

형상 축소된 연소기의 열손실 및 소염해석 모델

이 대 훈* · 권 세 진†

(2001년 7월 30일 접수, 2002년 4월 16일 심사완료)

Thermodynamic Modeling of Heat Loss and Quenching in a Down Scaled Combustor

Dae Hoon Lee and Sejin Kwon

Key Words : Micro Combustor(미세 연소기), Combustion(연소), Heat Loss(열손실), Quenching(소염), Analysis Model(해석 모델)

Abstract

Down scaled combustor undergoes increased heat loss that results in incomplete combustion or quenching of the flame as a consequence. Therefore, effect of enhanced heat loss should be understood to design a MEMS scale combustion devices. Existing combustion models are inadequate for micro combustors because they were developed for analysis of regular scale combustor where heat loss can be ignored during the flame propagation. In this research a combustion model is proposed in order to estimate the heat loss and predict quenching limit of flame in a down scaled combustor. Heat loss in the burned region is expressed in a convective form as a product of wall surface area, heat transfer coefficient and temperature difference. Comparison to the measurements showed satisfactory agreement of the pressure and temperature drop. Quenching is accounted for by introducing a correlation of quenching parameter and heat loss. The present model predicted burnt fraction of gases with reasonable accuracy and proved to be applicable in thermal design of a micro combustor.

기호설명			
A	: 면적, m ²	P	: 압력, kPa
B	: 연소속도, m/s	R	: 기체 상수, kJ/kg·K
c	: 비열, kJ/kg·K	S	: 엔트로피, kJ/kg·K
F	: 상수	T	: 온도, K
H	: 연소실 높이, m	V	: 연소기 부피, m ³
h	: 열손실 계수, W/m ² ·K		
h _v	: 연소발열량(heating value), kJ/kmol	하첨자	
k	: 열전도도, W/m·K	b	: 기연영역
m	: 몰수, mol	e	: 연소후
n	: 연소부피분율(0~1)	f	: 화염면
		i	: 초기
		j	: 기연 영역 내 임의의 지점
		k	: j 위치에 화염이 있었을 때의 값
		L	: 층류
		p	: 정압조건
		u	: 미연영역
		v	: 정적조건

* 회원, 한국과학기술원 항공우주공학전공

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 항공우주공학전공

Email : melody@kaist.ac.kr

TEL : (042) 869-3721 FAX : (042) 869-3710

그리스문자

α	: 열확산계수, m^2/s
β	: 단열압축전후 기연영역 온도비
γ	: 비열비
δ	: 두께, m
π	: 무차원화 압력
θ	: 무차원화 온도
ρ	: 밀도, kg/m^3
λ	: 물분율

1. 서 론

미세한 스케일의 연소장치를 개발하기 위한 연구가 활발히 이루어지고 있다.⁽¹⁾ 미세한 연소기를 제작 개발하기 위해서는 기존의 연소기에 비해 상대적으로 증가한 열손실로 인한 화염 불안정성과 소음 등으로 인해 발생하는 연소기 성능저하에 대한 이해가 필요하다. 기존 연소기에서는 열 생산량에 비해 열손실이 무시할 만한 크기이므로 소음이나 열손실이 연소기 성능에 미치는 영향에 대한 연구가 미흡한 실정이다. 이러한 배경 하에 미세 엔진과 미세 연소기를 개발하기 위한 연구를 수행하고 있는 연구 그룹들에서 소염거리 근방 혹은 그 이하의 크기에서 연소현상을 이해하기 위한 연구를 수행하고 있다. Fu K., Fernandez-Pello C., 등의 Berkeley rotary engine 개발 그룹에서는 미세한 quartz tube 에서 예열, 연소 후 가스 이용 등이 소염거리와 연소속도 등에 미치는 영향을 연구하고 있고⁽²⁾ MIT micro turbine 연구 그룹에서(Waitz I. A., Gauba G., Tzeng Y-S)는 정상 축소된 연소기에서 정상연소(steady combustion)를 수행하면서 연소특성을 관찰하는 연구를 수행하였다.⁽³⁾ KAIST 에서는 높이 변화가 가능한 정적 연소기를 제작하여 연소기의 부피 축소에 따른 연소특성 변화를 관찰하는 연구를 수행하였다.⁽⁴⁾ 하지만 미세한 공간에서의 연소현상에 대한 연소 진단 기술이나 해석 기술이 확립되어 있지 않으므로 연소기 성능을 평가하는 것에는 어려움이 있었다.

연소기 해석을 위한 이론적 연구 또한 기존의 연구는 열손실을 고려하지 않은 정적 연소실에서 화염 전파에 대한 연구나⁽⁵⁾ 오픈 젯 타입 연소기에서의 열손실 영향 해석 등이 이루어져 왔지만⁽⁶⁾ 직접 수치모사 방식을 제외한 경우 열손실 해석 모델에 대한 필요가 없었고 연구방식이 확립되어 있지 않은 상황이다.

본 연구에서는 기존의 미세 연소기를 이용한 실험 결과를 이용하였다. 사용된 연소기는 직경

15mm, 높이 0.4 에서 4mm 까지 변화 가능한 실린더 형 연소기로 표면적대 부피비가 $5.27mm^{-1}$ ($H=0.4mm$)에서 $0.77mm^{-1}$ ($H=4mm$)로 변화 가능하다. 실험에서 측정된 실험 결과⁽⁷⁾를 바탕으로 연소기에서의 열손실과 소음을 예측하고 성능을 평가할 수 있는 해석 모델을 제시하였다. 제안된 모델에서의 결과와 정상 축소된 연소기 실험 결과와의 비교를 통해 미세 연소기 제작의 선행 연구로서의 설계 인자 결정 및 성능 특성에 대한 예측을 수행하였다.

2. 해석 모델

2.1 가정

연소기에서 발생하는 열량은 화염면을 형성하는 얇은 화염두께 내에서 발생하는 화학반응에 의해 발생한다. 한편 연소기에서 발생하는 열손실은 화학반응에 의해 고온 고압 상태가 되는 연소기내 기체에 의해 주로 벽면 열전달의 형태로 발생한다. 따라서 연소기 벽면에 걸쳐 발생하는 열손실과 얇은 화염면에서 발생하는 열 생산 해석을 위한 하나의 단순한 방정식으로 표현하는 데는 어려움이 있다. 따라서 본 모델에서는 열 생산과 열 손실을 순차적으로 계산하여 전체 연소기 내의 열역학적 상태값들에 반영하는 방식을 취하였다. 화염이 전파되면서 순차적으로 등엔트로피 압축과 냉각과정을 반복한다는 가정은 근사적 해석으로 준실험모델(semi-empirical model)의 성격을 가지며 제시될 결과를 통해 모델의 타당성을 확인하도록 한다. 기본적인 계산은 기존의 연소기 해석 방식을 이용하여 기존의 모델에 열 손실을 첨가하는 과정을 첨가하는 형태를 취하였다. 이상을 통해 해석 모델에 사용된 가정들은 아래와 같다.

(1) 전체적인 연소기 내의 현상은 연료의 화학반응에 의한 열 생성과 열 손실의 두 과정으로 구성되며 각 단계는 분리되어져서 고려된다. 두 과정은 화염전파와 함께 반복적으로 일어나게 된다. 즉 열손실이 없는 화염전파와 화학반응이 없는 열손실이 묶여져서 전체 화염전파를 모사한다.

(2) 화염 전파시 기연영역과 미연영역은 단열압축 과정을 거치게 된다. 단열 압축된 각 영역에서 열 손실에 의해 열역학 상태 값들이 변화를 거치게 된다.

(3) 압력전파는 화염전파보다 빠르다. 기존의 연소기 해석에서 사용된 바와 같이 연소기내의 압력은 화염의 전파와 함께 균일한 값을 가지며 변화한다.

(4) 기연영역은 화염이 전파되면서 frozen isentropic 과정을 거친다.⁽⁵⁾ Frozen isentropic 관계에서는 기연영역내의 온도가 화염이 그 지점을 지날 당시의 온도, 압력과 현재의 온도, 압력에 의해 결정된다. 즉 기연영역의 온도는 위치와 시간의 함수이다. 본 모델에서는 열손실에 의해 발생하는 온도와 압력의 저하효과가 고려되어 변화한 온도, 압력 값으로 구한다.

(5) 열손실은 기연영역에서 발생하며 대류항의 형태로 표현된다. 즉 기연영역의 면적과 열손실 계수, 기연영역과 외부의 온도차로 표현된다.

(6) 열손실이 증가하여 벽면 열손실과 미연영역으로의 열전달량이 화염의 전파에 따른 열 생산량보다 클 경우 소염이 발생한다.

2.2 열손실 및 소염 모델

연소기에서의 열손실은 연소기에 형성되는 고온 고압의 환경에 의해 발생한다. 따라서 본 모델에서는 벽면 열손실이 기연 영역에서만 발생하는 것으로 가정하였다. 연소반응 전후로 기연영역에서는 1000~2000K 의 온도 변화가 발생하는 반면 미연 영역에서는 100~200K 정도의 온도 변화만 발생하여 실제 미연 영역의 연소기내 온도와 연소기 벽면 온도차가 기연영역에 비해 낮기 때문에 미연영역에서의 열손실을 고려하지 않은 것으로 인한 오차는 크지 않을 것으로 판단된다. 열손실은 대류 열전달 항의 형태로 표현하였다. 즉 열손실은 기연영역과 연소기 외부와의 온도차에 비례하며 기연영역의 면적에 비례한다. 또한 연소기의 형상과 특성에 따른 열손실 특성을 반영하는 열손실 계수를 곱하여 열손실 특성을 파악하였다. 이상의 모델에 따른 벽면 열 손실은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\dot{Q}_{loss} = 2 \frac{V}{H} nh(T_b - T_\infty) \quad (1)$$

모델에서는 화염이 종류화염 두께 δ_f 만큼 진행하면서 열생산과 열손실이 반복어진다고 가정하였다. 따라서 화염의 전파에 따른 열 생산량은 식 (2)와 같이 화염두께 내의 연료의 연소발열량으로 표현된다. (H_2 를 연료로 사용한 경우 혼합 가스 내 연료 몰 분율을 고려함)

$$\dot{Q}_{prod} = A_f \delta_f m_i \chi_{H_2} \dot{h}_{H_2} \quad (2)$$

벽면 열전달과 미연 영역으로의 열전달량이 식 (2) 의 열 생산량보다 작을 경우 소염이 발생하며

기연 영역 부피분율 n 에 따른 이 관계는 식 (3)과 같다.

$$2 \frac{V}{H} nh(T_b - T_\infty) + A_f k \frac{T_b - T_u}{\delta_f} \geq A_f \delta_f m_i \chi_{H_2} \dot{h}_{H_2} \quad (3)$$

화염이 전파되면서 변화하는 화염면적과 기연, 미연 영역 온도에 의한 소염 조건이 계속적으로 점검되어지게 된다.

2.3 관계식 구성

연소기내의 열역학 변수들을 구하기 위해 사용된 식은 기본적으로 기존의 해석 방법에 바탕하고 있다.⁽⁷⁾ 연소반응으로 인한 압력상승과 이에 의한 단열압축, 연소기 부피 보존식이 사용되었다. 기연영역과 미연영역 각각에서의 압축 관계식은 식 (4)와 같다.

$$F_u = P^{(1-\gamma_u)/\gamma_u} RT_u = P_i^{(1-\gamma_u)/\gamma_u} RT_i \quad (4a)$$

$$F_b = \frac{m_e}{m_i} P^{(1-\gamma_b)/\gamma_b} RT_{bp} \quad (4b)$$

기연영역과 미연영역의 부피의 합이 일정하기 때문에 식 (5)와 같은 관계식을 만들 수 있다.

$$\frac{m_i RT_i}{P_i} = \left(\frac{R}{P} \right) \left[m_e \int_0^n T_b dn + m_i T_u (1-n) \right] \quad (5)$$

화염면에서 연소로 인해 발생한 열량은 화염면의 온도를 상승시키고 이 관계는 식 (6)과 같다.

$$m_e c_{p(b)} T_f = \left[m_i c_{p(u)} \cdot T_u + m_i \cdot \chi_{H_2} \dot{h}_{H_2} \right] \quad (6)$$

기연영역의 경우 화염의 온도로부터 frozen isentropic 관계식을 이용해 온도 분포를 구할 수 있다. 이 관계는 식 (7)에 나와 있는 바와 같다.

$$T_{ij} = T_\infty \left(\frac{P_k}{P_j} \right)^{1-\gamma_j} \quad (7)$$

기연영역에서 발생하는 열손실에 의한 온도 저하는 아래 식 (8)과 같이 표현된다. 기연영역의 벽면 열 전달량이 기연 영역 내 기체의 내부 에너지를 감소 시켜 온도 저하가 발생한다.

$$Vnm_i C_{p(i)} (T_n - \bar{T}_b) = \frac{2n}{H} Vh(T_b - T_i) + A_i k \frac{T_b - T_n}{\delta_i} \quad (8)$$

이상의 관계식들을 이용해 연소기 내부를 해석할 수 있는 모델식들을 구성한다. 우선 식 (4a), (4b)를 식 (5)에 대입하고 정리하면 아래 식 (9)와 같은 관계식이 구해진다.

$$\int_0^n F_b dn = (RT_i/P_i)P^{1/\gamma_s} - F_u P^{(1/\gamma_s) + (1/\gamma_u)}(1-n) \quad (9)$$

식 (9)를 n 에 대해 미분 하여 정리하면 식 (10)과 같다.

$$F_b = F_u P^{(1/\gamma_s) + (1/\gamma_u)} + (RT_i/\gamma_b P_i)P^{(1-\gamma_s)/\gamma_s} (dP/dn) - (1/\gamma_b - 1/\gamma_u)F_u P^{(1/\gamma_s) + (1/\gamma_u)}(1-n)(dP/dn) \quad (10)$$

단열압축 직후의 기연영역 온도 비를 β 라 하고 식 (10)을 정리하면 압력에 관한 상미분 방정식 (11)을 얻을 수 있다.

$$\frac{dP}{dn} = \frac{(\beta P^{1/\gamma_s} - 1) \cdot P}{1/\gamma_b \cdot P^{1/\gamma_s} - (1/\gamma_b - 1/\gamma_u)(1-n)} \quad (11)$$

언어진 온도와 압력에 관한 식을 초기 값으로 무차원화 시키면 무차원 압력 π 무차원화 된 온도 θ 에 대해 최종적으로 모델에서 사용되는 아래의 식들을 얻을 수 있다.

$$\frac{d\pi}{dn} = \frac{(\beta \pi^{1/\gamma_s} - 1) \cdot \pi}{1/\gamma_b \cdot \pi^{1/\gamma_s} - (1/\gamma_b - 1/\gamma_u)(1-n)} \quad (12)$$

$$\theta_u = \pi^{1-1/\gamma_u} \quad (13)$$

$$\theta_f = \left[\frac{m_i C_{p(i)}}{m_s C_{p(s)}} \cdot \theta_u + \frac{m_i}{m_s C_{p(s)} T_i} \cdot \chi_{H_i} h_{H_i} \right] \quad (14)$$

$$\theta_b = \theta_f \cdot \left(\frac{\pi}{\pi_f} \right)^{1-1/\gamma_s} \quad (15)$$

압력과 온도에 의한 식 (12) ~ 식 (15)의 관계식과 열손실, 소염 조건 식으로 전체적인 해석 모델이 구성된다.

구해진 미분 방정식을 적분하기 위해서는 적분간격을 정해야 한다. 모델에서 사용된 소염조건에서 열발생량은 화염의 두께에 의해 결정된다. 적분하는 구간의 간격에 따라 열발생량이 변화하므로 적분구간에 따라 모델 계수 값이 변화하게 된다. 본 결과에서는 적분의 진행을 종류 화염 두께에 해당하는 크기로 정하였다. 종류화염 두께는

연소속도와 연료의 물성 값에 의해 식 (16)과 같이 결정되며 0.2mm 정도의 값을 가진다.⁽⁸⁾

$$\delta = 2\alpha/B_L, \text{ where } \alpha = k/\rho c_p \quad (16)$$

이들 식에 의한 계산 과정의 개략도는 Fig. 1과 같다. 전체적인 과정은 연소단계와 열손실 단계로 구성된다. 연소단계는 초기 조건으로부터 식 (14)의 적분에 의해 기연영역의 확장에 따른 압력 상승이 구해지고 이 압력 상승에 의해 열손실이 고려되지 않는 미연 영역에서 등엔트로피 과정으로부터 온도 값이 구해진다. 미연영역의 온도값이 구해지면 연소로 인한 열 생산으로 화염대의 온도가 구해지고 화염대의 온도로부터 동결 등엔트로피(frozen isentropic) 과정으로부터 화염의 전파에 따른 즉 기연영역의 증가에 따른 기연 영역의 온도 분포가 구해지게 된다. Takeno 와 Iijima 가 제시한 바와 같이 이 과정은 기연 영역 내 임의의 위치에서 화염이 지날 당시의 압력 값과 현재의 화염 위치에 의한 압력값 으로부터 구해진다. 화염이 지난이후 열손실 단계에서 열손실로 인한 기연영역의 온도저하가 평가되고 이 상태에서 소염 조건이 검사 된다. 소염 조건이 만족되지 않았을 경우 기연영역의 온도 저하로 인한 압력 저하가 발생하고 기연영역이 진행하여 연소단계로 들어가고 이러한 과정이 전체적으로 소염조건이 만족될 때까지 반복된다.

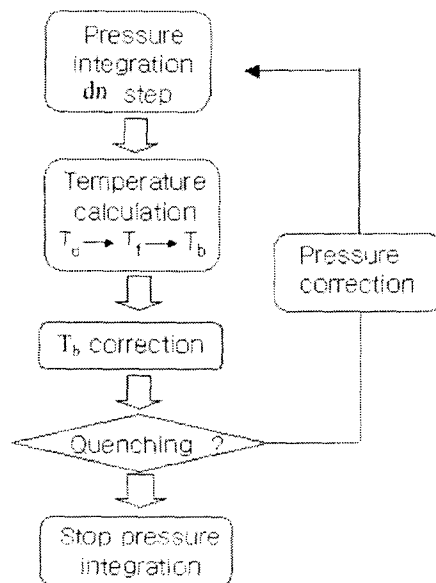


Fig. 1 Schematic of solution procedure

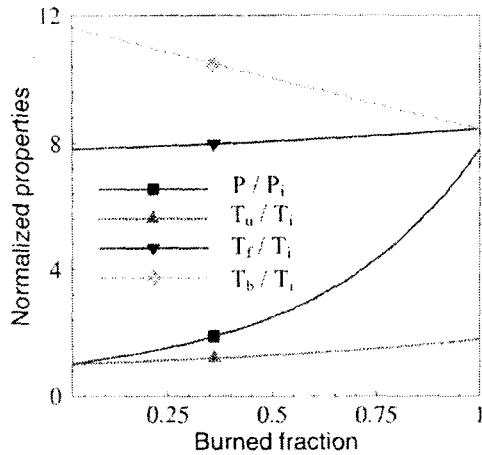


Fig. 2 Properties after completion of combustion in no heat loss case

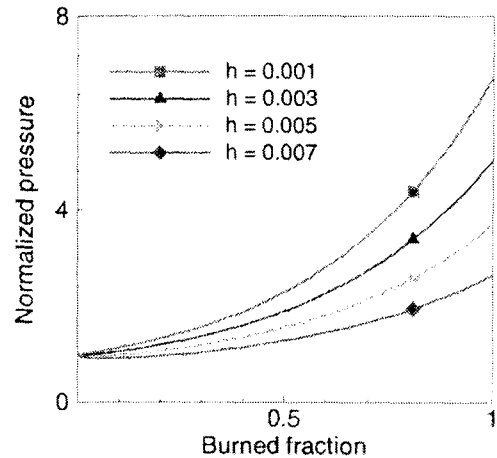


Fig. 4 Pressure drop corresponding to each heat loss coefficient

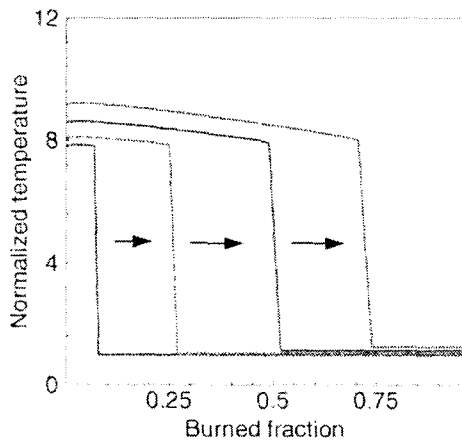


Fig. 3 Temperature distribution following increase of burned fraction

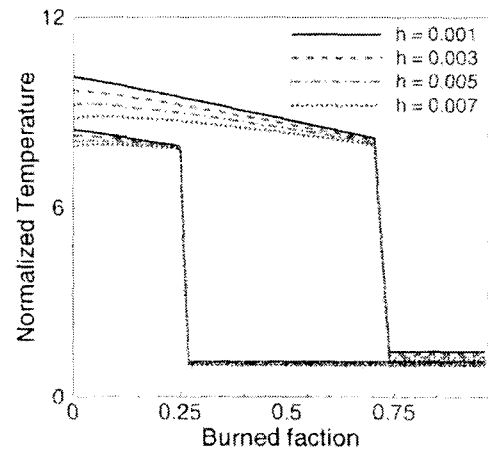


Fig. 5 Temperature by varying heat loss coefficient

3. 결과

제안된 모델의 결과를 평가하기 위해 미세 연소기 실험결과와의 비교를 수행하고 실험 결과를 분석하였다⁽⁴⁾. 실험조건에서 주어진 연소기 형상과 초기 조건으로 열손실이 없을 경우 연소기 내에서 완전 연소가 일어났을 때의 결과가 Fig. 2에 제시되어 있다. 기연영역의 증가에 따른 미연영역, 압력, 화염 온도의 증가를 관찰할 수 있다. 기연영역의 온도는 연소기내 연료가 완전 연소 되었을 때의 온도 분포이다. 기연 영역의 경우 위치에 따라 다른 온도 분포가 발생하게 된다. 화염의 전파 즉 기연영역의 증가로 인한 온도 분포는 Fig. 3에 나와 있는 바와 같다. 연소 부피 분율이 증가하면서 기연영역과 미연영역의 온도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 정적 연소기의 전형적 특성인 이러한 온도분포는 Takeno 와 Iijima⁽⁵⁾의 결과에서도 확인할 수 있다.

열손실 모델에서 연소기 특성 즉 실험 파라미터에 따른 열손실 특성은 열손실 계수를 통해 파악할 수 있다. 열손실 계수값의 변화에 따라 열손실량이 결정되어지는데 열손실 계수 값이 증가하게 되면 열 손실이 증가하게 된다. 열손실 계수 값에 따른 연소기내 압력, 기연영역 온도값의 변화는 Fig. 4, Fig. 5와 같다. 제시된 결과는 소염이 발생하지 않고 열손실이 증가하고 있는 각 조건에서 완전연소가 일어났을 경우의 결과이다.

연소실에서 증가된 열손실은 소염을 초래한다. 각 실험 조건에 맞는 소염조건을 찾기 위해 열손실 계수를 변화시켜 가면서 열손실량과 열생산량의 비가 어떻게 변화하는 지를 확인해 보았다. 제안된 모델에서는 열 생산량과 열 손실량이 같아질 때 즉 열손실과 열생산의 비가 1이 될 때를 소염 조건으로 정하였다.

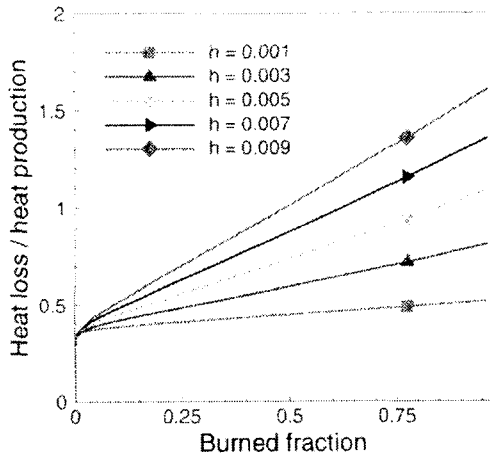


Fig. 6 Heat production to heat loss for varying heat loss coefficient

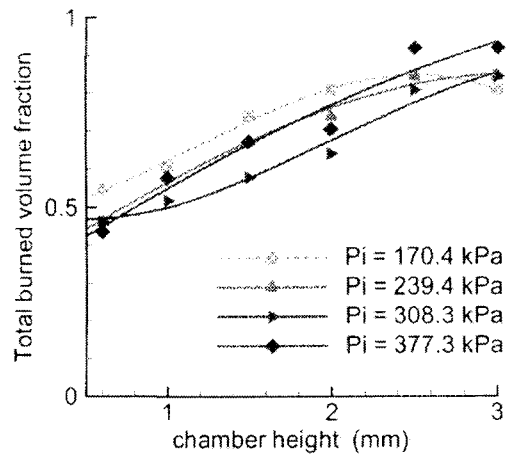


Fig. 8 Estimated total burned fraction in each experiment conditions

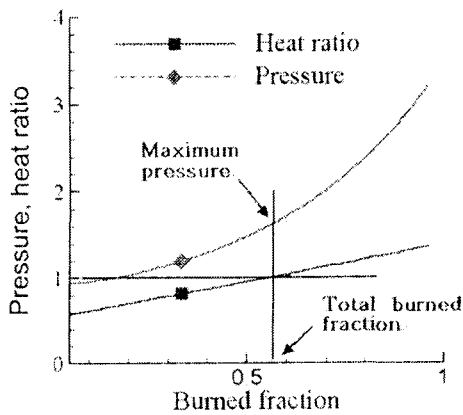


Fig. 7 Determination of pressure at quenching condition

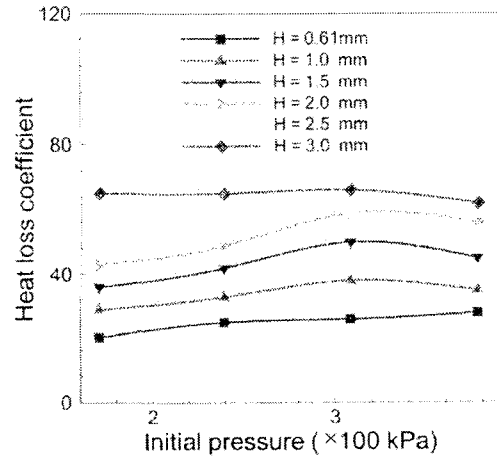


Fig. 9 Heat loss coefficient corresponding to each experiment conditions

Fig. 6의 결과에서 볼 수 있는 바와 같이 손실/생산 비 곡선이 1의 값을 가지는 지점에 해당하는 x 축 값이 소염이 발생한 지점이 된다. 따라서 주어진 조건에서의 최종 연소 부피 분율을 구할 수 있다. 이러한 과정을 통해 소염시의 압력 값과 실험에서 측정된 압력 값을 비교하면 실험 결과에서의 연소된 연료의 분율을 구할 수 있다. Fig. 7은 실험결과와 모델에서의 소염 조건시의 압력을 비교하는 방법을 보여주는 그림이다.

형상 축소된 연소기를 사용한 실험에서는 작은 연소기에서 일어나는 반응이기 때문에 발광량이 작고 정확한 경계를 정의하는 것이 어려우므로 가시화 방법을 통해서 소염이 발생했을 경우 실제 연소된 부피를 정량적으로 구하기가 어렵다.

하지만 Fig. 7의 방법과 같이 해석 모델 값과 실험 결과의 압력 비를 비교해서 실험조건에서의 연소 영역 값을 추정할 수 있다.

이러한 방법으로 구해진 각 실험 조건에서의 소염 발생시 연소에 참여한 연료의 총 부피 분율은 Fig. 8에 나와 있는 바와 같다. 가장 연료가 많이 연소된 조건에서도 1에 조금 미치지 못하는 값을 보여주고 전반적으로 연소실의 크기가 줄어들면서 소염발생 시점이 빨라지고 있는 것을 확인할 수 있다. 총 연소 부피 분율의 결과에서 형상 축소된 연소기의 특성상 화염전파의 불안정성과 소염으로 인해 초기 압력 조건에 따른 경향은 크게 발견되어지지 않는다.

각 실험 조건에서 열손실 특성의 변화를 관찰하기 위해 열손실 계수를 구해 보았다. 열손실 계수는 각 열손실 조건에서 실험값과 해석 예측 값이 일치할 때의 계수 값으로 정의된다. Fig. 9의 결과에서 보여주는 것과 같이 초기 압력의 영향은 크지 않고 각각의 연소기 높이에 대해 일정한 값에 가까운 경향을 보여 주는 것을 알 수 있다.

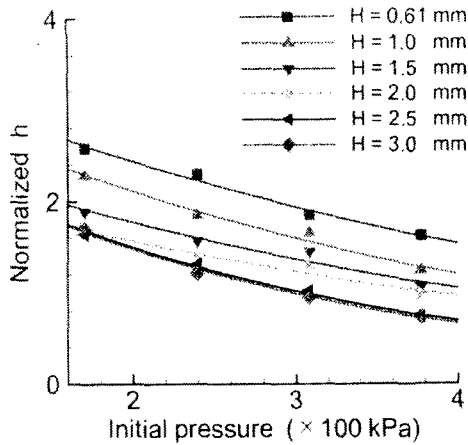


Fig. 10 Heat loss coefficient normalized by the initial amount of fuel in each experiment conditions

하지만 모델에 사용된 열손실 계수는 열손실 식의 정의로부터 연소기 내의 초기 연료량에 비례하게 되므로 구해진 열손실 계수를 초기 연료량으로 표준화 하였다. 이 때 각 실험 조건에 대한 열손실 계수의 변화는 Fig. 10 과 같다. 결과로부터 연소실 높이와 초기압력이 연소실내의 단위 연료량에서 발생하는 열손실에 대해 미치는 영향을 파악할 수 있다. 전반적으로 선형에 가까운 분포를 가지는 것을 확인하였다. 이상의 결과를 토대로 형상 축소된 연소기에서의 연소기 성능 예측을 수행할 때 열 손실량을 평가하기 위한 계산 모델의 형태에 대한 정보를 얻을 수 있다.

다음으로는 얻어진 소염 발생 시점으로부터 각 실험조건에서 얻어진 열 생산량을 평가해 보았다. 열역학 제 2 법칙으로부터 폐쇄된 시스템이 상태 1에서 상태 2로 변하는 과정을 거칠 때 얻어 질 수 있는 가용 일은 식 (17)과 같이 얻어질 수 있다.⁽¹⁾

$$W_{av} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{gen} \quad (17)$$

이 때 외부에 발생하는 엔트로피가 없고 정적상태의 변화를 거친다면 이론적으로 생산 가능한 최대의 일인 가역일(Reversible work)은 식 (18)과 같이 구할 수가 있다.

$$W_{rev} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) \quad (18)$$

이로부터 연소기의 열역학 2 법칙에 의한 열효율(2nd law efficiency)을 식 (19)와 같이 가역일과 연료에서 발생 가능한 최대의 열에너지의 비로 정의 해서 성능 평가를 할 수 있다.

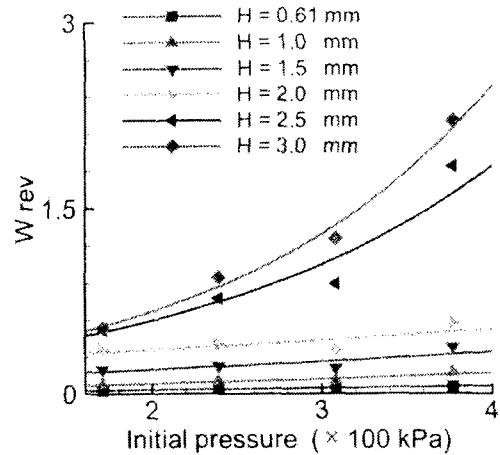


Fig. 11 Estimated reversible work production in each experiment conditions

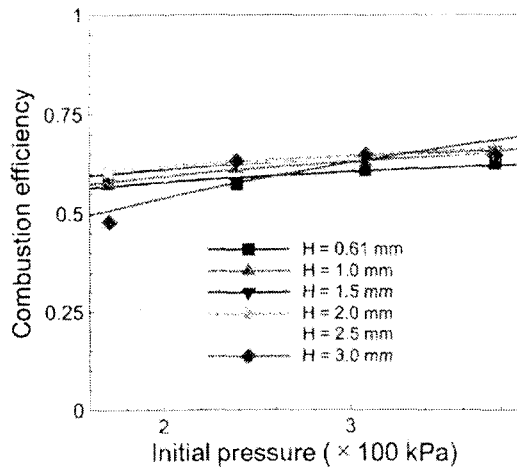


Fig. 12 Combustion efficiency estimation in each experiment conditions

$$\eta = \frac{W_{rev}}{\dot{h}_{H_2} m_{H_2} \chi_{H_2}} \quad (19)$$

형상 축소된 연소기의 경우 소염이 발생하였으므로 초기값에서 소염발생시까지의 과정을 생각하면 가역일 값을 식 (20)와 같이 식 (18)을 수정해서 구할 수 있다.

$$W_{rev} = (m_{ch} u_1 - m_{jb} u_2) + (m_{ia} u_1 - m_{ia} u_2) - T_0 \{ (m_{cb} s_1 - m_{cb} s_2) + (m_{iw} s_1 - m_{iw} s_2) \} \quad (20)$$

이상의 과정을 통해 얻어진 가역일 값과 연소 효율은 Fig. 11, 12 에 제시되어 있다. 2.5mm 이상의 높이를 가지는 연소실의 경우 초기 압력 값에 따라서 수 줄에 달하는 일을 생산할 수 있음을 알 수 있다. 2mm 이하의 연소기도 수백 밀리줄에 해

당하는 일을 생산할 수 있음을 확인하였다. 수백 밀리줄은 기존의 미세 구동기에서 얻을 수 없는 큰 일량에 해당한다.

연소효율은 연소기 높이에 영향을 거의 받지 않는 결과를 보여주며 전반적으로 0.6 정도의 값을 가진다. 이 값은 초기압력에 따라 약간의 미약한 증가를 보이기도 한다. 기존의 큰 연소기가 1에 근접하는 값을 가지는 것을 고려하면 낮은 연소효율이지만 증가된 열손실이 있는 상황임을 고려하고 예열이나 연소가스 재순환 등의 방법을 통해 연소효율을 높일 수 있음을 고려할 때 수 밀리미터 정도의 크기를 가지는 연소기에서 비교적 높은 연소효율로 일을 생산할 수 있는 장치의 개발이 가능할 것으로 판단된다.

4. 결 론

형상 축소된 연소실에서의 열 손실량을 예측하고 연소기 성능을 평가 할 수 있는 열역학적 해석 방법을 제시하였다. 기존의 정적 연소기 해석 모델에 열손실을 고려한 수정을 통해 얻어진 모델에서 실험과의 비교를 통해 얻어진 결과로부터 연소실 높이와 초기 압력이 열손실 특성에 미치는 영향을 알아보았고 연소기 높이 축소와 초기 압력 감소에 따라 선형에 가까운 열손실 계수 변화를 가짐을 확인하였다. 모델을 사용한 결과에서 연소기의 소염 발생시의 연소 분율을 구하였고 이로부터 연소기 성능을 평가할 수 있는 가역일 생산량을 추정해 보았다. 연소실 높이 감소에 따른 연료의 연소율 변화를 확인하였고 3mm 높이를 가지는 연소기에서도 총 연소부피 분율이 1에 근접하기는 하지만 완전한 연소는 일어나지 않았음을 확인하였다. 또한 수 밀리미터 스케일의 연소기에서 수백에서 수 줄에 달하는 가역일 생산을 예측할

수 있음을 확인하였다.

이상의 결과들을 토대로 미세 연소기의 제작 가능성과 성능에 대한 예측을 얻을 수 있었고 이상의 결과로부터 미세 연소기의 스케일 파라미터에 대한 설계 자료를 얻을 수 있었다.

참고문헌

- (1) Lee, D. H., Kwon, S. and Yoon, E. S., 2000, "Research Trend in Micro Engine Development," Korea Institute of Military Science and Technology Autumn Conference Proceeding, Korea Military Academy, pp. 331~336.
- (2) Fu K., Knobloch A. J., Cooley B. A., Walter D. C., Fernandez-Pello C., Liepmann D. and Miyaska K., 2001, "Microscale Combustion Research for Applications to MEMS Rotary IC Engine," *Proceedings of ASME 35TH National Heat Transfer Conference*, NHTC2001-20089.
- (3) Waitz I. A., Gauba G., Tzeng Y-S., 1998, "Combustor for Micro-Gas Turbine Engines," *Journal of Fluids Engineering*, Vol.120 pp. 109~117.
- (4) Lee D. H., Choi K. H., Kwon S., 2001, "Measurement and Modeling of Combustion in a Microcombustor," *AIAA 36th Thermophysics Conference*, AIAA2001-3077.
- (5) Takeno T. and Iijima T. 1985, "A Theoretical Analysis of Flame Propagation in Closed Vessels," *Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci.*, Vol. 28, No.79.
- (6) Bradley D. and Mitcheson, A., 1976 "Mathematical Solution for Explosions in Spherical Vessels," *Combust. Flame*, Vol. 26, p.201
- (7) Lewis B. and von ELBE G., 1987, *Combustion, Flames and Explosion of Gases*, Academic Press.
- (8) KUO K. K. K., 1986, *Principles of Combustion*, John Wiley & Sons.
- (9) Cengel, Y. A. and Boles M. A., 1989, *Thermodynamics*, McGaw-Hill.