

표면연소기의 연소진동음에 관한 연구-(1)음향모드

°김성근*, 한희갑*, 권영필**

A Study on Combustion-driven Oscillation in a Surface Burner-(1)Acoustic mode

Sung-Geun Kim*, Hee-Kab Han* and Young-Pil Kwon**

1. 서론

표면연소기는 다공체를 사용한 예혼합 연소기로써 다공체에서 연소반응이 일어나므로 화염이 짧아지고, 열방출이 주로 복사에 의하여 이루어지므로 연소실이 작으면서 연소부하를 높일 수 있으며 NO_x 발생이 적기 때문에 최근에 많은 관심을 끌고 있다. 그러나, 연소시에 특정주파수의 이상연소음이 발생하기 쉽기 때문에 문제가 되고 있다. 연소장치의 연소과정에서 발생하는 소음은 크게 연소굉음(combustion roar)과 연소진동음(combustion-driven oscillation)으로 나눌 수 있다⁽¹⁾. 연소굉음은 난류에 이들이 무수한 단극자 음원을 만들기 때문에 광대역의 주파수 특성을 갖는 난류 연소음이다. 반면에 연소진동음은 제한된 공간내에서 연소가 일어날 때 피드백 기구를 통해 불연속 주파수 특성을 나타내는 연소음을 말한다. 연소진동음은 특정 주파수에서 매우 높은 음압을 나타내기 때문에 심각한 소음원이 될 뿐만 아니라 연소특성이나 연소기의 안전문제에 영향을 미칠 수 있으므로 그 원인이나 대책에 관한 연구가 요구된다.

대부분의 연소진동음은 음압과 맥동적인 열공급의 상호작용에 의해 발생하는 열음향(thermoacoustics) 현상의 하나이다. 열음향 진동의 발생조건에 대해서 Rayleigh는 “유체의 밀도가 밀할 때 가열되거나 소할 때 냉각이 되면 진동이 발생한다.”⁽²⁾고 하였으며 이를 “Rayleigh 조건”이라고 한다. 일반적으로 압력변화가 밀도변화와 동일 위상을 나타내므로 열음향 진동의 발생기구는 열공급과 압력변화의 위상관계의 해석으로 설명될 수 있으며 Rayleigh 이후 많은 연구자들⁽³⁻⁵⁾에 의하여 열음향 현상의 발생조건에 의한 정량적인 모델이 확립되었다. 기주내에 하나콤포에 의

한 예혼합연소가 이루어지는 경우에는 연소반응을 무시하고 열전달 응답을 고려한 열음향진동이론으로 그 주파수 특성을 잘 해석할 수 있는 것으로 밝혀졌다⁽⁶⁾.

한편, 고속연소의 연소진동음에 관한 연구는 추진장치의 연소불안정 현상과 관련하여 활발하게 이루어져 왔다⁽⁷⁻¹³⁾. 특히, 램젯의 불안정연소음⁽⁸⁻¹⁰⁾과 제트엔진의 후연소기의 연소불안정에 의한 저주파진동음에 관해서 체계적인 연구가 있었다^(11,12).

이상과 같은 연소진동음에 관한 많은 연구에도 불구하고 표면연소기에 대해서는 아직 발표된 연구가 거의 없었다. 그러나 최근, 권영필 등⁽¹⁴⁾에 의하여 다공체가 관의 상단면에 설치된 개방형 표면연소기의 진동음의 발생에 관한 연구가 있으며 이론모델 및 실험을 통하여 다공체에서 관으로의 열전달에 의하여 음향모드가 여기되는 것이 입증되었다. 그러나 밀폐형 표면연소기에서는 연소기의 치수에 영향을 받는 중·고주파의 ‘음향모드(acoustic mode)’와 치수에 영향을 받지 않고 연소조건에 관계된 저주파의 ‘연소모드(combustion mode)’가 있는 것이 관찰된 바 있다⁽¹⁵⁾. 그러나 이 두 모드의 특성이 명확히 밝혀지지 못하였다.

따라서 본 연구는 밀폐형 표면연소기의 모드해석 및 주파수특성의 실험을 통해 음향모드의 발생기구 및 발생조건을 구하기 위한 것이다. 연소장치의 치수변화와 부하, 당량비등의 변화에 따른 진동특성의 변화를 실험하고 모드해석에 의한 예측 결과와 비교 고찰하여 음향모드의 특성을 밝혔다.

2. 실험

2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이다. 연소장치는 예혼합실, 팬, 입구덕트, 다공체, 연

* 숭실대학교 기계공학과 대학원

** 숭실대학교 기계공학과

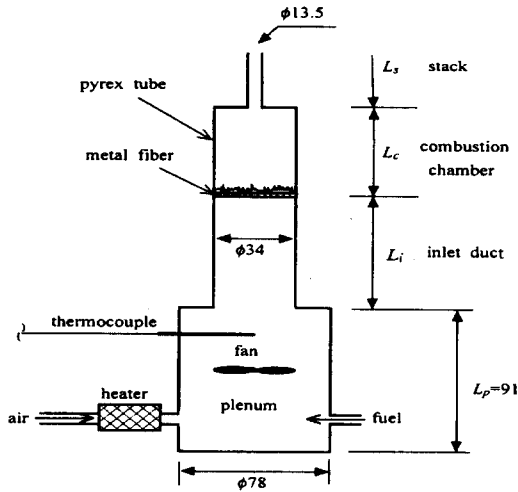


Fig. 1 Schematic of the surface burner

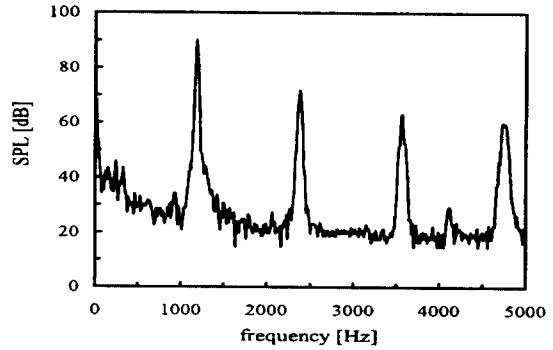
소실 및 연도로 구성되어 있다. 예혼합실을 제외한 각 부분은 교체가 가능하며 연소실은 화염의 관찰을 위해 직경 34mm, 두께 2mm의 투명 파이렉스관을 사용하였다. 연료는 상용 프로판 가스를 사용하였으며, 유입 혼합기의 온도조절을 위해 공기측에 예열 장치를 두었고, 혼합실내에 열전대를 설치하여 예혼합기의 온도를 측정하였다. 연료와 공기가 충분히 혼합될 수 있도록 혼합실내에 팬을 설치하였다. 화염지대는 두께 1.7mm, 공극직경 0.6mm, 공극률 5%인 금속성 섬유질 다공체를 사용하였다.

실험은 입구덕트 길이 L_i , 연소실 길이 L_c , 연도 길이 L_s 등의 설계치수와 유입 혼합기의 온도, 혼합기 평균속도 U_0 및 당량비(equivalence ratio) ϕ 등의 연소조건을 변화시키면서 수행하였다. 연소진동음이 발생할 때 연소기로부터 0.5m 떨어진 위치에서 소음계와 FFT를 이용하여 진동음의 음압을 측정하고 그 주파수를 분석하였다.

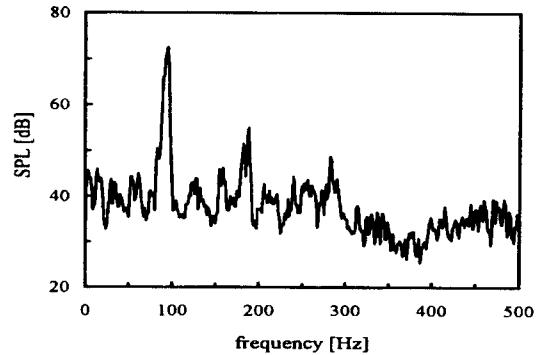
2.2 실험결과 및 고찰

실험결과, 연소조건에 따라 서로 다른 특성을 갖는 두 종류의 연소진동음이 관찰되었으며, Fig. 2의 (a), (b)는 그 대표적인 음압 스펙트럼이다.

먼저, Fig. 2(a)는 대체로 수백~수천Hz에 이르는 중·고주파 대역에서 발생하는 연소진동음으로서 연소장치의 치수에 따라서 주파수가 변화하며 넓은 부하변화에 걸쳐 거의 모든 연소조건에서 발생한다. 이 때 화염은 다공체에 부착하여 존재하고 짧고 뚜



(a) Acoustic mode; $U_0=0.7\text{m/s}$, $\phi=0.88$



(b) Combustion mode; $U_0=2.5\text{m/s}$, $\phi=0.58$

Fig. 2 Typical sound pressure spectrum of combustion-driven oscillation;

$L_p=0.09\text{m}$, $L_i=0.11\text{m}$, $L_c=0.1\text{m}$, $L_s=0.25\text{m}$

렷한 청염을 형성한다. 이러한 연소진동음은 연소장치의 정재파(standing wave) 음향모드가 여기된 것으로서 '음향 모드(acoustic mode)'로 분류하였다.

한편 Fig. 2(b)는 100Hz 내외의 저주파 연소음의 스펙트럼으로서 화염이 화염지대상에서 부상을 반복하면서 주기적인 연소를 할 때 발생한다. 이러한 저주파 연소음은 기존의 덤프(dump)연소기의 보텍스의 대류와 음향모드가 연성된 대류-음향모드와는 다르게 음향모드에 관계없이 연소특성에만 관련되어 있기 때문에 본 연구에서는 이를 '연소모드(combustion mode)'로 분류하였다.

Fig. 3은 당량비 ϕ 와 혼합기의 평균속도 U_0 즉, 연소부하에 따른 연소진동음의 발생범위를 도시한 것이다. 그림에서 음향모드와 연소모드는 동시에 나타나지 않고, 연소조건에 따라 각각 독립적으로

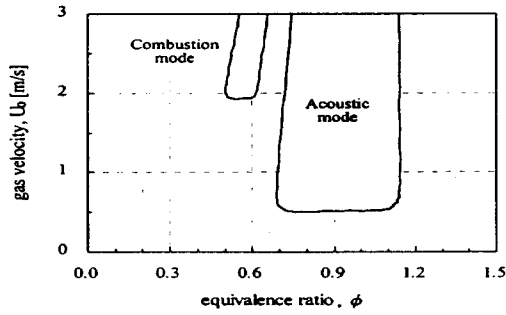


Fig. 3 Unstable ranges for combustion-driven oscillations

발생하며, 두 모드의 발생구간 사이에 진동음이 발생하지 않는 일종의 천이구역이 존재한다. 음향모드는 당량비가 약 $\phi = 0.7 \sim 1.2$ 에 이르는 넓은 범위에 걸쳐서 발생하며, 부하 범위도 상당히 넓음을 알 수 있다. 반면에 연소모드는 저부하에서는 발생하지 않으며, 비교적 고부하이면서 당량비 $\phi = 0.5 \sim 0.6$ 의 가연한계 근처의 매우 희박한 연소조건에서만 발생한다. 또한 부하가 높아질수록 연소모드가 발생하는 당량비 범위도 점차 높아지는 경향을 보인다. 이와 같이 연소모드는 기존의 덤프연소기의 대류-음향모드와 유사하게 100Hz 내외의 저주파 진동음으로서 대체로 $\phi < 0.7$ 의 희박한 연소조건에서 발생한다.

한편 음향모드의 경우 당량비가 변함에 따라 발생 주파수 및 음압의 변화를 나타내는데, 이러한 경향의 일례를 Fig. 4에 도시하였다. 그림에서 연료공급률이 1.5 l/min으로 일정할 때 혼합기의 당량비에 따라 $\phi \approx 0.8$ 을 기준으로 주파수가 증가 혹은 감소의 경향을 보이는 것은 혼합기의 연소조건에 따른 연소온도의 변화가 음속에 영향을 주기 때문이다. 즉 연소조건이 가장 좋은 $\phi \approx 0.8$ 근처에서 연소온도가 가장 높기 때문에 음속도 가장 빠르게 되므로 최대의 주파수를 나타내고 희박 혹은 농후한 조건으로 갈수록 음속이 감소하므로 주파수가 점점 떨어진다고 볼 수 있다. 마찬가지로 당량비에 따른 음압의 변화도 연소조건이 가장 좋을 때 가장 높은 값을 나타낸다

3. 음향모드의 이론해석

3.1 모드해석

본 연구에서 이용된 연소기의 고유음향모드를 구하기 위하여 연소기를 Fig. 5와 같이 관지름이 다른 덕트계로 모델링하고 각각의 요소에 대하여 평면파

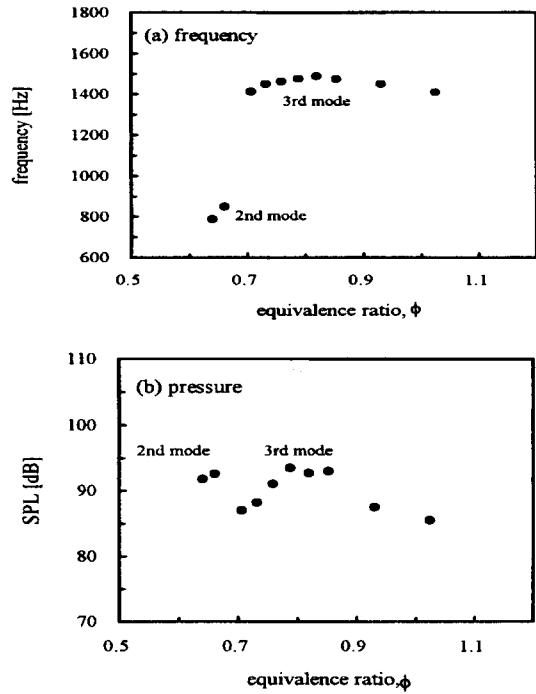


Fig. 4 Variation of the frequency and the sound pressure level for acoustic mode as a function of equivalence ratio

이론⁽¹⁶⁾을 적용하였다.

임의의 n 번째 직관 요소에 평면파가 존재할 때 우측단에서의 음압과 체적속도의 복소진폭을 각각 P_n, V_n , 좌측단에서의 복소진폭을 각각 P_{n-1}, V_{n-1} 이라 할 때 이들 진폭사이의 선형관계를 다음과 같은 전달행렬 $[T_n]$ 을 이용하여 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} P_n \\ V_n \end{Bmatrix} = [T_n] \begin{Bmatrix} P_{n-1} \\ V_{n-1} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

길이 L_n , 단면적 S 인 직관의 경우에 전달행렬은 다음과 같다.

$$[T_n] = \begin{bmatrix} \cos k_n L_n & -j Y_n \sin k_n L_n \\ -(j/Y_n) \sin k_n L_n & \cos k_n L_n \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 j 는 $(-1)^{1/2}$ 로서 허수, k 는 파수로서 음속 c 에 대한 각주파수 ω 의 비로 정의된다. 또 Y 는

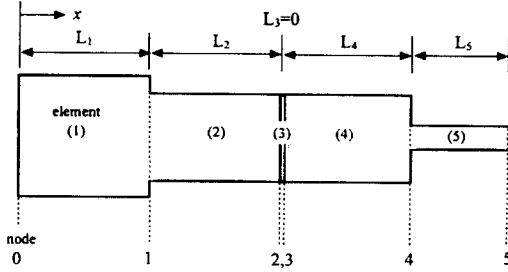


Fig. 5 One-dimensional acoustic model for the surface burner

체적속도 V 에 관한 특성임피던스로서 $\rho c/S$ 이다. 밀도 ρ 와 음속 c 는 매질의 온도에 의존하므로 근사적으로 각 요소의 평균온도 T_m 을 가정하여 다음 식으로 구하였다.

$$c = \sqrt{\gamma RT_m}, \quad \rho = \frac{P_m}{RT_m} \quad (3)$$

여기서 P_m 는 대기압, γ 와 R 은 각각 표준상태의 공기에 대한 비열비와 기체상수를 뜻한다.

또한, 화염지지대로서 사용된 다공체를 음향임피던스 Z_p 의 직렬요소로 처리하면 전달행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$[T_p] = \begin{bmatrix} 1 & -Z_p \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

다공체의 임피던스는 Rao에 의해 제시된 다음 모델⁽¹⁶⁾을 사용하였는데, 임피던스의 실수부는 고유모드에 관여하지 않으므로, 계산시에는 허수부만을 취하였다.

$$Z_p = j \frac{2.2245 \times 10^{-5} (1 + 51t_h)(1 + 204d_h)f}{\sigma} Y \quad (5)$$

여기서 t_h 는 다공체의 두께(m), d_h 는 공극의 지름(m) 그리고 σ 는 공극률로서 다공체의 전표면적에 대한 개구부의 면적비로 정의된다.

단면적이 변하는 점에서 음압과 체적속도가 연속인 조건을 이용하면 Fig. 5의 모델에 대한 최종적인

전달행렬식은 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} P_5 \\ V_5 \end{Bmatrix} = [T_5][T_4] \begin{bmatrix} 1 & -Z_3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \times [T_2][T_1] \begin{Bmatrix} P_0 \\ V_0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

따라서, 경계조건으로 지점 0을 고정단 ($P_0 = 1, V_0 = 0$), 지점 5를 자유단 ($P_5 = 0$)이라 가정하여, 식 (6)으로부터 양단의 경계조건을 만족하는 모드 주파수를 구할 수 있다. 주파수가 구해지면 좌측단의 경계값으로부터 시스템의 고유음향모드를 구할 수 있다. 즉, 요소내(국소좌표, ξ)의 음압과 체적속도의 복소진폭 $P_n(\xi), V_n(\xi)$ 을 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} P_n(\xi) \\ V_n(\xi) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos k_n \xi & -jY_n \sin k_n \xi \\ -(j/Y_n) \sin k_n \xi & \cos k_n \xi \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} p_{n-1} \\ v_{n-1} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

방사단을 갖는 요소(여기서는 5번 요소)의 길이는 방사에 대한 임피던스를 고려한 유효길이를 사용하여야 한다.

3.2 음향모드의 발생조건

음향모드에 관한 열전달 응답은 열대류응답과 연소반응의 응답을 합한 것이라고 할 수 있으며 이를 정량적으로 해석하기 위한 모델은 아직 개발되지 못했으므로 여기서는 무차원전달함수를 이용한 열응답의 정성적인 해석을 통하여 위에서 계산된 음향모드가 여기될 수 있는지 예측하고자 한다. 열원에서 음향모드의 입자속도에 대한 열공급의 복소진폭비를 무차원화한 열전달 응답함수는 다음식으로 정의될 수 있다^(5,6).

$$E = Q / (UQ_o / \sqrt{\omega \alpha}) \quad (8)$$

식에서 Q 는 전달열량의 복소진폭, U 는 열원에서 음장의 입자속도의 복소진폭, α 는 열확산계수를 나타낸다. 일반적으로 열전달에서 열공급은 유속보다 위상이 항상 늦다고 할 수 있으므로 응답함수의 허수부는 음수값을 갖는다. 위의 응답함수를 이용하면 음향파위의 생성량 W_g 는 다음 식과 같다.

$$W_g = \frac{RQ_0}{2c_p P_m \sqrt{\omega \alpha}} \operatorname{Re}[EP^*U] \quad (9)$$

여기서 P^* 는 열원에서 복소음압진폭의 공액값이다. 식 (9)에서 위상이 다른 음압과 입자속도의 곱은 순허수가 되므로 음향파위에 기인하는 것은 응답함수의 허수값이 된다. 그런데 일반적으로 응답함수의 허수는 음의 값이므로 P^*U 가 양의 허수값을 갖을 때 음향파위의 생성이 가능하다. 즉, 음향모드가 여기되기 위한 조건은 다음과 같다.

$$\operatorname{Im}[P^*U] > 0 \quad (10)$$

이는 입자속도가 음압보다 위상이 90° 앞서는 위치에 열원인 연소대가 위치할 경우를 나타낸다. 양단이 개방된 기주의 경우 이러한 위상조건은 기주의 중앙 하반부에 있는 경우에 해당하며 Rijke 진동이 기주의 1/4위치에서 가장 잘 일어나는 것과 관련된 것이다^(5,6).

3.3 계산결과 및 고찰

Fig. 6는 $L_c=0.07\text{m}$, $L_s=0.02\text{m}$ 인 경우 기본모드에서 셋째모드까지의 고유음향모드를 도시한 것이다. Fig. 6(a)는 압력진폭으로서 단면이 변하는 부분에서 꺾이고 다공체에서 큰 변화를 일으키는 것을 알 수 있다. Fig. 6(b)는 체적속도 V 를 단면적 S 로 나눈 평균입자속도 $U=V/S$ 의 변화를 도시한 것이다.

Table 1은 서로 다른 연소실의 치수에 대하여 계산한 모드 주파수와 실험으로 측정된 주파수를 정리한 것이다. 표에서 온도 T_m 은 모드계산에 사용된 연소실의 온도이며 다공체의 온도는 연소실과 대기 온도의 평균온도로 하였고, 연도는 연소실 온도의 0.8배로 가정하였다. 계산값은 기본 모드부터 세번째 모드까지의 주파수를 나타내며 이들 주파수는 연소실이나 연도의 길이에 크게 영향을 받는 것을 알 수 있다. 실측한 주파수는 연소조건에 따라서 10~30Hz 사이의 편차를 나타냈으며 이는 주로 연소온도의 변화와 관련된 것으로 생각된다.

Table 1에서 음향모드는 고유모드 중 식 (10)을 만족하는 주파수만 여기되는 것을 알 수 있다.

$\operatorname{Im}[P^*U]$ 의 부호가 음인데도 진동이 발생하는 경우는 진동이 매우 불안정하였으며 연소대가 절점에

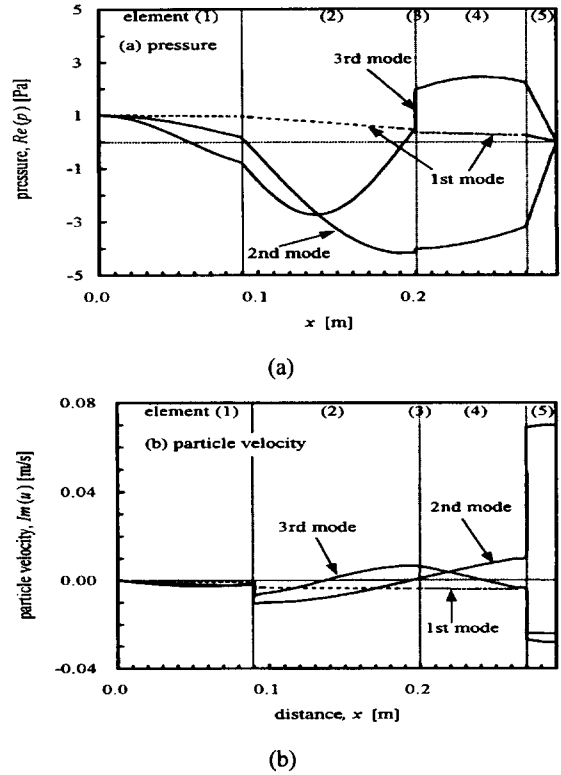


Fig. 6 Variation of the frequency and the sound pressure level for scoustic mode as a function of equivalence ratio

Table. 1 Calculated and measured acoustic mode

$L_c(\text{m})$	$L_s(\text{m})$	Calculated(Hz)	Measured(Hz)	Sign. of $\operatorname{Im}(P^*U)$	$T_m(\text{K})$
0.02	0.05	183 (1st)	—	—	950
		903 (2nd)	900~925	—	
		1588 (3rd)	1563~1588	+	
0.02	0.07	178	—	—	900
		824	775~850	—	
		1479	1412~1488	+	
0.02	0.1	173	—	—	900
		740	625~650	—	
		1375	1240~1270	+	
0.02	0.18	158	—	—	880
		582	540~560	+	
		1220	—	—	
0.25	0.05	90	—	—	1050
		583	575~588	+	
		1167	—	—	
0.25	0.07	90	—	—	1050
		539	535~550	+	
		1158	—	—	
0.25	0.1	86	—	—	1050
		488	485~490	+	
		1144	—	—	
0.25	0.18	81	—	—	1050
		405	420~435	+	
		1096	—	—	

가까운 경우로서 약간의 경계조건 변화에 의하여 $Im[P^*U]$ 의 부호가 바뀌는 경우였다. 따라서 음향모드가 발생하는 조건에 관한 예측이 실험결과와 일치한다고 할 수 있다. 즉, 음향모드는 연소장치의 음향모드 중 열원의 위치에서 음압과 입자속도의 위상관계가 식 (10)을 만족하는 경우에 발생된다. Table 1에서 기본 모드인 저주파진동은 모두 여기조건을 만족하지 못함으로써 발생하지 않는 것을 알 수 있다.

4. 결론

밀폐형 표면연소기의 연소진동음에 관하여 해석 및 실험을 통한 연구결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- 1) 진동모드에는 연소장치의 음향특성에 관련된 중·고주파의 음향모드와 연소의 불안정성에 관련된 저주파의 연소모드가 있다.
- 2) 음향모드는 본 연구에서 도입한 모드해석 기법을 통해 잘 예측될 수 있으며, 발생조건으로부터 연소대의 위치에서 정재파모드의 입자속도가 90° 앞서는 경우에 여기됨을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Putnam, A. A., 1982, "Combustion Roar as Observed in Industrial Furnaces," J. Engineering for Power, Vol.104, pp. 867~873.
- (2) Rayleigh, J. W. S., 1945, The Theory of Sound, Vol. 2, Dover.
- (3) Chu, B. T., 1956, "Stability of System Containing a Heat Source the Rayleigh Criterion," National Advisory Committee for Aeronautics, Res. Memo. 56D27
- (4) Putnam, A. A. and Dennis, W. R., 1953, "A Study of Burner Oscillations of the Organ Type," Trans. ASME 75, pp. 15~28.
- (5) Kwon, Y. P. and Lee B. H., 1985, "Stability of the Rijke Thermoacoustic Oscillation," J. Acoust. Soc.

Am., Vol. 78(4), pp. 1414~1420.

- (6) 권영필, 이병호, 1987, "기주의 열음향진동에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 11(2), pp. 253~261
- (7) Macquistein, M. A. and Dowling, A. P., 1993, "Low-frequency Combustion Oscillations in a Model Afterburner," Combustion and Flame, Vol. 94, pp. 253~264.
- (8) Poinso, T. J., Trouve, A. C., Veynante, D. P., Candel, S. M., and Esposito, E. J., 1987, "Vortex Driven Acoustically Coupled Combustion Instability," J. Fluid Mech., Vol. 177, pp. 265~292.
- (9) Kailasanath, K., Gardner, J. H., Oran, E. S., and Boris, J. P., 1991, "Numerical Simulations of Unsteady Reactive Flows in a Combustion Chamber," Combustion and Flame, Vol. 86, pp. 115~134.
- (10) Yu, K. H., Trouve, A., Daily, J. W., 1991, "Low-frequency Pressure Oscillations in a Model Ramjet Combustor," J. Fluid Mech., Vol. 232, pp. 47~72.
- (11) Langhorne, P. J., 1988, "Reheat Buzz: an Acoustically Coupled Combustion Instability. Part 1. Experiment," J. Fluid Mech., Vol. 193, pp. 417~443.
- (12) Bloxidge, G. J., Dowling, A. P. and Langhorne, P. J., 1988, "Reheat Buzz: an Acoustically Coupled Combustion Instability. Part 2. Theory," J. Fluid Mech., Vol. 193, pp. 445~473.
- (13) Hertzberg, J. R., Shepherd, I. G. and Talbot, L., 1991, "Vortex Shedding Behind Rod Stabilized Flames," Combustion and Flame, Vol. 86, pp. 1~11.
- (14) 권영필, 이주원, 이동훈, 1997, "표면연소기의 연소진동음의 발생조건," 공기조화·냉동공학회 논문집 9(2), pp. 221~228.
- (15) 한희갑, 권영필, 1997, "표면연소기의 저주파 연소진동음의 발생조건과 주파수 특성," 대한기계학회 1997년도 추계학술대회 논문집 B pp. 446~450
- (16) Munjal, M. L., 1987, Acoustics of Duct and Mufflers, John Wiley & Sons, chapter 2~3.