度 T_s 與加熱爐控制溫度相同,則輪胎邊界溫度在 $r=r_0$ 時為 T_s

$$r = 0, \frac{-k(\partial T(0,z,t))}{\partial r} = 0 \quad (2-4)$$

$$r = r_0, \frac{-k(\partial T(r,z,t))}{\partial r} = h_e(T - T_\infty) \quad (2-5)$$

$$z = 0, \frac{-k(\partial T(r,z,t))}{\partial z} = 0 \quad (2-6)$$

$$z = L, \frac{-k(\partial T(r,z,t))}{\partial z} = h(T - T_\infty) \quad (2-7)$$

$$T(r, z, 0) = T_0 \quad (2-8)$$

Set $T(r,z,t)=F(r,z) \cdot G(t)$

$$\text{則 } \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \Rightarrow G \left(\frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{\partial^2 F}{\partial z^2} \right) = \frac{1}{\alpha} F \frac{\partial G}{\partial t} \quad (2-9)$$

$$\therefore \frac{1}{F} \left(\frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{\partial^2 F}{\partial z^2} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{1}{G} \frac{\partial G}{\partial t} = \text{const} = -\lambda_1^2 \quad (2-10)$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{\partial^2 F}{\partial z^2} + \lambda_1^2 = 0 \quad (2-11)$$

$$F(r, z) = R(r) \cdot Z(z) \quad (2-12)$$

$$Z\left(\frac{\partial^2 R}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial R}{\partial r}\right) + R \frac{\partial^2 Z}{\partial z^2} + \lambda_1^2 R(r)Z(z) = 0 \quad (2-13)$$

$$\frac{1}{R} \left(\frac{\partial^2 R}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial R}{\partial r} \right) + \frac{1}{Z} \frac{\partial^2 Z}{\partial z^2} = -\lambda_1^2 < 0 \quad (2-14)$$

$$\frac{\partial^2 R}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial R}{\partial r} = -\lambda_2^2 R \quad (2-15)$$

$$\frac{\partial^2 Z}{\partial z^2} = -\lambda_3^2 Z \quad (2-16)$$

$$\text{則 } \lambda_2^2 + \lambda_3^2 = \lambda_1^2$$

$$\frac{\partial^2 R}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial R}{\partial r} = -\lambda_2^2 R \Rightarrow R = aJ_1(\lambda_2 r) + bY_0(\lambda_2 r) \text{ or } R = aJ_0(\lambda_2 r) + bJ_1(\lambda_2 r) \quad (2-17)$$

$$\frac{1}{Z} \frac{\partial^2 Z}{\partial z^2} = -\lambda_3^2, \frac{\partial^2 Z}{\partial z^2} + Z\lambda_3^2 = 0 \quad (2-18)$$

$$Z = C_1 \sin \lambda_3 z + C_2 \cos \lambda_3 z \quad (2-19)$$

$$\frac{\partial^2 R}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial R}{\partial r} + \lambda_2^2 R = 0 \quad (2-20)$$

$$\text{B.C.} \begin{cases} r = 0 & \frac{dR}{dr} = 0 \\ r = r_0 & R = T_s \end{cases}$$

$$R_0 = R - T_s \quad (2-21)$$

$$\text{則 } \frac{dR_0}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR_0}{dr} + \lambda_2^2 R_0 = 0 \quad (2-22)$$

$$\text{B.C.} \begin{cases} r = 0 & \frac{dR_0}{dr} = 0 \\ r = r_0 & R_0 = 0 \end{cases}$$

2-2 輪胎在持溫階段溫度分佈分析

將 2-1 節所設定的係數及邊界條件輸入所建立的熱傳模型，並依據實驗操作步驟，將爐內溫度設定不同的控制溫度並個別持溫 4 小時，其資材(輪胎)內部溫度隨持溫時間變化模擬結果如圖 2、圖 3 所示。

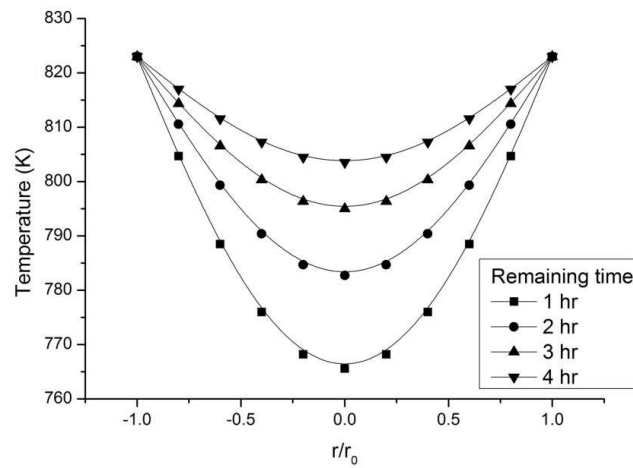


圖 2、持溫溫度 823K 下資材(輪胎)內部溫度分佈圖

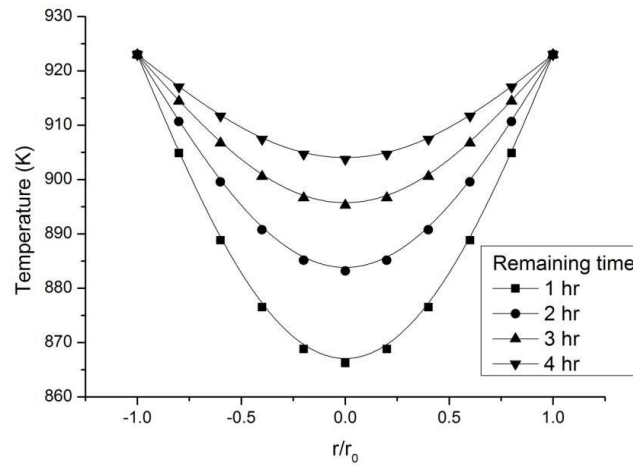


圖 3、持溫溫度 923K 下資材(輪胎)內部溫度分佈圖

表 1、不同持溫溫度的輪胎中心溫度與表面溫度

持溫時間	表面溫度(K)	中心溫度(K)	表面溫度(K)	中心溫度(K)
1hr	623	342.81	723	635.9
2hrs	623	425.95	723	674.61
3hrs	623	485.95	723	689.35
4hrs	623	529.36	723	699.6
持溫時間	表面溫度(K)	中心溫度(K)	表面溫度(K)	中心溫度(K)
1hr	823	765.57	923	866.21
2hrs	823	782.72	923	883.17
3hrs	823	794.99	923	895.3
4hrs	823	803.53	923	903.74

從模擬結果圖中可明確觀察到各階段持溫過程中，輪胎中心初期溫度急速上

升，然後溫度上升速率隨持溫時間遞減。不同持溫溫度的輪胎中心溫度與表面溫度如表 1。當持溫時間達 4 小時的時候，持溫溫度 623K、723K、823K、923K 的輪胎內部溫度與表面溫度差距分別為 15.03%、3.23%、2.36%及 2.01%。顯示後三個持溫溫度的溫度分佈曲線已接近穩態。依照此模擬結果，第一次持溫溫度(623K)的持溫時間達 4 小時的資材(輪胎)的中心溫度尚未達到設定溫度；而持溫溫度 723K 的持溫時間達 4 小時以後即可逼近當時設定溫度。

2-3 輪胎熱裂解過程

輪胎是由多種材質所組成的物質，在裂解過程中會因溫度不同而有不同的產物，下面將探討輪胎裂解的變化。

裂解第一部分是將輪胎由常溫加熱至 350°C，此階段輪胎會先進行乾燥脫水，輪胎膠片內含的水分會在此階段加熱至 100°C 時去除，接著輪胎會進行裂解，主要是輪胎內天然橡膠進行反應。

$$W_{tire}(T_0) = W_{gas}(T_0 \sim 350^\circ C) + W_{solid}(350^\circ C) \quad (2-23)$$

$$W_{gas}(T_0 \sim 350^\circ C) = W_{gas,e}(T_0 \sim 350^\circ C) + W_{H_2O} + W_{liquid}(T_0 \sim 350^\circ C) \quad (2-24)$$

$W_{tire}(T_0)$: 尚未裂解時輪胎膠片重量。

$W_{gas}(T_0 \sim 350^\circ C)$: 輪胎膠片於裂解溫度 350°C 時，析出裂解氣體總重量。

$W_{solid}(350^\circ C)$: 裂解溫度 350°C 時，剩餘固體重量。

$W_{gas,e}(T_0 \sim 350^\circ C)$: 裂解溫度 350°C 時，裂解氣體中無法冷凝的氣體產物重量。

W_{H_2O} : 輪胎膠片內含的水分重量。

$W_{liquid}(T_0 \sim 350^\circ C)$: 裂解溫度 350°C 時，裂解氣體冷凝出的液體產物重量。

將裂解爐由 350°C 再加熱至 400°C，並持溫四個小時，每隔四個小時讓加熱爐增加 50°C，逐步加熱至 500°C，輪胎裂解主要的反應會此階段會完成。

2-4 柴油燃燒過程中壓力與溫度

柴油引擎燃燒過程為曲柄角 θ_B 到 θ_E ，假設為完全燃燒過程，而控制體積 V_θ 在角度 θ 值，時間變化 θ 到 $\theta + \delta\theta$ 為 t 到 $t + \delta t$ 。

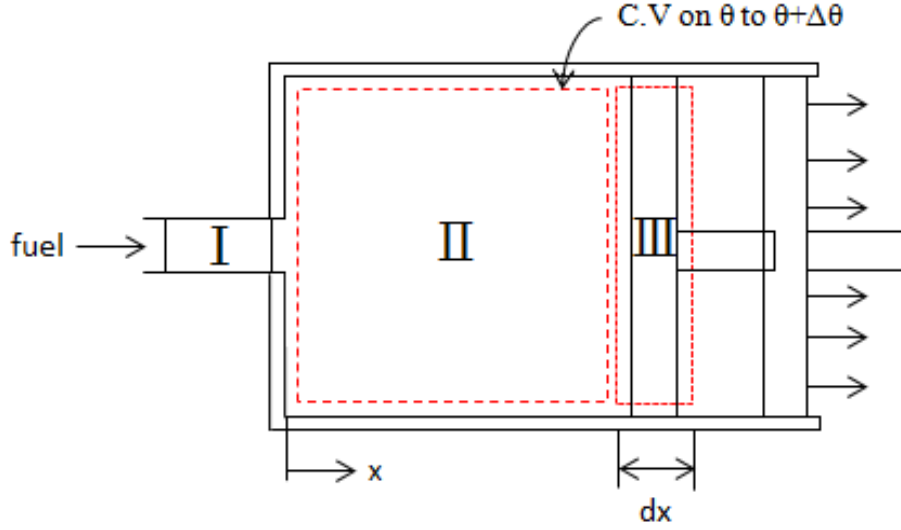


圖 4、汽缸內燃燒之控制體積

汽缸內燃燒之控制體積，如圖 4 所示，當曲柄角在 θ 角時，C.M.系統區域以 I and II 表示，其控制質量在時間 $t(\theta)$ ，即為曲柄角度軸角度。另當曲柄角在 $\theta+\Delta\theta$ 角時，C.M.系統區域 II and III 是其控制質量在 $t(\theta+\Delta\theta)$ ，即表示曲柄軸角度在 $\theta+\Delta\theta$ 。

由 θ 到 $\theta+\Delta\theta$ 之燃燒過程之 C.V system 定義在 $C.M^I(\theta) = C.M^II(\theta+\Delta\theta)$ ，
即 $C.V^II(\theta) = C.V^II(\theta+\Delta\theta)$

其能量變化以第一定律在封閉系統內表示如下：

$$\delta \dot{Q}_{in} + \delta \dot{W}_{in} = \left(\frac{dE}{dt} \right)_{CM} \quad (2-25)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta}{\omega}, dt = \frac{d\theta}{\omega}, \omega \text{ is rps}$$

$$\begin{aligned} \delta \dot{Q}_{in} &= \dot{Q}_{in}^{II}(\theta+\Delta\theta) + \dot{Q}_{in}^{III}(\theta+\Delta\theta) - \dot{Q}_{in}^I(\theta) - \dot{Q}_{in}^{II}(\theta) \\ &= \delta \dot{Q}_{in}^{II}(\theta \rightarrow \theta+\Delta\theta) + \frac{Q_{in}^{III}(\theta \rightarrow \theta+\Delta\theta)}{\Delta t} - \frac{Q^I(\theta \rightarrow \theta+\Delta\theta)}{\Delta t} \end{aligned} \quad (2-26)$$

$$\delta \dot{W}_{in} = \dot{W}_{in}^{II}(\theta+\Delta\theta) + \frac{\dot{W}_{in}^{III}(\theta+\Delta\theta)}{\Delta t} - \frac{\dot{W}_{in}^I(\theta \rightarrow \theta+\Delta\theta)}{\Delta t} \quad (2-27)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dE}{dt} \right)_{CM} &= \lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{E^{II}(\theta+\Delta\theta) - E^{II}(\theta)}{\Delta t} + \lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{E^{III}(\theta+\Delta\theta)}{\Delta t} - \lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{E^I(\theta)}{\Delta t} \\ &= \left(\frac{dE}{dt} \right) + \dot{m}e^{III} - \dot{m}e^I \end{aligned} \quad (2-28)$$

其中 $E = me$

系統能量變化可表示如下

$$\left(\frac{dE}{d\theta}\right)_{CM} = \left(\frac{dE}{d\theta}\right)_{CV}^{II} + \sum_{j=1}^{N_j} \dot{m}_j e_j - \sum_{i=1}^{N_i} \dot{m}_i e_i \quad (2-29)$$

流入控制體積及流出控制體積之流功，可表示如下：

$$\frac{\dot{W}_{in}^{III}(\theta \rightarrow \theta + \Delta\theta)}{\Delta t} = \sum_{j=1}^{N_j} -\dot{m}_j P_j v_j \quad (2-30)$$

$$\frac{\dot{W}_{in}^I(\theta \rightarrow \theta + \Delta\theta)}{\Delta t} = \sum_{i=1}^{N_i} -\dot{m}_i P_i v_i \quad (2-31)$$

曲柄軸角度 $\theta \rightarrow \theta + \Delta\theta$ 之間，噴入汽缸內之燃油質量 m^I 及燃油與空氣燃燒所產生之生成氣體質量 m^{III} ，可表示如下：

$$m^I = \sum_{i=1}^{N_i} \dot{m}_i = \int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_i dt = \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} m_{fc}(\theta) d\theta \quad (2-32)$$

$$m^{III} = \sum_{j=1}^{N_j} \dot{m}_j = \int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_j dt = \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} m_{fc}(\theta)_{production \ gas} d\theta \quad (2-33)$$

合併方程式(31)、(32)、(33)則控制體積 CVII 之能量不滅定律，可表示如下

$$\delta Q_{in,CV} + \delta \dot{W}_{in,CV} + \sum_{i=1}^{N_i} \dot{m}_i (e_i + p_i v_i) - \sum_{j=1}^{N_j} \dot{m}_j (e_j + p_j v_j) = \frac{dE}{dt} \quad (2-34)$$

其中活塞對外作功 $\delta \dot{W}_{in,CV}^{II}$ 及控制體積內燃油燃燒所釋放熱量 $\delta \dot{Q}_{in,CV}^{II}$ ，可表示如下

$$\delta \dot{W}_{in,CV}^{II} = -\delta \dot{W}_{out,CV,shaft}^{II} = -\int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} P(\theta) dV \quad (2-35)$$

$$\delta \dot{Q}_{in,CV}^{II} = \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} m_{fc}(\theta) d\theta \times \Delta H_{v,f} = \int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_{fc}(t) dt \cdot \Delta H_{v,f} \quad (2-36)$$

合併則控制體積 CVII 之能量不滅定律，可表示如下：

$$\int_t^{t+\Delta t} m_{fc}(\theta) dt \times \Delta H_{v,f} - \int_t^{t+\Delta t} P(\theta) dV + \sum_{i=1}^{N_i} \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2g_c} + \frac{gZ_i}{g_c} \right) - \sum_{j=1}^{N_j} \dot{m}_j \left(h_j + \frac{v_j^2}{2g_c} + \frac{gZ_j}{g_c} \right) = \frac{dE}{dt} \quad (2-37)$$

若燃油噴入的質量 $\sum_{i=1}^{N_i} m_i$ 當在 θ 到 $\theta + \Delta\theta$ 燃燒之生成氣體，當燃油燃燒

$\int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} m_{fc}(\theta) d\theta$ 之由量時由能量守恆合併之控制系統，可表示如下：

$$\int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} m_{fc}(\theta) d\theta \times \Delta H_{v,f} = m(\theta)_{CV}^H \times C_p [T(\theta + \Delta\theta) - T(\theta)] \quad (2-38)$$

由於 δQ_{in} 、 $d\forall$ 、 m 、 T 均為 θ 之函數，故壓力也為 θ 之函數，可表示如下：

$$P = P(\theta) \quad (2-39)$$

$$\text{亦可表示為：} \frac{dp}{d\theta} = -k \frac{p}{\forall} \cdot \frac{d\forall}{d\theta} + \frac{k-1}{\forall} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) \quad (2-40)$$

$$\begin{aligned} Q_{in} &= \left[\int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} m_{fc} d\theta \right] \cdot H_{v, fuel} = m_{CV}^H(\theta) C_p [T(\theta + \Delta\theta) - T(\theta)] \\ &= \sum_{j=1}^{N_j} \left[n_j \hat{C}_{p,j} [T(\theta + \Delta\theta) - T(\theta)] \right] \end{aligned} \quad (2-41)$$

在理想的等壓燃燒過程，必須在 b 點開始點燃，則燃燒所釋放的能量，能在常態熱平衡下，提升汽缸內所有氣體的溫度，則滿足熱能、輸出功的前量平衡，達到汽缸內等壓之燃燒膨脹做功過程，因此欲達到等壓燃燒，是相當困難的，但由於真正的燃燒過程其壓力的變化值，隨著燃燒放熱量、輸出功、溫度分佈等變因而改變，因此先以柴油燃燒所釋放之熱的 δQ_{in} 仍為 θ 之函數，當 θ 到 $\theta + d\theta$ 之間，有 dm_{fc} 量之柴油燃燒釋放之熱量，相當於熱值 ΔH_v 的釋放，故

$$\delta Q_{in} = \Delta H_v \cdot dm_{fc} = f_Q(\theta) d\theta \quad (2-42)$$

上式中之 $f_Q(\theta) d\theta$ 表示在封閉系統中，所增加的熱量相當於 dm_{fc} 柴油燃燒所釋放之熱量，因其為 θ 之函數，故以 $f_Q(\theta) d\theta$ 表示。

(2-27) 式代入 (2-25) 式，則得到

$$dT = \frac{f_Q d\theta}{mC_v} - \frac{P}{mC_v} \cdot d\forall \quad (2-43)$$

$$dT = \frac{\Delta H_v}{mC_v} dm_{fc} - \frac{P}{mC_v} d\forall \quad (2-44)$$

上式中所有參數均為 θ 之函數，故 T 亦為 θ 之函數。

由 (3-4-4) 式，可以求得 θ 到 $\theta + \Delta\theta$ ，即增加 $\Delta\theta$ 時，溫度之增加量 ΔT 值如下由 θ 到 $\theta + \Delta\theta$ 中，對 θ 角度之燃燒耗油量為 $m_{fc\theta}$ 為

$$m_{fc\theta} = \frac{dm_{fc}}{d\theta} \quad (2-45)$$

因此由 θ 到 $\theta + \Delta\theta$ 中之燃燒耗油量以 $m_{fc,\Delta\theta}$ 表示為

$$m_{fc,\Delta\theta} = \int_{\theta}^{\theta+\Delta\theta} m_{fc\theta} d\theta \quad (2-46)$$

當 θ 之溫度以 T_θ 表示，燃燒 $m_{fc,\Delta\theta}$ 之柴油完全燃燒，則溫度以 $T_{\theta+\Delta\theta}$ ，則

$$m_{fc,\Delta\theta} \cdot \Delta H_V \eta_c = \int_{T_\theta}^{T_{\theta+\Delta\theta}} \sum_j n_j \hat{C}_{pj} dT = N_{T,\theta+\Delta\theta} \overline{\hat{C}_P} \Delta T_\theta, \quad (2-47)$$

m ：表示吸入汽缸內燃油和空氣的質量之質量

m_j ：表示組成 j 的質量

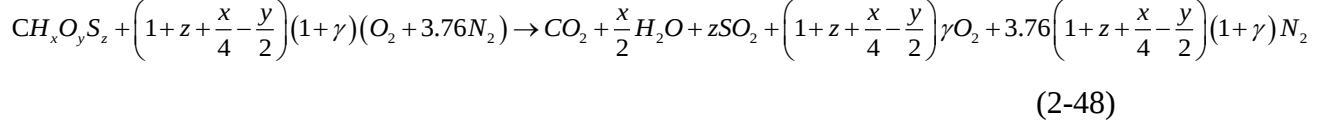
n_j ：在 θ 到 $\theta + \Delta\theta$ 間，注缸中之 j 氣體組成之莫耳數

ΔT ： $T_{\theta+\Delta\theta} - T_\theta$

J ：表示柴油氣態，柴油裂解成的可燃碳氫 (C_xH_y) 氣體、空氣、燃燒生成氣體與氣態氣體的組成。

2-5 輪胎裂解油燃燒後排放組成氣體濃度

一般柴油碳數大約介於 13 至 23 之間，為有機混和物，成分大多為鏈狀之碳氫化合物所組成，若以知元素之重量百分比，即可推出該物質之化學式。利用不同溫度區間條件產出之輪胎裂解油與一般柴油混和出 B5、B10 之生質油並分析出成分元素之重量百分比，可得出生質油之化學式 $CH_xO_yS_z$ 。建立柴油引擎之柴油燃燒分析模式，假設生質柴油之化學式為 $CH_xO_yS_z$ ，其完全燃燒之化學反應視為：



上式(2-48)式中， γ 表示過量空氣重量比，可由排放氣體 H_2O 、 SO_2 、 N_2 、 O_2 與 CO_2 濃度量測值：

$$CO_2\% = \frac{1}{1 + \frac{x}{2} + z + \gamma\left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right) + \left[3.76\left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right)(1 + \gamma)\right]} \cdot 100\% \quad (2-49)$$

$$O_2\% = \frac{\gamma\left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right)}{1 + \frac{x}{2} + z + \gamma\left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right) + \left[3.76\left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right)(1 + \gamma)\right]} \cdot 100\% \quad (2-50)$$

$$H_2O\% = \frac{\frac{x}{2}}{1 + \frac{x}{2} + z + \gamma\left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right) + \left[3.76\left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right)(1 + \gamma)\right]} \cdot 100\% \quad (2-51)$$

$$N_2 \% = \frac{\left[3.76 \left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2} \right) (1 + \gamma) \right]}{1 + \frac{x}{2} + z + \gamma \left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2} \right) + \left[3.76 \left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2} \right) (1 + \gamma) \right]} \cdot 100\% \quad (2-52)$$

$$SO_2 \% = \frac{z}{1 + \frac{x}{2} + z + \gamma \left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2} \right) + \left[3.76 \left(1 + z + \frac{x}{4} - \frac{y}{2} \right) (1 + \gamma) \right]} \cdot 100\% \quad (2-53)$$

三、實驗設備與研究方法

利用廢輪胎是由在進行熱裂解實驗之前，廢舊輪胎被切成 8-10mm 的碎片且去除鋼絲和紡織物。催化劑的實驗是以鐵當作一次性催化劑來進行廢輪胎和 40%重量比的催化劑鐵均勻混合後放置入反應器。如圖 4-2-1 所示，熱裂解反應器是一個鋼製容器，容器內徑為 200 毫米、高 600 毫米、容量 1884000 立方毫米。反應器的頂部設置一個壓力表(PX203-30V45G5V, Omega Inc.)和 K 型熱電偶(NB1-ICSS-14U-12, Omega Inc.)。透過從進氣管中的提供氮氣以製造反應器的缺氧狀態。裂解反應器以加熱功 100 瓦特的加熱器來加熱並加裝一溫度控制器(SCR controlled electric heat, Sunix Heater Inc.)來控制裂解反應器的溫度。然後裂解氣體被送到一個水冷凝器，冷凝後以油箱收集冷凝液體。無法冷凝的氣體則排放到大氣之中。為了澄清溫度對熱裂解產物的影響，裂解溫度被分別設置為在 350℃，400℃，450℃，500℃，550℃，600℃和 650℃。反應器的溫度在每個設定溫度保持 4 小時。在每個溫度間隔下收集液體產物而固體殘渣在 650℃下收集。

使用柴油引擎進行動力計測試，引擎將信號透過動力計傳送到微電腦控制器，動力計也可透過微電腦控制器控制，微電腦控制器再將信號處理後之資料傳送到桌上型電腦輸出，利用引擎動力計裝置，固定輸出扭力，設定三種負載的情況，並改變不同的轉速，最後再利用氣體分析儀分析三種油品的氣體排放量，紀錄耗油率，改變不同的噴射正時，負載及轉速，來達到高效能以及低污染的最佳化引擎運轉條件，以建立輪胎裂解油成為柴油引擎使用之能源，並透過實驗結果驗證理論模式的可靠度。

3-1 熱裂解系統

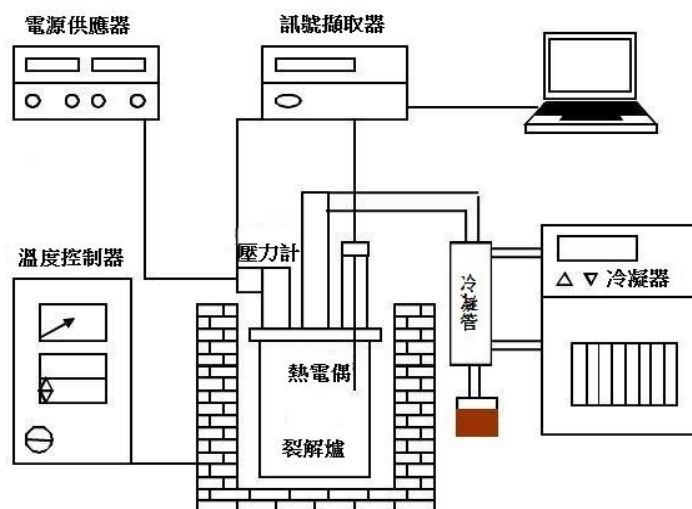


圖 5、熱裂解系統配置圖

如圖 5 所示，本系統是產出輪胎裂解生質油示意圖含裂解爐本體、熱交換冷凝系統、訊號擷取器與溫度控制器所組成。裂解爐本體為一個鋼製容器，容器的頂部設置一個壓力表和 K 型熱電偶。以加熱功率 1000 瓦特的加熱器來加熱並加裝一溫度控制器來控制裂解反應器的溫度，而後裂解產生之氣體被送到水冷凝器，冷凝後以液體收集瓶收集冷凝液體，而無法冷凝的氣體則排放到大氣之中。

3-2 柴油引擎

表 2、柴油引擎規格

廠牌	日野(HINO)
型號	MK35SA
排氣量	3600c.c.
引擎型式	直列式四缸
供油型式	噴射泵，缸內直噴
壓縮比	18:1
冷卻方式	水冷
缸徑	102mm
行程	113mm
噴射泵型式	BOSCH 直列式

3-3 柴油引擎測試實驗步驟

熱裂解實驗流程分為實驗前處理、實驗進行中、實驗後處理，以下分別詳細說明：

3-3-1 實驗前處理：

將輪胎破碎後放入溫度 105 度之烘箱，使實驗資材水率一致，將固定份量 500 克之輪胎碎片置入裂解爐體內，封閉爐體。

3-3-2 實驗進行中:

以數據紀錄器紀錄爐體內之變化，大預定裂解溫度後持溫 4 小時，並收集該溫度區間裂解液體產物，且量測液體重量。

3-3-3 實驗後處理:

將各溫度區間之液體分類收集完畢之後，進行元素及硫含量之分析，將裂解固體收集後並保存，最後將實驗儀器清洗並歸位。

1. 測試油品性質分析(經認證台大嚴慶齡中心測試完成)
2. 設定負載，與不同之轉速
3. 在三種轉速之測試情況下，持續運轉量測排氣汙染狀況
4. 記錄各項數據
5. 重複上述工作程序

四、結論

在本研究中，輪胎碎片混和添加催化劑鐵在裂解氣體平均溫度從 150°C 到 450°C 之間進行熱裂解反應。為取得不同溫度區段之冷凝液收集液化之裂解生質油液體產物後，將不同添加生質油比例加入到一般市售柴油，製成輪胎裂解混合油品 T10 及 T20 並進行柴油引擎動力計實驗。最後檢視所有的實驗數值和求解熱動力分析結果，可歸納出下面幾點結論。

1. 模擬 D100、T10、T20 油品在汽缸內油滴霧化之特性，得到添加輪胎裂解油之油品 T10、T20，因黏度較大造成油滴霧化推擠成油氣之情形較差即油氣與空氣比較小，因其油氣成長速率較柴油慢，經試驗結果比較後可判斷出 T10 油品點火延遲較 D100 晚約 0.8 度曲柄軸角度，T20 油品自燃點火角度延遲較 D100 晚約 1.2 度曲柄軸角度，另外對應噴油壓力的提升可以增加油滴數目，而加快噴油油滴速率，進而提升油滴揮發成油氣(vapor)之成長速率，進而建立調整使用輪胎裂解生質油之噴油角度及噴油壓力，以得到最佳之自燃點火時序。
2. 各裂解產物比例在 500°C 之後已趨近於穩定。使用添加物鐵會稍微降低裂解液體總產率 3.01%及增加氣體總產率 3.4%。但液體產物的硫含量在所有裂解溫度區間皆低於使用傳統熱降解法的液體產物，最佳脫硫效果在裂解溫度區段 300 到 350°C 之間，其脫硫效率達 42.88%。
3. 裂解殘餘物因具有低含硫量 0.62%及含碳量 72.8.%等性質，未來可經固態物脫硫及動力研磨可作為活性碳來使用。
4. 在柴油引擎排放氣體濃度方面，輪胎裂解混合油在相同操作條件下排放出比柴油較高的 CO、NO_x、SO₂ 濃度。而引擎的動力輸出表現，輪胎裂解混合油無論在指示輸出功率或制動輸出功率皆優於柴油。本研究中所取得的研究結果可得知添加添加物鐵是降低輪胎裂解油中硫含量的有效方法。藉由添加

添加物鐵，在不增加太多額外成本的情況下廢輪胎熱裂解處理法將可以把廢輪胎轉換成對環境更友善的產品。其裂解液體添加於柴油中有助於提升引擎的指示輸出功率。

五、參考文獻

1. European Tyre & Rubber Manufacturers' Association, End-of-life tyres management report 2011.
2. V.L. Shulman, Tyre recycling, Rapra review reports, vol 15, number 7, UK, 2004.
3. Rubber manufacturers Association (RAM), Scrap Tire Market in the United states
4. 行政院環保署基管會，<http://recycle.epa.gov.tw/Recycle/index2.aspx>
5. Riesman , J.I., air Emissions from Scrap Tire Combustion. EPA-600/R97-115,1997
6. International Rubber Study Group, Rubber Statistical Bulletin. Available at 〈<http://www.rubberstudy.com/statistics.aspx>〉 [accessed 07.07.2011]
7. Martíneza, J. D., Puya, N., Murilloa, T.Garcíaa,R., Navarroa, M.V., Mastrala, A.M., Waste tyre pyrolysis – A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.23, pp 179–213, 2013
8. Boxiong , S., Chunfei, W., Binbin, G., Rui, W., and Liangcai, Pyrolysis of waste tyres with zeolite USY and ZSM-5 catalysts, *Applied Catalysis B: Environmental*, vol. 73, pp. 150-157, 2007.
9. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, 1988.
10. Williams, P.T. Williams, Bottrill, R.P. Cunliffe, A.M., Combustion of tyre pyrolysis oil, *Institution of Chemical Engineer*, Vol. 76, Issue 4, Pages 291–301, November 1998

太陽能熱電系統之模擬與情境分析

Simulation and Scenario Analysis of Solar Thermoelectric Generator

王健彰¹、莊瑞誠²、陳奕瑞³、林育立⁴

Chien-Chang Wang, Rei-Cheng Juang, Yi-Ray Chen, Yu-Li Lin

工業技術研究院綠能與環境研究所

Green Energy and Environment Research Laboratories, Industrial Technology

Research Institute, Hsinchu, Taiwan

摘要

近年來由於能源短缺及環境污染等問題的衝擊，使得綠色能源的相關科技逐漸受到重視，熱電元件由於在運作過程中無可動元件及冷凍劑，對環境具有友善性；整體為固態元件，因此可靠性高，可長時間運作且維護費低。換言之，熱電元件可在不使用化石燃料的狀況下提供乾淨的能源轉換，確實達到綠色能源的目的。為了進一步推廣綠色能源的概念，因此使用太陽能作為熱電系統的熱源。對於一個太陽能熱電系統而言，除了熱電材料的選定之外，其研究重點在於如何控制溫差。熱端的溫度取決於所吸收的太陽能熱量，而不同的環境條件會影響太陽所供給的熱量。

為了瞭解太陽能熱電系統之運作及特性，本計畫主要目的在於建構聚熱型太陽能熱電系統之數值模型並計算其性能，以做為未來聚熱型太陽能熱電系統設計之參考及依據。模擬結果顯示，本計畫所提出的等效模型經修正後可精準模擬聚熱型太陽能熱電系統；本研究所探討的三種晶粒尺寸中，最小的晶粒的整體性能表現最佳；當基材面積為 $90 \times 90 \text{mm}^2$ 時，系統效率可達4.15%。藉由情境分析的討論可以發現太陽能的日照強度相較環境溫度而言，對熱電系統的性能影響較深；且日照強度與功率輸出有著線性相關。

關鍵詞：太陽能、熱電發電器、數值模擬、等效模型、情境分析。

¹ 工業技術研究院綠能與環境研究所，研究員，
E-mail: CooperWang@itri.org.tw

² 工業技術研究院綠能與環境研究所，資深研究員，
E-mail: RCJuang@itri.org.tw

³ 工業技術研究院綠能與環境研究所，研究員，
E-mail: chenyray@itri.org.tw

⁴ 工業技術研究院綠能與環境研究所，資深研究員，
E-mail: yllin@itri.org.tw

Abstract

Recently, because of decreasing energy reserves and environmental pollution, green energy technologies have received a great deal of attention. Thermoelectric devices are environment friendly because they have no moving part and refrigerants during the operation. Moreover, they are solid state so they are highly reliable and can be operated for a long time with low maintenance cost. In other words, thermoelectric devices can offer clean energy conversion without consuming fossil fuels. In the aspect of a total green process, using solar energy as the heat source of thermoelectric system is a feasible approach. Considering a solar thermoelectric system, in addition to thermoelectric materials, the control of temperature difference across the thermoelectric device which is affected by the solar energy is another key factor in determining its performance.

In this study, the main task is to develop a numerical model of thermal-concentrated solar thermoelectric system and calculate its performance. The study not only enables us to figure out the performance of the system, the obtained results are also able to provide useful references for the design of solar thermoelectric systems with thermal concentration. The results show that the performance of the solar thermoelectric system can be calculated precisely by the modified equivalent model. Additionally, the three geometric types studied in the paper, the smallest element with the substrate area of $90 \times 90 \text{ mm}^2$ provides the maximum system efficiency of 4.15%. From the scenario analysis, the results show that the solar irradiance has a more pronounced influence on the performance than the environment temperature. In addition, a linear relation between the solar irradiance and the output power is exhibited.

Keywords: solar energy, thermoelectric generator, numerical simulation, equivalent model, scenario analysis.

一、前言

1.1、研究背景

近幾十年來，國際社會上越來越多的焦點集中在可減少溫室氣體排放及化石燃料使用的能源技術，亦即所謂的「綠色能源技術」。為了全球環境的「永續發展」，此類技術應具有環境友善性(environmentally friendly)，亦即在開發或使用過程中不會產生或僅產生少量的污染物質，對地球環境的衝擊甚小[1]。熱電元件可被視為此類技術的一種[2]。此種元件的基本構造乃是 p 型及 n 型半導體所組成的熱電偶對(thermoelectric couple)。熱電元件基於半導體所觸發的熱電效應，其作動模式分為兩種類型(如圖 1 所示)：其一為熱電致冷器(thermoelectric cooler, TEC)，可藉由電能的輸入產生溫差進而達到冷卻的效用；其二為熱電發電器(thermoelectric generator, TEG)，其則是將熱能直接轉換為電能。熱電元件不像一

般傳統式的熱機或冷凍機，其元件整體為固態結構並且內部無可動元件及冷凍劑，因此整體系統可被簡化且可長時間運作無須額外的維護[3]。基於以上的特色，熱電元件可在不使用化石燃料的狀況下提供乾淨的能源轉換，有助於減少溫室氣體的排放。此種獨特的特性使得不少研究學者致力於此元件。然而，熱電元件的能量轉換效率比起一般傳統式的熱機或冷凍機卻是相對較低[4]。事實上，熱電元件的能量轉換效率為其優質係數 ZT (figure of merit) 與冷熱兩端溫差之函數[5]。 ZT 值是基於熱電材料的西貝克係數 S (Seebeck coefficient)、電導係數 σ (electrical conductivity) 與熱傳導係數 κ (Thermal conductivity) 之效能指標 ($ZT = (S^2 \sigma / \kappa) T$)。因此，尋求另外的策略來增進熱電元件之效能乃是當務之急。

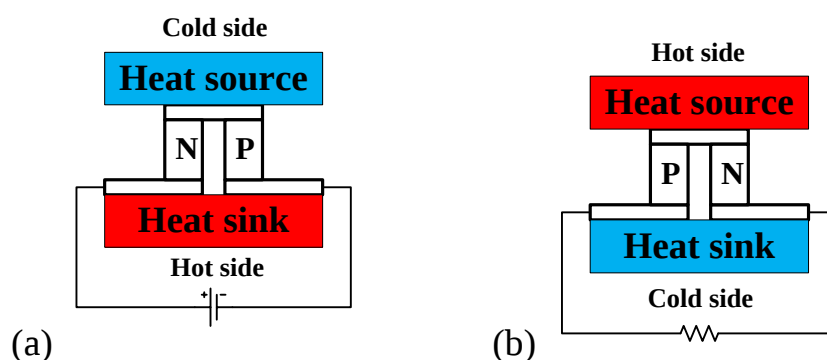


圖 1、熱電元件的作動示意圖：(a)熱電致冷器；(b)熱電發電器

1.2、太陽能與熱電系統之結合

如同先前所述，由於熱電材料先天的限制，許多的研究學者[6,7]致力於發展高 ZT 值的熱電材料以提高熱電轉換效率。Bell[8]指出除了藉由改進熱電材料來提高效率外，亦可改變熱電元件的使用方式來提昇效率。Gou et al.[9]認為此關鍵便在於如何找尋一個經濟又有效的熱源，太陽能即是經濟能源的一種；與其他能源相較之下，太陽能的應用上有以下幾項優點：普遍性、無害性、長久性、巨大性[10]。當然，太陽能在使用上亦有其缺陷，例如：能量密度相對太低，使用時往往需要大面積的太陽能收集設備，進而增加設備成本；太陽能受到氣候、季節等因素的影響，無法保證可以穩定的供應；日夜的交替使得太陽能相關的設備只能間歇性運作，無法 24 小時運作[10]。即使如此，國際能源專家普遍認為，太陽能仍然是最有前途的替代能源[11]。因此，近年來亦有不少的學者將太陽能與熱電系統結合，Kraemer et al.[12]建構了一個聚熱型的平板式太陽能熱電系統，並提出了聚熱比(thermal concentration ratio)的概念，此系統在 AM1.5G 的條件下可獲得 4.6% 的效率，大約為一般太陽能熱電系統之 7~8 倍。McEnaney et al.[13]以數值計算來分析聚光型之太陽能熱電系統的性能表現，並提出當聚光比為 45 時，使用現存的熱電材料或如 BiTe 或 skutterudite 可使效率超過 10%。Cai et al.[14]以理論分析探討聚光型太陽能熱電系統的性能表現，結果顯示提高輸入的能量、提高熱收集器的吸收率與降低熱收集器的放射率可有效提昇系統的效率。Xiao et al.[15]以數值模擬的方式探討太陽能熱電系統在不同的級數(stage)下之性能。其

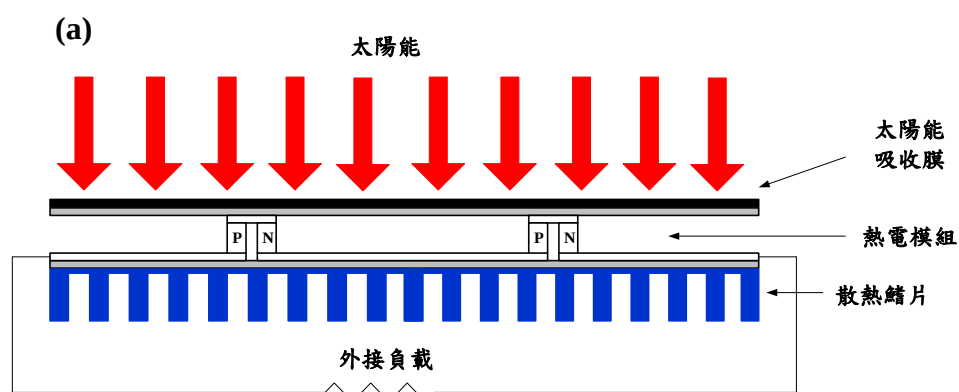
結果顯示級數越高性能越好，在三級熱電模組的設定下，系統整體的轉換效率可達 10.52%。從文獻回顧中可發現目前太陽能熱電系統仍然以聚光型為主，然而聚光比越高意味著光學系統的成本越高，如何在有限成本下，提高系統效率便是一重要課題。

1.3、研究目的與重要性

由於太陽能是間歇性的能源，其隨日夜、季節、氣候而變化，換言之，熱電系統在實際應用上並不會總是維持在同樣的環境條件下，不同的季節有不同的環境條件(即日照時間、日射量(solar radiation)及環境溫度)，這些參數的變化皆會影響太陽能熱電系統的性能表現。因此，分析時應考慮實際當地的環境條件。然而，在文獻的回顧中，鮮少看到有研究學者針對不同的當地環境條件來探討太陽能熱電系統的性能表現，事實上，經過綜合性的分析與探討可以讓研究人員瞭解此太陽能熱電系統在不同的季節氣候下之性能表現，並找出最佳的操作時間以獲得最佳的性能表現。此外，對於太陽能熱電系統而言，聚光系統的費用較高[16]，因此本研究則是採用聚熱型的太陽能熱電系統，並建立太陽能熱電系統的數值模型，其中包含熱電現象的基礎原理，同時也提出了一個用以簡化數值計算之複雜度的等效模型。設定上除了考慮台灣的環境條件，熱電材料隨溫度改變的材料性質也一併考慮以增加模擬的準確性。藉由此數值模型與理論模型的整合來瞭解各種操作條件對實際運作中的太陽能熱電系統性能之影響，進而提出一套設計規劃的方向，瞭解在台灣實際應用太陽能熱電系統實際的功率輸出與潛力，以作為往後太陽能熱電系統設計之參考。

二、研究方法

本研究以數值計算方法，探討並分析太陽能熱電系統之性能。圖 2a 與圖 2b 分別是系統示意圖與實際尚未封裝之熱電模組照片，在熱電模組的熱端上覆蓋上一層太陽能吸收膜以吸收太陽能，並在熱電模組的冷端裝置散熱鰭片以排除多餘的廢熱，因此熱電模組的兩端即產生溫差並藉由西貝克效應產生電位能，此時可外接負載來獲得功率輸出。



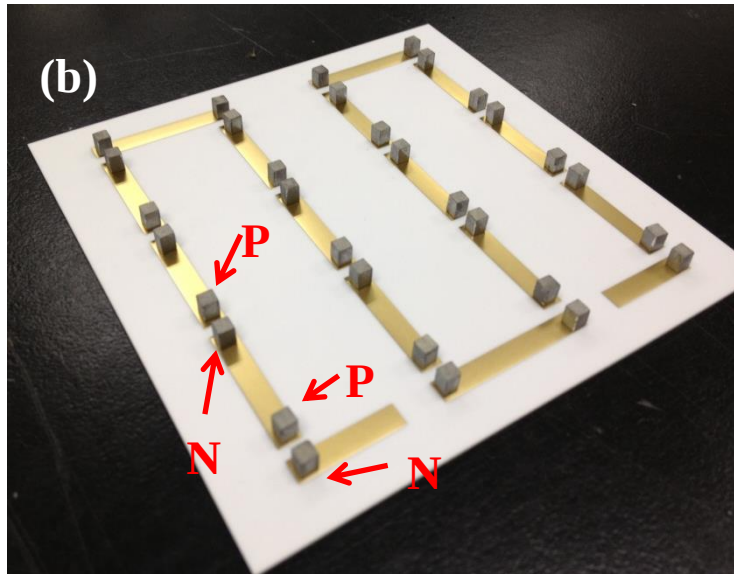


圖 2、(a)太陽能熱電系統之示意圖; (b)未封裝之熱電模組

2.1、物理問題之基本假設

為了簡化問題的複雜性，並減少電腦的運算資源以縮短運算時間，下列將針對此物理問題進行基本假設。

- (1) 系統為穩態(steady state)；
- (2) 忽略對流效應所造成的熱損失；
- (3) p 型單元與 n 型單元採用相同的構造，彼此間電性上串聯而熱傳上並聯；
- (4) 熱電模組冷端之散熱鰭片性能以等效的熱對流係數表示[17]；
- (5) 太陽能吸收膜不在計算領域中，而是以邊界條件來呈現；
- (6) 吸收膜、基材與電極的材料形質假設為常數；
- (7) 整個系統假設位於真空的環境中，因此忽略環境對流效應[12]；
- (8) 輻射僅考慮在熱電模組熱端與環境的熱交換。

基於以上假設，在數值模型中僅考慮熱電模組中之單一熱電偶對，其示意圖如圖 3 所示，其中 W 、 D 與 L 分別為熱電晶粒之寬度、深度與高度， L_s 與 L_e 表示基材與電極之高度。基於簡化數值計算複雜度的考量，本研究提出所謂的等效模型(equivalent model)如圖 3 所示，與實際模型的差異在於實際模型的基材面積會隨著給定的基材大小而變動，然而等效模型實際參與計算的基材面積則是不變，並且其由晶粒的幾何決定大小。然而為了確保兩模型的邊界條件一致，等效模型的邊界條件會加入一個面積因子，詳細設定則在後續的邊界條件討論。此等效模型的優勢在於當基材面積越大時，可大幅減少數值網格以至於減少數值模擬之計算時間。一般來說，聚熱型的太陽能熱電系統之基材面積會遠大於晶粒的截面積，以基材面積為 $100 \times 100 \text{ mm}^2$ 且內含 16 對熱電偶對的熱電模組為例，其每一對熱電偶對所分配的基材面積為 $25 \times 25 \text{ mm}^2$ 。而聚熱比(C_{th})即是基材面積與熱電晶粒截面積之比(假設太陽能吸收膜面積與基材面積相同)[12]。若晶粒截面積大小為 $1 \times 1 \text{ cm}^2$ 則可求得聚熱

比為 312.5。

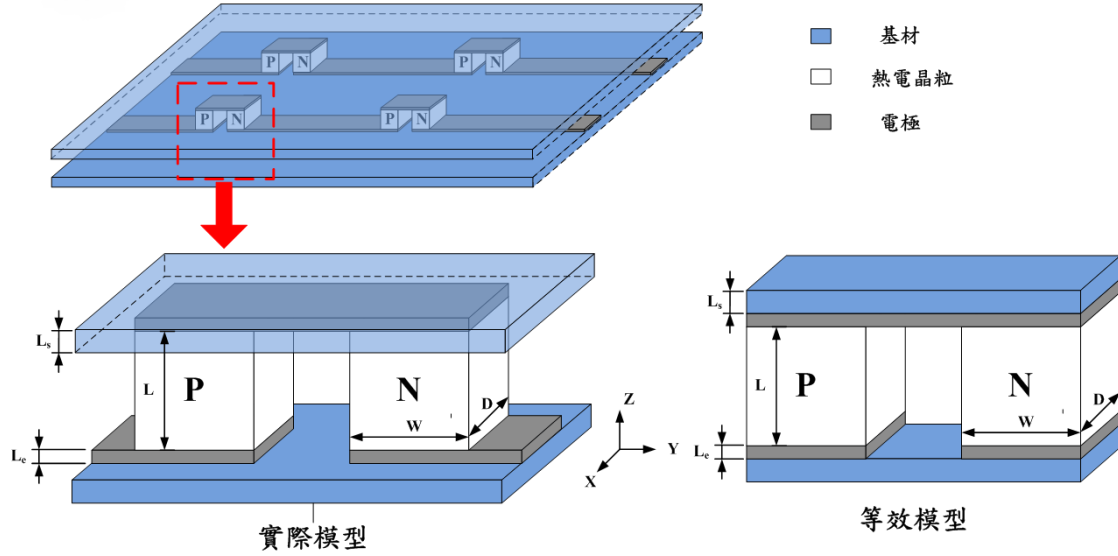


圖 3、數值計算模型之示意圖

2.2、統御方程式

給定假設之後，即可進一步建構模擬熱電系統所需之統御方程式。為了分析此熱電系統，其統御方程式必須包含熱、電及熱電等效應。因此，能量守恆及電流連續方程式需同時考慮，耦合之統御方程式如下所示，詳細的推導過程可參考文獻[17]：

$$\nabla \cdot (ST\bar{J}) - \nabla \cdot (k\nabla T) = \dot{q} \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho_e} \nabla \phi \right) + \nabla \cdot \left(\frac{S}{\rho_e} \nabla T \right) = 0 \quad (2)$$

其中 $\bar{q}$ 、 $\bar{J}$ 、 $\dot{q}$ 、 k 、 S 及 ρ_e 分別為熱通量向量、電流向量、熱生成量、熱電單元的熱傳導係數、西貝克係數以及電阻係數。此外， $\bar{E}$ 為電場強度向量並且可藉由電位能 ϕ 求得。藉由商用有限元素軟體的數值計算來求解以上之耦合統御方程式，即可獲得熱電單元之溫度與電位能分佈，進而評估與計算熱電系統之各種性能指數。

2.3、邊界條件

本研究中，邊界條件區分為熱端與冷端兩區域，其設定之邊界條件如下：

- (1) 熱電系統熱端邊界為給定已知量之熱流率(heat flow rate) Q_h ，且給定的數值則由以下公式決定[15]：

$$Q_h = q_s \times C_g \times A_c \times \eta_{op} \times \eta_a \times F \quad (3)$$

其中 q_s 為太陽能的日射量， C_g 為太陽能集熱系統的聚光比(concentration ratio)， A_c 為每個熱電偶所對應的基材面積， η_{op} 為集熱系統的聚光效率(optical focusing efficiency)， η_a 為太陽能吸收膜的吸收率(absorptivity)， F 為面積因子。聚光比的

定義為聚光透鏡與太陽能吸收膜之面積比。在本研究中假設吸收膜的面積與熱電模組的面積相同。此外，上式中所表現的面積因子僅存在於等效模型中，其定義為實際模型中每個熱電偶所對應的基材面積與等效模型中每個熱電偶所對應的基材面積之比值。由以上可知 Q_h 與太陽能日射量、太陽能集熱系統及吸收膜的選定有關。此外，熱端與環境間的熱輻射損失可表示為：

$$-k\nabla T = \varepsilon\sigma_{SB}A_c F(T^4 - T_\infty^4) \quad (4)$$

其中 ε 、 σ_{SB} 、 T_∞ 分別為為太陽能吸收膜的放射率、斯蒂芬-波滋曼常數 (Stefan-Boltzmann constant, $\sigma_{SB} = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$) 與環境溫度。在本研究中，鋁氮複合膜選用為太陽能之吸收膜，且其放射率為 0.08、太陽能吸收率為 0.93[18]。

(2) 熱電系統冷端邊界則以對流邊界處理如下所示：

$$-k\nabla T = h_L F(T - T_\infty) \quad (5)$$

其中對流係數 h_L 假設為均勻分佈於熱電系統之冷端，再次注意面積因子 F 僅存在於等效模組中。

2.4、太陽能熱電系統之性能指數

太陽能熱電系統的系統總效率 η_T 可表示為[15]：

$$\eta_T = \eta_o \eta_a \eta_{TEG} \quad (6)$$

其中 η_{opt} 為聚光效率， η_a 為太陽能吸收膜對太陽能的吸收率， η_{TEG} 為熱電發電晶片的效率可定義如下：

$$\eta_{TEG} = P/Q_h \quad (7)$$

其中 $P = I^2 R_L$ 、 Q_h 分別為輸出功率及熱電發電晶片在熱端吸收的熱量， I 及 R_L 分別為生成電流與負載電阻。

三、結果與討論

本研究使用商業有限元素軟體來執行數值計算，為了符合實際運作之太陽能熱電系統，熱電模組中的熱電晶粒乃是參照一般商用品粒的晶粒尺寸，其中三種晶粒類型的幾何尺寸如表 1 所示，在本研究中的熱電模組皆包含 16 對之熱電偶對(如圖 2b)；而熱電晶粒的材料性質則採用文獻[19]的數據，為溫度的函數。電極與基材之材料性質與厚度則顯示於表 2 中[20]。外接負載在本研究中則是假設為常數，其值與熱電偶對於 32 °C 之電阻值相等，亦即晶粒 A、B、C 所各自對應之外接負載值為 0.0416、0.0212 與 0.0116 Ω 。接觸電阻的電阻係數假設為 $5 \times 10^{-10} \text{ } \Omega \text{ m}^{-2}$ [21]。太陽能熱電系統的操作條件如下： $C_g = 1$ 、 $\eta_{opt} = 100\%$ 、 $q_s = 900 \text{ W m}^{-2}$ 與 $T_\infty = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。本研究所提出的等效模型之相關數值驗證可參考文獻[19]。

表 1、熱電晶粒幾何參數

晶粒類型	尺寸數值 (W, D, L) (單位：mm)
晶粒 A (Geometry A)	(1.0, 1.0, 1.6)
晶粒 B (Geometry B)	(1.4, 1.4, 1.6)
晶粒 C (Geometry C)	(2.8, 2.8, 3.5)

表 2、電極與基材之材料性質與厚度[20]

	電導係數 A/(Vm)	熱傳導係數 W/mK	厚度 mm
基材(Al_2O_3)	0	35.3	0.635
電極(Cu)	581×10^5	386	0.06

3.1、基材面積與不同晶粒之效應

以下探討基材面積與不同晶粒對聚熱型太陽能熱電系統性能之影響，八種不同基材面積顯示於表 3 中，其中最小基材面積選定為商用模組常見之大小 $40 \times 40 \text{ mm}^2$ ，而最大基材面積則是選用 $110 \times 110 \text{ mm}^2$ 。模擬結果亦顯示於圖 4 中。對於不同的晶粒而言，輸出功率同樣都隨著基材面積增加而提昇；對於晶粒 B 與晶粒 C 而言，系統總效率亦有相同的趨勢，然而，晶粒 A 的系統則產生最大系統總效率 4.15%，其所對應的基材面積為 $90 \times 90 \text{ mm}^2$ 。此現象的原因可歸因於熱電材料本身於高溫時所展現的低 ZT 值。在基材面積 $90 \times 90 \text{ mm}^2$ 的情況下，晶粒的平均溫度大約為 115°C ，已超過本研究熱電材料的最高 ZT 值所對應的溫度(如文獻[19]的數據)。總而言之，對於給定基材面積的情形而言，雖然晶粒 B 之系統在採用基材面積 $110 \times 110 \text{ mm}^2$ 時可提供非常接近晶粒 A 之系統性能表現，太陽能熱電系統之性能表現排比仍可表示為：晶粒 A > 晶粒 B > 晶粒 C。

表 3、不同基材類型之列表與各自對應之聚熱比

基材類型	面積 (mm^2)	晶粒A	晶粒B	晶粒C
		C_{th}		
1	40×40	50	25.51	6.38
2	50×50	78.13	39.86	9.96
3	60×60	112.5	57.40	14.35
4	70×70	153.13	78.13	19.53
5	80×80	200	102.04	25.51
6	90×90	253.13	129.15	32.29
7	100×100	312.5	159.44	39.86
8	110×110	378.13	192.92	48.23

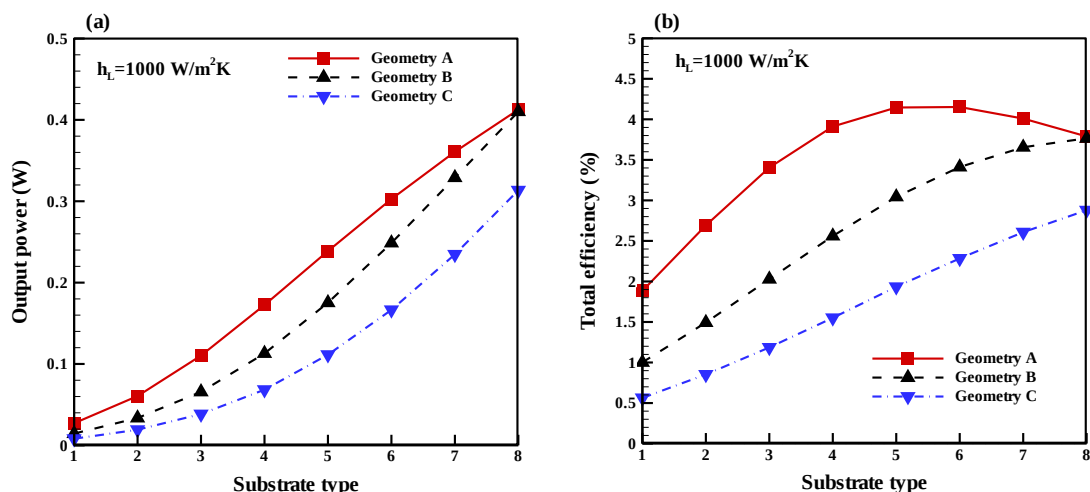


圖 4、不同基材面積與晶粒下，太陽能熱電系統之性能表現 ($h_L = 1000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$)
(a)輸出功率；(b)系統總效率

3.2、情境分析

為了瞭解本研究所建構的聚熱型太陽能熱電系統在實際應用上之潛能，在本節中則以台南 2011 年的氣候為操作條件，並設定三種情境來分析熱電系統之性能表現。根據中央氣象局的氣候資料年報[22]可將台南 2011 年中每月的平均溫度、平均全天空輻射量以及平均之日照時數整理如表 4。

由於表 4 中的全天空輻射量為一整天之太陽日照總量，因此在情境 1 為此全天空輻射量除以日照時數所取得的太陽日照強度(q_s)。情境 3 則是將此全天空輻射量除以 24 小時所取得的日照強度；情境 2 的日照強度為情境 1 與情境 3 之平均值。以上三種情境所求得之太陽日照強度顯示於圖 5a 中，而平均溫度之分佈圖顯示於圖 5b 中。

將以上三種情境所各自對應之太陽日照強度與環境溫度帶入基材面積 $90 \times 90 \text{ mm}^2$ 之晶粒 A 系統，所求得之模擬結果顯示於圖 6 中，可以發現一年中輸出功率與系統總效率的分佈趨勢非常相似於圖 5a 中太陽日照之分佈趨勢，最佳的性能表現出現在三月，其輸出功率與系統效率分別可達 0.3506 W 與 4.395%；年平均則分別為 0.2845 W 與 4.101%。

由此可知，對於本研究所探討之太陽能熱電系統而言，太陽日照強度對系統性能表現之影響大於環境溫度之影響。此外，在圖 6 中亦可發現情境 2 之輸出功率大約落在情境 1 與情境 3 之平均值附近，然而情境 2 之系統總效率高於情境 1 與情境 3 之平均值；若將太陽日照與輸出功率及系統總效率之關係圖繪出如圖 7 所示，即可發現日照強度事實上與輸出功率有著正比關係，然而日照強度愈高，系統總效率的提昇有開始趨緩的現象，此現象乃是因為熱電材料在高溫下 ZT 值下降之影響。

表 4、台南 2011 年之氣候表[22]

月份	溫度(°C)	全天空輻射量(MJ/m ²)	日照時數(hr)
1 月	15.4	11.5	3.7
2 月	17.9	16.3	6.7
3 月	19.2	15.6	4.4
4 月	23.9	19.9	6.2
5 月	26.7	18.9	5.4
6 月	29.1	20.7	7.4
7 月	28.7	19.8	6.5
8 月	29.5	20	7.2
9 月	28.7	18.6	6
10 月	26.2	15	5.3
11 月	24	10.3	3.2
12 月	18.4	9.9	3

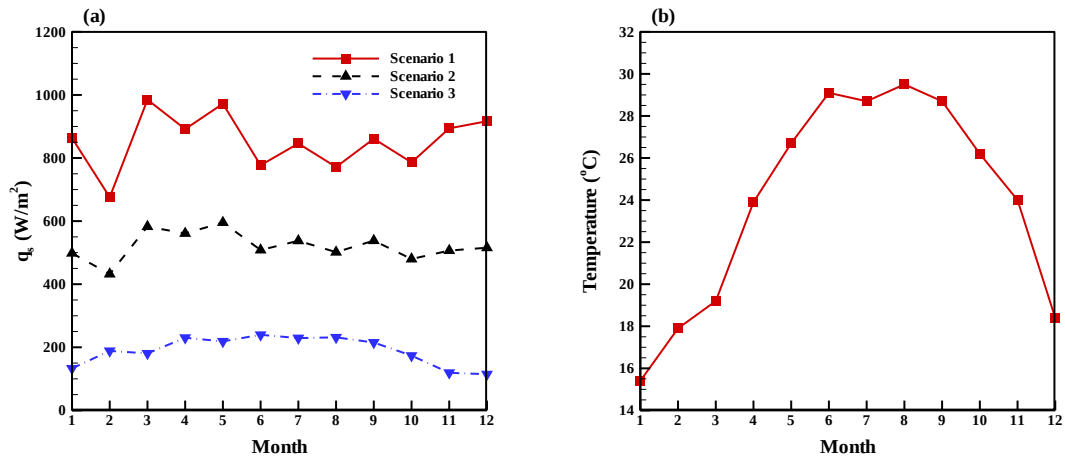


圖 5、台南氣候分佈圖(a)三種情境之日照強度；(b)平均溫度

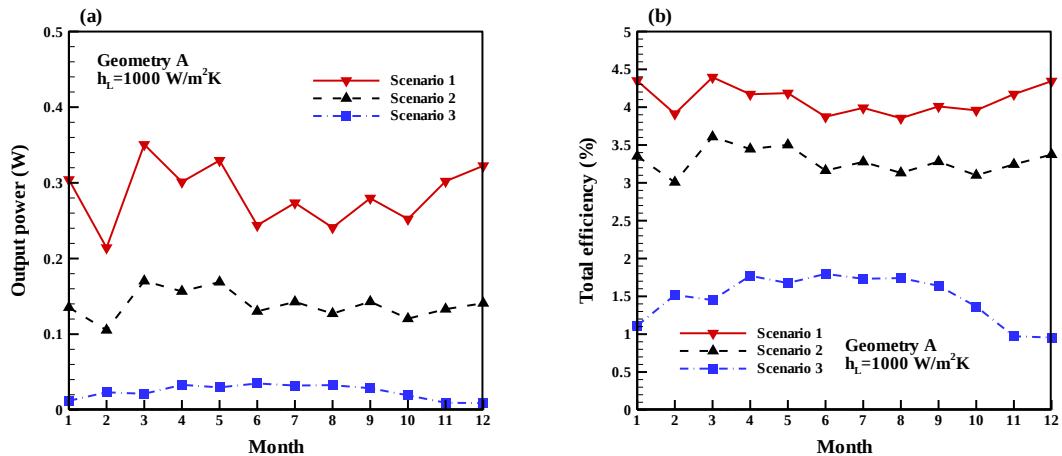


圖 6、晶粒 A 之系統於三種情境下之性能表現(a)輸出功率；(b)系統總效率

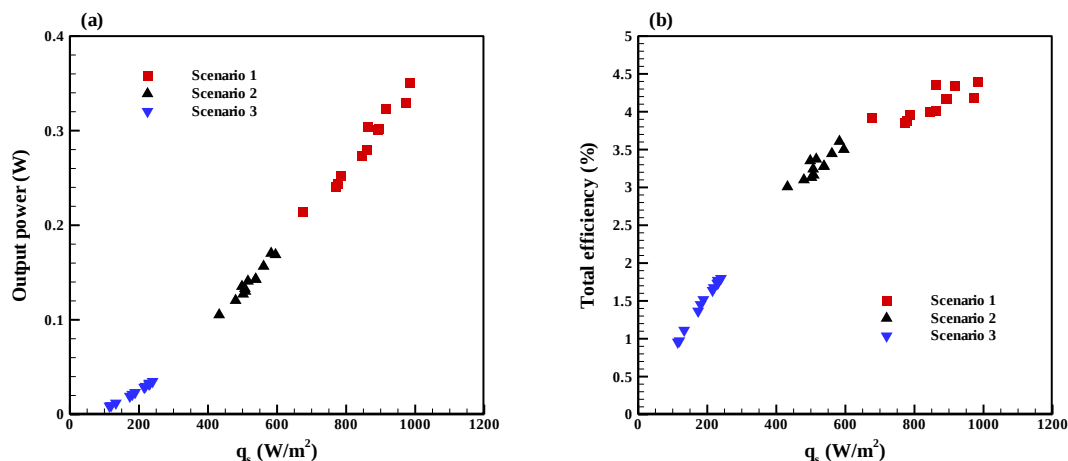


圖 7、日照強度與太陽能熱電系統性能表現之關係圖(a)輸出功率；(b)系統總效率

四、結論

本研究已成功以數值模擬的方式展現聚熱型太陽能熱電系統之性能表現，其中包含整體系統的功率輸出與轉換效率。對於本研究的探討可以總結為以下幾點：

1. 藉由本研究所提出之等效模型可以更加精準且更加省時地模擬聚熱型之太陽能熱電系統。
2. 本研究所探討的三種晶粒中，最小的晶粒(A)其整體性能表現最佳；當基材面積為 $90 \times 90 mm^2$ 時，系統效率可達4.15%。
3. 藉由情境分析的討論可以發現太陽能的日照強度相較環境溫度而言，對熱電系統的性能影響較深；且日照強度與功率輸出有著線性相關。
4. 以台南的氣候為例，最佳的性能表現出現在三月，其輸出功率與系統效率分別可達0.3506 W與4.395%；年平均則分別為0.2845 W與4.101%。

本研究對聚熱型之太陽能熱電系統所做的探討可作為後續相關研究之參考。

五、致謝

本研究承蒙經濟部能源局提供研究經費(計畫編號：104-E0208)，謹表誌謝。本研究也感謝國立成功大學航空太空工程學系陳維新教授的指導。

六、參考文獻

1. 陳維新，生質物與生質能，高立圖書有限公司，2012。
2. Ismail, B. I. and Ahmed, W. H., Thermoelectric power generation using waste-heat energy as an alternative green technology, *Recent Pat. Electr. Eng.*, Vol. 2, pp. 27-39, 2009.
3. Cheng, C. H., Huang, S. Y. and Cheng, T. C., A three-dimensional theoretical model for predicting transient thermal behavior of thermoelectric coolers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 2001-2011, 2010.

4. Rowe, D. M. and Min, G., Evaluation of thermoelectric modules for power generation, *J. Power Sources*, Vol. 73, pp. 193-198, 1998.
5. Chen G. Nanoscale Energy Transport and Conversion. Oxford University Press, Oxford, 2005.
6. Poudel, B., Hao, Q., Ma, Y., Lan, Y., Minnich, A., Yu, B., et al., High-thermoelectric performance of nanostructured bismuth antimony telluride bulk alloys, *Science*, Vol. 320, pp. 634-638, 2008.
7. Rhyee, J. S., Lee, K. H., Lee, S. M., Cho, E., Kim, S. I., Lee, E., et al., Peierls distortion as a route to high thermoelectric performance in $\text{In}_4\text{Se}_{3-\delta}$ crystals, *Nature*, Vol. 459, pp. 965-968, 2009.
8. Bell, L. E., Cooling, heating, generating power, and recovering waste heat with thermoelectric systems, *Science*, Vol. 321, pp. 1457-1461, 2008.
9. Gou, X., Xiao, H. and Yang, S., Modeling, experimental study and optimization on low-temperature waste heat thermoelectric generator system, *Appl. Energy*, Vol. 87, pp. 3131-3136, 2010.
10. 羅運俊，何梓年，王長貴，太陽能發電技術與應用，新文京開發出版股份有限公司，2007。
11. 徐作聖，王仁聖，彭志強，新興能源產業及發展策略，華泰文化事業股份有限公司，2010。
12. Kraemer, D., Poudel, B., Feng, H. P., Caylor, J. C., Yu, B., Yan, X., et al., High-performance flat-panel solar thermoelectric generators with high thermal concentration, *Nature Mater.*, Vol. 10, pp.532-538, 2011.
13. McEnaney, K., Kraemer, D., Ren, Z. and Chen, G., Modeling of concentrator solar thermoelectric generators, *J. Appl. Phys.*, Vol. 110, pp. 074502, 2011.
14. Cai, Y., Xiao, J., Zhao, W., Tang, X. and Zhang, Q., A general model for the electric power and energy efficiency of a solar thermoelectric generator, *J. Electron. Mater.*, Vol. 40, pp.1238-1243, 2011.
15. Xiao, J., Yang, T., Li, P., Zhai, P. and Zhang, Q., Thermal design and management for performance optimization of solar thermoelectric generator, *Appl. Energy*, Vol. 93, pp. 33-38, 2012.
16. Zebarjadi, M., Esfarjani, K., Dresselhaus, M. S., Ren, Z. F. and Chen, G., Perspectives on thermoelectrics; from fundamentals to device applications, *Energy Environ. Sci.*, Vol. 5, pp. 5147-5162, 2012.
17. Wang, C. C., Hung, C. I. and Chen, W. H., Design of heat sink for improving the performance of thermoelectric generator using two-stage optimization, *Energy*, Vol. 39, pp. 236-245, 2012.
18. Zhang, Q. C., High efficiency Al-N cermet solar coatings with double cermet layer film structures, *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol. 32, pp. 1938-1944, 1999.

19. Chen, W. H., Wang, C. C. and Hung, C. I., Modeling and simulation for the design of thermal-concentrated solar thermoelectric generator, *Energy*, Vol. 64, pp.287-297, 2014.
20. Pérez-Aparicio, J. L., Palma, R. and Taylor, R. L., Finite element analysis and material sensitivity of Peltier thermoelectric cells coolers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 1363-1374, 2012.
21. Li, P., Cai, L., Zhai, P., Tang, X., Zhang, Q. and Niino, M., Design of a concentration solar thermoelectric generator, *J. Electron. Mater.*, Vol. 39, pp.1522-1530, 2010.
22. 中央氣象局，氣候資料年報 第一部份：地面資料，2011。
(<http://www.cwb.gov.tw/V7/service/publication.htm>)

環型燃燒室噴霧燃燒數值模擬分析

Numerical Simulation of Spray Combustion in Annular Combustor

王朝敬¹、崔永懋²

Chao-Ching Wang, Yung-Mao Tsuei

國家中山科學研究院 航空研究所

Aeronautical Systems Research Division, NCSIST

摘要

本研究之目的在利用 NREC 公司所開發之 CIPROD 程式進行渦輪扇引擎之燃燒室初步設計，包括環型燃燒室之擴散器(Diffuser)、機匣(Casing)、燃燒襯筒(Linear)、漩渦器(Swirler)、主噴氣孔(Primary Hole)、次噴氣孔(Secondary Hole)、稀釋噴氣孔(Dilution Hole)及壁面冷卻孔(Film Cooling Hole)的設計。並預估燃燒室內各截面上之平均溫度及壁面溫度等重要設計參數，同時分析燃燒室之效率及廢氣排放成分。完成初步分析後，進一步使用 Ansys 公司 CFX 程式進行燃燒室燃燒流場數值分析，確認燃燒室於二次燃燒區域(Secondary Zone)已完全燃燒，同時於燃燒室出口可得到較精確之溫度分佈，提供下游渦輪設計及應力分析之用。

關鍵字：渦輪扇引擎、環型燃燒室、噴霧燃燒

Abstract

The purpose of the paper is to study the preliminary design of turbofan engine combustor using CIPROD program developed by NREC. The study includes the design of diffuser, casing, linear, swirler, primary hole, secondary hole, dilution hole, film cooling hole in an annular combustor. In addition, the prediction of main design parameters like average temperature on each section and wall temperature of combustor is performed and the efficiency of combustion and emissions are analyzed. After the preliminary design, the numerical simulation of combustion flow field is executed and the combustion in the secondary zone is further verified by the 3D flow field analysis CFX program from Ansys company. Consequently, the pattern factor can be accurately obtained to provide downstream turbine for aerodynamic and stress analysis.

Keyword: turbofan engine, annular combustor, spray combustion

¹ 國家中山科學研究院 航空研究所，助理研究員，
E-mail:heniwang718@gmail.com

² 國家中山科學研究院 航空研究所，副研究員，
E-mail:tsueiym@yahoo.com.tw

一、前言

渦輪引擎燃燒室需配合整體引擎空間規劃及所需之壓力損失進行設計，早期燃燒室幾何型狀常採用筒型(Can)或環筒型(Annulus Can)式的設計，但其重量較重且構造複雜，因此近年來均使用環型(Annular)燃燒室來設計。另對於引擎設計需較短燃燒室需求者，也常以此樣式進行設計，環型燃燒室因可以縮短引擎軸向長度，減少轉子軸承間之間距，提升軸或軸承壽命以及穩定性。由於燃燒室壁面(Liner)之溫度高會影響燃燒室使用壽命，因此壁面利用薄膜冷卻(Film Cooling)空氣方式降低壁面溫度。傳統設計採用 Louver 型式[1]，其製造簡單價錢便宜，但其使用壽命短(如圖 1 所示)，如採用雙通滾轉環型式(Double Pass Rolled Ring)設計可提升使用壽命但製作較複雜，目前使用壽命最長之設計為浮動式壁面(Float Wall)設計，可大幅減少燃燒壁熱應力。

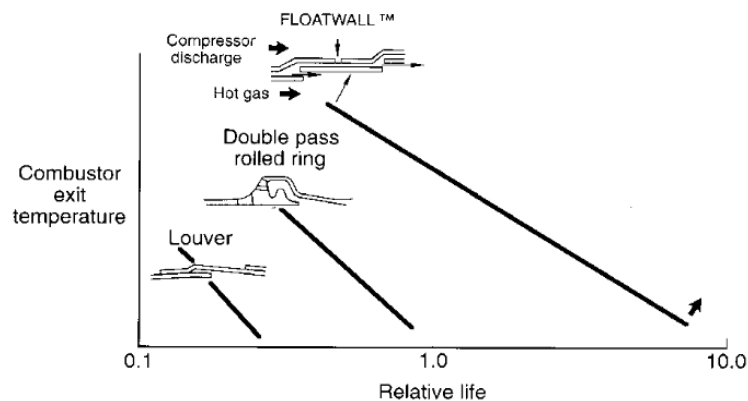


圖1、燃燒室壁面冷卻孔外型設計圖

燃燒室壓力損失對引擎性能影響相當大，其定義為燃燒室出口總壓力對入口總壓力的減少損失，造成壓損的因素包括：

- 1.由擴散器外型阻力及較高流速流入燃燒室筒壁產生的擴散動量壓損。
- 2.燃燒空氣流入冷卻孔的摩擦及外型壓損。
- 3.燃燒空氣混合時的動量損失。
- 4.燃燒時熱釋放造成的壓損。

上述的壓損總計約在 4-6%。通常 1%的壓損會使推力減少 0.5%及增加 0.25%的耗油率[2]。

燃燒室出口平均溫度對渦輪使用壽命有重要影響，尤其是最高溫度對渦輪葉片造成的熱應力，易使金屬產生高/低週波疲勞破壞，使葉片提早呈現裂痕或斷裂等問題。所以渦輪入口最高溫度限制決定渦輪設計材料及冷卻方式。而渦輪入口溫度的輻向分佈也是重要的參考因素，通常會要求靠近金屬壁的溫度較低，但也不能與中心區域的溫度相差太大，否則會因溫度及速度差異較大，而造成渦輪轉子葉片激烈震動。

良好的壁面氣孔分佈，較小的壓力損失及燃燒室出口有良好的溫度型態係數(Pattern Factor)，為當今渦輪引擎燃燒室設計重要課題之一。

另為滿足渦輪引擎怠速及不同空域之複雜操作條件，燃燒室需借助燃油噴嘴之設計[3]來滿足不同霧化油量需求，本文燃油噴嘴採用氣助式噴嘴(Airblast Atomizer)可以有效的控制燃油霧化效果及燃油粒徑分佈(如圖 2 所示)。

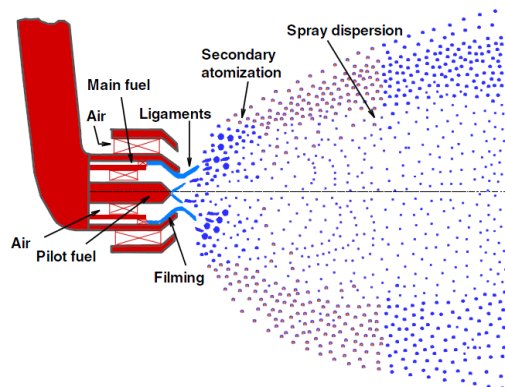


圖2、氣助式噴嘴外型圖

Rizk 及 Lefebvre[4]等人將燃油噴嘴所產生之油膜厚度 T 加以模式化為

$$T^2(1 + 300T/D_h) = 16.1\mu_L W_L Re^{0.25} / (\rho_L \rho_A D_P U_A^2) \quad (1)$$

式中

D_h 為水力直徑(Hydraulic Diameter)

W_L 為燃油流量

U_A 為空氣流速

Re 為空氣雷諾數

此燃油油滴霧化大小與空氣混合揮發將直接影響其燃燒效率，燃燒後之型態係數(Pattern Factor)及 NO_x 的生成等效應。Rizk 及 Mongia[5]等人預估 NO_x 的生成模式與燃燒室的溫度(T_c)、壓力(P_3)油氣混合比(Φ)及滯留時間(τ Residence Time)有關。

$$NO_x = 10^{13} (P_3/1.4 \times 10^6)^{aa} \exp(-71,442/T_c) \tau^{0.64} (7.56\Phi^{-7.2} - 1.6) \quad (2)$$

所以燃油霧化效果不佳，滯留時間長，容易產生 NO_x 。

二、燃燒室初步設計

本文之燃燒室上游承接自離心式壓縮器產生之高壓氣流，下游則將燃燒後之高溫氣體經渦輪噴嘴後推動高壓渦輪高速旋轉，燃燒室初步設計採用 NREC 公司所發展之 CIPROD 程式，該程式是以 FORTRAN 語言撰寫而成，並採模組化設計。每一設計功能均有其獨立的執行檔。原則上，模組的執行有其先後次序。但對彼此無關聯性的模組則可跳過，直接進行較後模組運算。

2.1 燃燒室設計需求

本文設計之燃燒室需求係根據引擎在全空域的操作環境中之性能分析需求，其中最重要的是海平面最大推力的設計點及不同空域的離點分析，同時針對燃燒室材料應力分析(MCD)所需之操作點進行燃燒室初步溫度預測，此外一般引擎怠速及點火性能操作亦包含在分析的條件內，如表 1 所示。

表 1、燃燒室操作點設計需求表

Ref. No.	condition		Operator Condition			Compressor Outlet Data					Turbine Inlet Data		Combustor	
		高度(ft)	環境溫度(C)	飛行馬赫數(M)	P3 (pa)	p3 (pa)	T3(°K)	m3(Kg /s)	mf(Kg /s)	T4(°K)	T4max	Pattern Factor(%)	ΔP/p	Efft(%)
1	Design	0	15.2	0	2061290.8	2030140	774.4	25.75	0.552	1579.7	1503	20	0.07	99.7
2	PT-1	0	15.2	0	1947969.0	1918490	757.1	26.33	0.572	1608.8	1503	20	0.07	99.7
3	PT-29	25000	-53.3	1.1	1534491.8	1511200	720.0	21.00	0.457	1576.9	1503	20	0.07	99.5
4	PT-42	60000	-38.9	0.8	210220.4	207025	698.8	2.88	0.068	1579.0	1503	20	0.07	94.6
5	PT-160	35000	-34.1	0.9	774140.7	762401	731.2	10.54	0.232	1591.1	1503	20	0.07	99.0
6	PT-28	60000	-70.9	0.8	208220.9	607761	610.3	2.99	0.068	1446.3	1503	20	0.07	90.9
7	PT-40	50000	-40.1	0.52	267033.0	262959	653.1	3.74	0.086	1515.6	1503	20	0.07	94.7
8	PT-14	60000	-56.4	0.8	208910.4	205722	650.7	2.92	0.069	1520.3	1503	20	0.07	92.9
9	IDLE	0	15.2	0	76700	75500	563	17.15	0.268					
10	IGNITION	0	15.2	0	12800	12400	353	-	-					

2.2 初步設計流程

初步設計程式 CIPROD 共包含 12 個模組，包括輸入設計點及檢查點的操作條件、選擇燃燒襯筒的種類、選擇燃油及噴油嘴的種類、決定主燃區的空氣量、決定燃燒襯筒的截面尺寸、計算各燃區之長度、氣流擴散器(Diffuser)之設計、旋渦器(Swirler)及燃燒襯筒頭(Dome Head)之設計。根據上述輸入之操作條件及設計之尺寸，可執行燃燒室迴流區(Recirculation Zone)、主燃區(Primary Zone)、次燃區(Secondary Zone)及稀釋區(Dilution Zone)燃燒氣流溫度之預估。完成燃燒室內溫度分佈後再進行壁面薄膜冷卻裝置之位置、孔徑及數量設計，可獲得襯筒壁面上氣流量及溫度分佈。最後進行燃燒襯筒主、次及稀釋進氣孔之位置、孔徑及數量設計，以獲得在各種操作條件下之燃燒室燃燒效率及排氣污染成分估算。

2.3 細部設計方法與結果

本研究初步設計結果可得燃燒室外型尺寸、襯筒壁面冷卻孔位置、孔徑、數量等重要尺寸，同時預估襯筒壁面溫度及氣流量分佈，如圖 3 所示。

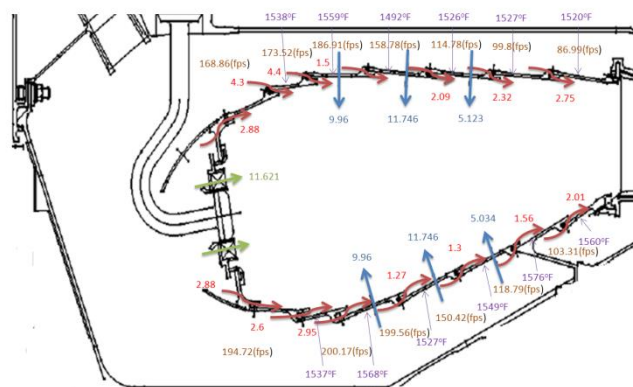


圖3、燃燒室襯筒溫度及流量分佈圖

本文再利用 CATIA 設計軟體，依據初步設計結果進行三維襯筒之外型細部設計，燃燒室設計要求為主燃區的流速要能減慢、產生迴流，並且要能使燃油與空氣充分混合，以增益燃燒強度、促進火焰穩定性，並盡量使火燄於此區域內完成燃燒。未燃燒燃料於次燃區會進一步與注入空氣混合燃燒完畢，於稀釋區域注入剩餘的空氣，使高溫火燄熄火，於進入渦輪前能得到合適的溫度分佈。

燃燒室表面有冷卻氣流保護外壁，避免局部過熱、燒損，設計時注意避免燃油油滴沾黏壁上，產生積碳，一般作法要能使冷卻氣體產生薄膜冷卻。

燃燒室設計時，相關性能參數通常是相互有衝突的，但必須彼此妥協取得最佳設計的平衡點，例如：要求出口尾溫溫型分佈甚佳，則專注於冷熱空氣的調和時，會使壓損增加，或是稀釋區的長度、寬度及體積要增加，重量也就稍有增加。

本文燃燒室細部設計成果如圖 4 所示，其中包含燃燒室進口之漩渦器外型如橘色所示。燃燒室進口處加入燃燒襯筒外罩(Cowl)並在外罩上鑽孔如綠色區域，其目的是由於燃燒室進氣位置受限於離心式壓縮器，氣流須由燃燒室上方進入，為了使氣流能順利進入燃燒室，因此在燃燒室上方之襯筒外罩上鑽孔。

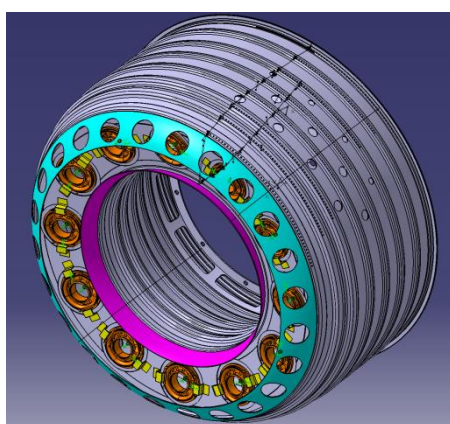


圖 4、燃燒室襯筒設計圖

本文之燃燒室為軸對稱，共分成 12 個相同區塊，在進行流場模擬時尚須加上燃燒室之機匣(Casing)及燃油噴嘴，以便模擬燃燒室內外燃燒流場分佈，數值分析區塊如圖 5 所示。

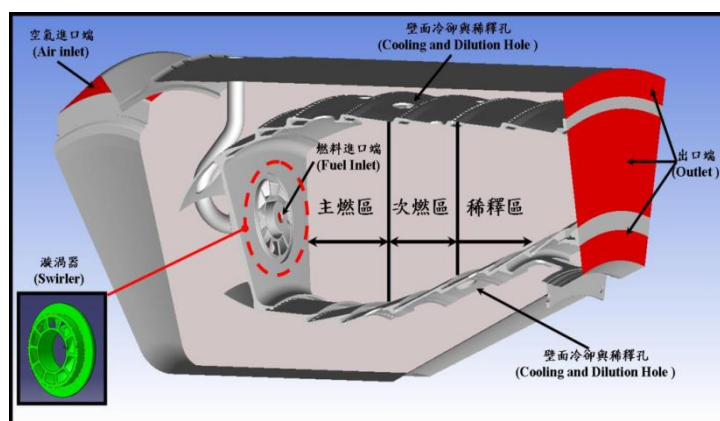


圖5、燃燒室分析流場之外型圖

三、燃燒室三維流場數值模擬

本研究數值模擬主要是針對燃燒室之冷流場與燃燒流場進行分析研究，並考慮液態燃油之二相流現象以及金屬壁之熱傳效應，燃料為 JP8 液態燃料，燃料由霧化器出口進入燃燒室內與空氣混合燃燒。

3.1 理論基礎

本文計算燃燒室流場包含燃燒室襯筒與機匣間之外流路計算，主要是探討其流路變化對於進入燃燒室內氣體分佈的影響，因此準確模擬流道的型狀變化對流場影響為重要工作之一。

燃燒室內外的流場計算工業界多採用 K-ε 紊流模式計算冷流場分佈，對於燃燒室內的流場模擬主要的是探討燃燒襯筒壁面上稀釋孔與壁面冷卻口及漩渦器所造成內部空氣與燃油混合所產生迴流區的情形，燃燒室內的化學反應須先以燃油霧化模式及油滴蒸發模式計算燃油霧化現象，使用 Lagrangian 座標系統計算油滴軌跡後再轉換成 Eulerian 座標計算流場燃油濃度分佈，燃油粒徑根據流量大小以常態分佈方式 (Normal in Diameter by Mass) 進行設定，粒徑大小數值設定可參考燃油嘴噴霧試驗量測結果。對於燃燒模式採多階化學反應式 (Multi-Step Finite Rate Chemical Reaction Model) 計算燃燒室內之化學反應。

計算燃燒產物包括：氣態燃油、O₂、N₂、CO、CO₂ 及 H₂O，另可由產物分佈計算出燃燒室的燃燒效率。

燃燒效率為本燃燒室設計的重要參數之一，其中燃燒效率 η_c 定義為：

$$\eta_c = \frac{\text{燃燒室釋放熱量}}{\text{燃油提供熱量}} \times 100\% \quad (3)$$

另一參數為出口溫度溫型分佈，其通常又可分為兩種，分別定義如下：

1. 溫型參數

溫型參數(pattern factor 簡稱 PF)定義如下：

$$PF = (TT4MAX - TT4AVG) / (TT4AVG - TT3AVG) \quad (4)$$

其中：

TT4MAX：在燃燒室出口量到的最高溫度

TT4AVG：在燃燒室出口量到的平均溫度

TT3AVG：在燃燒室入口量到的平均溫度

由定義知 PF 是一燃燒室出口溫度不均勻度的一個指標。PF 越高，燃燒室出口溫度越不均勻。它是屬於靜態的，最高溫度 TT4MAX 就作用在一個固定的區域上，故其對緊鄰燃燒室出口的高壓渦輪(HPT)噴嘴壽命具有評估意義。

2. 溫型曲線

高壓渦輪葉片則因高速轉動，無法感應局部高溫的溫度。高壓渦輪葉片的某一點只能感受到其旋轉路徑上溫度的平均值。故要探討高壓渦輪葉片所需承受之溫度及溫度梯度，便需借助另一參數-周向平均溫度分佈曲線，簡稱溫型曲線(pattern profile)。溫型曲線(PP)定義為：

$$PP(r) = \int_0^{2\pi} TT4(r, \theta) d\theta / 2\pi \quad (5)$$

其中：

r：徑向座標

θ ：周向座標

本研究使用 JP8 燃料，其化學反應式如下所示：



紊流計算使用 Standard K- ϵ 模式是由 Launder 和 Spalding 在 1974 所提出[6]。其紊流之動能 k 與散逸率 ϵ 之傳輸方程式為：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (9)$$

其中(8)(9)兩式中 G_k 稱為紊流應力，表示如下：

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (10)$$

另外，方程式中分別有 4 個常數，其定義如下所示：

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

燃燒室內熱輻射模式參考 CFX[7]程式手冊之建議為 P-1 Radiation Model (此模式是用於高溫熱輻射之研究)，對於固體表面之輻射模式是選用 Spectral 模式其值設定為 Gray。

3.2 數值計算

燃燒室流場計算先利用燃燒室三維外型圖，導入 Ansys 公司的 ICEM 程式中進行格點設定產生。受限於電腦的分析能量僅產生 550 萬點個非結構化格點(如圖 6 所示)。

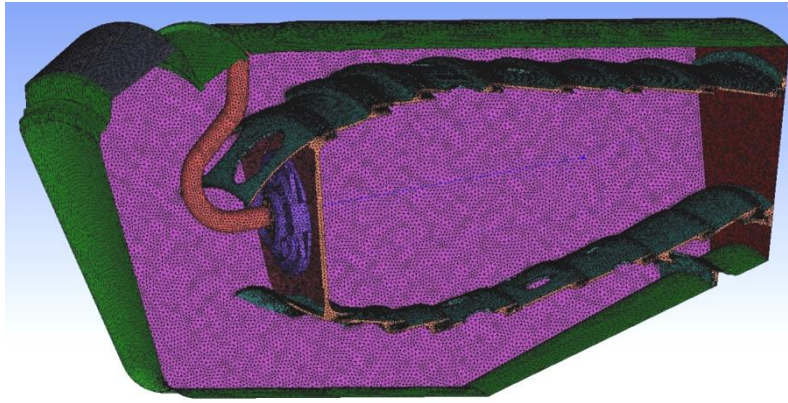


圖6、燃燒室之格點分佈圖

根據 Hukam 等人[8]對燃燒流場之分析認為要達到不受格點(Grid Independence)影響之流場計算需要4億1千萬點，已遠超過目前分析能量。

本燃燒室機匣(Casing)及燃油噴嘴設為固體邊界，固體邊界是指流體流經壁面時具有不可穿透之特性。如在微小尺寸的流場中，固體邊界可能會出現滑移的現象，然而一般黏滯性流體而言，其平均自由路徑相較於本文所探討之裝置特徵長度乃非常小，故本文假設壁面為無滑移邊界條件。

燃燒腔壁面設為流固耦合界面，並具有熱傳導效應，燃燒腔壁體為一金屬區域(Domain)，材質設定為類似燃燒室熱傳導材質。

入口邊界設定以空氣和燃油之溫度、質量流率條件進行分析，空氣經入口與燃油噴嘴進入之燃油混合進行燃燒。本研究主要針對上述之空氣與燃氣流量來做分析討論，並考慮燃燒化學反應與熱輻射效應。

本研究出口邊界條件分為靜壓及出口流量來作為收斂控制參數。燃燒室共有三個出口邊界，燃燒室燃燒後氣體出口邊界以靜壓作為控制條件，靜壓設定值以引擎設計點之燃燒室出口靜壓進行設定，燃燒腔上下出口主要以出口流量進行設定。此外，燃燒室為軸對稱，以 30° 為一計算區域，兩側燃燒室分析採對稱邊界設定，故相關進出口分析之流量需以實際1/12來進行設定分析。

3.3 燃燒室流場分析結果

根據燃燒室流場計算結果顯示，由燃燒室入口進入之空氣分成三部分，一部分進入外機匣及外襯筒之間的流道、一部分由燃燒室前方之漩渦器進入燃燒室，最後一部分進入內機匣及內襯筒之間的流道。其中上下流道之空氣會經由壁面冷卻孔及主、次、稀釋進氣孔進入燃燒室，但對於燃燒室內流場分佈影響最大的還是前方之漩渦器及主進氣孔的空氣，會在燃燒室前方形成一迴流區產生燃燒及駐焰的效果，詳如圖7所示。

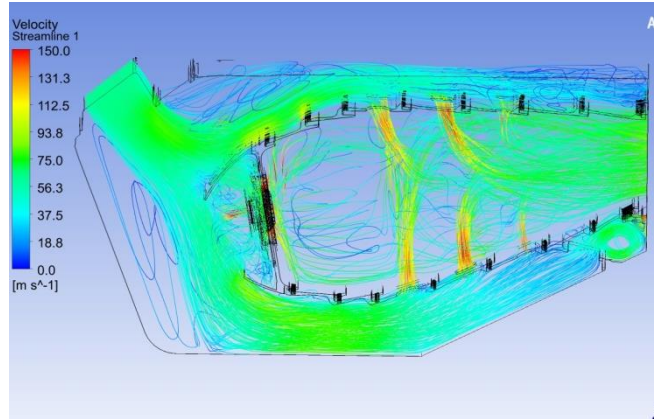


圖7、燃燒室流線及速度分佈圖

圖 8 為 JP8 液態燃料於燃燒室分佈情形，因燃油噴嘴為氣助式，如圖 9 所示，噴嘴出口之液態燃油可分為兩部分進入燃燒室，一部分為壓力式霧化噴嘴(Pilot Fuel)，另一部分為利用氣體衝擊霧化燃料 (Main Fuel)進入燃燒室。當液態燃料於噴嘴噴出後，受氣流衝擊以及火燄輻射熱影響，液態燃料會破碎並快速蒸發為 JP8 氣態燃料進行燃燒，液態燃料只剩下大顆粒液滴或液滴團。

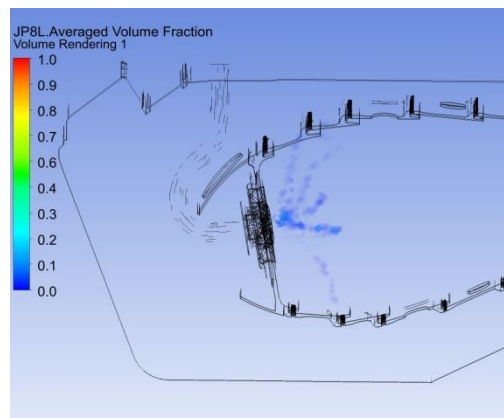


圖8、燃燒室JP8液態燃料分佈圖

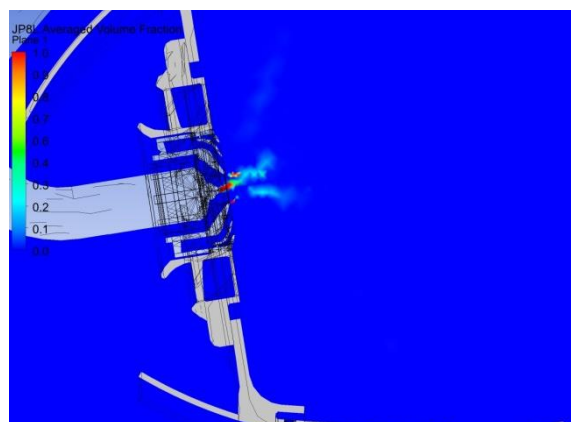


圖9、燃油噴嘴出口JP8液態燃料分佈圖

圖 10 為燃燒室溫度分佈圖，因燃油霧化器為氣助式噴嘴，燃油受到氣流衝擊影響，燃油霧化及混合較佳，主要燃燒反應會於主燃區發生，因此高溫區域

會於燃燒室前半部，同時在迴流區附近速度較慢，溫度亦較高，主燃區尚未燃燒完成之燃料，經過次燃區進氣孔的空氣混合燃燒後，會完全燃燒完畢，空氣並會混合使溫度降低且均勻些，之後，經由稀釋進氣口之空氣混合再次降溫並調整出口之溫度分佈。

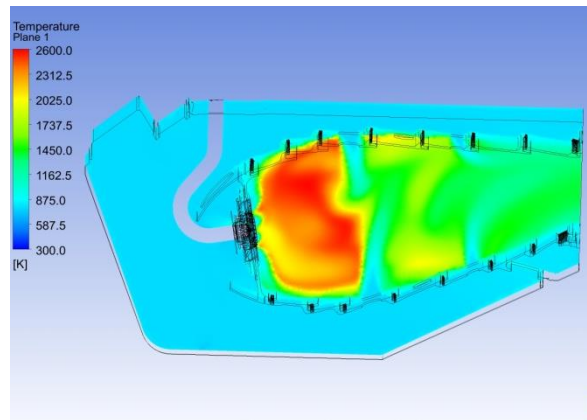


圖10、燃燒室溫度分佈圖

圖 11 顯示燃燒室出口之溫度分佈，主要高溫區域分佈於 2/3 之徑向高度附近，這也是渦輪葉片氣體做功合適位置。本燃燒室溫型參數為 0.19，符合燃燒室設計需求要小於 0.2。此型態係數之值可經由調整燃油噴嘴之角度及稀釋區孔位及大小加以修正。

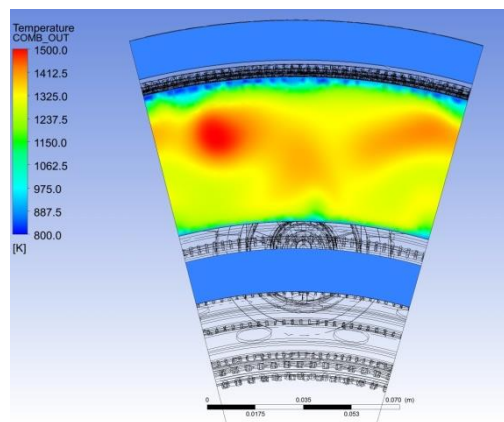


圖11、燃燒室出口溫度分佈圖

由圖 12 燃燒室內襯筒壁面之溫度分佈顯示，位於冷卻孔後方之壁面溫度會降低。

由圖 13 所示，燃燒室外襯筒壁面分佈溫度偏高，主要是受到燃油燃燒於壁面的影響，即使有壁面冷卻孔，但其降低溫度有限，需再進一步調整燃油噴嘴角度或渦旋器之氣流角度。

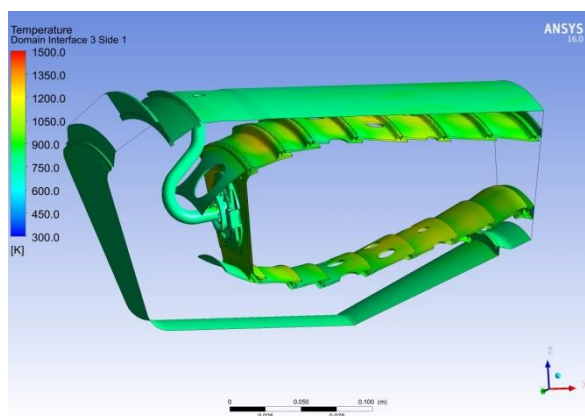


圖12、內襯筒壁面溫度分佈圖

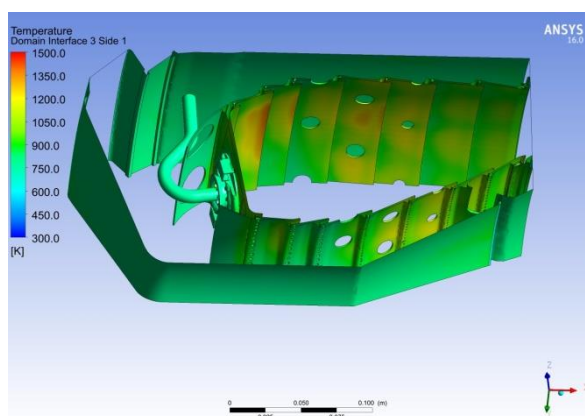


圖13、外襯筒壁面溫度分佈圖

四、結論

本研究利用 CIPROD 程式進行渦輪引擎之環型燃燒室初步設計，可獲得燃燒室的外型尺寸及各孔位位置、數量及大小。並可預估各孔之空氣流量及燃燒室壁面溫度分佈。

燃燒室經設計繪製後，可利用 Ansys 公司之 CFX 程式進行燃燒室燃油噴霧燃燒數值模擬，由於非結構化格點方法對於複雜幾何型狀格點建立相當便利，可同時建立燃燒室內外流道以及金屬壁體格點系統，來求解三維噴霧燃燒流場分佈以及金屬壁之熱傳溫度分佈。本文初步驗證燃燒室出口溫度型態係數及燃燒室壁面的溫度分佈已能滿足燃燒室設計需求，後續可以利用壁溫分佈結果進一步求解燃燒室壁之熱應力，來估算燃燒室壽命。

五、參考文獻

1. Bernard L. Koff, Palm Beach Gardens, Gas Turbine Technology Evolution-A Designer's Perspective, AIAA/ICAS International Air and Space Symposium and Exposition, The Next 100 Y14-17 July 2003, Dayton, Ohio.
2. 王維雋,王朝敬,吳開宏,甩油式燃燒室設計研究,第20屆計算流體力學研討會,標號10-4,中華民國102年8月,南投。
3. Nader K. Rizk, Fuel Atomization Effects on Combustor Performance, AIAA

- 2004-3540, 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit 11-14 July 2004, Fort Lauderdale, Florida.
4. Rizk, N.K., and Lefebvre, A.H., Influence of Liquid Film Thickness on Airblast Atomization, *J. Eng. Power*, Vol. 102, pp. 706-710, 1980.
 5. Rizk, N.K. and Mongia, H.C., Semianalytical Correlations for NO_x, CO, and UHC Emission, Trans, Of ASME, *J. Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 115, pp. 612-619, 1993.
 6. B.E., Launder, and D.B., Spaulding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 3, pp. 269-289, 1974.
 7. ANSYS CFX 13.0 User Guide, Ansys co..
 8. Hukam C. Mongia, "Recent Advances in the Development of Combustor Design Tools," AIAA 2003-4495, 39th AIAA/ASME/SAE/ ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit 20-23 July 2003, Huntsville, Alabama.

蠕動泵浦輸出壓力震盪緩衝之開發研究

Development of Pressure Pulsation Damper for Peristaltic Pumps

吳志勇¹

Chih-Yung Wu

高苑科技大學機械與自動化系兼先進潔淨節能引擎研發與測試服務中心

Department of Mechanical and Automation Engineering & Advanced Engine

Research Center, Kao Yuan University

許天秋²

Tien-Chiu Hsu

高苑科技大學先進潔淨節能引擎研發與測試服務中心

Advanced Engine Research Center, Kao Yuan University

曾慶慧³

Qing Hui Zeng

高苑科技大學光電科學與工程系

Department of Electro-Optical Science and Engineering, Kao Yuan University

楊智博⁴

Chih-Po Yang

精膜科技股份有限公司

Nano Optical Coating Technology Inc.

林耀堂⁵、劉旺林⁶

Yao-Tang Lin, Wang-Lin Liu

財團法人精密機械研究發展中心

Precision Machinery Research Development Center

摘要

近年來有許多的微量液體連續供應的需求，例如：微型燃燒器的液態燃料供應以及超音波薄膜噴霧等技術，本研究的目的在於開發一個壓力震盪緩衝器供蠕動泵浦使用，並泵送穩定的微量流體。蠕動泵浦所泵送的液體是突波脈衝式的，尤其是在低速運轉時更加明顯，為了使用蠕動泵浦提供穩定且平順的液體在管路中安置震盪緩衝器是必須的。

¹ 高苑科技大學機械與自動化工程系，副教授兼研發中心主任，
E-mail: chihyungwu@gmail.com

² 高苑科技大學先進潔淨節能引擎研發與測試服務中心，工程師

³ 高苑科技大學光電科學與工程系，專題生

⁴ 精膜科技股份有限公司，工程師

⁵ 財團法人精密機械研究發展中心，經理

⁶ 財團法人精密機械研究發展中心，副總經理

本研究將設計並開發一個液壓儲蓄器並且將之整合於蠕動泵浦輸出管道上，該液壓儲蓄器使用空氣進行流道內非壓縮液體的穩壓使其保持在適當的壓力並且吸收壓力震盪。系統流量與泵浦揚程以及泵浦轉速等資訊關係將在本研究中進行分析與量測，除此之外根據本研究所得知結果將作為未來低流量液體供應系統設計參考之用。

關鍵字：液壓儲蓄器、壓力震盪緩衝器、蠕動泵浦

Abstract

The purpose of the present paper is to develop a pressure pulsation damper for peristaltic pumps which are applied to pump fluid for ultrasonic spray coating technique. The flow is pulsed especially at low operation speeds. In order to obtain a more smooth consistent flow, a pulsation damper is required. In the present study, a hydraulic accumulator will be fabricated as a pulsation damper and integrated with a peristaltic pump. The pressure of non-compressible fluid for ultrasonic spray is held under suitable pressure by a compressed gas. The relationship between flow rate and pumping pressure as well as the rotation speed of pump motor will be evaluated. In addition, based on the results that will be obtained via proposed study, a complete database will be established and can be served as the design basis for low flowrate fluid pumping.

Keywords: hydraulic accumulator, pressure pulsation damper, peristaltic pumps

一、前言

近年來有許多的微量液體連續供應的需求，例如：微型燃燒器[1]的液態燃料供應以及超音波薄膜噴霧等技術，本研究的目的是在於開發一個壓力震盪緩衝器供蠕動泵浦使用，並泵送穩定的微量流體。泵送微量液體的方式有需多種：

(1) 注射泵浦

注射泵浦是一種控制低流量相當穩定的液體供應系統，藉由針筒尺寸與步進馬達的控制，可以非常準確也穩定地供應超音波噴霧系統所需之液體，然而其最大的缺點是無法長時間連續供料。

(2) 壓力槽供應液體並搭配流量控制器

使用壓力容器針對液體以惰性氣體加壓，藉由流量控制器進行流量控制，這種系統可以用有較大的供料時間與能力，唯其操作時間仍然由壓力容器大小所決定，不僅如此壓力容器使用之安全性，以及液體與加壓氣體的互溶性都是必須要考慮的課題，不僅如此流量控制器也有流量操作範圍的限制，倘若操作範圍落入該控制器之不穩定區時，會造成流量的擺盪，這種現象又受到壓力容器壓力的影響，因此使用壓力槽供應液體並搭配流量控制器時必須要非常注重控制的策略與技巧。

(3) 齒輪泵浦

如圖 3-3 所示為齒輪泵浦是一種藉由齒輪的作動而產生將液體泵出的器械，這種泵浦屬於正排式泵浦(positive displacement pump)，原料液體不需要另外進行加壓或充填，僅需要使用開放式容器盛裝即可，因此可以達到連續長時間供料的能力，藉由齒輪尺寸的匹配以及其轉速的控制即可達到流量控制的需求。使用齒輪泵浦提供超音波噴霧液體時可能會遭遇幾項問題：(a)使用微小齒輪泵或是以微機電技術[2]所製作之泵浦時成本將大幅地增加；(b)使用成本較低較大尺寸的齒輪泵時，會因為轉速較低而產生壓力脈波；(c)齒輪使用的耗損等。

(4) 蠕動泵浦

蠕動泵浦是一種歷史相當悠久的泵浦，在十九世紀時被發明，這種裝置利用一輥輪滾壓一條具有彈性的管路，將其中的液體擠壓輸送，因此也屬於正排式泵浦(positive displacement pump)的類型，與齒輪泵浦一樣，原料液體不需要另外進行加壓或充填，僅需要使用開放式容器盛裝即可，因此可以達到連續長時間供料的能力，藉由輥輪與彈性管尺寸的匹配以及其馬達轉速的控制即可達到流量控制的需求；不僅如此，蠕動泵浦的驅動器械不會與流體接觸，只要更換低成本的管路即可快速地更換輸送液體的種類，因此使用在生物技術上具有相當好的適用性[3]。使用蠕動泵浦提供超音波噴霧液體時可能會遭遇幾項與齒輪泵浦一樣的問題：(a)使用蠕動泵浦時，會產生壓力脈波；(b)彈性管路的耗損等問題。

基於前文的論述，為了達到工業應用的長時間連續性供應，無論是採用齒輪泵浦或是蠕動泵浦，在經濟低成本的考量下，管路中的壓力脈波是必須要克服的問題[4]，這也是本研究的動機，而本研究開發期能藉由管路的設計與緩衝裝置之設置來達到被動式壓力脈波減弱之目標。

二、研究方法與實驗設備

2-1 概念與研究方法

當我們需要連續的低流量液體時，如果使用蠕動泵浦直接供應流體時會有嚴重的流量的大幅度變化，因此不宜直接與蠕動泵浦連結並使用蠕動泵浦轉速來控制流量。取而代之的是使用蓄壓法，採用適合的蓄壓器搭配適當的喉口或是針閥(needle valve)進行流量管制並且適當地保持喉口前的壓力，此壓力的維持將確保流量的穩定，其液體輸送的速度也必須符合柏努力定律，其架構如如圖 1 所示。本研究所使用的蠕動泵浦屬於高流量型以取得較高的蓄壓能力，該蠕動泵浦可以依照需求更換不同尺寸的矽膠管，並且調整蠕動泵浦的選轉速度而取得所需要的液體的流量；在本研究中將針對外徑 6、8、12mm 尺寸的矽膠管並且搭配蠕動泵浦 50、100、150 與 200rpm(該機最高速)的泵送速度進行研究。至於喉口的部份擬使用具有刻度的針閥，使控制流量可以更加的精確。

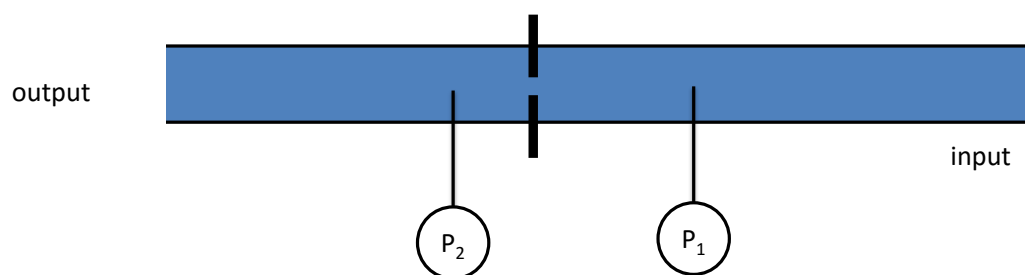


圖1 、使用喉口進行流量控制的概念

在本研究中擬使用壓力脈波緩衝裝置進行穩壓控制，壓力脈波緩衝裝置 (pulsation dampers) 之款式以液壓儲蓄筒 (hydraulic accumulator) 為大宗並且大多應用於管路中的突波消除以及壓力維持之用。本研究所使用的流體式不可壓縮的液體 (non-compressible fluid)，因此需要使用加壓空氣作為外力使管道內的壓力獲得維持與緩衝。本研究擬採用相同概念，製作適當壓力脈波緩衝裝置安裝於孔口或是針閥與蠕動泵浦之間，相關設計概念如圖2所示，本研究在確保管路的配置下，使用沒有任何介質的空氣式緩衝器做為測試開發的目標，其架構如圖3所示，在現階段的實驗中使用一個直徑 100mm 而長度 300mm 的柱狀容器作為緩衝器使用。

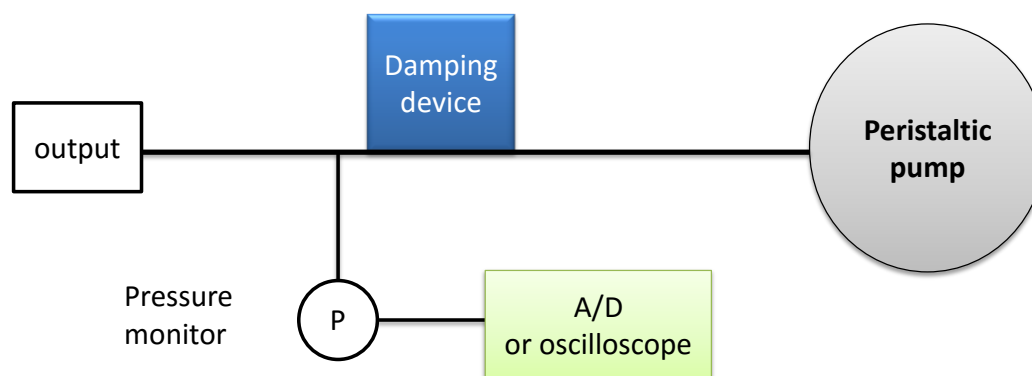


圖2 、使用壓力緩衝器示意圖

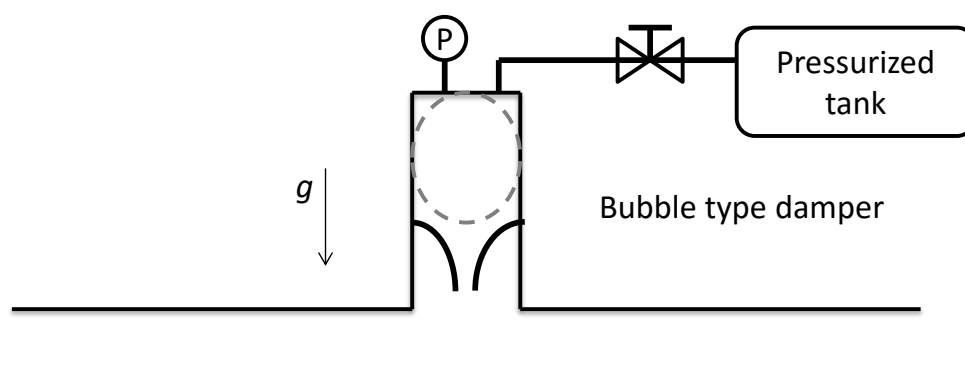


圖3 、空氣壓力緩衝器示意圖

2-2 量測設備

進行流量測定之前必須分析蠕動泵浦的能力(揚程)，測定蠕動泵浦的揚程可以採用兩種方式：(1)經由蠕動泵浦的驅動，如果將出口完全堵住可以測得蠕動泵浦的輸出全壓；(2)持續操作蠕動泵浦，使液體進入一管柱中，待液位穩定後或是在擺動中取得平均即可由液體管柱的長度換算出蠕動泵浦的揚程，然而使用大流量蠕動泵浦時，其揚程相當大因此不適合使用此種方法，所以使用方法(1)並且搭配壓力傳送器進行分析。為了進一步確認壓力與流量的關係，本研究使用壓力傳送器進行壓力分析。壓力傳送器使用電流輸出主要是為了減少周邊的訊號干擾，因此在使用數據擷取時必須先使用電子電路轉換為電壓訊號再使用 NI USB-6269 進行擷取，NI USB-6269 為美國儀器公司所生產高速訊號擷取裝置，其擷取率可以達到 1.25MB/sec。

三、結果與討論

3.1 蠕動泵浦揚程

本研究所使用的蠕動泵浦屬於大流量型，因此所能產生的揚程相當的大，使用壓力傳送器直接讓蠕動泵浦泵送液體，擷取 10 秒後的資料進行平均與標準差計算。如圖 4、圖 5 與圖 6 分別表示為外徑 12mm、8mm 與 6mm 矽膠管的壓力平均隨著轉速不同的變化以及其所對應的揚程。雖然說本蠕動泵浦驅動頭可以使用至 12mm，但是 12mm 與 8mm 之間的揚程差距較小，但是 6mm 的揚程則差距相當大。

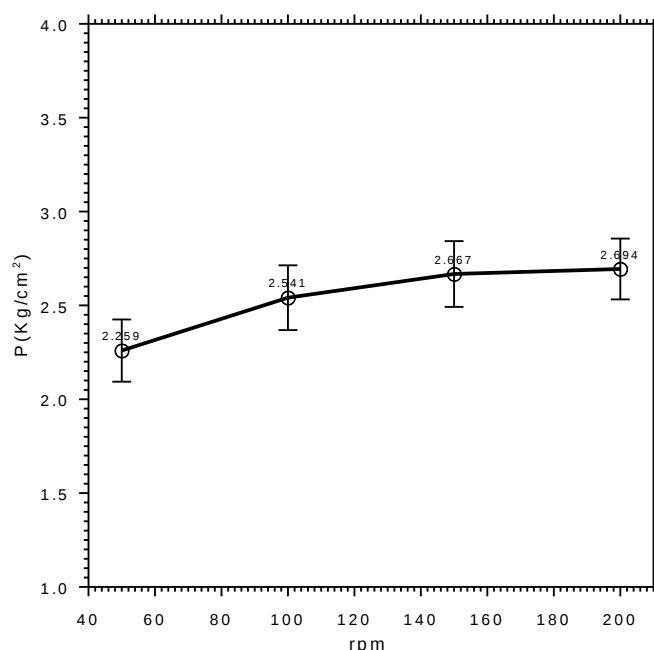


圖 4、外徑 12mm 矽膠管的壓力平均隨著轉速不同的變化以及其所對應的揚程

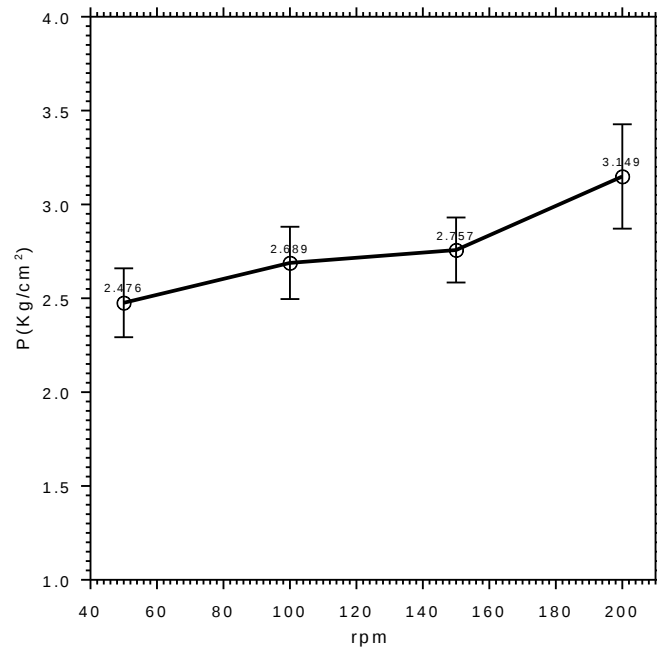


圖5、外徑 8mm 矽膠管的壓力平均隨著轉速不同的變化以及其所對應的揚程

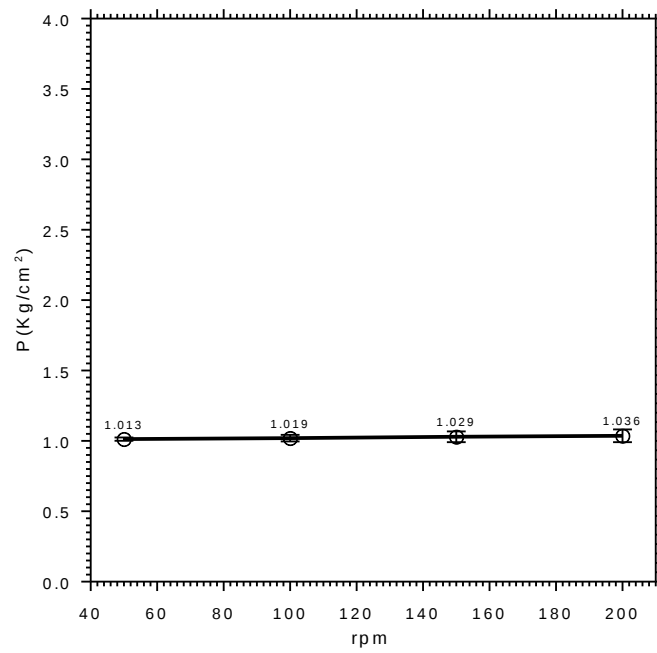


圖6、外徑 6mm 矽膠管的壓力平均隨著轉速不同的變化以及其所對應的揚程

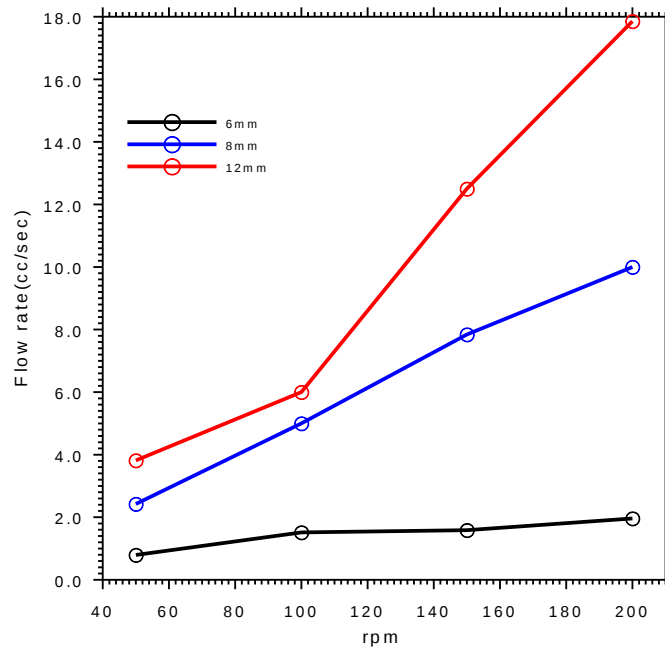


圖 7、使用不同外徑矽膠管直接泵送液體的流量

如果讓蠕動泵浦將矽膠管中的液體直接泵送出來時，可以分析其流量，相關結果如圖 7 所示，使用蠕動泵浦時，其密閉下的揚程與實際的流量關係會有不相配合的狀況，主要原因推測是與夾持矽膠管的間隙所造成。

3.2 蠕動泵浦的壓力擾動分析

如圖 8、圖 9 與圖 10 所示為分別為 12mm、8mm 與 6mm 使用蠕動泵浦驅動下所產生的壓力波特徵。從結果中可以發現當矽膠管的外徑越大時，其擾動量也跟著越大。

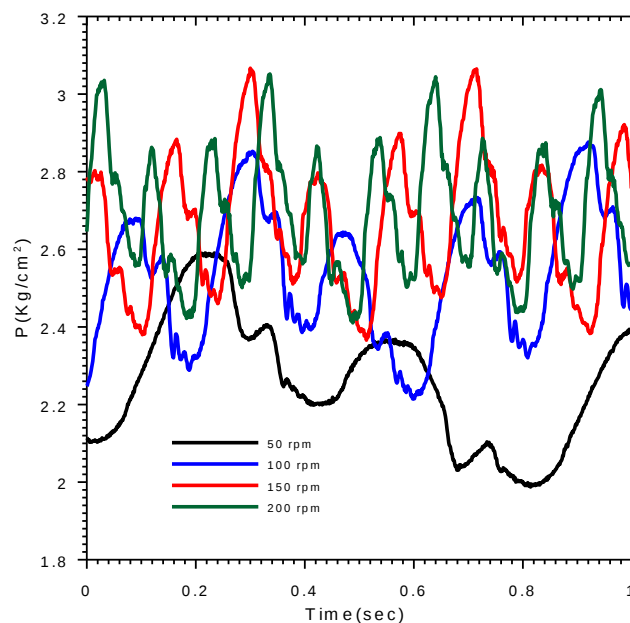


圖 8、外徑 12mm 矽膠管的壓力擾動

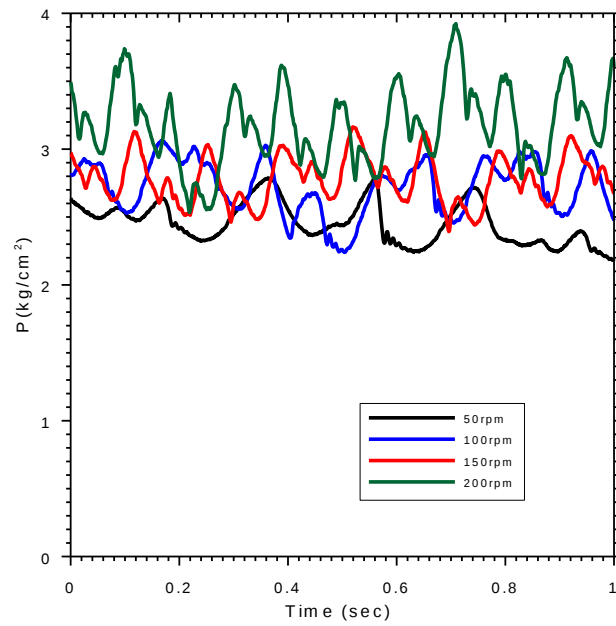


圖 9、外徑 8mm 矽膠管的壓力擾動

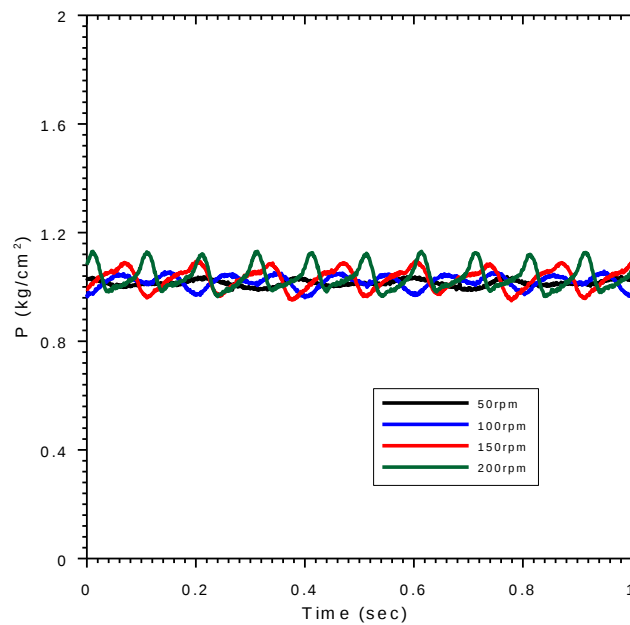


圖 10、外徑 6mm 矽膠管的壓力擾動

3.3 壓力緩衝器的效果

如 0、0 與 0 所示為分別為 12mm、8mm 與 6mm 使用蠕動泵浦驅動下經過壓力緩衝器緩衝後在出口處所偵測到的壓力波特徵。從結果中可以發現現時所設計的緩衝器足以將各種尺寸矽膠管所產生的壓力波消除。

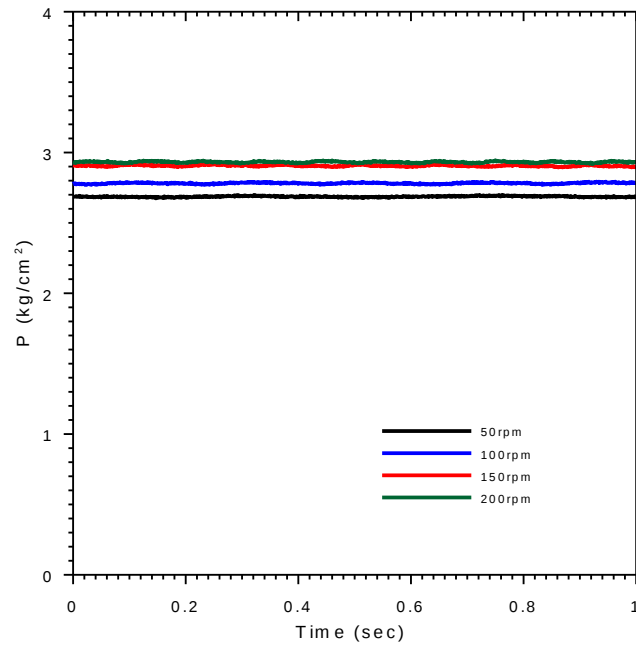


圖 11、外徑 12mm 矽膠管的壓力擾動經過緩衝器後的壓力訊號

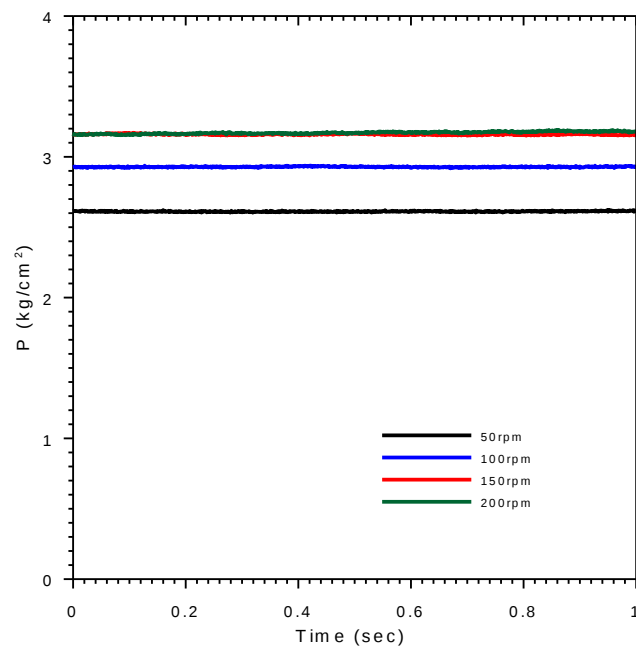


圖 12、外徑 8mm 矽膠管的壓力擾動經過緩衝器後的壓力訊號

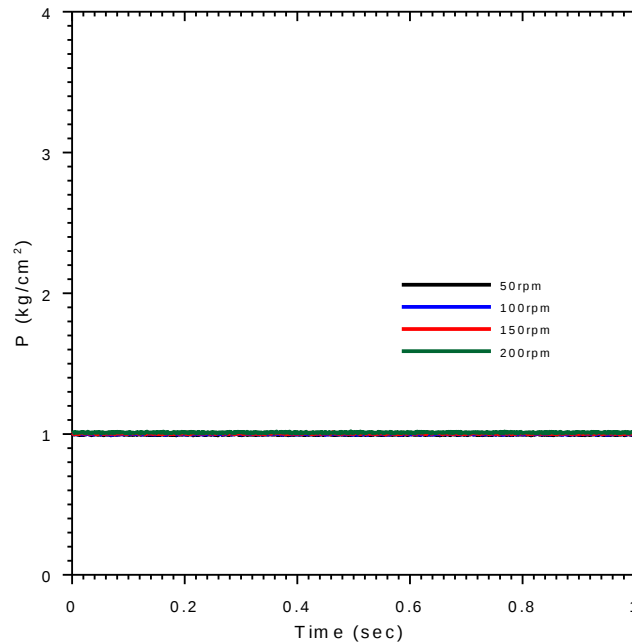


圖 13、外徑 6mm 矽膠管的壓力擾動經過緩衝器後的壓力訊號

四、結論

本研究使用一個壓力緩衝器進行相關研究，並且透過壓力傳送器進行壓力脈衝的診測；使用蠕動泵浦所產生的大壓力脈衝進行展示，該蠕動泵浦所產生的揚程與壓力波脈衝均使用壓力傳送器進行解析，透過本研究所使用的壓力傳送器可以有效地減少壓力脈衝訊號。

五、致謝

本研究承蒙財團法人精密機械研究發展中心之「蠕動泵浦輸出壓力脈波緩衝之開發研究」計畫贊助，計畫編號 104-EC-17-A-23-1306，始得完成，謹此致謝。

六、參考文獻

1. Li. Y.H., Wu. C.Y., Lien, Y.S., Chao, Y.C., Development of a high-flame-luminosity thermophotovoltaic power system, *Chemical Engineering Journal*, vol. 162, pp. 307-313, 2010.
2. Tsai, N.C., Sue, C.Y., Review of MEMS-based drug delivery and dosing systems, *Sensors and Actuators A: Physical*, Volume 134, Issue2, Pages 555–564, 2007
3. Website: <http://www.worldpumps.com>, Bringing peristaltic advantages to positive displacement pumps, Mar. 2006.
4. Website: <http://www.worldpumps.com>, Using pulsation dampers to reduce pipework vibrations, World Pumps Jan. 2002.

n 型 BiTeSe 熱電材料晶體結構對熱電性質影響之研究

Investigating the Effect of Crystal Structure Change on the Thermoelectric Properties of the n-type BiTeSe Thermoelectric Material

林俊凱¹、葉建弦²、林育立³、陳嫻如⁴

Chun-Kai Lin, Chien-Hsuan Yeh, Yu-Li Lin, Yan-Ru Chen

工業技術研究院綠能與環境研究所

Green Energy and Environment Research Laboratories, Industrial Technology Research Institute, Hsinchu, Taiwan

摘要

本研究探討利用材料晶體結構變化對材料熱電性質之影響，利用材料結構變化提升 n 型熱電材料的熱電性質。本實驗透過兩次重覆燒結變形使熱電材料內部結構產生方向性排列，實驗設定材料 3 組不同材料變形量以進一步探討材料變形量對熱電性質的影響。XRD 實驗結果顯示，經過第二次快速熱壓燒結後，材料內部(00I)晶面比例增加。(00I)晶面的增加量則隨材料變形量增加而提升。SEM 觀察顯示，材料內部晶粒呈現方向性排列。經由熱電性質測量結果顯示，材料變形後其導電性提升 40%，由 500 S/cm 提升至 700 S/cm，而其 Seebeck 係數則可維持為 $-200 \mu\text{V/K}$ 不受材料結構影響。於 325 K 測量溫度時，材料的功率因子可達 $2.9 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ ，熱傳導率為 $0.95 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ，其 ZT 值可達 1.05。另外，進一步探討當持續增加材料變形量時期熱電性質的變化趨勢，結果顯示當材料變形量持續增加時，其導電率呈現提升的趨勢，其導電率進一步由 750 S/cm 增加至 980 S/cm；其 Power factor 由 2.85 增加至 $3.75 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ 。

關鍵字：熱電材料、鉍碲硒合金、兩次快速熱壓燒結、方向性結構

Abstract

This study investigated the effect of crystal structure change on the thermoelectric properties of the n-type $\text{Bi}_2(\text{Te,Se})_3$ thermoelectric compounds. Double rapid hot pressing sintered was used to produce the directional grain structure in the compound. The experimental set three amount of the material deformation. After double sintering, sample with the random grain orientations was confirmed by XRD analysis. Thus, the texture structure was observed from SEM observations.

¹ 工業技術研究院綠能與環境研究所，研究員，

E-mail:Chunkai@itri.org.tw

² 工業技術研究院綠能與環境研究所，研究員

³ 工業技術研究院綠能與環境研究所，資深研究員兼室經理

⁴ 工業技術研究院綠能與環境研究所，工讀生

Experimental results show that the electrical conductivity of the deformation sample increased from 500 to 700 S/cm. Seebeck coefficient can be maintained at $-200 \mu\text{V/K}$ during deformation process. When measuring the temperature at 325 K, the power factor of the material was up to 2.9 mW/mK^2 . The thermal conductivity was 0.95 W/mK at 325 K. The maximum ZT values of deformation sample was 1.05. On the other hand, when increasing the amount of material deformation, the electrical conductivity was further increased from 750 S/cm to 980 S/cm and the Power factor increased from 2.85 to 3.75 mW/mK^2 .

Keywords: Thermoelectric material, BiTeSe alloy, Double rapid hot pressing sintered, Orientation structure

一、前言

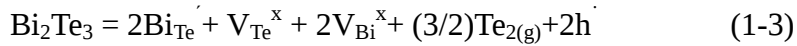
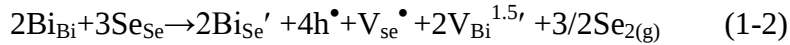
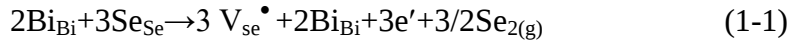
近幾年世界能源存量以及溫室氣體排放之議題，使得許多國家逐漸重視節能減碳的政策，並投入大量的資金進行再生能源技術的開發，以期能夠降低能源使用量及減少溫室氣體排放。我國屬於高度倚賴進口能源的國家對於再生能源開發以及提高能源使用效率之技術開發更是重要。熱能回收再利用是一種可提高能源使用效率以及創造新能源之法。然而，回收成為熱能，其使用標的是相當有限的，多限於預熱或製造熱水、蒸汽等。若是將廢熱回收成為電力，在現代社會裡，其無庸置疑地是最有使用彈性的能源型態，價值大大地不同。“熱電材料”是一種能將熱能與電能互相轉換的材料，其應用可以分為熱能發電與致冷兩大類。1823年德國人 Seebeck 首先觀察到發電現象，在相連接的兩個不同導體兩端存在一溫差時，則會有電壓差的生成，這種現象稱為 Seebeck 效應[1]；而致冷現象則是在 1834 年由法國錶匠 Peltier 發現[1]。而這種熱能與電能互相轉換的效率可以利用

熱電優值(Z 值)表示：
$$Z = \frac{S^2 \sigma}{\kappa}$$
，式中 σ 為材料之導電率， S 則為材料之 Seebeck 係數， κ 為材料之熱傳導係數。 Z 值越大代表材料之熱電轉換效率越好；反之，則代表材料之熱電轉換效率越差。

碲化鉍(Bismuth telluride, Bi_2Te_3)材料是屬於低溫型熱電材料，材料的最佳操作溫度小於 400 K。以 Bi_2Te_3 合金為基礎，常加入其他元素包括 Sb、I、Ag、Se、Cu 等[2-4]以提升其熱電性能以及控制其類型。當 Bi_2Te_3 添加入 Se 時，Se 原子會先取代 $\text{Te}^{(1)}$ 的位置，待 Se 完全佔滿 $\text{Te}^{(1)}$ 的位置之後，再進一步佔據中 $\text{Te}^{(2)}$ 的位置。根據文獻[1]提及 Bi_2Te_3 可與 Bi_2Se_3 在成份上形成二元或三元連續固溶體合金，儘管後者的熱電優值與 Bi_2Te_3 相比均較低，但它們與 Bi_2Te_3 形成適當的合金後，卻可以提升材料的 Seebeck 係數並改變能隙寬度，使材料的熱電性能可進一步的提高。

碲硒化鉍 $\text{Bi}_2(\text{Te}_{1-y}\text{Se}_y)_3$ 合金為目前在室溫下常被使用的 n 型熱電材料。在 Bi_2Te_3 中添加 Se 元素，在熔煉合金時， $\text{Te}^{(1)}-\text{Te}^{(1)}$ 的凡得瓦耳力容易斷鍵，使得 Te 散失形成空缺，而 Se 原子會佔據 $\text{Te}^{(1)}$ 的空位。當 $\text{Te}^{(1)}$ 的空位完全被 Se 原子

占滿之後，Se 原子會進一步佔據 $\text{Te}^{(2)}$ 所遺留之空位。然而，當材料持續處於高能量的狀態下，Se 也會喪失，而留下 Se 的空位。根據公式(1-1)顯示，當 Se 空位產生時會同時釋放出電子。Bi 原子有可能會去佔據到這個 Se 原子空缺的位置，即會產生錯位缺陷(anti-site defects)，其生成錯位缺陷的機制如公式(1-2)所示[5]。當 Bi_{Se} 錯位缺陷產生時會伴隨產生電洞。另外，Bi 原子也有可能去佔據到 Te 原子空缺的位置，而形成另一種錯位缺陷(anti-site defects)，其生成錯位缺陷的機制如公式(1-3)式所示[5]。當 Bi_{Te} 錯位缺陷產生時也會伴隨產生電洞。



根據導電率(σ)公式， $\sigma = ne\mu_0$ 。n 為載子濃度；e 是電子電量； μ_0 為載子遷移率。因此，增加合金內的載子濃度以及提高載子遷移率，有助於提升合金的導電性質。

另一方面，除了藉由提升導電性外，為了要增加其熱電性質亦需要設法降低合金的導熱率，因此增加合金內部組織的界面，使得因晶格振動而形成的聲子傳遞產生阻礙，增加聲子的散射，變成了一個主要研究的方向。目前已有許多研究積極利用機械球磨或者化學合成的方式製備出奈米級合金粉體，再利用真空熱壓法或火花電漿燒結法燒結出具有奈米結構的 $\text{Bi}_2(\text{Te}_y\text{Se}_{1-y})_3$ 合金[6-7]，以期能藉由奈米結構來增加聲子散射及降低晶格熱傳導率。陳剛教授等人[8]利用單原素金屬粉體經機械合金製備成 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.7}\text{Se}_{0.3}$ 合金粉末，搭配多道次熱壓法(dc hot press)燒結製備出具有方向性晶粒結構的 n 型 BiTeSe 熱電合金，將其 power factor 高達 $35 \times 10^{-4} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{ K}^{-2}$ ，進而熱電性能指標 ZT 值可以提升至 ~ 1.1 。本研究利用兩道次燒結使材料在第二次燒結的過程中產生大量的塑性變形，塑性變形過程中材料內部晶粒亦受力產生變形而形成具特殊方向性排列之晶粒，以增加熱電材料之導電性，進而提升熱電性質。

二、實驗步驟

將 Bi、Te、Se 三個元素金屬粉秤重配製為 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金，並以真空封管將 3 個元素金屬粉封存於石英管中。使用熔煉爐將石英管加熱至 800°C 持溫 4 小時，持溫過程中每 30 分鐘石英管會搖盪 15 分鐘，以加強合金均勻性。 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金棒製作完成後，再利用行星式球磨機將合金棒球磨成 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金粉。最後再利用快速熱壓燒結進行兩次加壓燒結以製備出具方向性之 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 熱電塊材。第一次燒結所使用之石墨模具直徑為 15mm，將 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金粉填充於此石墨模具中，進行第一次快速熱壓燒結形成直徑為 15mm 之圓柱熱電塊材。再將此圓柱熱電塊材置入第二次燒結模具中，第二次燒結所用之石墨模具直徑大於 15mm，實驗設定第二次燒結完成 3 組不同變形量。

經過燒結後的 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 熱電合金，利用 X 光繞射儀進行結晶結構分析，分析粉體經球磨後燒結之塊材的合金化程度，分析所使用的靶材為銅靶，X 光波長為 $1.54056 \text{ \AA}$ ，分析角度為 $10^\circ - 50^\circ$ 。合金的導電率及 Seebeck 係數則是利用

ULVAV-RIKO 公司型號為 ZEM-3 熱電量測機台進行量測，量測溫度範圍為 300 K 至 500 K，以得到樣品在 300 K-500 K 溫度間下之熱電性質表現。利用 ULVAV-RIKO 公司型號為 TC-9000 熱擴散係數量測機台，進行樣品的熱擴散係數量測，並搭配示差掃描熱分析儀(Different scanning calorimetry, DSC)量測的定壓熱容數據(C_p)及利用阿基米德法量測的密度，計算得到合金的導熱率。最後藉由所得知數據代入公式($Z=S^2\sigma/\kappa$)得出 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金之熱電優值。

三、結果與討論

a. 燒結次數對材料結構之影響

圖 1 為 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金經一次快速熱壓燒結製成之熱電塊材的 XRD 繞射圖。經比對 JCPDS card (卡號：51-643)資料比對後可知，其繞射峰皆為 BiTeSe 合金相，並無 Bi_2Te_3 及 Bi_2Se_3 相的峰值被觀察到。由此可知，經過此機械球磨後粉體具有高合金化效果。圖 1 中顯示，平行施壓方向面與垂直施壓方向面的 XRD 繞射圖形相類似。由此可知，經一次快速熱壓燒結所得之熱電塊材結構均勻，無產生特殊方向排列之晶粒。圖 2 為兩次快速熱壓燒結材料變形後的平行施壓方向與垂直施壓方向 XRD 繞射分析圖。比對圖 2 中兩組 XRD 可知，垂直施壓方向面的 XRD 繞射圖於 18 度、39 度與 45 度的峰值明顯高於平行施壓方向面。結果顯示材料變形之後垂直施壓方向面與平行施壓方向面為不同的晶體結構所構成。經第二次燒結後材料內部的(006)、(10-10)與(00-15)晶面繞射強度變強，意謂材料內部這三組晶面數量變多以及晶粒呈現特殊的方向排列。

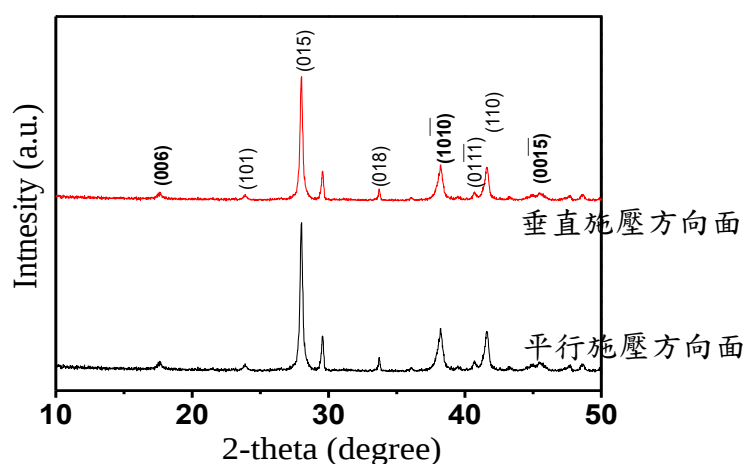


圖 1、一次快速熱壓燒結塊材平行與垂直燒結施壓方向的 XRD 繞射圖

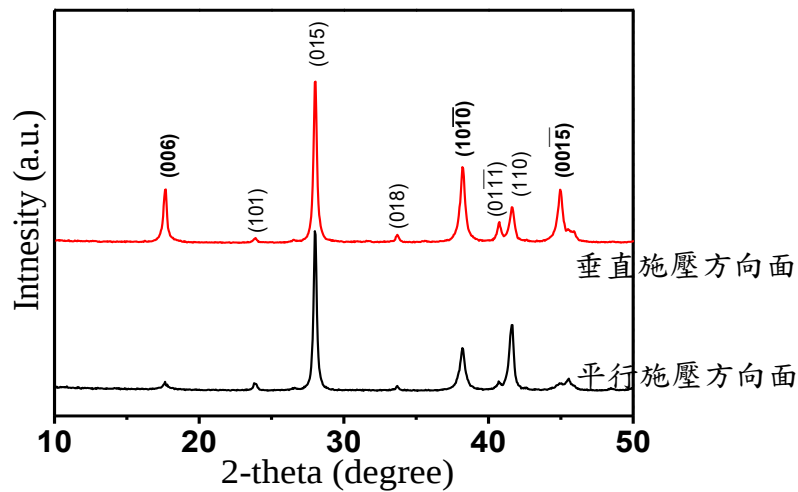


圖 2、兩次快速熱壓燒結材料變形後，平行與垂直燒結施壓方向的 XRD 繞射圖

使用電子顯微鏡(SEM)觀察一次快速熱壓燒結與兩次快速熱壓燒結材料的顯微結構，圖 3(a)與(b)分別為燒結一次熱電材料垂直施壓方向與平行施壓方向的破斷面。圖 3(a)與(b)可知，經燒結一次材料兩方向的晶粒型態相類似，晶粒尺寸約為 $2\mu\text{m}$ 。由 XRD 分析結果(圖 1)亦說明一次燒結材料兩方向顯微結構是相同。由圖 1、圖 3 結果顯示利用一次快速熱壓燒結製備之材料，其內部是呈現均質結構。圖 4(a)與(b)分別為燒結二次材料變形後的垂直施壓方向與平行施壓方向的破斷面，圖 4(a)顯示，晶粒尺寸約為 $2\sim 5\mu\text{m}$ 。比較圖 3(a)與圖 4(a)顯示，經過第二次燒結材料變形之後，垂直施壓方向的晶粒明顯變大。在平行施壓方向的晶粒因為材料產生變形而呈現扁長形貌，如圖 4(b)所示。綜合圖 1、圖 2、圖 3 與圖 4 的結果，當熱電粉體經一次快速熱壓燒結為熱電塊材時，材料內部呈現均勻結構；當再進行一次快速熱壓燒結時，材料內部晶粒將變成寬扁狀且具特殊方向排列。特殊方向排列之晶粒有助於材料之導電性，可望提升材料之熱電性質。 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金粉體經 SPS 燒結所得塊材相對密度約為 97~98%(見表 1)。

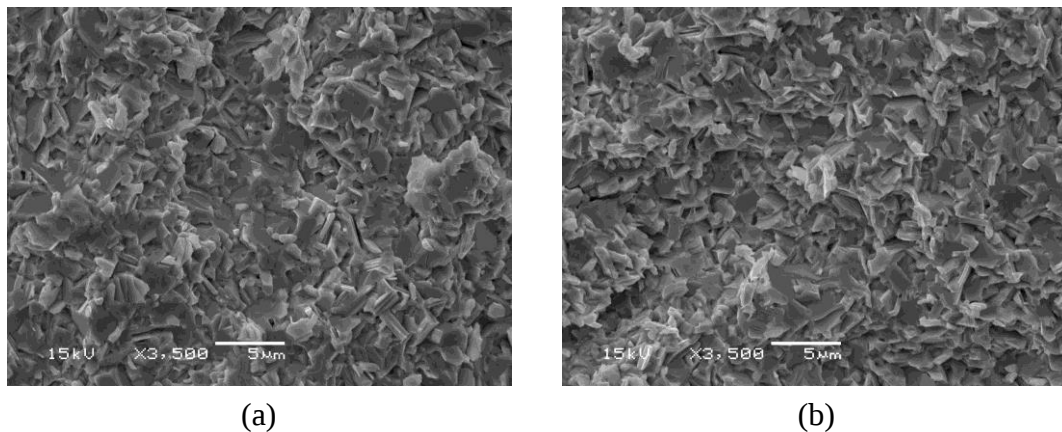


圖 3、利用 SEM 進行一次快速熱壓燒結後塊材的破斷面觀察: (a) 垂直施壓方向面; (b) 平行施壓方向面

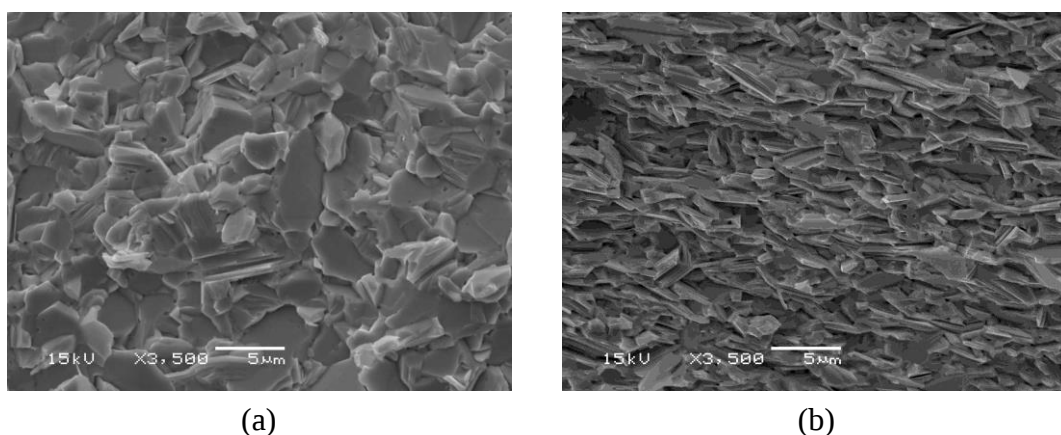


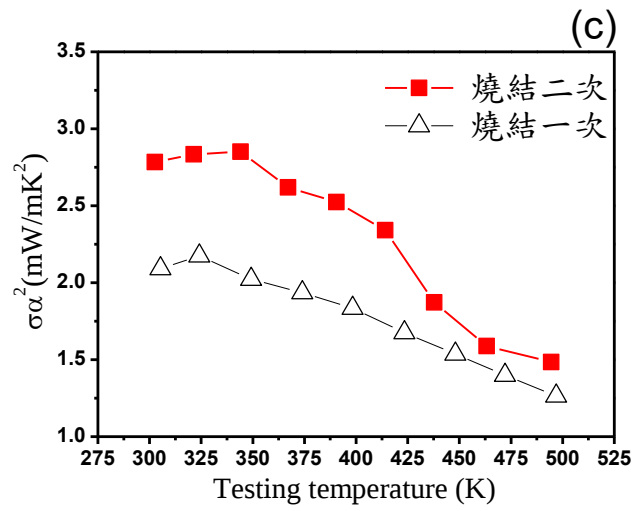
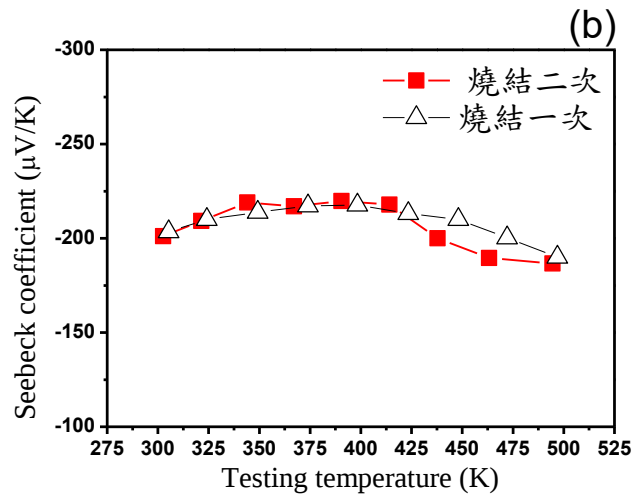
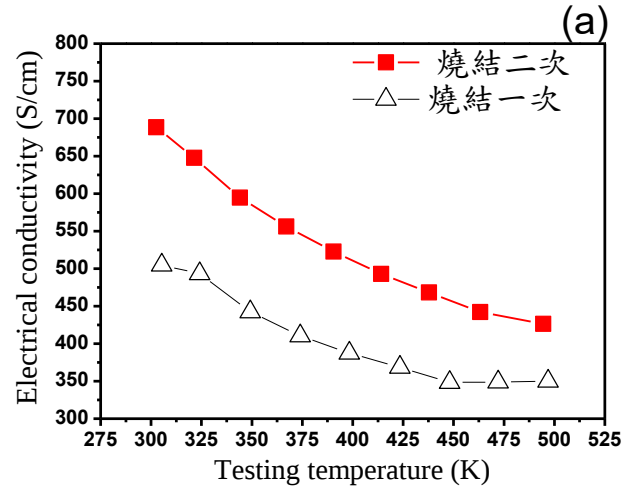
圖 4、利用 SEM 進行兩次快速熱壓燒結後塊材的破斷面觀察: (a) ;
(b) 平行施壓方向面

表 1、 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 熱電材料之燒結密度(理論密度：7.814 g/cm³)

樣品	Sample 1	Sample 2	Sample 3	Sample 4
密度(g/cm ³)	7.66	7.65	7.64	7.66
相對密度(%)	98.0	97.9	97.8	98.0

b. 一次快速燒結與二次快速燒結 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金粉之熱電性質

圖 5 顯示經過一次快速熱壓燒結與兩次快速熱壓燒結材料變形後的熱電性質測量結果。由圖 5(a) 導電性測量結果可知，經過一次快速熱壓燒結後，材料的室溫導電率為 500 S/cm；而經過兩次快速熱壓燒結之熱電塊材導電率可增加至 700 S/cm。Seebeck 係數量測結果(圖 10(b))，一次快速熱壓燒結與兩次快速熱壓燒結所製備之熱電塊材的室溫 Seebeck 係數均為 $-200 \mu\text{V/K}$ 。由導電率(圖 5 (a))與 Seebeck 係數(圖 5 (b))數據整合計算後的功率因子記錄於圖 5 (c)。圖 5 (c)所示，一次快速熱壓燒結材料的室溫功率因子約為 $2.1 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ ；經過兩次快速熱壓燒結後，材料的室溫功率因子可被提升至 $2.7 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ ；當測量溫度為 350 K 時，其最佳功率因子約為 $2.9 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ 。圖 5 (d)為其熱傳導率與量測溫度的關係圖。燒結一次之材料熱傳導率為 $0.8 \sim 1.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ，並且隨著量測溫度增加，其熱傳導率隨之上升。燒結二次之材料熱傳導率在 $300 \sim 400\text{K}$ 時為 $0.95 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ，當量測溫度高於 400K 之後，熱傳導率隨著溫度增加而提高。將功率因子(圖 5(c))與熱傳導率(圖 5 (d))數據計算後求得 ZT 值並展示於圖 5 (e)中。如圖 5 (e)所示，燒結一次之材料最佳 ZT 值為 0.8。經過二次燒結熱塑變形之後，其最佳 ZT 值提升為 1.05 在溫度 375K 時。而且在量測溫度 325 K $\sim$ 425 K 時材料的 ZT 值皆大於 1，顯示具有好的能量轉換效率。由圖 5 熱電性質測量結果可知，利用兩次燒結於 n 型熱電材料內部產生具方向性排列之晶體結構有助於提升熱電性質。



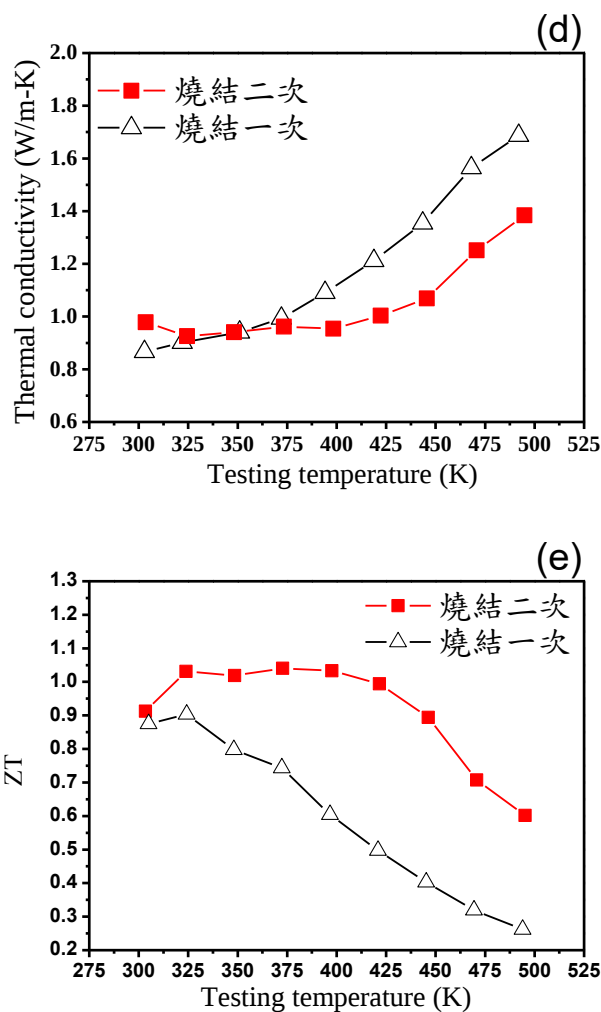


圖 5、 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金粉經快速熱壓燒結一次與燒結二次所得之熱電性質：
(a)導電率；(b) Seebeck 係數；(c)功率因子；(d)熱傳導速率；(e) ZT 值。

c. 兩次快速熱壓燒結 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金粉之熱電性質重覆性測試

圖 6 顯示經過兩次快速熱壓燒結熱電塊材的熱電性質再現性分析結果。由圖 6 (a)功率因子量測結果可知，經過兩次快速熱壓燒結後，材料的室溫功率因子為 $2.4\sim 2.8 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ 。圖 6 (b)為兩次快速熱壓燒結熱電塊材的熱傳導率分析結果，結果顯示，其室溫的熱傳導率為 $0.9 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ 。將功率因子與熱傳導率數據計算後求得 ZT 值。如圖 6(c)所示，經過兩次快速熱壓燒結熱電塊材，其室溫 ZT 值約為 $0.85\sim 0.95$ ；最佳 ZT 值則出現在測量溫度為 325 K 時，其值為 $0.9\sim 1.0$ 。

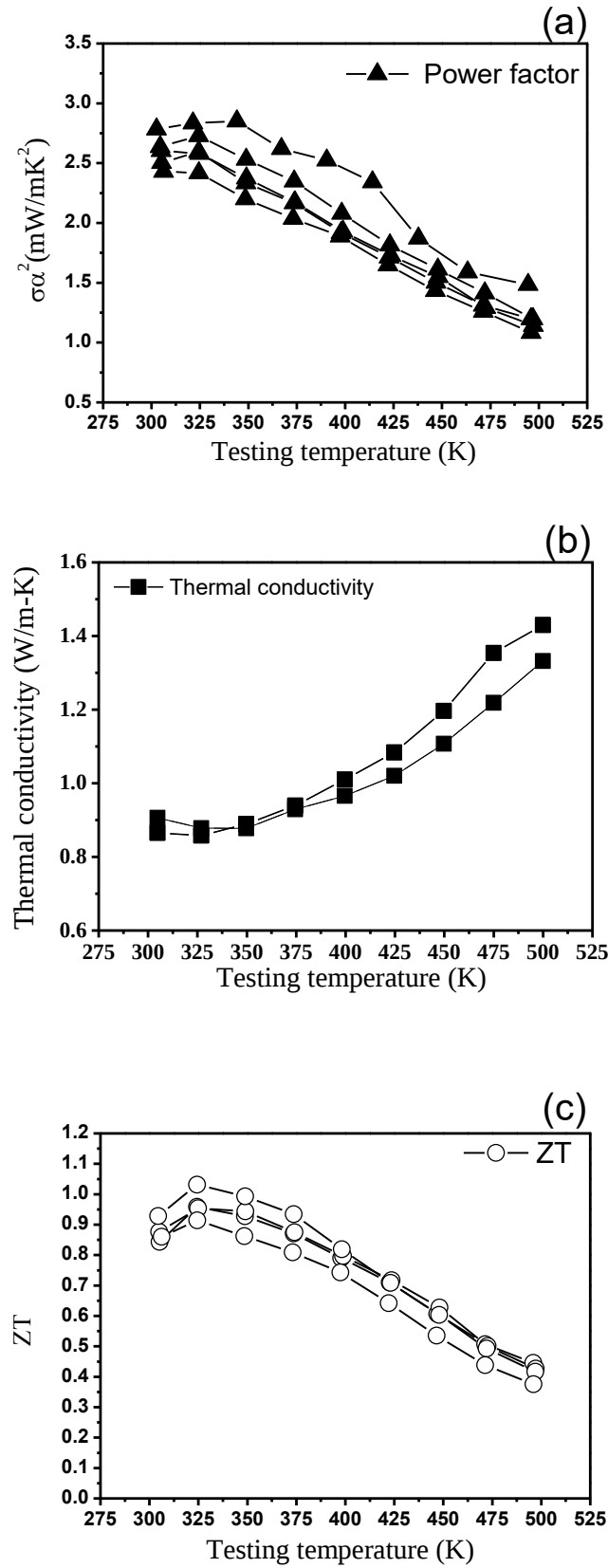
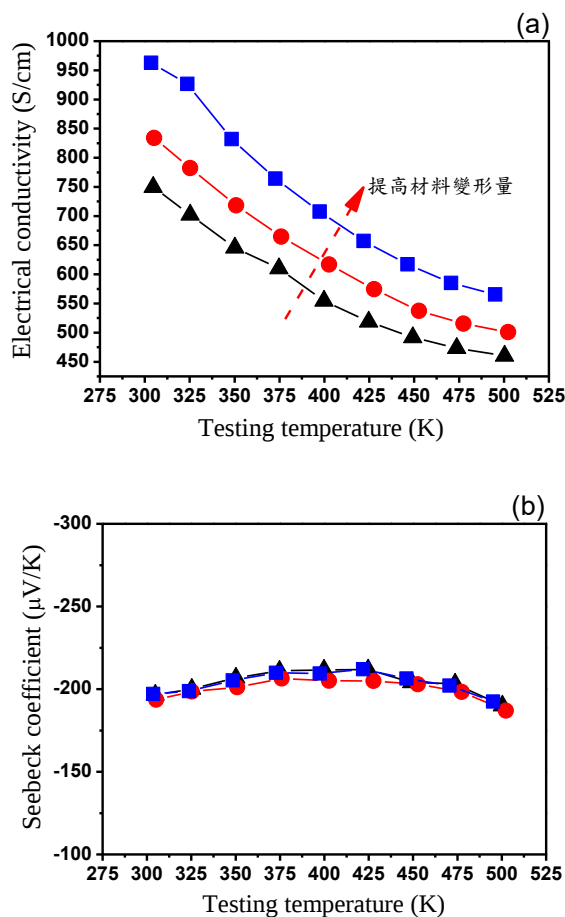


圖 6、 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金粉經快速熱壓燒結二次所得之熱電性質重覆性測試：
(a) 功率因子; (b) 熱傳導率; (c) ZT 值

d. 增加第二次燒結材料變形量

上述結果證實，當 $\text{Bi}_2\text{Te}_{2.55}\text{Se}_{0.45}$ 合金經過兩次燒結材料產生變形之後，有助於提升材料導電性而 Seebeck 係數保持不變，雖然材料導電率增加同時亦造成負向的導熱率增加，但整體而言材料的熱電性質是被提升的，所得材料的 ZT 值可達 1.05。本研究欲進一步探討材料變形量對熱電性值的影響，故增加兩組燒結材料變形量。圖 7 為第二次燒結不同材料變形量所測之熱電性質，圖 7(a)顯示當材料變形量增加時，材料的導電率亦隨之增加的趨勢。其導電率由 750 S/cm 增加至 980 S/cm。圖 7(b)為 3 組材料的 Seebeck 係數量測結果，3 組材料的 Seebeck 係數相似。顯示藉由材料塑性變形導致材料結構產生從優取向，有助於增加材料的導電性而不影響材料 Seebeck 係數。圖 7(c)為 Power factor 紀錄結果，3 組材料的 Power factor 與量測溫度的關係皆呈現遞減的趨勢。其室溫 Power factor 由 $2.85 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ 提升為 $3.75 \text{ mW/m}\cdot\text{K}^2$ ，其 Power factor 增加了 31%。



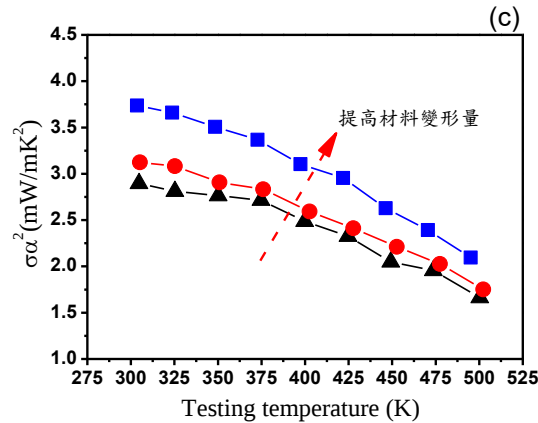


圖 7、Bi₂Te_{2.55}Se_{0.45} 合金粉經兩次快速熱壓燒結不同材料變形量所得之熱電性質：
(a)導電率; (b) Seebeck 係數; (c)功率因子

四、結論

1. 兩次快速熱壓燒結使材料產生塑性變形，藉由形變導致材料結構產生特殊晶粒排列。方向性結構有助於提升材料導電性而不影響 Seebeck 係數，進而提升材料熱電性質。
2. Bi₂Te_{2.55}Se_{0.45} 熱電合金結構具方向性排列之晶粒有助於提升材料導電性，其導電性由 500 S/cm 大幅提升至 700 S/cm，而 Seebeck 係數可維持-200 μV/K，因此材料的功率因子可增加至 2.9 mW/m·K²。搭配低熱傳導率之結果，本製程製備 n 型熱電材料 ZT 可達 0.9~1.0。
3. 當進一步提高材料變形時，其室溫導電性由 750 S/cm 大幅提升至 980 S/cm，而室溫 Seebeck 係數可維持-195 μV/K，因此材料的功率因子可由 2.85 增加至 3.75 mW/m·K²。

五、致謝

感謝經濟部能源局經費支持，使得本研究得以順利完成

六、參考文獻

1. Goldsmi, H. J., Rowa, D.M., and Raton, B., in CRC Handbook of Thermo-electrics, Chap. 2 (1995).
2. S. Sugihara, S. Kawashima, I. Yonekura and H. Suzuki, 16th International Conference on Thermoelectric, (1997) 63-67.
3. Tahar, M. Z., Nemov, S. A., Popov, D. I., and Svechnikova, T. E., J. Phy.: Conf. Ser., 150 022082 (2009) 1-4.
4. Zhitinskaya, M. K., Nemov, S. A. and Svechnikova, T. E., Mater. Sci. Semicond. Process, 6 (2003) 449-452.
5. Oh, T.S., Hyun, D.B. and Kolomoets, N.V., Scr. Mater., 42 (2000) 849-854.
6. Wang, S., Xie, W., Li, H. and Tang, X., J. Phys. D: Appl. Phys., 43 (2010) 335404-335411

7. Wang, S.Y., Xie, W.J., Li, H., Tang, X.F. and Zhang, Q.J., Electron, J., Mater., 40 (2011) 1150-1157.
8. Yan, X., Poudel, B., Ma, Y., Liu, W.S., Joshi, G., Wang, H., Lan, Y., Wang, D., Chen, G. and Ren, Z.F., Nano Lett., 10 (2010) 3373-3378.

熱電發電模組長期測試

Thermoelectric Generator Module Long-term Tests

陳奕瑞¹、宋柏毅²、李天源³

Yi-Ray Chen, Bo-Yi Sung, Tien-Yuan Li

工業技術研究院綠能與環境研究所

Green Energy and Environment Research Laboratories, Industrial Technology
Research Institute

摘要

本研究採用兩種熱電模組進行長期壽命測試，自製模組在溫差 150 K（高溫端 450 K 與低溫端 300 K）下進行測試，隨時間之拉長電阻逐漸增加，直到測試時間為 10,248 小時後，其電阻平均值增加至約為 4.9 %。而 ZT 值部分發現隨時間的衰退幅度不大，直到測試時間為 10,248 小時，模組平均 ZT 值衰退量約為 4.3 %。商用熱電模組測試條件為模組兩端溫差 170 K（高溫端處於 470 K 與低溫端處於 300 K）下測試，測試結果發現在前 2,000 小時模組之電阻會快速的增加到 9 ~ 10 %，當測試時間為 11,256 小時，模組電阻平均值增加至約為 13 ~ 14 %。

關鍵字：熱電模組、長期測試、電阻、ZT 值

Abstract

The study investigates two kinds of thermoelectric modules for long-term life tests. The homemade modules are tested in temperature difference 150 K (hot side temperature is 450 K and cold side temperature is 300 K). Electrical resistance of thermoelectric modules increases with increasing time. The average electrical resistance increases about 4.9% until 10,248 hours. The ZT value does not find significant decay. Until the time is 10,248 hours, the average ZT value decreases about 4.3 %. The commercial modules are tested in temperature difference 170 K (hot side temperature is 470 K and cold side temperature is 300 K). Test results show that the electrical resistance quickly increases 9 ~ 10 % up to 2,000 hours. Until the time is 11,256 hours, the average electrical resistance increases about 13 ~ 14 %.

Keywords: Thermoelectric module, Long-term test, Electrical resistance, Figure of merit

¹ 工業技術研究院綠能與環境研究所，研究員，

E-mail: chenyray@itri.org.tw

² 工業技術研究院綠能與環境研究所，副研究員

³ 工業技術研究院綠能與環境研究所，副工程師

一、前言

熱電效應早在 1820~1830 年代就已經被發現，但在 1990 年之前熱電材料的 ZT 值一直維持在 1 左右（如圖 1 所示[1]），因此一直未受到各國重視。直到 2000 年後因奈米科技與製程技術的精進，此後熱電材料的性能才有明顯的提升。同時隨著石油危機與溫室效應的問題，使世界各國開始注重能源議題及節能減碳，熱電技術的應用也由原先的製冷領域逐漸被擴展至廢熱回收發電領域。固態熱電是一種利用熱能驅動材料內部電子傳輸、達到熱能直接轉換成電能的技術，能量轉換時不須利用到任何機械動件，具有無噪音、無震動、體積小、重量輕等的優勢。

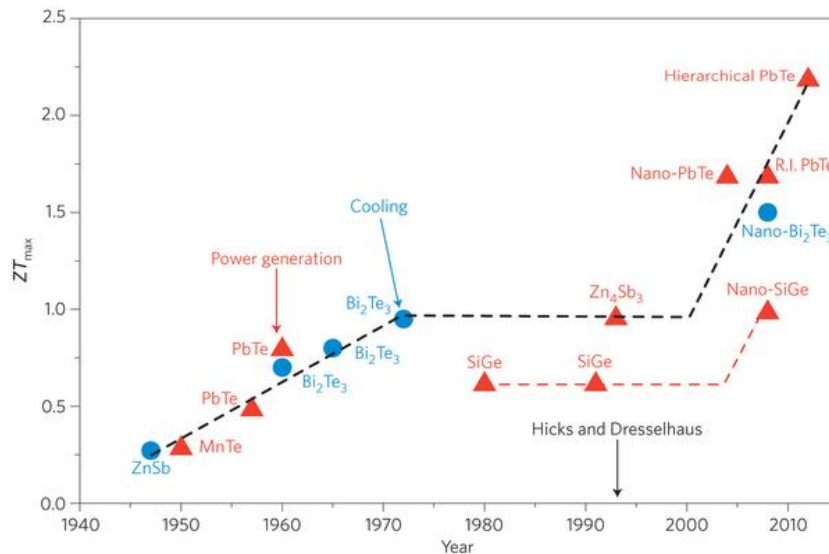
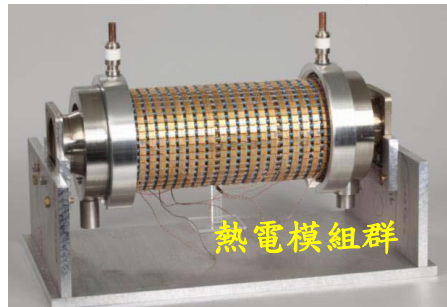


圖 1、熱電材料 ZT 值與年份的關係圖[1]。

熱電發電系統的應用範圍包含：

- (1) 交通工具的廢熱發電：由於各國的產業類型不同，因此導致每個國家所投入的領域會有所差異，以美國、韓國及歐盟等國汽車產業較為蓬勃。因此在固態熱電系統的研發主力便著重於車輛廢熱發電應用，主要目的是藉由改善電耗問題，可降低車輛油耗表現或符合更高的環保法規。其中，BMW、Gentherm 公司合作開發汽車排氣管廢熱回收發電系統（圖 2），運用於 BMW X6 車款[2]，實車測試發電量可達到 700 W。然而在汽車上使用仍需克服幾個問題，如車輛行駛時產生的震動問題，容易導致各個模組的損壞，造成系統效能和耐用性不佳的問題。
- (2) 工業廢熱：我國與日本的產業型態較為接近，在工業部分廢熱量較多，因此在熱電發電系統研發主力便著重在工業廢熱回收之應用。大部分工業耗能皆以廢熱的型態消散於自然界，特別是廢熱溫度在 250 °C 以下的工業廢熱。Alphabet Energy 今年發表了一台 25 kW 的熱電發電系統[3]，此系統是目前全世界最大的熱電發電系統。此熱電系統與一台 1,000 kWe 發電量的柴油發電機整合，型號稱為 E1（外觀如圖 3 所示）整座機組每年可節省

52,500升的柴油使用量。此系統是利用許多卡匣式的次系統所組成，其優點在於可隨系統容量去設計搭配適用的數量，並可快速組裝與方便維護，也可將此次系統運用在不同的煙氣排放系統之廢熱回收。



(a)



(b)

圖 2、(a) 車用固態熱電系統及 (b) BMW X6 排氣管廢熱回收熱電發電系統[2]



圖 3、Alphabet energy 公司的熱電發電系統[3]

- (3) 非接觸式系統：在工業燃燒設備中，產生許多輻射廢熱是被視為無法回收再利用。由於製程操作常在數百 $^{\circ}\text{C}$ 溫度條件下，因此廢熱多以熱輻射方式散失於環境當中。目前在輻射熱回收的產業應用，以日本的一家JFE鋼鐵廠最具顯著。JFE公司為了回收鋼胚所釋放的廢熱[4]，該公司於連續鑄造的製程中架設10 kW發電規模的熱電示範系統（如圖4所示），此系統由56組熱電次系統所組成，總發電量可到達10 kW，是目前世界上較大的非接

觸式熱電發電系統。

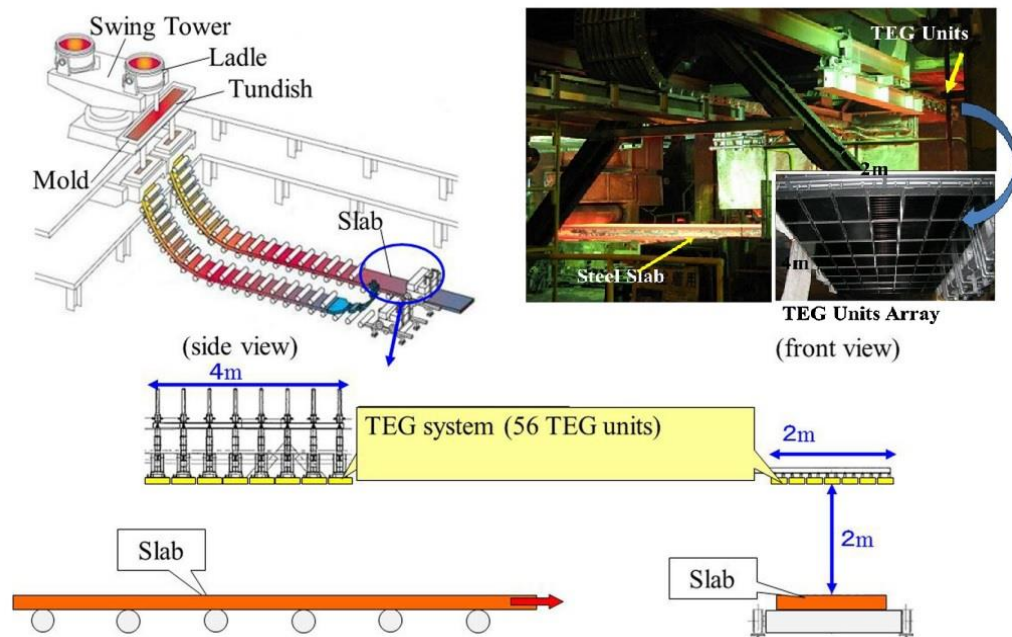


圖 4、日本連鑄現場廢熱回收發電案例[4]

而最早應用熱電發電系統的應該屬於美國國家航空暨太空總署（National Aeronautics and Space Administration：NASA），早在 1972 年發射的先鋒 10 號太空梭，便因應太空任務的需求製作了熱電發電系統[5]，其材質為 PbTe/TAGS，發電量為 40 W，發電效率為 6.3 %，其壽命已證實超過 30 年。後續持續在發電效率方面進行提升，發電效率已達 10~15 %。但在太空中使用屬於穩定狀態（固定冷端，熱端與熱通量等），與在交通工具，工業廢熱與非接觸式系統的發電會有很大的差異，因此在近幾年有學者開始進行熱電發電模組的熱循環測試[6-8]與振動測試[9]。在 2010 年 Hatzikraniotis 等學者[7]研究顯示，熱循環對熱電模組的性能具有很重要之影響，在 30~200 °C 的條件下進行（3,000 小時）6,000 次的熱循環，模組發電量降低 14 %，電阻增加 16 %，Seebeck 係數下降 3.8 %。而 Woosung 等學者在 2012 年[8]對於商用熱電模組進行 30~160 °C 的熱循環測試，每個循環 3 分鐘，測試結果顯示經過 6,000 個循環後，熱電模組的發電量降低了約 11 %，而 ZT 值亦下降約為 8 %。此外，2013 年 Barako 等學者[9]的研究顯示，在 -20~146°C 進行熱循環，結果顯示熱循環次數超過 1,000 次以後電阻快速的增加，導致 ZT 值隨之下降，當熱循環到達 40,000 次時，模組之 ZT 值降低約 20 %，而經分析結果顯示晶粒與電極接合介面因擴散行為產生空孔導致電阻的增加。

熱電模組在製冷方面的應用較早，因此相關資料也較為齊全，熱電製冷模組的可靠度測試內容包含：熱循環測試，開關循環測試，低溫暴露測試，高溫暴露測試，熱衝擊測試，機械衝擊測試與振動測試測試等。依據 Ferrotec 的測試結果顯示，在適當的操作環境下熱電模組具有相當高的可靠度，其測試結果顯示在穩定（定功率，定溫與定熱通量）的環境下，熱電模組失效的平均時間（MTBF）超過 200,000 小時[10]。然而，在熱循環的狀態下模組的失效平均時間會明顯下

降，特別是在較高溫熱循環的狀況下模組會在較少的熱循環次數後便出現失效的現象，因此，如何製造出更可靠的模組是每家廠商都在努力的方向[10-13]。

二、實驗方法

廠商在應用熱電技術時最關心的議題便是熱電模組的壽命及性能穩定性。由於全球氣候變遷與化石燃料使用年限僅剩 40～60 年，因此全球各國均開始重視能源使用的議題，因此熱電發電技術開始逐漸受到重視。目前並沒有標準的測試方法與規範，且模組所使用的操作環境與條件的不同都會影響其使用的壽命，近幾年由於熱電材料的性能不斷的提升，因此熱電模組的應用範圍也隨之變廣，所以大家逐漸的開始重視這個問題，因此國際標準組織已經開始對熱電材料的測試方法來進行標準的訂定。

為了測試熱電發電模組長期使用對模組造成之影響，因此本研究建置熱電模組長期測試平台，其機構設計圖如圖 5 所示。圖中編號 9 為熱電模組，夾置於上方之加熱塊銅塊 3 與下方之銅製散熱流道 1 之間，利用熱電管 6 對加熱銅塊 3 進行加熱，並再加熱銅塊 3 上裝置兩根熱電偶，其中一根用於 PID 控制器控制熱端之溫度，而另一根做為超溫斷電與警報器之啟動，而冷端之流道則連接至冷水機，使維持低溫端之溫度。為改善熱電模組上方加熱塊 3、下方之銅製散熱流道 1 兩面平行度所造成接觸不良的現象，因此本機構由之螺桿 18 對加熱塊固定板 13 進行施力，再將力量分散至四個角落的彈簧上，以彈簧的壓力來進行施壓，如此可以確保熱電模組受力均勻，並可避免模組因受力不均與壓力過大而損壞的情形。

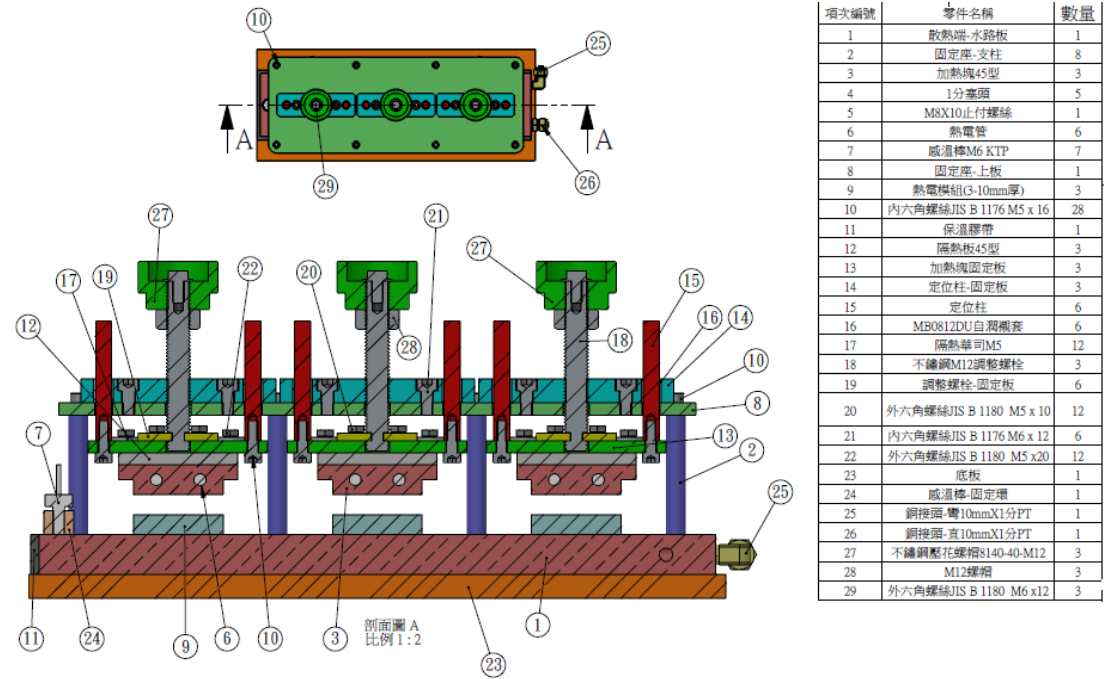


圖 5、熱電模組長期測試平台圖面。

熱電模組長時間壽命測試系統可分為三大部分：（1）熱電模組高溫端加熱控制裝置（如圖 6），（2）熱電發電模組測試裝置（如圖 7），（3）熱電模組

低溫端溫度冷卻控制裝置（如圖 8）。熱電模組高溫端溫度加熱控制裝置（如圖 6），利用 9 組高穩定度微電腦溫度控制 PID，搭配 9 組類比輸出 SCR，來控制加熱棒功率輸出，控制熱電模組高溫端加熱塊之溫度，溫度可控制在誤差 ± 1 K 以內，各組加熱控制系統，內裝置有超溫警報與斷電控制裝置，各組加熱控制系統同時裝有過電流保護裝置，以預防溫度過高可能發生危險。



圖 6、溫度加熱控制裝置。

熱電發電模組測試裝置（如圖 7），可同時測試 9 組熱電模組，加熱控制裝置可對 9 組熱電發電模組同時加熱，也可分別獨立加熱，並可獨立控制溫度，測試平台外側裝有流量控制調整裝置，可調整 0~7 L/min 流量冷卻輸出循環。

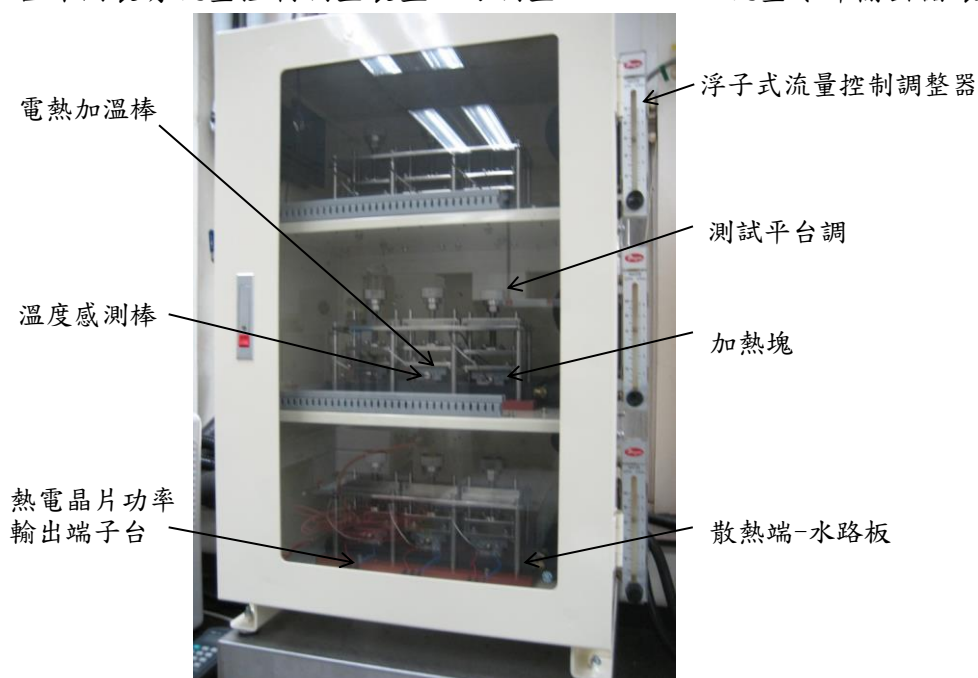


圖 7、熱電發電模組測試平台裝置。

熱電模組低溫端溫度冷卻控制裝置（如圖 8）利用變頻分離式冰水主機，精準控制散熱端冷卻循環溫度，溫度可控制在誤差 ± 0.1 K 以內，控制散熱端-水路板循環溫度，來產生熱電模組上下溫差。變頻分離式冰水主機使用變頻式壓縮機為 3 相 3 線式 220 V 60 Hz，機台幫浦、水槽、管路等全採用不鏽鋼，冷凍能力 12,000 BTU/hr（3,000 kcal/hr），水泵浦馬力 1/2 HP、水泵浦吐出量 30 L/min。



圖 8、散熱端之冰水主機。

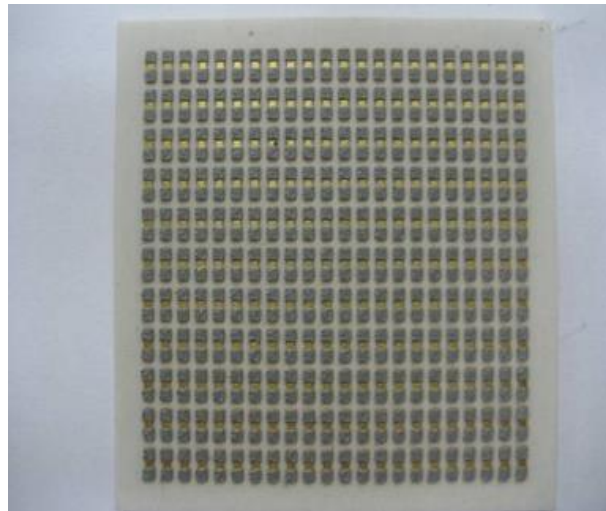
三、結果與討論

為了測試熱電發電模組長期使用所造成之影響，因此本研究利用商用品粒進行熱電模組封裝，以研究熱電模組長期使用之衰退現象。模組封裝過程之簡介如下：

- 在進行熱電模組封裝時會出現電路斷路的現象，經實驗分析結果顯示最主要的原因有兩個：(a) 焊錫厚度不一致與 (b) 晶粒高度落差過大而造成空焊的現象。為改善模組封裝之可靠度，因此以網版印刷（如圖 9 所示）方式將錫膏塗附於電極部分，如此可使焊接後焊錫的厚度更為一致，以增加模組之可靠度。本研究所採用之網版之厚度為 100 μm ，圖 9 (a) 為本研究所使用之網版印刷機，而印刷完成之基板如圖 9 (b) 所示，由圖中可以看到錫膏與電極的位置十分準確，且錫膏呈現平坦且均勻的塗附在電極上，且經過厚度量測結果顯示，錫膏厚度均落在 80 ~ 100 μm 之範圍，已符合商用之水準。



(a)



(b)

圖 9、網版印刷製程建立，(a) 網版印刷機；(b) 網版印刷後之基板。

- 為提升模組封裝之穩定性，因此本研究設計與製作晶粒擺放夾製具（如圖 10 所示），以準確將晶粒擺置於正確之位置，並於晶粒擺放完成後，藉由定位銷將上基板與上夾製具蓋上，並以螺絲加以固定後，將整組夾製具置於雙面熱壓機中進行焊接。為了同時進行上、下兩基板之焊接，因此特地與廠商訂製“雙面”熱壓機（如圖 11 所示），熱壓機之壓力、溫度與時間均為可控制之參數，可更精準地控制模組封裝之溫度與時間，藉此封裝過程以降低模組之變異量。藉由雙面熱壓機設定溫度與加溫時間測試之結果可以得知，將溫

度設定為 525 K，熱壓時間為 90 sec，便可達到焊錫封裝之條件（本研究使用之錫膏為錫銀銅無鉛錫膏，其焊接溫度為 500 K）。

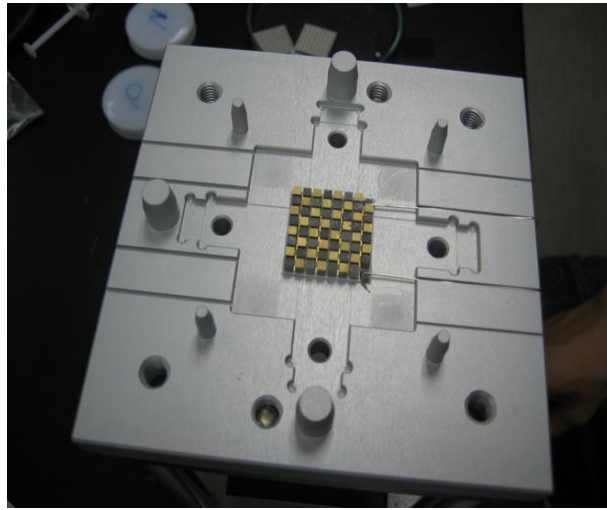


圖 10、熱電模組晶粒擺放之夾製具。



圖 11、熱電模組封裝之雙面熱壓機。

- 封裝完成之熱電模組如圖 12 所示，自製熱電模組之截面積為 $20.5 \times 20.5 \text{ mm}$ ，晶粒大小為 $1.8 \times 1.8 \times 2.0 \text{ mm}$ ，晶粒間距為 0.5 mm ，共有 31 對熱電晶粒，共封裝三片熱電模組，封裝完成後利用 Z-meter 進行 Z 值之量測，量測之結果如表 1 所示，由表中可以發現三片模組之電阻與 ZT 值均十分接近，且模組常溫之電阻均在 $0.38 \sim 0.39 \Omega$ 之間，而模

組常溫之 ZT 值則在 0.77 ~ 0.79 之間。

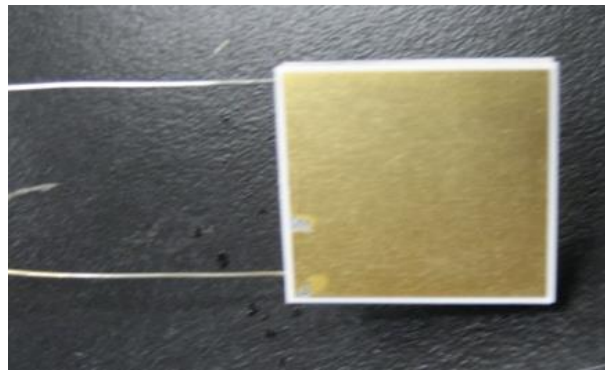


圖 12、封裝後熱電模組之相片。

表 1、自製熱電模組 Z-meter 量測之結果。

ID	I, mA	R, Ω	Z, 1000/K	DTmax, K	ZT
M1	50	0.39	2.6	66.7	0.78
M1	50	0.39	2.58	66.4	0.77
M1	50	0.39	2.6	66.6	0.78
M5	50	0.39	2.58	66.3	0.77
M5	50	0.39	2.57	66.2	0.77
M5	50	0.39	2.57	66.2	0.77
M6	50	0.39	2.58	66.4	0.77
M6	50	0.38	2.64	67.3	0.79
M6	50	0.38	2.66	67.7	0.79

利用上述長期測試系統進行熱電模組長期測試，測試之條件為模組兩端溫差為 150 K（高溫端處於 450 K 與低溫端處於 300 K）下進行測試，並於固定時間取下進行 Z-meter 量測，測試之結果如圖 13 與圖 14 所示，圖 13 為熱電模組長期測試之時間與電阻變化之關係圖，M1，M5 與 M6 分別為三片熱電模組之測試結果，而 AVG 曲線則為三組熱電模組之平均電阻，由圖中可以發現三片熱電模組隨時間的變化並不大，在前 4,000 小時模組之電阻均維持在 0.4 Ω 以下，隨時間之拉長電阻逐漸增加，直到測試時間為 10,248 小時後，其電阻平均值增加量約為 4.9 %。

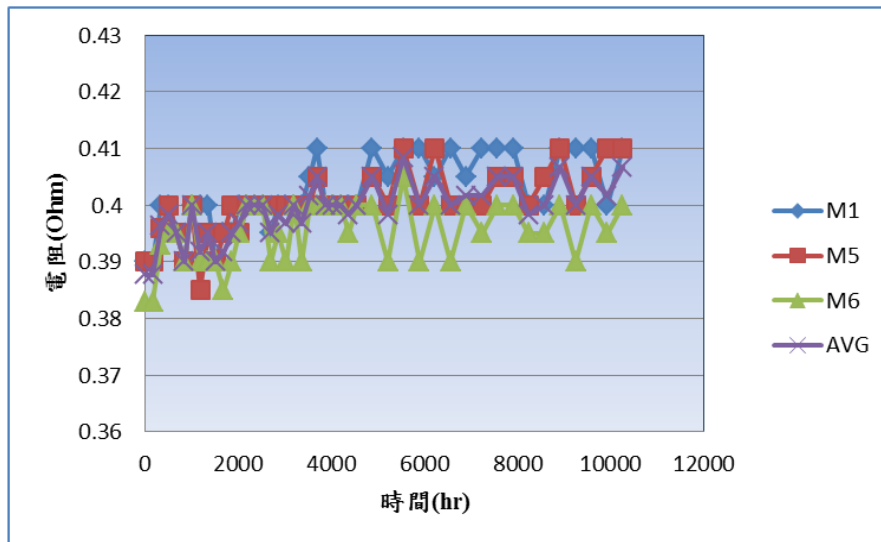


圖 13、熱電模組長期測試之時間與電阻變化之關係圖。

圖 14 為熱電模組長期測試之時間與 ZT 值變化之關係圖，M1，M5 與 M6 分別為三片熱電模組之測試結果，而 AVG 曲線則為三組熱電模組之平均 ZT 值，由圖中可以發現三片熱電模組隨時間的變化有逐漸衰退之現象，但衰退之幅度不大，直到測試時間為 10,248 小時時平均值而言熱電模組的衰退量約為 4.3%。而在測試時間約為 6,500 小時，三片模組之 ZT 值均出現局部低點，這可能是環境（溫度或濕度）對熱電模組與 Z-meter 所造成之影響，但幅度約為 2%，因此可視為實驗誤差。

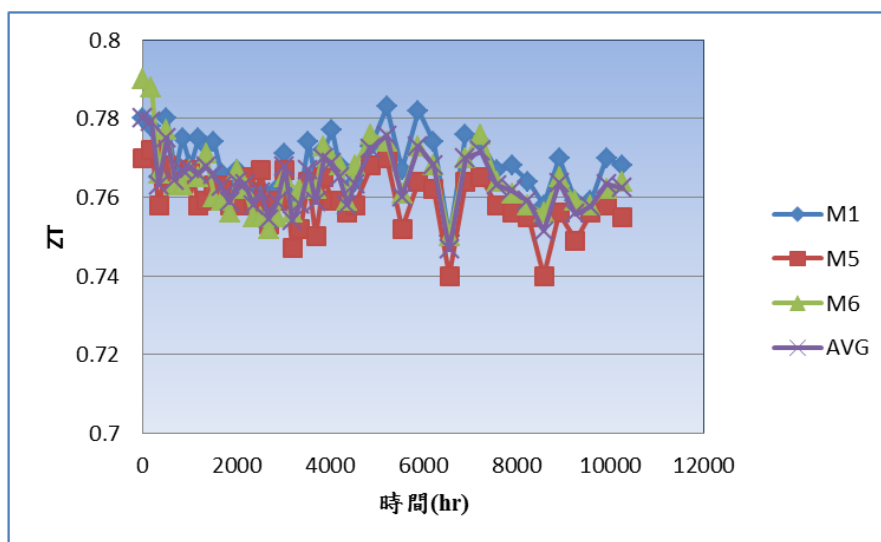


圖 14、熱電模組長期測試之時間與 ZT 值變化之關係圖。

本研究亦對商用熱電模組進行長期電阻測試，模組之型號為 TG 12-6，其面積為 40 mm × 44 mm，共有 127 對熱電晶粒，共三片熱電模組利用 Z-meter 進行 Z 值之量測，量測之結果如表 2 所示，由表中可以發現九片模組之電阻與 ZT 值

均十分接近，且模組之電阻均在 $2.11 \sim 2.26 \Omega$ 之間，而模組常溫之 ZT 值則在 $0.80 \sim 0.81$ 之間。

表 2、商用熱電模組 Z-meter 量測之結果。

ID	I, mA	R, Ω	Z, 1000/K	DTmax, K	ZT
TG12-6L-7	50	2.25	2.69	68.0	0.81
TG12-6L-7	50	2.25	2.68	68.0	0.80
TG12-6L-7	50	2.25	2.69	68.1	0.81
TG12-6L-8	50	2.13	2.67	67.8	0.80
TG12-6L-8	50	2.11	2.66	67.7	0.80
TG12-6L-8	50	2.13	2.67	67.7	0.80
TG12-6L-9	50	2.25	2.68	67.9	0.80
TG12-6L-9	50	2.26	2.68	68.0	0.80
TG12-6L-9	50	2.26	2.68	67.9	0.80

利用長期測試系統進行熱電模組長期測試，測試之條件為模組兩端溫差為 170 K （高溫端處於 470 K 與低溫端處於 300 K ）下進行測試，並於固定時間利用交流電阻計進行電阻量測。圖 15 為溫差 170 K 之狀態（接近熱電模組可用之最高溫度）進行長期測試之結果，7~9 分別為三片熱電模組之測試結果，而 AVG 曲線則為三組熱電模組之平均電阻，由圖中可以發現在前 2,000 小時模組之電阻會快速的增加約為 $9 \sim 10 \%$ ，然後趨於平緩，直到測試時間約為 6,000 小時，平均電阻再次增加約為 $4 \sim 5 \%$ ，其中 TG12-6L-9 電阻更衰退到達 20.35% 。直到測試時間為 11,256 小時，其電阻平均值增加量約為 $13 \sim 14 \%$ 。此時模組雖未完全失效，但其性能已開始衰退。

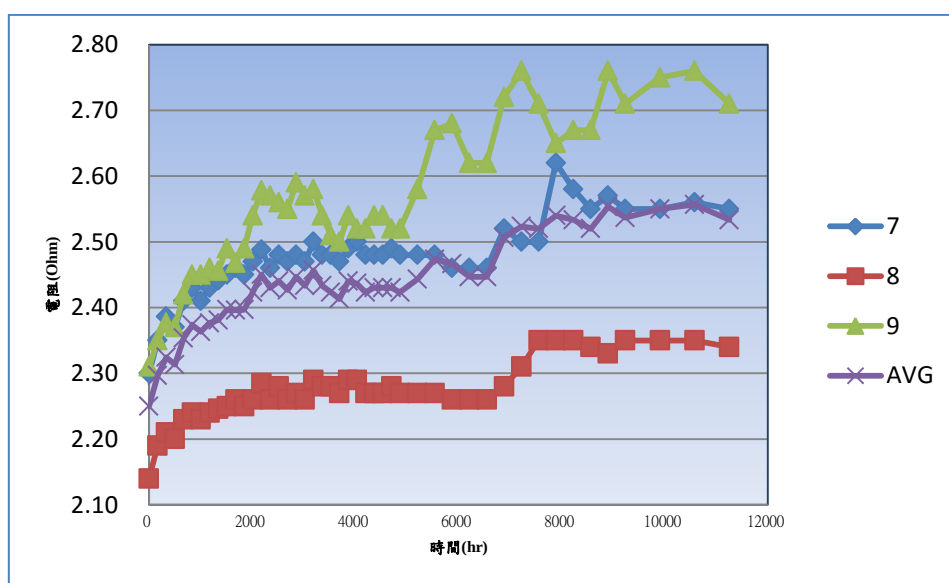


圖 15、商用熱電模組長期測試之時間與電阻變化之關係圖。

由以上兩種測試條件之結果顯示，當高溫端溫度為 450 K 時，熱電模組經過超過 10,000 小時的使用，其電阻與 ZT 值均 $< 5.0\%$ ，但高溫端溫度到達 470 K 時（接近熱電模組可用之最高溫度），熱電模組在使用 2,000 小時後電阻變大約為 9~10%，這主要是因為熱擴散造成原子的移動，導致電極與晶粒間產生空孔所致，因此使得模組之電阻增加。由上面之結果也可以得知，在較低的使用溫度下熱電模組具有相當的穩定性。但實際測試的時間動輒上萬小時，因此未來應可評估快速檢測之方式，以簡短測試評估之時間。

四、結論

本研究採用商用晶粒自製封裝模組與商用模組進行熱電模組長期壽命測試，每組測試條件均放置三片相同規格之熱電模組。自製模組在高溫端 450 K 與低溫端 300 K（溫差 150 K）的條件下進行測試，於固定時間取下進行 Z-meter 量測，測試結果發現三片熱電模組隨時間的變化並不大，在前 4,000 小時模組之電阻均維持在 $0.4\ \Omega$ 以下，隨時間之拉長電阻逐漸增加，直到測試時間為 10,248 小時後，其電阻平均值增加量約為 4.9%。而 ZT 值部分發現三片熱電模組隨時間的變化有逐漸衰退之現象，但衰退之幅度不大，直到測試時間為 10,248 小時時平均值而言熱電模組的衰退量約為 4.3%。商用熱電模組測試條件為模組兩端溫差為 170 K（高溫端處於 470 K 與低溫端處於 300 K）下進行測試，此高溫端溫度接近熱電模組可用之最高溫度，測試結果發現在前 2,000 小時模組之電阻會快速的增加約為 9~10%，直到測試時間約為 6,000 小時，平均電阻再次增加約為 4~5%，當測試時間為 11,256 小時，其電阻平均值增加量約為 13~14%。由以上兩種測試條件可以得知，在適當的操作條件（高溫端 $< 450\text{ K}$ ）下，熱電模組的性能衰退十分緩慢，因此具有相當的可靠度。

五、致謝

本研究承蒙經濟部能源局提供研究經費（計畫編號：104-E0208），謹表誌謝。

六、參考文獻

1. Heremans, J.P., Dresselhaus, M.S., Bell, L.E. and Morelli, D.T., When Thermoelectrics reached the Nanoscale, *Nature Nanotechnology* Vol. 8, pp. 471–473, 2013
2. Crane, D., LaGrandeur, J., Jovovic, V., Ranalli, M., Adldinger, M., Poliquin, E., Dean, J., Kossakovski, D., Mazar, B., Maranville, C., TEG On-Vehicle Performance & Model Validation, *Journal of Electronic Materials*, Volume 42, Issue 7, pp 1582-1591, 2012
3. <http://www.alphabetenergy.com/>.
4. Kuroki, T., Murai, R., Makino, K., Nagano, K., Kajihara, T., Kaibe, H., Hachiuma, H. and Matsuno, H., Research and Development for Thermoelectric Generation Technology Using Waste Heat from Steelmaking Process, *Journal*

- of Electronic Materials*, Vol. 44, No. 6, pp. 2151-2156, 2015
5. Fleurial, J.P., Caillat, T., Nersisyan, B.J., Woerner, D.F., Mondt, J.F. and Stapfer, G., High Reliability, High Temperature Thermoelectric Power Generation Materials and Technologies.pdf, (2012).
 6. Barako, M.T., Park, W., Marconnet, A.M., Asheghi, M. and Goodson, K.E., Thermal Cycling, Mechanical Degradation, and the Effective Figure of Merit of a Thermoelectric Module, *Journal of Electronic materials*, Vol. 42, No. 3, pp. 372-381, 2013
 7. Hatzikraniotis, E., Zorbas, K.T., Samaras, I., Kyratsi, T.H. and Paraskevopoulos, K.M., Efficiency Study of a Commercial Thermoelectric Power Generator (TEG) Under Thermal Cycling, *Journal of Electronic materials*, Vol. 39, No. 9, pp. 2112-2116, 2010
 8. W. Park, M.T. Barako, A.M. Marconnet, M. Asheghi, and K.E. Goodson, "Effect of Thermal Cycling on Commercial Thermoelectric Modules", Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm), 2012 13th IEEE Intersociety Conference, 2012
 9. Bae, K.H., Choi, S.M., Kim, K.H., Choi, H.S., Seo, W.S., Kim, I.H., Lee, S. and Hwang, H.J., Power-Generation Characteristics After Vibration and Thermal Stresses of Thermoelectric Unicouples with CoSb₃/Ti/Mo(Cu) Interfaces, *Journal of Electronic materials*, Vol. 44, No. 6, pp. 3124-2131, 2015
 10. <http://www.ferrotec.co.jp/english/>.
 11. <http://www.tetech.com>.
 12. http://www.z-max.jp/peltier_en/peltier/index.html.
 13. <http://www.quick-cool.com/index.html>.

SI 引擎富氧冷起動效益

Oxygen-enriched Cold Start of a SI Engine

陳榮洪¹

Rong-Horng Chen

國立嘉義大學機械與能源工程學系

Department of Mechanical and Energy Engineering, National Chiayi University

蕭瑞陽²、紀偉民³

Wei-Min Ji, jui-yang Hsiao

南台科技大學機械工程系(所)

Department of Mechanical Engineering Southern Taiwan University²

摘要

富氧冷車起動能提高燃燒溫度，有效縮短三元觸媒轉換器預熱時間，亦可減少因較濃的混合比而燃燒不完全所產生 HC 和 CO 的排放濃度。本研究比較不同氧濃度進氣空氣之 SI 引擎富氧冷車起動效益。實驗控制富氧空氣為 $27 \pm 0.3^\circ\text{C}$ ，引擎本體溫度及冷卻水溫皆為 $25 \pm 0.3^\circ\text{C}$ 。實驗顯示隨進氣含氧濃度愈高，其 CO、HC 排放濃度愈小，NO 則隨進氣含氧濃度愈高排放濃度愈大量增加。起動後 150sec 內，含氧 25% 進氣條件下明顯抑制 CO、HC 排放濃度且含氧感知器尚未作動。含氧 30% 進氣條件之排氣中 O_2 排放濃度過高，混合氣過稀回饋訊號干擾 ECU 的噴射率控制，就整體效益而言效益不佳。

關鍵字：冷車起動、富氧進氣、SI 引擎、乙醇-汽油。

Abstract

Oxygen-enriched cold start can increase the combustion temperature, shorten the warm-up time of the three-element catalytic converter and can also reduce the emission concentration of HC and CO which cause by the incompletely combustion due to a richer mixture ratio. This study investigated the oxygen-enriched SI engine cold start efficiency with different oxygen concentration. For different intake air oxygen concentration, the enriched air was controlled at $27 \pm 0.3^\circ\text{C}$, the engine coolant temperature and the body temperature are all controlled at $25 \pm 0.3^\circ\text{C}$. Experimental results show that a higher intake oxygen concentration induces a lower emission concentration of CO and HC, and a higher emission concentration of NO.

¹ 國立嘉義大學機械與能源工程學系，教授兼研發長

Email:chenrh@mail.ncyu.edu.tw

² 南台科技大學機械工程系(所)，副教授

³ 南台科技大學機械工程系(所)，碩士

Within 150sec after starting, under the condition of 25% oxygen intake ratio, the inhibitions of CO and HC emission concentration are more obviously and the O₂ sensor has not been actuated. Under the condition of 30% oxygen intake ratio, the emission concentration O₂ within the exhaust is too high; the mixture is too lean then the feedback signal interferences the injection control of ECU and induces a poor overall efficiency

Keyword: cold start, oxygen-enriched air, SI engine, ethanol-gasoline

一、前言

SI 引擎在冷起動時，因引擎未達到工作溫度燃料蒸發率不足而須供應較濃的混合比，造成冷起動溫車期間是 HC、CO 廢氣排放最為嚴重的時期[1]。雖然車用 SI 引擎為了符合環保法規而裝有三元觸媒轉換器的排氣管，但由於冷起動時排氣溫度較低且觸媒轉換器未達 light-off 溫度[2]未能有效轉換，有 50%~80% 的 HC 和 CO 是在冷起動溫車過程中產生[3]，在 Standard Federal Test Procedure (FTP) 測試中有 60% 以上之 HC、CO 排放發生於 cold start portion[4、5]。很多都會區汽車停放在空氣流通性較差的地下停車場，更突顯出抑制冷起動溫車期間 HC、CO 廢氣排放的重要性。利用電熱加熱觸媒轉換器 (electrically heated catalysts) 或 fuel burner 可縮短達到 light-off 溫度的時間，但電子式加熱約需 10 到 20W-h 的電量[2]，fuel burner 所需熱量約為燃料熱值的 2 倍[6]。縮短冷車起動期是減少冷起動溫車期間 HC、CO 廢氣排放有效的方法，1995 年 Horie[1] 在冷起動期間利用 wall-wetting fuel mode 的方法以縮短冷起動溫車期，但溫車期之 HC、CO 廢氣排放濃度高。目前最常用的方法是利用快怠速將冷起動溫車期之怠速轉速提高至 1000 rpm 以上，以縮短冷起動溫車期，但廢氣排放流率相對較大。

富氧進氣能提高燃燒溫度，亦可減少因較濃的混合比而燃燒不完全所產生 HC 和 CO 的排放濃度，並能有效縮短三元觸媒轉換器預熱時間[7]。早期許多文獻[8-11] 探討富氧進氣對 SI 引擎性能和廢氣排放的效益指出，富氧進氣可減少 HC、CO 排放濃度但也增加 NO 排放濃度。1971 年 Wartinbee 等人[8] 指出富氧進氣會減少引擎熱效率，但 1992 年 Kajitani 等人[9] 指出富氧進氣可增加引擎熱效率。1993 年 Henry 等人[10] 使用 3.1-L Chevrolet Lumina SI 引擎作富氧進氣(21%、25%、28%)之 Standard Federal Test Procedure (FTP) 測試，量測比較引擎排放口和三元觸媒轉換器排放口之廢氣排放，指出在 FTP 全程 three phases 循環測試中富氧進氣皆能有效提升三元觸媒轉換器 HC 和 CO 之轉換效率，同時也指出進氣氧濃度 30% 以上引擎會出現明顯的爆震噪音，而由引擎排放口之廢氣排放得知富氧進氣在 cold phase test 之 CO 排放減量特別顯著。Ng et al.[11] 亦在富氧進氣 FTP 測試中指出氧濃度 20% 為富氧進氣之爆震極限。Laing[2] 則指出 23% 和 25% 富氧進氣皆能有效減少 CO、HC 的排放濃度，但他們並未針對富氧進氣對冷車起動期的影響作詳細探討。2011 年 Chen 等人[12] 利用乙醇/汽油混合燃料含氧且理論空燃比較汽油低，冷車起動時空燃當量比雖變稀薄，但 RVP(雷式蒸汽壓力)較汽油高可彌補燃料蒸汽量之特性，實驗指出乙醇/汽油含氧燃料可減少冷車起動溫車期之 HC、CO 廢氣排放。

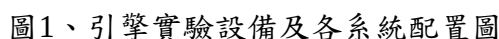
富氧分離膜供應車輛 SI 引擎全程富氧進氣雖然可行，但引擎須負擔額外之進氣功率而增加運轉成本[13]，Timothy 等人[14]以單缸四行程 246 cc SI 引擎實驗 21%到 25% 富氧進氣的影響指出富氧膜(membrane gas separator)供應氧濃度 23%進氣所需之功率與引擎因富氧而增加之輸出功率相當。電腦控制噴射系統之回饋訊號來自廢氣排放管路中之含氧感知器被加熱至工作溫度以上之後，再依據排放廢氣中含氧與否產生不同電壓的回饋訊號進行閉迴路控制。引擎正常運轉之閉迴路狀況下，富氧進氣將使 ECU 接收到混合氣較為稀薄的回饋訊號而增濃，干擾了原始 ECU 的噴射控制邏輯，對於溫車完畢之引擎性能和廢氣排放不見得皆為正向的效益。所以要得到 SI 引擎最佳之富氧進氣效益，須先瞭解不同 SI 引擎運轉狀況下不同富氧進氣氧濃度對引擎性能和廢氣排放的影響。本實驗研究使用 1598cc，四缸多點噴射 SI 引擎量測分析開迴路和閉迴路狀況下，不同氧濃度富氧進氣在冷車起動溫車期之引擎轉速、廢氣排放溫度和排放濃度隨時間變化用以評估 SI 引擎冷車起動溫車期不同富氧進氣氧濃度之效益，用以減少啟動時溫車期間廢氣排放濃度。

二、實驗設備及方法

本研究使用 1996 年出產 OPEL Astra C16sE 1598cc 直列 4 缸多點噴射控制 SI 引擎，詳細規格如表 1 所示。引擎起動期不同氧濃度之進氣空氣由富氧預混進氣袋系統供應，整體實驗設備包括引擎、富氧預混進氣系統和廢氣量測系統。整體實驗設備示意圖如圖 1 所示。

表 1 引擎規格

項目	OPEL Astra C16SE	項目	OPEL Astra C16SE
總排氣量	1598	火星塞型式	BPR6ES
缸徑 x 行程	79x81.5	點火型式	無分電盤點火系統
汽缸排列	直列四缸	點火順序	1-3-4-2
汽門機構	SOHC	扭矩	135/3400 Nm/rpm
汽門數	進氣閥 4 排氣閥 4	功率	74/5800 km/rpm
壓縮比	9.8:1	燃料種類	95 無鉛汽油



本實驗製作周長×長度為 2.6 m×4 m 之耐熱塑膠袋(如圖 1)，在引擎起動前先灌入空氣和氧氣,並經由廢氣分析儀檢測和調整混合空氣達設定之氧濃度，並調節袋內空氣為 $27\pm0.3^{\circ}\text{C}$ 。以確保進入引擎進氣為固定含氧濃度和固定溫度。每次實驗引擎皆靜置 12 小時以上，實驗前引擎本體溫度及冷卻水溫皆為 $25\pm0.3^{\circ}\text{C}$ 以確保每次實驗之起始溫度條件一致。

為了解富氧進氣之汽車起動對引擎廢氣排放的影響，本實驗使用 MAGA-300 車輛用廢氣分析儀在引起動期全程量測引擎廢氣排放中之 CO 、 CO_2 、 NO 、 HC 、 O_2 之體積濃度，並據以依 Brettschneider 公式[15]同步計算等效空燃當量比 λ_m 。 HC 、 CO 及 CO_2 使用非發散式紅外線光分析儀 NDIR，單一樣品槽同時量測這三種氣體濃度； O_2 及 NO 則使用化學法分析。各成份分析儀的量測精確度 $\pm 2\%$ ，測量讀值最小 CO 、 CO_2 及 O_2 為 $0.01\text{vol}\%$ ， HC 及 NO 為 1ppm 。以進氣條件為空氣氧濃度 21% 之空燃當量比 λ (air-fuel equivalence) 定義為空燃比 (AF) 與理論空燃比 (AF_s) 之比值。由於空燃比代表空氣質量 (m_{air}) 與燃料質量 (m_f) 比值，進氣中氧和氮之分子量差異不大，所以相同進氣體積流率狀況下改變進氣中之氧濃度對引擎進氣空燃當量比的影響甚小。但富氧進氣之氧濃度 $y\%$ 高於空氣氧濃度 21% 之氧氣進入燃燒室參與燃燒反應，可視為該氧濃度等比例空氣質量 $m_{\text{air}}(y-21)/21$ 進入燃燒室，因此定義等效空燃當量比 $\lambda_m = [1 + (y-21)/21] \lambda$ 。本研究富氧進氣狀況之等效空燃當量比 λ_m 量測係直接量測廢氣排放中各成份組成體積濃度依[15]計算之空燃當量比即為等效空燃當量比 λ_m 。

本實驗之引擎轉速由 API-COM 公司 FR-150 渦電流動力計(eddy-current dynamometer)量測，排放廢氣溫度量測位置在引擎排氣管上含氧感知器附近，除了量測廢氣溫度外，並用以輔助判斷含氧感知器是否作動。本實驗用以量測排氣溫度之 K type 熱電偶訊號、引擎轉速訊號及廢氣成份濃度訊號經由 Kaizer Trading 公司所製造之 MX100 PC-Base 資料收集器加以收集分析。

三、實驗結果與討論

本研究分析比較開迴路和閉迴路狀況，不同含氧濃度進氣空氣對引擎冷車起動性能和廢氣排放的影響，用以評估富氧進氣對引擎冷車起動之效益。實驗首先量測開迴路（open loop）狀況下空氣進氣(氧濃度 21%)之引擎轉速、廢氣排放溫度，和 CO、CO₂、NO、HC、O₂ 排放濃度作為分析基礎。圖 2 為開迴路空氣進氣（含氧 21%）冷車起動期之引擎轉速、排氣溫度、空燃當量比 λ 及廢氣排放濃度變化過程圖。引擎起動時因有起動馬達帶動，剛起動時轉速較高，待起動馬達退出，引擎轉速很快的降為怠速 1100 rpm 運轉。在排氣溫度方面，由於剛起動時轉速較高，燃燒產物停留在燃燒室時間較短，剛起動時排氣溫度驟升至 370°C 後降回約 300°C，而後隨引擎燃燒室壁和排氣管溫度逐漸升高，在起動 150sec 後排氣溫度逐漸升溫至 400°C。為供應低溫燃燒室起動所需之汽油蒸氣量和起動所需扭力之功率，起動時之引擎噴射策略是提供較濃的混合氣，所以起動初期之等效空燃當量比 λ_m (空氣進氣之 $\lambda_m = \lambda$) 約為 0.83，隨冷卻水溫逐漸升高，汽油噴射率遞減在 30sec 至 90 sec 之間 λ 逐漸自 0.83 升高至 0.95。而在廢氣排放方面，在冷車起動初期 90 sec 內之混合汽較濃時期，是 CO 和 HC 明顯較高濃度排放時期，CO 排放濃度在剛起動時高達 6%，起動後 15sec 5%，90sec 後降至 3%；HC 則由約 3800ppm 在 90sec 後降至 3000ppm。冷車起動時燃燒室溫度低且混合氣量少，所以 NO 除了剛啟動短暫升至 900ppm 立即迅速下降，而後皆維持在 40ppm 以下。O₂ 排放濃度則起動歷經 30sec 後維持在約 4%。

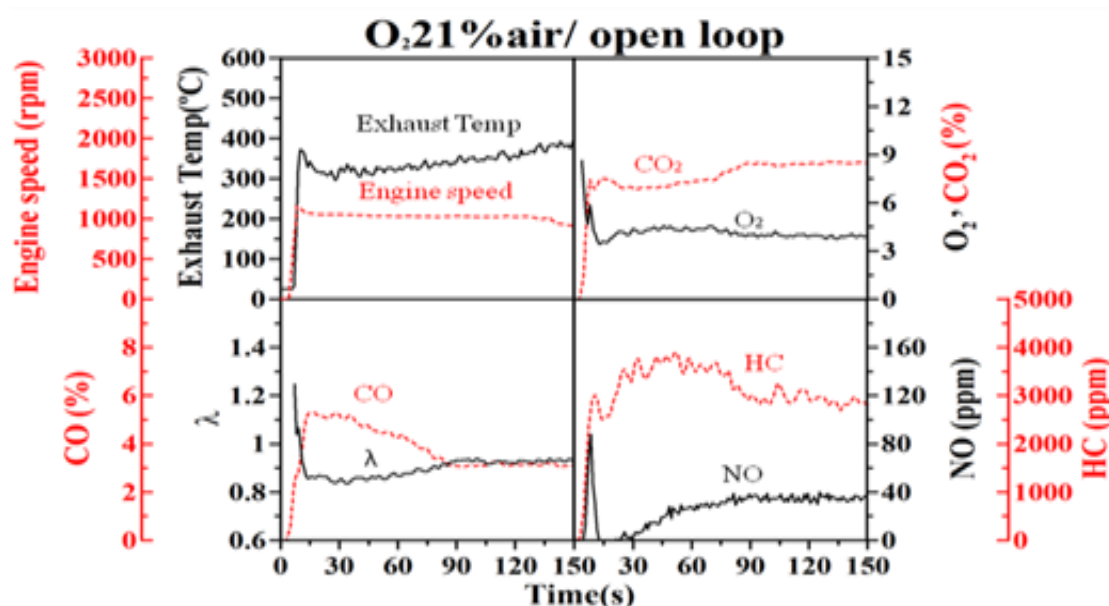


圖2、開迴路(含氧21%)，引擎轉速、廢氣濃度及排氣溫度變化過程

圖 3 為開迴路含氧 25%進氣之冷車起動期引擎轉速、排氣溫度、等效空燃當量比 λ_m 及廢氣排放濃度變化過程圖。引擎冷車起動期之怠速穩定閥位置固定，不同氧濃度之進氣流率不變，但氧濃度愈高燃燒強度愈高，所以剛起動轉速上升到 2100rpm，其後轉速變化過程與空氣進氣(含氧 21%)時差異不大，約在啟動 20sec 後降為快怠速 1100 rpm 運轉。排氣溫度則在啟動初期快速增高至 450°C，但其後變化過程與空氣進氣時差異不大，約在 30sec 後降為 300°C，而後在 150sec 時逐漸上升至 390°C。在等效空燃當量比變化方面，啟動後 30sec 至 90sec λ_m 自 0.97 逐漸升高至 1.1，圖 3 含氧 25%進氣之 λ_m 變化過程量測結果與圖 2 含氧 21%進氣之 λ 變化過程比較，結果吻合 $\lambda_m = 1.19\lambda$ 。由於啟動初期 λ_m 至少在 0.9 以上，所以含氧 25%進氣啟動初期之最高 CO 排放濃度約 7%，啟動後 15sec 至 90sec CO 排放濃度由 4%降至 2%；啟動初期之最高 HC 排放濃度約 3000ppm，啟動後 70sec 降至 1000ppm 減量更為明顯；全程之 NO 排放濃度皆在 100ppm 以上，濃度雖然不高但約為含氧 21%進氣時之 2 倍。O₂ 排放濃度除了剛啟動時較低外，啟動歷經 30sec 後維持在約 4.5 %。

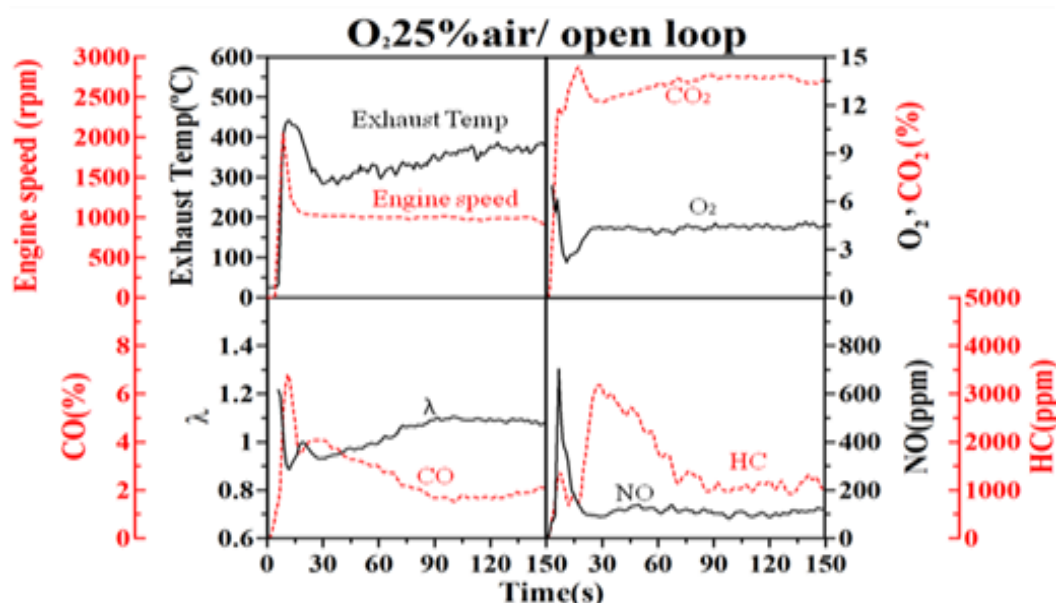


圖3、開迴路(含氧25%)，引擎轉速、廢氣濃度及排氣溫度變化過程

圖 4 為開迴路含氧 25%進氣之冷車起動期引擎轉速、排氣溫度、等效空燃當量比 λ_m 及廢氣排放濃度變化過程圖。含氧 30%估算之 $\lambda_m = 1.43\lambda$ 由起動過程所量測之來看 λ_m 結果尚吻合，且全程之 λ_m 大於 1，顯然冷車啟動全程不僅富氧且氧氣過剩，因此在啟動初期之排氣溫度迅速升高至 550°C 且在 40sec 內排氣溫度在 350°C 以上。與圖 2 和圖 3 比較最明顯的不同是含氧 21%和 25%進氣條件啟動初期之混合比過濃，在含氧 30%進氣且氧氣過剩條件下，轉速迅速升高至 2500rpm 歷時約 75sec 後才降回穩定之 1100rpm。由於氧氣過剩，全程除了啟動瞬時短暫的時間外 CO 排放濃度皆在非常低之 0.2%以下。剛啟動初期之前 75sec 內 HC 在 200ppm 以下，引擎轉速較穩定之 75sec 後燃料噴射率減少 HC 升高為 800ppm。啟動初期之高燃燒強度亦使得 NO 在啟動 15sec 後迅速升高至 4800ppm 至 45sec

時尚高達 3000ppm 以上。起動後全程 O_2 排放濃度由最低 4% 升高至 12%，顯示了一旦含氧感知器達到工作溫度，排氣中 O_2 排放濃度過高之混合氣過稀回饋訊號勢必干擾 ECU 的噴射率控制。

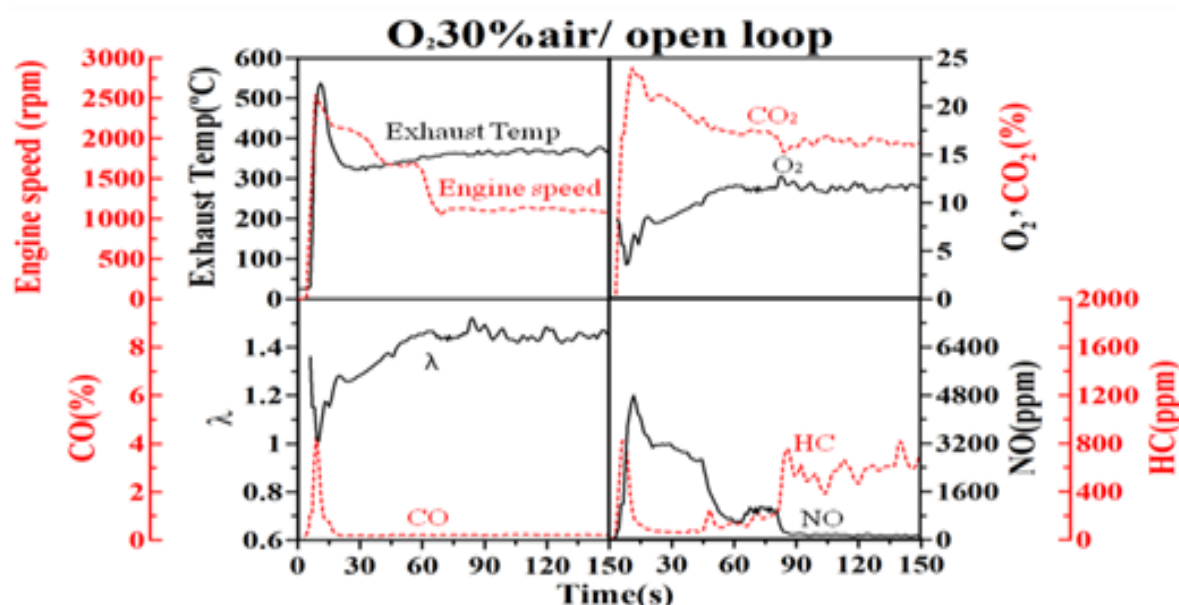


圖4、開迴路(含氧30%)，引擎轉速、廢氣濃度及排氣溫度變化過程

SI 引擎閉迴路 (close loop) 冷車起動，實際上在冷車起動初期為開迴路狀態，待含氧感知器達到工作溫度(約 350°C)才開始閉迴路控制。圖 5、圖 6 和圖 7 分別為閉迴路含氧 21%、25% 和 30% 進氣之冷車起動期引擎轉速、排氣溫度、等效空燃當量比 λ_m 及廢氣排放濃度變化過程圖。由圖 5 閉迴路含氧 21% 進氣與圖 2 開迴路狀況作比較可知，含氧 21% 進氣在冷車起動後 150sec 內含氧感知器並未達到工作溫度(約 350°C)進行閉迴路控制，所以引擎轉速、排氣溫度、空燃當量比 λ 及廢氣排放濃度變化過程圖與圖 2 開迴路狀況之變化過程一致。由圖 6 閉迴路含氧 25% 進氣與圖 3 開迴路狀況作比較可知，含氧 25% 進氣在冷車起動後 150sec 內含氧感知器並未達到工作溫度(約 350°C)進行閉迴路控制，引擎轉速、排氣溫度、等效空燃當量比 λ_m 及廢氣濃度變化過程圖與圖 3 開迴路狀況之變化過程一致。在閉迴路含氧 30% 進氣之冷車起動影響方面，由圖 7 閉迴路含氧 30% 進氣之冷車起動期引擎轉速、排氣溫度、等效空燃當量比 λ_m 及廢氣排放濃度變化過程圖可知，在起動後 20sec 內引擎轉速、排氣溫度等效空燃當量比 λ_m 及廢氣濃度變化過程與開迴路狀況之變化過程一致(圖 4)，由於含氧 30% 進氣起動初期之排氣溫度迅速升高至 550°C 約 20sec 後被排氣加熱之含氧感知器達到工作溫度(約 350°C)進行閉迴路制，加以排氣中 O_2 排放濃度過高，持續接收混合氣過稀回饋訊號之 ECU 噴射率控制已達設計上限，所以 λ_m 在 1.02 至 1.2 之間上下震盪而不穩定變化。廢氣排放濃度受 λ_m 影響最大，所以 CO 與 HC 排放濃度隨 λ_m 反方向震盪；排氣溫度維持在 450°C 至 500°C 之間所以 NO 全程在 800ppm 以上。

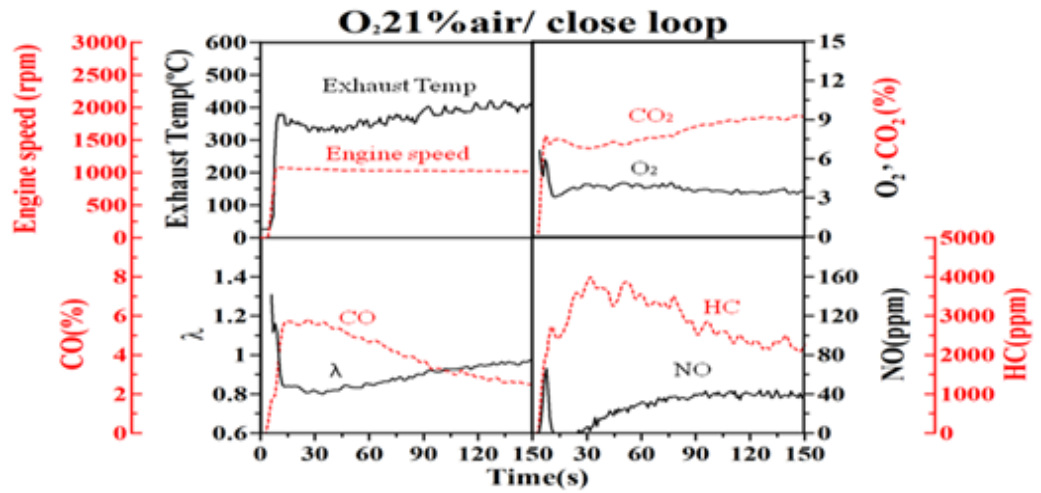


圖5、閉迴路(含氧21%)，引擎轉速、廢氣濃度及排氣溫度變化過程

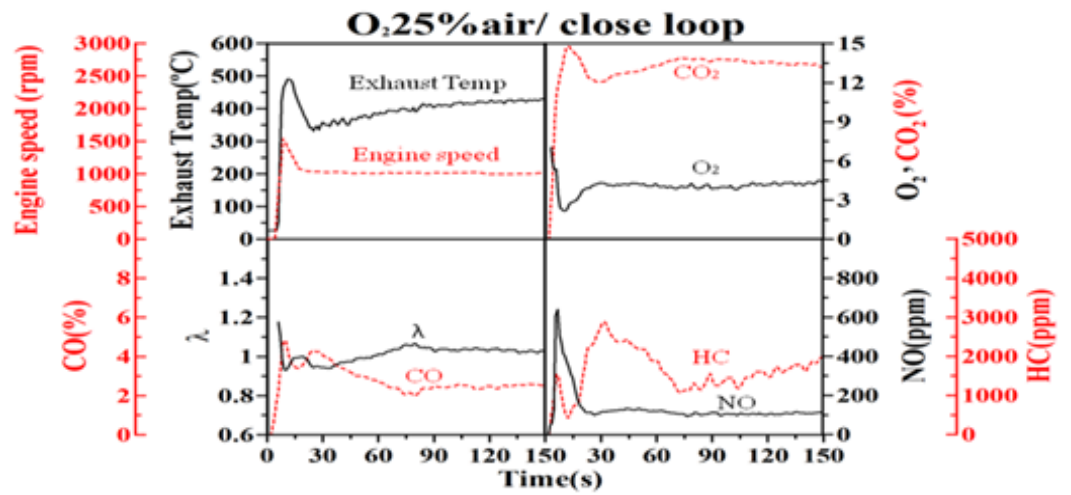


圖6、閉迴路(含氧25%)，引擎轉速、廢氣濃度及排氣溫度變化過程

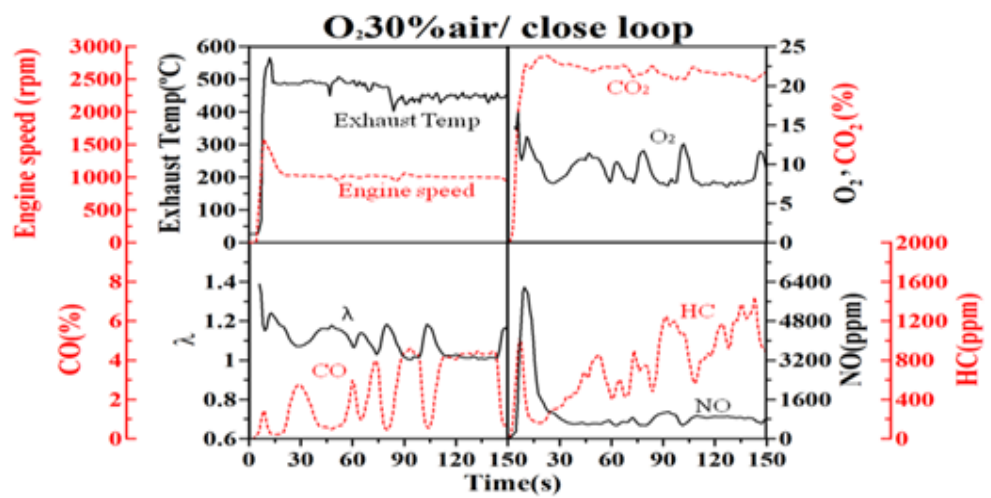


圖7、閉迴路(含氧30%)，引擎轉速、廢氣濃度及排氣溫度變化過程

為了解不同含氧濃度進氣對冷車啟動期間廢氣排放的影響，本研究分別將 open loop 及 close loop 狀況下，冷車啟動期前 150sec 之 CO、HC 和 NO 排放濃度全程積分計算，整理出其平均廢氣排放濃度如圖 8 所示，並以含氧 21% 之進氣條件為基準分別比較含氧 25% 和 30% 進氣條件之平均廢氣排放濃度增量比值如圖 9 所示。由圖 8 中可明顯看出隨進氣含氧濃度愈高，其 CO、HC 排放濃度愈小，NO 則隨進氣含氧濃度愈高排放濃度愈大量增加。含氧 21% 進氣條件 open loop 及 close loop 之平均排放濃度大致相同，CO 分別為 3.7 % 和 3.8 %；HC 分別為 3100ppm 和 2800ppm；NO 皆為 30ppm。含氧 25% 進氣條件 open loop 及 close loop 之平均廢氣排放濃度增量比值大致相同，CO 分別為 -0.30 和 -0.28；HC 分別為 -0.52 和 -0.43；雖然 NO 增量比值皆為 4.3，但平均排放濃度僅為 130ppm，顯示含氧 25% 進氣條件整體廢氣排放濃度減量效果甚佳。含氧 30% 進氣條件之 open loop 及 close loop 平均廢氣排放濃度增量比值則因含氧感知器達到工作溫度 (約 350°C) 進行閉迴路制，加以排氣中 O₂ 排放濃度過高，ECU 持續接收混合氣過稀回饋訊號，噴射率控制已達設計上限， λ_m 在 1.02 至 1.2 之間上下震盪而不穩定變化導致 close loop 之 CO、HC 減量較 open loop 不明顯，open loop 及 close loop 之 CO 平均排放濃度增量比值分別為 -0.91 和 -0.47；HC 分別為 -0.90 和 -0.73；因排氣溫度維持在 450°C 至 500°C 之間，NO 平均排放濃度增量比值甚高分別為 40.0 和 36.6。就整體廢氣排放濃度減量效益而言，含氧 30% 進氣條件之高氧濃度可有效抑制 CO、HC 且可縮短溫車時間，但 NO 平均排放濃度增量比值高達 36 以上且排氣中 O₂ 排放濃度過高之混合氣過稀回饋訊號干擾 ECU 的噴射率控制，就整體效益而言效益不佳。

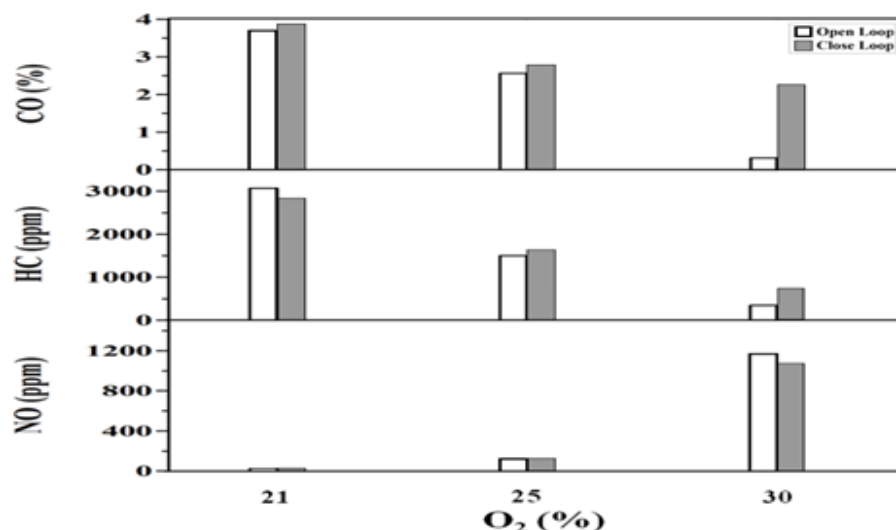


圖8、不同含氧濃度進氣在汽車啟動期前150sec內CO、HC、NO排放平均濃度

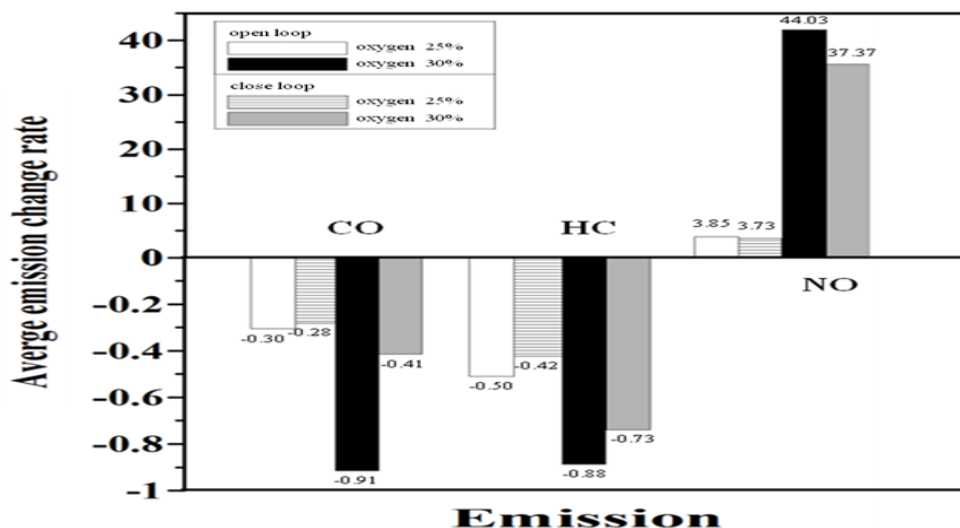


圖9、以含氧21%之進氣條件為基準之含氧25%和30%進氣條件平均廢氣排放濃度增量比值

四、結論

本研究使用 1996 年出產 OPEL Astra C16sE 1598cc 直列 4 缸多點噴射控制 SI 引擎，不同氧濃度之進氣空氣由富氧預混進氣袋系統供應。在固定起始冷卻水溫、進氣溫度條件下量測分析開迴路和閉迴路，含氧 21%、25%、30%進氣冷車起動溫車期之引擎轉速、廢氣排放溫度和排放濃度隨時間變化用以評估 SI 引擎冷車起動溫車期不同富氧進氣氧濃度之效益，用以減少啟動時溫車期間廢氣排放濃度。

實驗顯示含氧 21%進氣狀況下開迴路和閉迴路起動後之轉速和 λ 變化過程一致，起動過程中含氧感知器無回饋訊號。起動 30sec 後轉速趨於穩定，30sec 至 90 sec 間之 λ 自 0.83 逐漸升高至穩定之 0.95，轉速穩定後之 O_2 排放濃度為 4%；含氧 25%之進氣狀況開迴路和閉迴路起動後之轉速和 λ_m 變化過程亦一致同樣，顯示含氧感知器無回饋訊。起動 30sec 後轉速趨於穩定；30sec 至 90sec， λ_m 自 0.97 逐漸升高至 1.1，顯示 λ_m 變化過程符合 $\lambda_m = 1.19\lambda$ ，轉速穩定後之 O_2 排放濃度為 4.5%。含氧 30%進氣開迴路起動後之 λ_m 變化過程符合 $\lambda_m = 1.43\lambda$ ，閉迴路起動 20 sec 後含氧感知器達到工作溫度進行閉迴路制，加以排氣中 O_2 排放濃度過高，ECU 持續接收混合氣過稀回饋訊號，噴射率控制已達設計上限， λ_m 在 1.02 至 1.2 之間上下。

不同含氧濃度進氣對冷車起動期廢氣排放的影響方面，隨進氣含氧濃度愈高，其 CO、HC 排放濃度愈小，NO 則隨進氣含氧濃度愈高排放濃度愈大量增加。起動後 150sec 內，含氧 21%進氣條件 open loop 及 close loop 之平均廢氣排放濃度大致相同，CO 分別為 3.7 % 和 3.8 %；HC 分別為 3100ppm 和 2800ppm；NO 皆為 30ppm。含氧 25%進氣條件 open loop 及 close loop 之平均廢氣排放濃度大致相同，CO 分別為 -0.30 和 -0.28；HC 分別為 -0.52 和 -0.43；雖然 NO 增量比值皆為 4.3，但平均排放濃度僅為 130ppm，顯示含氧 25%進氣條件整體廢氣排

放濃度減量效果甚佳。

含氧 30%進氣條件 close loop 之 CO、HC 減量較 open loop 不明顯，open loop 及 close loop 之 CO 平均排放濃度增量比值分別為 - 0.91 和 - 0.47；HC 分別為 - 0.90 和 - 0.73；因排氣溫度維持在 450°C 至 500°C 之間，NO 平均排放濃度增量比值甚高分別為 40.0 和 36.6。就整體廢氣排放濃度減量效益而言，含氧 30%進氣條件之高氧濃度可有效抑制 CO、HC 且可縮短溫車時間，但 NO 平均排放濃度增量比值高達 36 以上且排氣中 O₂ 排放濃度過高之混合氣過稀回饋訊號干擾 ECU 的噴射率控制，就整體效益而言效益不佳。

五、致謝

本文承蒙國科會研究計畫編號: MOST 104-2221-E-415-026 之經費補助得以順利完成，特此感謝。

六、參考文獻

1. Horie K, Takahasi H, Akazaki S. Emissions Reduction during Warm-up Period by Incorporating a Wall-wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy during Engine Starting. SAE paper 952478[R]. Warrendale : SAE International; 1995.
2. Laing PM. Development of an Alternator-powered Electrically-Heated Catalyst System. SAE Technical Paper 941042; 1994.
3. Shen HX, Shamim T, Sengupta S. An Investigation of Catalytic Converter Performance during Cold Start. SAE paper 1999-01-347[R]. Warrendale : SAE International; 1999
4. Burk PL, Hochmuth JK, Anderson DR, Sung S, Tauster SJ, Tolentino CO, Rogalo J, Miles G, Niejako M, Punke A, Dahle U. Cold Start Hydrocarbon Emissions Control. SAE Technical Papers 950410; 1995.
5. Seteven D Burch, Thomas F Potter, Matthew A Keyser, Michael J Brady, Kenton F Michaels. Reducing Cold-Start Emissions by Catalytic Converter Thermal Management. SAE Technical Papers 950409; 1995.
6. Oser P, Muetter E, Hartel G, Schurfeld A. Novel Emission Technologies with Emphasis on Catalust Cold Start Improvements Status Report on VW-Pierburg BurnerCatalyst Systems. SAE Technical Paper 940474; 1994.
7. Maxwell T. The Effect of Oxygen Enriched Air on the Performance and Emissions of an Internal Combustion Engine. SAE paper 932804[R], Warrendale : SAE International; 1993.
8. Wartinbee Jr WJ. Emissions Study if Oxygen Enriched Air. SAE Technical Paper 710606; 1971.
9. Kajitani S, Sawa N, McComiskey T, Rhee KT. A Spark Ignition Engine Operated by Oxygen Enriched Air. SAE Technical Paper 922174; 1992.

10. Henry K Ng, Raj R Sekar, Steve W Kraft, Ken R Stamper. The Potential Benefits of Intake Air Oxygen Enrichment in Spark Ignition Engine Powered Vehicle. SAE Technical Paper 932803; 1993.
11. Ng HK, RR Sekar, SW Kraft, KR Stamper. The Potential Benefits of Intake Air Oxygen Enrichment in Spark Ignition Engine Powered Vehicle. SAE Technical Paper 932803; 1993.
12. Chen RH, Chiang LB, Chen CN, Lin TH. Cold-Start Emissions of an SI Engine Using Ethanol-gasoline Blended Fuel. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31 pp.1463-1467, 2011.
13. Poola RB, Sekar R. Evaluation of Oxygen Enrichment System for Alternative Fuel Vehicles. United States:Argonne National Lab; 1995.
14. Timothy T Maxwell, Varadaraja Setty, Jesse C Jones, Raghu Narayan. The Effect of Oxygen Enriched Air on the Performance and Emissions of an Internal combustion Engines. SAE Technical Paper 932804; 1993.
15. Johannes Brettschneider. Bosch Technische Berichte. Vol. 6, NO.4, pp.177-186; 1979.

應用純氧燃燒於盛鋼桶預熱之節能效益評估

**Fuel Saving Assessment on Preheating of a Ladle Using
Oxyfuel Combustion**

曾柏綸¹

Po-Lun Tseng

國立成功大學機械工程學系

Department of Mechanical Engineering, Cheng Kung University

吳明勳^{2,3*}

Ming-Hsun Wu

國立成功大學機械工程學系

國立成功大學能源科技與策略研究中心

Department of Mechanical Engineering, Cheng Kung University

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

摘要

本研究首先建立一套可預測盛鋼桶預熱之溫度變化之熱傳模型，並據以評估將純氧燃燒導入盛鋼桶加熱爐之節能效益。研究以一15噸小型盛鋼桶加熱爐為標的，先針對空氣燃燒與純氧燃燒進行穩態模擬，聯立求解質量守恆、物種傳輸、能量守恆及熱傳導方程，分析不同燃料流量條件下，對盛鋼桶內壁平均溫度的影響。接續透過求解固相暫態熱傳導方程，研究加熱時間對盛鋼桶效率的影響。結果顯示，相較於空氣燃燒，使用純氧燃燒具有更好的加熱效果。在相同蓄熱量與內壁溫度條件下，純氧燃燒可使用較低的燃料流量與成本來達到相同的加熱效果。成果顯示將純氧燃燒技術應用於盛鋼桶加熱爐系統，不僅可節省燃料，計入純氧之額外成本後，整體成本仍較空氣燃燒低廉。

關鍵字：盛鋼桶、純氧燃燒、加熱爐節能、熱傳模型

Abstract

The purpose of this study is to develop a model for evaluating the heating characteristics and fuel efficiency of applying oxyfuel technology on a 15 ton ladle. A coupled combustion and heat transfer model is constructed. Convective and radiation heat transfers on the inner and outer surfaces as well as conduction inside the ladle wall are considered in the model.

¹ 國立成功大學機械工程系(所)，碩士生

² 國立成功大學機械工程系(所)，副教授，

E-mail: minghwu@mail.ncku.edu.tw

³ 國立成功大學能源科技與策略研究中心，副研究員

Combustion is modeled as perfectly-stirred reactor. The results show that comparing with air combustion, oxyfuel combustion is more energy efficient and cost effective.

Keywords: ladle, oxyfuel combustion, heating furnace, energy saving

一、前言

盛鋼桶主要用於輸送鋼液，為保持鋼液溫度，盛鋼桶在使用前，需將內襯耐火材料的表面溫度加熱至 1100~1600 K[1,2]，雖然在整個鋼鐵製程中，烘烤盛鋼桶只佔其能耗的一小部分，但效率卻十分低下[3]，大量高熱煙氣直接排放，僅少部分的熱能會被桶壁吸收，不僅浪費能源，亦會造成污染[4]。盛鋼桶烘烤的目的，是均勻地提高盛鋼桶內襯的溫度水平，以減少鋼水澆注過程的熱損失和延長盛鋼桶內襯的使用壽命。而提高烘烤效率的方法包括：(1)盛鋼桶加蓋，阻止熱量散失到大氣中[1,2]，(2)燃燒器的改進[5,6]，(3)回收煙氣餘熱，對燃氣進行預熱[7-12]，(4)應用純(富)氧燃燒技術[13-20]。

其中，純(富)氧燃燒技術由於以純氧取代(純氧燃燒)或部分取代(富氧燃燒)空氣做為氧化劑，省卻了加熱空氣中氮氣所需之能耗，因此可減少廢氣排出所產生之廢熱損失，故可以較少燃料量獲得相同之加熱效果。雖然煙氣量於純氧燃燒條件下會大幅降低，不利對流熱傳，但因較高火焰溫度與煙氣中高放射係數之 CO₂ 與水氣分率大幅提高，增強了輻射熱傳。研究顯示透過將加熱爐改為純氧燃燒操作，可獲得高達 50% 以上之節能效益，減少 50% 的碳排，降低 NO_x 排放，因此近來頗受矚目[19,20]。

純氧燃燒的主要之缺點在於純氧之來源與價格。於無製氧機之廠區，需透過槽車或管線運送方式外購氧氣，並建置相關儲存設施，因此純氧之成本也會抵銷部分燃料節省下之成本。但現今大部分大型鋼廠都有製氧設備，因此氧氣來源不是太大問題。另近年來燃料費日漸高漲，也使得純(富)氧燃燒技術更具競爭力。

透過假設使用空氣與純氧燃燒的成本相等，我們就可以定義欲使純氧燃燒具有經濟效益，所須節省燃料的比例：

$$\min \text{ fuel saving rate} = \frac{V_{f,Air} - V_{f,Oxy}}{V_{f,Air}} \quad (1)$$

$$\frac{\left(\frac{\$o}{\$f}\right) \frac{1}{\phi} \left(\frac{O_2}{F}\right)_{st} x}{1 + \left(\frac{\$o}{\$f}\right) \frac{1}{\phi} \left(\frac{O_2}{F}\right)_{st} x} \quad (2)$$

其中 \$_f 與 \$_o 分別為燃料及氧化劑之成本，V_{f,Air} 為使用空氣燃燒所需之燃料總體積，V_{f,Oxy} 為使用純氧燃燒所需之燃料總體積，φ 為當量比， $\left(\frac{O_2}{F}\right)_{st}$ 為氧氣與燃料在理論化學組成量下之比值，x 為純氧在氧化劑中之分率。

以鋼廠內常見之焦爐氣 Coke Oven Gas (COG) 為例，其成分如表一所示。COG

與 O_2 的成本如表二所示，分別為NTP下每立方公尺8元與2.8元，將它帶入式(2)中，我們可以得到在不同當量比以及純氧在氧化劑中含量變化下，欲達經濟效益所須節約的燃料比率，如圖一所示若在理論化學組成量下使用純氧，則若要有經濟效益最少須節省22.4%燃料消耗。

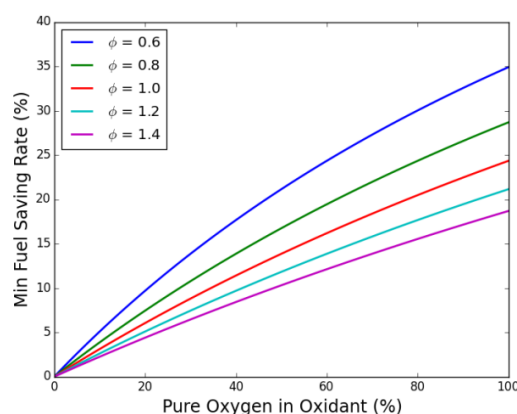
表一、COG組成之體積百分比。

濃度	H_2	CH_4	CO	N_2	C_2H_4	CO_2	O_2
%	60.0	25.8	5.8	3.4	2.5	2.4	0.1

表二、COG與 O_2 的成本。

Cost(NT\$/Nm ³)	
COG	8
O_2	2.8

本研究透過熱傳與燃燒模型建立，聯立求解穩態質量守恆、物種傳輸、能量守恆及熱傳導方程，探討不同燃料用量下空氣及純氧燃燒對盛鋼桶內壁溫度的影響，並透過求解固相暫態熱傳導方程，研究加熱時間對盛鋼桶效率的影響。



圖一、不同當量比下欲達經濟效益所須最少燃料節省量。

本文將於下節定義問題、幾何、計算區間與邊界條件，說明採用之統御方程式及熱傳次模型。接續於結果與討論中則呈現研究結果的分析，首先探討穩態條件下，不同燃料流量下空氣燃燒與純氧燃燒之壁溫差異。接著，求解爐壁暫態熱傳方程，解析不同加熱時間下空氣燃燒與純氧燃燒之壁溫變化，並於最後歸納出結論。

二、模型建立

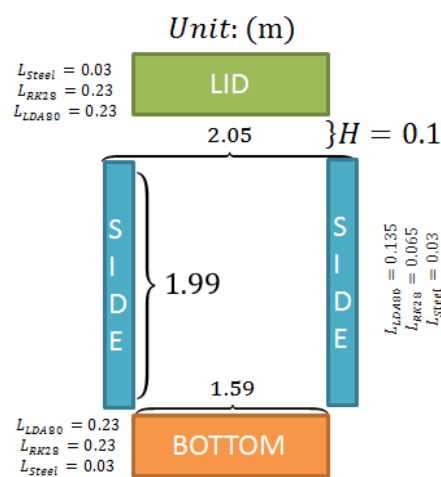
2.1 問題定義

本研究以一中鋼公司之15噸級小型盛鋼桶加熱爐為標的。該加熱爐主要部件如圖二所示，包括燃燒器、鋼蓋及盛鋼桶三部分。燃燒器內嵌於鋼蓋內，且排氣道亦同樣設置於鋼蓋上。

數值模型對盛鋼桶與鋼蓋幾何進行了簡化，忽略盛鋼桶外壁強化結構及吊臂，將鋼蓋與盛鋼桶底面假設為z方向一維圓柱體，盛鋼桶側壁則假設為r方向一維中空圓柱體，分別由LDA80、RK28及Steel三種材料組成，簡化後之幾何示於圖三，材料性質示於表三，每層厚度示於表四。模型中假設環境壓力為0 Pa錶壓，環境溫度為300 K。燃料和氧化劑初始溫度300 K，燃料為焦爐氣(Coke Oven Gas, COG)。



圖二、15噸小型盛鋼桶加熱爐。



圖三、簡化後之盛鋼桶加熱爐幾何。

表三、材料性質。

Material	Density (kg/m ³)	Thermal Conductivity (W/mK)	Specific Heat (J/kgK)
LDA80	2820	1.741666667	960
RK28	2270	0.928888889	960
Steel	7854	60.5	434

表四、各層厚度，單位(m)。

	Lid	Side	Bottom
LDA80	0.23	0.135	0.23
RK28	0.23	0.065	0.23
Steel	0.03	0.03	0.03

2.2 統御方程

本研究使用Python程式語言及解析熱化學、反應動力與傳輸現象方程之開放軟體Cantera為工具，針對空氣燃燒與純氧燃燒進行穩態模擬，聯立求解質量守

恆、物種傳輸、能量守恆及熱傳導方程，分析不同燃料流量條件下，對盛鋼桶內壁平均溫度的影響，並透過求解固相之暫態熱傳導方程，探討加熱時間對盛鋼桶效率的影響。

Continuity Equation

$$0 = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \quad (3)$$

Species Transport Equation

$$0 = \sum_{in} \dot{m}_{in} Y_{k,in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} Y_{k,out} + \forall \dot{\omega}_k W_k, k = 1, \dots, N \quad (4)$$

Energy Conservation Equation

$$0 = -(\dot{Q}_{lid} + \dot{Q}_{bottom} + \dot{Q}_{side} + \dot{Q}_{exhaust}) + \sum_{in} \dot{m}_{in} h_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} h_{out} \quad (5)$$

Heat Conduction Equation

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (6)$$

式(6)之等號左側暫態項於第一部分穩態模擬時為 0。

2.3 穩態熱傳模型

本研究將盛鋼桶加熱爐系統之熱傳分為四個部份，分別為鋼蓋、側壁、底面及出口，假設內壁無熱源、無接觸熱阻，密度、熱傳導係數及熱容量為常數，透過求解熱傳導方程式(7)及(8)計算熱傳量，熱對流係數分別用不同經驗公式計算熱傳量。

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_o}{\sum R} = h_i A_i (T_{\infty,i} - T_i) + \quad (7)$$

$$\varepsilon_i A_i \sigma (T_{\infty,i}^4 - T_i^4)$$

$$= h_o A_o (T_o - T_{\infty,o}) +$$

(8)

$$\varepsilon_o A_o \sigma (T_o^4 - T_{\infty,o}^4)$$

$$\sum R = \sum \left(\frac{L}{kA} \right) \text{ or} \quad (9)$$

$$= \sum \left(\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \right) \quad (10)$$

其中 $\dot{Q}$ 為熱傳量， T_i 與 T_o 分別為內壁及外壁溫度， $\sum R$ 為壁面等效熱阻， h_i 與 h_o 分別為內壁及外壁熱對流係數， A_i 與 A_o 分別為內壁及外壁面積， $T_{\infty,i}$ 與 $T_{\infty,o}$ 分別為內部及外部環境溫度， ε_i 與 ε_o 分別為內壁及外壁放射率， σ 為史帝芬-波茲曼常數，其數值為 $5.67 \times 10^{-8} (W/m^2 \cdot K^4)$ 。

式(7)及(8)中之熱對流係數，則視幾何與流場條件，利用文獻[21]中經驗公式獲得。鋼蓋假設為軸線方向傳熱之平板，內壁為平行平板之強制對流，外壁則為下板為高溫之自然對流，如式(11)、(12)所示。

Inner:

$$\overline{Nu}_L = 0.68 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (11)$$

Outer:

$$\overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/4}, \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \quad (12)$$

其中，鋼蓋內壁雷諾數之特徵長度為鋼蓋之直徑，特徵速度為流出縫隙之平均流速。鋼蓋外壁瑞利數及內外壁努塞爾數之特徵長度亦為鋼蓋之直徑。

側壁假設為徑線方向傳熱之同心圓壁，內壁為平行平板之強制對流，外壁則為垂直平板之自然對流，如式(13)、(14)所示。

Inner:

$$\overline{Nu}_L = 0.68 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (13)$$

Outer:

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.67 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (14)$$

($Ra_L \leq 10^9$)

其中，側壁內壁雷諾數之特徵長度為盛鋼桶之內徑，特徵速度為圓柱狀鋼桶

內之平均流速，外壁瑞利數及內外壁努塞爾數之特徵長度為盛鋼桶之高度。

底面假設為軸線方向傳熱之平板，內壁為垂直打向平板之衝擊射流，外壁則為上板為高溫之自然對流，如式(15)~(19)所示。

Inner:

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^{0.42}} = G\left(\frac{r}{d}, \frac{H}{d}\right) F_1(Re) \quad (15)$$

$$G\left(\frac{r}{d}, \frac{H}{d}\right) = \frac{d}{r} \frac{1 - 1.1 d/r}{1 + 0.1(H/d - 6) d/r} \quad (16)$$

$$F_1(Re) = 2Re^{1/2} (1 + 0.005Re^{0.55})^{1/2} \quad (17)$$

$$\left(\begin{array}{c} 2000 \leq Re \leq 400000 \\ 2 \leq \frac{H}{d} \leq 12 \\ 2.5 \leq \frac{r}{d} \leq 7.5 \end{array} \right)$$

Outer:

$$\overline{Nu}_L = 0.54Ra_L^{1/4}, \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7) \quad (18)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.15Ra_L^{1/3}, \quad (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \quad (19)$$

其中，底面內壁雷諾數之特徵長度 d 為燃燒器之水利直徑度為流出燃燒器之平均流速， H 為燃燒器至底面高度(鋼桶高度加縫細高度)，外壁瑞利數及內外壁努塞爾數之特徵長度為盛鋼桶之內徑。

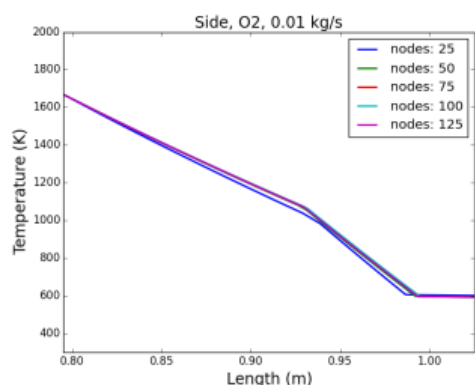
出口則假設為輻射熱傳，如式(20)所示。

$$\dot{Q} = \varepsilon A \sigma (T_i^4 - T_\infty^4) \quad (20)$$

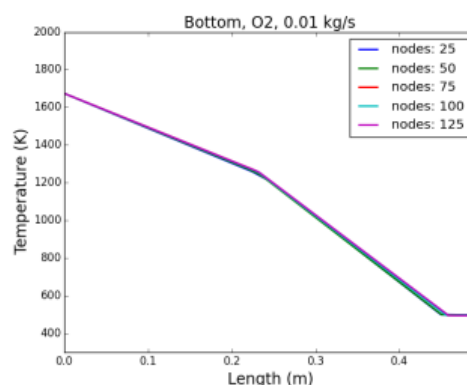
2.4 網格獨立性測試

我們透過解偶熱傳導方程式，並使用有限體積法求解暫態過程中盛鋼桶之溫度變化。我們對側壁及底面劃分成 25 至 125 不同節點數之均勻網格，探討穩態情況下網格數量對於結果的影響，如圖四所示。

(a)



(b)



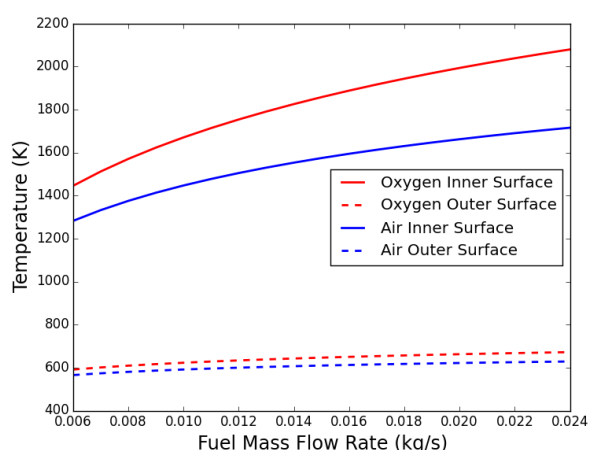
圖四、燃料流率 0.01(kg/s)，氧化劑為氧氣，在不同節點數下 (a)側壁(b)底面之穩態溫度分佈。

圖四為不同節點數下 (a)側壁(b)底面之穩態溫度分佈，我們可以觀察到在個節點數下，盛鋼桶壁面之溫度分佈會有較大的誤差，當節點數大於 100 後，網格對於計算結果不再有明顯的影響，因此後續計算皆使用 100 節點。

三、結果與討論

3.1 不同燃料流量下的影響

透過聯立求解式(3)至(6)之穩態質量守恒、物種傳輸、能量守恒及熱傳導方程，我們可以得到不同燃料流量於空氣燃燒與純氧燃燒條件下穩態之壁面平均溫度，如圖五所示。



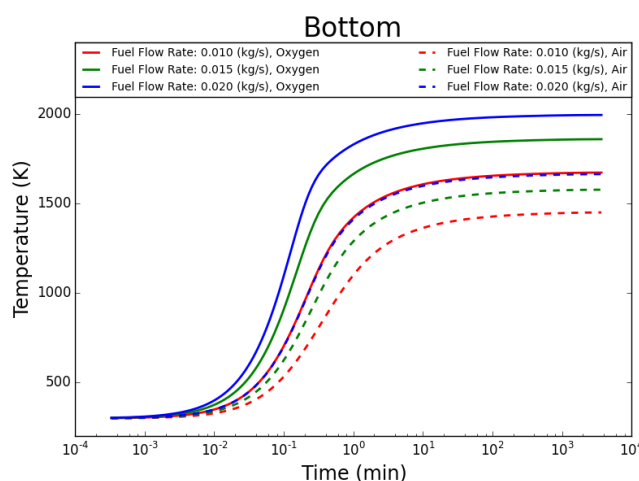
圖五、不同燃料流量及空氣燃燒與純氧燃燒條件下穩態之壁面平均溫度。

圖五為不同燃料流量空氣燃燒與純氧燃燒條件下壁面穩態平均溫度，隨著燃料流量增加，壁面溫度也會跟著提升，且內壁溫度變化的幅度會大於外壁，而使用純氧燃燒可大幅提昇內壁溫度，並且隨著燃料流量增加，所提升的幅度也會隨之上升。在相同內壁溫度下，以1600 K為例，空氣燃燒約需0.02 kg/s燃料流量，

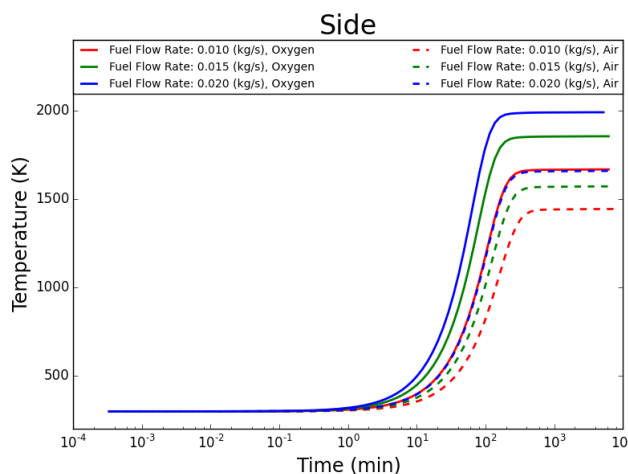
但純氧燃燒只需0.01 kg/s即可達到，約節省50%燃料流量，說明了使用純氧燃燒具有更好的加熱效果，並且有機會較空氣燃燒更節約成本。

3.2 不同加熱時間下的影響

在第一部份中，我們證明了純氧燃燒較空氣燃燒具有更好的加熱效果，但使用純氧燃燒尚須考慮製備氧氣之成本，不一定較空氣燃燒節約成本，因此，透過求解暫態熱傳導方程式，我們可以知道加熱盛鋼桶所需的時間，並依此計算所需之成本。



圖六、不同燃料流量及空氣燃燒與純氧燃燒條件下盛鋼桶底面內壁平均溫度隨時間的變化。

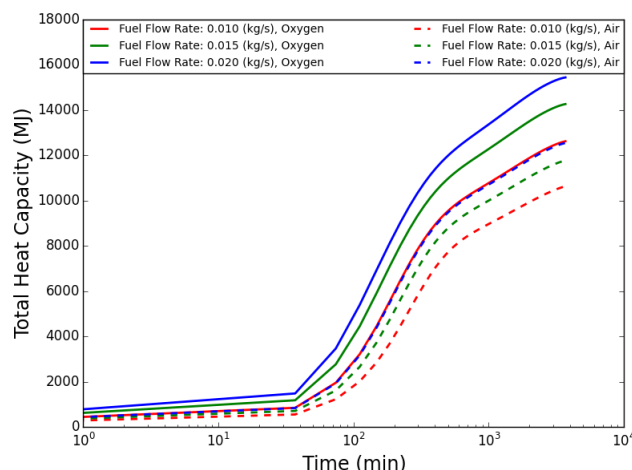


圖七、不同燃料流量及空氣燃燒與純氧燃燒條件下盛鋼桶側壁內壁平均溫度隨時間的變化。

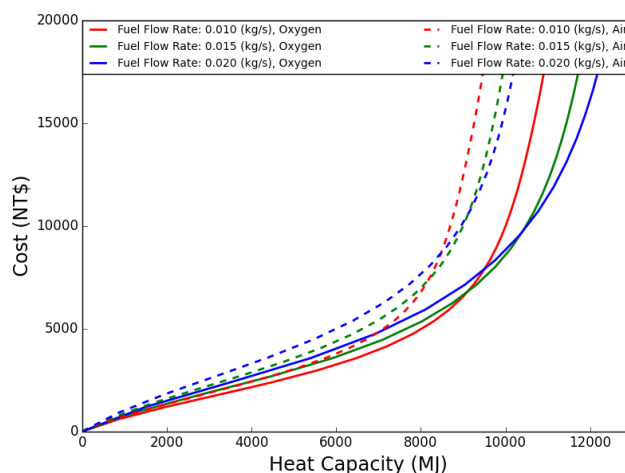
圖六與圖七為空氣燃燒與純氧燃燒於不同燃料流量條件下，盛鋼桶底面及側壁內壁平均溫度隨時間的變化，可看出隨著燃料流量增加，加熱盛鋼桶所需的時間會跟著縮短，最高溫度也會隨之上升。在升溫速度上，使用純氧燃燒也較空氣燃燒來的快，而0.02 kg/s燃料流量之空氣燃燒，與0.01 kg/s燃料流量之純氧燃燒

具有相同之升溫速度。比對圖六與圖七可發現，盛鋼桶底面升溫速度較側壁來的快，大約在100分鐘後會到達最高溫度。

在實際使用盛鋼桶時，不僅要將內壁加熱到所需溫度，同時盛鋼桶還需要有一定的蓄熱量，以減少鋼水澆注過程的熱損失，透過圖八，在空氣燃燒與純氧燃燒於不同燃料流量條件下，盛鋼桶總蓄熱量隨時間的變化，可以觀察到在相同加熱時間下，盛鋼桶總蓄熱量使用純氧燃燒會較空氣燃燒來的多。



圖八、不同燃料流量及空氣燃燒與純氧燃燒條件下盛鋼桶總蓄熱量隨時間的變化。



圖九、不同燃料流量及空氣燃燒與純氧燃燒條件下加熱盛鋼桶之成本隨盛鋼桶總蓄熱量的變化。

而透過第二部份的計算與表二(COG與O₂的成本)我們可以得到圖九，空氣燃燒與純氧燃燒於不同燃料流量條件下，加熱盛鋼桶之成本隨盛鋼桶總蓄熱量的變化。隨著盛鋼桶蓄熱量的增加，加熱所需的成本也跟著上升，成本增長的速度也會大幅增加，同時我們可觀察到在不同燃料流量下，線條會有相交的情形發生，說明了在蓄熱量較低的時候使用低流量會較高流量來的節約成本。比對純氧燃燒

與空氣燃燒，可知在相同燃料流量下，純氧燃燒會較空氣燃燒節約成本，而在相同蓄熱量與內壁溫度條件下，純氧燃燒更是可以使用較低的燃料流量與成本來達到相同的加熱效果。

四、結論

本研究以一中鋼公司之15噸級小型盛鋼桶加熱爐為標的，針對空氣燃燒與純氧燃燒進行穩態模擬，聯立求解質量守恆、物種傳輸、能量守恆及熱傳導方程，分析不同燃料流量條件下，對盛鋼桶內壁平均溫度的影響，並透過解耦暫態熱傳導方程，研究加熱時間對盛鋼桶效率的影響。

相較於空氣燃燒使用純氧燃燒具有更好的加熱效果，同時在相同蓄熱量與內壁溫度條件下，純氧燃燒更是可以使用較低的燃料流量與成本來達到相同的加熱效果，說明了將純氧燃燒技術應用於盛鋼桶加熱爐系統，不僅節能，同時成本也較低廉，相較於空氣燃燒來的更具競爭力。

五、致謝

本文承蒙科技部能源國家型計畫經費支持(MOST 104-3113-E-006-004)與中鋼公司新材料研發處謝煒東博士的建議方得以順利完成，特此感謝。

六、參考文獻

1. 饒榮水，鋼包烘烤技術的發展，工業加熱，第3期，pp. 8-10，2000。
2. 李淑芬，鋼包烘烤裝置的發展，冶金能源，第3期，pp. 37-39，2003。
3. Linde North America，OXYGON® 400. Fast and fuel efficient oxy-fuel preheating of vessels up to 50 tons size.
4. 朱尚龍，眭向榮，鄭暉，鋼包烘烤器富氧燃燒的應用研究，工業爐，29卷，第4期，pp. 21-23，2007。
5. 付延鋼，劉廣波，崔明愛，新型鋼包烘烤器專用燃燒器的概述，一重技術，第4期，pp. 33-34，2002。
6. 徐世武，劉思源，劉偉，新型鋼包烘烤器專用燃燒器的研製，冶金標準化與質量，40卷，第3期，pp. 22-23，2002。
7. 趙斌，馬杰，蓄熱式鋼包烘烤技術的應用，冶金能源，32卷，第4期，pp. 51-53，2013。
8. 唐燕武，蓄熱式鋼包烘烤器的科學使用與改進，安徽冶金科技職業學院學報，18卷，第4期，pp. 23-25，2008。
9. 歐儉平，蕭澤強，蔣紹堅，劉建華，蓄熱式鋼包烘烤裝置的熱工特性，中南大學學報(自然科學版)，35卷，第2期，pp. 217-221，2004。
10. 翟正耀，蓄熱式燃燒技術在鋼包烘烤器上的應用，能源研究與利用，第2期，pp. 41-42，2001。
11. 高靖超，蓄熱式鋼包烘烤器的開發與應用，煉鋼，23卷，第5期，pp. 41-44，2007。
12. 楊山玉，陽艷，混合煤氣成分變化對加熱爐內溫度場影響的數值模擬研

- 究，工業加熱，37 卷，第 5 期，pp. 27-30，2008。
13. Charles E. Baukal Jr., Charles E. Baukal Jr., Oxygen-enhanced combustion 1st ed., CRC Press, pp.21-34, 1998.
 14. 毛艷麗，曲余玲，王涿，富氧燃燒技術及其在鋼鐵生產中的應用，上海金屬，34 卷，第 6 期，pp. 52-56，2012。
 15. 戴樹業，韓建國，李宏，富氧燃燒技術的應用，玻璃與搪瓷，2 卷，第 2 期，pp. 26-29，2000。
 16. 劉彥，張少華，徐江榮，富氧燃燒技術研究現狀及發展，能源工程，第 6 期，pp. 50-56, 2013。
 17. 張富信，潘遠革，低熱值燃料在鋼包高溫快速烘烤工藝中的應用，工業爐，22 卷，第 2 期，pp. 48-51，2000。
 18. 胡明，郭悅，戴方欽，鋼包烘烤熱效率的計算，冶金能源，32 卷，第 3 期，pp. 31-35，2013。
 19. 劉竹昕，張衛軍，雙蓄熱式鋼包烘烤器的數值模擬及分析，冶金能源，33 卷，第 2 期，pp. 27-30，2014。
 20. Per Vesterberg, Grzegorz Moroz, Flameless oxyfuel for highly visible results, AISTech 2006, Cleveland, Ohio, USA, May 1-4, 2006.
 21. Frank P. Incropera, David P. DeWitt, Theodore L. Bergman, and Adrienne S. Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed, New York, John Wiley & Sons Inc., pp. 414-577, 2007.
 22. Martin, H., Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surface, in J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Jr., Eds., *Advances in Heat Transfer*, Vol.13, Academic Press, New York, 1977.
 23. Ameel, T. A., Int. Comm. Heat Mass Transfer, 24, 112, 1997.
 24. Vliet, G. C., Natural Convection Local Heat Transfer on Constant- Heat-Flux Inclined Surface, Trans. ASME, 91C, 511, 1969.
 25. Fuii, T., and H. Imura, Natural Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination, Int. J. Heat Mass Transfer, 15, 755, 1972.
 26. Azeveo, L. F. A., and E. M. Sparrow, Natural Convection in Open-Ended Inclined Channels, J. Heat Transfer, 107, 893, 1985.
 27. Rich, B. R., An Investigation of Heat Transfer from an Inclined Flat Plate in Free Convection, Trans. ASME, 75, 893, 1953.

氣泡式流化床生質物氣化系統簡介

Introduction to Bubbling Fluidized Bed Biomass Gasification

謝子賢¹ 莊浩宇² 張揚狀³ 康文成⁴

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

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

生質物不同特性可應用於氣化、燃燒、裂解並產生相關化學品，氣化後之生質合成氣可應用於加熱、發電、或轉換為運輸燃料與化學品。各種技術之產品組成有所不同，氣化主要產品為合成氣(CO、CO₂、CH₄、H₂)、油(有機酸、焦油)、生質碳，焙燒主要產品為固體與氣體，裂解則以液體(裂解油)為主氣固體為輔。中油綠能所(CPC GTRI)目前發展生質熱裂解與氣化技術之產品主要應用為替代燃料油並有機會產相關化學品，且在低成本料源情況下可較傳統石化燃料便宜，裂解與氣化已總計測試達 150 小時以上，利用開發熱裂解技術之經驗與設備修改後，可進行初步氣化測試評估，為瞭解現有技術瓶頸，本文主要就本公司生質物氣化技術現況做介紹，實驗參數主要參考 EPI gasification 之結果進行調整，並可穩定進料木屑 3kg/hr 達 5 小時以上，在空氣流量 60L/min 可穩定控制於 750 度左右，CO 與 CO₂ 大約為 13%與 15%，氫氣約 2%，CH₄ 約 6%。由於生質物氣化會有大量焦油產生，本系統未來將朝生質物觸媒氣化測試平台方向規劃，並結合國內相關研究單位進行研究以提昇技術能量。

關鍵字：生質物、氣化、合成氣

Abstract

Biomass with different characteristics can apply at thermochemical process as gasification, combustion or pyrolysis and can make biochemical. The syngas from gasification can be used to heating, electricity, transform to transport fuel chemical. The main product from gasification are syngas (CO、CO₂、CH₄、H₂), oil (organic acid, tar) and biochar are byproduct. The main product from torrefaction is gas and biochar. The main product from pyrolysis is bio-oil. GTRI in CPC, Taiwan recently develops biomass gasification and pyrolysis process (test over 150hrs) to replace fuel oil and make biochemical.

¹ 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

² 台灣中油股份有限公司綠能科技研究所，研究員

³ 台灣中油股份有限公司綠能科技研究所，研究員

⁴ 台灣中油股份有限公司綠能科技研究所，再生能源組組長

The fuel cost is lower than fuel oil when biomass is cheap. By revamping the existing pyrolysis unit and experience, we conduct biomass gasification as a preliminary stage test. This article make introduction to GTRI biomass gasification which take EPI gasification as reference and make adjustment. We feed the sawdust at steady rate 3kg/hr with air velocity 60L/min and control temperature at 750°C. The syngas compositions (CO, CO₂, H₂, CH₄) are 13%, 15%, 2%, 6% respectively. For there is large amount of tar produce during gasification, our system will schedule as a biomass catalytic gasification testing platform and cooperate with other research institute in Taiwan.

Keywords : Biomass 、Gasification 、Syngas

一、前言

二氧化碳造成溫室效應使得減碳成為各國重要目標，近期在巴黎舉行的COP21 將會針對此議題達成共識。IEA 預估傳統煤與石油使用會因減碳需求而成長趨緩，而頁岩氣大幅開採將使用氣大幅增加，但仍為石化燃料，為有效減少二氧化碳排放，生質物將扮演重要的減碳工作。生質物主要由木質纖維素所組成，目前依生質物不同特性可應用於氣化、燃燒、裂解、碳化並產生相關化學品。生質物氣化後之合成氣可應用於加熱、發電，或經純化後轉化為甲醇或汽柴油，小量之生質物氣化系統為有效的能源轉換方式可應用於發電或加熱，大型氣化系統除發電或加熱應用外，更可將化合成氣轉換為化學品。生質物熱化學技術主要有焙燒、裂解、氣化等技術，各種技術之產品組成有所不同，主要產品為合成氣(CO、CO₂、CH₄、H₂)、油(有機酸、焦油、醣類)、生質碳，焙燒主要產品為固體與氣體，裂解則以液體(裂解油)為主氣固體為輔，氣化產品主要為氣體(合成氣)，產品之組成與反應時間有相當大之關係，當反應時間變長時生質碳與氣體會增加，液體則會減少。由於生質物之特性須經前處理，焙燒可與氣化做搭配，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。中油綠能所(CPC GTRI)目前發展生質熱裂解與氣化技術之產品主要應用為替代燃料油並有機會產相關化學品，且在低成本料源情況下可較傳統石化燃料油便宜ⁱ，其中本所之熱裂解設備已可生產生質裂解油，產品特性之灰分為 0.01-0.03%、產率為 66-69%、熱值為 16.27-17.32MJ/kg、黏度為 5.99-6.68cP、密度為 1.13-1.16 (g/ml)，並已總計測試達 100 小時以上，利用開發熱裂解技術之經驗與設備修改後，可進行初步氣化測試評估，以瞭解現有技術瓶頸，本文主要就本公司生質物氣化技術現況做介紹。

現有生質物氣化技術可分為流體化床(Fluidized Bed)、循環流體化床(Circulating Fluidized Bed)、挾帶床(Entrained bed)幾種ⁱⁱ，隨不同規模與料源適用不同技術，挾帶床規模最大投資成本亦高(挾帶床>循環流體化床>流體化床)，可操作原料粒徑為流體化床>循環流體化床>挾帶床。氧化劑可分為空氣、蒸氣/空氣、氧氣，若以空氣為氧化劑，所產之合成氣熱值低僅能做為發電或供燃料電池

使用，若以氧氣或蒸氣操作，產生合成氣熱值高且氮氣含量低適合做為化學品用途(甲醇、FT 汽柴油等)。DOE 報告”Benchmarking Biomass Gasification Technologies for Fuels, Chemicals and Hydrogen Production”ⁱⁱⁱ針對現有生質物氣化技術做介紹，並彙集過去數十年研究成果，生質物操作規模已達 100 噸/日以上，合成氣熱值約 4~18MJ/m³。氣化反應主要可分為異相(氣固)反應、勻相(氣相)反應與二次反應，所有反應最終產品為氣體(CO、CO₂、CH₄、H₂)如圖 8，由於生質物氣化溫度低造成焦油含量高，近期主要研究為透過觸媒減少焦油產生或測試淨化設備以去除合成氣中之焦油，或將生質物搭配煤炭進行共氣化。

Heterogeneous Reactions	
$C+O_2 \rightarrow CO_2$	-394.4 kJ/mol
$C+1/2O_2 \rightarrow CO$	-110.6 kJ/mol
$C+CO_2 \rightarrow 2CO$	173.0 kJ/mol
$C+H_2O \rightarrow CO+H_2$	131.4 kJ/mol
$C+2H_2 \rightarrow CH_4$	-71.0 kJ/mol
Homogeneous Reactions	
$CO+H_2O \rightarrow CO_2+H_2$	-41.2 kJ/mol
$CO+3H_2 \rightarrow CH_4+H_2O$	-201.9 kJ/mol
$CO+1/2O_2 \rightarrow CO_2$	-251.0 kJ/mol
$H_2+1/2O_2 \rightarrow H_2O$	-280.0 kJ/mol
Secondary Reactions	
$Tar \rightarrow Char + Gas$	Tar thermal cracking
$Tar+H_2O \rightarrow CO+CH_4+H_2O$	Steam tar reforming
$C_xH_y \rightarrow y/4CH_4+(x-y/4)C$	Reforming of higher HC
$C_xH_y+H_2O \rightarrow xCO+(x+y/2)H_2$	Steam reforming of higher HC

圖 8、熱化學反應式^{iv}

在生質物料源部份，國內每年生質物廢棄物剩餘資材約 996 萬公噸，與一般印象台灣缺乏料源的認知稍有差異。透過不同的生質物熱化學技術來處理多樣化的原料，主要原料包含稻桿、稻殼、蔗渣、污泥與能源作物，不同之原料適合不同的應用方式，稻桿、蔗渣纖維素含量高適合做纖維素生質酒精或碳化，木質素含量高的原料適合做熱裂解，較複雜的原料則適合以氣化或燃燒方式應用。生質物料源由於有季節因素，對工廠生產是一大挑戰。採用移動式設計較能配合季節變化，適合生長週期短之生質物。若採用固定式工廠設計，在料源的選擇上較受限制，若以草本植物為來源會有季節性變化，因此固定式工廠適合使用木本植物或是木屑等料源。生質物主要為農林剩餘資材等，國外多以焚化生質方式運作汽電共生廠，以美國近年再生能源投資為例，焚化生質燃料發電的投資僅次於風力發電，可見該技術已高度成熟。目前台灣生質能發電裝置容量為 822 MW(101 年)，總發電量 34.9 億度，占全國電力系統總供電量 1.11%。台灣每年有 200 萬噸稻桿

類農業廢棄物，但此部份木質素含量較少。竹林面積達 15 萬公頃，若能開發將十分適合作為料源。一般農作物年產量約 10-70 噸/公頃，其中大部份在採收完會變成廢棄物，可依原料不同選擇適當之生質能應用技術。此外，由於減碳需求成長，全球 2014 年木顆粒市場約 1 千萬噸，到 2024 估計可達 5 千萬噸^v，使得木顆粒成為重要的綠色能源之一。由於國內垃圾分類後處理量減少，有許多焚化爐因此閒置適合轉型為生質能源中心，若能妥善處理生質物並將其轉換為能源是很好的處理方式，並搭配成熟的生質物焙燒、生質物低溫裂解產製固體燃料技術，若有政策推行將對國內生質能發展相當有幫助。

本文主要就本公司生質物氣化技術現況做介紹，實驗參數主要參考 EPI gasification，未來將朝生質物觸媒氣化測試平台方向規劃，並結合國內相關研究單位進行研究以提昇技術能量。

二、 實驗步驟

2.1 實驗系統簡介

現有生質物氣化系統係將生質物以螺旋進料器送入流體化床反應器內，將原有，製程簡圖如(圖 9)，並以電熱方式預熱使生質物達到可與空氣反應之氣化溫度，氣化後經由 2 道旋風分離器收集生質焦炭，再以 2 道洗滌塔去除焦油，再經由靜電氣膠去除器去除焦油收集，剩餘之乾淨合成氣可送入後燃燒器燃燒。生質物氣化系統的主產品為生質合成氣，副產品為生質焦炭與焦油。各單元設備之功能，說明如下：

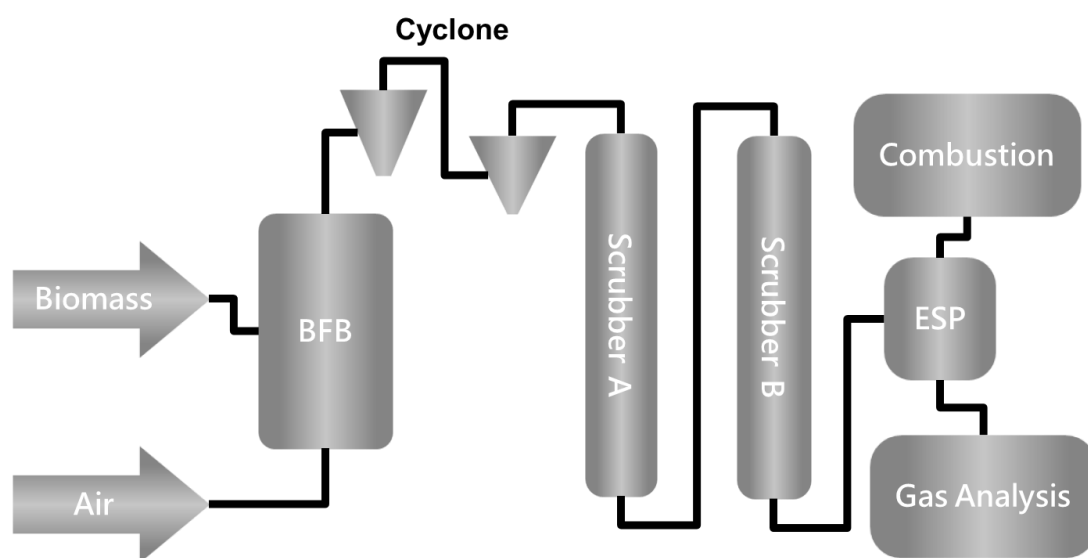


圖 9、生質物氣化系統簡圖

- (1) 流體化床反應器:氣化反應器為氣泡式流體化床，流體化床內放置 2 公斤床砂，反應器採用電加熱以提供氣化起始反應所需溫度，經測試後發現 400℃ 為氣化起始溫度，並可透過空氣流量將反應控制在 700~800℃。
- (2) 旋風分離器:旋風分離器為串連之二段式設備，分別收集由氣化反應器

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，以避免合成氣中的焦油冷凝而阻塞旋風分離器。

- (3) 合成氣洗滌塔: 合成氣洗滌塔共有 2 段，每一段合成氣洗滌塔以噴灑式酒精或水加上殼管式冷卻，以去除合成氣中焦油。合成氣洗滌塔配置循環泵，提供噴霧用液體所需的動力，每一段洗滌塔下方各配置一個收集槽，以收集生質焦油。
- (4) 氣膠去除器: 以直流高壓靜電方式濾除合成氣中所含的氣膠，避免氣膠阻塞管路。
- (5) 氣體分析儀: CO、CO₂、CH₄ 為 NDIR 量測，O₂ 為電化學法量測，H₂ 為 TCD 量測。
- (6) 合成氣燃燒器: 合成氣燃燒器以甲烷輔助燃燒方式將合成氣中所含之碳氫化合物或其他氣體，燃燒後排放至大氣，當產氣穩定時可將甲烷關閉。

2.2 實驗流程簡介

本研究透過修改既有生質熱裂解系統，並根據實驗需要做流程改善後，可穩定進料 3kg/hr 達 5 小時以上。未來將更進一步朝提昇系統穩定性方向研究，以利製程放大並商業化，以下就系統操作流程做簡短說明:

- (1) 準備原料: 準備木屑 15kg 做為進料，經破碎至約 1-2mm、乾燥(110°C，100 分鐘)後，含水率約可由 20%降至 5%左右，或使用木顆粒為進料可省去乾燥僅進行破碎後即可進料。準備酒精作為焦油清洗劑，並以空氣做為流體化氣體。
- (2) 實驗流程: 啟動生質物氣化系統後，將氣體與系統預熱至 400°C 後，在穩定床壓下進行生質物進料(約 3kg/hr)，當進料完畢後蒐集焦碳(秤重算產率)與焦油(因系統問題無法完全蒐集)。
- (3) 氣體特性分析: 分析 CO、CO₂、CH₄、O₂、H₂ 濃度。
- (4) 油品特性分析: 量測生質焦油之熱值(ASTM D240)、灰分(ASTM D482)、黏度(ASTM D445)、閃火點(ASTM D93)，並依實驗需要量測 TGA、GC 分析。

三、 結果與討論

本氣化系統經系統修改後已可順利進行測試，以下就 3 次實驗(EXP1、EXP2、EXP3)結果進行分析介紹。本氣化系統累計已進料 40(15+15+10)公斤進行木屑氣化，進料速率為 3kg/hr，EXP1、EXP2、EXP3 分別以酒精+水、水、酒精為冷卻劑去除焦油，經設備修正後空氣流量 60L/min 可穩定控制反應器於 750 度左右(圖 10)，橫軸為 3 次測試的累計操作時間，T203 為空氣預熱溫度，T204~T206 為反應器溫度，T207 為反應器出口溫度。若將空氣流量調至 70L/min 溫度可升至 810 度。每次實驗由室溫升至 400 度後開始進行進料，由於本系統目並無降溫裝置，因此透過降低空氣預熱溫度溫度，但反應器溫度仍可透過氣化反應會逐漸升至 750 度，經進料約 5 小時後停止，完成維護後再進行下一次實驗。幾次實驗顯示

CO 與 CO₂ 大約為 13%與 15%，H₂ 約 2%，CH₄ 約 6% (因溶劑揮發會稍高)(圖 11)，圖中有驟降的尖峰為實驗中添加生質物造成空氣跑入影響氣體品質之結果，但在密閉後又迅速恢復正常。EXP1 是以酒精+水混合進行實驗(3:5)並未發生問題，而 EXP2 嘗試以水冷卻，實驗中雖順利進行，但系統停止操作期間，氣化產生的焦油造成堵塞(大約 500g 焦油，產率約 5%)，顯示需有其他溶劑輔助溶解焦油，EXP3 以酒精做為冷卻則無阻塞情形可正常操作。氣化產生之焦油熱值高(6095kcal/kg)、黏度 32.46、閃火點 40℃ (應是有部分溶劑殘留)、含水 36%，熱值較一般生質裂解油高 50%，將氣化產生之焦油進行 GC-MS 分析，並與一般熱裂解實驗的裂解油進行比較可發現，焦油主要為含苯環化合物(多環)，且酚化物峰值較明顯，應是熱值較高的原因(圖 12)。幾次實驗都以空氣流量 60L/min 操作，將空氣調至 70L/min 後溫度可升至 810 度。

本實驗主要參考 EPI gasification 在 650 度的反應條件進行初步測試，一般生質物氣化都操作在 800~900 度，但該廠設計的操作溫度較低符合本系統現有設計。該廠進料量為 100 ton/d，空氣/進料比為 2(CPC 為 1.44)，產氣量為 8793m³/hr，EPI 與 CPC 生質合成氣比較如表 5，最主要差異仍為現有系統無蒸氣產生以降低反應溫度，但經初步測試進料穩定性後可供未來放大參考(加大反應器以提高操作量與反應時間)。由於生質物氣化會有大量焦油產生，本系統未來將朝生質物觸媒氣化測試平台方向規劃，並結合國內相關研究單位進行研究以提昇技術能量。

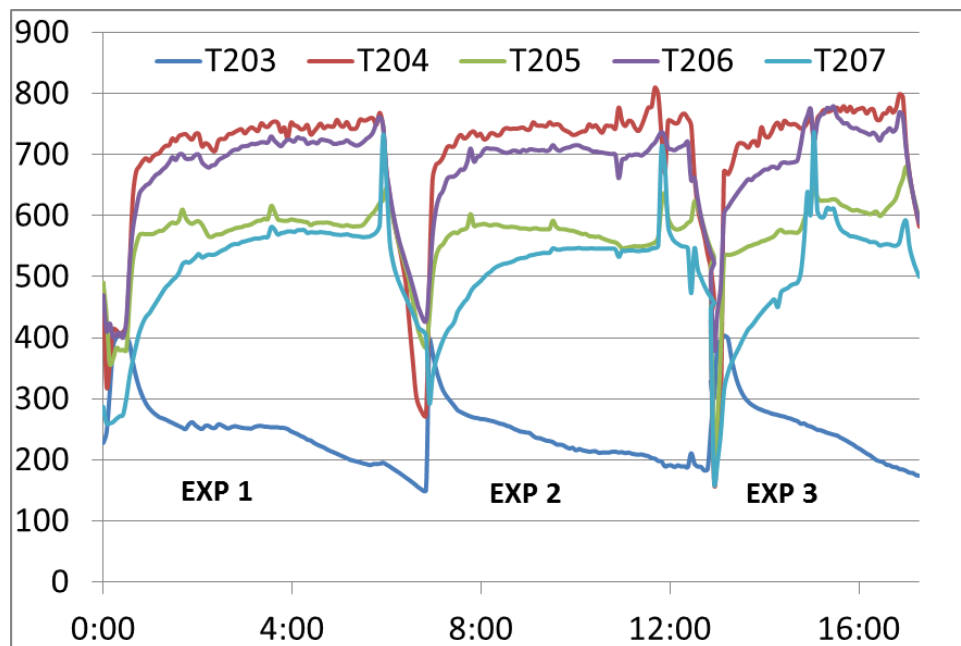


圖 10、生物氣化溫度變化

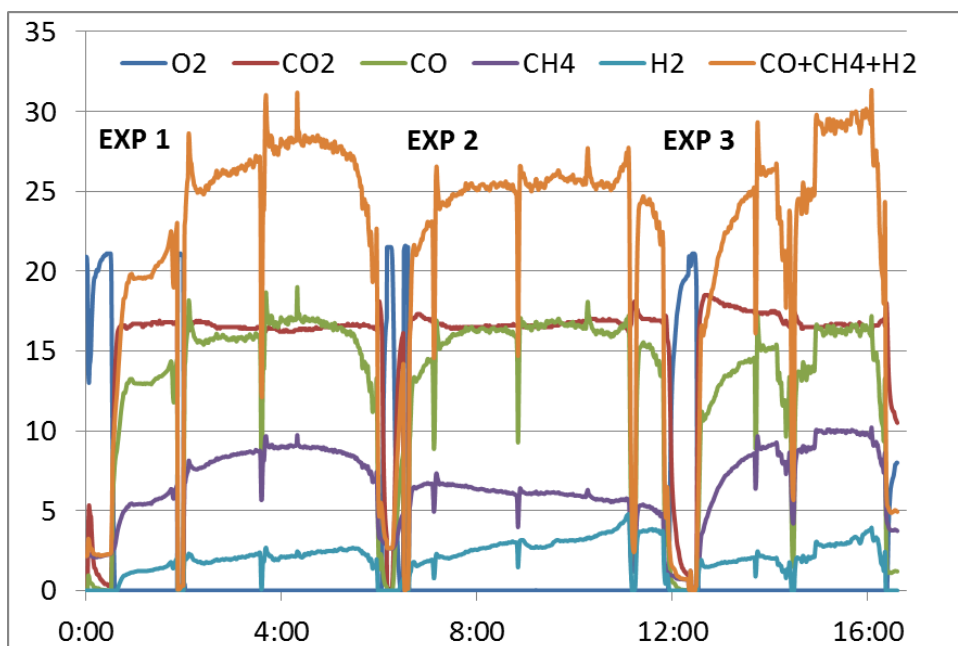


圖 11、生質合成氣組成變化

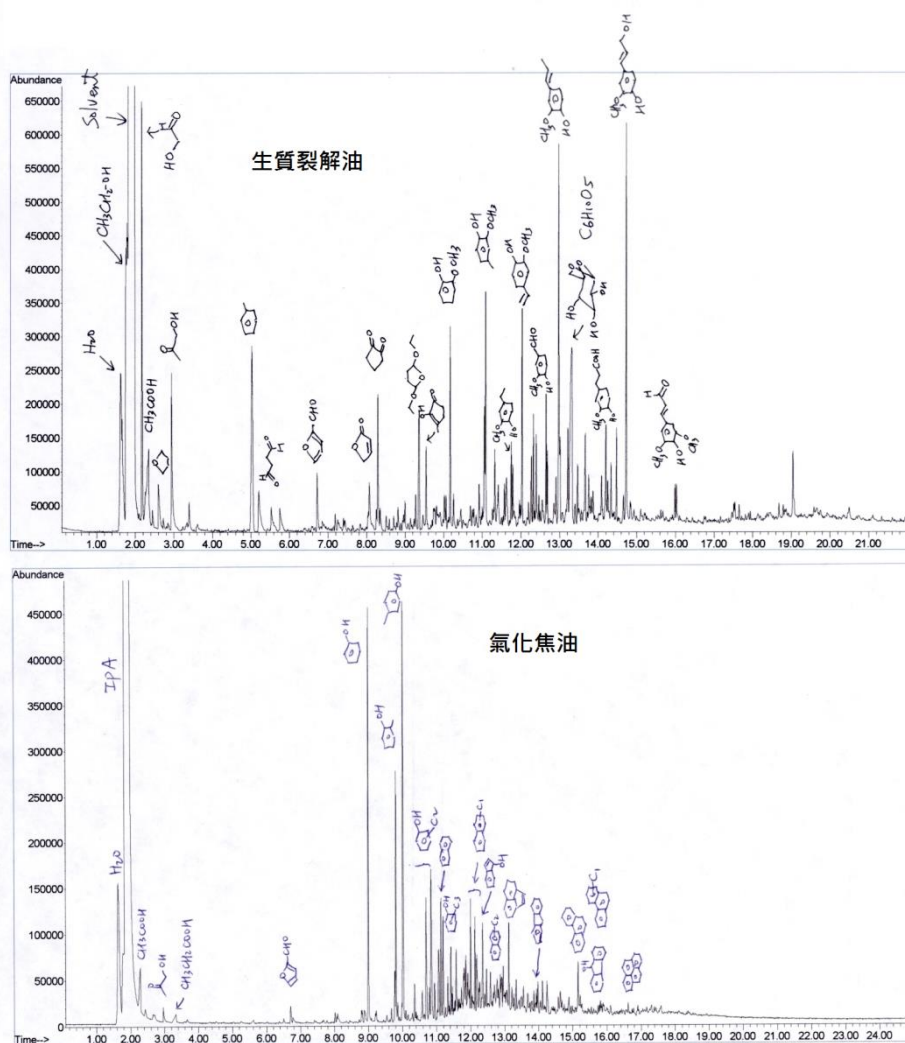


圖 12、裂解油(上)與焦油(下)之 GC-MS 分析比較

表 5、EPI 與 CPC 生質合成氣比較

Gas composition %	EPI	CPC GTRI
H ₂	5.8	2.01
CO	17.5	13.1
CO ₂	15.8	15.17
CH ₄	4.65	6.48
C ₂ +	2.58	未分析
N ₂	51.9	63.24

四、 結論

生質物不同特性可應用於氣化、燃燒、裂解並產生相關化學品，氣化後之生質合成氣可應用於加熱、發電、或轉換為運輸燃料與化學品，各種技術之產品組成有所不同，主要產品為合成氣、油、生質碳。生質熱裂解與氣化技術之產品主要應用為替代燃料油並有機會產相關化學品，且在低成本料源情況下可較傳統石化燃料油便宜，本研究利用開發熱裂解技術之經驗與設備修改後，可進行初步氣化測試評估以瞭解現有技術瓶頸。實驗參數主要參考 EPI gasification 之結果進行調整，並可穩定進料木屑 3kg/hr 達 5 小時以上，在空氣流量 60L/min 可穩定控制反應器溫度於 750 度左右，CO 與 CO₂ 大約為 13%與 15%，H₂ 約 2%，CH₄ 約 6%，生質氣化焦油熱值 6095kcal/kg、黏度 32.46、閃火點 40、含水 36%，熱值較一般生質裂解油高 50%。由於生質物氣化會有大量焦油產生，本系統未來將朝生質物觸媒氣化測試平台方向規劃，並結合國內相關研究單位進行研究以提昇技術能量。

五、 誌謝

本研究非常感謝中油煉製事業部高廠技術組與提供生質焦油特性分析服務，以及中油煉研所技術服務組提供生質裂解油 GC-MS 分析服務。

六、 參考文獻

1. RTP green fuel: An overview for renewable heat and power, Envergent.
2. Van der drift, A., Boerrinter, H, Coda, B., Cieplik, M. K., Hemmes, K., Entrained Flow Gasification of Biomass, ECN Biomass, 2004
3. Benchmarking Biomass Gasification Technologies for Fuels, Chemicals and Hydrogen Production, DOE, 2002
4. <http://bioweb.sungrant.org/Technical/Biopower/Technologies/Gasification/Default.htm>
5. <http://biomassmagazine.com/articles/10883/global-wood-pellet-demand-to-reach-50-million-metric-tons-by-2024>
6. RTP green fuel: An overview for renewable heat and power”, Envergent.
7. Van der drift, A., Boerrinter, H, Coda, B., Cieplik, M. K., Hemmes, K.,

- Entrained Flow Gasification of Biomass, ECN Biomass (2004).
8. Benchmarking Biomass Gasification Technologies for Fuels, Chemicals and Hydrogen Production, DOE, 2002
 9. <http://bioweb.sungrant.org/Technical/Biopower/Technologies/Gasification/Default.htm>

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 2015年11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、江金龍、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

中華民國一百零四年十一月出版

局版台誌號第玖玖零捌號