

마이크로가스터빈용 환형연소기 설계 기법

조주형**

*한국기계연구원

Design Methodology of an Annular Combustor for Micro Gas Turbines

Ju Hyeong Cho**

*Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM)

(Received 3 November 2014, Received in revised form 5 December 2014, Accepted 7 December 2014)

ABSTRACT

MGT (micro gas turbines) have been gaining particular attentions with a variety of commercial and military applications due to their advantages such as compact size, simple operability, easy maintenance, and low emissions. This study deals with development processes of an annular combustor applied to MGT. Preliminary design methodologies are used to size the main components of the combustor. Key design features such as liner temperatures and pressure losses are evaluated. Results show that the estimated liner temperatures are within acceptable range. Dominant factors for pressure losses are estimated to be air admission holes and burner swirlers.

Key Words : Micro gas turbines, Annular combustor, Preliminary design, Swirl-premixed burner, Pressure losses

기 호 설 명

A_a : cross-section area of annulus

A_c : surface area of casing

A_{fl} : cross-section area of liner

A_w : surface area of liner

A/F : air to fuel ratio

d_{hl} : liner width $\times 2$

d_{ha} : annulus width $\times 2$

m : mass flow rate

P : total pressure

Q_f : fuel LHV (lower heating value)

T : temperature

Greeks

ϵ : emissivity

ρ : density

k : thermal conductivity

μ : viscosity

θ : swirl angle

Subscripts

3 : combustor inlet condition

4 : combustor exit condition

a : air or annular

c : casing

g : gas

sw : swirler

w : liner wall

1. 서론

마이크로가스터빈(MGT, Micro Gas Turbine)은 일반적으로 300 kW 미만의 소형 가스터빈을 지칭하며

1990년대 분산발전용으로 주목을 받으면서 사용의 용이성, 설치 및 유지보수의 편리성, 우수한 전기부하 추종능력, 그리고 청정한 배기가스 배출이 가능한 환경친화적 특성 등 다양한 장점을 보유하고 있어 그 수요가 증가해 왔으며 향후 활용분야의 지속적 확대가 예상된다[1,2].

마이크로가스터빈은 전세계적으로 Capstone Turbine, Elliott Energy Systems, Honeywell, Ingersoll Rand, Turbec 등에서 개발되어 왔으며 최근에는 Capstone Turbine에서 주도적으로 개발해 오고 있다.

† Corresponding Author, antocho@kimm.re.kr

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

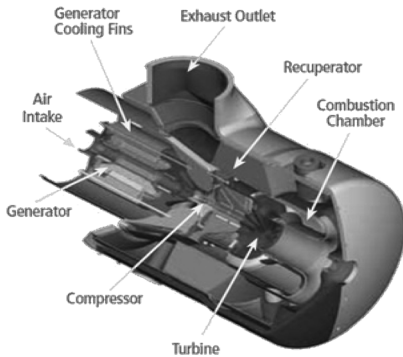


Fig. 1. Configuration of a typical micro gas turbine (MGT-65, Capstone).

마이크로가스터빈의 구조는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 압축기(Compressor), 연소기(Combustor), 터빈(Turbine), 발전기(Generator)로 구성되어 있으며 대체로 압축비 3-5 bar, 회전수 40,000-90,000 rpm, 출력 30-200 kW 범위의 성능을 보유한다. 이 중에 연소기는 연소에 의한 고온가스로 동력원을 공급하는 역할을 하며 최근 들어 배가스 배출물에 대한 환경 규제 강화에 따라 희박 예혼합(Lean premixed) 방식을 적용한 저공해 연소기를 채택하고 있는 추세이다.

가스터빈 연소기 개발 과정은 용도별, 제조사별로 차이가 있지만 일반적으로 기본설계(preliminary design), 상세설계(detail design), 성능시험(performance tests)에 의한 검증 및 설계보완의 순서로 이루어진다[3-5]. 이 중에 기본설계는 연소기의 기본 형상 및 사이즈를 결정하며 주요 성능 특성에 영향을 미치는 중요한 단계가 된다.

본 연구에서는 한국기계연구원에서 개발 중인 100 kW급 마이크로가스터빈에 적용되는 환형 연소기의 기본설계방법에 대해서 다루고자 한다. 연소기를 구성하는 버너, 라이너, 케이싱에 대한 형상 설계를 수행하고 라이너 벽면 냉각을 고려하여 라이너 표면온도를 예측하고자 한다. 또한 연소기 압력손실을 인자별로 예측, 비교분석하고자 한다.

2. 연소기 운전 조건 및 설계 절차

2.1. 연소기 운전 조건

연소기의 운전 조건은 압축기와 터빈을 고려한 가스터빈 시스템의 사이클 해석결과로부터 도출하며 설계점에서 시스템 성능을 만족하기 위한 연소기의 운전 조건을 도출하여 Table 1에 도시하였다.

2.2. 연소기 설계 절차

Fig. 2는 가스터빈 연소기의 설계 절차를 보여준다. 본 연구에서 설계하고자 하는 연소기는 저공해 연소

Table 1. Operation conditions (@ design point)

| Parameter | Unit | Value | Remark |
|----------------------------|-------|---------|-------------------|
| Air mass flow rate | kg/s | 0.98475 | |
| Fuel mass flow rate | kg/s | 0.01556 | natural gas used |
| | kg/hr | 56 | |
| A/F | kg/kg | 63.31 | |
| Inlet air temperature | K | 462.7 | |
| Combustor exit temperature | K | 1133 | |
| Inlet pressure | kPa | 412.894 | |
| Pressure loss | % | 2.5 | diffuser excluded |

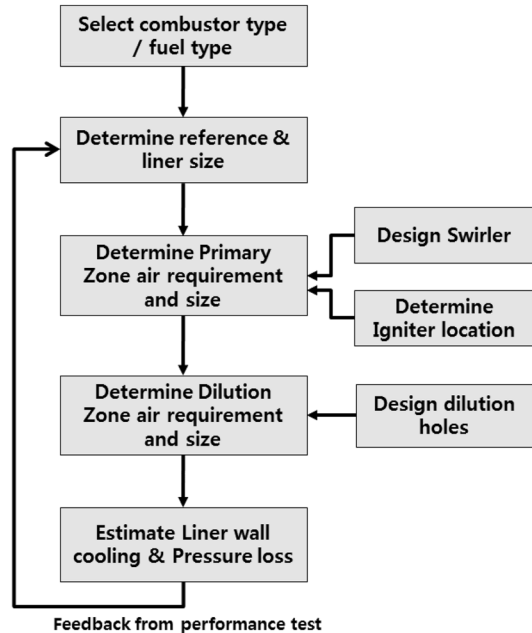


Fig. 2. Preliminary design processes of gas turbine combustor.

기를 대상으로 하기 때문에 기존의 conventional combustor와 비교하여 주연소영역의 단열화염온도가 상대적으로 낮아 2차 연소영역(secondary zone)이 포함되지 않는 점이 특징이다.

가스터빈 연소기 기본설계는 용량 및 용도, 운전 조건, 성능요구조건을 고려하여 설계하며 케이싱과 라이너에 대한 형상설계, 주연소영역과 희석영역에 대한 공기분배 설계, 연료/공기의 혼합특성을 고려한 버너 스월러 설계, 출구온도 균일성 및 연소실 차압특성을 고려한 희석공 설계, 라이너 벽면에 대한 냉각설계를 포함한다. 실제 설계 시에는 이들 설계인자의 상호영향을 고려하여 수차례의 설계 보완 과정을 거치게 된다.

3. MGT용 환형 연소기 설계

3.1. 연소기 구성

환형(annular)연소기는 일반적으로 단일캔(tubular) 연소기와 비교하여 구조가 간단하고 경량이며 압력 손실이 적고 라이너 냉각용 공기량이 적게 필요한 장점이 있는 반면 구조적인 취약점이 있고 유지보수가 번거롭다는 단점이 있다.

Fig. 3에서 보는 바와 같이 본 연구에 사용된 연소기의 형태는 역류형 환형연소기(reverse-flow type annular combustor)로서 버너노즐, 라이너, 케이싱, 점화기로 구성되어 있다. 환형 구조로 되어 있는 라이너와 케이싱은 각각 외측(outer)과 내측(inner)으로 구분되며 라이너 측면에 원주방향으로 버너노즐이 장착되는 구조이다. 라이너 벽면냉각은 film cooling이 아닌 convection cooling을 적용하여 희석공에 공급되는 공기를 제외한 모든 공기는 버너노즐에 공급되어 저공해연소가 가능하도록 설계하였다.

압축기를 통해 압축된 공기는 외측 라이너와 외측 케이싱 사이의 환형 유로로 공급되며 이 중에서 일부 공기는 외측 라이너의 희석공을 통해 라이너 내부로 공급되고 나머지 공기는 버너노즐과 내측 라이너의 희석공으로 순차적으로 분배되는 구조이다. 버너노즐로 분배된 공기는 노즐 중심부를 통해 공급되는 연료와 함께 예혼합되어 주연소영역에서 연소되며 고온의 배가스는 희석공으로 공급된 공기에 의해 희석되어 연소기 출구를 통해 터빈노즐부로 공급되는 구조로 되어 있다.

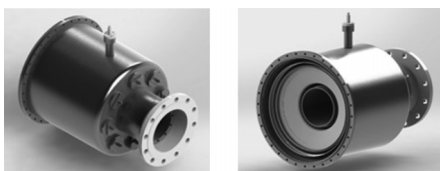
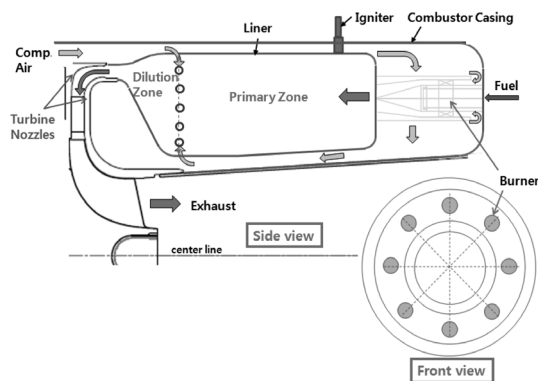


Fig. 3. Configuration of an annular combustor developed by KIMM.

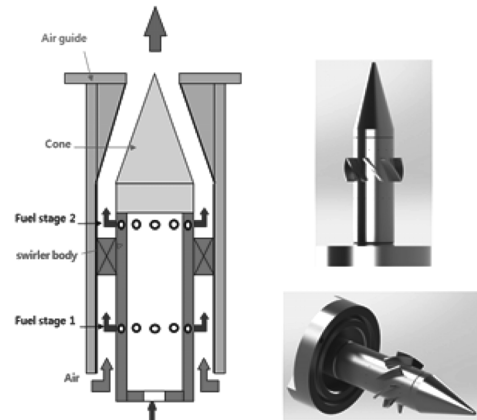


Fig. 4. Configuration of a burner swirler.

3.2. 버너노즐 설계

버너노즐은 Fig. 4에서 보는 바와 같이 2단 연료 분사의 희박 예혼합 방식을 적용한 스윌러와 공기 공급유로(air guide), 연료공급부로 구성된다. 연료와 공기의 예혼합 특성을 향상시키기 위하여 stage 1과 2로 연료 분배를 하였으며 각 stage에 공급되는 연료 분배량을 조절하여 연소특성을 최적화하였다.

선회기(swirler)는 stage 1과 stage 2의 연료분사구 사이에 위치하며 선회각은 화염안정성 및 배가스 특성을 고려하여 45도로 선정하였다. 선회수(swirl number, S)는 식 (1)을 이용하면 45도인 경우에 $S = 0.816$ 이다[7].

$$S = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - (d_h/d)^3}{1 - (d_h/d)^2} \right] \tan\theta \tag{1}$$

버너노즐 개수는 점화 시 화염이 전파될 수 있도록 화염형상이 중첩되는 버너 간격을 고려하여 결정하였으며 본 연구에서는 8개의 버너노즐을 이용하였다. 버너노즐 출구면적은 연소특성이 최적화되는 출구 속도를 고려하여 결정하였다[6]. 점화기 위치는 점화 성공률을 높이기 위하여 연료/공기 혼합물이 스윌에 의해 라이너 벽면에 근접하는 위치로 결정한다.

3.3. 주연소영역 설계

주연소영역은 버너노즐의 출구 면에서 희석공까지의 영역이다. 주연소영역의 라이너 폭은 confined ratio (= 노즐출구직경 / 라이너 폭)으로부터 구한다. confined ratio는 화염안정성 및 배가스 특성에 영향을 미치며 값이 증가하면 연소부하 증가로 인해 배가스 배출량이 증가할 수 있으며 너무 작으면 재순환효과 감소로 화염안정성이 감소될 수 있다. 본 연

소기에 대한 최적값은 연소 실험을 통하여 0.3 정도로 결정하였다.

주연소영역의 길이는 연소특성실험을 통하여 스월에 의한 재순환영역을 포함하고 CO 산화 반응이 종료되어 CO 배출량이 더 이상 감소하지 않는 위치까지로 결정하였다[6].

3.4. 희석영역 설계

3.4.1. 희석공 면적 설계

희석공을 설계하기 위해서는 우선 연소용과 희석용 공기 분배비를 정해야 한다. 본 연구에서는 단열 화염온도 1,900 K를 기준으로 연소용과 희석용 공기 분배비를 설계하였다. 초기설계 시 희석공의 면적은 버너노즐출구/희석공 면적비와 공기분배량 비가 동일하다고 가정하여 구하지만 실제로는 버너노즐과 희석공에 대한 C_D (Discharge Coefficient)값이 상이하므로 면적비대로 공기분배가 이루어지지 않는다. 따라서 공기량 분배실험을 통하여 식 (2)로부터 버너노즐과 희석공에 대한 C_D 값을 우선 도출하고 이를 식 (3)에 반영하여 버너노즐 면적에 대한 희석공의 면적 비를 보완하면 설계한 공기분배비에 해당하는 희석공의 최종 면적을 구할 수 있다.

$$C_D = \frac{\dot{m}}{A_{nominal}} \frac{1}{\sqrt{2\rho_2\Delta P}} \quad (2)$$

$$\frac{A_{nom,dh}}{A_{nom,bz}} = \frac{(m/\dot{C}_D)_{dh}}{(m/\dot{C}_D)_{bz}} \sqrt{\frac{(\rho_2\Delta p)_{bz}}{(\rho_2\Delta p)_{dh}}} \quad (3)$$

희석공의 크기는 외측과 내측 희석공기의 관통거리(penetration depth(Y), 식 (4) 참조[7])가 최소한 라이너 폭의 절반에 도달할 수 있도록 설계한다. 이때 외측과 내측 희석공의 면적은 각 라이너벽면의 냉각공기량에도 영향을 미치므로 이를 고려하여 면적 분배를 하여야 한다.

$$\frac{Y}{d_j} = 0.82J^{0.5} \left(\frac{X}{d_j} \right)^{0.33}, \quad J = \frac{\rho_j U_j^2}{\rho_g U_g^2} \quad (4)$$

3.4.2. 희석영역길이

희석영역의 최소길이는 연소기 출구에서 온도 균일성(pattern factor)을 확보할 수 있는 길이로 선정하며 식 (5)와 같이 표현된다[7].

$$L_L = D_L \left(A \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \ln \frac{1}{1-PF} \right)^{-1} \quad (5)$$

D_L 은 희석영역에서의 라이너 폭이며 상수 A는 환형연소기의 경우에 $A = 0.05$ 를 이용하였다. PF (pattern factor) $(= (T_{max} - T_4) / (T_4 - T_3))$ 는 연소기 출구의 온도균일성을 나타내며 본 연구에서는 4%로 가정하였다.

3.5. 연소강도 및 효율

연소강도(combustion intensity, C.I.)는 다음과 같이 정의된다[12].

$$C.I. = \frac{m_A(F/A)Q_f}{V_{comb}P_3^n} \quad (6)$$

압력지수 n은 균일혼합일 경우 1.8이며 실제의 경우 $n \sim 1$ 을 적용하기도 한다. $n = 1$ 일 경우에 설계 조건에서 연소강도를 계산하면 $8.1 \times 10^3 \text{ kW}/(\text{m}^3 \cdot \text{atm}^n)$ 으로 연소공간에 비해 연소부하가 큰 항공용 엔진의 연소강도($2 \sim 5 \times 10^4$)보다 낮게 설계됨을 확인할 수 있다. 연소효율 η_c 는 Burning-Velocity Model을 이용하는 경우 식 (7)과 같이 파라미터 θ 의 상관식으로 나타낼 수 있다[7].

$$\eta_c = f(\theta), \quad \theta = \frac{P_3^{1.75} A_{ref} D_{ref}^{0.75} \exp(T_3/b)}{m_3} \quad (7)$$

이때 b는 온도보정계수(temperature correction factor)로서 다음과 같이 정의된다[4].

$$b = 245(1.39 + \ln \Phi_{pz}) \quad \text{for } 0.6 < \Phi_{pz} < 1.0 \quad (8-1)$$

$$b = 170(2.00 - \ln \Phi_{pz}) \quad \text{for } 1.0 < \Phi_{pz} < 1.4 \quad (8-2)$$

본 연구에서 주연소영역의 당량비는 $\Phi_{pz} \sim 0.67$ 이며 이 때 b의 값과 A_{ref} , D_{ref} (라이너의 단면적 및 직경)을 식 (7)에 대입하면 $\theta \sim 8 \times 10^7$ (SI units)으로 연소효율이 최대값에 수렴하는 구간으로 예상된다.

3.6. 라이너 온도 예측

연소 시 고온의 화염에 의해 라이너 벽면온도가 상승하므로 설계 단계에서 라이너 벽면온도를 예측하여 냉각 설계에 반영하는 절차가 필요하다. 본 연구에서는 대류냉각(convection cooling)이 적용되는 경우로 Fig. 5와 같이 라이너 벽면에서의 대류(convection), 복사(radiation), 열전도(conduction)를 고려한 열전달식을 적용하여 라이너 벽면온도를 예측하고자 한다[7].

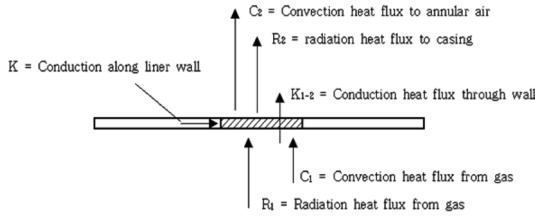


Fig. 5. Heat transfer processes through liner.

라이너 벽면을 통한 열전달식은 아래와 같다.

$$(R_1 + C_1) = (R_2 + C_2) = K_{1-2} \quad (9)$$

첨자 1은 고온연소가스가 존재하는 라이너 내부 영역에 해당하고 첨자 2는 연소용공기가 공급되는 라이너와 케이싱 사이의 환형 유로에 해당한다. 고온영역에서 라이너벽면으로 전달되는 복사(R_1) 및 대류(C_1) 열유속은 라이너를 통해 전도(K_{1-2})되고 환형유로의 공급공기로 복사 및 대류(R_2+C_2)의 형태로 전달된다. 각 영역에서 복사(R_1, R_2), 대류(C_1, C_2), 전도(K_{1-2}) 열전달식은 다음과 같이 표현된다.

$$R_1 = 0.5\sigma(1 + \epsilon_w)\epsilon_g T_g^{2.5}(T_g^{2.5} - T_w^{2.5}) \quad (10-1)$$

$$C_1 = 0.020 \frac{1}{d_{h1}^{0.2}} \left(\frac{k_g}{\mu_g^{0.8}} \right)_{aTg} \left(\frac{\dot{m}_g}{A_{jt}} \right)^{0.8} (T_g - T_w) \quad (10-2)$$

$$R_2 = Z\sigma(T_w^4 - T_a^4) \quad (10-3)$$

$$C_2 = 0.020 \frac{1}{d_{ha}^{0.2}} \left(\frac{k_a}{\mu_a^{0.8}} \right)_{aTa} \left(\frac{\dot{m}_a}{A_a} \right)^{0.8} (T_w - T_a) \quad (10-4)$$

$$K_{1-2} = \frac{k_w}{t_w}(T_w - T_w) \quad (10-5)$$

$$\epsilon_g = 1 - \exp[-290PL(q_b)^{0.5} T_g^{-1.5}] \quad (10-6)$$

$$Z = \frac{\epsilon_w \epsilon_c}{\epsilon_c + \epsilon_w (1 - \epsilon_c)(A_w / A_c)} \quad (10-7)$$

위의 열전달식을 외측 라이너(outer liner)와 내측 라이너(inner liner)에 각각 적용하여 라이너의 평균 온도를 예측하면 Table 3과 같다(각 변수에 대한 값은 Table 2의 값을 적용). Table 3에서 T(1)과 T(2)는 라이너와 케이싱 사이의 간격을 최적화하기 전과 후의

Table 2. List of variables for heat flux analysis

| Variable | Unit | Value | Remark |
|--------------|-------------------------------------|------------------------|--------------------|
| T_g | K | 1900 | |
| ϵ_c | - | 0.6 | ref. [8] |
| ϵ_w | - | 0.5 | ref. [9] |
| ϵ_g | - | 0.1043 | |
| l_b | m | 0.1598 | beam length [7] |
| μ_a | kg/(m.s) | 3.89×10^{-5} | |
| μ_g | kg/(m.s) | 7.05×10^{-5} | |
| k_a | W/(m.K) | 0.0553 | |
| k_g | W/(m.K) | 0.157 | |
| σ | W/(m ² .k ⁴) | 5.667×10^{-8} | Boltzmann constant |
| k_w | W/(m.K) | 25.3 | ref. [10] |
| t_w | m | 0.002 | liner thickness |

Table 3. Liner temperatures estimated by heat flux analysis

| Variable | Unit | T(1) | T(2) | Remark |
|-------------|------|------|------|---------------|
| outer liner | K | 837 | 861 | reaction side |
| | K | 843 | 867 | casing side |
| inner liner | K | 1023 | 869 | reaction side |
| | K | 1017 | 863 | casing side |

라이너 온도분포를 각각 나타낸다. 최적화 전에는 라이너의 최고온도가 약 750℃에 도달하며 내측과 외측 라이너의 온도 편차가 190도에 이르지만 최적화 후에는 최고온도가 600℃ 이하로 감소하고 편차도 10도 이하로 유지됨을 볼 수 있다. 이러한 온도 분포를 유지한다면 HASTELLOY X 등 일반적인 라이너 재질을 사용하는 경우 열변형 문제는 없을 것으로 예상된다[10].

Fig. 6은 외측 및 내측 라이너를 통해 출입되는 복사와 대류 열유속을 나타내며 내측과 외측의 열

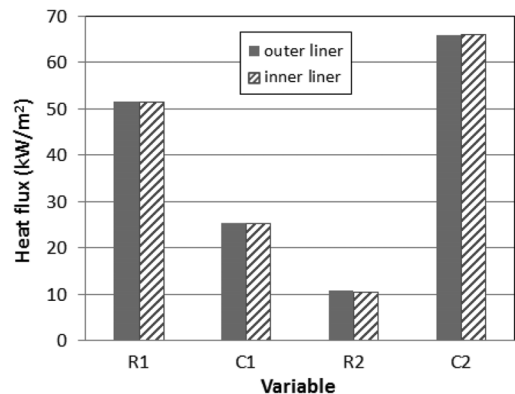


Fig. 6. Radiative and convective heat fluxes on each side of liner.

유속이 거의 동일하게 분배되도록 설계되었음을 확인할 수 있다. 또한 라이너 내부의 고온 연소가스로부터의 열유속(R_1, C_1)은 복사(R_1)가 대류(C_1)보다 2배 정도 크지만 라이너와 케이싱 사이의 공기공급유로의 열유속(R_2, C_2)은 상대적으로 낮은 공기온도로 인해 복사(R_2)보다 대류(C_2)가 지배적임을 볼 수 있다.

3.7. 압력손실 예측

연소기의 압력손실을 나타내는 pressure-loss factor는 아래와 같이 일반적으로 연소기 입구의 diffuser를 통한 압력손실과 연소기 Liner를 통한 압력손실의 합으로 표시된다[7].

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} + \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \quad (11)$$

$q_{ref} = \frac{1}{2} \rho_3 U_{ref}^2$ 는 reference dynamic pressure를 나타낸다.

본 연구의 환형 연소기는 diffuser가 명확히 구분되지 않으므로 편의상 식 (11)의 ΔP_L 에 연소기에서 발생하는 모든 압력손실 항을 포함시켜 예측하고자 한다. 연소기 압력손실은 아래 식에서처럼 비연소유동에 의한 손실(cold loss)과 연소에 의한 손실(hot loss)로 구분된다.

$$\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} = \left(\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right)_{cold} + \left(\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right)_{hot} \quad (12)$$

비연소 압력손실은 다시 공기공급홀(hole injection), 버너 스월러(swirler), 벽면 마찰(friction), 유로면적증가(area expansion)에 의한 손실로 구분할 수 있으며 각각에 의한 압력 손실값은 다음과 같은 식으로 예상할 수 있다.

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right)_{cold} &= \left(\frac{\Delta P_h}{q_{ref}} \right)_{hole\ injection} + \left(\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} \right)_{swirler} \\ &+ \left(\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right)_{friction} + \left(\frac{\Delta P}{q_{ref}} \right)_{area_exp} \end{aligned} \quad (13-1)$$

$$\left(\frac{\Delta P_h}{q_{ref}} \right)_{hole\ injection} = \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{ref}} \right)^2 \left(\frac{A_{ref}}{A_h C_D} \right)^2 \quad (13-2)$$

$$\left(\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} \right)_{swirler} = K_{sw} \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 \sec^2 \theta - \left(\frac{A_{ref}}{A_L} \right)^2 \right] \left(\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_3} \right)^2 \quad (13-3)$$

$$\left(\frac{\Delta P_{2-3}}{q_{ref}} \right)_{friction} \approx \frac{f(C_{in} + C_{out})(x_3 - x_2)}{A_{2,an}} \frac{q_{2,an}}{q_{ref}} \quad (13-4)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{q_{ref}} \right)_{area_exp} = \left(\frac{q_1}{q_{ref}} \right) \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \left(q_1 = \frac{\rho U_1^2}{2} \right) \quad (13-5)$$

공기공급홀에 의한 압력손실(식 (13-2))에서 C_D 값은 아래의 식을 이용하였다.

$$C_D = \frac{K-1}{\delta [4K^2 - K(2-\beta)^2]^{1/2}} \quad (14)$$

δ 는 momentum loss factor로서 $\delta = 0.8$ 을 사용하였다. K 는 hole pressure-drop coefficient로 $K = 1 + \Delta P_h / q_{an}$ 이다. 즉 C_D 값은 압력손실 ΔP_h 의 함수이므로 식 (13-2)와 식 (14)로부터 C_D 값과 ΔP_h 를 동시에 구하여야 한다. $\beta = m_h / m_{an}$ 는 hole bleed ratio이다. 식 (13-5)에서 유로면적증가에 의한 압력손실은 Borda-Carnot equation[11]을 이용하였으며 유동이 외측 환형공기유로(외측 라이너와 케이싱 사이)를 빠져나오는 부분과 버너노즐출구에서 라이너로 면적이 증가하는 부분에 적용하였다.

스월러에 의한 압력손실(식 (13-3))에서 스월러의 유로면적은 아래와 같이 구한다.

$$A_{sw} = N_{bn} \left[\frac{\pi}{4} (D_{sw}^2 - D_{hub}^2) - n_v t_v \cos \theta \left(\frac{D_{sw} - D_{hub}}{2} \right) \right] \quad (15)$$

연소에 의한 압력손실은 Rayleigh 식을 이용하며 유동의 Mach수가 무시할 만한 경우에 식 (16)과 같이 표현된다[12].

$$\left(\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right)_{hot} = \left(\frac{T_4}{T_3} - 1 \right) \left(\frac{A_{ref}}{A_L} \right)^2 \quad (16)$$

앞서 구한 pressure loss factor로부터 overall pressure loss는 식 (17)과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{A_{ref} P_3} \right)^2 \quad (17)$$

본 연소기의 overall pressure loss는 2.3% 정도로 예측되며 실제 연소기 내부 구조의 복잡성에 의한 차압 증가를 고려하면 설계값인 2.5%와 유사한 값을

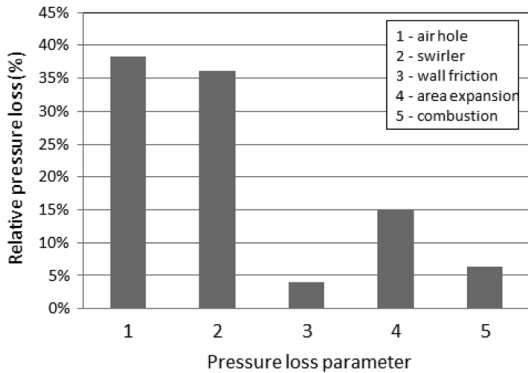


Fig. 7. Comparison of pressure losses.

보인다고 볼 수 있다. Fig. 7은 각 압력손실변수의 상대적인 값을 보여준다. 버너노즐부의 inlet air hole과 swirler에 의한 손실이 70% 이상을 차지하고 그 다음으로 유로면적 증가에 의한 손실이 약 15%를 차지한다. 연소에 의한 압력손실이 6%에 불과한 이유는 라이너 단면적 증가로 연소에 의한 모델링 증가가 크지 않기 때문으로 사료된다.

4. 결론

마이크로가스터빈용 환형 연소기 개발을 위한 기본설계를 수행하였으며 주요 설계 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 라이너 형태는 역류형(reverse type)으로 라이너 벽면냉각을 위해 대류 냉각(convection cooling) 방식을 적용하여 희석공에 공급되는 공기를 제외한 모든 공기는 버너노즐에 공급되어 저공해 연소가 가능하도록 설계하였다.
- 2) 주연소영역은 재순환영역 및 CO 산화반응을 고려하고 희석영역은 온도균일성(pattern factor)을 고려하여 설계하였다. 또한 라이너 내부에 대한 연소 강도가 낮게 유지되는지 확인하였다.
- 3) 라이너 표면온도를 예측한 결과 연소 시 고온부는 600℃ 이하이며 내측과 외측 라이너의 온도 편차가 10도 이내로 유지되어 냉각 공기의 분배가 적절히 이루어지도록 설계되었음을 확인하였다.
- 4) 버너노즐은 2단 연료분사의 희박 예혼합 방식을 적용하여 설계하였으며 버너노즐 개수는 화염형상이 상호중첩되는 버너 간격을 고려하여 선정하였다.

5) 압력손실을 예측하여 설계치와 유사함을 확인하였으며 압력손실 인자별로 비교한 결과 공기홀 및 스월러에서 압력손실이 주로 발생함을 예측하였다.

후기

본 연구는 산업통상자원부와 미래창조과학부의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] M.A.R. Nascimento, L.O. Rodrigues, E.C. Santos, E.E.B Gomes, F.L.G. Dias, E.I.G. Velásques and R.A.M. Carrillo, Micro Gas Turbine Engine: A Review, INTECH 2014.
- [2] 한국가스신문, 717호, 2005(<http://www.gasnews.com>).
- [3] J.D. Mattingly, W.H. Heiser, D.T. Pratt, "Aircraft engine design", 2nd edition, AIAA 2002.
- [4] NREC, The Design and Development of Gas Turbine Combustors, 1980.
- [5] D.S. Kim, G.W. Ryu, K.Y. Hwang, and S.K. Min, "Preliminary Design Program Development for Aircraft Gas Turbine Combustors : Part 1 - Combustor Sizing", J. Korean Soc. Combust., Vol.18, No.3, pp.54-60, 2013.
- [6] J.H. Jang, J.H. Cho, H.S. Kim, S.M. Lee, M.K Kim, K.Y. Ahn, A Study on the Lean-premixed Combustion Characteristics of a Dual-staged Burner, Trans. of the KSME (B), Vol. 37, No. 1, pp. 51~57, 2013.
- [7] A. H. Lefebvre, Gas Turbine Combustion, 1st ed., McGraw-Hill. 1983.
- [8] Table of Total Emissivity (www.omega.com).
- [9] R.K. MAYNARD, Total Hemispherical Emissivity of Very High Temperature Reactor Candidate Materials, Ph.D. Dissertation, 2011.
- [10] HASTELLOY® X ALLOY (H-3009C), Haynes International, Inc. 1997.
- [11] J. Ward-Smith, Mechanics of Fluids, 7th ed., Stanley Thornes Ltd., 1998.
- [12] H.I.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Rogers, H. Cohen, P.V. Straznicky, Gas Turbine Theory, 6th edition, Prentice Hall, 2009.