◎ 특 집

가스 터빈 연소기 연구 동향 및 연소기 기본 설계

김한석*, 안국영, 조주형

1. 서 론

가스터빈 연소기는 압축기로부터 나온 고온·고압의 공기를 연료와 반응시켜 높은 에너지를 갖게 하고 이를 터빈으로 전달하여 기계적 에너지를 얻게 하는 역할을 수행하는 부분으로 가스터빈의 심장부라 할 수 있으며, 저공해 특성 때문에 자동차용 엔진뿐 만 아니라 수백MW의 열병합 발전에 이르기까지 다양하게 이용되고 있다. 연소기의 설계는 고온·고압유동에 난류유동, 연료의 화학반응이 수반되는 등 연소기내 유동현상의 복잡성으로 말미암아 많은 부분이 다년간의 경험과 실험에 의하여 구축된 자료를 토대로 이루어지고 있다[1,2]. 따라서, 연소기 설계는 미국의 Pratt & Whitney와 General Electric사 및 영국의 Rolls-Royce사 등의 가스터빈 제작회사들이 자체적으로 구축한 방법들에 의하여 수행되고 있으며, 상용되는 설계용 프로그램은 미국 NREC사의 CIPROD 프로그램[3] 정도이다.

최근에는 컴퓨터의 발달에 따라 실험에 따른 경비를 최소화하고 고효율의 연소기 설계를 목적으로 연소기내의 유동해석에 대한 연구가 시도되고 있으나[4] 유동해석 결과의 설계 적용은 그리 많지 않다. 최근 Pratt & Whitney 등에서는 가스터빈 팬 및 압축기 설계에 유동해석 결과를 적용하여 효율을 향상시키는 등[5] 수치계산에 의한 유동해석기술의 성공적인 설계적용에 따라 이에 대한 관심이 고조되고 있으며, 이와 같은 설계에 적용은 터빈 및 연소기에도 확장될 전망이다.

본 연구는 연소기 설계 및 성능해석에 대한 것으로 최근 연구가 활발히 진행되고 있는 저배기 연소기술 동향 및 연소기 기본설계에 대하여 기술하기로 한다.

* 한국기계연구원
E-mail : haskim@kimm.re.kr

2. 가스터빈 연소시스템

2.1 기존 연소 시스템 (Conventional combustion system)

기존의 연소시스템은 연료가 연소용 공기의 유동 속에 직접 분사되어 연료와 공기의 혼합과 연소 반응이 동시에 일어나는 확산형 연료분사 타입을 이용하는 시스템이다.

Fig. 1에는 가스터빈에서 기존형 연소시스템의 형식을 보여주며, 연소는 압축기로부터 반응영역으로 공급되는 공기와 연소기로 분사되는 연료 사이에서 화학반응에 의해서 이루어진다. 기존형 연소기내의 고온 가스의 온도는 원주방향, 반경방향, 축방향으로 상당한 온도 구배를 가지며 대부분의 화학반응은 주연소영역에서 일어난다. 주연소영역의 고온가스는 2차 공기공을 통해 유입되는 공기로 인하여 완전연소가 일어나게 된다.

연소기 출구의 온도분포는 희석영역에 설치되어 있는 희석공기공으로 유입되는 희석공기에 의하여 균일하게 된다. 따라서 희석 공기공 및 희석영역의 길이는 출구온도 분포가 균일할 수 있도록 결정되어져야 한다.

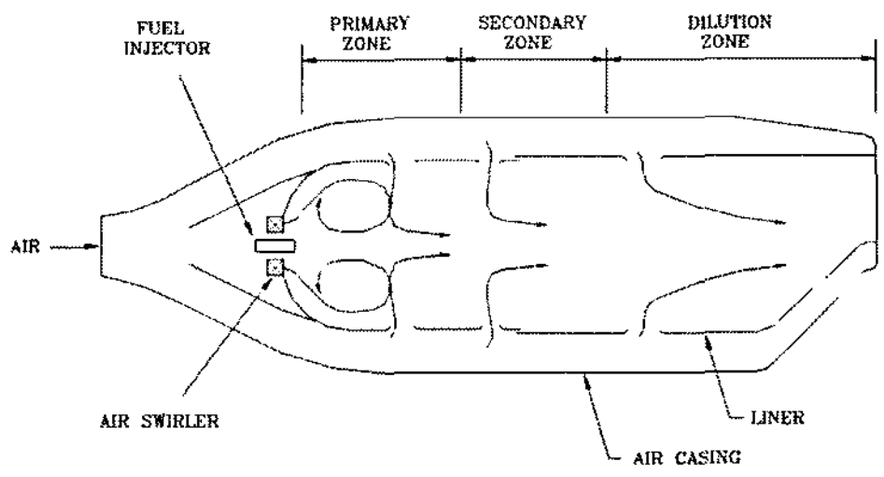


Fig. 1 Conventional combustion system

2.2. 저-NOx 연소 시스템 (Low-NOx combustion system)

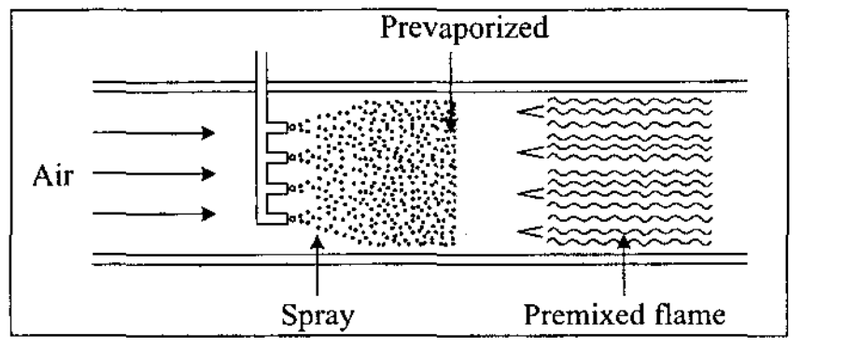
2.2.1 희박연소시스템(Lean-premixed combustion system)[6]

Fig. 2에서 보는 바와 같이 이 연소시스템은 연소가 일어나기 전에 연료와 공기의 균일한 혼합과 액체연료의 경우에는 완전한 기화를 위해 연료가 공기흐름 속으로 분사되어 연료와 공기의 예혼합을 이용하는 시스템이다. 설계점에서 이 영역의 연료/공기비는 화학양론비(stoichiometric ratio)보다 상당히 낮게 조절된다. 예혼합된 가스는 연소과정의 안정화를 위해 재순환 영역을 형성하는 연소기의 주연소 영역으로 들어간다.

희박 예혼합 연소기에서의 주연소영역의 온도는 기존형 연소기의 주연소 영역의 평균온도보다 상당히 낮고 균일하다. 낮은 당량비와 주연소영역에서의 공연비의 균일성 때문에 이와 같은 연소시스템은 weak extinction limit 근방에서 작동하게 된다. 따라서 부분부하 작동 구간이나, 무부하 작동 구간 동안에 화염이 꺼지는 것을 막기 위하여 주연소 영역의 연료/공기비 조절이 매우 정확하게 이루어져야 한다.

2.2.2 과농희박 연소시스템(Rich-lean combustion system)[7,8]

이 연소시스템은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 주연소영역으로 분사된 연료와 공기가 불완전한 연소 생성물을 형성하는 연료과농의 조건이 된다. 주연소영역에서 생성된 불완전 연소가스는 연료가 과농한 상태로 급냉영역으로 들어간다. 냉각영역은 일반적으로 그 길이가 매우 짧고, 빠른 혼합을 위해 고속의 제트 공기를 사용한다. 냉각영역은 혼합가스가 평형상태를 지나 희박연소로 진행되는 영역으로, 혼합가스의 온도가 평형상태에서 매우 고온이나 이 영역을 빠른 속도로 진행하여 희박영역으로 가기 때문에 고온부를 피할 수 있어 NOx를 저감하게 된다.



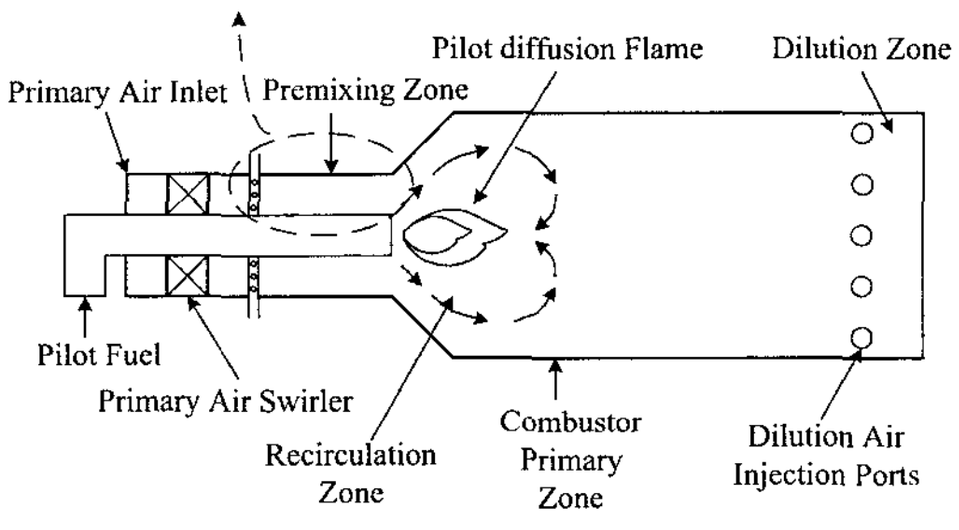


Fig. 2 Lean-premixed combustion system

2.2.3 촉매 연소시스템(Catalytic combustion system)

촉매연소는 연료와 공기의 혼합물이 정상적인 희박가연 한계보다 낮은 온도에서 연소가 일어나도록 한다. 촉매의 사용은 화염의 최대온도를 낮추고, 이렇게 낮아진 온도는 Thermal NOx의 발생량을 상당부분 감소할 것으로 생각된다. Fig. 4에서 촉매연소의 원리에 대하여 나타내고 있다. 연료는 기화하기 위하여 반응기의 상류에서 분사되며 공기와 혼합된다. 연료와 공기의 혼합물은 catalyst bed나 반응기로 들어간다. 입구에서는 낮은 온도에서 활동적인 촉매를 사용하는 것이 바람직하며 그 이후 부분은 좋은 산화 재료가 선택되어져야 한다. Catalytic bed의 하류인 열적 반응영역은 촉매로 시작된 반응이 지속적으로 이루어지도록 돕는다. 이러한 반응은 연소기의 총 온도가 20% 정도 상승되는 효과를 제공한다.

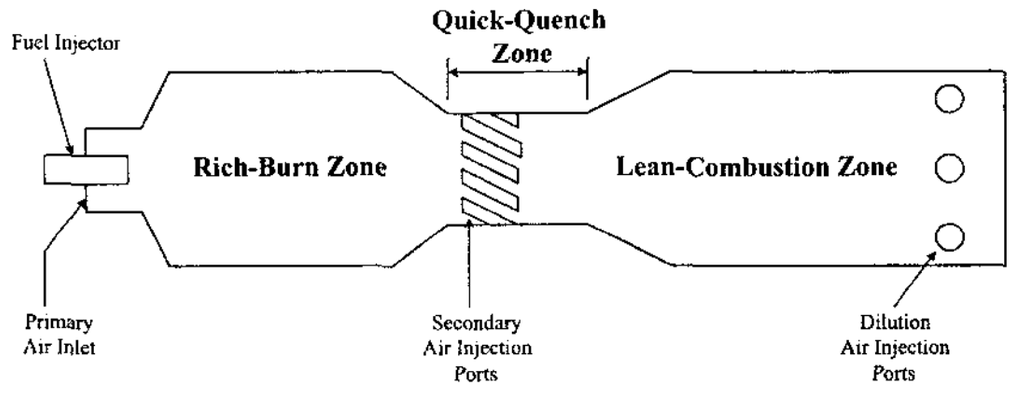


Fig. 3 Rich-lean combustion system

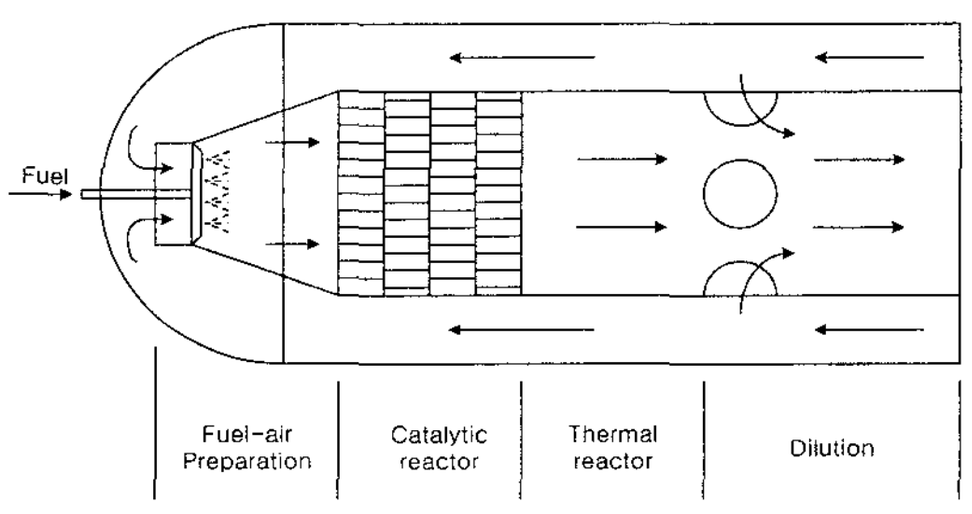


Fig. 4 Catalytic combustion system

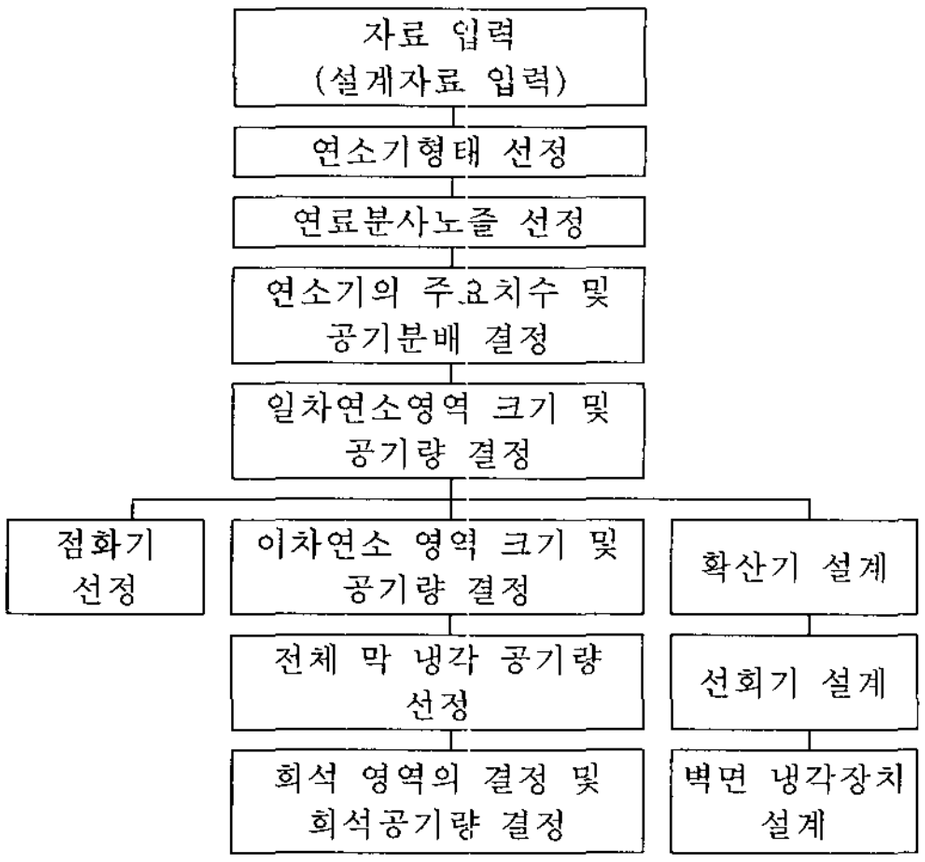


Fig. 5 Preliminary Design Procedure

Table 1 Initial Design Point Specification of Gas Turbine Combustor

Parameter	Value	Unit	Remarks
Inlet Pressure, P_3	1,411,1	Pa	Pressure Ratio = 13.93
Outlet Pressure, P_4	1,319,4	Pa	Pressure Loss = 6.5%
Inlet Temperture, T_3	664.75	K	391.6 ℃
Outlet Temperture, T_4	1376.1	K	1,103 ℃
Lower Heating Value	52,21	kJ/kg	Natural Gas
Fuel Mass Flowrate	0.332	kg/s	0.04152 kg/s/대
Air Mass Flowrate	18.2	kg/s	2.275 kg/s/대
Efficiency	99.0	%	
Pattern Factor	-	-	
(A/F)st	17.81	-	
(A/F)	54.8	-	TIT가 낮아 큰값
Φ = (F/A) / (F/A)st	0.325	-	$1/\Phi$ = 3.077 (과잉공기비)
Total Heat Flux	14,913	kcal/hr	17,340 kW

3. 예혼합 희박의 기본설계

가스터빈 연소기의 설계는 이론 또는 경험식들로부터 연소기의 기본형상을 결정하는 기본설계부분과 기본설계에 의하여 얻어진 기본형상을 실험적 또는 수치적 방법에 의하여 검증하여 가면서 기본형상의 수정 등을 행하는 상세 설계부분으로 크게 나눌 수 있다. 연소기의 기본설계는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 수행되어지며 연소기의 주요크기 등의 정보를 얻을 수 있다. 이와 같이 결정된 연소기의 주요크기는 이론적 또는 실험을 바탕으로 한 계산에 의하여 구하여지기는 하나 실제 연소기에 적용하기 위하여 각 부분의 성능을 조정하여야 한다. 특히 연소기내에서의 연소를 지배하는 선회기 및 1차·2차 공기공의 최적형상결정은 매우 중요하다.[9,10,11]

예혼합 희박연소기 개발에 있어서 연소기 내부를 가상적인 세부분으로 나누어 고찰하는 것이 설계에 있어서 대단히 편리하다. 첫째로 예혼합 증발영역(Premixed Evaporation Zone ; EZ)으로 이 영역에서는 연료가 분사되어 연소용공기와 혼합하여 연료의 증발이 일어나는 영역이다. 연료와 공기는 가능한 한 당량비가 낮은 상태로 잘 혼합되어야 한다. 두 번째 영역은 증발된 연료가 연소를 시작하는 주연소영역(Primary Zone ; PZ)으로 안정적으로 화염을 유지하고 연소가 완전하게 이루어지도록 하는 기능을 담당하며, 기존 연소기의 2차 연소영역(Secondary Zone ; SZ)을 포함한다. 마지막으로 희석혼합영역(Dilution Zone ; DZ)은 연소기에서 배출되는 연소가스(exhaust gas)를 터빈(turbine)이나 노즐베인(nozzle vane)에서 필요로 하는 온도로 감소시키며, 배출되는 연소가스의 온도분포를 균일하게 하는 기능을 수행한다.

연소기는 라이너(liner), 케이싱(casing), 확산기(diffuser), 혼합기, 연료분사기(fuel injector), 점화기(ignitor) 등으로 구성되어 있으며, 연소기 설계에서 가장 먼저 수행되는 과정은 연소기의 기준 지름 및 길이와 같은 주요치수와 개략적인 연소기의 부품들이 설계되는 초기형상 설계과정으로 이 결과는 상세설계의 근간이 된다.

설계자료의 입력은 가스터빈의 요구사양과 밀접한 관계를 가진다. 특히 중요한 것으로는 설계점(design point)에 대한 사양으로 연소기 입구 공기온도(T_3), 연소기 입구 공기압력(P_3), 공기유량(m_3), 연료유량(m_f), 연료저위 발열량(H_l), 연소기 출구 가스 온도(T_4), 전압손실율, 연소효율, 출구온도 균일도 등으로 구성되며, 전체적인 가스터빈의 사이클 해석(cycle analysis)으로 부터 주어진다. Table 1은 본 연구에서 선정한 저 NOx 연소기 설계에 필요한 초기 설계점 사양을 나타낸다.

Table 2 Overall Pressure Loss Factor, ϕ

Combustor type	Value	Comments
Straight through annular	14-18	- 경량 제트엔진 등의 고속형·고부하 연소기 - ϕ값은 작아도 U_{ref}을 크게하여야 하기 때문에 전압손실율($\Delta P/P_3$)도 6-10 % 정도로 크게된다. - 라이너 開口面積比(라이너 전체 표면적에 대한 공기공 등의 개구면적)가 크고, 라이너 공기공의 설계가 어려워진다.
Straight through annular and can	25-30	- 대형을 제외한 범용 가스터빈 및 고압력비의 제트엔진 연소기에 채용 - 비교적 설계가 용이하다. - $\Delta P/P_3 \times 100$ = 4-6% 정도
Reverse flow can	30-40	- 소형 및 중형의 범용 가스터빈 연소기에 채용 - 비교적 설계가 용이하다. - $\Delta P/P_3 \times 100$ - 3-4% 정도
Reverse flow can	50-60	- 대형의 가스터빈 연소기에 채용 - 라이너 개구면적비가 작게 되고, 공기공수의 감소 및 용접부의 공기 누출 등의 영향을 크게 받는 등 설계가 어려워진다. - $\Delta P/P_3 \times 100$=2.5-3% 정도로 낮다.

3.1 기준면적 결정

연소기 설계시 설계자는 먼저 설계기준이 되는 연소기 단면적을 결정하여야 한다. 일반적으로 최적의 연소기 단면적(최대 케이싱 단면적 기준)은 공기역학적 관점과 화학반응적 관점 또는 공해배출 등을 고려하여 결정한다.

3.1.1 공기역학적 관점(Aerodynamic Considerations)

연소기 설계에서 중요한 두 가지 무차원 압력손실 파라미터를 다음과 같이 정의할 수 있다.

첫째로, 전압손실율(overall pressure loss)은 보통 %로 나타내며 4~10% 범위의 값을 가진다.

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = \frac{total\ pressure\ drop\ across\ the\ combustor}{inlet\ total\ pressure} \quad (1)$$

둘째로, 전압손실계수(pressure loss factor)는 압축기와 터빈사이의 유동에서 발생되는 유동저항(flow resistance)을 의미하며 항력계수와 같은 개념으로, 연소기 상호간의 비교시 편리한 무차원 변수이다.

$$\phi = \frac{\Delta P_{3\ 4}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3-4}}{\frac{1}{2}\rho_a U_{ref}^2} = \frac{total\ pressure\ drop\ across\ the\ combustor}{reference\ dynamic\ pressure} \quad (2)$$

전압 손실율과 전압손실계수와는 다음의 관계가 있다.

$$\frac{\triangle P_{3-4}}{P_3} = \frac{\triangle P_{3-4}}{q_{ref}} \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3\ T_3^{0.5}}{A_{ref}\ p_3} \right) \quad (3)$$

여기서, 작동조건과 전압손실율은 가스터빈 사이클 해석 결과로부터 주어지므로 전압손실계수만 결정하면 위 식으로부터 기준면적을 구할 수 있다.

$$A_{ref} = \left[\frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3\ T_3^{0.5}}{p_3} \right) \frac{\triangle P_{3-4}/q_{ref}}{\triangle P_{3-4}/P_3} \right]^{0.5} \quad (4)$$

여기서, 전압손실계수는 일반적으로 연소기의 형태에 따라 Table 2와 같은 범위에서 결정되고 있으나[12], 연소기의 특성에 따라 달라질 수 있다.

전압손실계수를 작게 하면 전압 손실율이 일정한 경우 연소기 내부를 흐르는 공기속도(U_{ref})가 커지므로 이에 의한 연소기 입구 전압분포의 영향으로 불균일한 연소영역이 나타나기 쉬우며, 또한 연소기 단면적이 줄어들기 때문에 라이너의 개구면적이 증가하여 라이너 공기공의 배치가 어렵게 된다. 전압손실계수를 크게 하면 연소기의 성능조절이 용이하게 되나 연소기 단면적이 증가하여 연소기가 크게 된다.

Fig. 6은 현존하는 가스터빈 연소기의 전압 손실율에 대한 전압 손실계수 값을 나타낸 것으로, 이 곡선으로부터 얻은 전압 손실 계수값은 전압 손실율 6.5에 대해 20.6이나, 예혼합 희박연소의 경우 주 연소영역에서의 공기량 증가로 인하여 공기부하가 커지므로 이를 적게 하여야 한다. 따라서, 주어진 값보다 훨씬 큰 값을 가져야 하며 본 연구에서는 이 값보다 전압손실 계수값을 4 배로 하여 100으로 결정하면, 케이싱 지름은 158 mm가 된다. 그러나 이 값은 후술하는 설계과정을 몇 번씩 반복하여가면서 수정되어진다.

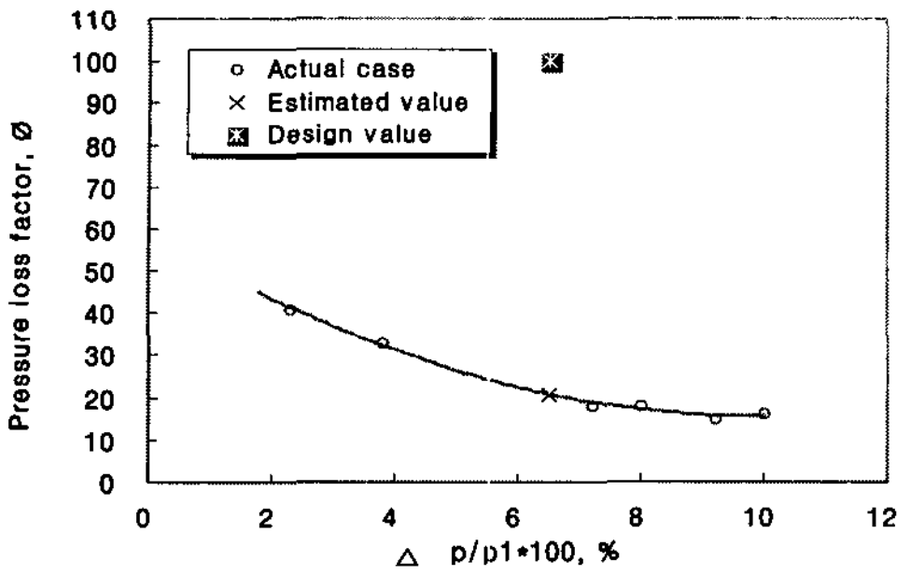


Fig. 6 Pressure loss factor for pressure loss in combustion chamber

3.1.2 화학반응적 관점(Chemical considerations)

Lefebvre등은 Burning-Velocity Model과 실험적 검증을 통해 연소효율 η_c을 넣은 작동조건과 연소기 크기에 대하여 다음과 같은 상관식으로 나타내었다.

$$\eta_c = \frac{\text{heat released in combustion}}{\text{heat available in fuel}} = f(\theta) \qquad (5)$$

이때, 연료/공기 비가 주어질 경우 연소효율 η는 다음과 같은 파라미터 Θ의 함수가 된다.

$$\theta = \frac{P_3^{1.75}\, A_{ref}\, D^{0.75} \exp(T_3/b)}{m_3} \qquad (6)$$

모든 연소기는 Θ=73×106 의 값에서 100%에 가까운 연소효율을 나타낸다. 이때 온도보정계수(temperature correction factor) b는 다음과 같이 정의된다.

$$b = 245(1.39 + \ln\Phi_{PZ}) \qquad \text{for } 0.6 < \Phi_{PZ} < 1.0 \qquad (7)$$

$$b = 170(2.00 - \ln\Phi_{PZ}) \qquad \text{for } 1.0 < \Phi_{PZ} < 1.4 \qquad (8)$$

3.2 라이너 면적 결정

실제 연소가 일어나는 라이너 내부 면적은 보통 기준면적의 0.55에서 0.75 배의 범위에서 결정한다.

$$A_{ft} = 0.55 \sim 0.75\, A_{ref} \qquad (9)$$

라이너 면적을 크게 하면 라이너를 흐르는 연소가스의 속도가 감소하게 되어 라이너 내부에서의 체류시간이 증가하여 점화, 안정성 및 연소효율 등의 관점에서 이점이 많다. 그러나, 주어진 기준면적(케이싱 면적)에서 라이너 면적이 커지면 라이너 바깥쪽의 환형부분 면적이 감소하여 이 부분에서의 속도가 증가하게 되므로 정압이 떨어지게 되어 라이너 공기공에서의 불충분한 공기공급에 의하여 연소특성이 현저히 떨어지게 된다.

한편 라이너의 단면적을 작게 하면 라이너 벽면을 두껍게 할 수 있는 이점이 있으며, 또한 라이너 공기공에서의 유량계수 증가 측면에서도 유리하다. 그러나, 라이너의 면적을 작게 하면 라이너 내부에서의 연소부하가 커지므로 화염의 안정성 및 연소효율 등에 주의하여야 한다.

이들 사이의 최적값은 디퓨저와 라이너에서의 압력손실로 부터 유도할 수 있으며 이 경우에도 최적값은 0.55-0.75의 범위를 갖는다.

한편, Bragg는 라이너 면적을 구하는 다음과 같이 식을 제안하였다.

$$A_{ft} = 1.621 \times 10^{-2} \frac{m_f\, T_3^{0.5}}{P_r} \left(\frac{P_3}{\triangle P}\right)^{0.5} \qquad (10)$$

이상과 같은 방법들 외에도 케이싱 및 라이너의 지름을 결정하는 방법은 각 제작사마다 서로 다르며 적용되는 기술에 따라서도 다르다. Table 3에는 위에서 언급한 방법 및 다른 설계방법에 의하여 구하여진 케이싱 및 라이너의 지름을 나타내었다. 이 결과로부터 라이너 지름은 79 mm-221 mm, 케이싱 지름은 64 mm -241 mm 범위에 있음을 알 수 있다.

3.3 연소기 길이 및 공기 배분량 결정

연소기의 길이는 설계자에 따라 상이하게 결정되고 있으며, 설계된 길이는 성능실험에 의하여 조정되는 경우가 많다.

3.3.1 예혼합 증발영역 (Evaporation Zone)

Table 3 Determination of casing and liner diameter

	Aerodynamic consideration	Chemical consideration	A사	B사	Bragg
Casing diameter	158	64	145 - 241	158	-
Liner diameter	122	-	118 - 221	103	79
Remark	ϕ=100 A_l/A_c=0.6	Θ parameter=7.3E07 b parameter=340	V_c=8-28 m/s V_p=43-55 m/s	V_c=37 m/s V_p=27 m/s	-

이곳은 연료가 분사되어 연소용 공기와 만나 혼합되면서 증발이 일어나는 영역으로, 이 영역에서는 연소가 일어나지는 않는다. 이 영역에서의 액적의 혼합과 증발이 연소기의 저 NOx 특성을 좌우하므로 설계를 위한 유동해석 및 성능실험이 요구된다.

예혼합부의 형태는 설계자에 따라 매우 다양하게 나타날 수 있으며, 이것이 저배기 연소기 설계의 핵심이 된다.

3.3.2 주연소영역 (Primary Zone)

주연소영역은 연료와 공기가 혼합하여 연소가 일어나는 곳으로 화염의 안정성 및 연소효율 등이 결정된다. 저배기 연소기의 경우에는 이 영역이 2차 연소영역을 포함하고 있다. 주연소영역의 길이는 공급되는 연소용공기의 공기부하율을 고려하여 다음과 같이 계산한다.

공기부하율(L_{ap})은 2.0E-4 kg/(m^3·sec·Pa)이하로 하였으며, 이 값은 가스터빈 연소기의 공기부하율보다 약 2 배정도 적은 값이다. 그 이유는 예혼합 희박연소에 의하여 주연소영역에 많은 공기가 공급되므로 화염의 안정성 및 효율 등을 고려하여 공기부하율을 적게하여 주연소영역에서의 연소 안정성을 확보하여야 하기 때문이다. 공기부하율은 다음과 같이 나타내어진다.

$$L_{ap} = \frac{w_{ap}}{V_{lp} P_3} \tag{11}$$

여기서, 첨자 ap는 주연소영역 공기를 나타내며, w, V 는 질량유량, 라이너 체적을 나타낸다. 공기부하율이 2.0E-4 kg/(m^3·sec·Pa)이고 라이너 지름이 122 mm인 경우(케이싱이 158 mm인 경우)에는 주연소영역의 길이는 310 mm가 되고 만약 라이너의 지름을 조금 크게 하여 161 mm로 하면(전압손실계수값이 300인 경우) 주연소영역의 길이는 117 mm로 줄어든다. 이것은 일례를 나타낸 것으로 노즐의 분무각 및 관통거리 등을 고려하여 결정하여야 한다.

한편, 연소부하율은 다음 식으로 나타낼 수 있으며, 주연소영역에서의 부하율은 420 [W/m^3·Pa]으로, 기존 연소기의 기준값 850 [W/m^3·Pa]과 비교하면 작은 값을 가져 안정된 연소가 예상된다.

$$L_{comb} = \frac{w_f H_u}{V_l P_3} \quad [W/m^3 \cdot Pa] \tag{12}$$

여기서, w_f 와 H_u는 연료의 질량유량과 저위발열량을 나타내며, V_l 및 P_3는 연소기 라이너 체적 및 연소기 입구 압력을 나타낸다.

3.3.3 희석 혼합영역

희석 혼합영역의 길이(희석공기공에서 연소기 후단 끝)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$L_d = D_{ft} \times f(\phi, \delta_t) = \frac{5.2}{\phi^{0.9} \times \delta_t^{0.8}} \tag{13}$$

여기서, δ_t는 출구온도 불균일율(Pattern factor)을 나타내며, L_d/D_{ft}<1.0 경우에는 L_d/D_{ft}>1.0이 되도록 조정한다.

$$\delta_t = \frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3} \tag{14}$$

위의 식은 출구온도 분포를 많은 성능실험결과를 이용하여 얻은 값이므로 이를 고려하여 δ_t의 값을 보다 적게 하여 희석 혼합영역의 길이를 구하는 것이

안전하다.

희석영역의 길이는 식 (13)에 따라 계산하면 161 mm이다.

4. 결 언

본 연구에서는 가스 터빈 연소기에 대하여 기존 연소시스템 그리고 최근 연구되고 있는 저 공해 가스터빈 연소기의 연구 동향과 연소기의 설계점의 예를 제시하여 이에 대한 기본 설계 방법을 소개하였다. 내용을 요약하면 다음과 같다.

1) 연소기 단면적은 공기역학적 관점과 화학반응적 관점 또는 공해배출 등을 고려하여 결정하지만 연소반응에 요구되는 단면적(화학반응적 관점)은 너무 높은 압력손실을 가져올 정도로 너무 작기 때문에 압력손실(공기역학적 관점)을 바탕으로 결정하는 경우가 많지만 최종적으로 연소기의 크기를 정할 경우 모든 가능한 경우를 고려하는 것이 바람직하다.

2) 라이너 면적을 크게 하면 라이너를 흐르는 연소가스의 속도가 감소하게 되어 라이너 내부에서의 체류시간이 증가하여 점화, 안정성 및 연소효율이 증대되지만 라이너 공기공에서의 불충분한 공기공급에 의하여 연소특성이 현저히 떨어지게 된다. 그러나 라이너의 단면적을 작게 하면 라이너 벽면을 두껍게 할 수 있는 이점이 있지만 연소부하가 커지므로 화염의 안정성 및 연소효율이 감소될 우려가 있다.

3) 기본 설계에서 결정된 연소기의 크기는 실례의 연소기로부터 얻은 데이터를 이용하여 검증하여야 하며 문제점이 있으면 반복하여 설계를 실시하여야 한다.

참고문헌

(1) Lefebvre, A. H., Gas Turbine Combustion, McGraw-Hill, 1983.

(2) Mellor, A. M., Design of Modern Turbine Combustor, Academic Press, 1990.

(3) "The Design and Development of Gas Turbine Combustors," Northern Research and Engineering Corporation, Woburn, Massachusetts, U.S.A., 1980.

(4) Rhie, C. M., Zacharias, R. M., Hobbs, D. E., Sarathy, K. P., "Advanced Transonic Fan Design Procedure Based on a Navier-Stokes Method," ASME, 93-GT-323, 1993.

(5) Brum, R. D. and Samuelsen, G.S., "Assessment of a Dilute Swirl Combustor as a Bench Scale, Complex Flow Test Bed for Modeling, Diagnostics, and Fuels Effects Studies," AIAA-82-1263, 1982.

(6) Bowman, C. T., "Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion," Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 1, pp. 33~45, 1975.

(7) Bowman, C. T., "Kinetics of Nitric Oxide Formation in Combustion Processes," 14th symposium on Combustion, pp. 729~737, 1973.

(8) Miller, J. A., Bowman, C. T., "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion," Prog. energy Combust. Sci., Vol. 15, pp. 287~338, 1989.

(9) 오군섭, 안국영 외, "터보기계 설계기술 개발에 관한 연구," 한국기계 연구원 연구보고서, UCN 304-521.M., 1997.

(10) 오군섭, 안국영 외, " 터보제너레이터 및 관련 유체기계의 공력설계 및 해석기술(I)," 한국기계연구원 연구보고서, 1997.

(11) 안국영, 김한석, 배진호, 조은성, "가스터빈 연소기 기본형상 결정을 위한 성능실험," 대한기계학회논문집 B권 제22권 제6호, pp. 840~848, 1998.

(12) Suzuki, K., "カスター ヒン 燃燒器の設計" 內燃機關," vol. 21, no. 259, pp. 77-85, 1982.