

# 引擎冷卻水之廢熱回收熱電轉換系統之實驗研究

## Experimental study of thermoelectric generator system for waste heat recycling in cooling water of engine

鄭澤明、曾憲中\*、鍾協智  
T-M Jeng, S-C Tzeng\*, and H-C Chung

建國科技大學 機械工程系暨製造科技研究所  
Mechanical Engineering Department,  
Chienkuo Technology University  
E-mail: tsc@ctu.edu.tw

國科會編號: NSC 100-2221-E-270-014-MY3

### 摘要

本研究建構實際安裝於車輛引擎冷卻水系統上之熱電轉換裝置，此裝置由集熱器、熱電產生器與散熱器組成，以理論公式預測與實驗方法量測引擎轉速、冷卻風速與集熱器構型對熱電轉換裝置之發電性能的影響，結果指出在設計相關熱電轉換系統時，不須挑選熱傳能力最好的集熱器，反而是具普通熱傳能力的即可，如此也比較經濟省錢。

**關鍵字詞:** 引擎冷卻水、集熱器、熱電產生器

### Abstract

This work builds a thermoelectric generator system installed in the cooling-water system of the vehicle engine. The thermoelectric generator system is made of a heat absorber, four pieces of thermoelectric generators and a cooling device. The rotational speed of engine, the velocity of cooling air and the configuration of heat absorber are the variable parameters. The effects of those parameters on the generating performance of the present thermoelectric generator system are investigated by using the theoretical and experimental methods. The results indicate that the heat absorber of excellent heat transfer is not necessary in the design of the thermoelectric generator system. The heat absorber with the medium heat-transfer performance is good enough and economic.

**Keywords:** Cooling water of engine, heat absorber, thermoelectric generator

### 1. 前言

一般車輛燃料於引擎汽缸燃燒後約 30%可轉換成車輛制動力，而約有 70%能量無法轉換成機械能，這些能量將成為廢熱散發於環境中，大約半數的廢熱是由引擎廢氣所排出，而其餘半數廢熱則由引擎冷卻系統散發至環境中。如果這些廢熱能再回收，即能降低能源的耗損與降低對於環境造成的熱污染。

Talom 與 Beyene [1]簡要介紹數種車輛廢熱回收的應用技術，在這些廢熱回收技術中，熱電產生器(TEG)能將熱能轉換為電能，並且具有簡單、安靜、可靠和環保等優點，也因為具有前述的優點，近年來，熱電產生器有了快速的發展與更多的應用[2-8] (例如熱電致冷器,TEC)。熱電產生器的優點使得它在綠色能源廢熱發電技術中變得愈來愈重要，Chen 等人[9]提出 3 維熱電產

生器數值計算模型，並使用商用套裝軟體執行數值模擬，因工業廢熱溫度範圍從攝氏溫度百度到上千度不等，他們的模型考慮了溫度與材料特性之間的關係，同時提出相關數學關係式，並比對實驗數值，以驗證數值模擬結果，他們指出其數值計算模型可用於預測實際熱電裝置的發電性能與系統最佳化的探討。Sandoz-Rosado 等人[10]系統化評估與驗證熱電產生器之標準數值計算模型的正確性，所謂標準數值計算模型是指採用平均 Seebeck 係數與忽略非線性的 Thomson 效應的熱平衡式，他們證明採用平均 Seebeck 係數的標準模型即能準確預測熱電裝置的發電性能、溫度場與系統最佳化。Rezania [11]以實驗方法探討特定水流微通道中散熱鰭柱對熱電產生器發電性能的影響，其結果顯示在特定的 TEG 冷熱兩端溫度差下存在特定的水流量於產生最大發電

功率，而此最佳冷卻水流量會 TEG 冷熱端溫度差增大而增加。

從上述文獻可看出多數研究著重於探討 TEG 冷端和熱端溫度差與發電量的關係，或以數值模擬方法探討熱電轉換系統的發電效能最佳化設計，但將熱電轉換系統安裝於實際車輛上執行發電效能的實驗量測則相對較為少見。本研究建構實際安裝於車輛引擎冷卻循環水系統上之熱電轉換裝置，此裝置由集熱器、熱電產生器與散熱器組成，以實驗方法量測引擎轉速、冷卻風速與集熱器構型對熱電轉換裝置之發電性能的影響，研究結果可提供實際車輛安裝熱電轉換系統的設計參考。

## 2. 研究方法

### 2.1 實驗設備

本研究主要在探討運用熱電產生器於車輛冷卻循環水系統上進行廢熱發電研究，如圖 1 之引擎冷卻水之熱電轉換系統示意圖所示，本研究將熱電產生器(TEG)安裝於車輛引擎之冷卻循環水流道，TEG 的熱端藉由集熱器從冷卻循環水流道吸收引擎所產生之廢熱，TEG 的冷端則藉由強制對流空氣吹入散熱鰭柱進行冷卻，則 TEG 的冷端與熱端之間將產生足夠的溫度差使得其內部半導體物質產生電壓而發電。本研究之實車測試系統照片與實驗設備圖如圖 2 所示，包括(1)實車系統；(2)測試段；(3)熱電產生器組與負載迴路；(4)外部冷卻系統；(5)數據擷取系統。

本研究實車系統採用排氣量為 2200c.c.之四缸四行程 TOYOTA 車輛為實際測試之車輛，其引擎運轉所產生之高熱冷卻水(約 98°C)經循環管路進入測試段。測試段即為熱電轉換裝置中的集熱器，測試段為一方形槽室，由鐵弗龍製作而成，尺寸如圖 3，其內部放置 T6061 鋁合金製 14x14 直徑 3.3mm 圓形鰭柱陣列集熱座，尺寸如圖 4，集熱座上方的均熱板與熱電產生器組以導熱膏黏著，熱電產生器組係由 4 片蘇俄 KRYOTHERM 製之熱電產生器串聯構成，並以電線串聯可變電阻形成負載回路，熱電產生器的規格如表一，熱電產生器組的另一面則以高熱傳導性之兩劑式導熱膏黏著散熱鰭柱，散熱鰭柱的上方並裝置上蓋罩子以模擬車輛之引擎室上蓋，搭配強制空氣冷卻即構成本實驗之外部冷卻系統，散熱鰭柱尺寸規格與集熱鰭柱相同，在集熱座與散熱鰭柱的均熱板上都埋有熱電偶，熱電偶位置如圖 4 所示。強制對流冷卻係以一具 1/2HP 鼓風機將冷卻空氣送進管徑 7.5cm 之水平風管，

並由變頻器控制鼓風機馬達轉速以調整冷卻空氣流量，水平風管出口銜接於上蓋罩子側面，使冷卻空氣直接水平側向衝擊散熱鰭柱進行熱交換，另設有熱電偶量測冷卻空氣溫度(本實驗各測試例均為 35±1°C)。

方形槽室測試段有不同的入口/出口與分隔構型，本研究共測試六種構型：(1)交錯入出口不具集熱鰭柱 (Type A)、(2)直行入出口不具集熱鰭柱 (Type B)、(3)交錯入出口具集熱鰭柱 (Type C)、(4)直行入出口具集熱鰭柱(Type D)、(5)交錯入出口具蛇形分隔集熱鰭柱(Type E)、(6)直行入出口具交錯分隔集熱鰭柱(Type F)與(7)交錯入出口具交錯分隔集熱鰭柱(Type G)，詳細構型如圖 5。資料擷取系統使用 YOKOGAWA MX100 搭配個人電腦擷取記錄溫度數據，穩態達熱平衡之溫度以 15 分鐘內變化不超過 0.2°C 為基準，在測試段入口與出口處並裝置流量計與差壓計分別量測循環水流量與壓力降，搭配不同引擎轉速 (500、1000、1500、2000、2500 rpm)，車輛冷卻循環水流量會因引擎轉速而不同，此外，外部鼓風機吹出的冷卻空氣風速則由熱線風速計量測，並用三用電表量測 TEG 負載電路的電壓值。

### 2.2 熱電轉換系統最大發電功率之量測

圖 6 為引擎啟動後循環冷卻水溫度( $T_i$ )、熱電產生器熱端溫度( $T_h$ )與冷端溫度( $T_c$ )隨啟動時間的變化圖，當引擎剛啟動，循環冷卻水溫度( $T_i$ )、熱電產生器熱端溫度( $T_h$ )與冷端溫度( $T_c$ )會隨啟動時間而逐漸上升，直到引擎啟動約 7 分鐘後，平均水溫達 95°C 時，循環冷卻水的風扇會受汽車溫度感知器啟動進行散熱，因此冷卻水溫度( $T_i$ )隨時間呈現振盪分布，而熱電產生器熱端溫度( $T_h$ )與冷端溫度( $T_c$ )也同時呈現振盪分布，所以在記錄冷卻水溫度( $T_i$ )、熱電產生器熱端溫度( $T_h$ )與冷端溫度( $T_c$ )時，採用的是循環冷卻水的風扇啟動後的週期時間平均值。

此外，根據最大功率傳輸定理，電壓源若要傳輸最大功率至負載端，則負載端之電阻值必須與電壓源之內部阻抗相等，因此在熱電產生器輸出端連接可變電阻負載系統，以調整負載端之可變電阻歐姆值，記錄在不同負載下之輸出電壓值並計算其發電功率，繪製其發電功率與負載之關係圖如圖 7 所示，而在各不同負載下計算所求得之發電功率其中值最大者，即符合熱電產生器內阻之負載歐姆值，此時所輸出之功率即為發電最大功率值，在本研究中的發電功率均為熱電產生器最大功率輸出值。

### 2.3. 數據整理

本實驗主要目標參數為發電功率( $P$ )，變動參數包括：(1)引擎轉速( $\Omega$ )與(2)鼓風機冷卻空氣流速( $F_C$ )。引擎轉速( $\Omega$ )主要會對循環冷卻水的流量( $F_H$ )產生影響，如圖 8 所示， $\Omega$ 從 500rpm 增加到 2500rpm， $F_H$ 會從 7L/min 增加到 35L/min，而不同的集熱座構型雖然會對通過測試段的水流產生不同的壓力降，但相較於循環冷卻水管道的整體流動阻力，測試段部份的流動阻力增加是可忽略的，所以不同的集熱座構型對循環冷卻水的流量( $F_H$ )影響甚微。此外，引擎轉速( $\Omega$ )對冷卻水溫度( $T_i$ )的影響也不大，引擎啟動穩定後，基本上平均冷卻水溫度( $T_i$ )都維持在 95°C；控制鼓風機冷卻空氣流速( $F_C$ )代表引入不同的外部冷卻效應。發電功率( $P$ )之運算公式定義如下：

$$P = V^2 / R \quad (1)$$

其中  $V$  是發電電壓、 $R$  是負載電阻。

### 2.4. 不確定性分析

實驗結果之整體誤差包括量測參數與計算參數的誤差，其中量測參數的不確定度是由儀器系統本身誤差及人為讀值誤差所造成，計算參數則由量測參數交互運算形成。本實驗之不確定分析採用 Moffat [12] 的不確定性分析方法，本實驗的引擎轉速( $\Omega$ )、循環冷卻水的流量( $F_H$ )、冷卻空氣流速( $F_C$ )、溫度( $T$ )與發電功率( $P$ )之不確定性分別為±1.0%、±1.0%、±1.2%、±1.28%與±2.1%。

### 3. 結果與討論

作者在先前的研究[13]中曾推導出熱電轉換系統發電功率理論解析解，其表示式如后：

$$P_{\max} = \frac{k_{TEG} A_{TEG}}{\delta} \cdot \frac{\left( (\gamma + \lambda + 1) - \sqrt{(\gamma + \lambda + 1)^2 - 4\alpha^* \lambda (T_i - T_j)} \right)^2}{4\alpha^*}$$

$$\text{其中 } \gamma = \frac{h_1 A_1}{h_2 A_2}, \quad \lambda = \frac{h_1 A_1 \delta}{k_{TEG} A_{TEG}}$$

$$\alpha^* = \frac{\alpha^2 \delta}{4k_{TEG} A_{TEG} R_{int}} = [1/K]$$

， $\gamma$ 、 $\lambda$  與  $\alpha^*$  分別為集熱器與散熱座的熱傳能力比值、熱電產生器熱端的 Biot 數、及熱電產生器的改良 Seebeck 參數，而本實驗中的測試例是在特定鼓風機風速( $F_C$ )與散熱鰭柱下操作，散熱座的熱傳能  $h_2 A_2$  值為固定，熱電產生器的  $k_{TEG} A_{TEG}$  與  $\delta$  也是固定值，因此  $\gamma$  與  $\lambda$  都會隨集熱器測試段的  $h_1 A_1$  而變動，所以在實驗中  $\gamma$  與  $\lambda$  是相依值，我們依本實驗的特性改寫熱電轉換系統發電功率理論解析解如后：

$$P_{\max} = \frac{k_{TEG} A_{TEG}}{\delta} \cdot \frac{\left( ((C+1)\gamma+1) - \sqrt{((C+1)\gamma+1)^2 - 4\alpha^* C \gamma (T_i - T_j)} \right)^2}{4\alpha^*}$$

$$\text{其中 } \gamma = \frac{h_1 A_1}{h_2 A_2}, \quad C = \frac{h_2 A_2 \delta}{k_{TEG} A_{TEG}}$$

$$\alpha^* = \frac{\alpha^2 \delta}{4k_{TEG} A_{TEG} R_{int}} = [1/K]$$

並將特定  $C$  值下發電功率( $P$ )與  $\gamma$  的關係畫於圖 9，從圖 9 可看出發電功率( $P$ )隨  $\gamma$  值增大而逐漸增大，然後趨於定值，不再增大， $\gamma$  值在圖 9 中代表集熱器的熱傳能力，它會隨著循環冷卻水的流量(隨引擎轉速增大而增加)與集熱器構型而變動，所以在設計相關熱電轉換系統時，不須挑選熱傳能力最好的集熱器，反而是具普通熱傳能力的即可，如此也比較經濟省錢，此外， $C$  值愈大時則發電功率( $P$ )也會增大， $C$  值是代表散熱座的熱傳能力，圖中也顯示當  $C$  值愈大時，發電功率( $P$ )也會趨於定值，不再增大，因此散熱鰭柱也無須挑選熱傳能力極佳者。

圖 10 為實驗量測結果，顯示不同鼓風機風速( $F_C$ )時之引擎轉速( $\Omega$ )與發電功率( $P$ )及 TEG 溫差( $\Delta T$ )關係圖，從圖中可以發現引擎轉速( $\Omega$ )與發電功率( $P$ )的關係和引擎轉速( $\Omega$ )與 TEG 溫差( $\Delta T$ )的關係相仿，這符合 Seebeck 效應，也就是發電電壓( $V$ )與 TEG 溫差( $\Delta T$ )呈線性關係( $V = \Delta S \Delta T$ ，其中  $\Delta S$  是 Seebeck 係數差，是 TEG 的規格特性，在有限制的溫度範圍內是常數值)，而發電功率( $P$ )又等於方程式(1)的定義，方程式(1)可改寫成：

$$P = (\Delta S \cdot \Delta T)^2 / R \quad (2)$$

此外，圖 10 也指出在車輛冷卻循環水系統上的熱電轉換發電功率大致上是隨引擎轉速( $\Omega$ )增加而略為下降，除了 Model B 在極小的引擎轉速時其發電功率是先隨引擎轉速( $\Omega$ )增加而增大，然後再略為下降，隨引擎轉速( $\Omega$ )增加而略為下降的趨勢似乎與圖 9 理論預測並不符合，不過其下降幅度有限，因此並非全然悖離，可能需要進一步執行熱傳實驗測試來釐清。

我們先前已從圖 8 看出引擎轉速( $\Omega$ )增加會大幅增加循環冷卻水的流量( $F_H$ )，而根據強制對流熱傳特性，( $F_H$ )增大會增大熱傳係數與熱傳量，當熱傳係數與熱傳量夠大時，將使得熱電產生器熱端溫度( $T_h$ )非常接近冷卻水溫度( $T_i$ )，但冷卻水溫度( $T_i$ )基本上都維持在 95°C，因此熱電產生器熱端溫度( $T_h$ )不會超過此溫度，此時為使增大的熱傳量能透過外部冷卻系統從熱電產生器冷端傳遞至外界，熱電產生器冷端溫度( $T_c$ )必然也會持續增大，因此造成 TEG 冷熱端溫差( $\Delta T$ )反而縮小，當然發電功率( $P$ )就下降；圖 10 還指出在所有集熱器測試段中，Model D 似乎能使

TEG 組具有較佳的發電輸出,但根據作者先前的研究[14],我們知道 Model D 集熱器的熱傳能力僅比 Model A 與 Model B 高,而低於其他構型的集熱器,這個現象與增大引擎轉速( $\Omega$ )反而會減小發電功率( $P$ )可能是相同道理,因為集熱效能太好也會使熱電產生器冷端溫度( $T_c$ )持續增大,TEG 冷熱端溫差( $\Delta T$ )反而縮小,因此發電功率( $P$ )反而不如熱傳效能沒那麼好的集熱器;圖 10 也顯示發電功率( $P$ )隨鼓風機風速( $F_C$ )增加而增大,這符合圖 9 的理論推測。

#### 4. 結論

(1) 本研究成功運用熱電產生器於車輛冷卻循環水系統上進行廢熱發電實驗測試。

(2) 理論公式預測發電功率( $P$ )應隨引擎轉速增大而逐漸增大,然後趨於定值;同時發電功率( $P$ )也應隨鼓風機風速( $F_C$ )增大而逐漸增大,然後趨於定值。

(3) 實驗結果大致與理論公式預測相符,但發電功率是先隨引擎轉速( $\Omega$ )增加而增大,然後再略為下降,不過其下降幅度有限,因此並非全然悖離,可能需要進一步執行熱傳實驗來釐清。

(4) 整體而言,理論公式預測與實驗結果都指出在設計相關熱電轉換系統時,不須挑選熱傳能力最好的集熱器,反而是具普通熱傳能力的即可,如此也比較經濟省錢。

#### 5. 誌謝

本研究承蒙國科會專題研究計畫經費補助(計畫編號 NSC 100-2221-E-270-014-MY3),使本計畫得以順利進行,特此致上感謝之意。

#### 6. 參考文獻

- 1.H.L. Talom and A. Beyene, "Heat recovery from automotive engine," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 439-444, 2009.
- 2.D.M. Rowe, "Thermoelectrics an environmentally-friendly source of electrical power," *Renewable energy*, Vol. 16, pp. 1251-1256, 1999.
- 3.T.J. Hendricks and J.A. Lustbader, "Advanced thermoelectric power system investigations for light-duty and heavy-duty applications," *Proceeding of the 21st international conference on thermoelectrics*, Long Beach, CA, 2002.
- 4.A.K. Pramanick and P.K. Das, "Constructal design of a thermoelectric device," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1420-1429, 2006.

- 5.S. Linekin and S. Ben-Yaakov, "Modeling and analysis of thermoelectric modules," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 43, pp. 505-512, 2007.
- 6.G. Fraisse, M. Lazard, C. Goupil and J.Y. Serrat, "Study of a thermoelement's behavior through a modeling based on electrical analogy," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 3503-3512, 2010.
- 7.H.-S. Huang, Y.-C. Weng, Y.-W. Chang, S.-L. Chen and M.-T. Ke, "Thermoelectric water-cooling device applied to electronic equipment," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 140-146, 2010.
- 8.C. Junior, G. Chen, and J. Koehler, "Modeling of a new recuperative thermoelectric cycle for a tumble dryer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 1536-1543, 2012.
- 9.M. Chen, L.A. Rosendahl, and T. Condra, "A three-dimensional numerical model of thermoelectric generators in fluid systems," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 345-355, 2011.
10. E.J. Sandoz-Rosado, S.J. Weinstein, and R.J. Stevens, "On the Thomson effect in thermoelectric power devices," *International Journal of Thermal Sciences*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.10.018>, 2012.
11. A. Rezanian, L.A. Rosendahl, S.J. Andreasen, "Experimental investigation of thermoelectric power generation versus coolant pumping power in a microchannel heat sink," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 1054-1058, 2012.
12. R.J. Moffat, *Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis*, *ASME J. Fluids Engineering*, Vol. 104, pp. 250-258, 1982.
13. S.-C. Tzeng, T.-M. Jeng, Y.-L. Lin, "Parametric Study of Heat-Transfer Design on the Thermoelectric Generator System," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Accepted, 2013.
14. 曾憲中, 鄭澤明, 陳柏村, "多孔性介質集熱座對引擎廢熱回收熱電轉換系統發電性能之影響," 2012 能源與冷凍空調學術研討會, 台北, 10月19日, 2012.

表一 熱電產生器規範(型號:TGM-287-1.0-1.5  
蘇俄 KRYOTHERM)

外形、尺寸(mm) 正方形 40L*40W*3.8H			
冷面溫度 50°C/熱面溫度 150°C			
發電電壓	發電電流	發電出力	發電效率
4.77(V)	0.47(A)	2.23(W)	2.7(%)
電阻(Ohm)		熱阻(K/W)	
10.2		1.16	
冷面溫度 100°C/熱面溫度 200°C			
發電電壓	發電電流	發電出力	發電效率
4.52(V)	0.43(A)	1.93(W)	2.3(%)
電阻(Ohm)		熱阻(K/W)	
10.6		1.13	

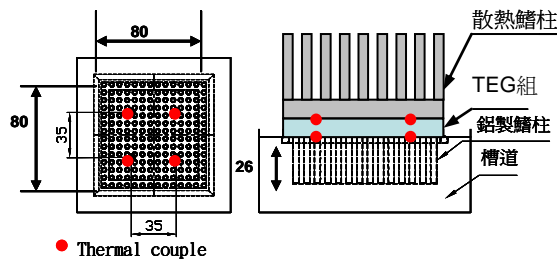


圖 3. 測試段尺寸與熱電偶位置圖 (Unit:mm)

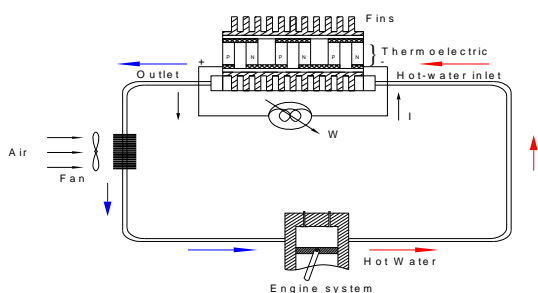


圖 1. 引擎冷卻水之熱電轉換系統示意圖

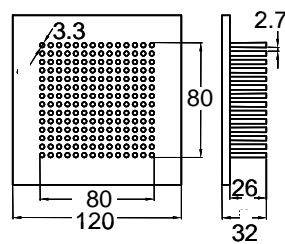
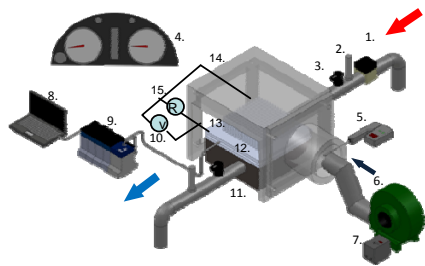


圖 4. 鋁合金鳍柱尺寸圖 (Unit:mm)



- 1 流量計 2 溫度計 3 壓力計 4 Toyota 2200實車 5 風速計
- 6 鼓風機 7 變頻器 8 個人電腦 9 資料擷取器 10 熱電偶
- 11 測試段 12. TEG組 13. 散熱鳍柱 14. 上蓋罩子 15. 負載電路與電壓表

(a) 實驗設備圖



(b) 實車測試系統照片

圖 2. 實驗設備圖與實車測試系統照片

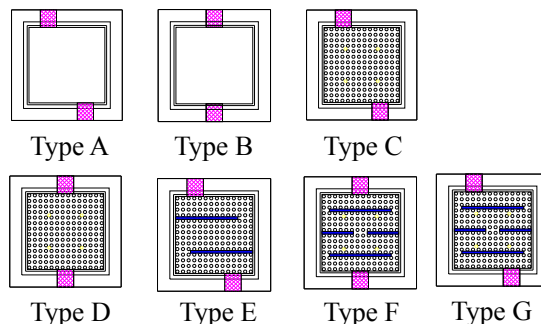


圖 5. 集熱座測試段構型

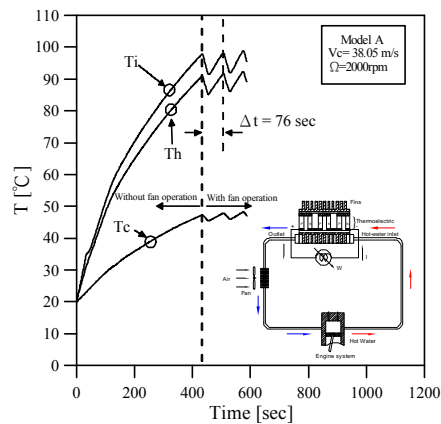


圖 6. 引擎啟動後溫度隨啟動時間的變化圖

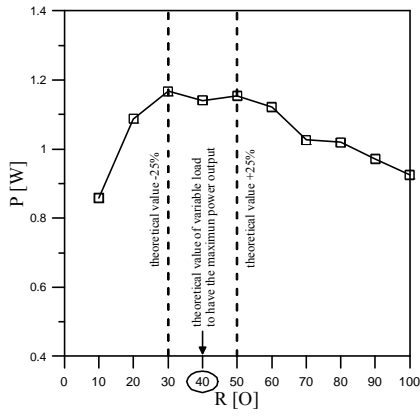


圖 7. 負載電阻(R)與發電功率(P)關係圖

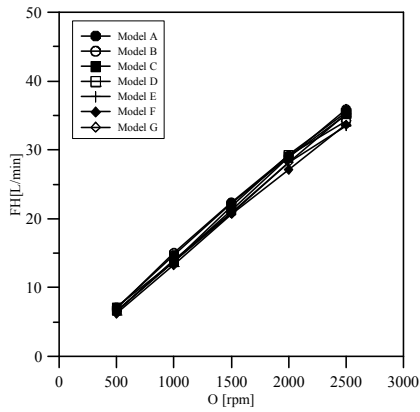


圖 8. 引擎轉速(Ω)與冷卻循環水(FH)關係圖

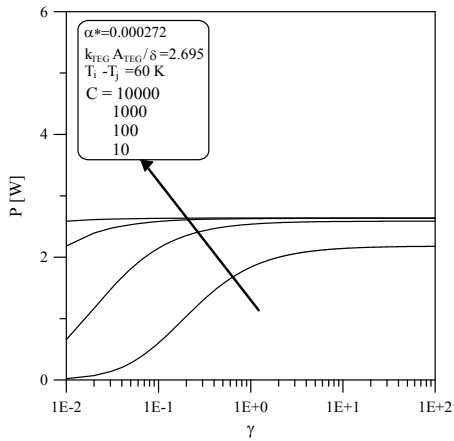
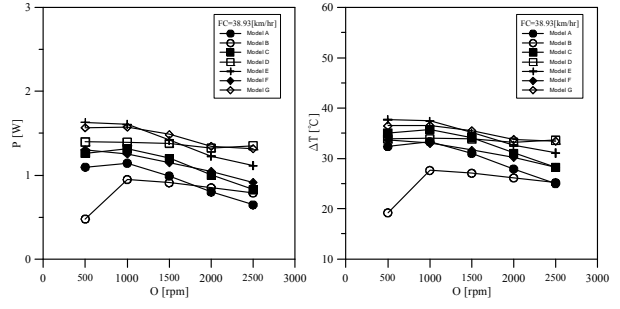
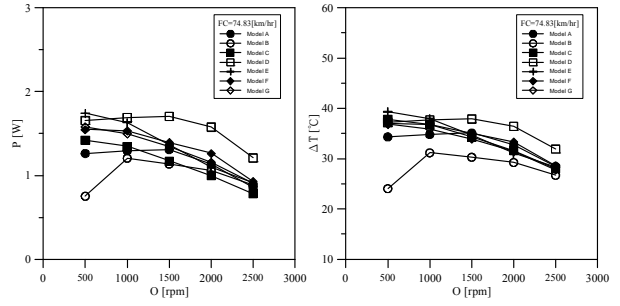


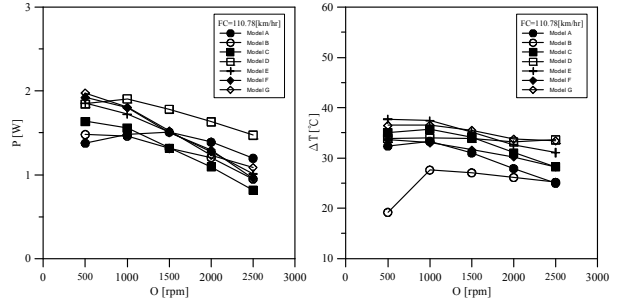
圖 9 特定 C 值下發電功率(P)與 $\gamma$ 的關係圖



(a) FC=39 km/hr



(b) FC=75 km/hr



(c) FC=111 km/hr

圖 10. 不同鼓風機風速(FC)時之引擎轉速(Ω)與發電功率(P)及 TEG 溫差(ΔT)關係圖