

가스터어빈형 連續流燃焼器的 流動에 關한 研究(I)

— 燃焼器的 設計 및 試作 —

李 謹 悟 · 金 亨 燮*

경기공업개발대학 산업안전공학과

* 아주대학교공과대학기계과

A study on Flow Characteristics of Gas Turbine Type Combustor

Keun-Oh Lee, Hyung-Sup Kim*

Dept. of Industrial Safety Eng., Kyung Gi Open University, Seoul

*Dept. of Mechanical Engineering, A Jou University

ABSTRACT

The combustion process in gas turbine combustor mainly influenced by flow pattern in combustor, and especially the flow pattern near the nozzle and the shape of recirculation zone affect strongly on the flame stabilization, temperature distribution and combustion efficiency in combustor.

In this paper, the author has designed and manufactured transparent simplified model combustors on the basis of K. Suzuki's combustor design method to investigate the effects of swirl number and secondary air hold arrays in axial position on the flow characteristics by adopting the tuft method and 5 hole pitot tube.

1. 緒 論

가스터어빈은 航空分野 뿐만 아니라 發電用, 自動車用 및 一般産業用에 이르기까지 그 使用 範圍가 점차 增大하고 있다. 가스터어빈用 燃焼器는 連續流型 燃焼器로서 燃焼器內에서 燃焼反應이 完結되도록 設計되며 보일러나 容積型 內

燃機關의 燃焼室에 比하여, 一般的으로 높은 燃焼 荷率이 要求될 뿐만 아니라 燃焼效率이 높고, 또 比較的 廣範圍한 作動條件에서 連續運轉이 可能하며, 排氣特性和 良好할것 등이 要望된다.

本 研究은 汎用 가스터어빈 燃焼器的 設計開發을 위한 基礎研究로서, 燃焼器的 基本的인 開放사이클 가스터어빈의 直流筒型 連續流燃焼

기를 對象으로 하고 있다.

가스터빈 燃焼器에 對한 諸要件은 그의 用途나 使用燃料에 의하여 相異할 뿐만 아니라 傳熱, 流動, 化學反應 등을 綜合하면 燃焼器內의 燃焼現象이 매우 複雜하여 燃焼器의 設計에 있어서 解析的인 方法에 依한 理論的 設計^{1),2)}에는 難點이 많다. 따라서 現在 使用되고 있는 가스터빈用 燃焼器는 從來의 經驗的 知識과 實驗的 結果를 基礎로 燃焼器 形狀의 設計諸元을 決定하고, 實際燃焼器 또는 模形燃焼器를 利用한 實驗的 研究를 토대로 試行錯誤 方式에 依하여 漸次的으로 改善되고 設計되어 왔다.

이러한 連續流型燃焼器에 對한 研究는 1940 年代부터 遂行되었으며, 가스터빈의 應用範圍가 넓어짐에 따라 燃焼器의 開發 및 改良을 目的으로 燃焼器의 構造나 作動條件에 關連된 研究가 활발히 遂行되어 왔다. 그 中에서도 Béer는 環狀旋回噴流의 흐름에 關한 研究³⁾로부터 旋回流를 利用한 燃焼器의 研究⁴⁾에 이르기까지 廣範圍한 研究를 行하였다.

또 旋回에 依한 安定火焰에 關한 研究^{5),6)}, 等 많은 研究가 이루어 지고 있다.

한편, 本 研究에 있어서는 筆者의 經驗과 K. Suzuki의 가스터빈 燃焼器 設計에 關한 最近 資料^{7),8)}를 利用하여 直流筒型 連續流燃焼器의 基本設計를 實施하여 Model 燃焼器를 製作하였다.

2. 燃焼器의 設計

2-1. 燃焼器形狀의 決定

一般的으로 가스터빈 燃焼器에 要求되는 特性으로는 燃焼效率이 높을 것, 壓力損失이 적을 것, 燃焼器 出口溫度分布가 均一할 것, 作動範圍가 넓을 것, 耐久性和 信賴性이 높을 것, 火焰길이가 짧을 것, 火焰輻射가 最小化될 것, 排氣가스가 淸淨할 것 등을 들 수 있다. 따라서

燃焼器 特性의 가스터빈 엔진 全體性能과의 關係를 考慮하여 上記 諸要件을 充足하도록 用途에 對應한 燃焼器 形式을 選定하여 設計함이 바람직하다.

Fig.1은 設計對象으로 選定한 直流筒型 連續流 燃焼器의 概要圖이다. 가스터빈 燃焼器의 內部는 Fig.1과 같이 假想的으로 크게 3 領域으로 分割할 수 있다.

i) 一次燃焼領域 (Primary Zone : P.Z)

一次燃焼領域은 燃料과 그 燃料의 理論空氣量보다 적은 空氣流量이 供給되어 不完全燃焼가 일어나는 地域이며, 再循環環에 依해 火焰이 維持되는 領域이다. 燃焼器 內部의 空氣流速은

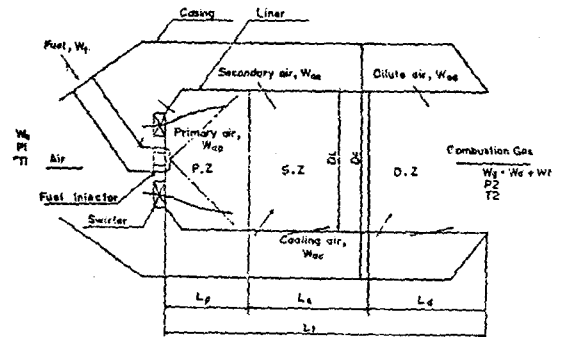


Fig. 1. Schematic View of Combustor

火焰傳播速度에 比하여 상당히 크므로 火焰의 保焰은 重要한 問題이다. 또한 이 領域에서는 液體燃料가 蒸發하여 空氣와 混合된 可燃混合氣를 形成시킨다. 이 混合氣形成法은 排出된 NO_x 및 기타 燃焼生成物의 濃度에 影響을 미친다.

ii) 二次燃焼領域 (Secondary Zone : S.Z.)

二次燃焼領域은 가스流動時 高溫에서 燃焼生成物의 化學的 不安定性 때문에 發生하는 分裂損失 (dissociation loss)을 回復시키고 未燃가스를 完全히 燃焼시키는 領域이다. 또한

高度에서는 燃料의 濃度와 空氣의 密度가 떨어지기 때문에 一次燃焼領域에서의 反應率은 늦어지므로 燃焼가 遲延되며, 이 경우 二次燃焼領域은 一次燃焼領域의 役割을 兼한다고 볼 수 있다.

ii) 稀釋混合領域 (Dilution Zone : D.Z.)

稀釋混合領域은 liner 外側으로부터 流入된 二次空氣에 의해 高溫燃焼가스를 稀釋시켜서 燃焼가스溫度를 要求하는 터빈 入口溫度까지 冷却시킴과 同時에 均一한 溫度分布를 갖도록 한다.

2-2. 燃焼器斷面的 決定

2-2-1. 壓力損失係數

燃焼器內的 壓力損失은 燃焼器의 斷面積을 決定하는데 影響을 미치며, 壓力損失係數 ϕ 는 다음과 같은 無次元式으로 나타내는 것이 便利하다.

$$\phi = \Delta P / 0.5 \rho_1 U_c^2 \quad (7, 8)$$

여기서 ΔP 는 燃焼器 壓力損失 (kgf/m^2), ρ_1 은 燃焼器入口 空氣密度 (kg/m^3), U_c 는 燃焼器最大斷面速度 (m/s), Q_a 는 燃焼器入口 空氣의 體積流量 (m^3/s)을 表示한다.

本 研究에서는 直流筒型燃焼器이므로 壓力損失係數의 값은 $\phi = 30$ 을 採擇하였다.¹⁰⁾

2-2-2. 燃焼器入口空氣溫度

燃焼器入口空氣溫度 T_1 은 燃焼特性, 特히 排氣가스 淸淨度에 影響을 미치는 重要한 因子로서 壓力比 ϕ 와 壓縮機斷熱效率 η_{ad} 에 의해 다음과 같이 計算할 수 있다.

$$\begin{aligned} T_1 &= T_0 \left\{ 1 + (1/\eta_{ad}) \left(\phi^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \right\} \\ &= 288 \left\{ 1 + (1/0.8) \left(4^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \right\} \\ &= 463 (K) \end{aligned}$$

여기서 壓力比 $\phi = 4$, 大氣溫度 $T_0 = 15^\circ C$, 壓縮機斷熱效率 $\eta_{ad} = 80\%$ 로 假定한다.

2-2-3. 燃焼器入口空氣密度 및 體積流量

$$\begin{aligned} \text{燃焼器入口空氣密度 } \rho_1 &= \rho_0 T_0 P_1 / T_1 P_0 \\ &= 3.05 (kg/m^3) \end{aligned}$$

여기서 ρ_0 는 大氣壓 $15^\circ C$ 에서 空氣密度, P_1/P_0 는 壓力比를 나타낸다.

한편, 燃焼器入口空氣의 質量流量 W_a 를 $0.9 (kg/s)$ 로 假定할 때 體積流量 Q_a 는 W_a/ρ_1 에서 $0.295 (m^3/s)$ 로 決定한다.

2-2-4. 燃焼器最大斷面平均速度

燃焼器最大斷面 平均速度 U_c 는 壓力損失係數式으로부터 求할 수 있다.

$$U_c = (2 \Delta P / \rho_1 \phi)^{0.5} = 16.3 (m/s)$$

여기서 壓力損失率 $\Delta P/P_1$ 는 0.03 으로 假定한다.

2-2-5. Liner 直徑 및 Casing 直徑

燃焼器 Casing 直徑은 最大斷面平均速度 U_c 와 Casing 斷面積 A_c 로 부터 計算된다.

即 $A_c = Q_a / U_c = 0.0181 (m^2)$ 에서 Casing 直徑 $D_c = \{4(0.0181)/\pi\}^{0.5} \approx 152(mm)$

Fig. 2¹¹⁾은 Casing 斷面積에 對한 Liner 斷面積의 比가 0.5 에서 0.7 까지 變化할 때, 燃焼器出口溫度와 入口溫度의 比를 表示하는 燃焼器溫度比에 따른 壓力損失係數의 變化를 나

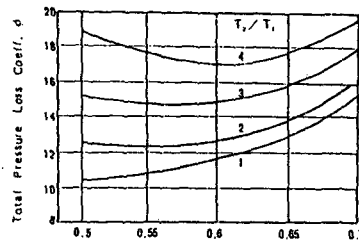


Fig.2. Relation between liner cross section area ratio & total pressure loss coeff.

타낸다. 그림에서 溫度比가 2~4일때 壓力損失係數가 最少로 되는 條件은 $A_L/A_C \approx 0.6$ 인 경우이다. 本 論文에서 製作上 큰 誤差가 나지 않는 0.67로 그 값을 取하였다. 따라서 Liner直徑 $D_L = 124$ (mm)이다.

2-3. 燃燒器內의 空氣流量分配

2-3-1. 一次燃燒領域의 空燃比

一次燃燒領域에서 燃料過濃側의 可燃限界는 大氣壓, 常溫條件에서 當量比가 2 정도 되지만 高壓條件에서 可燃限界는 크게 擴散되어 實際使用時 燃料過濃側 限界는 考慮하지 않는다고 알려져 있다.¹⁰⁾

炭化水素燃料를 使用할 경우 火焰安定性 向上的 면에서 當量比 $\phi_e = 1.1 \sim 1.15$ 로 하고 있다.¹²⁾ 本 設計에서는 一次燃燒領域의 平均 當量比 ϕ_e 를 1.1로 했다. 即, $\phi_e = (F/A)_{act.} / (F/A)_{sto.} = 1.1$ 로 定義되며, 이때 $(F/A)_{act.}$ 는 實際空燃比, $(F/A)_{sto.}$ 는 理論空燃比를 表示한다. 프로판을 燃料로 했을때 理論空燃比는 15.8이므로 一次燃燒領域의 空燃比 $n_p = (A/F)_{act} = 14.36$ 으로 決定한다.

2-3-2. 二次燃燒領域의 空燃比

二次燃燒領域의 空燃比 n_s 는 다음의 經驗式⁸⁾으로부터 얻어진다.

$$n_s = 0.295 \phi + 200 \phi^{-2} + 13.2 = 22.27$$

2-3-3. 空氣流量分配

設計點空燃比 n 을 55로 取했을때 各 領域으로의 空氣流量分配率은 다음과 같다.

一次燃燒領域: $n_p/n = 14.36/55 = 0.261$,
 二次燃燒領域: $(n_s - n_p)/n = (22.27 - 14.36)/55 = 0.144$, 稀釋混合領域: $(n - n_s)/n$

$$= 0.595$$

따라서 冷却이 없는 경우의 Liner 空氣量 分配는 各各 26%, 14%, 60%로 決定된다.

2-4. 燃燒器길이 決定

2-4-1. 一次燃燒領域길이

一次燃燒領域길이 L_p 는 一般的으로 再循環領域의 크기로 定하며, 空氣負荷率 $L_{op} = 50$ ($kg/m^2 \cdot s \cdot MP_a$)인 經驗值⁷⁾를 採用하면 $L_{op} = W_{op}/V_{1p} \cdot P_1$ 에서 P.Z.의 體積은 $V_{1p} = 0.00106$ (m^3)이며 따라서 $L_p = 4V_{1p}/\pi(0.124)^2 = 88$ (mm)이다.

여기서 W_{op} 는 P.Z.內로서 流入空氣量(kg/s)이다.

2-4-2. 二次燃燒領域길이

二次燃燒領域길이 L_s 는 一般的으로 理想的인 高負荷燃燒時의 길이 L_s' 와 二次燃燒領域에서 空氣의 混合時間과 距離를 考慮한 경우의 길이 L_s'' 의 合으로 定한다. 二次燃燒領域의 空氣負荷率 L_{os} 를 150 ($kg/m^2 \cdot s \cdot b^2$)으로 假定하면 $L_{os} = W_{os}/V_{1s}' \cdot P_1^2$ 로 부터 $L_s' = 12$ (mm)가 求해 진다.

여기서, V_{1s}' 는 理想的인 高負荷燃燒時의 體積(m^3), W_{os} 는 S.Z.內로의 流入空氣量(kg/s)이다.

L_s'' 는 普通 稀釋空氣의 混合데이터等⁷⁾을 基本으로 $0.6 D_L$ 을 取한다. 따라서 二次燃燒領域의 길이 $L_s = L_s' + L_s'' = 86.4$ (mm)이다.

2-4-3. 稀釋混合領域길이

稀釋混合領域길이 L_d 는 壓力損失係數 ϕ 와 出口溫度形態係數 θ 사이의 實驗式⁷⁾으로부터 다음과 같이 求해진다.

$$L_d = 5.2 D_L / \phi^{0.9} \theta^{0.8} = 137$$
 (mm)

따라서 燃燒器길이 L 은 311 (mm)이다.

2-5. 出口溫度形態係數

터빈의壽命에 直接 影響을 미치는 平均가스溫度는 最高가스溫度에 의하여 制限된다. 따라서 溫度勾配가 크면 平均가스溫度를 낮추어야 하므로 터빈出力과 熱效率의 減少를 招來한다. 터빈에 直接 影響을 미치는 燃燒器出口溫度分布는 다음과 같이 出口溫度形態係數¹³⁾ θ 로 表現할 수 있다.

$$\theta = \frac{\text{最高出口가스溫度} - \text{平均出口가스溫度}}{\text{平均出口가스溫度} - \text{平均入口空氣溫度}}$$

터빈翼設計에 있어서 出口溫度 形態係數의 範圍는 普通 $\theta = 0.05 \sim 0.15$ 이며 本 研究에서는 0.15를 採擇하였다.

2-6. 燃燒器 全開口面積

Liner全開口面積 A_a 는 旋回翼 開口面積, 一次空氣孔面積, 二次空氣孔面積, 稀釋空氣孔面積 및 冷却空氣孔面積을 合한 Liner 開口部の 全體斷面積을 말하며 이들 各部의 開口面積을 前述한 空氣流量分配 結果와 一致하도록 決定한다. 一次空氣孔에서는 旋回翼으로부터 流入하는 空氣를 旋回翼 開口面積에서 팬 나머지가 流入하는데 實際에서는 旋回翼만으로 開口面積이 所要值에 到達하는 경우가 많으므로 本 設計에서 一次空氣孔은 無視했다. 이러한 Liner 全開口面積 A_a 는 壓力損失係數 ϕ 의 函數이며 實例를 바탕으로 한 Fig.3¹⁴⁾로 부터 ϕ 가 30일 때 A_a 를 $0.3 A_L$ 로 決定한다. 따라서 $A_a = 0.3 \pi (124)^2 / 4 = 3,622.9 \text{ (mm}^2\text{)}$

2-6-1 旋回翼 開口面積

旋回翼 外徑 d_{s0} 는 燃燒器 直徑의 1/2을 基準으로 하고 있지만 이것으로 所要開口面積을 잡으면 boss比가 크게 되어 旋回翼 높이가 낮게 되기 쉬우므로 本 研究에서는 d_{s0} 를 $0.4 D_L$, boss比를 0.64로 選定하므로서 $d_{s0} = 50 \text{ (mm)}$, 旋回翼 內徑 $d_{s1} = 32 \text{ (mm)}$ 를 求했다. 따라서 旋回翼 開口面積 $A_s \approx 1,150$

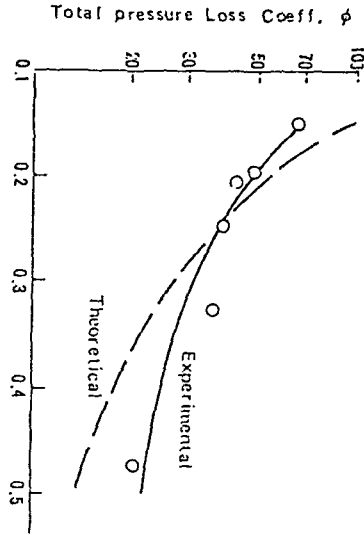


Fig.3. Relation between liner open area ratio & total pressure loss coeff.

(mm^2)이다.

2-6-2 二次空氣孔의 數 및 直徑

二次空氣孔 直徑 d_{L2} 는 다음의 實驗式⁷⁾ 範圍를 基準하여 求한다. $d_{L2} \leq d_{L2} \leq d_{L1}$,

$$d_{L2} = D_L (0.005 [U_C + 0.04]),$$

$$d_{L1} = D_L \{ 4.15 \times 10^{-4} ([U_C - 21.5] 0.055) \}$$

[$U_C = 16.3$ 을 代入하면, $d_{L2} = 0.066 D_L$, $d_{L1} = 0.1215 D_L$, 즉 d_{L2} 는 8.18~15.07 (mm)의 範圍를 갖는다. 따라서 二次燃燒領域으로의 空氣分配量과 結合시켜 $d_{L2} = 8.5 \text{ (mm)}$ 인 10個의 二次空氣孔을 決定하였다.

2-6-3. 稀釋空氣孔의 數 및 直徑

稀釋空氣孔 直徑 d_{Ld} 는 $\{(n - n_s) / n\} A_a$ 로 부터 求한 稀釋空氣孔 開口面積에서 15.2mm, 10個로 決定하였다.

2-7. Liner Dome 形狀

Liner dome 形狀은 一般的으로 旋回翼出口로부터 90°의 擴大角을 갖는 急擴大型과 90°

以下の擴大角을 갖는 緩慢擴大 型으로 區別된다. 前者는 旋回翼으로 부터 流入하는 空氣流의 外側에 附隨的인 循環流가 形成되어 保焰性能을 重視하는 高負荷燃焼器에 適合하며, 後者는 壓力損失이 작고 騒音이 작으며, 旋回空氣에 의한

Liner 壁의 冷却效果가 期待되기 때문에 Liner 의 耐久性 向上의 觀點에서 有利하다. 本 設計에서는 45°의 擴大角을 갖는 緩慢擴大型을 採擇하였다.

3. 供試 Model 燃焼器

<表 1>

燃焼器 設計條件 및 設計值數

燃焼器形態: 直流筒型	燃焼器케이싱直徑 D_c : 152 mm
燃焼器入口空氣體積流量 Q_a : 0.295	燃焼器라이너直徑 D_L : 124 mm
燃焼器入口空氣重量流量 W_a : 0.9	라이너 케이싱 面積比 A_L/A_c : 0.67
燃焼器入口空氣密度 ρ_1 : 3.05	一次燃焼領域길이 L_p : 88 mm
壓力損失係數 ϕ : 30	二次燃焼領域길이 L_s : 86 mm
大氣溫度 T_0 : 288K	稀釋混合領域길이 L_d : 137 mm
燃焼器入口空氣溫度 T_1 : 463K	라이너 全長 L : 311 mm
壓力損失率 $\Delta P/P_1$: 0.03	라이너全開口面積比 A_a/A_L : 0.3
燃焼器最大斷面平均速度 U_c : 16.3	旋回翼 外徑 d_{so} : 50 mm
壓力比 ϕ : 4	旋回翼 內徑 d_{si} : 32 mm
燃焼器出口溫度形態係數 θ : 0.15	二次空氣孔直徑 및 數 d_{L_s} : $\phi 8.5 \times 10$
一次燃焼領域空燃比 n_p : 14.36	稀釋空氣孔直徑 및 數 d_{L_d} : $\phi 15.2 \times 10$
二次燃焼領域空燃比 n_s : 22.27	旋回翼 보스比 b : 0.64
設計點空燃比 n : 55	라이너材質 및 두께: 아크릴, 3 mm

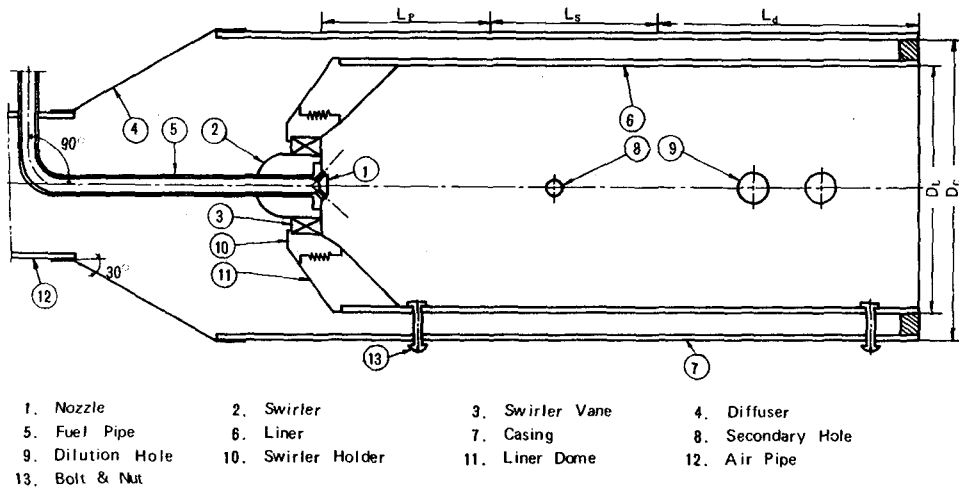


Fig.4. Configuration of combustor

燃焼場内の 가스흐름을 正確히 把握하는 것은 燃焼現象을 解析하는데 매우 重要하다. 그러나 再循環領域을 包含하는 燃焼器内の 燃焼場에 있어서 流動現象을 正確히 把握하는 데는 많은 難點이 따름으로 一般的으로 未燃焼狀態의 流動現象을 把握함으로써 燃焼時의 流動特性을 推測하는 方法을 適用하고 있다.

이와같이 燃焼器内の 流動現象을 測定하기 위하여 設計한 燃焼器의 設計條件과 係數 및 燃焼器形狀을 表1과 Fig.4에 各各 나타내었다.

空氣흐름의 可視化를 위해 燃焼器 內筒과 外筒은 各各 두께가 3mm인 아크릴管을 使用했고 強度問題로 旋回翼과 支持部 및 노즐은 黃銅으로 製作하고 燃料管은 外徑이 10mm인 銅과이프로 加工하였다. Liner dome 部分은 直徑이 130mm인 아크릴 環棒을 旋盤加工하여 內筒과 끼울 수 있게 製作했다.

4. 結 論

本 研究는 가스터빈型 連續流燃焼器의 設計開發을 위한 基礎的 研究로서 直流筒型連續流燃焼器에 對한 基本設計를 하고 供試 model 燃焼器를 製作하였다. 가스터빈 燃焼器는 設計上 自由度가 많고 各部 主要值數의 決定에는 많은 經驗과 實驗資料에 依存하는 어려움이 있어서 本 試作 model 燃焼器로 부터 만드시 豫想했던 性能을 얻을 수 있다고 期待하기 어렵다. 그러나 尙後의 細部設計와 實驗을 통한 持續的인 研究가 가스터빈 燃焼器 開發의 一助가 될 것으로 여겨지는 바이다.

참 고 문 헌

1. J. Swithenbank, A. Juran and P.G. Felton, "Three Dimensional Two-phase Mathematical Modelling of Gas turbine Combustors, Gas Turbine Combustor Design Problems," Hemisphere Publishing Co., 1980.
2. Serag-Eldin, M.A. and Spalding, D.B., Trans. ASME, J. Eng. Power, 101-3, 1979, p. 326.
3. Beer, J.M. & Chigier, N.A., "Velocity &

- Static - Pressure Distributions in Swirling Air Jets Issuing from Annular & Divergent Nozzles," Trans. ASME, 1964, pp. 788-796.
4. Syred, N. & Beer, J.M., "Combustion in Swirling Flows," Combustion & Flame, 23, 1974, pp. 143-201.
5. Fricker Bsc, N. & Leuckel, Ing. W., "The Characteristics of Swirl-Stabilized Natural Gas Flames," Journal of the Institute of Fuel, 1976, pp. 103-112, pp. 144-158.
6. Syred, N., Chigier, N.A., and Beer, J.M., "Flame Stabilization in Recirculation Zone of Jets with Swirl," Thirteenth Symposium (Int'l) on Cumbustion, 1971, pp. 617-624.
7. K. Suzuki, "A Design Method of Gas Turbine Combustors (1-4)," I.C. Engine, Vol. 21, No. 258, 259, 261, 262, 1982.
8. K. Suzuki, "Gas Turbine Combustor Development- A Practical Program (1-4)," I.C. Engine, Vol. 21, No. 268, 270, 271, 272, 1982.
9. Lefebvre, Arthur W., "Gas Turbine Combustion," McGraw Hill, 1983. pp. 9-12,
10. 鈴木邦男, "가스터빈燃焼器의 高負荷化 ための 構成要素의 研究とそれに基づく 高負荷燃焼器의 設計法에 關する 研究", 1982
11. Graves, C.C. & Grobman, J.L. "Theoretical Analysis of Total Pressure Loss & Air Flow Distribution for Tubular Turbojet Combustors with Constant Annulus & Liner Cross Sectional Areas," NACA Report, NO, RM-E-56104, 1957.
12. Lewis Flight Propulsion Lab., "Basic Consideration in the Combustion of Hydro-Carbon Fuels with Air," NACA Report, 1300, 1957.
13. Hazard, H.R., "Combustor Design," Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook, 2nd ed., Vol. 1, Gas Turbine Publications Inc. Connecticut, 1972, pp. 151-167.
14. 鈴木邦男, "가스터빈燃焼器의 高負荷化 ための 構成要素의 和それに基づく 高負荷燃焼器의 設計法에 關する 研究", 昭和57年度