creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:24011-200000236212

2008년 2월

석사학위논문

유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과와 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과에 관한 연구

조선대학교 대학원

항 공 우 주 공 학 과

김 철 희

유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과와 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과에 관한 연구

Acoustic Effects of a Feeding-Line Orifice and an Acoustic Resonator Position on Suppression of Pressure Oscillations in a Liquid Rocket Engine

2008 년 2 월

조선대학교 대학원

항 공 우 주 공 학 과

김 철 희

유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과와 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과에 관한 연구

지도교수 김 재 수

이 논문을 공학 석사학위신청 논문으로 제출함.

2007 년 10 월

조선대학교 대학원

항 공 우 주 공 학 과

김 철 희

김철희의 석사학위논문을 인준함

위 원 장	조선대학교 교수	공 창 덕	인
위 원	조선대학교 교수	김 재 수	인
위 원	세종대학교 교수	손 채 훈	인

2007 년 11 월 일

조선대학교 대학원

목 차

LIST OF FIGURES ····· iv
NOMENCLATURE ····· vii
ABSTRACT ····· ix

제 *1* 장 서론 ····· *1*

제 *2* 장 유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과 ····· *5*

제 *2.1* 절 지배방정식 ····· *5*

제 *2.2* 절 유체공급 배관 사양 ····· *7*

제 *2.2* 절 음향학적 고찰과 경계조건 ····· *8*

제 *3* 장 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과 ····· *12*

제 *3.1* 절 연소실에 대한 고찰 ····· *12*

제 *3.2* 절 실험 방안 및 장치 ····· *13*

제 *4* 장 계산 및 측정 ····· *18*

제 *4.1* 절 유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과 ····· *18*

제 *4.1.1* 절 기본 음향응답 ····· *18*

제 *4.1.2* 절 오리피스 설치위치에 따른 감쇠효과 ····· *19*

제 *4.1.3* 절 배관의 직경 변화에 따른 감쇠효과 ····· *23*

제 *4.1.4* 절 오리피스의 두께 변화에 따른 감쇠효과 ····· *23*

제 *4.2* 절 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과 ····· *25*

제 *4.2.1* 절 연소실내 공진주파수와 음향모드의 이론적 특성 ····· 25

제 *4.2.2* 절 기본 음향응답 ····· *28*

제 *4.2.3* 절 공명기의 위치효과 ····· 29

제 *5* 장 결론 ····· *37*

제 *5.1* 절 유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과 ··· *37*
제 *5.2* 절 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과 ····· *37*
참고문헌 ····· *39*

LIST OF FIGURE

Fig. 1 Schemetic of feeding line ····· 1
Fig. 2 Injector and baffle in a combustion chamber ····· 2
Fig. 3 Geometry of typical coaxial injector ····· 3
Fig. 4 Geometry and Computational grids of a fluid feeding line ····· 7
Fig. 5 Positions of orifice installation in a feeding line ····· 8
Fig. 6 Wave patterns of pressure oscillations with the wave lengths of 1/2λ ina feeding line ····· 9
Fig. 7 Wave patterns of pressure oscillations with the wave lengths of λ in a feeding line ····· 9
Fig. 8 Wave patterns of pressure oscillations with the wave lengths of 3/2λ in a feeding line ····· 9
Fig. 9 Orifice installation in a feeding line ····· 10
Fig. 10 Actual combustion chamber ····· 12
Fig. 11 Schematic diagram of acoustic-test apparatus with a single injector · 13
Fig. 12 Position of acoustic resonator ····· 14
Fig. 13 Position of acoustic resonator by side view ····· 14
Fig. 14 Pressure field for the first tangential (1T) acoustic mode on the cross section of a chamber ····· 15
Fig. 15 Position of resonators installed on injector face plate ····· 16
Fig. 16 Acoustic-pressure response at 3/2λ longitudinal mode ····· 18
Fig. 17 Orifice position of maximum pressure value ····· 19
Fig. 18 Orifice position of zero pressure value ····· 19
Fig. 19 Orifice position of minimum pressure value ····· 19
Fig. 20 Pressure wave in a feeding line ····· 20
Fig. 21 Variation of acoustic-pressure responses as a function of blockage ratio in

case of orifice position 2 21

Fig. 22 Variation of acoustic-pressure responses as a function of blockage ratio in case of orifice position 1 21

Fig. 23 Variation of acoustic-pressure responses as a function of blockage ratio in case of orifice position 3 22

Fig. 24 Damping factors as a function of blockage ratio at several orifice positions 22

Fig. 25 Damping factors as a function of blockage ratio in feeding lines with small and large diameters 23

Fig. 26 Pressure wave of orifice with thickness, 5.5 mm 24

Fig. 27 Pressure wave of orifice with thickness, 20 mm 24

Fig. 28 Damping factors as a function of orifice thickness 24

Fig. 29 Damping factors as a function of blockage ratio of orifices with thickness of 5.5 and 20 mm 25

Fig. 30 Pressure fluctuation profiles for several acoustic modes 28

Fig. 31 Acoustic-pressure responses in a chamber without resonator 29

Fig. 32 Damping factors as a function of radial position of resonator (d_{inj} = 14 mm, l_{inj} = 297~302 mm) 30

Fig. 33 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=297 mm 31

Fig. 34 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=298 mm 31

Fig. 35 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=299 mm 32

Fig. 36 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=300 mm 32

Fig. 37 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=301 mm 33

Fig. 38 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=302 mm ····· 33

Fig. 39 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=7mm L=302 mm ····· 34

Fig. 40 Damping factors as a function of radial position of resonator (d_{inj} = 7 mm, l_{inj} = 297~302 mm) ····· 34

Fig. 41 Damping factors as a function of radial position of resonator with non-optimal length (d_{inj} = 14 mm, l_{inj} = 280~295 mm) ····· 35

Fig. 42 Damping factors as a function of radial position of resonator with mal-tuning length (d_{inj} = 14 mm, l_{inj} = 100~250 mm) ····· 35

NOMENCLATURE

p	Acoustic pressure
ρ	density
c_0	Sound velocity
c_{FL}	Sound velocity in feeding line
l_{FL}	Length of feeding line
d	Diameter of feeding line
M	Mach number
f	Frequency
β	Boundary absorption coefficient
L_{effect}	Effective combustion chamber length
$1T1L^*$	Injector coupled lT1L acoustic mode
α_{mn}	*Eigen value*
d_{inj}	*Injector of Diameter*
f_0	*Resonator Frequency [Hz]*
l_{inj}	*Injector of Length*
l_R	*Length of Resonator*
L_1	*Length of Cylinder part*
L_2	*Length of Contraction part*
1T	*First Tangential mode*

Subscripts

baf	Baffle
inj	Injector
R	Resonator

ABSTRACT

Acoustic Effects of a Feeding-Line Orifice and an Acoustic Resonator Position on Suppression of Pressure Oscillations in a Liquid Rocket Engine

by Chul Hee Kim

Advisor : Prof. Kim, Jae-Soo, Ph. D.

Department of Aerospace Engineering,

Graduate School of Chosun University

First, effects of an orifice on suppression of pressure oscillation in a fluid feeding line is investigated numerically through the installation of an orifice inside the feeding line. Based on linear acoustic theory, acoustic-damping effect of an orifice is emphasized in this study. When an orifice is installed at the node of pressure oscillation corresponding to the anti-node of velocity oscillation, damping capacity is maximized. On the other hand, the orifice

installed at the anti-node of pressure oscillation has a little damping capacity. As the blockage ratio and thickness of an orifice in the feeding line increase, damping factor increases. The feeding line with smaller diameter has more damping capacity, but damping factor increases more appreciably with blockage ratio in the feeding line with larger diameter.

Second, effect of radial position of half-wave resonator is investigated experimentally for acoustic damping in a combustion chamber by adopting acoustic cold test. Acoustic damping is quantified by damping factor. When resonator with optimal tuning length is installed, damping is enhanced as its radial location is away from the center of the face plate. And, spatial profile of damping factor is similar to that of the amplitude of the acoustic mode to be damped. As the location is close to the center, acoustic damping is mitigated and independent of the resonator length. On the other hand, the resonator with non-optimal length dose not show any effect on its radial position. Acoustic-damping capacity can be quantified by the parameters of resonator length and position.

제 *1* 장 서론

일반적으로 인공위성의 연료저장용 탱크의 연료는 고압의 가압기체에 의해 압출되며 탱크에서부터 최종 추력기까지 이송된다. 추력기 연소실에서 연소가 발생되면서 연료는 추진제관 내부를 흐르게 되며 위성의 임무에 따라서 추력기 밸브의 여닫힘이 일어난다. 이때 추력기밸브의 갑작스런 연료유동 차단에 의해 유동의 운동에너지는 충돌에너지로 바뀌게 되며, 결국 연료압이 상승한다[1,2]. 또한 추진제관이 탄성을 갖는 재질로 되어 있고, 공급계통의 연료압이 시간에 따라 변하는 비정상 유동특성을 보인다. 이때 압력변화에 의한 밀도변화가 유발되며 압력파가 발생하게 된다[3]. 이 압력파는 음속으로 연료 공급탱크쪽으로 전달되어 유동이 역으로 흐르게 되며 탱크에 도착한 후, 다시 추력기 밸브 쪽으로 이동하며 반향하게 된다. 다행히 밸브의 닫히는 시간이 상당히 길어서 파가 도달하기 전에 밸브가 열려 있다면 압력파는 연료를 따라 흘러나가게 되어 충돌에너지에 의해 발생한 상승압력은 감소한다.

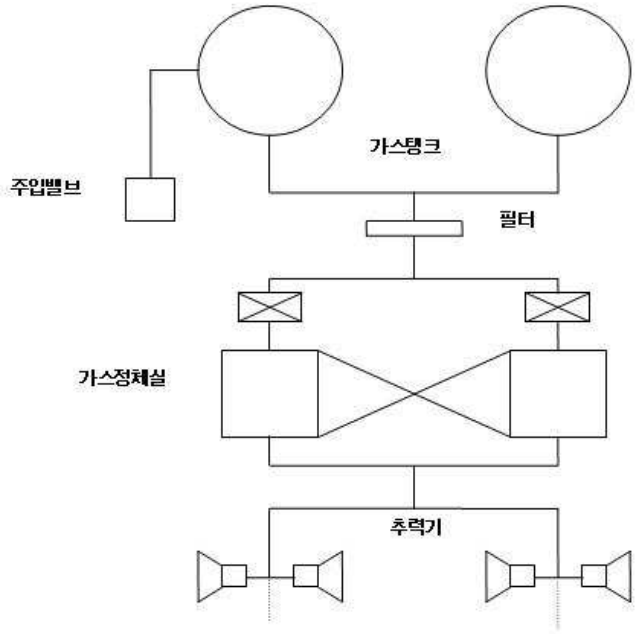

Fig. 1 Schematic of feeding line

만약 위성의 임무특성상 추력기 밸브의 닫히는 시간이 상당히 짧다면(수 msec), 탱크에 전파되어 진행한 압력파가 다시 추력기에 도달하였을 때 밸브가 닫혀있기 때문에 관내의 연료 유동력에 의해 발생한 압력값은 소멸되지 않고, 연속적인 압력파의 왕복 현상이 상당시간 유지된다.

위와 같은 현상으로 인해, 연소실내로 유입되는 연료의 압력이 일정치 않음으로써 추력기 운용상 바람직하지 않은 결과를 초래할 수 있다. 또한 전자장비의 동작 및 압력 감지특성에 손상을 초래하기도 한다. 특히 추력기 밸브의 기계적 손상을 가져올 수 있으며, 추진제의 분해 및 연소실 내 초음속 연소현상(detonation)으로 진행될 수도 있다. 이외에, 공급 배관내의 압력진동이 연소실내의 연소과정과 연계(coupling)되어 공진(resonance)이 일어난다면 동적불안정성이 야기 될 수도 있다[1,4].

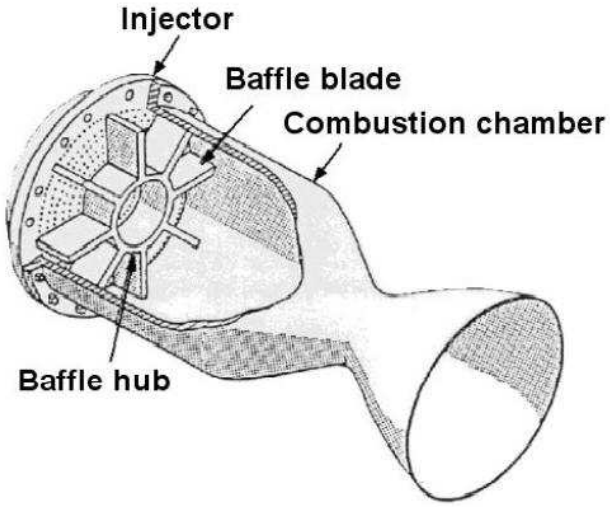

Fig. 2 Injector and baffle in a combustion chamber

위의 현상의 연장선으로 볼 때 액체 로켓엔진 개발과정에 있어서 매우 중요한 설계인자 중 하나인 고주파 연소 불안정(high frequency combustion instability)역시 연소성능 저하 및 심한 경우 로켓엔진 자체의 파괴와 전체 발사 시스템의 작동에 치명적인 손상을 유발한다[6]. 고주파 연소 불안정은 연소 과정에서 연소실 내부 화학반응 유동과 음향장과의 상호 작용에 의해 발생하는 것으로 알려져 있으며, 연소 과정으

로부터 공급된 에너지가 연소시 내부 유동장의 압력 및 속도를 증폭시키는 현상으로 연소실 내부의 진동과 연소실 벽면으로의 과도한 열전달을 수반한다. 따라서, 고주파 연소 불안정은 엔진과 발사체 개발에 있어서 큰 장애 요인으로 인식되어 왔다[1,5].

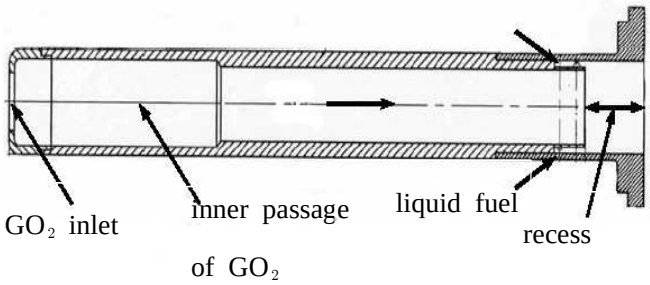

Fig. 3 Geometry of typical coaxial injector

연소 불안정을 제어하기 위한 방법으로 수동적 제어기구인 배플(baffle)과 음향 공명기(acoustic cavity)의 설치가 있다. 배플은 인젝터 면에 축방향으로 장착되며, 반경방향으로 설치된 블레이드와 원통모양의 허브로 구성된다. 배플은 연소실내 공진 주파수 모드를 변화시켜 연소실 내부에서 진동하는 음향파의 상호작용을 방해하여 연소 불안정을 제어한다. 하지만 배플은 분사기 면에 장착되어 연소실 내부 공간을 차지하므로 추력을 감소시키고, 횡방향 모드의 감쇠에 초점을 맞추고 있어 종방향 모드는 억제할 수 없다는 단점이 있다. 음향공명기는 압력파를 소산/상쇄시켜 압력 섭동 에너지를 감쇠시킨다. 음향공명기는 비교적 간단한 방법으로 연소실내 적용 시킬 수 있으나, 연소 생성물의 정확한 물성치를 알 수 없어 정확한 주파수 동조가 어렵고 감쇠 주파수 대역이 좁은 것이 단점이며, 최적의 감쇠효과를 얻기 위하여 미세한 음향학적인 동조(tuning)가 필요하다[6,7,8].

이러한 수동적인 제어기구는 연소실에 추가되어 장착되므로, 연소 성능을 감소시키거나 제작의 복합성을 유발한다. 또한, 액체 추진제 로켓엔진 연소기는 추진제를 분사하기 위해 필수적으로 분사기가 장착된다. 분사기는 추진제의 상(phase)에 따라 액체-액체형과 기체-액체형으로 나눌 수 있다. 일반적으로 고성능, 고추력의 연소기는 가

스 발생기를 사용하고 재생냉각을 사용하는 밀폐형 사이클을 사용하게 될 것이다[9]. 이 경우 Fig. 3과 같은 동축형 분사기를 사용하게 될 것이다. Figure 3에서 동축형 분사기는 분사기 중심으로는 기체 추진제가, 그리고 분사기 출구 근처에서 액체 추진제가 공급되어 연소기 내부로 분출된다.

최근의 연구는 기체-액체형 동축 분사기가 반파장 공명기(half-wave resonator)로 기능함을 보고하였다[10]. 연소실 내부에서 발생하는 음향모드 중 가장 유해한 모드는 횡방향(tangential mode) 모드로 알려져 있다. 횡방향 모드는 연소실의 반경방향에 따라 압력 섭동의 크기가 달라지는 특성을 가지고 있다. 반파장 공명기, 즉 기체-액체형 분사기는 분사기 장착면의 전체 면에 걸쳐 골고루 분산되어 장착되므로, 위치에 따라 횡방향 모드의 감쇠 효과가 달라질 것이다.

이러한 관점으로, 본 연구에서는 첫째로 유체 배관내의 압력진동을 감쇠하는 여러 가지 방법 중 하나인 감쇠기구(device)를 사용하는 방법을 사용하였고, 그 방법으로 배관내에 설치되는 오리피스(orifice)를 채택하였다. 우선 배관 내에서는 항상 유체의 유동이 있고, 유체의 압력진동과 속도진동은 서로 연계(couple)되어 있으므로, 이를 바탕으로 하여 여러 가지 설계인자에 대한 정량화자료를 얻기 위한 방법으로 오리피스 설치위치에 따른 압력섭동 감쇠효과에 대해 알아보았고, 배관과 오리피스의 직경 변화에 따라 배관 내에서의 압력섭동 변화에 대해 조사하였다. 또 오리피스의 두께변화에 따른 감쇠효과를 수치해석적으로 조사하였다.

둘째로 액체로켓 엔진의 연소실에 장착되는 기체-액체형 동축 분사기를 이용하여 액체로켓엔진 연소실에 존재할 수 있는 여러 가지 유해 음향 모드 중 가장 유해하다고 알려진 제 1 접선방향 모드(1st tangential mode; 1T)를 감쇠대상으로 설정하였다. 우선 기본 연소실에서의 음향특성과 공명기를 장착했을 때의 음향특성을 비교하기 위해서 공명기가 없는 상태의 연소실 음향특성을 실험적으로 측정하였고 위에서 언급한 횡방향의 특성, 즉 연소실의 반경방향으로 갈수록 압력진동 진폭이 커진다는 사실을 기초로 하여, 공명기의 장착 위치를 반경방향으로 바꿔가며 음향감쇠 효과를 실험적으로 조사하였다.

두 연구 주제는 압력감쇠에 있어 배관에서의 최적위치와 연소실에 장착되는 공명기의 위치 중 압력진동을 가장 크게 감쇠시킬 수 있는 설치 위치를 찾는다는 점에서 공통점을 찾을 수 있다.

제 2 장 유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과

제 2.1 절 지배 방정식

배관내의 음향학적 거동을 해석하기 위해 고전적인 음향학 이론을 도입할 수 있다 [11,12]. 유체 매질은 점성이 무시된 완전기체로서 등엔트로피 과정을 겪는다고 가정하고 음향학적 상태량들을 아래와 같이 평균값과 섭동량으로 구분한다.

$$p(\boldsymbol{x},t) = p_0(\boldsymbol{x}) + p'(\boldsymbol{x},t)$$

$$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x},t) = \boldsymbol{u_0}(\boldsymbol{x}) + \boldsymbol{u}'(\boldsymbol{x},t) \tag{1}$$

$$\rho(\boldsymbol{x},t) = \rho_0(\boldsymbol{x}) + \rho'(\boldsymbol{x},t)$$

여기서, p는 압력, $\boldsymbol{u}$는 속도 벡터, ρ는 밀도를 나타내며, 하첨자 0은 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.

$$\nabla^2 p' - \frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{2}{c_0}\frac{\partial}{\partial t}(\boldsymbol{M}\cdot\nabla p') - (\boldsymbol{M}\cdot\nabla)(\boldsymbol{M}\cdot\nabla p') = 0 \tag{2}$$

여기서 c_0는 음속, $\boldsymbol{M}$은 마하수를 나타낸다. 따라서, 식(2)의 마지막 두 항은 유체 매질내에 평균 속도장이 존재하는 경우에 나타난다. 여기서 모든 음향학적 변수들이 주어진 주파수, f에 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.

$$p'(\boldsymbol{x},t) = Re\left\{\tilde{p}'(\boldsymbol{x},t)\right\} = Re\left\{\tilde{P}(\boldsymbol{x})e^{-i\omega t}\right\}$$

$$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x},t) = Re\left\{\tilde{\boldsymbol{u}}(\boldsymbol{x},t)\right\} = Re\left\{\tilde{\boldsymbol{U}}(\boldsymbol{x})e^{-i\omega t}\right\} \tag{3}$$

여기서 (~)는 복소수임을 나타내고, $\omega = 2\pi f$ 는 각주파수(angular frequency)이다. 식(3)을 파동방정식 (2)에 대입하면 시간에 따른 항이 소거되고 아래와 같은 방정식을 유도할 수 있다.

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

여기서, $k = \omega/c_0 = 2\pi f/c_0$를 나타낸다. 식 (4)에서 평균유동의 공간상 구배가 크지 않다고 가정하면, 다음과 같은 convected Helmholtz 방정식을 얻게 된다.

$$(1-M_x^2)\frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial x^2} + (1-M_y^2)\frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial y^2}$$

$$+(1-M_z^2)\frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial z^2} + i2k\left(M_x\frac{\partial\tilde{P}}{\partial x}\right. \tag{5}$$

$$\left.+M_y\frac{\partial\tilde{P}}{\partial y} + M_z\frac{\partial\tilde{P}}{\partial z}\right) + k^2\tilde{P} = 0$$

만약 평균유동이 존재하지 않는다면 식 (5)는 다음의 일반적인 Helmholtz 방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial z^2} + k^2\tilde{P} = 0 \tag{6}$$

결국 평균 유동이 존재하지 않는 Helmholtz 방정식인 식 (6)을 풀어서 복소음향압력 $\tilde{P}(\boldsymbol{x})$에 대한 정상상태 해를 얻을 수 있다면 실제 알고자 하는 음향압력 $p'(\boldsymbol{x},t)$를 조화가정에 의한 관계식 (3)을 통해 구할 수 있다. 이러한 조화가정에 의한 해석 방법은, 파동방정식인 식 (2)를 직접적으로 시간에 따라 해석하는 것에 비해 훨씬 더 효과적이고 편리한 방법임을 알 수 있다. Helmholtz 방정식은 타원

형(elliptic)이지만, 해가 복소수로 나타나며 공간상 파형으로 나타나므로 일반적인 Laplace 방정식에 비해 수치해를 구하기가 상당히 까다로우며, 특히 일반적인 반복 계산법으로는 행렬식의 수렴해를 계산하기 매우 어렵다. 따라서 효율적이고 동시에 수렴안정성을 보장할 수 있는 iterative solver로서, ILUT(Incomplete LU factorazation with dual truncation strategy) 예조건화 기법을 사용한 GMRES(Generalized Minimal Residual)를 통하여 해를 구하는 것이 바람직하다.

본 연구에서는, 이처럼 유한한 크기의 압렵 섭동 감쇠를 연구하기 위한 일차적인 연구로서, 미소 진폭을 갖는 선형 범위내의 압력 진동 감쇠를 연구 대상으로 삼았다. 파동 방정식이 해를 구하기 위해 선형 음향해석(acoustic analysis)에 대해 이미 신뢰성이 검증된 수치해석 코드를 이용하였다[13,14].

제 *2.2* 절 유체 공급 배관 사양

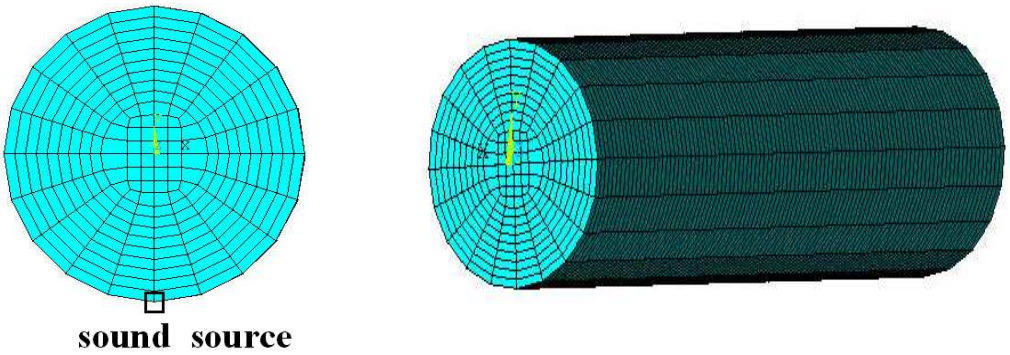

Fig. 4 Geometry and computational grids of a fluid feeding line

음향해석을 수행할 유체 공급 배관의 형상과 격자계, 그리고 음향가진 위치를 Fig. 4에 나타내었다. 배관의 전체 길이는 909 mm이며, 직경은 작은 경우와 큰 경우의 두 가지로 변화시켰고, 각각 14 mm 와 70 mm 로 설정하였다. 배관 내에서 유체에 의한 압력 진동을 유발하기 위해 배관 입구의 가장자리에 임의의 10 Pa의 진폭을 갖는 정현파 (sine wave) 형태의 압력을 가진 하였다. 오리피스의 설치 위치는, 참고문헌[1]의 결과를 토대로 압력진동의 배(anti-node) 또는 마디(node)로 설정하였다. 예를 들

어, 공급 배관내에서 Fig. 5에 나타낸 것과 같은 종방향(축방향)의 압력 진동이 존재한다면, position 1～3가 오리피스의 후보 설치위치가 될 것이다.

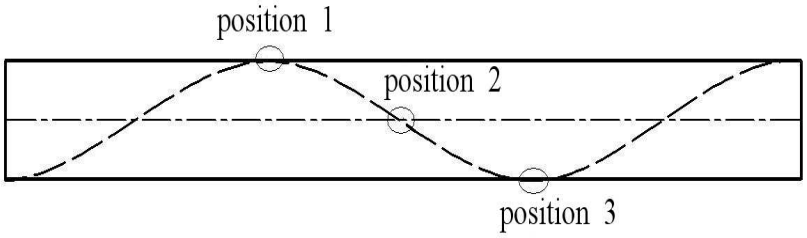

Fig. 5 Positions of orifice installation in a feeding line

가진 주파수의 증분은 1.0 Hz로 하였고, 이 값은 계산 결과에 영향을 주지 않는 충분히 작은 값임을 확인하였다. 배관의 직경, D의 변화에 따른 압력 감쇠효과를 파악하기 위해 14 mm와 70 mm 직경의 배관을 비교하였으며, 오리피스의 두께효과를 파악하기위해 오리피스의 두께를 1.8～20 mm로 변화시켜가며 계산을 수행하였다. 음향해석의 방법으로는 조화해석(harmonic analysis)을 채택하였고[13], 계산에 사용된 요소(element)의 수는 약 112,000개이다.

제 *2.3* 절 음향학적 고찰과 경계조건

공급 배관은 일반적으로 가늘고 길기 때문에, 관심있는 압력진동 모드는 횡방향 모드나 접선방향 모드 보다 종방향 모드이다. 배관내에서, 예를 들어 Fig. 6처럼 종방향으로 반파장 길이를 갖는 음향파 또는 종방향으로 완전한 한 파장(λ)의 길이를 갖는 음향파를 감쇠대상으로 선택한다면 Fig. 7에 나타낸 바와 같은 파동이 형성될 것이다. 즉, 배관의 입구와 출구에서 압력진동 마디(node)가 형성되어 음향학적으로 열린 조건(open condition)이 적용된다. 수치해석적으로 열린 조건을 구현하는 데에는 어려움이 없으나, 실험적으로는 열린 조건보다 닫힌 조건(closed condition)을 구현하는 것이 더 용이하다. 향후, 실험 결과와의 비교를 위해 본 연구에서는, Fig. 8과 같이 배관 입구와 출구로부터 각각 길이를 1/4파장씩 증가시켜 3/2파장의 길이를 가지며 닫힌 조건이 적용되는 배관을 선택하였다. 한 예로, Fig. 9에 압력진동의 마디 위치에

설치되어 있는 오리피스의 모습을 나타내었다.

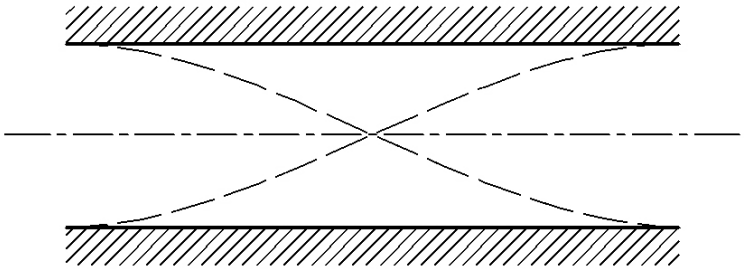

Fig. 6 Wave patterns of pressure oscillations with the wave lengths of 1/2λ in a feeding line

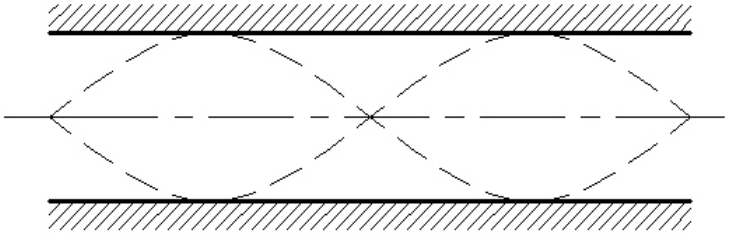

Fig. 7 Wave patterns of pressure oscillations with the wave lengths of λ in a feeding line

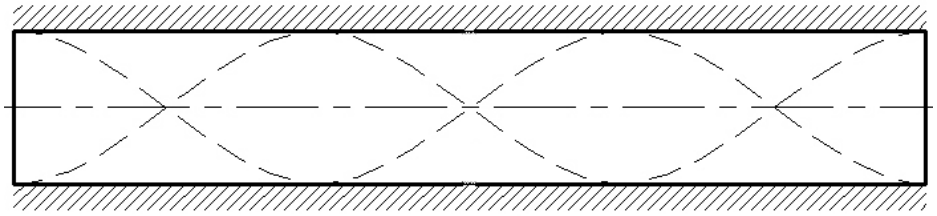

Fig. 8 Wave patterns of pressure oscillations with the wave lengths of 3/2λ in a feeding line

기존의 연구 결과[1]에서, 이와 같은 경계조건과, 압력진동과 유속진동의 위상(phase)은 서로 1/4파장 만큼의 차이를 보인다는 사실에 기인하여 유속진동 값이 가

장 큰 곳에 오리피스를 두어 배관내의 유속진동을 억제하여 압력진동을 효과적으로 감쇠시킬 수 있음이 보고되었다.

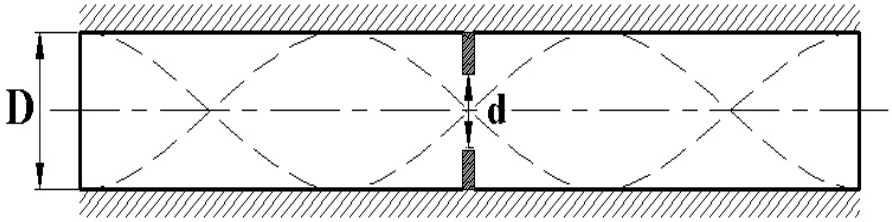

Fig. 9 Orifice installation in a feeding line

채택된 배관의 길이가 3/2파장에 해당하는 경우, 해당 음향 모드의 공진 주파수를 나타내는 식은 다음과 같다.

$$f_0 = \frac{c_{FL}}{(2/3)\,l_{FL}} \tag{7}$$

여기서, f_0는 공진 주파수(즉, 배관 내에서 압력 섭동을 보이는 유해 주파수), c_{FL}은 배관 내 유체의 음속, l_{FL}은 배관의 길이를 나타낸다.

오리피스의 직경, d도 중요한 설계 인자 중 하나이므로, 유로 봉쇄율(blockage ratio), BR을 아래와 같이 정의하였다.

$$BR = 1 - \frac{d^2}{D^2} \tag{8}$$

오리피스에 의한 음향 감쇠의 정도를 나타내는 정량적 인자로서 감쇠인자(damping factor), η를 사용하였으며, 이는 bandwith 방법[15]을 토대로 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_{peak}} \tag{9}$$

여기서 f_{peak}은 가진에 따른 최대응답(p_{peak})이 나타나는 주파수이고, f_1과 f_2는

$p_{peak}/\sqrt{2}$ 값의 응답(압력진동 진폭)을 보이는 주파수들이다. 감쇠인자를 구하기 위해서 필요한, 경계면의 물성치인 경계흡수계수, β의 값은 0.001로 임의로 설정하였다. 경계흡수계수는 압력진동 진폭의 크기에 영향을 끼치지만, 본질적으로 계산 결과에 영향을 주지 않는 인자이다. 본 연구에서는 유체 공급 배관 내의 오리피스 효과를 조사하는데 있어서 상온 조건(cold condition)을 설정하여도 무방하므로 계산을 상온에서 실시하였다.

제 3 장 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과

제 3.1 절 연소실에 대한 고찰

연소실의 기하학적 형상을 Fig. 10에 나타내었다. 일반적으로는 수십～수백 개의 n 분사기가 연소기의 분사면에 장착되지만 분사기(공명기)의 위치에 따른 음향감쇠 효과를 파악하기 위해 여러개의 동일한 분사기를 고려할 필요가 없으므로 연소실 중심부터 가장자리까지 반경방향으로 분사기를 장착하여 실험을 수행하였다.

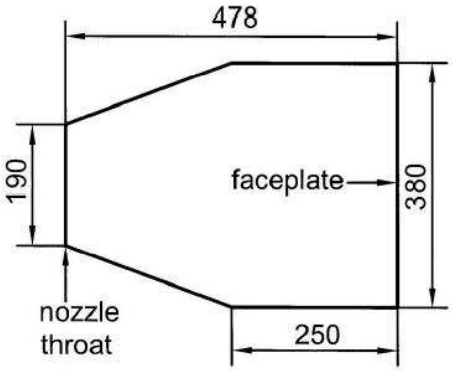

Fig. 10 Actual combustion chamber

실험하고자 하는 연소실의 경우 노즐 목 부분에서는 유동속도가 음속에 도달한 뒤, 확산부에서 초음속으로 가속된다. 확산부와 수축부의 경계조건이 달라 노즐 목에서 음향학적으로 닫힌 조건을 적용할 수 있다. 이러한 관점을 바탕으로 노즐의 확산부분을 제외한 연소실의 목(throat)부분까지 해석영역으로 설정하여 상온음향실험을 수행하였다. 채택된 연소기의 재질은 아크릴(acrylic)로 선택하였으며, 공명기 또한 같은 재질을 선택하였다. 직경은 380 mm이고 노즐 목 직경은 190 mm, 분사면으로부터 노즐 입구 목까지의 거리는 478 mm, 분사면으로부터 수축부 입구까지 거리는 250 mm, 노즐 수축 반각은 30°이다. 공명기의 직경은 각각 14 mm, 7 mm로 설정하여 공명기 위치에 따른 음향감쇠 효과를 확인하였다.

제 3.2 절 실험 방안 및 장치

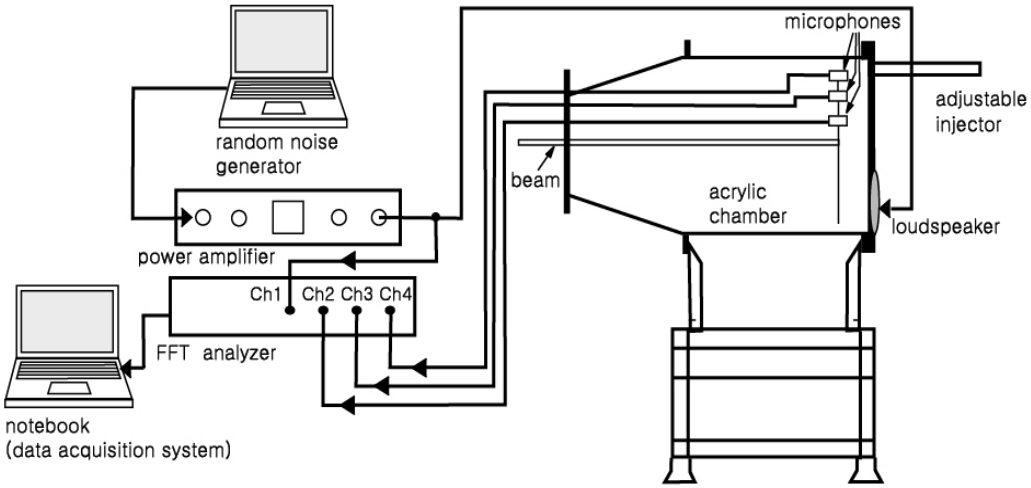

Fig. 11 Schematic diagram of acoustic-test apparatus with a single injector

액체 로켓 엔진의 형상을 아크릴로 제작하였으며, 음향 가진부는 함수 발생기(function generator), 노트북(random noise generator), 파워 앰프(power amplifier), 스피커(horn driver), 노트북으로 구성된다. 신호 처리부는 음향센서(microphone), 주파수 분석기(FFT analyger), 노트북으로 이루어져 있다. 단일 공명기를 장착한 상온음향시험 장치의 개략도는 Fig. 11과 같다[16].

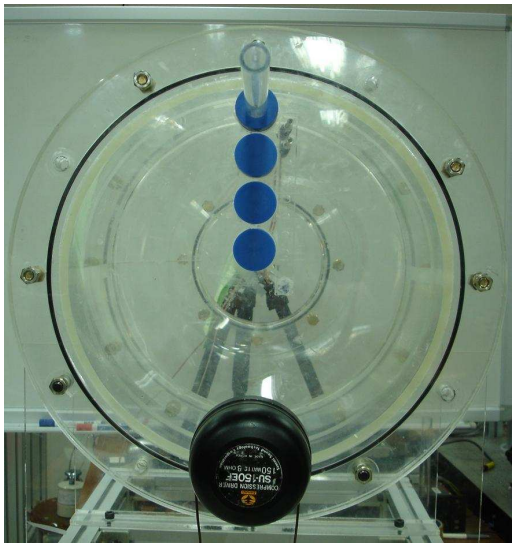

Fig. 12 Position of acoustic resonator

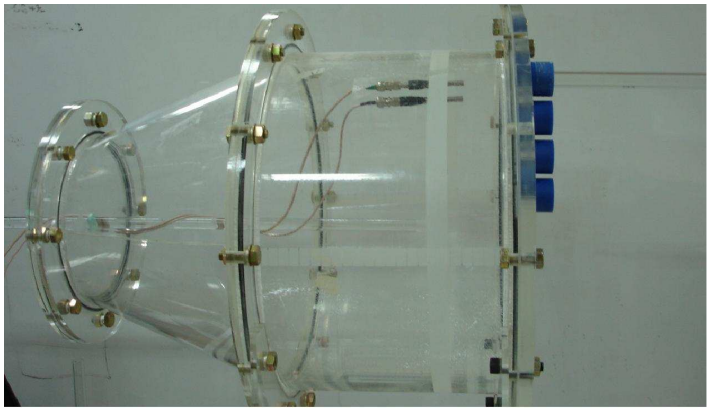

Fig. 13 Position of acoustic resonator by side view

연소실내의 음향응답 특성을 알아보기 위하여, 랜덤 노이즈(random noise)를 노트북을 이용하여 발생시켜, Inter-M사의 음향파워앰프(QD-4960)를 통해 증폭한 후, Inter-M사의 horn driver unit(NSU-50B,50W)를 이용하여 연소실 내부로 가진 하였다.

Figure 12 와 같이 공명기가 설치되는 Top 부분을 0° 라 정하고, horn이 설치된 반대편 부분을 180° 라 정하였다. 음향센서는 TEAC사의 microphone인 MC-50을

이용하였다. 음향센서의 위치는 가장 감쇠 효과가 크게 나타나는 스피커의 반대 부분에 위치하며, 공명기가 장착되는 면으로부터 1 cm 떨어진 곳에서 측정하였다. 앰프에서 증폭되어 나오는 신호를 4-채널 FFT 분석기의 ch1로 측정하였고, beam의 수직방향으로 설치된 microphone의 신호는 ch4로 측정된다. 설치된 음향센서에서 측정된 신호를 입력신호에 대한 주파수 응답함수를 구하여 감쇠인자(damping factor)를 이용하여 정량화하여 나타내었다.

Figure 14 와 같이 제 1 접선방향 모드의 압력파의 진폭은, 연소실 단면에서 압력배(antinode)쪽으로 갈수록 커지는 특성을 가지고 있다. 따라서, 본 실험에서는 공명기 장착 위치를 Fig. 15와 같이 변화시켜가며 제 1 접선방향 모드의 압력 감쇠 정도를 파악하였다. 단면의 중심으로부터 반파장 공명기[18] 중심까지의 거리로서 '위치 1～4'의 위치를 나타내면, 각각 3.5, 8.0, 12.5, 17 cm이다. 음향감쇠의 정도를 나타내는 정량화 인자로서, 감쇠인자(damping factor), η를 사용하였으며, bandwidth 방법을 토대로 다음과 같이 정의된다.

$$\eta[\%] = \frac{f_2 - f_1}{f_{peak}} \times 100 \tag{10}$$

여기서 f_{peak}은 가진에 따른 최대응답(p_{feak})이 나타나는 주파수이고, f_1과 f_2는 $p_{feak}/\sqrt{2}$ 값의 응답(압력진동 진폭)을 보이는 주파수들이다. 감쇠 인자가 크다는 것은 음향 감쇠가 크고 공진(resonance)의 정도가 약함을 의미한다.

기본 연소실의 공진주파수는 공명기가 장착되지 않은 연소실로부터 측정할 수 있다. 측정된 주파수 모드 중 감쇠대상인 1T 모드에 대해서 공명기의 위치를 Fig. 15와 같이 연소실 중심에서 접선방향으로 위치를 바꿔가며 실험하였다. 동일한 방법으로 공명기의 직경을 바꿔가며 각각의 직경에 따른 감쇠인자의 변화와 최적 공명기 길이를 연구하였다.

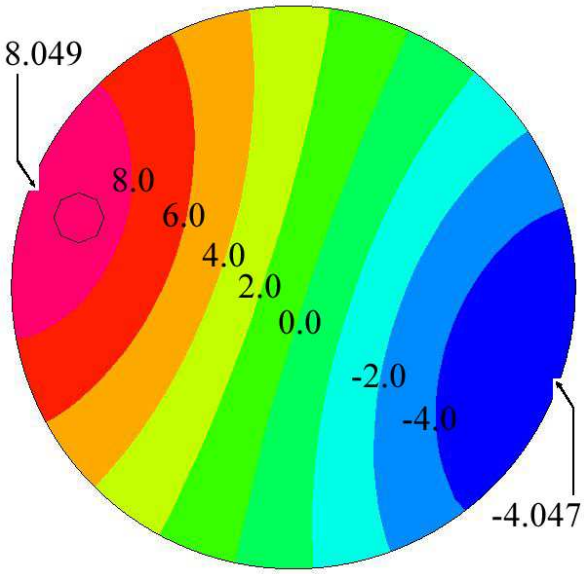

Fig. 14 Pressure field for the first tangential (1T) acoustic mode on the cross section of a chamber[9]

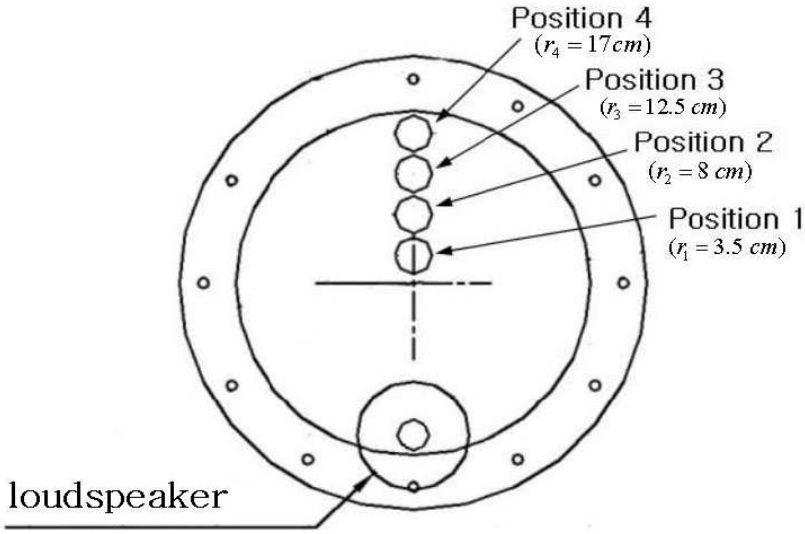

Fig. 15 Position of resonators installed on injector faceplate

제 4 장 계산 및 측정

제 4.1 절 유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과

제 4.1.1 절 기본 음향응답

배관내 유체를 상온의 공기로 가정하여, 그 음속과 밀도를 각각 340 m/s, 1.2 kg/m^{3}으로 설정하였다. 오리피스가 설치되지 않은 배관에 대해서 식 (7)에 따라 Fig. 9에 나타낸 종방향 음향 모드의 공진 주파수를 구하면, 561.45 Hz임을 알 수 있다. 다음으로, 임의의 압력 섭동을 가진하여 조화해석을 수행하였고, Fig. 16에 음향응답을 나타내었다. 음향응답을 구하는 관찰점으로 여러 지점을 채택하였으나, 서로 유사한 응답이 관찰되어 대표 관찰점을 배관 입구로부터 606 mm 떨어진 점으로 선정하였다. 이 지점은 압력 진동의 진폭이 상대적으로 큰 곳에 위치한다. Fig. 16에서 보듯이 공진 주파수가 590.72 Hz로서 이론 값보다 약간 증가하였는데, 이는 인위적인 압력 가진에 의한 효과이다.

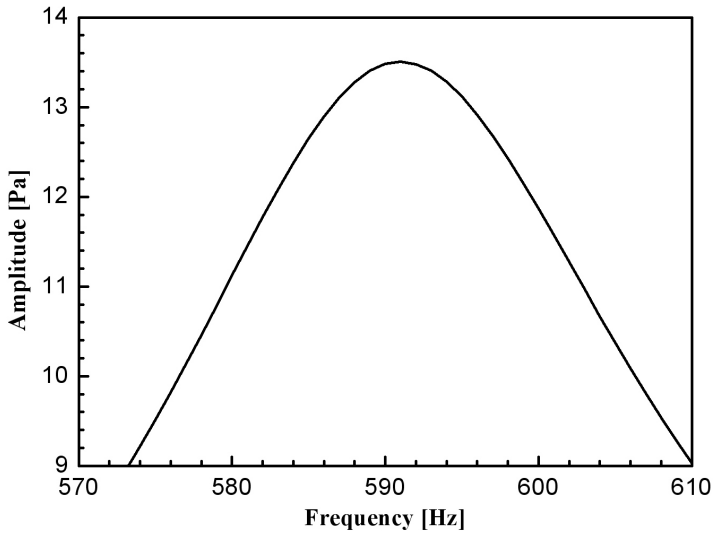

Fig. 16 Acoustic-pressure response at 3/2λ longitudinal mode

제 4.1.2 절 오리피스 설치위치에 따른 감쇠효과

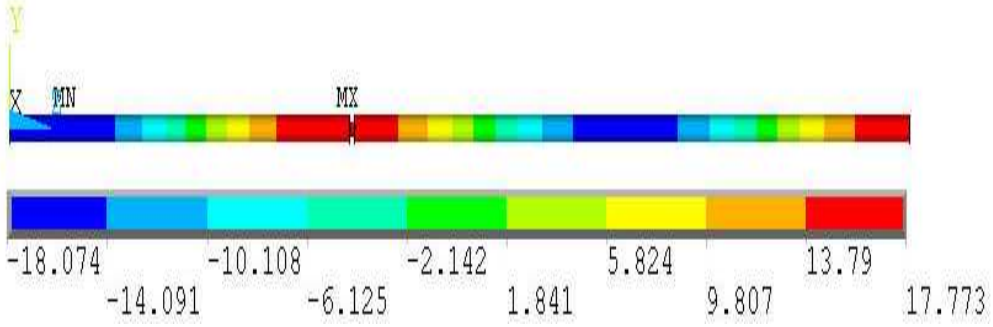

Fig. 17 Orifice position of maximum pressure value

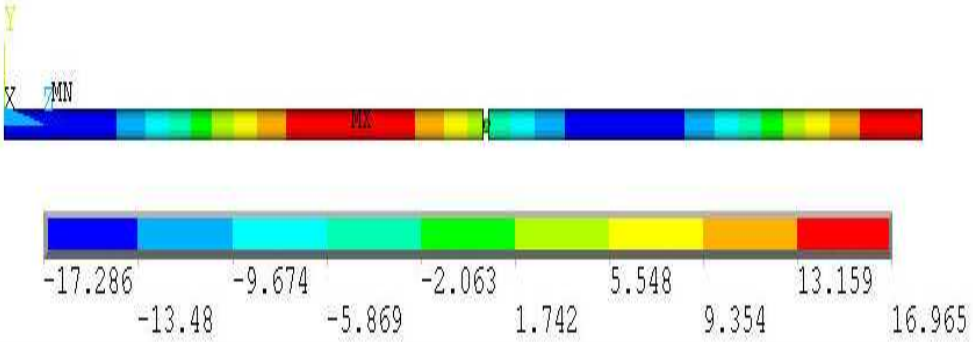

Fig. 18 Orifice position of zero pressure value

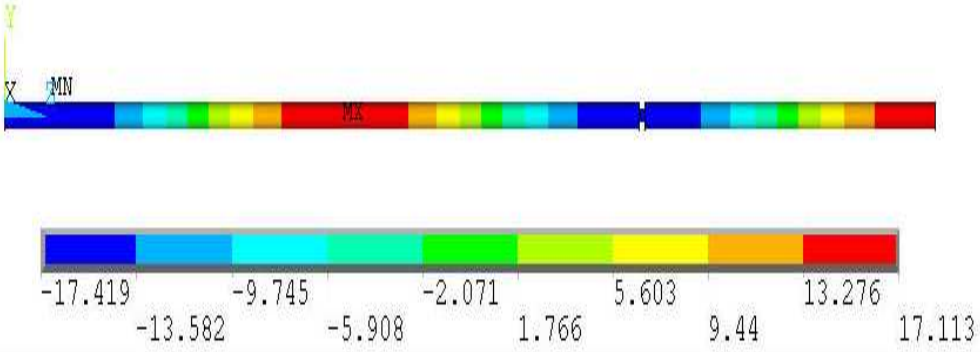

Fig. 19 Orifice position of minimum pressure value

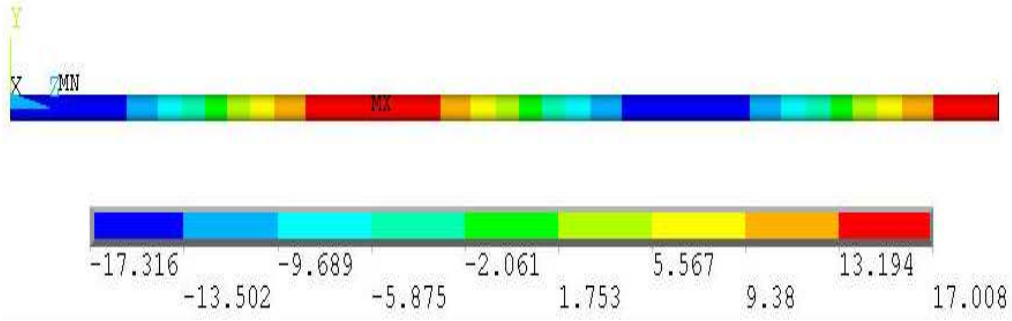

Fig. 20 Pressure wave in a feeding line

배관의 직경과 오리피스의 두께를 각각 14 mm와 5.5 mm로 설정하고, 오리피스의 위치에 따른 음향응답을 구하여 압력진동 진폭의 변화와 공진 주파수의 변화 및 그에 따른 감쇠인자 값을 Figs. 21～24에 나타내었다. Figure 17～20은 배관에 설치된 오리피스의 위치와 배관 내 압력장을 나타내었다. 가진 주파수 범위는 감쇠인자를 구할 수 있도록 충분히 넓게 설정하였다. 오리피스가 압력진동의 마디, 즉 position 2에 설치된 경우, 유로 봉쇄율, BR의 증가에 따라 공진 주파수가 감소하였고, 590.7 Hz로부터 560.9 Hz (BR = 87.2%) 범위에서 변화하여 가장 큰 공진 주파수의 변화와 진폭의 변화를 나타냈다. 반면, position 1과 3에서는 각각 590.7 Hz로부터 594.2 Hz로, 590.72 Hz로부터 594.4 Hz로 오히려 증가하였으나 그 변화의 폭은 미미하였다. 이러한 결과는, 오리피스의 설치로 인해 유속진동이 억제되고, 후속적으로 이에 연계된 압력진동이 억제되는 감쇠 메카니즘을 뒷받침한다.

Figure 24에 나타낸 바와 같이, 감쇠인자는, position 2에서는 BR이 0%일때 η = 5.26%로부터 BR이 증가할수록 완만히 증가하다가 90% 근처의 큰 BR을 가질 때 5.86%의 값을 나타내었다. Position 1과 3(압력진동의 배에 해당하는 지점)에서는 BR의 증가에 따라 감쇠인자가 거의 변화없이 일정한 값을 보이다가 BR이 90% 근처에 이르러서야 소폭의 증가를 보였다. 이러한 결과는, 오리피스가 압력진동 마디에 설치될 때 압력진동 감쇠의 효과가 가장 우수하다는 사실을 보여준다. 그러나, BR이 상당히 크더라도 감쇠인자의 증가는 오리피스가 없을 때에 비해 불과 11% 증가하는 데 그쳤다.

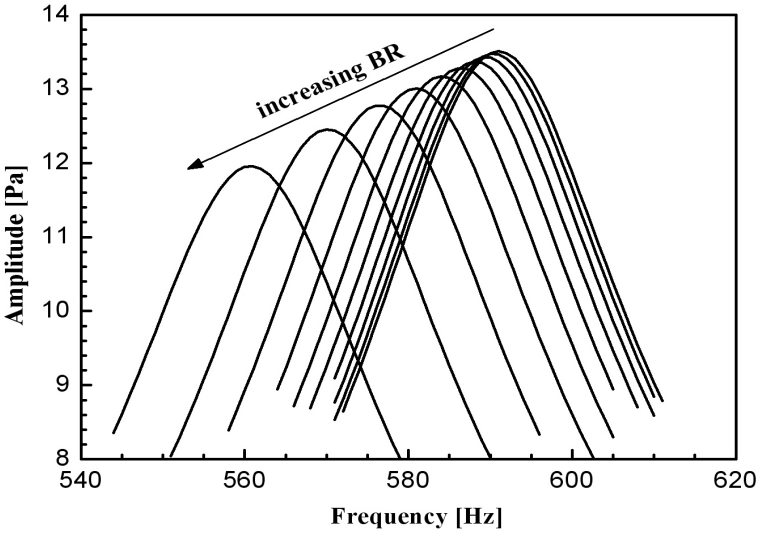

Fig. 21 Variation of acoustic-pressure responses as a function of blockage ratio in case of orifice position 2

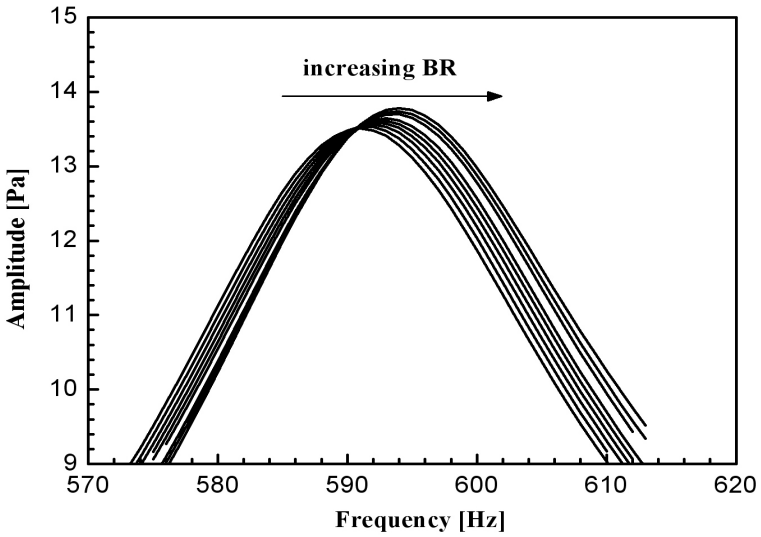

Fig. 22 Variation of acoustic-pressure responses as a function of blockage ratio in case of orifice position 1

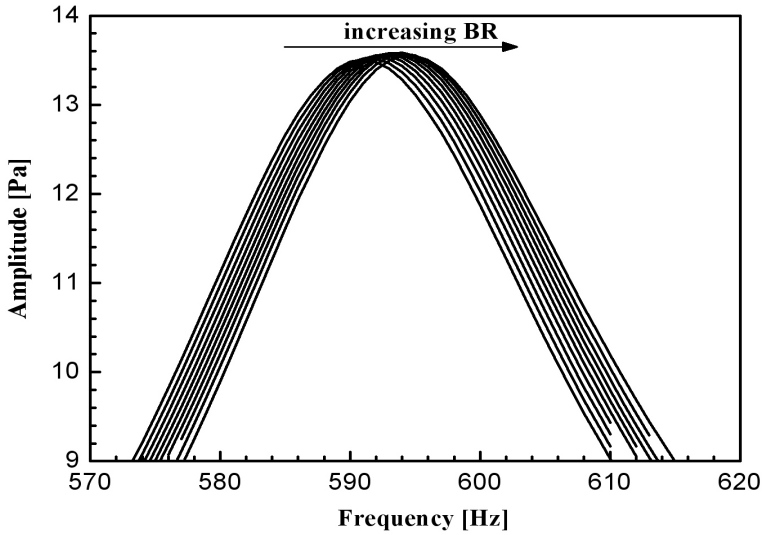

Fig. 23 Variation of acoustic-pressure responses as a function of blockage ratio in case of orifice position 3

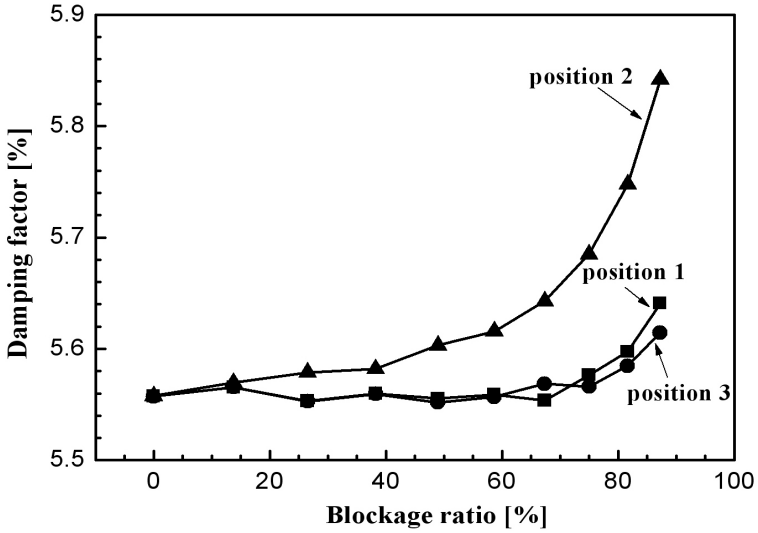

Fig. 24 Damping factors as a function of blockage ratio at several orifice positions

제 *4.1.3* 절 배관의 직경변화에 따른 감쇠효과

배관의 직경변화에 따른 감쇠인자 값을 Fig. 25에 나타내었다. 직경, *D*의 크기는 확실한 격차를 보이기 위해 임의로 각각 14 mm와 70 mm 로 설정하였으며, 오리피스의 위치는 앞절의 결과를 바탕으로 압력 진동 감쇠효과가 최대인 지점인, position 2로 설정하였다. 오리피스의 두께는 5.5 mm로 설정하였다. Fig. 25로부터 배관 직경이 작을수록 오리피스 설치에 의한 감쇠효과는 더 크게 나타나지만, BR의 효과는 배관 직경이 큰 경우 더 뚜렷하게 나타남을 알 수 있었다.

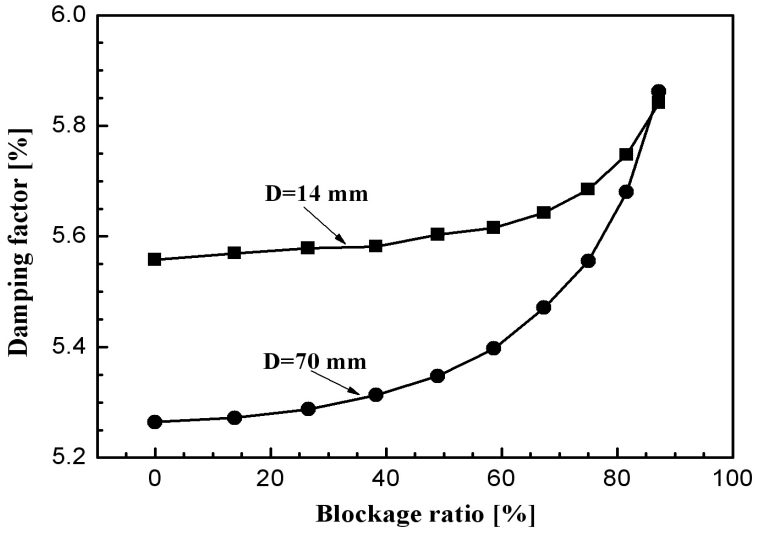

Fig. 25 Damping factors as a function of blockage ratio in feeding lines with small and large diameters

제 *4.1.4* 절 오리피스의 두께변화에 따른 감쇠효과

오리피스의 두께 변화가 감쇠효과에 어떠한 영향을 미치는지 알아보기 위해서 직경 14 mm의 배관에서 약 50%의 BR을 갖는 오리피스를 position 2에 설치하여 오리피스의 두께를 변화시켜가며 계산을 수행하였다. Fig. 28에 나타낸 바와 같이, 오리피스의 두께가 증가할수록 감쇠인자 값은 완만히 증가하였다.

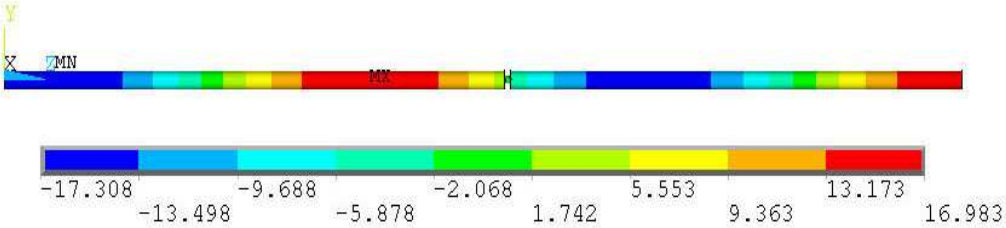

Fig. 26 Pressure wave of orifice with thickness, 5.5 mm

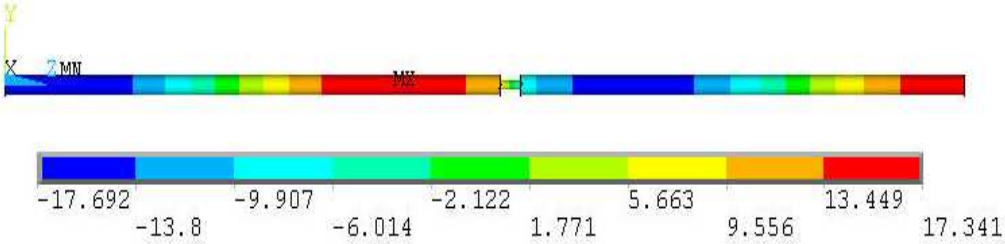

Fig. 27 Pressure wave of orifice with thickness, 20 mm

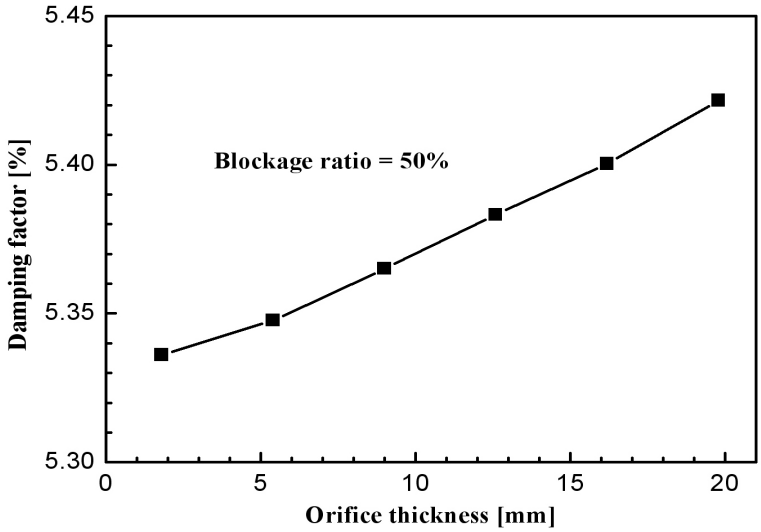

Fig. 28 Damping factors as a function of orifice thickness

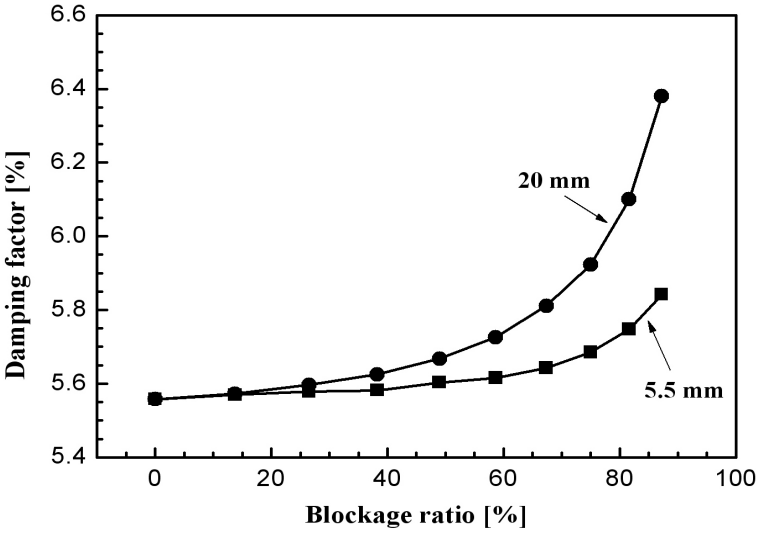

Fig. 29 Damping factors as a function of blockage ratio of orifices with thickness of 5.5 and 20 mm

직경 14 mm의 배관에 오리피스를 position 2에 설치하고, 오리피스 두께를 5.5 mm와 20 mm로 변화시키며 BR에 따른 감쇠인자를 계산하여 Fig. 29에 나타내었다. 이로부터 오리피스가 두꺼울수록 감쇠효과가 크며 BR의 증가에 따른 감쇠효과의 증가도 현저함을 알 수 있다. 이는 오리피스의 두께가 증가함에 따라 속도진동이 크게 억제되어 음향파의 공진성이 약화되기 때문으로 판단된다. 또한, 오리피스의 두께가 5 mm이하로 얇은 경우에는, 유로 봉쇄율에 따른 감쇠인자의 변화가 거의 없음이 관찰되었다. 이는, 오리피스가 감쇠 기구로 작용하기 위해서는 임계 두께가 존재함을 의미한다.

제 *4.2* 절 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과

제 *4.2.1* 절 연소실내 공진주파수와 음향모드의 이론적 특성

본 시험에 사용된 연소기는 연소실 내부가 단면적의 변화가 있는 원통 수축형이며, 한쪽 면이 음향학적으로 닫혀 있는 경계조건(acoustically closed-end condition)을

가진다. 이상적인 원통형의 연소실의 경우 이론해가 존재하며 공진주파수는 식 (11)으로 표현된다. 본 실험에서 사용된 모형연소기의 경우는 식 (12)를 이용하여 연소실의 주축부를 고려하였다.

$$f_{m,n,q} = \frac{c_{ch}}{2}\left[\left(\frac{a_{mn}}{R_{th}}\right)^2 + \left(\frac{q}{L_{effect}}\right)^2\right]^{1/2} \tag{11}$$

$$L_{effect} = L_1 + \frac{2}{3}L_2 . \tag{12}$$

여기서 a_{mn}은 고유값(eigenvalue)을 나타내고, c_{ch}는 음속, 하첨자 m,n,q는 각각 축방향, 반경방향, 접선방향의 음향모드 차수를 나타내는 지수(index)이다. R_{th}은 연소실 반경, L_1은 연소실 원통 부분의 길이, L_2는 수축된 연소실 부분의 길이, 연소실의 유효길이를 L_{effect}로 나타내었다. 연소실과 분사기내 유체의 음속과 밀도는 각각 343 m/s, 1.2 kg/m^3로 설정하였다.

연소실내 음향모드 중 관심 감쇠대상인 제 1 접선방향 모드의 압력섭동의 공간적 분포를 알아보기 위해서 기초하여 연소 현상이 없는 순수 음향장 거동을 지배하는 파동방정식(wave equation)을 유도한다. 음향장에 관련되는 종속 변수들, 즉, 속도, 압력, 밀도, 음속을 각각 평균값과 섭동값으로 분리한 후, 이들을 연속 방정식, 운동량 방정식, 음속 방정식(speed-of-sound equation)에 대입하여 섭동값들에 대한 지배방정식을 구한다. 이렇게 얻은 세 개의 방정식을 적절히 조합하면 압력 섭동값에 대한 지배방정식, 즉 압력에 대해 다음과 같은 3차원 파동방정식을 얻을 수 있다[18].

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a_\infty^2 \nabla^2 p \tag{13}$$

여기서 p는 압력 섭동값, t는 시간 a_∞는 음속, ∇^2는 Laplacian 연산자를 나타낸다.

원통형 좌표계에 대해서 시간과 각 좌표축에 대해 변수분리법을 적용하여 위 미분방정식의 이론해(analytic solution)를 구하면 다음과 같다[17].

$$p(r,\theta,z,t)=\sum_{mnq}\left[J_n\left(\frac{\pi\alpha_{mn}r}{R}\right)\cos\left(\frac{\pi qz}{L}\right)\right] \tag{14}$$

$$[M\cos(n\theta+\omega t-\delta_1)+N\cos(n\theta+\omega t-\delta_2)]$$

여기서 r, Θ, z는 각각 반경방향, 접선방향, 축방향 좌표, α_{mn}은 n차 제 1종 Bessel 함수(Jn)의 1차 도함수를 0으로 만드는 근(root)들을 나타내며, q는 개별 종방향(축방향) 음향 모드를 나타내는 지수, R, L은 각각 연소실 반경과 길이, M, N은 압력의 진폭을 나타내는 임의의 독립적인 상수, ω는 각진동수, δ_1, δ_2는 임의의 독립적인 위상각을 나타낸다. 본 연구에서의 관심대상인 순수 제 1, 2 반경 및 제 1, 2 정지 접선 방향 음향 모드만을 고려하면, 위 식 (14)는 다음과 같이 단순화된다.

$$p(r,\theta)=A\sum_{m,n}J_n\left(\frac{\pi\alpha_{mn}r}{R}\right)\cos(n\theta) \tag{15}$$

여기서 A는 임의의 압력 진폭을 나타내는 상수이다. 위 식을 반경 방향 모드와 정지 접선 방향 모드로 분리해서 나타내면 각각 다음과 같다.

반경방향 모드;

$$p(r)=A\sum_{m,0}J_0\left(\frac{\pi\alpha_{m0}r}{R}\right)=A\left[J_0\left(\frac{\pi\alpha_{10}r}{R}\right)+J_0\left(\frac{\pi\alpha_{20}r}{R}\right)+.....\right] \tag{16}$$

접선 방향 모드;

$$p(r,\theta)=A\sum_{0,n}\left[J_n\left(\frac{\pi\alpha_{0n}r}{R}\right)\cos(n\theta)\right]$$

$$=A\left[J_1\left(\frac{\pi\alpha_{01}r}{R}\right)\cos\theta+J_2\left(\frac{\pi\alpha_{01}r}{R}\right)\cos 2\theta+.....\right] \tag{17}$$

위 식 (16)에서 맨 우변의 첫째항은 음향파의 1R 모드, 둘째항은 2R 모드를 나타내며, 식 (17)의 맨 우변의 첫째항은 1T 모드, 둘째항은 2T 모드를 나타낸다. 고차항은 음향 불안정에 기여하는 정도가 작으므로 본 계산에서는 논하지 않겠다. 그러나 고차

항의 음향 모드에 의한 증폭/감쇠의 정도는 이후 설명하는 방법에 따라 같은 방식으로 평가할 수 있다.

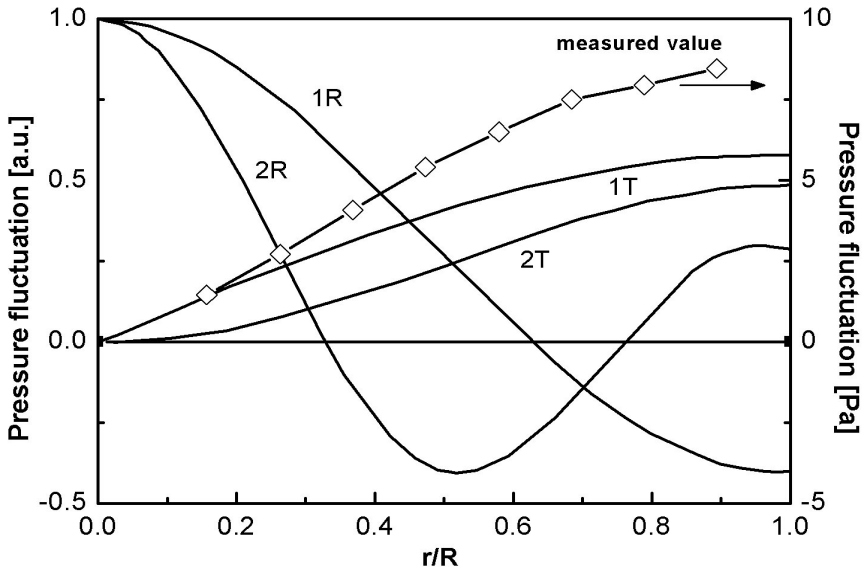

Fig. 30 Pressure fluctuation profiles for several acoustic modes

연소실 반경으로 무차원화된 반경 방향 좌표, r/R의 함수로서 1T, 2T, 1R, 2R의 각 음향모드에 대해 압력 섭동의 분포를 나타내면 Fig. 30과 같다. 식 (17)로부터 알 수 있듯이 접선 방향에 대해 1T 모드는 2π, 2T 모드는 π의 주기를 갖는 코사인 함수 형태를 갖게 된다.

본 연구에서는 액체로켓엔진에 존재할 수 있는 여러 가지 유해 음향 모드 중 가장 유해하다고 알려진 제1접선방향모드(1st tangential; 1T)를 감쇠 대상으로 설정하였다. 선행 연구에서 반파장 공명기로서의 최적 길이(302 mm)를 조사하였기 때문에 이를 중심으로 공명기 길이를 297~302 mm로 변화시켜가며 상온 조건에서 실험을 수행하였다.

제 *4.2.2* 절 기본 음향응답

먼저 공명기가 장착되지 않은 연소실에 대한 실험을 수행하였다. Fig. 31은 random noise를 horn driver를 이용해 연소실로 가진 하여 연소실 내부의 음향응답

을 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 선행연구[16]와의 결과값이 거의 차이가 없음을 알 수 있다. 본 연구에서는 f1T = 558 Hz의 음향 진동의 감쇠에 초점을 맞추었다. 1T 모드의 반경 방향 의존성을, 본 실험 장치를 통해 확인하기 위해 마이크로폰의 위치를 바꾸어가며 1T 모드의 진폭을 측정하였고, 이를 Fig. 30에 나타내었다. 이론적인 공간 분포와 계측 결과는 거의 유사함을 알 수 있다.

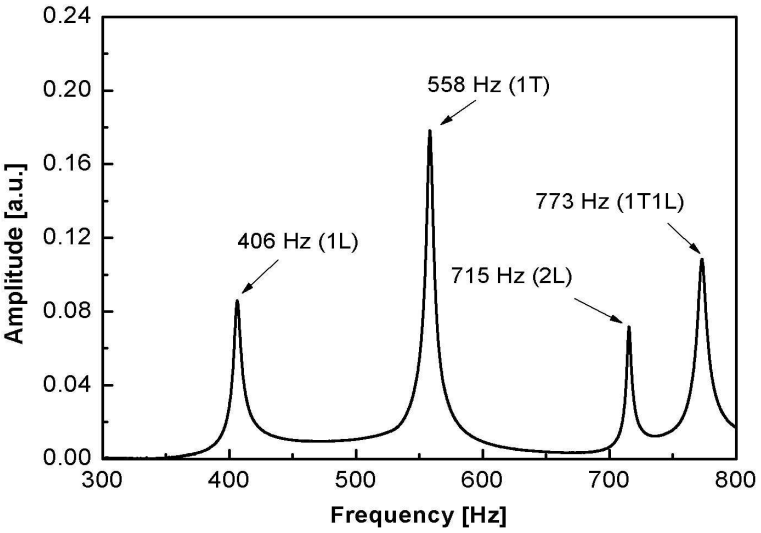

Fig. 31 Acoustic-pressure responses in a chamber without resonator

제 *4.2.3* 절 공명기의 위치효과

음향 감쇠에 미치는 공명기의 위치 효과를 알아보기 위해서 직경(d_{inj}) 14 mm와 7 mm의 공명기를 장착하였다. 선행 연구 결과를 통해 반파장 공명기 역할을 하는 최적의 공명기 길이(l_{inj})는 본 연소실의 1T 모드에 대해서는 297~302 mm 범위내에 있음을 알 수 있다. 따라서, 이러한 최적 길이를 갖는 공명기와 비최적 길이를 갖는 공명기의 위치를 변화시켜 가며 실험을 수행하였다.

먼저, 최적 길이를 갖는 공명기의 반경 방향 위치에 따른 감쇠인자를 Fig. 32에 나타내었다. 예상한 대로 공명기 장착 위치가 반경 방향으로 증가할수록 감쇠인자가 증

가하였다. r/R 값이 0.3 이상일 때, Fig. 33～38에서 나타나는 peak의 고/저(upper/lower)모드로의 모드 분할(mode split)[1]이 관찰되었다. 이를 통해, 1T 모드의 압력 섭동 크기가 큰 곳에 공명기를 장착하는 것이 음향 감쇠에 효과적이며, 감쇠의 정도와 1T 모드의 진폭은 비례관계에 있음을 알 수 있다. 또한, 음향 감쇠 효과의 증대에 따라 모드 분할이 일어남을 예측할 수 있다.

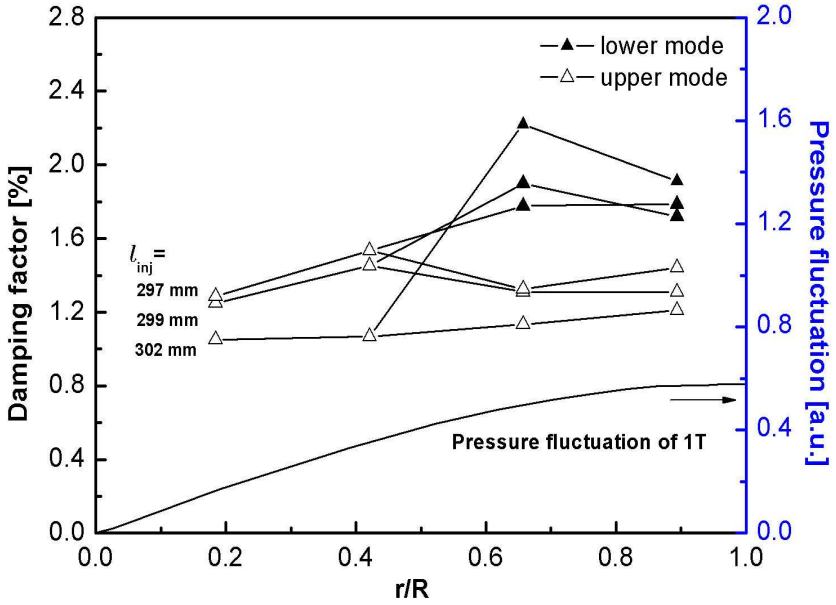

Fig. 32 Damping factors as a function of radial position of resonator (d_{inj} = 14 mm, l_{inj} = 297～302 mm)

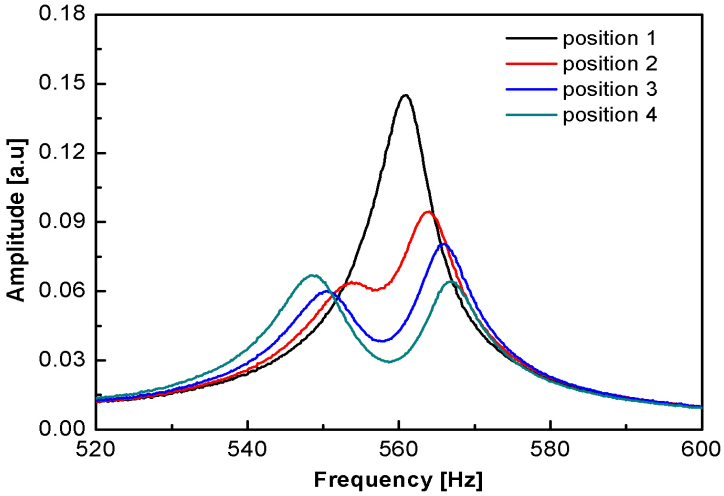

Fig. 33 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=297 mm

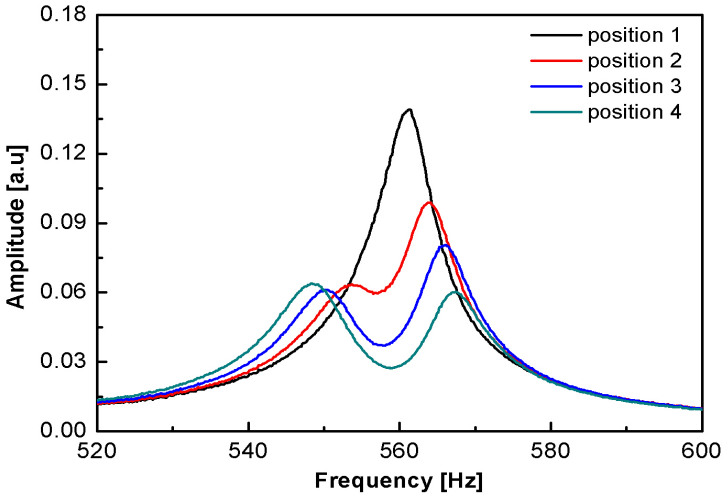

Fig. 34 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=298 mm

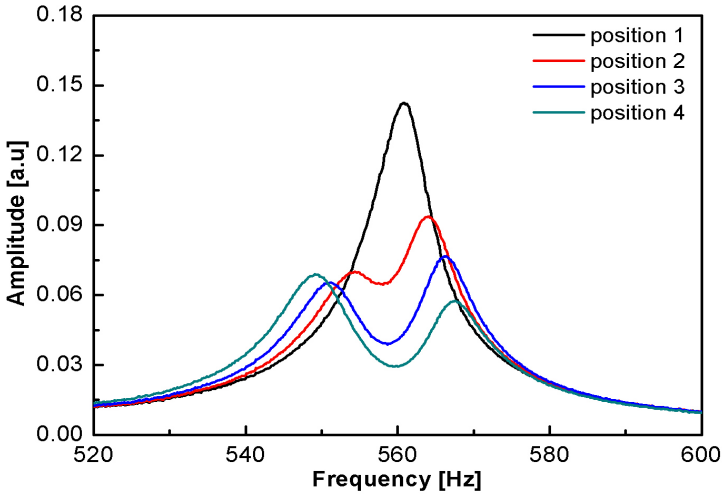

Fig. 35 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=299 mm

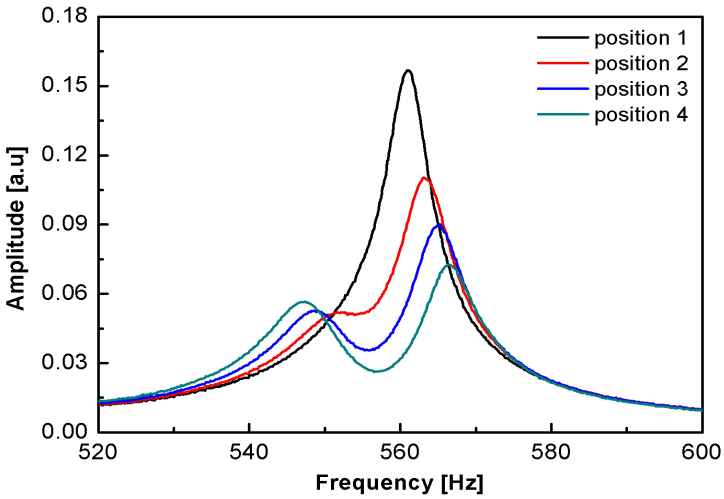

Fig. 36 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=300 mm

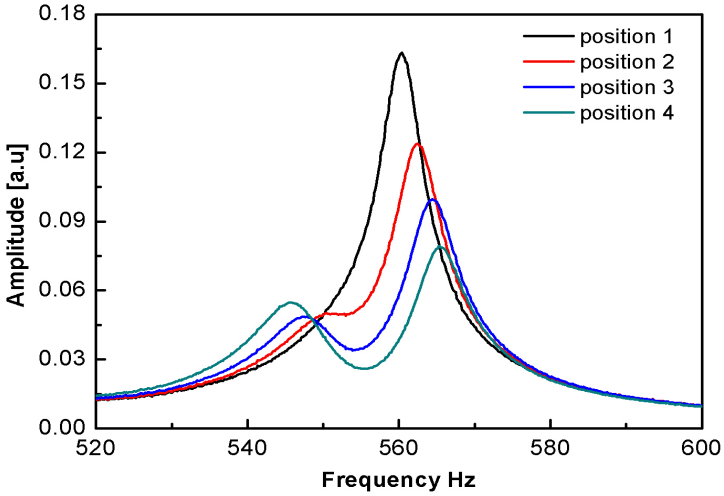

Fig. 37 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=301 mm

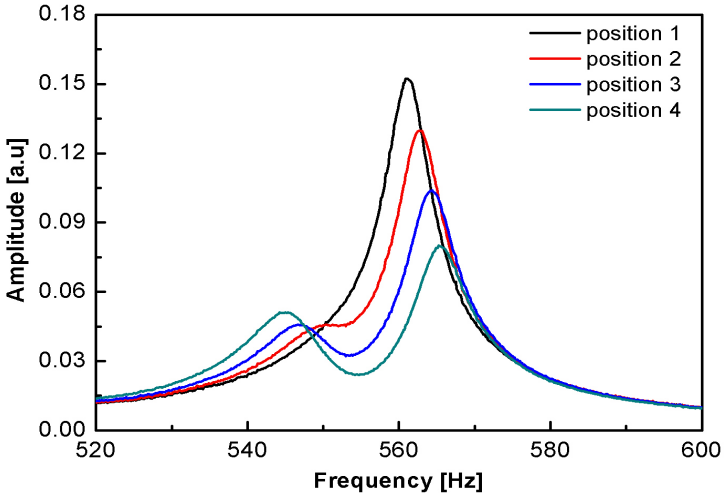

Fig. 38 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=14mm L=302 mm

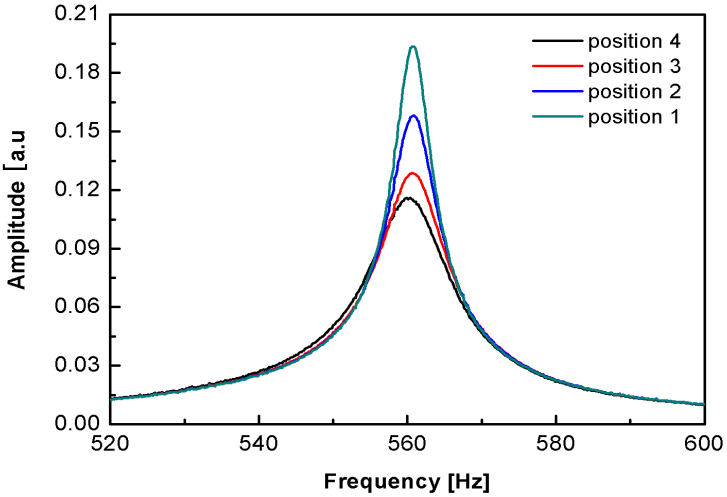

Fig. 39 Acoustic-pressure responses in a chamber by acoustic resonator, d=7mm L=302 mm

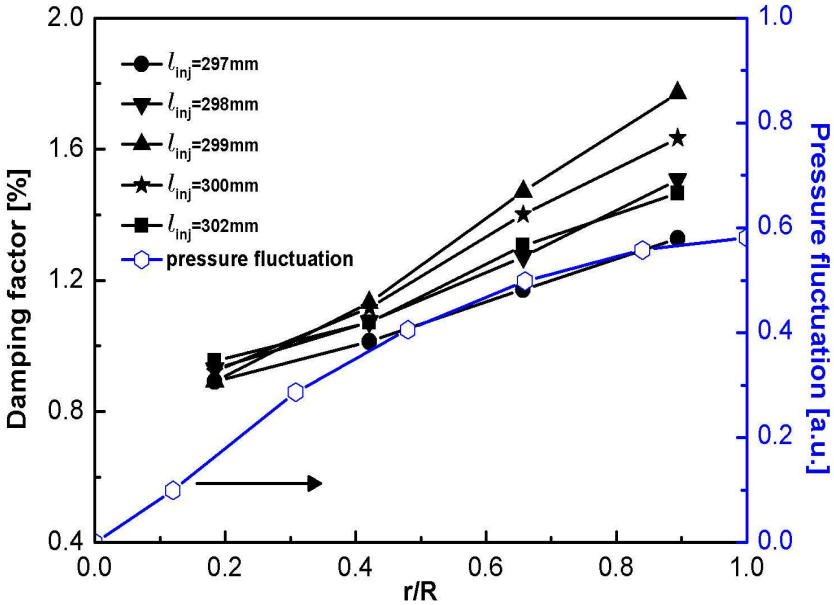

Fig. 40 Damping factors as a function of radial position of resonator (d_{inj} = 7 mm, l_{inj} = 297～302 mm)

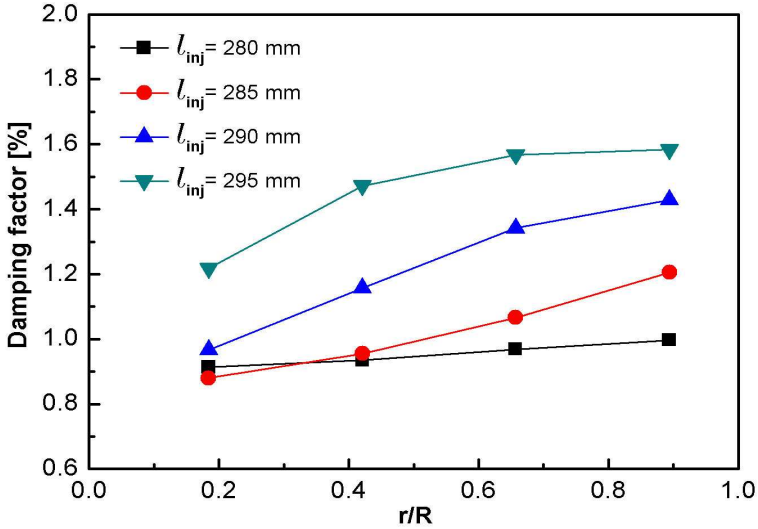

Fig. 41 Damping factors as a function of radial position of resonator with non-optimal length (d_{inj} = 14 mm, l_{inj} = 280～295 mm)

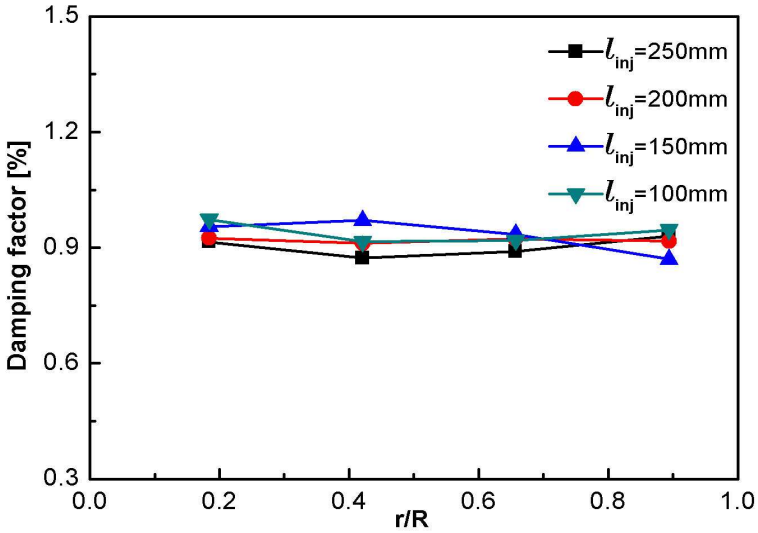

Fig. 42 Damping factors as a function of radial position of resonator with mal-tuning length (d_{inj} = 14 mm, l_{inj} = 100～250 mm)

모드 분할이 발생하면, 감쇠 효과의 정도를 상대비교하기에 어려움이 있다. 따라서, 직경 14 mm의 공명기보다는 상대적으로 감쇠 효과가 미약한 직경 7 mm의 분사기를 장착하여 동일한 실험을 수행하였다. 실험 결과인 음향응답과 감쇠인자 변화를 각각 Fig. 39와 Fig. 40에 나타내었다. 반경 방향으로의 공명기 장착 위치에 따른 감쇠인자 변화 경향은 Fig. 32의 결과와 유사하였으나 모드 분할이 관찰되지 않았다. 또한, r/R 값이 큰 경우에는 공명기 길이에 따라 감쇠 인자가 서로 크게 차이를 보였으나, r/R 값이 작은 경우에는 길이에 따른 감쇠인자 값이 유사하였다. 즉, 중심 근처에 장착된 경우 공명기가 음향 감쇠를 효과적으로 이루지 못함을 알 수 있다. 또한, Fig. 40 을 통해 최적의 분사기 길이는 299 mm임을 알 수 있고, r/R 값에 따른 감쇠 인자 변화는 1T 모드의 진폭 변화와 유사함을 확인할 수 있다.

다음으로, 최적이 아닌 공명기 길이, 100～280 mm의 길이를 갖는 공명기를 장착하여 위치 효과를 조사하였다. Fig. 41에는 최적 길이로부터 약간 벗어난 길이(linj = 280 ～ 295 mm)의 공명기 장착시의 결과를 나타내었고, Fig. 42에는 가장 비최적인 길이(linj = 150 mm)[16]를 중심으로 그와 근접한 길이의 공명기 장착시의 결과를 나타내었다. 비최적 길이를 갖는 공명기를 장착한 경우에는 감쇠효과가 작게 나타남을 알 수 있고, 반경 방향 위치에 따른 감쇠 인자의 변화가 작아짐을 알 수 있다. 특히, 공명기 길이가 280 mm보다 작아지면 반경 방향 위치의 효과가 완전히 사라졌다. Fig. 42로부터 최적 길이로부터 완전히 벗어나게 되면, 공명기 길이가 상대적으로 최적 길이에 가깝다하더라도 감쇠효과가 더 증가하지 않음을 알 수 있다. 즉, 최적 길이로부터 어느 한계를 벗어나게 되면 공명기의 위치 효과와 더불어 공명기의 효과 자체도 거의 사라짐을 의미한다.

따라서, 공명기가 횡방향 음향 모드의 감쇠를 위한 최대의 효과를 발휘하기 위해서는 최적 길이 주위의 좁은 범위내에 길이를 가져야 할 뿐만 아니라, 반경 방향으로 가급적 먼 곳에 위치해야 함을 알 수 있다.

제 5 장 결론

제 5.1 절 유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과

유체 공급배관내의 압력진동을 감쇠할 수 있는 방법으로 배관내에 오리피스를 설치하는 방법을 채택하여, 그 음향학적 감쇠효과를 수치해석을 통해 조사하였다. 다양한 오리피스 설계 인자로서, 오리피스 설치 위치, 배관과 오리피스의 직경, 오리피스의 두께를 선정하여, 각각의 인자가 압력 진동 감쇠에 미치는 효과를 선형해석을 통해 파악하였다.

오리피스의 위치에 따른 계산 결과로부터, 압력진동의 마디, 즉 속도 진동의 배가 되는 위치에 오리피스를 설치할 때 가장 효과적으로 압력진동을 감쇠시킬 수 있음을 알 수 있었다. 반면, 오리피스를 압력진동의 배에 설치한 경우에는 오리피스의 설치 효과가 아주 미약하였다. 오리피스의 유로 봉쇄율이 증가함에 따라 감쇠효과는 단조적으로 증가하였다. 그러나, 봉쇄율의 증가는 유동 저항의 증가를 의미하므로 상충되는 두가지 효과의 적절한 타협이 필요할 것이다. 또한, 직경이 더 작은 배관에서 감쇠효과가 더 크게 나타났다. 그리고, 오리피스의 두께가 증가할수록 공진성을 약화시켜 감쇠효과가 크게 나타남을 알 수 있었다.

본 연구에서는, 압력진동의 진폭이 작다는 가정에 기초하여 오리피스의 음향학적 감쇠효과를 연구하였고, 그 결과로부터 배관내에 설치될 수 있는 오리피스의 설계 자료를 얻었다. 앞서 언급하였듯이, 본 연구는 배관내 압력진동 감쇠 기구인 오리피스 설계를 위한 기초적인 연구로서 가치가 있다. 향후의 발전적인 연구로서 배관내 평균 유동효과, 비선형 진동 효과, 액체상 유체의 진동감쇠에 관한 연구를 고려해 볼 수 있을 것이다.

제 5.2 절 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과

연소실내 음향 감쇠를 위해 장착되는 반파장 공명기의 반경 방향 위치 효과에 대해 실험적으로 연구하였다. 상온에서 선형 음향 실험을 수행하였고, 음향 감쇠의 정량화를 위해 감쇠 인자를 사용하였다. 관심 대상의 주파수는 제 1 접선 방향 모드의 주파수로 선택하였다.

모형 연소실에 대해 공명기의 길이, 직경 및 반경 방향 위치를 변화시키면서 실험을 수행하였다. 선행 실험 결과를 토대로, 반파장 공명기 역할을 하는 최적 공명기 길이 범위인 297 ~ 302 mm를 채택하여 실험을 실시하였다. 실험결과, 이러한 최적 길이의 공명기의 경우에는 반경 방향에 따라 음향 감쇠 효과가 상당히 증가함을 알았다. 또한, 그 증가 추이는 제 1 접선 방향 모드의 진폭이 반경 방향에 따라 변화하는 추이와 유사함을 알 수 있었다.

비최적의 공명기 길이를 갖는 경우에는, 음향 감쇠 효과가 작을 뿐만 아니라 공명기의 위치 효과도 상당히 미약하게 나타났다. 특히, 280 mm 길이보다 작은 경우에는 거의 위치 효과를 관찰할 수 없었다. 즉, 최적의 공명기 길이 근처의 좁은 범위를 벗어나면 공명기 장착 위치의 효과가 거의 나타나지 않음을 알았다.

공명기를 장착할 때 효과를 극대화하기 위해서는 가급적 외곽에 위치시키는 것이 바람직할 것이다. 이러한 점은 횡방향 모드의 공간적 분포를 통해 예상할 수 있는 점이다. 그러나, 기체-액체형 분사기를 반파장 공명기로 활용하는 경우에 불가피하게 공명기(즉, 분사기)는 장착면의 전체 면에 골고루 분산되어 배치된다. 본 연구 결과는, 그러한 경우에 공명기의 길이와 위치에 따른 총체적인 음향 감쇠 성능을 정량화하기 위한 자료로 활용될 수 있을 것이다.

본 논문에서 제시한 유체 공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과와 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과에 관한 각각의 수치해석적 방법과 실험적 방법은 각 연구 대상에서에서 압력진동을 감쇠시킬 수 있는 최적의 위치를 찾고 그에 관한 방법을 제시하고 있다.

참고 문헌

1. Harrje, D. J. and Reardon, F. H. (eds.), Liquid Propellant Rocket Combustion Instability, NASA SP-194, 1972, pp. 105-115.
2. 최진철, 김정수, “인공위성 연료배관의 유압특성 연구”, 한국우주과학회지, 제19권, 제3호, 2002, pp. 207-214.
3. 서영수, 정의봉, “유체 맥동을 고려한 압축기 토출 배관의 진동 응답 해석”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, 2002, pp. 1049-1054.
4. Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., and Sanders, J. V., Fundamentals of Acoustics, 4th ed., John Wiley & Sons, Inc., New York, 2000, Ch. 5.
5. Natanzon, M. S., Combustion Instability (Translated by Culick, F. E. C. in 1966), Mashinostroyeniye, Moscow, 1986.
6. Ducruix, S., Schuller, T., Durox, D. and Candel, S.: "Combustion Dynamics and Instabilities Elementary Coupling and Driving Mechanisms,“ Journal of Propulsion and Power, Vol. 19, No. 5, 2003, pp. 722~734.
7. Keller, Jr., R. B. (ed.): Liquid Rocket Engine Combustion Stabilization Devices, SP-8113, NASA, 1974.
8. Liquid Rocket Engine Injectors, NASA SP-8089, 1976.
9. Huzel, D. K. and Huang, D. H.: Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines, Progress in Astronautics and aeronautics, Vol. 147, AIAA, Washington, DC, pp. 113, 1992.
10. Laudien, E., Pongratz, R., Pierro, R., and Preclik, D.: In Liquid Rocket Engine Combustion Instability (Edited by Yang, V. and Anderson, W. E.), Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol. 169, AIAA, Washington DC,

1995, pp. 377~399.

11. T. Tsuji, T. Tsuchiya, Y. Kagawa, Finite element and boundary element modelling for the acoustic wave transmission in mean flow medium, Journal of Sound and Vibration 255 (2002) 849-866.
12. S.K. Kim, H.J. Kim, W.S. Seol, C.H. Sohn, Acoustic stability analysis of liquid propellant rocket combustion chambers, AIAA Paper2004-4142, July, 2004.
13. 김성구, 김홍집, 손채훈, “로켓엔진 연소기 설계의 음향안정성 평가를 위한 해석코드 개발”, 한국항공우주학회지, 제32권, 제6호, 2004, pp. 110-116.
14. 박이선, 손채훈, “액체 로켓엔진 분사기의 음향감쇠 효과에 관한 수치적 연구”, 한국항공우주학회, 제33권, 제5호 2005, pp. 79-86.
15. 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.
16. Kim, H. and Sohn. C. H., “Experimental Study of the Role of Gas-Liquid Scheme Injector as an Acoustic Resonator in a Combustion Chamber," Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 20, 2006, pp. 896~904.
17. 손채훈, 2001, “분사기 배열에 따른 액체 로켓 엔진의 음향 불안정성 경향 예측”, 한국항공우주학회지, 제29권, 제6호, pp. 76~83.
18. Sohn, C. H., Park, I.-S., Kim, S.-K., and Kim, H. J., “Acoustic Tuning of Gas-Liquid Scheme Injectors for Acoustic Damping in a Combustion Chamber of a Liquid Rocket Engine," Journal of Sound and Vibration, Vol. 304, 2007, pp. 793~810.

감사의 글

짧지 않은 대학원 생활의 마침표를 찍는 듯한 기분에 시원함과 섭섭함이 교차합니다.

항상 저와 함께 해 주시고 응원과 용기를 주시는 저의 우상이신 아버지, 말없이 묵묵히 사랑으로 보듬어주신 엄마, 저를 위해 항상 기도해주는 누나와 매형, 언제나 저의 든든한 후원군인 형, 어설픈 유머로 여유로움을 주는 여동생에게 감사의 말을 전합니다. 본 논문을 지도해 주시고 때론 친형처럼 모든 일에 관심을 보여주시고 아낌없이 훈계해주신 손채훈 교수님과 김재수 교수님께 감사드립니다.

세종대에서 박사과정을 밟고 있는 성격좋고 밥 잘먹는 식귀 이선이, 회사에서 열심히 노력하고 있는 학순이, 연구에 열중하는 모습이 멋진 주현이, 낮과 밤이 뒤바껴 살아 만성피로로 고생하는 중연이에게 자신들이 원하는 위치에서 최고의 성취감을 느낄 수 있도록 기원하며 감사의 말을 전합니다. 이번에 애 아빠가 된 카리스마 상준형과 잊을만 하면 느끼한 목소리로 나타나는 현규형, 연락안되는 영준형에게도 감사의 말을 전합니다. 항상 새벽녘에 '다음은 어디야'를 외치는 현범이, 뭘 해도 폼이나는 멋쟁이 간지 재휘, 어설픈 유머로 스트레스 해소해주는 영광이형, 주말에 가끔 나타나 목조르는 경원이, 말장난과 말 안듣기로 일등인 승현이 모두 학문적 성취와 리드하는 삶을 추구하길 기원하며 감사의 말을 전합니다. 한창 연구 중인 수현이와 영주, 학과 사무실을 지키고 있는 상훈이형에게도 감사의 말을 전합니다. 말끝마다 '새'를 붙이는 시봉새 태훈이, 직장에서 술한잔도 못한다고 거짓말 하고 있는 상수형, 효도르에게도 시비 걸 홍일이, 몸매 관리가 필요할 것 같은 태수도 수행하고 있는 연구에 대한 성취를 기원하며 감사의 말을 전합니다. 착한 척 하는 창희와 윤언이, 징하게 말 안듣는 명국이와 잘생겼다 써주라고 부탁하는 철진이와 항상 저를 5개의 빵으로 만들어 버리는 지희와 팬더 곰이 친구하자는 주이에게도 감사의 말을 전합니다. 시집가서 잘

살고 있는 00학번 여 후배들과 호주에서 열심히 살고 있는 연정이에게도 감사의 말을 전합니다. 만날 때마다 따뜻한 응원을 아끼지 않으신 환 형님, 결혼하신 다음 더 멋져지신 익태형과 종진이형, 간지로운 곳을 곧 잘 긁어주시는 효준이형과 멋진 파마머리를 하신 종록이형, 부탁한번 거절하지 않으신 혜경이 누나에게도 감사의 말을 전합니다. 서울로 올라 오라고 재촉하는 자칭 장동건 창성이, 낮 밤을 가리지 않고 숙제 해달라고 조르는 진관이, 진정한 유부남으로 거듭난 용경이와 시골에 내려가면 시원한 욕지거리와 함께 술한잔씩 해주는 시골 친구들인 진태, 동성, 원민, 인형, 윤성, 도균, 채수 등 용우회 회원 여러분께 감사의 말을 전합니다. 항상 소중한 친구들인 우리 천우회 회원들과 뫼비우스의 정신적 지주인 대현이형과 뫼비우스 회원들에게도 항상 고마움을 느끼며 감사의 말을 전합니다.

끝으로, 항상 저를 옆에서 지켜주시고 용기를 주시는 돌아가신 할아버지와 할머님께 감사의 말씀을 드리며, 항상 노력하고 정진하는 모습을 보여드리도록 노력하겠습니다.

2007년 12월 김철희 올림

저작물 이용 허락서

학 과	항공우주공학과	학 번	20057109	과 정	석 사
성 명	한글: 김 철 희 한문 : 金 哲 希 영문 : Kim Chul Hee				
주 소	전남 영암군 삼호읍 삼포리 656번지				
연락처	E-MAIL : espoir5563@hanmail.net				
논문제목	한글 : 유체공급 배관 내 압력진동 감쇠에 미치는 오리피스 효과와 연소실내 공명기 장착위치에 따른 음향감쇠 효과에 관한 연구 영문 : Acoustic Effects of a Feeding-Line Orifice and an Acoustic Resonator Position on Suppression of Pressure Oscillations in a Liquid Rocket Engine				

본인이 저작한 위의 저작물에 대하여 다음과 같은 조건아래 조선대학교가 저작물을 이용할 수 있도록 허락하고 동의합니다.

- 다 음 -

1. 저작물의 DB구축 및 인터넷을 포함한 정보통신망에의 공개를 위한 저작물의 복제, 기억장치에의 저장, 전송 등을 허락함
2. 위의 목적을 위하여 필요한 범위 내에서의 편집·형식상의 변경을 허락함. 다만, 저작물의 내용변경은 금지함.
3. 배포·전송된 저작물의 영리적 목적을 위한 복제, 저장, 전송 등은 금지함.
4. 저작물에 대한 이용기간은 5년으로 하고, 기간종료 3개월 이내에 별도의 의사표시가 없을 경우에는 저작물의 이용기간을 계속 연장함.
5. 해당 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 또는 출판을 허락을 하였을 경우에는 1개월 이내에 대학에 이를 통보함.
6. 조선대학교는 저작물의 이용허락 이후 해당 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않음
7. 소속대학의 협정기관에 저작물의 제공 및 인터넷 등 정보통신망을 이용한 저작물의 전송·출력을 허락함.

2007 년 12 월 10 일

저작자: 김 철 희 (서명 또는 인)

조선대학교 총장 귀하