

環形逆流燃燒室進口壓力及渦漩強度對出口溫度 及廢氣排放之影響

劉中和^{1*} 曾培元² 李汶墾³

^{1*} 元培科技大學生物醫學工程學系

² 國防大學理工學院機電能源及航太工程學系

³ 國防大學理工學院國防科學研究所

摘 要

本文之目標主要在於發展建立氣渦輪引擎燃燒室內流場的數值模擬能量，探討燃燒室進口壓力及渦漩強度對燃燒室出口溫度及廢氣排放的影響。為確保程式精確性，首先對 Lycoming 燃燒室進行噴霧燃燒數值模擬，並與 Wild et al. (1988) 實驗及計算值比較，結果吻合度良好。進而對環形逆流燃燒室進行噴霧燃燒數值模擬，發現進口壓力及渦漩強度的增加均會造成出口 NO_x 排放的增加，但是，會造成 CO 及 UHC 排放的減少。氣渦輪機燃燒室的研究工作，除追求高效率的設計外，同時必須降低污染廢氣的排放。因此，如何兼顧高效率的提高及低污染的降低，即成為燃燒室設計的重要課題。

關鍵詞：環形逆流燃燒室，進口壓力，渦漩強度

The Influence of Inlet Pressure and Swirling Intensity on Exit Temperature and Emission Distribution at in Annular Reverse-flow Combustor

C. H. Liu^{1*}, P. Y. Tzeng² and W. K. Lee³

^{1*} Dept. of Biomechanical Engineering, Yuanpei University of Science and Technology

² Dept. of Mechatronic, Energy and Aerospace Engineering, Chung Cheng Institute of Technology, National Defense University

³ Graduate School of National Defense Science, Chung-Cheng Institute of Technology, National Defense University

Abstract

The objective of this research is to develop the simulation capability of the internal flow in a gas turbine combustor and to investigate the influence of inlet pressure and swirl intensity on exit temperature and emission distribution. First of all, to verify the accuracy of the code, calculation of a spray combustion model of Lycoming combustor has been carried out. The results are compared with experimental and computational data of Wild et al. (1988), and good agreement is obtained. Then, a modeling of an annular reverse-flow combustor is performed to find that the increase in inlet pressure and swirl intensity increases the NO_x emission, but reduces the CO and UHC. Extensive research works in gas turbines are in order to achieve higher combustion efficiency and to reduce the combustion-generated pollutants. How to look after both sides has become an important design criteria in modern gas turbine technology.

Keywords: annular reverse-flow combustor, inlet pressure, swirl intensity.

一、前言

氣渦輪機(Gas Turbine)經歷半個多世紀的發展，已廣泛應用在航空器動力來源及工商業發電用途上。燃燒室(Combustor)為氣渦輪機產生動力的主要裝置，其工作流程非常複雜，要瞭解燃燒室的工作流程，數值模擬是獲得這類資料的方法之一，實驗診測為另一途徑。但由於實驗設備成本高昂及時間冗長，所以使用 CFD 套裝軟體來模擬燃燒室已成為趨勢，要如何提高數值模擬的可信度，將成為燃燒室設計的主要工具。此外，近年來計算機技術的發展亦促進燃燒室模擬的研究工作。

氣渦輪機燃燒室的數值計算在近四十年來發展卓越。1976 年，Gosman 及 Ideriah 發展 TEACH 程式(Teaching Elliptic Axisymmetric Characteristic Heuristically)，以 SIMPLE 法則模擬計算熱傳、紊流、迴流、化學反應及燃燒過程。此後，許多研究人員以它為基礎，發展及修正許多程式。例如 INTERN、STRAPIC、TEMA、PACE 及 TURCOM [1]。

本研究整理近廿年來氣渦輪機燃燒室噴霧燃燒數值模擬，所模擬之燃燒室型式、燃燒特性、數值方法及排氣污染如表 1 [2-21]。由列表可知，近年來燃燒室噴霧燃燒數值模擬所使用的液態燃油大多為煤油(Kerosene)及 Jet-A 航空用油；紊流燃燒模式包含有層流化學法、漩渦消耗概念法(Eddy Dissipation Concept； EDC) 及機率密度函數(Probability Density Function； PDF)，其中層流化學法忽略紊流波動的影響；數值方法則普遍使用 SIMPLE 法則或其修正後的法則；所使用的程式有些是商業套裝軟體或者是工業或學界所發展的程式；至於排氣污染方面，探討的包含氮氧化物(NOx)、一氧化碳(CO)、未燃之碳氫化合物(UHC)及煙粒(Smoke)等。

回顧燃燒室的發展演進，在 60 年代注重發展大型推進系統，提昇輸出動力及性能，70 年代則以降低氣體的污染為重點，80 年代則轉為重視能源問題，90 年代至今則因環保要求日益嚴苛及能源缺乏，針對燃燒所產生的廢氣排放加以規範。相關的研究可分為數值與實驗兩部份，數值模擬[22-24]主要以分析燃燒室內的流場結構及溫度梯度為主，探討不同的主、次氣流和油氣分佈，對出口區廢氣濃度分佈影響。實驗研究[25-27]則注重於不同的進口壓力、溫度、渦漩及油氣混合比對燃燒特性的影響。由以上的研究，我們可以發現燃燒室廢氣的排放與燃燒進口壓力及渦漩強度有關。但是上述研究中，探討進氣渦漩

[22,23,25]及壓力[24,25]的影響都是使用氣態燃油，而且所實驗或模擬的燃燒室幾何外形較為簡單。但是，氣渦輪機燃燒室實際上均使用液態燃油，由於燃油的霧化及液滴蒸發，還有液、氣兩相之間的作用，使得燃燒現象更為複雜。

近年來小型渦輪(扇)引擎(核心流量 <15.0 lbm/s)的開發及成本降低，已廣泛運用並逐漸為下一世紀小型、私人或商務飛機之最佳選擇。此類引擎配合成熟的工藝技術、低成本及小空間需求，採用高壓離心式壓縮器、無冷卻流之渦輪葉片及環型逆流式燃燒室等，是一有效設計與組合方式，而此三部份即組成一核心機，亦稱為核心引擎。環型逆流式燃燒室的搭配使用，可有效縮減高壓離心式壓縮器及高壓渦輪間距離(空間)，此亦縮短連接其間的高轉速軸長度，故此逆流式燃燒室多數應用在商業運轉之長壽期引擎或輔助動力系中[28]。因此，本研究使用液態燃油，對環形逆流燃燒室進行噴霧燃燒數值模擬，探討進口渦漩強度及壓力對燃燒室出口溫度及廢氣排放的影響。

二、理論分析

2.1 問題假設

氣渦輪機燃燒室的工作流程是非常複雜的，其中包括空氣動力學、流體力學、熱力學、燃油霧化、液滴蒸發、燃燒化學反應、輻射熱傳等，而且彼此又是互相交錯進行的。因此，必須予以適當假設，以簡化問題。

- (1)流場視為穩態(Steady State)。
- (2)流體為牛頓流體(Newtonian Fluid)。
- (3)忽略重力及電磁力等超距力(Body Force)。
- (4)油滴無碰撞、碎裂、凝結及微爆炸。
- (5)忽略重力對油滴的影響。

2.2 氣相統御方程式

氣相統御方程式主要包括質量、動量、能量及成份等方程式，分述如下：

2.2.1 連續方程式

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

其中， ρ 為密度， u_j 為速度分量。

2.2.2 動量方程式

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

其中， p 為靜壓力， τ_{ij} 為黏性應力張量， S_m 為動量源項。

表 1 氣渦輪機燃燒室噴霧燃燒數值模擬

年代	作者	燃燒室	數值方法	燃燒模式
		燃油	程式	污染物
2002	Zamunner et al.[2]	LESCALC combustor	SIMPLE	PDF
		Kerosene	ONERA's MSD	None
2001	Sharma et al.[3]	Can-type combustor	MAC-based SOLA	One-step PDF
		N-Hexane(C6H14)	No information	None
2000	Cannon et al.[4]	Annular combustor	SIMPLEC	PDF
		Jet-A	CFD-ACEU+	NO _x , CO and UHC
1999	Crocker et al.[5]	Model combustor	SIMPLEC	One-step with equilibrium
		Evaporating liquid spray	CFD-ACE	None
1998	Crocker and Puri.[6]	F124 combustor	SIMPLEC	One-step with equilibrium
		Jet-A	CFD-ACE+	Smoke
1997	Tolpaid et al.[7]	Annular combustor	SIMPLE-like	Multi-step PDF
		Jet-A	CONCERT-3D	CO and NO _x
1995	Cline et al.[8]	Staged RQL combustor	SIMPLE-like	Laminar chemistry
		Jet-A	No information	Thermal NO and CO
1995	Crocker and Smith[9]	F109 combustor	SIMPLEC	One-step
		Jet-A	CFD-ACE	None
1995	Tolpadi[10]	GE annular CFM56	SIMPLE-like	Assumed PDF
		Evaporating liquid spray	No information	None
1993	Rizk and Mongia[11]	RQL combustor	SIMPLE	Four-step EDC
		Evaporating liquid spray	No information	NO _x , CO, and Smoke
1993	Micklow et al.[12]	RQL combustor	SIMPLE-like	Laminar chemistry
		Jet-A	KIVA-II code	Thermal NO and CO
1993	Cline et al.[13]	Annular combustor	SIMPLE-like	Laminar chemistry
		Jet-A	No information	Thermal NO and CO
1993	Ma et al.[14]	Axisymmetric combustor	SIMPLER	One-step PDF
		N-Octane(C8H18)	No information	None
1992	Yang et al.[15]	Staged RQL combustor	SIMPLE-like	Laminar chemistry
		Jet-A	KIVA-II code	Thermal NO and CO
1990	Melconian et al.[16]	Annular combustor	SIMPLE	One-step EDC
		Evaporating liquid spray	FLUENT	Thermal NO
1990	Nguyen and Ying[17]	Model airblast fuel nozzle	SIMPLE-like	Laminar chemistry
		Jet-A	KIVA-II code	CO and NO _x
1989	Raju and Sirihnano[18]	Center-body combustor	SIMPLE	One-step EDC
		N-Decane(C10H22)	TEACH	None
1988	Wild et al.[19]	Lycoming combustor	SIMPLE	Two-step EDC
		Kerosene	No information	CO
1983	Gosman and Ioannides[20]	Cylindrical combustor	SIMPLE	One-step EDC
		Kerosene	TEACH	None
1982	Boysan et al.[21]	Lycoming combustor	SIMPLE	Single-step EDC
		Kerosene	No information	None

2.2.3 能量方程式

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h_0) = \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + S_h \quad (3)$$

其中， h_0 為總焓(Total Enthalpy)， q_j 熱量分量， S_h 為化學反應、輻射、噴霧等所產生的源項。

2.2.4 成份方程式

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j Y_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} J_i + \dot{\omega}_j \quad (4)$$

其中， Y_i 為總成份， J_i 為成份 i 的擴散通量， $\dot{\omega}_j$ 為成份 i 的反應速率。

2.3 紊流模式

本研究採用 RNG (Renormalized Group) k- ϵ 紊流模式描述燃燒室紊流特性。RNG k- ϵ 紊流模式為 Yakhot [29] 等人使用數學上 RNG 理論推導而來，RNG k- ϵ 紊流模式應用在高雷諾數、分離流及渦旋流比標準 k- ϵ 模式還要精確。Benim [30] 模擬燃燒室渦旋流時，比較此二種紊流模式計算結果與實驗值的吻合度，發現 RNG k- ϵ 模式比標準 k- ϵ 模式的吻合度還要高。RNG k- ϵ 紊流模式是以紊流動能方程式及紊流耗散率方程式來描述流場的紊流特性。

(1) 紊流動能方程式

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j k) &= \rho P - \rho \epsilon \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

(2) 紊流耗散率方程式

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) &= C_{\epsilon_1} \frac{\rho P \epsilon}{k} - C_{\epsilon_2} \frac{\rho \epsilon^2}{k} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

其中， P 為紊流動能生成率(Turbulent Kinetic Energy Production Rate)； $\mu_t = C_\mu k^2 / \epsilon$ 為紊流黏滯係數(Turbulent Viscosity)。各係數值為 $C_\mu = 0.09$ ； $C_{\epsilon_1} = 1.44$ ； $C_{\epsilon_2} = 1.44$ 。

2.4 燃燒模式

$$\sum_{i=1}^N v_i' M_i \leftrightarrow \sum_{i=1}^N v_i'' M_i \quad (7)$$

其中， v_i' 為成份 i 之正向當量係數， v_i'' 為成份 i 之逆向當量係數， M 為成份。

化學反應速率可表示為：

$$\dot{\omega} = (k_f)_j \prod_{i=1}^N [M_i]^{v_i'} - (k_r)_j \prod_{i=1}^N [M_i]^{v_i''} \quad (8)$$

其中， k_f 為正向反應率係數， k_r 為逆向反應率係數。

2.5 液相統御方程式

本研究選擇 Lagrangian 法則描述液滴之運動特性，其控制方程式分述如下[31]：

2.5.1 液滴質量方程式

$$\frac{d(m_d)}{dt} = 2\pi d \rho \Gamma_m Sh \ln(1+B) \quad (9)$$

其中， m_d 為液滴的質量， d 為液滴直徑， Γ_m 為氣體質量擴散數(Mass Diffusion Number)； B 為 Spalding Mass Transfer Number， Sh 為 Sherwood Number， $Sh = 1 + 0.3 \text{Re}^{0.5} \text{Sc}^{0.333}$ ， Sc 為 Schmidt Number。

2.5.2 液滴動量方程式

$$\begin{aligned} m_d \frac{du_d}{dt} &= C_D \rho (u_g - u_d) \left| u_g - u_d \right| \frac{A_d}{2} \\ &+ S_M \end{aligned} \quad (10)$$

其中 C_D 為阻力係數， ρ 為氣體密度， A_d 為液滴的正向面積，下標 g 及 d 分別代表氣體及液滴。

2.5.3 液滴能量方程式

$$\begin{aligned} m_d C_{p,d} \frac{dT_d}{dt} &= \pi d^2 \dot{q} \\ &- 2\pi d \rho \Gamma_m Sh \ln(1+B) \cdot L + S_e \end{aligned} \quad (11)$$

其中， C_p 為比熱， Γ_m 為氣體質量擴散係數， L 為液滴蒸發所需的潛熱； \dot{q} 為液滴表面的熱通量，

$$\dot{q} = \frac{2k(T_g - T_d)Nu \ln(1+B)}{dB}, \quad Nu \text{ 為 Nusselt Number.}$$

2.5.4 噴霧模式

以 Rosin-Rammler 分佈函數來模擬噴霧液滴粒徑尺寸的分佈，可表示為

$$1 - Q = \exp \left[- \left(\frac{D_d}{D_R} \right)^q \right] \quad (12)$$

其中， Q 為液滴直徑小於 D_d 的油滴體積在所有液滴體積中所佔的比率。 D_R 為液滴平均半徑， q 為 Rosin-Rammler 常數，為衡量液滴大小分佈的標準。

2.6 渦旋數

氣渦輪機燃燒室所採用的渦旋器(Swirlers)主要有軸向式(Axial Type)及徑向式(radial type)兩種[32]。一般環形燃燒室大多使用為軸向式渦旋器，其特點是結構簡單，安裝容易。渦旋器的功用是使空氣流經導片後，具切線旋轉速度，進入燃燒室後，形成渦旋流場(Swirling Flow)，與側向

進空氣形成迴流區，以穩定燃燒火焰及增進流場的紊流強度，以促進燃油與空氣的混合。

描述渦漩現象可用無因次的渦漩數(Swirl Number)來表示[33]：

$$S = \frac{2G_m}{D_{sw} G_t} \quad (13)$$

其中， G_m 為角動量的軸向通量(Axial Flux of Angular Momentum)； G_t 為軸向動量(Axial Momentum)； D_{sw} 為軸半徑。

對於環形且固定導片角度 θ 的渦漩器而言，渦漩數可簡化為：

$$S_N = \frac{2}{3} \frac{1 - (D_{hub}/D_{sw})^3}{1 - (D_{hub}/D_{sw})^2} \tan \theta \quad (14)$$

其中， D_{hub} 為葉轂直徑； D_{sw} 為葉片直徑。

渦漩數小於 0.4 為弱渦漩，介於 0.4 至 0.6 間為中渦漩，大於 0.6 則為強渦漩；只有在強渦漩的流場中，才會產生迴流區。

三、數值方法

3.1 控制方程式

本研究的數值方法為有限體積法，結合適當的起始條件和邊界條件求解，至於求解的過程則使用 SIMPLEC(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent)運算法則[34]。所有的控制方程式可表示為：

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S_\phi \quad (15)$$

其中 ϕ 為自變參數， Γ 為相對自變參數 ϕ 之有效傳輸係數， S_ϕ 為源項。

3.2 收斂標準

在數值計算中，因採疊代法求解，當程式收斂時，方程式兩邊應該相等，但由於計算上的尾數誤差與疊代過程中係數的變化，必存在一誤差值，此誤差值稱為殘餘值(Residual)，而疊代的次數要視殘值而定。

$$Res = a_p \phi_p - \sum a_{nb} \phi_{nb} - b \quad (16)$$

$$Max |Res| < 10^{-4} \quad (17)$$

其中， a_{nb} 、 ϕ_{nb} 分別代表流場變數的連接係數(linked coefficients)及變數值。

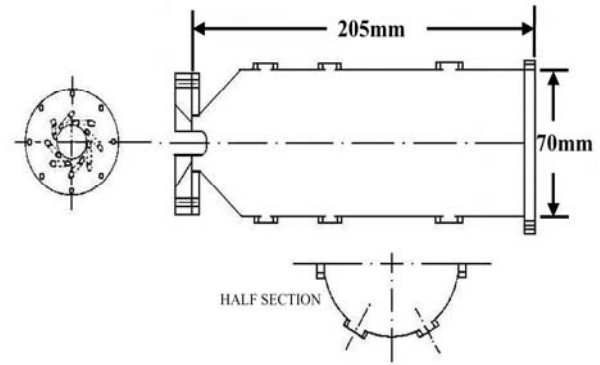


圖 1 LYCOMING 燃燒室幾何示意圖

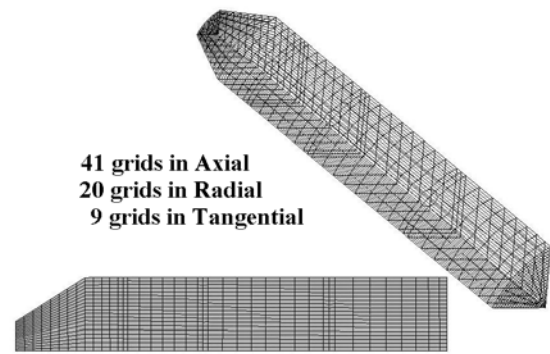


圖 2 計算格點 41*20*9 示意圖

3.3 程式驗證

為瞭解程式對燃燒室數值模擬的適用性，本研究首先模擬 Lycoming 燃燒室噴霧燃燒，用以進程式驗證與測試，並與 Wild et al. [19]實驗及計算值進行比較。

Lycoming 燃燒室的幾何外型如圖 1。網格測試採用的格點計有 22*12*7、30*16*7、41*20*9、52*24*11 及 60*32*13 等五組，其中格點最密組 60*32*13 所計算之出口溫度及速度與 22*12*7 比較，其平均誤差約為 6%；與 41*20*9 比較，誤差約為 3%。因此，在容許誤差內，為簡省計算資源，本研究計算格點採 41*20*9 組，其格點分佈如圖 2。

燃燒室的模擬起始條件如表 2，模擬結果與 Wild et al. [19]實驗及計算做比較，其出口溫度分佈如圖 3、出口速度分佈如圖 4 及 x=30mm 內流場溫度分佈如圖 5。我們可以發現模擬的結果與實驗值相當吻合，尤其是溫度的分佈，預測結果比 Wild et al.計算值更吻合實驗值；至於速度流場方面，中間部份預測結果稍微有偏離，研判是文獻中未提供足夠的燃油噴嘴起始條件，而造成些許的誤差。

表 2 三維 LYCOMING 燃燒室數值模擬起始條件

Total air flow rate = 0.02125 kg/s
Total fuel flow rate = 0.000625 kg/s
Air/Fuel ratio = 34 Swirl Number = 0.8

	Swirler	Primary	Secondary	Dilution
Air flow rate (kg/s)	0.00994	0.03252	0.03813	0.04692
Air flow rate %	7.8 %	25.5 %	29.9 %	36.8 %
Inlet Temp. (K)	351	351	351	351
Axial vel. (m/s)	27.6	—	—	—
Tangential vel. (m/s)	14	—	—	—
Radial vel. (m/s)	—	138.9	139.1	138.7

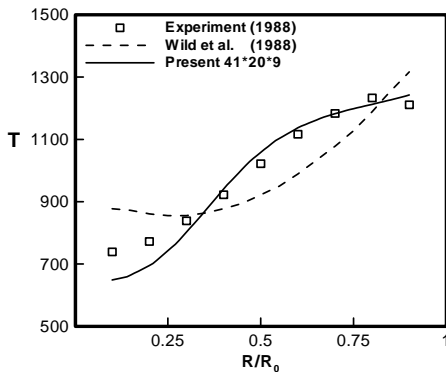


圖 3 燃燒室出口溫度實驗與數值模擬比較圖

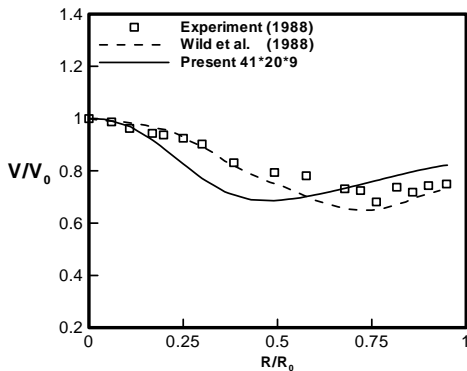


圖 4 燃燒室出口速度實驗與數值模擬比較圖

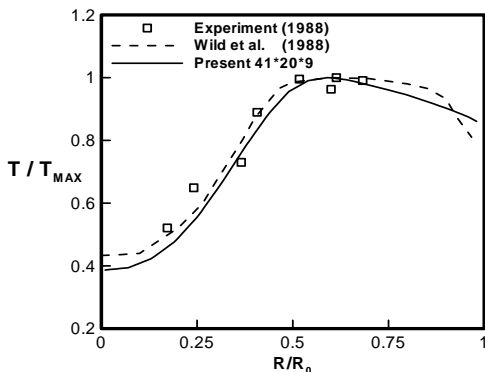


圖 5 燃燒室內流場溫度實驗與數值模擬比較圖

四、結果與討論

本研究所模擬之環形逆流燃燒室與傳統燃燒室不同的是環形逆流燃燒室在外部流路先形成 180° 的進氣流道，且燃燒後排氣是經由轉接段再轉 180°，經出口處後進入高壓渦輪。

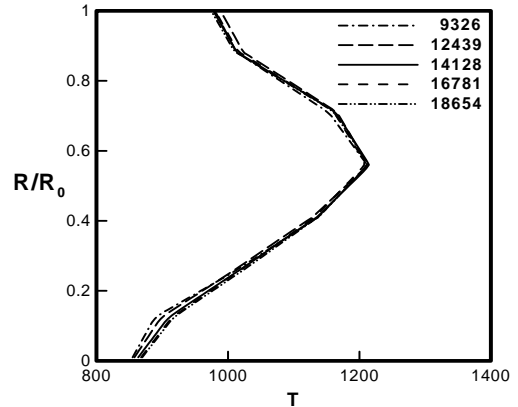


圖 6 環形逆流式燃燒室網格測試溫度分佈圖

4.1 格點測試

燃燒室計算網格為非結構性格點，網格測試採用的格點計有 9,326、12,439、14,128、16,781 及 18,654 等五組，其中格點最密組 18,654 所計算之出口溫度與格點數為 9,326 作比較，其平均誤差約為 5%；與 14,128 比較，平均誤差約為 2%，如圖 6。因此，在容許誤差內，為簡省計算資源，本研究計算格點採 14,128 組。網格設計以各冷卻孔、渦旋器及內、外觀筒壁面的格點分佈較密，以精確掌握燃燒室流場的結構；而燃燒室機匣與外觀筒間的流場結構非研究的重點，因此格點分佈較疏，整個燃燒室的格點分佈如圖 7，模擬起始條件如表 3。燃燒化學反應採單步驟有限速率反應(One-Step Finite Rate Reaction)，其中紊流燃燒的紊流擾動採機率密度函數(PDF)。燃油噴嘴角度為 60 度，噴霧油滴的分佈採 Rosin-Rammler 分佈函數，其油滴平均直徑(SMD)為 60 μ m。

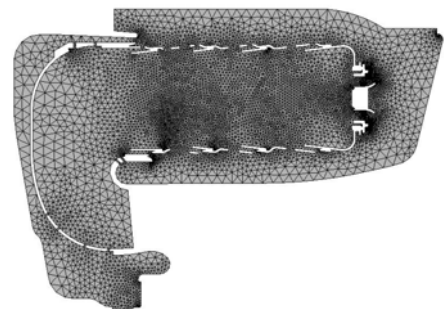


圖 7 環形逆流式燃燒室計算網格配置圖

表 3 環形逆流燃燒室數值模擬起始條件

Air flow rate (kg/s)	0.02
Fuel flow rate (kg/s)	0.00294
Air/Fuel ratio	68
Air Temp. (K)	800
Turbulence Prandtl No.	0.25
Turbulence Schmidt No.	0.25

4.2 燃燒室內流場速度及溫度分佈

圖 8 及圖 9 為壓力等於 100 KPa，不同渦漩數對流場速度分佈的影響。渦漩數為 1.2 時，在主燃區裡，渦漩空氣與主進氣口氣流形成一強烈的迴流區，不但增進流場的紊流強度，亦促進油氣的混合，以穩定燃燒火焰；渦漩數為 0.4 時，在主燃區就沒有明顯的迴流區，不過可以發現在內襯筒附近有二個迴流區的形成，這是因為氣流進入主燃區突然擴張而造成的。

圖 10 及圖 11 為壓力等於 100 KPa 下，不同渦漩數對燃燒室溫度分佈的影響。可明顯看出，高渦漩數(S=1.2)的流場油氣混合良好，造成燃燒提前點火，使燃燒集中於主燃燒區附近，因此燃燒火焰較短；而低渦漩數的迴流區域較小，點火延遲，燃燒偏向於外圍燃燒，因此火焰較長。

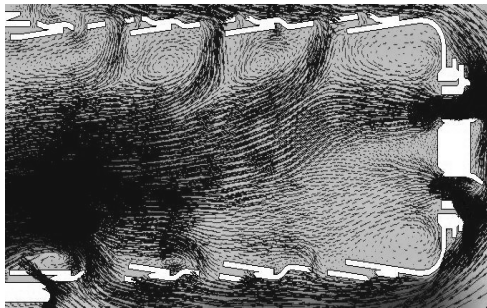


圖 8 壓力(P=100 KPa)及渦漩數(S=0.4)，燃燒室流場速度分佈圖

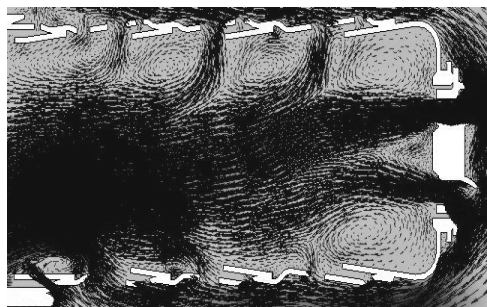


圖 9 壓力(P=100 KPa)及渦漩數(S=1.2)，燃燒室流場速度分佈圖

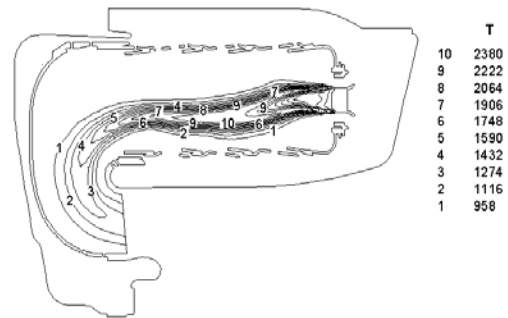


圖 10 壓力(P=100 KPa)及渦漩數(S=0.4)，燃燒室溫度分佈圖

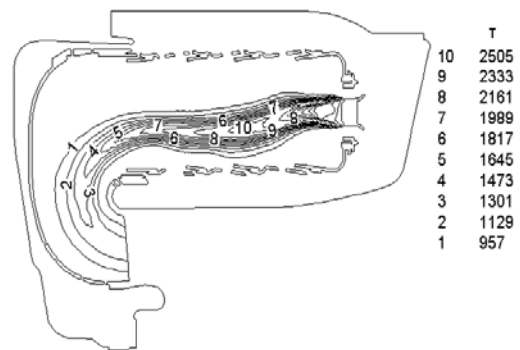


圖 11 壓力(P=100 KPa)及渦漩數(S=1.2)，燃燒室溫度分佈圖

4.3 燃燒室出口溫度分佈

圖 12 為壓力等於 100 KPa，不同渦漩數對燃燒室出口溫度分佈的影響，可以看出渦漩對燃燒室的出口溫度的影響不大。另圖 13 為渦漩數等於 0.4，不同壓力對燃燒室出口溫度分佈的影響。可看出壓力的變化會影響燃燒室出口溫度的分佈，壓力的增加會阻礙油滴往徑向擴散，而直接往軸向參與燃燒，所以出口溫度亦相對的提高；另外壓力的增加會抑制燃燒化學解離，造成火焰溫度增加，所以說壓力的增加會造成燃燒室溫度的增加。

4.4 燃燒室出口廢氣排放分佈

4.4.1 氮氧化物(NO_x)

圖 14 為壓力等於 100 KPa，不同渦漩數對燃燒室出口 NO_x 分佈的影響。我們可發現渦漩數的增加會造成 NO_x 排放的增加，此結果乃因 NO_x 的生成深受燃燒溫度的影響，因此 NO_x 的分佈與燃燒室的溫度分佈類似。在高渦漩數時，由於漩流效應，使得油氣充分的混合，因此火焰溫度亦會提高，造成 NO_x 排放的增加。

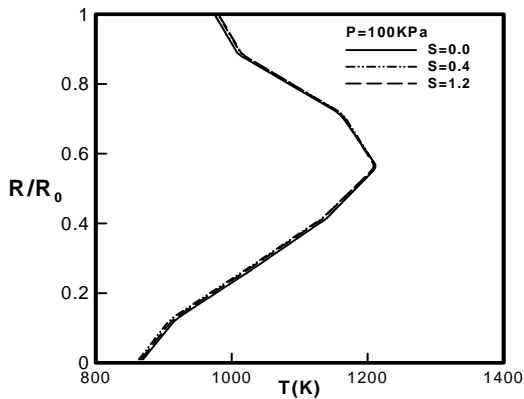


圖 12 同一壓力(P=100 KPa)下，不同渦流數之出口溫度分佈圖

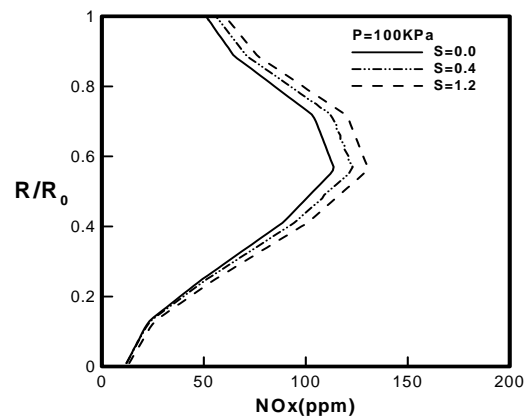


圖 14 同一壓力(P=100 KPa)下，不同渦流數之出口 NOx 分佈圖

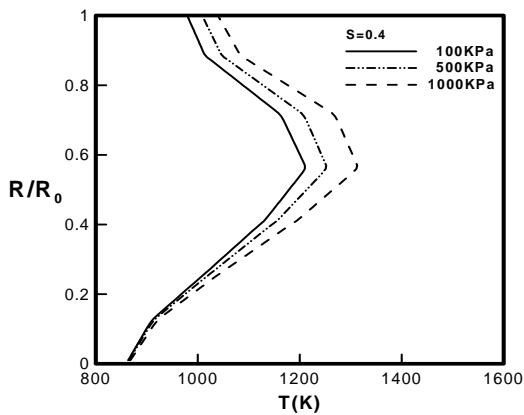


圖 13 同一渦流數(S=0.4)下，不同壓力之出口溫度分佈圖

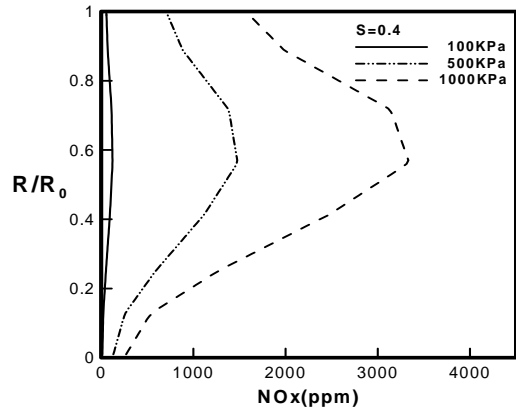


圖 15 同一渦流數(S=0.4)下，不同壓力之出口 NOx 分佈圖

圖 15 為渦流數等於 $S=0.4$ ，不同壓力對燃燒室出口 NO_x 分佈的影響。可發現燃燒室的壓力對 NO_x 的排放有絕對的影響，Amin et al. [24] 提及 NO_x 的生成與壓力的 1.5 次方成正比，由此可知壓力的增加會造成 NO_x 排放的增加；雖然本研究的燃油為液態，燃燒過程不同於 Amin et al. [24] 的氣態燃油，但是 NO_x 生成屬於後燃燒過程，所以不因燃油的氣、液相而有所影響。

4.4.2 一氧化碳(CO)

圖 16 為壓力等於 100 KPa，不同渦流數對出口 CO 分佈的影響。由圖可知隨著渦流數的增加造成 CO 排放的減少，因為渦流數增加時，油氣混合較充分，燃燒較完全，火焰的溫度相對提高，所以 CO 很快轉變成 CO_2 ，因此 CO 的排量減少。Mongia and Rizk [35] 利用實驗以及解析的方法求得 CO 與溫度的關係式：得知 $\text{CO} \propto \exp(-5000/T)$ ，可知溫度愈高，CO 的生成愈少。

圖 17 為渦流數等於 $S=0.4$ 及 1.2 下，不同壓力對出口 CO 分佈的影響。隨著壓力的增加，會

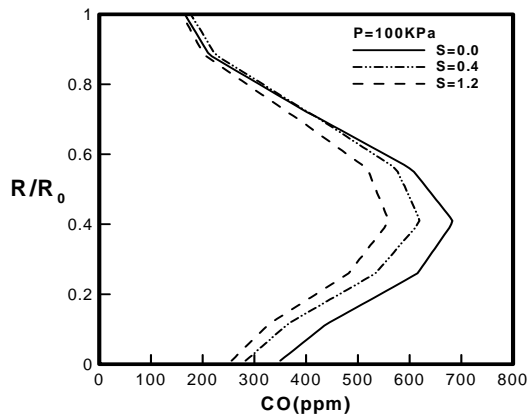


圖 16 同一壓力(P=100 KPa)下，不同渦流數之出口 CO 分佈圖

造成 CO 排放的減少，這個趨勢與 NO_x 的排放相反。因為 CO 為燃燒過程的中間產物，若 NO_x 的排放增加時，表示燃燒的溫度亦提高，相對的燃燒的中間產物亦會減少。Lefebvre [32] 說明 CO 及 NO_x 的生成與主燃區溫度的關係，如圖 18。

主燃區的溫度的提高，可降低 CO 的含量，但卻增加 NO_x 的生成；而主燃區的溫度的降低雖可減少 NO_x 的含量，卻造成 CO 的增加。所以說如何兼顧兩者廢氣的排放，可由主燃區的燃燒火焰溫度控制。

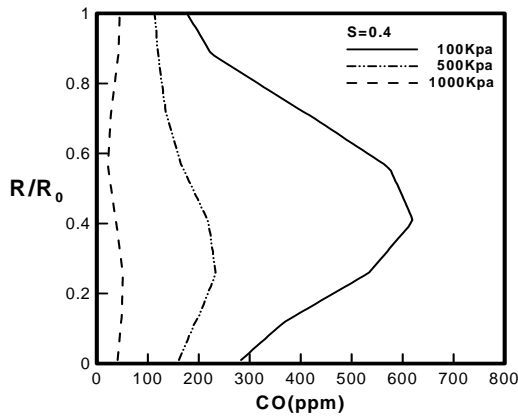


圖 17 同一渦漩數(S=0.4)下，不同壓力之出口 CO 分佈圖

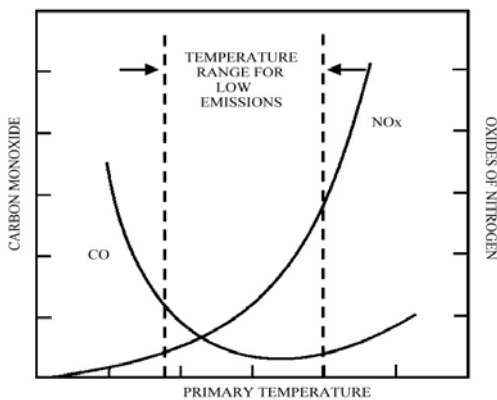


圖 18 主燃區溫度與 CO 及 NO_x 生成關係圖

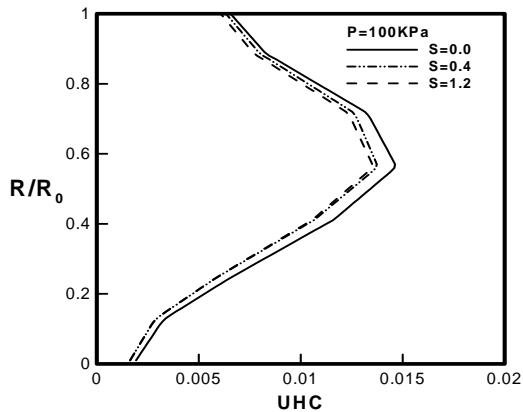


圖 19 同一壓力(P=100 KPa)下，不同渦漩數之出口 UHC 分佈圖

4.4.3 未燃碳氫化合物(UHC)

圖 19 為壓力等於 100 KPa 及 1000 KPa 下，不同渦漩數對出口 UHC 分佈的影響。由圖可知隨著渦漩數的增加會造成 UHC 排放的減少，因為渦漩數增加時，使得油氣充分的混合，燃燒較完全，所以 UHC 的排量相對減少。另圖 20 為渦漩數等於 0.4，不同壓力對出口 UHC 分佈的影響。隨著壓力的增加，會造成 UHC 排放的減少。Lefebvre and Rink [36]提及影響未燃碳氫化合物的生成機制與 CO 相似，因此 UHC 排放的趨勢與 CO 相同。

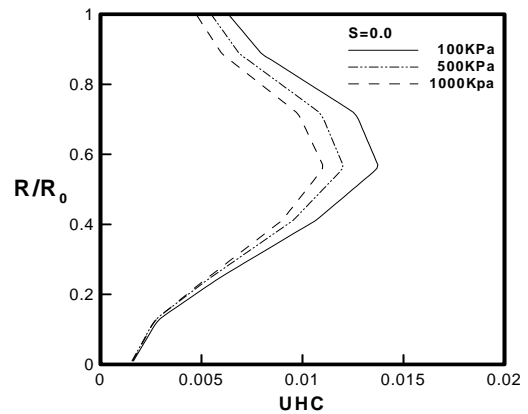


圖 20 同一渦漩數(S=0.4)下，不同壓力之出口 UHC 分佈圖

五、結論

本研究模擬二維環形逆流燃燒室噴霧燃燒，探討進口壓力及渦漩對燃燒室出口溫度及廢氣排放的影響，其結果可歸納如下：

- (1) 燃燒室的渦漩數對出口溫度的影響不大，而壓力扮演一重要角色，出口溫度的分佈會影響燃燒室的設計及渦輪葉片的臨界壽命。
- (2) 燃燒室入口壓力固定下，渦漩數的增加，會增加出口廢氣 NO_x 的排放，但 CO 的排放會減少。
- (3) 燃燒室入口渦漩數固定下，壓力的增加，亦會增加出口廢氣 NO_x 的排放，但 CO 的排放也會減少。
- (4) 燃燒室渦漩效應及壓力對廢氣 UHC 排放的趨勢與 CO 相似。

誌謝

本文承行政院國科會提供經費補助(計畫編號 NSC 91-2623-7-014-006)，特此誌謝。

參考文獻

- [1] Hu, T. C. J., Cusworth, R. A., and Sislian, J. P., "An Experimental and Computational Investigation of an Annular Reverse-Flow Combustor," UTIAS Report NO.338, Institute of Aerospace Studies University of Toronto, Canada, 1990.
- [2] Zamuner, B., Gilbank, P., Bissieres, D., and Berat, C., "Numerical Simulation of Reactive Two-phase Flow in a Kerosene/air Tubular Combustor," *Aerospace Science and Technology*, Vol. 6, pp. 521-529, 2002.
- [3] Sharma, N. Y., Datta, A., and Som, S. K., "Influences of Spray and Operating Parameters on Penetration of Vaporizing Fuel Droplets in a Gas Turbine Combustor," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1155-1768, 2001.
- [4] Cannon, S. M., and Zelina J., "Combustor Optimization Using a CFD/ Statistical Design Approach," *ASME Turbo Expo 2002*, 2002.
- [5] Crocker, D. S., Nickolaus, D., and Smith, C. E., "CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor from Compressor Exit to Turbine Inlet," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 121, pp. 89-95, 1999.
- [6] Crocker, D. S., and Puri, R., "Gas Turbine Combustor Design Parameter Analysis for Soot Reduction Using CFD," <http://www.cfdrc.com/services/support.html>, 1998.
- [7] Tolpadi, A. K., Hu, I. Z., Correa, S. M., and Burrus, D. L., "Coupled Lagrangian Monte Carlo PDF-CFD Computation of Gas Turbine Combustor Flowfields with Finite-Rate Chemistry," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 119, pp. 519-526, 1997.
- [8] Cline, M. C., Micklow, G. J., Yang, S. L., and Nguyen, H. L., "Numerical Analysis of the Flowfields in a Staged Gas Turbine Combustor," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 11, pp. 894-898, 1995.
- [9] Crocker, D. S., and Smith, C. E., "Numerical Investigation of Enhanced Dilution Zone Mixing in a Reverse Flow Gas Turbine Combustor," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 117, pp. 272-281, 1995.
- [10] Tolpadi, A. K., "Calculation of Two-phase Flow in Gas Turbine," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 117, pp. 695-703, 1995.
- [11] Rizk, N. K., and Mongia, H. C., "Three-Dimensional Gas Turbine Combustor Emissions Modeling," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 115, pp. 603-611, 1993.
- [12] Micklow, G. J., Roychoudhury, S., Nguyen, H. L., and Cline, M. C., "Emission Reduction by Varying the Swirler Airflow Split in Advanced Gas Turbine Combustors," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 115, pp. 563-569, 1993.
- [13] Cline, M. C., Micklow, G. J., Yang, S. L., and Nguyen, H. L., "Numerical Analysis of the Flow Fields in a RQL Gas Turbine Combustor," *AIAA paper*, AIAA-92-3308, 1992.
- [14] Ma, H. K., Lee, F. H., and Wang, M. W., "Numerical Study on Heat and Mass Transfer in a Liquid-Fueled Gas Turbine Combustor," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 3271-3281, 1993.
- [15] Yang, S. L., Chen, R., Cline, M. C., Nguyen, H. L., and Micklow, G. J., "Numerical Simulation of a Low-Emission Gas Turbine Combustor Using KIVA-II," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 15, pp. 865-881, 1992.
- [16] Melconian, J. O., Mostafa, A. A., and Nguyen, H. L., "Introducing the VRT Gas Turbine Combustor," *AIAA paper*, AIAA-90-2452, 1990.
- [17] Nguyen, H. L., and Ying, S. J., "Critical Evaluation of Jet-A Spray Combustion Using Propane Chemical Kinetics in Gas Turbine Combustion Simulated by KIVA-II," *AIAA paper*, AIAA-90-2439, 1990.
- [18] Raju, M. S., and Sirignano, W. A., "Spray Computations in a Centerbody Combustor," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 111, pp. 710-718, 1989.
- [19] Wild, P. N., Boyson, F., and Swithenbank, J., "Spray Combustor Modeling," *Journal of the Institute of Energy*, Vol. 61, pp. 27-32, 1988.
- [20] Gosman, A. D., and Ioannides, E., "Aspects of Computer Simulation of Liquid-fueled Combustors," *Journal of Energy*, Vol. 7, pp. 482-490, 1983.
- [21] Boyson, F., Ayers, W. H., Swithenbank, J., and Pan, Z., "Three Dimensional Model of Spray Combustion in Gas Turbine Combustors," *Journal of Energy*, Vol. 6, pp. 368-375, 1982.
- [22] Ramos, J. I., "A Numerical Study of a Swirl Stabilized Combustor," *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, Vol. 10, pp. 263-286, 1985.
- [23] Sokolov, K. Y., Tumanovsky, A. G., Gutnik, M. N., Sudarev, Y. I., and Winogradov, E. D.,

- “Mathematical Modeling of an Annular Gas Turbine Combustor,” *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 117, pp. 94-99, 1995.
- [24] Amin, E. M., Andrews, G. E., Pourkashnian, M., Williams, A., and Yetter, R. A., “A Computational Study of Pressure Effects on Pollutant Generation in Gas Turbine Combustors,” *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 119, pp.76-83, 1997.
- [25] Owen, F. K., Spadaccini, L. J., and Bowman, C. T., “Pollutant Formation and Energy Release in Confined Turbulent Diffusion Flames,” *Sixteenth Symposium (International) on Combustion*, pp. 105-117, 1976.
- [26] Jones, W. P., and Toral, H., “Temperature and Composition Measurement in a Research Gas Turbine Combustion Chamber,” *Combustion Science and Technology*, Vol. 31, pp. 249-275, 1983.
- [27] Cameron, C. D., Brouwer, J., Wood, C. P., and Samuelson, G. S., “A Detailed Characterization of the Velocity and Thermal Fields in a Model Can Combustor with Wall Jet Injection,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, ASME, Vol. 111, pp. 31-35, 1989.
- [28] 任光德、鄭明和、崔永懋、盧擎天，“環形逆流式燃燒室漩渦器設計修改之流場數值模擬分析”，1999 中華民國「燃燒學會/民航學會/航太學會」學術聯合會議，1999。
- [29] Yakhot, V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B., and Speziale, C. G., “Development of Turbulent Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique,” *Physics of Fluids*, Vol. 4, pp. 1510-1520, 1992.
- [30] Benim, A. C., “Finite Element Analysis of Confined Turbulent Swirling Flows,” *International Journal of Numerical Methods in Fluids*, Vol. 11, pp. 697-717, 1990.
- [31] Lefebvre, A. H., *Atomization and Spray*, McGraw-Hill, New York, 1989.
- [32] Lefebvre, A. H., *Gas Turbine Combustion*, McGraw-Hill, New York, 1998.
- [33] Beer, J. M., and Chigier, N. A., *Combustion Aerodynamics*, John Wiley and Sons Inc., New York, 1972.
- [34] van Doormaal, J. P., and Raithby, G. D., “Enhancements of SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flow,” *Numerical Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 147-163, 1984.
- [35] Mongia, H. C., and Rizk, N. K., “Semianalytical Correlations for Nox, CO, and UHC Emissions,” *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, ASME, Vol. 115, 1993.
- [36] Lefebvre, A. H., and Rink, K. K., “Influence of Fuel Drop Size and Combustor Operating Conditions on Pollutant Emissions,” *International Journal of Turbo and Jet Engines*, Vol. 6, pp.113-121, 1989.

劉中等

環形逆流燃燒室進口壓力及渦漩強度對出口溫度及廢氣排放之影響