

배플이 장착된 로켓엔진 연소기의 음향장 해석

손 채 훈*

(2001년 10월 30일 접수, 2002년 4월 20일 심사완료)

A Numerical Study on Acoustic Behavior in Baffled Combustion Chambers

Chae Hoon Sohn

Key Words: Baffle(배플), Acoustic Analysis(음향해석), Acoustic Pressure Response(음향과 응답), Damping Factor(감쇠인자)

Abstract

Acoustic behavior in baffled combustion chambers is numerically investigated by adopting linear acoustic analysis. Partial blade baffle, which is a variant of blade baffle, and hub-blade baffle with six blades are employed as baffle models. Through modal analysis, natural frequencies of each acoustic mode in baffled chambers are calculated and the reduction in natural frequencies caused by baffle installation is examined. Through harmonic analysis, acoustic pressure responses of each chamber to acoustic oscillating excitation are shown. The first tangential mode is found to be most sensitive to acoustic oscillation. Acoustic damping effect of baffle is quantified by damping factor. Damping effect of hub-blade baffle is the most appreciable and damping factor of partial blade baffle is much lower than that of blade baffle. Damping effect of six-blade baffle on the second tangential mode is as much as on the first tangential mode and hub-blade baffle can damp out appreciably the first tangential as well as the first radial mode with the aid of hub.

1. 서론

액체 로켓엔진에서 음향 불안정(acoustic instability) 현상은, 연소 성능과 더불어 엔진개발 과정에서 고려해야 할 중요한 항목으로서 로켓엔진 개발에 큰 장애요소로 인식되어왔다. 연소실 내에서 발생하는 음향 불안정은, 연소 과정 중에 발생하는 열방출이, 연소실 내부에서 진동하며 전파하는 음향파(acoustic wave)와 상호 작용하여 음향파의 진폭을 어느 한도 이상으로 증폭시키는 현상을 말한다. 음향 불안정의 부정적 결과로서 분사기면과 연소실 벽면으로의 과도한 열전달 및

으로인한 열손상, 심한 구조물의 진동, 설계된 작동 조건의 예기치 못한 변화가 초래되는 것으로 알려져 있으며, 최악의 경우 엔진의 파괴에까지 이르기기도 한다.^(1,2) 따라서 로켓의 안정적 비행을 위해 연소실의 음향 안정성을 확보하는 것은 엔진 개발의 필수 요소이다.

엔진의 음향 안정성을 확보하는 방안으로 가장 많이 채택되고 있는 수동제어기구(device)로서 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 분사기면에 설치되는 배플(baffle)이 있다.⁽³⁻⁵⁾ 이 그림은 한 개의 원형 허브(hub)와 8개의 블레이드(blade)로 구성된 배플(허브-블레이드 배플)을 보여주고 있다. 배플에 의한 연소실내 음향 불안정 억제 메카니즘은 주로 (1) 배플로 인한 연소실의 음향학적 특성 변화, (2) 배플 블레이드(blade)로 구획된 영역내로의 음향 유동 제한, (3) 점성소산 등으로 인한 음향진동 감쇠로 알려져 있다.⁽⁵⁻⁷⁾

액체 로켓엔진과 같은 비교적 단순한 기하학적

* 한국항공우주연구원 로켓엔진연구그룹
E-mail : chsohn5@kari.re.kr
TEL : (042)860-2938 FAX : (042)860-2602

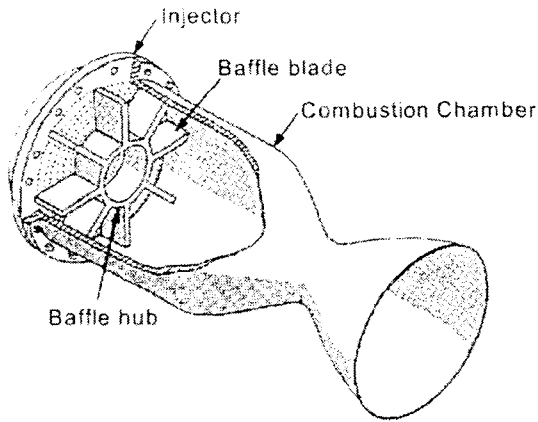


Fig. 1 Schematic diagram of baffled combustion chamber

형상에 대해서는 종방향(축방향), 횡방향(집선방향, 반경방향)의 뚜렷한 음향파 모드(mode)가 모두 존재할 수 있다.¹⁹⁾ 음향파와 열방출간의 상호작용은 연소과정과 관계되므로, 이에 대한 연구는 로켓엔진에서 발생하는 연소과정을 고려해야 한다.

액체 로켓엔진의 유동/연소 현상은, 액체 연료/산화제의 분사, 제트(jet) 분열(breakup), 액적 분열, 무화(atomization), 증발, 연료/산화제 혼합, 화학 반응, 난류 유동과 같은 개별적인 물리·화학적 과정을 포함하는 매우 복잡한 현상이다. 현재의 기술적 수준으로 로켓엔진 연소실내에서 발생하는 비정상(unsteady) 3차원 이상(two-phase) 난류 연소 현상을 제대로 묘사할 수 있는 모델이 없기 때문에 음향파와 열방출간의 상호작용에 의한 음향파 증폭 과정을 묘사하기에는 어려움이 있다. 그러나, 기존의 실험적 연구^(2,3)에 의하면, 배플이 음향 불안정 억제에 미치는 음향학적 효과는, 연소 유동장이 아닌 비연소 유동장하에서의 음향특성 분석을 통해서도 충분히 파악될 수 있는 것으로 알려져 있다. 물론 비연소 유동장에서는 음향파를 증폭시키는 메커니즘이 배제되기 때문에, 주어진 배플이 충분히 음향파를 감쇠시켜 음향 불안정으로까지 전이되지 않는지를 판정할 수는 없다.

배플이 장착된 연소실의 음향학적 거동을 파악한 대표적인 연구결과로서 참고문헌⁽²⁾에 제시된 음향시험(acoustic test)자료가 있다. 이 자료는 완전한 블레이드형 배플(블레이드가 분사기면의 중

심까지 이르는 배플)의 제1집선방향 모드(IT 모드) 음향진동 감쇠효과를 폭넓게 제시하고 있다. 한편, 수치해석적인 방법으로 연소실내 음향거동을 분석하여 주요한 저차(lower-order) 음향모드를 각각 구분하고, 배플에 의한 음향과 모드의 변화를 연구하기도 하였다.^{16,9)}

기존의 연구결과^(2,6,9)를 통해 배플의 효과를 어느 정도 파악할 수 있으나, 배플의 음향학적 효과를 폭넓게 이해하기에는 부족한 부분이 있다. 즉, 빈종 배플과 허브-블레이드 배플의 음향진동 감쇠효과와 IT 모드이외 다른 음향파 모드의 변화나 음향진동 감쇠효과 등은 제시되어 있지 않다. 따라서 본 연구에서는 기존의 연구결과를 보완하고 배플의 음향학적 효과에 대한 이해를 증진시키기 위해 몇가지 배플의 음향학적 효과를 수치해석적으로 조사하고자 한다.

2. 지배방정식과 수치해법

2.1 수치해석방법

일반적인 열유동 현상을 묘사하는 연속방정식, 운동량방정식의 풀이를 통해 음향파의 거동을 파악할 수도 있으나 몇가지 가정을 도입하여 유도된 파동방정식(wave equation)을 통해 연소실내 음향파 거동을 묘사하는 것이 훨씬 간편하다. 파동방정식은, 연소실내 유체의 평균 유동을 무시하고, 압력 섭동이 매우 작으며, 매질이 압축되는 과정은 등엔트로피 과정(isentropic process)이고, 속도 섭동과 그 구배(gradient)가 매질의 음속보다 매우 작다는 등의 가정을 도입하여 연속방정식, 운동량 방정식, 음속방정식으로부터 유도되며, 일반적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.¹⁰⁾

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0 \quad (1)$$

여기서 p 는 음향파에 의한 압력 섭동값, t 는 시간, c 는 음속, ∇^2 는 Laplacian 연산자를 나타낸다. 위 식 (1)에 대한 경계조건은 참고문헌⁽⁸⁾에 자세히 기술되어 있으므로 여기서는 생략한다.

파동방정식의 풀이를 위해 유한요소법(finite element method : FEM)의 하나인 Galerkin 방법을 이용하였다.^(10,11) Galerkin 방법의 적용을 통한 수식 유도과정은 참고문헌⁽¹¹⁾에 자세히 기술되어 있

으므로 여기서는 생략한다. 본 연구에서는 음향 해석(acoustic analysis)에 대해 이미 신뢰성이 검증된 수치해석 코드인 ANSYS^(12,13)를 이용하여 파동 방정식의 해를 구하였다.

2.2 해석대상 연소실

해석영역으로 분사기면부터 노즐 목(throat)까지의 연소실(Fig. 1참고)을 채택하였고, 배플이 없는 연소실(무배플 연소실)의 형상과 사용된 격자계를 Fig. 2에 나타내었다. 실제 연소유동장하에서 노즐 목은 음속조건을 만족하기에 음향학적으로 닫힌 끝단(acoustically closed end)이라 볼 수 있으므로 이 그림에서 유체주위의 경계조건은 모두 벽 경계조건을 사용할 수 있다. 분사기면쪽의 직경은 420mm, 노즐 목의 직경은 310mm이며, 분사기면으로부터 노즐 목까지의 축방향 길이는 450mm, 연소실의 수축부(converging part)가 시작되는 지점까지의 축방향 길이는 207mm이다. 따라서 수축부의 시작점부터 노즐 목까지의 길이는 243mm이다. 본 연구에서 무배플 연소실은 배플의 음향효과를 분석하기 위한 기준 연소실로 사용된다. 연소실내 유체는 공기로서 밀도는 1.21kg/m³, 음속은 340m/s로 설정하였다.

기존의 실제 로켓엔진 연소실에서 채택된 전형적인 배플의 형태는 크게 분류하면 두가지로서, 하나는 허브없이 블레이드가 분사기면 중심까지 도달하는 배플(완전 블레이드 배플)이고, 다른 하나는 허브와 블레이드로 구성된 배플(허브-블레이드 배플)이다. 블레이드는 집진방향모드를, 허브는 반경방향 모드를 억제한다고 알려져 있다.⁽⁵⁾ 본 계산에서 채택된 배플의 형태는 블레이드 배

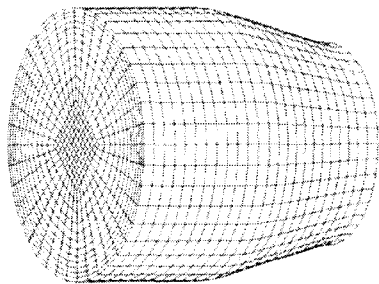


Fig. 2 Geometry and computational grid in unbaffled combustion chamber

플의 변종으로서 블레이드가 분사기면 중심까지 도달하지 않는 배플(부분 블레이드 배플)과 전형적인 허브-블레이드 배플이다. 부분 블레이드 배플은, 냉각방식에 따라 블레이드 냉각의 부담이 상대적으로 적고, 기존의 연소실에 부가적으로 장착될 수 있는 적용성이 큰 장점이 있다. 본 연구에서는 부분 블레이드 배플에 초점을 맞추어 블레이드의 축방향·반경방향 길이와 블레이드 개수에 따라 세 종류의 부분 블레이드 배플을 택하였다. 각 배플의 사양은 table 1과 같다.

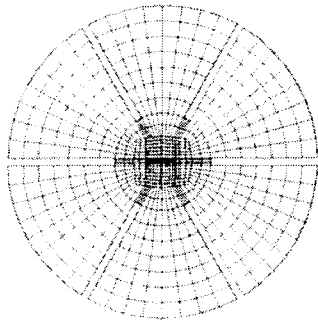
부분 블레이드 배플과 허브-블레이드 배플이 장착된 연소실의 분사기면 형상과 격자계를 Fig. 3에 나타내었다. 이 그림에서 격자가 분포되지 않은 영역은 배플의 블레이드나 허브가 놓인 영역이다. 블레이드는 모두 대칭으로 배치하였다. Figure 3(a)는 부분 블레이드 배플Ⅱ에 해당한다. 격자생성에 따른 요소(element)의 수는 배플의 형태에 따라 조금씩 다르나, 약 18,000~26,000개의 요소가 본 계산에서 사용되었다. 해석 결과의 격자 의존성을 조사한 결과, 요소의 개수를 추가로 증가시키도 약 1%이내의 오차범위를 보임을 확인하였다.

3. 이론적인 음향학적 고찰

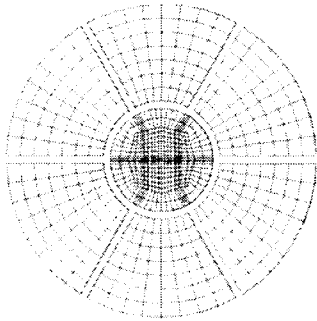
음향해석 결과를 논하기전에 연소실내의 음향장에 대한 이론적인 편을 고찰하고자 한다.

Table 1 Geometrical specification of selected baffles

	Partial blade baffle			Hub-blade baffle
	I	II	III	
No. of blades	6	6	12	6
No. of hub	0	0	0	1
Radial length, l_r [mm]	120	145	45	130.75 (hub I.D 138.5)
Axial length, l_b [mm]	95	85	115	85
Thickness [mm]	10	10	10	10



(a) Partial blade baffle



(b) Hub-blade baffle

Fig. 3 Geometries and computational grids of injector plates in baffled combustion chambers

3.1 파동방정식의 이론해(analytic solution)

해석대상의 기하학적 형상이 간단한 경우 식 (1)의 이론해가 알려져 있다. Figure 2에서 보듯이 로켓엔진의 배플을 연소실을 근사적으로 원통형이라 가정하여도 정성적인 음향장 파악이 가능하다. 완전한 원통형 연소실에 대한 파동방정식의 이론해는 다음과 같다.¹⁸⁾

$$p(r, \theta, z, t) = \sum_{m,n,q} \left[J_n \left(\frac{\pi \alpha_{mn} r}{R} \right) \cos \left(\frac{\pi q z}{L} \right) \right] \left[M \cos(n\theta + \omega t - \delta_1) + N \cos(n\theta + \omega t - \delta_2) \right] \quad (2)$$

Table 2 Natural frequencies of some acoustic modes in cylindrical chamber

Acoustic modes	1L	1T	1T1L	2L	2T	1R
Frequencies [Hz]	377.8	474.4	606.4	755.6	786.9	987.6

여기서 r, θ, z 는 각각 반경방향, 접선방향, 축방향 좌표, α_{mn} 은 n 차 제1종 Bessel 함수(J_n)의 1차 도함수를 0으로 만드는 근(root)들을 나타내며, m, n, q 는 각각 개별 접선방향, 반경방향, 종방향 음향 모드를 나타내는 지수, R, L 은 각각 연소실 반경과 축방향 길이, M, N 은 압력의 진폭을 나타내는 임의의 독립적인 상수, ω 는 각진동수, δ_1, δ_2 는 임의의 독립적인 위상각을 나타낸다.

식 (2)로부터 종방향(longitudinal; L), 접선방향(tangential; T), 반경방향(radial; R)의 순수 음향 모드 및 복합모드에 대한 공간적인 압력분포를 알 수 있다. 특기할 점은 접선방향의 모드의 진폭은 θ 외에 r (반경좌표)에 대한 의존성을 갖는데, 반경방향 좌표값이 클수록 진폭이 커진다. 주요한 격차 음향과 모드(1L, 2L, 1T, 2T, 3T, 1R, 2R 등)에 대한 공간적인 음향과 진동 그림과 설명은 참고문헌^(2,3,8)에 자세히 제시되어 있으므로 여기서는 생략한다. 연소실내 압력/속도 진동에 있어서 n 번째 접선방향 모드는 $2n$ 개의 배(antinode)와 마디(node)를 갖게 되며, 압력진동의 배/마디는 속도진동의 마디/배에 해당한다.

이론해를 구하는 과정에서 각 음향모드의 고유진동수(natural or resonant frequency)를 구하는 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$f_{m,n,q} = \frac{c}{2} \left[\left(\frac{\alpha_{mn}}{R} \right)^2 + \left(\frac{q}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

여기서 세 개의 지수 m, n, q 중 어느 한 지수만이 0이 아닌 경우의 음향모드를 순수 음향모드라고 하고, 두 개이상의 지수가 0이 아닌 경우를 복합모드라고 한다. 연소실을 직경 420mm, 축방향 길이 450mm인 완전한 원통형이라 가정하고 몇가지 대표적인 음향모드에 대한 고유진동수를 구하면 Table 2와 같다.

3.2 음향해석 수행방법

해석대상 연소실에 대해서 모두 3차원 과도방정식의 풀이를 통한 음향해석을 수행하였고, 배플에 의한 음향학적 특성 변화를 파악하기 위한 두가지 해석방법으로서 모드해석(modal analysis)과 조화해석(harmonic analysis)을 수행하였다.

3.2.1 모드해석

ANSYS가 제공하는 모드해석을 통해서 연소실내 고유진동수들을 구할 수 있다. 본 연구에서는 고유진동수의 가진음원에 대한 의존성을 배제하기 위해 무한소(infinitesimal) 면적의 가진음원에 대한 모드해석을 통해 각 연소실의 고유진동수들을 구하였다.

3.2.2 조화해석

조화해석은 임의의 가진음원을 부여하여 시간에 대해 정현파 형태로 음원이 가진될 때 연소실내의 음향파 진동 양상(pattern)을 구하는 해석이다. 이를 통해 모드해석으로 구한 각각의 고유진동수의 정체, 즉 음향모드 - 예를 들어 1T, 1R 등 - 를 알아낼 수 있으며, 특정 가진주파수에 대한 연소실내 음향진동의 응답 크기, 즉 압력진폭을 구할 수 있다. 본 연구에서는 수행한 대부분의 계산에서 가진음원은 6시방향(Fig. 3 참고)으로 $r/R=0.75$ 에 위치하고 분사기면 면적의 약 2%에 해당하는 유한한 면적을 갖도록 하였다. 그리고 추가로 가진음원의 위치와 면적을 변화시켜 가진음원의 효과를 조사하였다. 가진주파수의 증분은 0.5Hz로 하였고, 이 값을 계산결과에 영향을 주지않는 충분히 작은 값을 확인하였다.

3.3 몇가지 인자들의 정의 및 설정

본 연구에서 채택된 배플의 경우, 반경방향 길이가 연소실 반경과 다르기 때문에 이를 완전한 블레이드 배플로 환산하기 위해 다음과 같이 블레이드의 축방향 평균길이를 정의하였다.^(2, 3)

$$l_{bm} = \frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} l_b(r) dr \quad (4)$$

본 연구에서는 배플에 의한 음향파의 감쇠 정도를 나타내는 인자로서 감쇠인자(damping factor), η 를 사용하였으며 다음과 같이 정의하였

다.⁽⁴⁾

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_{peak}} \quad (5)$$

여기서 f_{peak} 는 분석하고자 하는 음향모드 진동수 대역에서 가진음원에 대해 최대 응답(p_{peak})이 나타나는 주파수이고, f_1 과 f_2 는 $p_{peak}/\sqrt{2}$ 값의 응답(압력진동 진폭)을 보이는 주파수들($f_2 > f_1$)이다. 가진주파수-응답 그래프상에서 f_{peak} 을 중심으로 곡선의 벌어진 정도가 클수록 감쇠인자가 큰 의미를 가진다. 감쇠인자를 구하기 위해서 필요한, 경계면의 물성치인 경계흡수계수, β^{III} 의 값은 0.005로 설정하였는데 이는 무배플 연소실에서의 시험결과⁽⁴⁾를 참고하여 같은 감쇠인자가 나오도록 설정된 값이다.

4. 결과 및 논의

4.1 모드해석 결과

모드해석을 통해 구한 각 연소실의 고유진동수는 Table 3과 같다. 이 표에서 음향모드는 무배플 연소실에서의 고유진동수를 기준으로 오름차순으로 정리한 것이다.

Table 3 Natural frequencies of combustion chambers

Mode	Unbaffled	Partial blade baffle			Hub-blade baffle
		I	II	III	
1L	401.9	404.9	405.4	403.9	406.9
1T	496.8	470.0 (5% ↓)	465.4 (6% ↓)	491.8 (1% ↓)	430.5 (13% ↓)
1L1T	684.1	670.2	668.1	682.2	655.7
2L	753.4	755.8	757.0	754.1	758.2
2T	811.8	689.4 (15% ↓)	683.8 (16% ↓)	783.4 (3% ↓)	621.0 (24% ↓)
2L1T	924.3	913.4	912.2	922.5	902.7
1L2T	985.8	938.7	937.0	971.9	928.3
1R	1016.4	1008.0 (0.8% ↓)	1010.3 (0.6% ↓)	1031.0 (1% ↑)	701.4 (31% ↓)
3T	1111.0	775.1	770.2	1031.0	694.8
		1128	1126		1122

무배플 연소실과 table 2에 나타난 원통형 연소실의 고유진동수를 서로 비교하면, 수축부가 있는 연소실의 원통형 연소실 상당 유효길이(L_{eff})와 유효반경(R_{eff})을 추정할 수 있다. 제1종방향 모드의 고유진동수, f_{1L} 로부터 $L_{eff}=423\text{mm}$ 를 얻을 수 있고, 이는 수축부 길이의 89%가 원통형 길이로 환산됨을 의미한다. 환산율이 100%가 아닌 이유는 수축부에 의해 종방향모드 음향파가 왜곡되기 때문이다. 그러나 f_{1L} 에 대해서 서로 비교하면, 무배플 연소실과 원통형 연소실의 진동수값이 서로 비슷하다. 이는 2L 모드의 경우, 축방향으로 연소실의 가운데 지점에 압력의 극대점(또는 극소점)이 존재하고 이를 중심으로 좌우에 생기는 각각의 모드(1L에 상당)는 서로 독립적으로 존재할 수 있기 때문이다. 이 경우 왼쪽에 생기는 모드는 완전한 원통형 연소실에서의 1L로 존재하고, 오른쪽의 모드는 구배가 있는 벽면을 가진 연소실에 적합한 1L로 존재하게 된다. 횡방향(접선방향과 반경방향) 모드의 진동수로부터 추정된 R_{eff} 는 201~205mm 범위에 있다.

다음으로 배플 장착에 의한 고유진동수의 변화에 대해 논하겠다. Table 3에서 보듯이 부분 블레이드 배플의 경우에는, 접선방향 음향모드에서 고유진동수 감소 현상이 뚜렷한 반면, 종방향과 반경방향 모드의 진동수 감소는 상대적으로 미미하였다. 배플장착에 따른 진동수 감소 현상은, 배플로 인해 유체가 통과해야 하는 유효경로(effective path)가 증가하기 때문인 것으로 알려져 있다.^{16,21} 부분 블레이드 배플Ⅲ의 진동수 감소 효과는 상당히 미미하였는데, 이는 음향특성을 변화시키기에 블레이드의 l_i 가 너무 작기 때문이다.

기존의 시험자료¹²⁾에 오직 1T 모드의 진동수 감소 정도가 제시되어 있는데, 본 계산결과는 시험결과와 오차 1% 이내로 일치하였다. 기존의 시험자료에서 비연소장, 연소장에서의 시험결과는 배플의 효과측면에서 상당히 유사하였고, 그 둘의 시험자료를 토대로 곡선맞춤을 하였다. 본 연구에서 연소실의 온도를 고온으로 설정하여 고유진동수를 계산한 결과, 진동수값 자체는 달라져도 그 감소 정도는 상온 계산결과와 거의 일치하였다. 한편, 저차보다 고차 접선 모드에서 진동수 감소 효과가 더 크게 나타났다.

6개의 블레이드 배플을 사용하면, 3T 모드를 억제하는 효과가 없다고 알려져 있다.^{12,21} 왜냐하

면 통상 배플 블레이드는 압력진동 마디(속도진동 배)에 위치해야 감쇠효과가 있는데, 6개의 블레이드를 사용하면 3T 모드에 의해 형성되는 6개의 압력진동 배(속도진동 마디)가 블레이드에 위치할 수 있기 때문이다. 모드해석 결과 3T의 고유진동수는 부분 블레이드 배플Ⅰ,Ⅱ와 허브-블레이드 배플에서 두 개의 값을 가짐을 알 수 있었다. 표에서 볼 수 있듯이, 둘 중 작은값은 30%이상 진동수가 감소하였으나 큰 값은 거의 무배플의 진동수 값과 유사하였다. 조화해석을 통해 음향진동 양상을 분석한 결과, 압력진동의 배와 마디의 형성위치에 따라 진동수 감소효과가 달라지며, 마디가 블레이드에 위치한 경우, 30%이상 진동수가 감소하였고, 배가 블레이드에 위치한 경우, 진동수 감소효과가 거의 나타나지 않았다. 일반적으로 실제 연소상황하에서는 자연스럽게 배가 블레이드에 위치하는 경향이 있다. 따라서 3T 모드의 진동수 감소효과는 미약할 것이다.

허브-블레이드 배플의 경우, 접선방향 모드의 주파수 감소효과가 부분 블레이드 배플보다 훨씬 우수하다. 허브-블레이드 배플의 l_i 가 부분 블레이드 배플Ⅱ의 l_i 보다 작음에도 불구하고 진동수 감소가 뚜렷한 점으로부터 배플의 허브는 접선방향 모드 감쇠에도 큰 효과가 있음을 예상할 수 있다. 또한, 허브의 영향으로 1R 모드의 주파수 감소가 30%이상으로 뚜렷이 나타났다.

고유진동수 계산결과에서 또 한가지 주목할 사항은, 배플 장착에 따른 진동수 감소효과 때문에 음향모드가 나타나는 진동수의 순서가 부분적으로 바뀐다는 것이다. 예를 들어, 무배플 연소실에서는 $f_{2L} < f_{1T}$ 이지만, 부분 블레이드 배플 Ⅰ, Ⅱ 연소실에서는 부등호의 방향이 바뀐다. 이러한 현상은 허브-블레이드 배플의 경우 극심하여 주파수순으로 나열할 때 1L, 1T 모드 다음에 2T 모드가 나타났다. 결국, 배플의 장착에 따라 연소실의 음향학적 특성이 바뀌고, 특히 허브-블레이드 배플이 장착된 경우에는 무배플 연소실의 음향거동으로부터 상당히 벗어날 것임을 예상할 수 있다.

4.2 조화해석 결과

4.2.1 연소실 응답과 감쇠인자

모드해석 결과 주요한 저차 음향모드의 고유진

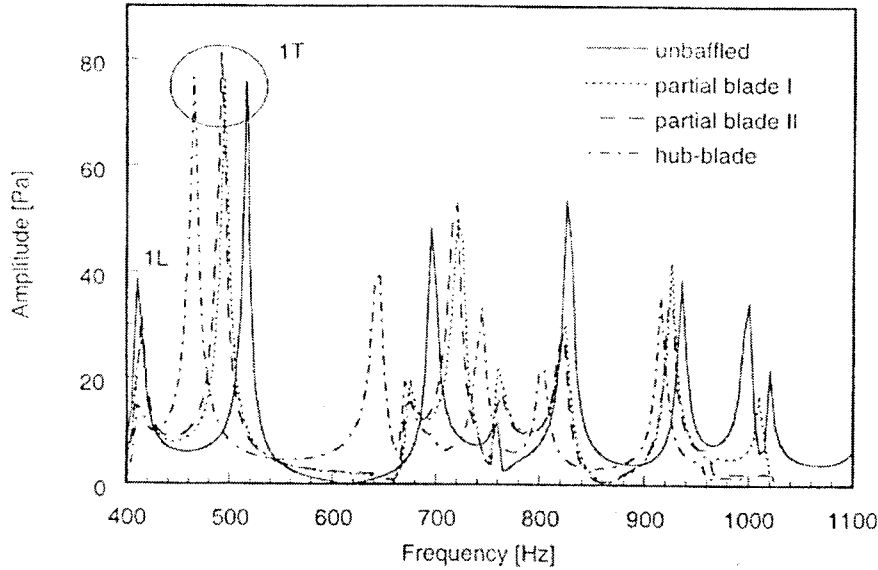


Fig. 4 Acoustic pressure responses of combustion chamber to acoustic excitation

동수 범위가 400~1,000Hz이므로, 이 범위의 가진 주파수를 갖는 가진음원에 대한 연소실의 음향 응답(압력진동 진폭)을 계산하여 Fig. 4에 나타내었다. 이 그림에서 나타낸 압력진동 진폭은 가진음원의 낮은 편 최외곽영역의 한 지점을 관찰점 (monitoring point)으로 선정하여 그 지점의 진폭을 구한 것이다. 모드해석 결과, 배플의 음향 감쇠효과가 작을 것으로 예상되는 부분 블레이드 배플 III의 결과는 나타내지 않았다. 이 그림에서 볼 수 있듯이, 모드해석의 결과로 구한 고유진동수의 값과 이 그림에서 나타난 최대응답으로부터 구하는 고유진동수의 값이 약간 다르다. 예를 들어, 이 그림으로부터 1T 모드의 진동수를 추정하면, 무배플, 부분 블레이드 배플 I, II, 허브-블레이드 배플의 순으로 나열할 때 516.0, 495.5, 491.5, 464.5 Hz이다. 이러한 차이는 유한한 면적을 차지하는 가진음원의 효과에 기인하는 것이다. 이를 입증하기 위해 가진음원을 점원(point source)으로 부여하여 조화해석을 수행한 결과, 최대응답을 보이는 f_{IT} 와 모드해석결과의 f_{IT} 값이 거의 같았다. 그러나, 공간적인 압력진동 양상에 의해 판정한다면, 가진음원에 무관하게 어느 경우나 모드해석의 고유진동수 값에서 각각의 음향 모드의 진동 양상이 가장 뚜렷하게 나타났다. 한편, 배플에 의해, 배플로 덮힌 영역에서의 음향모

드 진동 양상은 왜곡되지만, 그 영역으로부터 축 방향으로 벗어나면 바로 무배플 연소실의 음향모드 진동 양상, 즉 본래의 고유한 음향모드로 회복됨을 확인하였다.

연소실의 압력진동 진폭이 제일 큰 음향모드는 어느 연소실에서나 1T 모드이고, 그 다음은 2T 모드인 것으로 나타났다. 이로부터 해석대상 연소실에서는 접선방향 모드의 음향 불안정이 야기될 가능성이 높을 것으로 판단된다.

배플의 음향감쇠효과를 파악하기 위해 1T 모드 근처에서의 각 연소실의 응답을 확대하여 Fig. 5에 나타내었다. 비교자료로서 사용가능한 시험자료⁽²⁾에는, 1T 모드의 감쇠인자만이 제시되어 있고 음향 불안정에 가장 유해한 음향모드이기때, 주로 1T 모드에 대한 결과를 논하겠다. 이 그림에서는 주파수를 각각의 최고 응답을 보이는 주파수, f_{peak} 로 부차원하여 나타내어, 감쇠인자를 이해하기에 쉽도록 하였다(식 (5) 참고). 즉, 이 부차원 주파수-응답(진폭) 그래프상에서 f_{peak} 을 중심으로 곡선이 떨어진 정도가 클수록 감쇠인자가 큰을 의미한다.

모드해석의 결과로부터 예상한 바와 같이, 감쇠효과는 허브-블레이드 배플의 경우가 가장 크게 나타났다. 각 연소실에서 구한 감쇠인자를

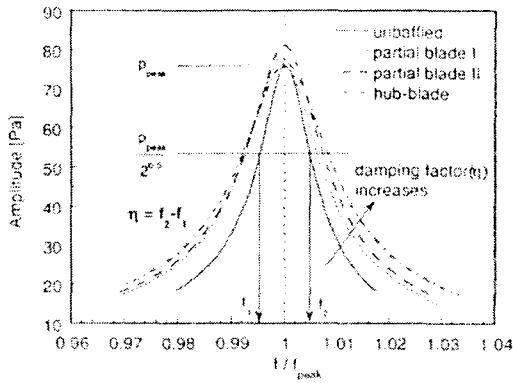


Fig. 5 Damping of the first tangential mode in combustion chambers

Table 4 Damping factors of the first tangential mode in combustion chambers

		Un-baffled	Partial blade baffle			Hub-blade baffle
			I	II	III	
l_{bm} [mm]		0	54.3	58.7	24.6	53.0
Damping factor [%]		0.930	1.273	1.287	1.135	1.561
Damping factor ratio	Present calculation	1.000	1.369	1.384	1.220	1.678
	Ref. (2)		1.745	1.812	1.280	1.690

Table 4에 나타내었다. 식 (4)에 의해 정의된 배플 블레이드의 축방향 평균길이, l_{bm} 도 함께 나타내었다. 본 계산 결과와 참고문헌⁽²⁾의 자료를 비교하기 위해, l_{bm} 을 이용하여 부분 블레이드 배플의 길이를 완전 블레이드 배플의 축방향길이라고 환산하였다. 이 표에서 감쇠인자비(damping factor ratio)는 배플연소실의 감쇠인자와 무배플 연소실의 감쇠인자의 비로 정의하였다.

부분 블레이드 배플의 경우, 감쇠인자는 l_{bm} 이 될수록 증가하였다. 부분 블레이드 배플III의 결과로부터, 부분 블레이드 배플의 반경방향길이가 상당히 짧거나 완전한 블레이드 배플이더라도 축방향길이가 상당히 짧으면 배플의 음향 감쇠 효과가 미약함을 알 수 있다.

동상 접선방향 음향모드의 경우, r/R 이 될수록 음향진동의 진폭이 증가하기 때문에, 연소실

벽면쪽에 부착되어 분사기면 중심으로 향하는 부분 블레이드의 음향감쇠 효과가, 같은 l_{bm} 을 갖는 완전 블레이드보다 더 클 수 있다고 예상할 수 있다. 그러나 계산결과, 부분 블레이드 배플은 완전 블레이드 배플보다 감쇠효과가 작은 것으로 나타났다. 이는 분사기면 중심부의 유체 유동을 차단하지 않아 블레이드에 의해 구획된 영역이 서로 연결되어 있는 경우, 음향 감쇠 효과가 상당히 감소함을 의미한다. 반면, 허브-블레이드 배플의 경우, 블레이드가 중심까지 이르지 않더라도(즉, $l_r \neq R$) 허브로 인하여 블레이드에 의해 구획된 영역이 차단되므로 완전 블레이드 배플이 갖는 감쇠인자를 나타낸 것으로 보인다. 또한, 음향진동 양상을 관찰한 결과, 허브-블레이드 배플에서는 횡파의 종파화 현상^(6,7)이 뚜렷함을 확인할 수 있었다.

주어진 연소실에서 감쇠인자는 경계흡수계수, β 에 정비례하였다. 따라서, 임의의 β 값을 쓰더라도 Table 4에 나타낸 감쇠인자비는 일정하다.

1T모드 진동수 크기 자체에 의해 감쇠인자가 바뀌는 지를 조사하기 위해 연소실내 음속을 바꾸어 계산을 수행한 결과, 음속과 무관하게 감쇠인자비는 일정하였다. 다만, $\beta \sim 1/\sqrt{f}$ 의 관계식^(4,15)에 의한 경계흡수 계수 변화에 따라 감쇠인자값의 절대적인 크기는 달라질 수 있다.

4.2.2 가진음원의 영향

무배플 연소실에서 가진음원을 면원(surface source)이 아닌 점원(point source)으로 부여한 경우, 감쇠인자가 약 7~8% 증가하였다. 이는, 음원의 면적이 감소하면 강제로 부여된 경계조건(음원)의 효과가 감소하여 대체로 음향감쇠효과가 증가함을 의미한다. 한편, 부분 블레이드 배플II에서 가진음원의 위치를 6시방향(블레이드 사이; Fig. 3 참고)으로부터 9시방향(블레이드에 인접한 지점)으로 바꾼 경우, 1T모드의 감쇠인자가 불과 2% 증가하였다. 즉, 1T모드의 압력진동 배가 블레이드에 위치하는 경우나 블레이드 사이에 위치하는 경우나 감쇠효과에는 별 차이가 없음을 알 수 있다.

4.2.3 2T, 1R 모드의 감쇠인자

음향 불안정에 유해한 음향모드로 1T 모드외에 2T, 1R 모드 등이 주목할 만하다. β 값을 고정시

기고 부배플 연소실과 부분 블레이드 배플 II에 대해 2T 모드의 감쇠인자를 계산한 결과, 각각 0.700%, 1.238%였다(감쇠인자비=1.769). 이는 1T 모드의 감쇠인자에 비해 각각 25%, 4% 감소한 값이다. 이로부터 부배플 연소실에 대한 상대적인 음향 감쇠효과 측면에서, 고차 음향 모드에 대한 부분 블레이드 배플의 음향효과가 저차모드에 대해서보다 뚜렷함을 알 수 있다.

부배플 연소실, 부분 블레이드 배플 II, 허브-블레이드 배플 연소실에 대해 1R 모드의 감쇠인자를 구한 결과, 각각 0.420%, 0.550%(감쇠인자비=1.310), 1.716%(감쇠인자비=4.086)였다. 이로부터 허브에 의한 반경방향 음향모드의 감쇠효과가 상당히 큼을 알 수 있다.

5. 결론

음향해석을 통해 로켓엔진 연소실에 장착된 몇 가지 형태의 배플의 음향학적 효과를 조사하였다. 본 계산에서 채택된 배플의 형태는 부분 블레이드 배플과 허브-블레이드 배플이었으며, 각각의 배플이 장착된 연소실의 음향특성을, 배플이 없는 연소실 및 완전 블레이드 배플이 장착된 연소실의 음향특성과 비교하였다.

모드해석을 통해 각 연소실에서 나타날 수 있는, 각각의 음향모드에 해당하는 고유진동수를 구하였고, 배플에 의한 진동수 감소효과를 조사하였다. 또한, 조화해석을 통해 가진음원에 대한 각 연소실의 음향진동 응답을 구하고, 배플에 의한 주요 유해 음향모드의 감쇠효과를 구하였다.

기본적으로 해석대상의 연소실에서는 집선방향의 음향모드로서 가장 민감한 응답이 나타났다. 부분 블레이드 배플이 장착된 연소실의 경우, 블레이드의 축방향 평균길이가 클수록 집선방향 음향모드의 고유진동수 감소효과와 음향진동 감쇠효과가 크게 나타났으나, 완전 블레이드 배플에 비해서 1T 모드 음향 감쇠효과가 20% 이상 낮게 나타났다. 허브-블레이드 배플은 고유진동수 감소효과와 음향 감쇠효과가 제일 컸고, 집선방향 모드 외에 반경방향모드의 음향 감쇠에도 효과적임을 알 수 있었다. 따라서 확실한 음향 불안정 억제제를 위해서는 허브-블레이드 배플이나 완전 블레이드 배플을 사용하는 것이 바람직할 것이나, 부득이 부분 블레이드 배플을 사용하는 경우, 블

레이드의 축방향 길이와 반경방향 길이를 조정하여 충분한 감쇠효과를 나타내도록 설계해야 할 것이다.

실제 로켓엔진 연소실에서 나타나는 유한한 크기의 압력진폭으로 인한 비선형 효과, 공간적 비균질성(inhomogeneity), 고속 유동장을 고려한 음향해석은 향후의 연구에서 고려될 것이다. 한편, 음향 불안정을 억제하기 위해 사용되는 수동제어 기구중 배플외에 음향중공(acoustic resonator)이 있으며, 음향중공 단독으로 또는 배플과 음향중공이 동시에 장착된 연소실에서의 음향거동에 대한 연구도 향후의 연구로서 고려될 것이다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 특정연구개발사업인 "3단형 과학로켓 개발사업(KSR-III)"과 공공기술연구회의 정책연구과제인 "로켓엔진 연소기 핵심 부품기술 개발" 연구의 일부분으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다. 또한, 적작게 생성작업을 수행해준 이종혁씨에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Sutton, G. P., 1992, *Rocket Propulsion Elements*, 6th ed., John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (2) Harrje, D. J. and Reardon, F. H. (eds.), 1972, *Liquid Propellant Rocket Combustion Instability*, NASA SP-194.
- (3) NASA, 1974, *Liquid Rocket Engine Combustion Stabilization Devices*, NASA SP-8113.
- (4) Laudien, E., Pongratz, R., Pierro, R., and Preklik, D., 1995, in *Liquid Rocket Engine Combustion Instability* (V. Yang, and W. E. Anderson, eds.), *Progress in Astronautics and Aeronautics*, Vol. 169, AIAA, Washington DC, pp. 377~399.
- (5) Yoon, M. W. and Yoon, J. K., 1997, "Combustion Instability in Liquid Rocket Engines," *Journal of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 25, No. 5, pp. 183~189.

- (6) Wicker, J. M., Yoon, M. W., and Yang, V., 1995, "Linear and Non-linear Pressure Oscillations in Baffled Combustion Chambers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, pp. 141~171.
- (7) Wicker, J. M., Yoon, M. W., and Yang, V., 1995, "Linear and Non-linear Pressure Oscillations in Baffled Combustion Chambers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, pp.141~171.
- (8) Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D., 1977, *Gas Dynamics*, Vol. II, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (9) Yang, V., Wicker, J. M., and Yoon, M. W., 1995, in *Liquid Rocket Engine Combustion Instability* (V. Yang, and W. E. Anderson, eds.), *Progress in Astronautics and Aeronautics*, Vol. 169, AIAA, Washington DC, pp. 357~376.
- (10) Chapra, S. C. and Canale, R. P., 1989, *Numerical Methods for Engineers*, 2nd ed., McGraw-Hill, Singapore.
- (11) ANSYS User's Manual for revision 5.0, 1993, Volume IV, Theory, Swanson Analysis Systems, Inc., Houston, PA.
- (12) ANSYS User's Manual for revision 5.0, 1992, Volume I, Procedures, Swanson Analysis Systems, Inc., Houston, PA.
- (13) Kang, K. T. and Yoon, J. K., 1994, "Analysis of Combustion Instability in a Smokeless Propellant Rocket Motor," *Transactions of The KSME(B)*, Vol. 18, No. 11, pp. 3032~3038.
- (14) Ko, Y. S., Lee, K. J., Kang, D. H., and Kim, H. M., 2001, KARI(Korea Aerospace Research Institute) Test Note PPTD-01-13.
- (15) Morse, P. M. and Ingard, K. U., 1968, *Theoretical Acoustics*, McGraw-Hill.