

로켓엔진 연소기에서 반파장 공명기의 음향감쇠에 관한 수치적 연구

손채훈* · 박이선**

Acoustic-Damping Characteristics of Half-Wave Resonator in a Combustion Chamber of Liquid Rocket Engine

Chae Hoon Sohn* · I Sun Park**

ABSTRACT

A linear acoustic analysis is performed to explore the characteristics of acoustic damping by a gas-liquid scheme coaxial injector in a liquid rocket engine. The injector can play a role of acoustic resonator. Acoustic-damping characteristics of half-wave resonator are compared with those of quarter-wave resonator. Various effects of the boundary absorption coefficient, injector length and sound speed in combustion chamber and resonator are investigated. As a result, short tuning length of resonator and low sound speed of the medium have a favorable effect on acoustic damping. As the boundary absorption coefficient decreases, the tuning range of the resonator length becomes narrower.

초 록

고성능 연소기에서 주로 채택되는 기체-액체형 동축 분사기의 음향감쇠 효과를 선형 음향해석을 통해 조사하였다. 그러한 형태의 분사기는 반파장 공명기 역할을 수행할 수 있으므로 반파장 공명기와 1/4파장 공명기의 음향감쇠 특성을 비교/조사하였다. 공명기의 음향 감쇠 효과에 있어서 경계흡수계수의 영향과 공명기 길이 효과를 알아보았고, 연소실과 공명기내 유체의 음속 변화를 통해 반파장 공명기의 음향 감쇠 특성을 조사하였다. 계산 결과, 공명기의 최적 동조 길이가 짧고, 공명기내 유체의 음속이 낮은 조건에서 큰 감쇠효과가 나타남을 알 수 있었다. 또한, 경계흡수계수의 감소는 공명기의 동조 길이 범위를 좁게 하였다.

Key Words: Gas-liquid Scheme Injector(기체-액체형 분사기), Liquid Rocket Engine(액체로켓엔진), Half-Wave Resonator(반파장 공명기), Acoustic Damping(음향감쇠)

1. 서 론

† 2005년 10월 3일 접수 ~ 2005년 11월 21일 심사완료

* 정회원, 조선대학교 항공우주공학과

** 학생회원, 조선대학교 대학원 항공우주공학과
연락처, E-mail: chsohn@chsun.ac.kr

액체 로켓엔진의 고주파 연소 불안정은, 연소 과정에서 발생하는 열방출이, 연소실 내부에서

진동하며 전파하는 음향파(acoustic wave)와 상호작용하여 음향파의 진폭을 어느 한도 이상으로 증폭시키는 현상을 말한다[1]. 고주파 연소 불안정의 억제를 위해 여러 가지 방법을 적용할 수 있는데, 그 중 한 방법으로 연소실내에서 발생하는 음향파 모드를 억제하는 수동제어기구(배플, 음향공명기 등)의 장착이 있다[1]. 그러나, 이러한 기구는 연소실에 부가적으로 장착되므로, 연소 성능을 감소시키거나 제작의 복잡성을 유발하는 문제점을 수반한다.

한편, 액체추진제 로켓엔진 연소기에는 추진제를 분사하기 위해 필수적으로 분사기가 장착된다. 분사기는, 분사시점에서의 추진제의 상(phase)에 따라 액체-액체형과 기체-액체형으로 나눌 수 있다. 장차 사용될 고성능, 고추력의 연소실에서는 가스 발생기를 사용하고 재생냉각을 채택하는 밀폐형의 사이클을 선택하게 될 것이다[2]. 이 경우 Fig. 1과 같은 형태의 동축형 분사기를 사용하게 된다. 그림에서 보듯이, 이와 같은 연소 사이클에서 사용되는 동축형 분사기에서는 분사기의 중심으로는 기체 추진제가, 그리고 분사기 출구 근처에서 액체 추진제가 공급되어 연소기 내부로 분출된다. 이러한 분사기의 경우, 본질적인 기능은 추진제 분사이지만, 내부 제작의 대부분을 기체가 차지하므로 그 형태상 공명기(resonator)의 역할도 할 수 있음이 이전 연구에서 제시되었다[3]

이러한 관점에서, 본 연구에서는, 액체 로켓엔진에 장착되는 기체-액체형 동축 분사기를 반파장 공명기로 간주하고 그 음향감쇠 특성을 다양한 측면에서 수치해석적 방법으로 조사하고자 한다.

2. 지배방정식과 수치해석 방법

2.1 지배방정식

연소실내의 음향학적 거동을 해석하기 위해 고전적인 음향학 이론을 도입할 수 있다[4,6]. 유체 매질은 점성이 무시된 완전기체로서 등엔트로피 과정을 겪는다고 가정하고 음향학적 상태량들을 Eq. 1과 같이 평균값과 섭동량으로 구분한다.

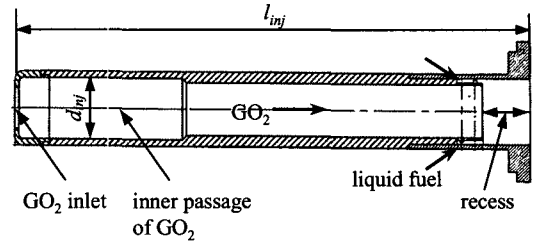


Fig. 1 Geometry of Typical Coaxial Injector

$$\begin{aligned} p(\mathbf{x}, t) &= p_0(\mathbf{x}) + p'(\mathbf{x}, t), \\ \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) &= \mathbf{u}_0(\mathbf{x}) + \mathbf{u}'(\mathbf{x}, t), \\ \rho(\mathbf{x}, t) &= \rho_0(\mathbf{x}) + \rho'(\mathbf{x}, t) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, p 는 압력, \mathbf{u} 는 속도 벡터, ρ 는 밀도를 나타내며, 하첨자 0는 평균값, '은 섭동량을 나타낸다.

평균값에 비해 섭동량의 크기가 매우 작다는 선형 음향가정(linear acoustic assumption)을 도입하면, 질량, 운동량 그리고 에너지에 대한 보존방정식으로부터 일반적으로 잘 알려진 다음의 파동방정식(wave equation)을 유도할 수 있다.

$$\begin{aligned} \nabla^2 p' - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{2}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} (\mathbf{M} \cdot \nabla p') \\ - (\mathbf{M} \cdot \nabla) (\mathbf{M} \cdot \nabla p') = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 c_0 는 음속, \mathbf{M} 은 마하수를 나타낸다. 따라서, Eq. 2의 마지막 두 항은 유체 매질내에 평균 속도장이 존재하는 경우에 나타난다. 여기서 모든 음향학적 변수들이 주어진 주파수, f 에 대해 시간에 따라 주기적으로 나타난다는 조화 가정(harmonic assumption)을 도입한다. 이를 통해 비정상적 시간영역상에서 나타나는 변수들을 공간상의 변화만을 갖는 주파수 영역(steady frequency domain)으로 변환할 수 있으며, 복소음향압력(complex acoustic pressure)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} p'(\mathbf{x}, t) &= \text{Re} \{ \tilde{p}'(\mathbf{x}, t) \} = \text{Re} \{ \tilde{P}(\mathbf{x}) e^{-i\omega t} \} \\ \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) &= \text{Re} \{ \tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t) \} = \text{Re} \{ \tilde{\mathbf{U}}(\mathbf{x}) e^{-i\omega t} \} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 (\sim) 는 복소수임을 나타내고, $\omega = 2\pi f$ 는

각주파수(angular frequency)이다. Eq. 3을 파동방정식 Eq. 2에 대입하면 시간에 따른 항이 소거되고 아래와 같은 방정식을 유도할 수 있다.

$$\nabla^2 \tilde{P} + k^2 \tilde{P} + i2k(\mathbf{M} \cdot \nabla \tilde{P}) - (\mathbf{M} \cdot \nabla)(\mathbf{M} \cdot \nabla \tilde{P}) = 0 \quad (4)$$

여기서, $k = \omega/c_0 = 2\pi f/c_0$ 를 나타낸다. Eq. 4에서 평균유동의 공간상 구배가 크지 않다고 가정하면, 대류(convected) Helmholtz 방정식을 얻게 된다. 추가로 평균유동이 존재하지 않는다면 Eq. 5와 같은 일반적인 Helmholtz 방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial z^2} + k^2 \tilde{P} = 0 \quad (5)$$

결국 평균 유동이 존재하지 않는 Helmholtz 방정식인 Eq. 5를 풀어서 복소음향압력 $\tilde{P}(\mathbf{x})$ 에 대한 정상상태 해를 얻을 수 있다면 실제 알고자 하는 음향압력 $p'(\mathbf{x}, t)$ 를 조화가정에 의한 관계식 Eq. 3을 통해 구할 수 있다. 이러한 조화가정에 의한 해석 방법은, 파동방정식인 Eq. 2를 직접적으로 시간에 따라 해석하는 것에 비해 훨씬 더 효과적이고 편리한 방법임을 알 수 있다. 경계조건으로는 각 경계에 적당한 음향저항, Z 값을 부여하였다. Helmholtz 방정식의 풀이를 위해 KAA3D 수치해석 코드를 사용하였고, 자세한 풀이 방법은 참고문헌[5, 7]에 기술되어 있으므로 여기서는 생략한다.

2.2 연소실과 분사기 사양

음향해석을 수행할 연소실의 기하학적 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 통상 수백 개의 분사기(즉, 공명기)가 연소기에 장착되지만 공명기의 음향감쇠 효과를 파악하기 위해 굳이 여러 개의 동일한 공명기를 고려할 필요가 없으므로 한 개의 공명기만을 연소기에 장착하여 계산을 수행하였다. Fig. 2에, 한 개의 공명기가 장착된 연소실의 모습을 나타내었으며, 노즐 부분을 제외하고 연소실 목(throat)까지를 해석 영역으로 설정하였다. 채택된 연소기의 직경은 380 mm이고, 노즐목 직경은 190

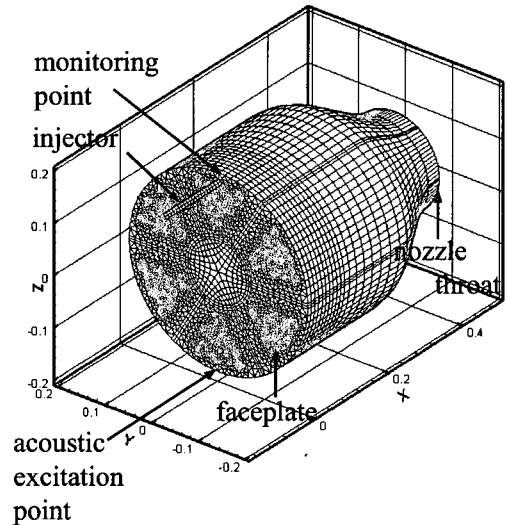


Fig. 2 Geometry and Computational Grids of the Chamber with a Single Injector [unit: m]

mm, 분사기면으로부터 노즐 입구부까지의 거리는 250 mm, 노즐 수축 반각은 30°이다.

공명기의 직경은 14 mm로 설정하였으며, 길이를 변화시켜가며 음향해석을 수행하였다. 수치적인 가진 음원의 주파수를 변화시켜가면서 각각의 가진주파수에 대한 연소실내의 압력섭동의 응답 특성을 조화해석을 통하여 살펴보았다. 정현파의 음향가진을 부여하였고, 그에 대한 응답으로서 관찰점에서의 압력진폭을 구하였다. 조화해석에 대한 자세한 설명은 참고문헌[5]에 자세히 기술되어 있다.

3. 음향학적 고찰

앞에서 언급하였듯이, 수동제어기구로 사용되는 음향공명기로서 여러 가지 형태가 있을 수 있는데, 그 중 하나로 1/4-파장 공명기(quarter-wave resonator)가 있다[8]. 본 연구에서 채택한 기체-액체형 분사기는 1/4-파장 공명기와 형태가 비슷하며, 오직 한쪽 면의 경계 조건만이 다르다고 볼 수 있다. 기체-액체형 분사기와

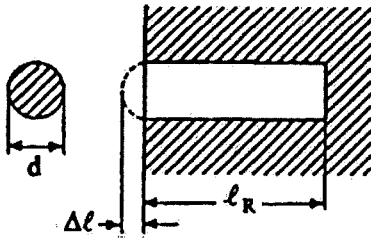


Fig. 3 Quarter-Wave Resonator [8]

1/4-파장 공명기는 모두, 분사기와 연소기의 연결 면에서는 열린 조건(open condition)이 적용되지만, 반대쪽 면에는 서로 다른 조건이 적용된다. 즉, 1/4-파장 공명기의 경우, 그 면에서 닫힌 조건(closed condition)이 적용되지만, 분사기의 경우에는 여전히 열린 조건이 적용된다.

이와 같은 경계조건으로부터, 1/4-파장 공명기의 경우에는 각각의 면에서 압력 마디(node)와 배(antinode) 조건이 형성되므로, 문자 그대로 1/4-파장 공명기의 역할을 하게 된다. 그렇다면, 같은 원리로 분사기의 경우에는 양쪽 면에서 압력 마디 조건이 형성될 것이므로 반파장 공명기(half wave resonator)의 역할을 할 수 있으며, 그러한 가능성이 있음이 이전의 연구[3]에서 제시되었다. 즉, 파장의 길이만 다를 뿐이므로, 분사기의 음향 불안정 억제 메카니즘은 1/4-파장 공명기의 음향 진동 억제 메카니즘[7]과 동일하다.

1/4-파장 공명기의 동조주파수(tuning frequency) 설정 식은 다음과 같다[8].

$$f_0 = \frac{c_R}{4(l_R + \Delta l)} \quad (6)$$

여기서, f_0 는 동조주파수(즉, 연소실내에서 압력 섭동을 보이는 유해 주파수), c_R 은 공명기내 유체의 음속, l_R 은 공명기의 길이, Δl 은 질량보정인자 - 길이보정인자라고도 볼 수 있음 - 를 나타낸다. 따라서, 반파장 공명기의 설계식은 분모에서 사용되는 숫자인 4를 2로 바꾸어 유도된 식이 된다.

4. 계산 결과 및 논의

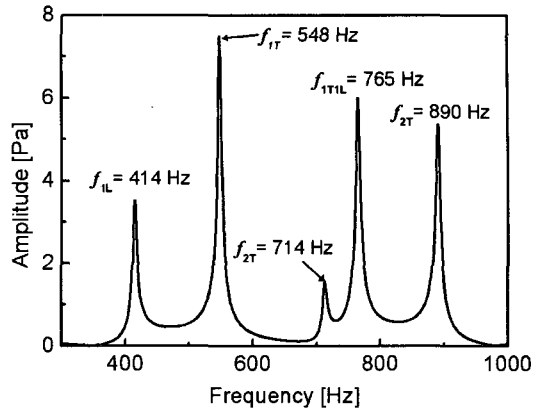


Fig. 4 Acoustic-Pressure Responses in Unbaffled Chamber with a Single Resonator ($l_{res} = 0$ mm)

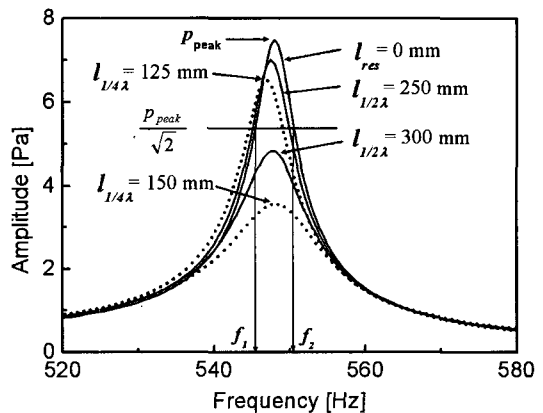


Fig. 5 Acoustic Responses near f_{1T} with Several Injector Lengths (Solid Line: $1/2\lambda$ Resonator, Dotted Line: $1/4\lambda$ Resonator)

상은 조건으로서 연소실과 분사기내 유체의 음속과 밀도를 각각 340 m/s, 1.2 kg/m^3 으로 설정하고 분사기와 배플을 장착하지 않은 경우의 연소실에 대해 음향 해석을 수행하여, 고유주파수와 음향모드를 Fig. 4에 나타내었다. 본 연구에서는, 여러 가지 음향 공명 모드중 제 1 점선 모드(1T)를 감쇠 대상 모드로 설정하였다. 제 1 점선방향 모드의 주파수는 548 Hz(파장은 620 mm)로 계산되었다. 이에따라 계산된 1/2-파장($1/2\lambda$)과 1/4 λ 의 길이는 310 mm, 155 mm이다.

1/2 λ 공명기와 1/4 λ 공명기에 대해서 각각

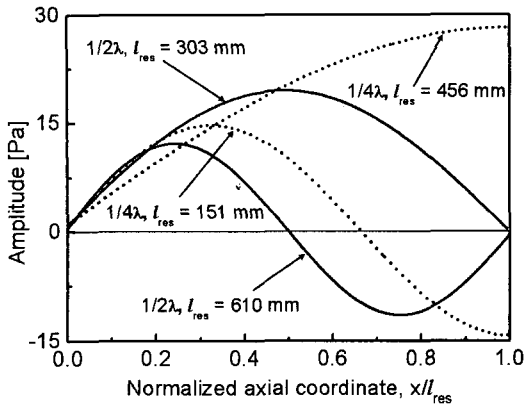


Fig. 6 Amplitudes of Pressure Fluctuation in Resonator with $l_{res} = 303, 610, 151,$ and 456 mm (Solid Line: $1/2\lambda$ Resonator, Dotted Line: $1/4\lambda$ Resonator)

두 가지 공명기 길이에 대해, 해석 결과로 구한 1T 모드 근처에서의 음향 응답을 Fig. 5에 나타내었다. 이로부터 공명기 길이의 변화에 따라 공진주파수 값의 변화는 없지만, 음향 진폭의 변화는 크게 나타나므로 음향 감쇠량은 달라질 것으로 예측할 수 있다. 또한, $1/2\lambda$ 공명기와 $1/4\lambda$ 공명기에 있어서, $1/2\lambda$ 공명기의 길이 250 mm와 300 mm는, $1/4\lambda$ 공명기의 길이 125 mm와 150 mm에 대응하므로 음향 진폭을 서로 비교하였다. $1/4\lambda$ 공명기로 작용할 때 연소실내 음향 진동 진폭이 더 작아지므로 음향감쇠효과가 더 클 것으로 추정할 수 있다. 분사기의 음향감쇠효과는 감쇠인자(damping factor)[7]로 정량화하여 평가하였다. 감쇠인자가 클 수록 감쇠효과가 크다고 판단할 수 있다.

$1/2\lambda$ 공명기의 길이가 $1/2\lambda$ 와 λ 이고, $1/4\lambda$ 공명기의 길이가 $1/4\lambda$ 와 $3/4\lambda$ 일 때 형성되는 공명기내 압력 진동의 축방향 분포를 Fig. 6에 나타내었다. $1/2\lambda$ 공명기의 길이가 $1/2\lambda$ 일 때의 분사기내 압력진폭이, λ 의 길이일 때에 비해 훨씬 큼을 알 수 있다. 또한, $1/4\lambda$ 공명기의 길이가 $1/4\lambda$ 일 때의 공명기내 압력진폭이, $3/4\lambda$ 길이에서 형성되는 압력진폭보다 큼을 알 수 있다.

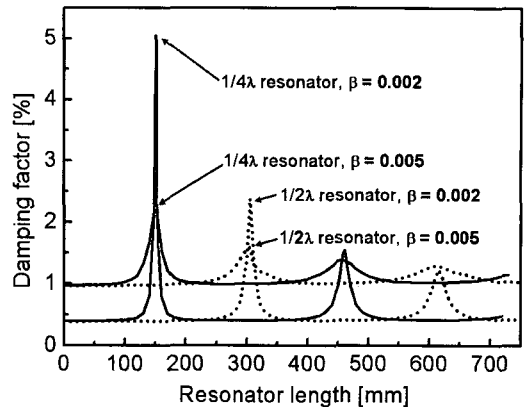


Fig. 7 Damping Factors as a Function of Resonator Length at 1T Mode (Solid Line: $1/4\lambda$ Resonator, Dotted Line: $1/2\lambda$ Resonator)

따라서, Fig. 5에서 살펴보았듯이 $1/4\lambda$ 공명기의 효과가 $1/2\lambda$ 공명기보다 기본적으로 우수하다고 예측할 수 있다.

다음으로, 공명기 길이와 경계흡수계수, β 에 따른 감쇠인자를 계산하여 Fig. 7에 나타내었다. 경계면에서의 음향 저항, Z 를 이용하여 경계흡수계수는 $\beta = Z/(\rho_0 c_0)$ 로 정의된다. 이전의 연구 [3]에서 보고되었듯이, 분사기가 $1/2\lambda$ 공명기로 작용할 때, 가장 큰 감쇠인자를 나타내며 그러한 분사기의 길이는 303 mm임을 알 수 있다. 또한, 전형적인 $1/4\lambda$ 공명기의 경우에는 151 mm에서 가장 큰 감쇠 인자를 나타냈다. 경계흡수계수 β 가 0.005로부터 0.002로 감소한 경우, 감쇠 인자가 상당히 증가하였으며 공명기의 동조 길이 대역폭이 좁아져서 정확한 동조가 되어야만 음향감쇠 효과를 가질 수 있음을 알 수 있다.

감쇠대상 주파수를 548 Hz로 고정시키고, $1/2\lambda$ 공명기로 작용하는 공명기 내부의 음속을 조절하여 반파장 길이를 300 mm에서 150 mm까지 변화시켜 감쇠인자에 미치는 공명기 길이 효과 및 음속 효과를 계산하여 Fig. 8에 나타내었다. 이로부터 유해 주파수 값이 같더라도 분사기내 유체의 음속이 감소하여 파장이 짧아지면 음

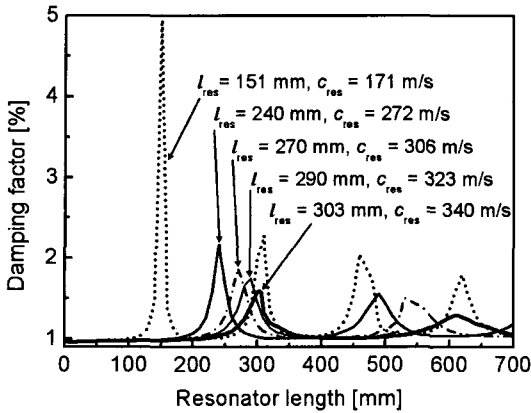


Fig. 8 Damping Factors of $1/2\lambda$ Resonators for Various Sound Speeds, c_{res} as a Function of Resonator Length

향 감쇠 효과가 크게 증가하는 것을 알 수 있다.

다음으로, 파장, 즉 공명기 길이를 고정하고 분사기와 연소실 내부의 음속을 모두 변화시켜, 음향 모드 1T의 주파수가 276 ~ 548 Hz까지 변화되도록 하여 주파수 크기에 따른 감쇠인자의 변화를 계산하였다. 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 1T의 주파수가 낮아질수록 감쇠인자와 동조 대역폭이 증가하여 완만한 형태를 갖으며, 1T의 주파수가 증가하면 감쇠인자가 작아지고 대역폭이 좁아져 감쇠 효과의 감소를 관측할 수 있다. Fig. 8과 9에 나타낸 결과로부터, 공통적으로 음속이 낮은 조건에서 감쇠효과가 크게 나타남을 알 수 있었다.

5. 결 론

고성능 연소기에서 주로 채택되는 기체-액체형 동축 분사기의 음향감쇠 효과를 선형 음향해석을 통해 조사하였다. 그러한 형태의 분사기는 반파장 공명기의 역할을 수행할 수 있으므로 반파장 공명기와 $1/4$ 파장 공명기의 감쇠 특성을 비교/분석하였다.

공명기의 음향 감쇠 효과에 있어서 경계흡수 계수의 영향과 공명기 길이효과를 알아보았고, 연소실과 분사기내 유체의 음속 변화를 통해 반

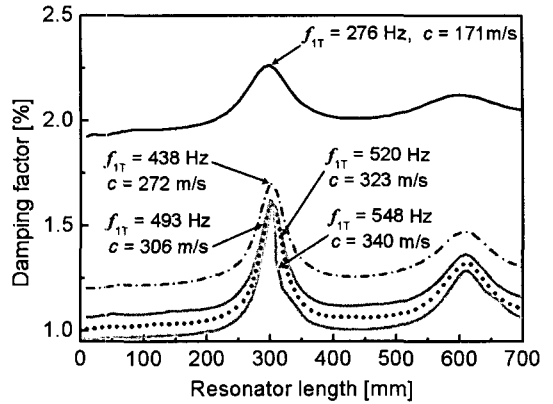


Fig. 9 Damping Factors of $1/2\lambda$ Resonators for Various Sound Speeds($c = c_{ch} = c_{res}$) as a Function of Resonator Length

파장 공명기의 음향 감쇠 특성을 조사하였다. 분사기 내부에 형성되는 압력파의 한 파장 길이가 짧을수록 감쇠효과가 크게 나타났다. 또한, 흡수 계수가 작을수록, 좁은 공명기 길이 영역에서 큰 음향감쇠가 일어나고, 음속이 낮은 조건에서 큰 감쇠효과가 나타남을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Harrje, D. J. and Reardon, F. H. (eds.), "Liquid Propellant Rocket Instability", NASA SP-194, 1972
2. Huzel, D. K., and Huang, D. H., Modern Engineering for Design of "Liquid-Propellant Rocket Engines", Vol. 147, Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Washington DC, 1992, p.113
3. 박이선, 손채훈, "액체 로켓엔진 분사기의 음향감쇠 효과에 관한 수치적 연구", 한국항공우주학회지, 제33권, 제5호, 2005, pp.79-86
4. Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D., "Gas Dynamics", Vol. II, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1977
5. 김성구, 김홍집, 손채훈, "로켓엔진 연소기 설

- 계의 음향안정성 평가를 위한 해석코드 개발", 한국항공우주학회지, 제32권, 제6호, 2004, pp.110-116
6. Kinsler, L. E., Frey, A. R. Coppens, A. B., and Sanders, J. V., *Fundamentals of Acoustics*, Jone Wiley & Sons, Inc., 2000
7. 김홍집, 김성구, 한영민, 최환석, "비행용 가스 발생기 모사배관 도출 및 연소불안정 제어를 위한 음향해석", 한국추진공학회지, 제9권, 제3호, 2005, pp.1-9
8. Yang, V. and Anderson, W. E. (eds.), "Liquid Rocket Engine Combustion Instability", Vol. 169, *Progress in Astronautics and Aeronautics*, AIAA, Washington, DC, 1995, pp.377-399