

# 한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

# Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

## 한국소음진동공학회논문집

<http://Journal.ksnve.or.kr>

### Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(Transactions of the KSNVE)

**Aims & Scope :** This journal provides original articles on any aspect of noise and vibration issues in various fields including mechanical engineering, construction engineering, environmental engineering and so on. This journal publishes fundamental work, theoretical analysis, experimental investigation and practical application on noise and vibration problems. Recently, articles on advanced technology of active noise and vibration control are also included in this journal.

**ISO abbreviation of title :** Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

**Transactions history :** Journal of KSNVE(Bi-monthly) was launched in August 1991 and the Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(Transactions of the KSNVE) has been published bi-monthly since July 2001 separately from the journal.

### 한국소음진동공학회논문집

**목적과 범위 :** 이 논문집은 기계공학, 건축공학, 환경공학 등 여러 분야에서 발생하는 소음과 진동에 관한 독창적 연구논문을 제공하는 것이 목적이며, 소음과 진동의 기본 연구, 이론적 연구, 실험적 연구 그리고 실제현장에서 일어나는 문제를 다룬 연구논문을 출판하며, 나아가서 첨단기술과 접목된 능동소음 및 능동진동 제어에 관한 연구논문도 이 논문집의 범주에 포함된다.

**창간 및 발행 :** 이 논문집은 1991년 8월 “소음·진동(Journal of KSNVE/격월간)”로 창간되어, 2001년 7월 한국소음진동공학회논문집(Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Transactions of the KSNVE)으로 분리하여 격월간 발행되고 있습니다.

**Indexed/abstracted in :** KCI(Korea Citation Index)/DOI(CrossRef)

**Subscription info :** For subscription of printed issues, contact to the journal office(subscription fee Korean W20,000(member W10,000)). | 이 논문집 인쇄본의 가격은 20,000원(회원 10,000원)으로 학회 사무국을 통해 구매 가능합니다. | The URL address of the Society is <http://journal.ksnve.or.kr> and the electronic version of a journal article is freely accessible by public without charge through the same URL address. | 한국소음진동공학회논문집의 URL 주소는 <http://journal.ksnve.or.kr>이며 논문집의 전자화된 논문 역시 같은 주소를 통해 일반에게 자유롭게 별도의 구독비용 없이 제공되고 있다.

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

# Volume 32 Number 1 February 2022

**Published by** The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

**Published on** February 20, 2022(Bi-monthly)

**Publisher** No-Cheol Park (President, KSNVE)

**Manuscript(Managing) Editor** Jae Hung Han(Vice president, KSNVE)

**Journal Office** Renaissance Officetel 1406-ho, 69, Seochojungang-ro, Seocho-gu, Seoul, 137-729 KOREA  
Tel 82-2-3474-8002/8003 | Fax 82-2-3474-8004 | <http://Journal.ksnve.or.kr> | E-mail [ksnve@ksnve.or.kr](mailto:ksnve@ksnve.or.kr)

**Printed by** Nurimedia Co., Ltd. (63, Seonyu-ro, Yeongdeungpo-gu, Seoul, 07281 Korea)

Copyright © The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

⊗ This journal is printed on acid-free paper, which exceeds the requirements of KS X ISO 9706, ISO 9706-1994 and ANSI Z39.48-1992 specification for permanence of paper and library materials.

## Editorial Board

### Editor-in-Chief

Prof. **Jae Hung Han**

Department of Aerospace Engineering, KAIST

jaehunghan@kaist.ac.kr

Tel : 82-42-350-3723

### Editors

Dr.  
**Byung Kwon Lee**

Environmental Assessment Group,  
Korea Environment Inst.

nicelbk@gmail.com  
Tel : 82-44-415-7321

Prof.  
**Chan Jung Kim**

Department of Mechanical  
Design Engineering,  
Pukyong National Univ.

cjkim@pknu.ac.kr  
Tel : 82-51-629-6169

Prof.  
**Jung Woo Sohn**

Department of Mechanical  
Design Engineering,  
Kumoh National Institute of Tech.

jwsohn@kumoh.ac.kr  
Tel : 82-54-478-7378

Prof.  
**Won Ju Jeon**

Department of Mechanical  
Engineering,  
KAIST

wonju.jeon@kaist.ac.kr  
Tel : 82-42-350-3219

### Associate Editors

Prof.  
**Cheol Ung Cheong**

Department of Mechanical  
Engineering, Busan National Univ.

ccheong@pusan.ac.kr

Prof.  
**Jae Young Kang**

Department of Mechanical  
Engineering, Inha Univ.

kangji@inha.ac.kr

Dr.  
**Jung Bin Im**

Daewoo EnC

jungbin.im@daewooenc.com

Prof.  
**Seon Jun Jang**

Department of Mechanical  
Engineering, Hoseo Univ.

mweagle@hoseo.edu

Dr.  
**Deuk Sung Kim**

NVT

kdsworlds@hanmail.net

Prof.  
**Jin Woo Lee**

Department of Mechanical  
Engineering, Ajou Univ.

jjinwoolee@ajou.ac.kr

Prof.  
**Jung Woo Choi**

Department of Electrical  
Engineering, KAIST

khepera@kaist.ac.kr

Dr.  
**Seon Yong Wie**

Korea Aerospace Research Inst.

wie@kari.re.kr

Dr.  
**Han Shin Seol**

Naval Ship Engineering Research  
Center, KRISO

seol@kriso.re.kr

Dr.  
**Jin Yun Chung**

Korea Conformity Laboratories

jjinyun97@gmail.com

Prof.  
**Nam Keun Kim**

Department of Mechanical  
Engineering, Incheon National Univ.

nkim@inu.ac.kr

Prof.  
**Won Seok Yang**

Department of Automotive  
Engineering, KNUJ

wsyang@ut.ac.kr

Prof.  
**Heon Jun Yoon**

Department of Mechanical  
Engineering, Soongsil Univ.

heonjun@ssu.ac.kr

Prof.  
**Jong Seok Oh**

Department of Mechanical and  
Automotive Engineering,  
Kongju Univ.

jongseok@kongju.ac.kr

Dr.  
**Pyung Sik Ma**

Department of System Dynamics,  
KIMM

psma@kimm.re.kr

Prof.  
**Yong Hee Kim**

Department of Architectural  
Engineering, Youngsan Univ.

yhkim@ysu.ac.kr

Editorial Staff's Copy editor Ho-Cheol Lee and Tae-Hee Kim

# 한국소음진동공학회논문집

2022년 2월

제 32 권 제 1 호 통권 264호

---

## 목 차

차동장치 사이드, 피니언 기어 백래시 측정기 개발 및 적용에 대한 연구 .....	이현구 · 홍사만 · 김무석 · 김용범 · 유동규 · 채금목 · 이태휘 ... 5
지하철 승강장에서 소음 및 신호안내음의 분포 특성 .....	송은성 · 김수홍 · 김정훈 · 이송미 · 류종관 ... 11
멤브레인 타입 음향 메타 구조의 흡음 분석 .....	이석규 · 장준영 · 송경준 ... 22
프로펠러 공기 분출 시스템 사용에 따른 캐비테이션 소음 특성 연구 .....	문영선 · 이희창 · 강승희 · 김성용 ... 30
자동차 파워트레인의 소음/진동 데이터를 활용한 AI 기반 진단기술 개발 .....	정인수 · 이동철 · 노경진 · 장준혁 ... 37
캐비테이션 소음의 위치 규명을 위한 추진기 상부 선체 표면 수중 음향센서 배치에 대한 실험적 연구 .....	황은수 · 정홍석 · 설한신 ... 45
볼트(bolt)로 결합된 평판 구조물의 볼트 결합력에 따른 진동특성변화 연구 .....	김근일 · 유효선 · 김은호 ... 58
건식저장용기의 연속 충돌 경사낙하 유한요소해석 .....	임진우 · 이은호 · 라치용 · 박노철 ... 67
국내 교통소음 피해의 외부비용(소음피해비용) 산정 .....	강광규 · 김종원 · 김경민 · 박영민 ... 74
영상 기반 딥러닝을 통한 배관 진동 주파수 가시화 기술 .....	서호건 · 김선진 · 정변영 · 최영철 ... 89
임의 형상 멤브레인의 자유 진동 해석을 위한 NDIF법에서의 고유치 추출 기법 개선 .....	강상욱 ... 97

C · O · N · T · E · N · T · S

- A Study for Developing Backlash Measurement System of the Differential Side  
and Pinion Gears and Application ..... Lee, H. K., Hong, S. M., Kim, M. S.,  
Kim, Y. B., Yoo, D. K., Chae, G. M. and Lee, T. H. ... 5
- The Distribution Characteristic of Noise and Signal Guide Sound  
in Subway Platform ..... Song, E. S., Kim, S. H., Kim, J. H., Lee, S. M. and Ryu, J. K. ... 11
- Analysis of the Sound Absorption  
of Membrane-type Acoustic Meta-structure ..... Lee, S.-G., Jang, J.-Y. and Song, K. J. ... 22
- Study on Cavitation Noise Characteristics according to the Use  
of Propeller Air Injection System ..... Moon, Y. S., Lee, H.-C., Kang, S.-H. and Kim, S.-Y. ... 30
- Development of AI-based Diagnosis Technology using Noise/Vibration Data  
of Automobile Powertrain ..... Jung, I. S., Lee, D. C., Noh, K. J. and Chang, J.-H. ... 37
- An Experimental Study of On-board Hydrophone Array Design at Hull Surface above the Propeller  
for Localization of Cavitation Noise ..... Hwang, E. S., Jeong, H. S. and Seol, H. S. ... 45
- A Study on the Vibration Characteristics of Bolted Plates Depending  
on the Clamping Force of the Bolt ..... Kim, G. I., Yu, H. S. and Kim, E. H. ... 58
- Finite Element Analysis of Dry Storage Cask Slap  
Down Oblique Drop ..... Im, J. W., Lee, E.-H., Ra, C. W. and Park, N.-C. ... 67
- Assessment of the External Cost (Damage Cost)  
of Traffic Noise ..... Kang, K. K., Kim, J. W., Kim, K. M. and Park, Y. M. ... 74
- Video-based Deep Learning for Pipe Vibration  
Frequency Visualization ..... Seo, H. G., Kim, S.-J., Chung, B.-Y. and Choi, Y.-C. ... 89
- Improvement of Eigenvalue Extraction Method in the NDIF Method  
for Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Membranes ..... Kang, S. W. ... 97



# 차동장치 사이드, 피니언 기어 백래시 측정기 개발 및 적용에 대한 연구

## A Study for Developing Backlash Measurement System of the Differential Side and Pinion Gears and Application

이 현 구<sup>†</sup> · 홍 사 만\* · 김 무 석\* · 김 용 범\* · 유 동 규\* · 채 금 목\* · 이 태 휘\*\*  
Hyun Ku Lee<sup>†</sup>, Sa Man Hong\*, Moo Suk Kim\*, Yong Beom Kim\*, Dong Kyu Yoo\*,  
Geum Muk Chae\* and Tae Hwi Lee\*\*

(Received August 17, 2021 ; Revised October 5, 2021 ; Accepted November 4, 2021)

**Key Words** : Backlash(백래시), Differential Gear(차동기어), Transmission(변속기), Tip-in Shock(팁인충격)

### ABSTRACT

Differential gear backlash and drive shaft backlash are considered important items affecting vehicle performance because they directly affect the vehicle tip-in shock and drivability. However, they are not usually standardized and correctly managed. Thus, new differential gear backlash measuring equipment that could quantify the total differential gear backlash, including drive shaft, need to be developed. From an analysis of 600 test results, it was found that the total differential gear backlash changed according to the gear size, contact position of the side gear and pinion gear tooth, and thickness of the shim. Additionally, the total differential gear backlash was smaller than the drive shaft backlash in driveline. Using a correlation check of the design specifications and experimental values, the total differential gear backlash that can generate tip-in shock in the vehicle could be predicted during the early design stage. This design prediction can also be used for a new reducer for the electric vehicle.

### 1. 서 론

자동차 운행 중, 팁인/아웃(tip in/out) 조건에서 발생하는 충격(shock)이 있다. 이러한 팁인/아웃 충격의 대표적인 원인은 엔진에서 발생하는 가진력인 토크 변동과 반응하는 구동계 시스템의 백래시가 있다. 엔진에서 발생하는 토크를 제한하여 팁인 충격을 개선할 수 있지만, 토크는 차량 연비와 동력성능에 직접

적인 영향을 미치므로 변경에 제한적이다<sup>(1,2)</sup>. 그러나 구동계 시스템의 백래시는 이러한 영향을 최소화하며 조절이 가능한 대표적인 항목이다.

최근에는 자동변속기 토달백래시를 측정할 수 있는 장비와 유성기어 백래시 측정장비 등이 개발된 연구가 있다. 자동변속기 토달백래시 측정장비를 통하여 변속기 내부 구성 부품들이 토달백래시에 미치는 영향을 점검한 결과, 기어비, 토크컨버터 내의 스프링 강성, 그리고 차동기어(differential gear)의 백래시 등

† Corresponding Author; Member, Hyundai Motor Company  
E-mail : hk-lee@hyundai.com

\* Member, Hyundai Motor Company, Research Engineer

\*\* Psychologic, Representative

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Won Seok Yang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

이 영향을 미치는 것으로 확인되었다<sup>(3-5)</sup>.

차량이 선회할 때, 회전 방향의 안쪽에 있는 바퀴의 회전수가 바깥쪽 바퀴보다 작아야 정상적으로 회전이 가능하기 때문에 토크 분배와 회전속도 조절을 위해 대부분의 차량에는 필수적으로 차동장치를 사용하고 있다. 변속기 내의 차동기어와 드라이브 샤프트를 포함한 백래시는 차량의 바퀴와 연결되어 차량의 성능에 직접적으로 영향을 미치는 중요한 항목이지만 세부적인 관리치가 정립되어 있지 않았다. 현재 이러한 백래시는 제작 업체마다 측정값이 상이하고 설계적인 측정 기준도 다르다. 이 연구는 차동기어의 내부 백래시와 드라이브 샤프트를 포함한 백래시를 정량적으로 측정할 수 있는 새로운 측정 장비를 개발하고 데이터 베이스를 쌓아 검증하였다. 이를 통하여 차동기어와 드라이브 샤프트를 포함한 토탈백래시 설계, 관리 기준을 개발한 것을 기술하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 백래시와 틱인충격

차량이 주행하는 중 틱인/아웃 시 발생하는 충격은 엔진 가진력의 변동과 구동계 전체에 걸친 백래시에 의하여 발생한다. Fig. 1은 엔진, 변속기, 드라이브 라인을 도시한 것이다. 틱인/아웃 시 발생하는 충격은 Fig. 1의 ① 엔진에서 발생한 토크 변동이 ② 변속기를 거치면서 기어비에 의해 증폭되고 ③ 드라이브 샤프트와 바퀴까지 전달되는 과정에서, 토크가 양의 방향에서 음의 방향으로 변동될 때 백래시에 의해 단절되었다가 다시 결합되는 과정에서 발생한다. 일반적으로 백래시는 기어 백래시를 의미한다<sup>(4)</sup>. 동력을 전달하는 기어에서 백래시가 너무 작으면 조립이나 윤활 등이 불충분하게 되어 마찰에 의한 스키핑 등과 같은 내구 문제가 발생할 수 있다. 반대로, 백래시가 너무 크면 조립은 용이하나 아이들러 기어에서 래틀성

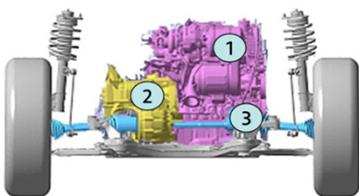


Fig. 1 A engine and driveline system

소음이 발생하거나 차량 구동 중 충격이 발생할 수 있다<sup>(6)</sup>. 따라서, 백래시는 적절한 기준값을 가지고 설계하고 관리해야 하는 중요한 항목이다.

### 2.2 변속기 토탈백래시

변속기는 동력을 전달하기 위하여 약 30개 이상의 기어와 베어링 등으로 구성되어 있고 변속기 종류에 따라 클러치, 브레이크, 싱크로 기구, 유압 요소 등으로 구성되어 있다. 자동변속기 토탈백래시 측정 장비를 이용하여 변속기 내부의 백래시에 영향을 미치는 인자들에 대한 연구결과에 의하면 차동기어(differential gear)의 백래시가 상당한 영향을 미친다는 것이 확인되었다. Fig. 2는 자동변속기 토탈백래시 측정 데이터를 도시한 것으로 shim의 유무에 따라 각 단별로(stage) 회전각 토탈백래시 크기가 기중에 따라 최대 2.5°~4° 정도까지 증가하는 결과를 2대에 대하여 점검한 결과이다<sup>(6)</sup>.

### 2.3 차동기어의 토탈백래시

차동기어는 내부에 좌우 2개의 사이드기어와 하중에 따라 2개 혹은 4개의 피니언기어로 구성되어 있다.

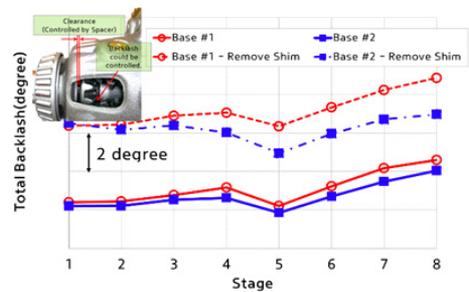


Fig. 2 An automatic transmission total backlash data before and after removal of the differential gear shim

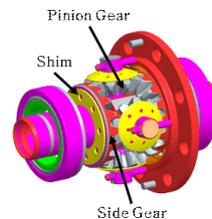


Fig. 3 A differential side gear and pinion gear

차동기어 백래시는 이러한 기어들의 조립성과 움직임에 영향을 받는다.

Fig. 3은 차동기어의 사이드기어와 피니언기어 그리고 심을 보인 것이다. 일반적으로 베벨기어로 구성된 차동기어는 사이드기어와 피니언기어 사이의 백래시가 일정한 값을 가지고 있어야 한다. 일정한 백래시 값을 유지하기 위하여 디프 하우스징과 기어 사이에 일정한 두께의 심(shim)을 삽입하여 백래시를 유지 조절한다.

특히, 차동기어 백래시는 사이드기어와 피니언기어의 물림 위치에 따라 변화한다. 이것은 차동기어마다 사이드기어와 피니언기어의 치의 크기 차이로 인하여 기어의 물림 위치에 따라 회전각이 달라지기 때문이다.

Fig. 4는 차동기어의 사이드기어와 피니언기어의 위치에 따라 백래시의 최소값과 최대값을 가지는 기어의 위치를 보인 것이다.

**2.4 차동기어 토탈백래시 측정장비**

Fig. 5는 개발된 차동기어 토탈백래시 측정장비를 보인 것이다. 이 장비는 Fig. 5(a)와 같이 사이드기어와 피니언기어의 토탈백래시를 측정할 수 있으며, Fig. 5(b)와 같이 드라이브 샤프트를 추가하여 드라이브 샤프트 백래시의 영향성도 측정할 수 있도록 구성하였다(7).

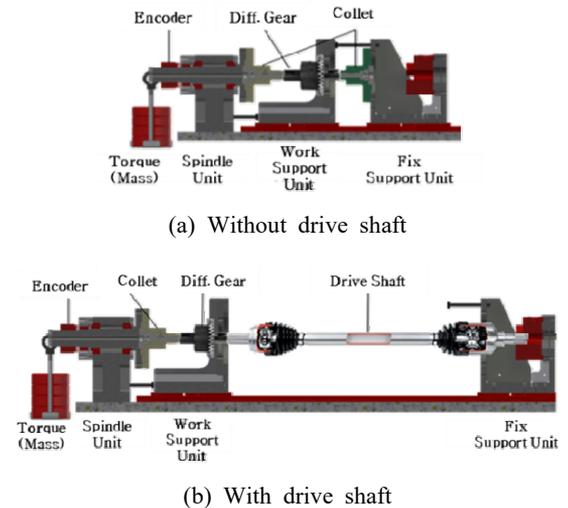
차동기어를 지그에 고정하고 콜렛을 양쪽의 사이드기어 스플라인에 삽입하여 사이드기어 내경부 스플라인 백래시를 ‘0’화 한다. 그 뒤 한쪽의 사이드기어에 일정한 질량을 추가하여 정방향으로 토크를 부여하고 반대 방향으로 질량을 이동하여 역방향으로 일정한 토크를 부여한다. 이때 변화하는 각도를 엔코더(25 000 pulse/rev(HEIDENHAIN사))를 이용하여 측정하는 방식이다. Fig. 5(a,b)에서 보여지는 2가지 측

정법을 이용하여 구한 값의 차이를 통하여 드라이브 샤프트 백래시의 크기를 확인할 수 있다.

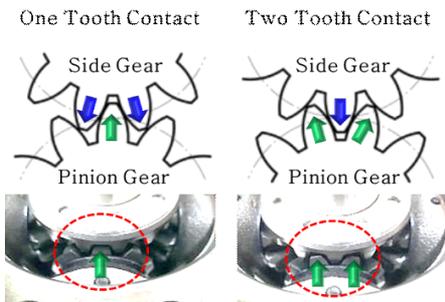
**2.5 차동기어 백래시 측정결과**

차동기어 백래시 측정장비를 이용하여 양산된 ‘A’, ‘B’, ‘C’, ‘D’ 4기종(2-pinion, 4-pinion)의 차동기어에 대하여 토탈백래시를 약 600회 측정하였다.

Table 1은 측정된 차동기어의 토탈백래시의 최소값과 최대값 산포를 나타낸 것이다. 평균값이나 표준편차 등은 매일 양산하는 수준과, 평가 데이터 개수에 영향을 받는 값이므로, 생산자 입장에서는 의미가 있는 값이나 구동계 시스템에 영향을 미치는 인자라는 측면에서는 평균값과 표준편차보다는 최소값, 최대값이 시스템적으로 의미가 있다. 양산품 차동기어의 토탈 백래시는 전반적으로 1° 미만이다. 이 장비는 한쪽을 고정하고 측정하는 반면, 실제 차량에서는 좌우가 동



**Fig. 5** Differential side gear and pinion gear backlash measurement system



**Fig. 4** Side and pinion gear position related to the backlash

**Table 1** Results of the differential side gear and pinion gear total backlash data range

Item	Pinion	Min	Max	AVG	STD
‘A’	2	0.63°	0.86°	0.74°	0.075°
	4	0.68°	0.88°	0.79°	0.067°
‘B’	2	0.63°	0.86°	0.8°	0.084°
	4	0.70°	0.90°	0.79°	0.056°
‘C’	4	0.72°	0.92°	0.76°	0.088°
‘D’	4	0.58°	0.90°	0.82°	0.06°

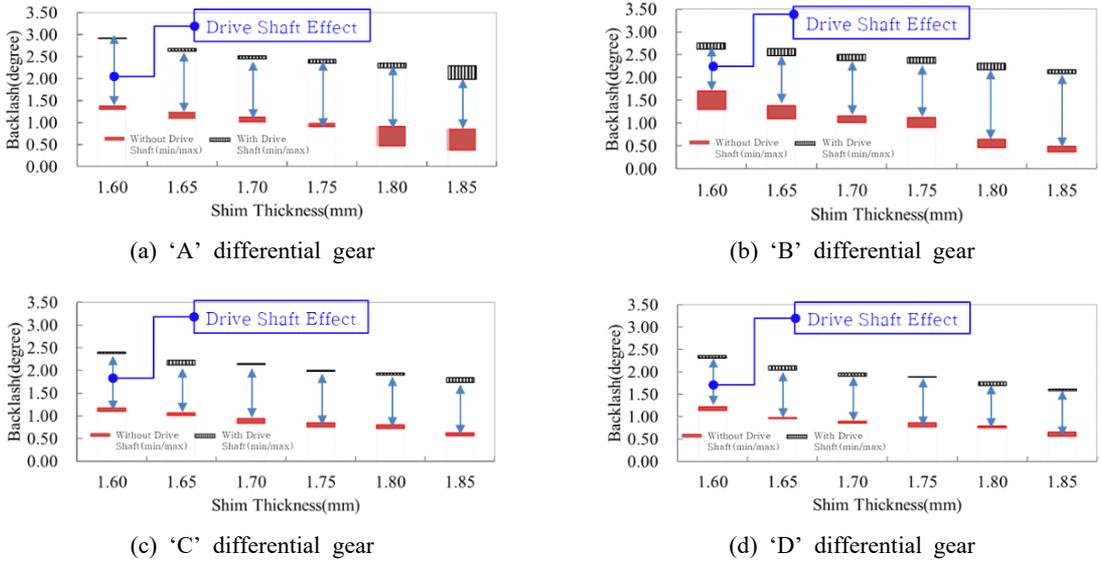


Fig. 6 Differential side gear and pinion gear total backlash measurement data (with and without drive shaft)

Table 2 The drive shaft backlashes

Items	Min	Max
'A' type	1.12°	1.54°
'B' type	1.07°	1.26°
'C' type	1.05°	1.21°
'D' type	0.89°	1.19°

시에 회전하기 때문에 차량의 거동에 영향을 미치는 백래시는 단품에서 측정된 결과값의 절반 정도의 백래시가 영향을 미치는 것으로 판단하는 것이 타당하다.

### 2.6 차동기어 심두께에 따른 백래시 수준과 드라이브 샤프트 영향성

차동기어는 구조상 심(shim) 두께가 늘어나면 축(axial)방향의 백래시가 줄어든다. 공장에서 관리하는 심두께의 등급이 최소값과 최대값의 차이가 250 μm 정도이고 차동장치가 조립이 완료되면 단조로 만들어 지는 기어 품질, 제작 공차 등을 감안하여 일정한 구간 안에서 백래시값을 설정한다. 차동기어와 드라이브 샤프트가 포함된 구동계 백래시 영향성을 확인하기 위하여 심두께별 차동기어의 백래시와 드라이브 샤프트가 포함된 백래시를 각각 측정하였다. Fig. 6은 'A', 'B', 'C', 'D', 4개 기종의 차동기어에 대하여 심 두께별로 드라이브 샤프트 유/무에 따른 토탈백래시 측정 결과를 보인 것이다. Table 2는 드라이브 샤

Table 3 Differential side gear and pinion gear total backlash data without and with drive shaft

Item		Before	After
Only diff.	Min	0.79°	0.58°
	Max	1.15°	0.81°
Diff.+with D/Shaft	Min	2.23°	1.82°
	Max	2.54°	2.11°

프트의 백래시 값을 나타낸 것으로 Fig. 6에서 도시된 것과 같이 차동기어에 드라이브 샤프트를 포함하여 측정된 백래시 측정값에 차동기어 백래시 측정값을 차감한 데이터의 최소값과 최대값을 나타낸 것이다. 이를 통하여 드라이브 샤프트에서 스플라인과 베어링이 포함된 조인트부의 내부 백래시 등을 포함한 값이 최대 1.19°에서 1.54° 정도인 것을 확인할 수 있다.

### 2.7 차동기어 백래시와 틱인속 개선 사례

Table 3은 'E' 타입의 차동기어로 틱인속이 발생한 문제품과 백래시 축소품의 데이터, 그리고 드라이브 샤프트를 포함한 문제품과 신품의 백래시 측정값을 나타낸 것이다. 문제품과 드라이브 샤프트를 포함한 차동기어 토탈백래시 측정 결과 2.23°~2.54°가 나오고, 신품 드라이브 샤프트와 차동기어 백래시를 축소하여 1.82°~2.11° 수준까지 축소된 것을 확인하였다. Fig. 7은 Table 3의 측정품을 이용하여 차량 틱인

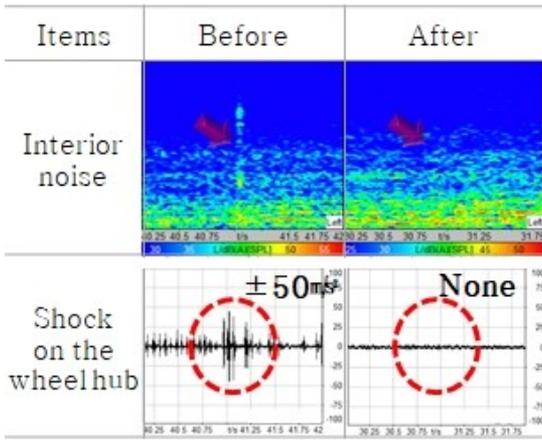


Fig. 7 Tip in shock test results before and after modification

조건에서 실내 소음과 휠의 너클부에서 진동을 측정 한 결과이다. 문제품은 실내에서 소음 인지가 가능하며 휠 너클부에서 약  $\pm 50 \text{ m/s}^2$  충격성 진동이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 반면 백래시 축소품은 차량에서 충격이 발생하지 않았다. 이를 통하여 개발 차량에 적용된 차동기어와 드라이브 샤프트의 단품 백래시 관리 기준을 설정하였다.

$$n = \text{Axial backlash} \times (2 \times \tan \alpha \times \sin \delta) \quad (1)$$

$$\text{Rotation backlash} = \frac{n}{d} \times \frac{360^\circ}{\pi} \quad (\text{degree}) \quad (2)$$

- $n$  : gear backlash
- $\alpha$  : pressure angle
- $\delta$  : pitch angle
- $d$  : pitch circle diameter

### 2.8 차동기어 백래시 데이터를 통한 설계시 백래시 예측법 정립

차동장치 내의 사이드기어와 피니언기어 백래시 측정기를 이용하여 측정된 Fig. 6의 값을 이용하여 신규 제원 설계시 백래시값을 예측하기 위한 상관성을 확인하였다.

Table 4는 식 (1), 식 (2)와 Fig. 8에서 도시된 바와 같이 심두께에 해당하는 축방향 백래시(axial backlash)와 압력각(pressure angle), 피치각(pitch angle) 등을 이용하여 구한 설계 백래시 값과 실측한 백래시

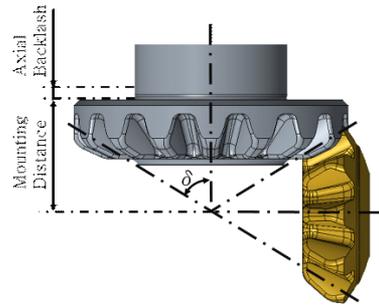


Fig. 8 Side and pinion gear design

Table 4 ‘A’ differential gear backlash comparison between the design and experimental data

Item	Axis backlash	Rotation backlash
Design value	0.418 mm	Max 0.478°
Experimental value	0.4 mm	Max 0.46°

회전각 값을 비교한 것이다. 설계값과 실측값이 상당히 유사한 것을 확인할 수 있다. 이 설계값에는 기어를 지지하는 축의 간극 등을 고려하였다. 실측값에는 사이드기어와 피니언기어의 백래시 뿐만 아니라 기어를 지지하는 샤프트와의 조립 간극 등이 포함되어 있고 일정한 회전 토크를 부여하여 측정하기 때문에 하중에 의한 미소한 간극 변화가 추가되어서 설계값과 다소 차이가 있는 것으로 판단된다. 당사에서 사용하는 모든 차동기어 시스템은 구조가 같고 선형적인 계산방식을 도입하였으므로 이러한 상관성 검증을 통하여 향후 초기 설계를 진행할 때, 차동기어의 백래시 값을 예측할 수 있게 되었다.

### 3. 결 론

이 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 차동기어의 사이드기어와 피니언기어 사이의 토탈백래시를 측정하고 정량화 할 수 있는 측정장비와 측정기법을 개발하고 약 600회 이상의 측정을 통하여 양산품의 백래시 품질 데이터베이스를 구축하였다.
- (2) 차동기어 백래시는 사이드기어와 피니언기어의 치 위치에 따라 측정값이 차이가 있으며 차동기어의 백래시와 심의 두께에 대한 상관관계를 확인하였다.

(3) 차량에서 영향을 미치는 구동계 백래시 인자 중에 차동기어 백래시보다는 드라이브 샤프트 백래시가 조건에 따라 최대 2배 이상 큰 것을 확인하였다.

(4) 차동기어 백래시 설계값에 대한 재정립을 통하여 실측값과 거의 유사함을 확인하였다. 이를 통하여 설계단계에서부터 차동기어 백래시 값을 예측할 수 있게 되었다.

(5) 향후 이 연구를 기초로 하여 전기차 감속기 등에 적용되는 차동기어의 백래시 설계 기법과 관리 규정을 설정하여 제품의 소음 진동 현상의 강건성을 확보할 수 있게 되었다.

## References

(1) Chae, C. K., Lee, Y. W., Won, K. M. and Kang, K. T., 2004, Experimental and Analytical Approach for Identification of Driveline Clunk Source and Transfer Path, SAE, 2004-01-1231.

(2) Chae, C. K., Won, K. M., Kang, K. T. and Schulz, I., 2005, Measurement of Transmission Rattle Sensitivity and Calculation of Driveline Torsional Vibration for Gear Rattle Analysis, SAE, 2005-01-1785.

(3) Lee, H. K., Kim, M. S., Hong, S. M., Oh, S. I., and Yoo, D. K., 2019, A Study on the Correlation between Total Backlash of Automatic Transmission and Tip in Shock of the Vehicle, Proceedings of the KSNVE 2019 Annual Spring Conference, p. 82.

(4) Lee, H. K., Kim, M. S., Hong, S. M., Kim, S. Y. and Yoo, D. K., 2019, Development of Total Backlash Measurement Technique for Automatic Transmission and Correlation Study of Vehicle Tip-in Shock, Proceedings of Aachen Acoustics Colloquium 2019.

(5) Liang, M., Wang, Y. and Zhao, T., 2019, Optimization on Nonlinear Dynamics of Gear Rattle in

Automotive Transmission System, Hindawi Shock & Vibration, No. 1-13, pp. 1~13.

(6) Lee, H. K., Kim, M. S., Hong, S. M., Im, Y. S., Yoo, D. K. and Chae, G. M., 2020, A Study on the Total Backlash Influence Factors of the Automatic Transmissions for the Vehicle Tip-in Shock, Proceedings of the Inter-noise 2020 Conference, pp. 4487~4495.

(7) Hong, S. M., Lee, H. K., Kim, M. S., Im, Y. S., Kim, Y. B., Suh, H. S., Chae, G. M. and Lee, T. H., 2020, A Study for Developing Backlash Measurement System of the Differential Side Pinion Gears and Its Adaptation for Improving the Vehicle Tip-in Shock, Proceedings of the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference, p. 245.



**Hyun Ku Lee** is an NVH global R&D master engineer in the Hyundai - Kia Motors Research and Development Division. He received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Konkuk University in 1995 and 1997,

respectively. He won a Jang Young-sil Award in 2010 and is registered in the Marquis Who's Who in the World 2016, 33<sup>rd</sup> Edition, and in the 2000 Outstanding Intellectuals of 21<sup>st</sup> Century 10<sup>th</sup> Edition 2016 of the International Biographical Center. He also won the 1<sup>st</sup> Yang Bo Suk Technical Award in 2016 from KSNVE. He developed several 6<sup>th</sup> and 8<sup>th</sup> speed ATs, a CVT, transmission error measurement equipment for external gear and planetary gear sets, a PRMC, and a PTA program for gear designers, and authored several papers related to automatic transmission noise. His current research on driveline noise focused on planetary gear NVH and efficiency, EOL, transmission error, total backlash, electric vehicle reducer NVH, and so on.

# 지하철 승강장에서 소음 및 신호안내음의 분포 특성

## The Distribution Characteristic of Noise and Signal Guide Sound in Subway Platform

송은성\* · 김수홍\* · 김정훈\* · 이송미\* · 류종관†  
Eunsung Song\*, Suhong Kim\*, Jeonghun Kim\*, Songmi Lee\* and Jongkwan Ryu†

(Received August 20, 2021 ; Revised October 19, 2021 ; Accepted November 9, 2021)

**Key Words :** Subway Platform(지하철 승강장), Signal Guide Sound(신호안내음), S/N Ratio(S/N비, 신호대 잡음비)

### ABSTRACT

As the elderly frequently use subway stations, there is a need for the acoustical improvement of subway platforms from a barrier-free perspective. In this study, the distribution characteristics of noise and signal guide sounds on subway platforms are determined for different locations. The entering and leaving noise of the train and the signal guide sounds were measured for thirteen and fourteen points along the two subway platforms. As a result, the maximum difference ( $L_{Aeq}$ ) between the noise values for the train entering and leaving for the measurement points ranged from 5.0 dBA ~ 9.0 dBA and 9.2 dBA ~ 10.9 dBA, respectively. Additionally, the maximum difference ( $L_{Aeq}$ ) between the signal and guide sounds for the measurement points ranged from 6.2 dBA ~ 6.5 dBA and 4.7 dBA ~ 6.5 dBA, respectively. The maximum difference ( $L_{Aeq}$ ) in the signal to noise ratio (S/N ratio) between the noise and signal guide sounds for the measurement points ranged from 5.1 dBA ~ 14.6 dBA. It was also found that noise had more influence on the S/N ratio than the signal guide sound. These results suggest that there is a need for noise reduction in various positions of a subway platform to enhance speech intelligibility.

### 1. 서 론

한국철도공사의 자료에 의하면 전국 지하철에서 우대권을 사용하는 고령자가 2017년 대비 2019년에 18.4% 증가한 것으로 나타났다<sup>(1)</sup>. 이러한 사회현상에 맞춰 Ryu 등<sup>(2)</sup>은 청력손실이 큰 고령자들을 위한 공공공간에서의 음 배리어프리(acoustics barrier-free)의 필요성을 강조하였다. Song 등<sup>(3)</sup>은 고령자 대상

설문조사를 통해 지하철 콘코스 에 비해 승강장이 소음, 울림에 대한 불만족도가 높음을 확인하였다. 또한 지하철 승강장은 지상철 승강장보다 소음도( $L_{Aeq}$ )가 높은 것으로 나타나<sup>(4,5)</sup> 지하철 승강장의 음환경 개선의 필요한 것으로 판단된다.

국내 지하철 승강장 내 소음 현황에 대한 연구를 살펴보면 Lee 등<sup>(6)</sup>은 서울지하철 역사의 승강장 단면 형태별 소음 현황을 확인하여 승강장이 중앙에 위치하고 그 양쪽으로 철로가 배치되어있는 섬식 승강장(island platform)이 철로가 중앙에 위치하여 양쪽에

† Corresponding Author ; Member, School of Architecture, Chonnam National University, Professor  
E-mail : jkryu@jnu.ac.kr

\* Department of Architectural & Civil Engineering, Graduate School, Chonnam National University, Student

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2021 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Deuk Sung Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

승강장이 있는 구조인 상대식 승강장(side platform)에 비해 평균 2.0 dBA 이상 적은 소음레벨을 나타내고 있다고 밝혔다. Kim 등<sup>(7)</sup>과 Lee 등<sup>(8)</sup>의 연구에서는 스크린도어가 지하철 역사 내 소음 저감 효과가 있는 것으로 나타났다. Kim 등<sup>(9)</sup>의 연구에서는 일반 철도역사 승강장에서 철도열차 종류에 따른 성가심의 특성을 조사한 바 있다. 또한, 미국대중교통협회(APTA : american public transportation association)<sup>(10)</sup>에서 제시한 지하철 승강장 내 열차 진입 및 출발 시 소음 기준인 80 dBA, 정차 시 68 dBA에 대하여, 스크린도어 설치 역사<sup>(7,8)</sup>의 경우에는 기준을 만족한 것으로 나타났으나, 스크린도어가 미설치된 일부 역의 경우에는 기준을 초과한 것으로 나타났다. 국내의 승강장관련 소음 기준의 경우, 국가철도공단<sup>(11)</sup>에서 철도역 승강장 내 열차 진입 및 출발 시와 열차가 없을 시에 대한 소음 기준을 각각 80 dBA와 60 dBA으로 제안하였으며, 지하 승강장<sup>(12)</sup>의 경우, 고속철도 승강장 내 소음레벨( $L_{Aeq}$ )을 80 dBA을 권장 기준으로 제안하고 있다. 하지만 이 기준들은 지하철 대상이 아닌 철도와 고속철도를 대상으로 하고 있으며, 측정 위치에 대한 정확한 기준이 없어 측정위치 별 소음레벨의 차이가 예상되는 지하철 포함 철도 승강장에서의 적용을 위해서는 측정 위치 별 소음 분포에 대한 검토가 필요한 것으로 판단된다. 또한, 철도 이용객의 명확한 음성정보 제공을 위해 신호안내음 관점의 측정위치별 음성명료도 분포 특성도 확인할 필요가 있다.

한편, 지하철 승강장 내 열차신호음과 음성안내음으로 구성되어 있는 신호안내음 개선의 필요성이 나타남<sup>(3)</sup>에 따라 공공 공간에서의 신호안내음 관련 연구를 살펴본 결과, 영국표준기관(BSI : british standards institution)<sup>(13)</sup>에서는 비상상황 시 요구되는 음성안내음(voice alarm)의 명료도를 위해서 최소 10 dB 이상의 신호대잡음비(S/N비 : signal to noise ratio)를 권장하였다. Sato 등의 연구<sup>(14)</sup>에서는 고령자의 경우 S/N비가 5 dB 증가에 따라 단어 정답률이 20%~25% 증가하는 것으로 나타났고, S/N비가 10 dBA일 때 청력 손실이 가장 컸던 고령자그룹의 단어정답률이 약 75%임을 제시<sup>(15)</sup>하였다. Song 등<sup>(16)</sup>은 스크린도어가 설치된 2곳의 지하철 승강장 내 열차신호음과 배경소음, 음성안내음과 열차도착소음에 대한 S/N비를 1개 지점에서 현장 측정된 결과 각각 5.9 dBA ~ 6.4 dBA, -6.6 dBA ~ -4.6 dBA로 앞서 음성안내음의 명료도를

위한 권장 S/N비보다 낮게 나타났다. 지하철 승강장 내 음성안내음의 명료도 개선을 위한 연구로 Jeon 등<sup>(17)</sup>은 청감실험을 통해 음성안내음의 고주파대역 증가 시 고령자의 단어인식률이 상승한다는 것을 제시하였다.

그러나, 기존 확산 공간과 달리 거리에 따라 잔향시간이 증가하는 특성을 갖고 있는<sup>(18-20)</sup> 지하철 승강장은 거리에 따라 증가하는 잔향시간에 의한 음성명료도 저해가 우려된다. 이에 Kang<sup>(21)</sup>은 축소모형과 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 지하철 승강장과 같은 긴 음장의 경우도 적절한 흡음 처리로 음성명료도를 개선할 수 있고, 스피커의 지향성을 높이면 음성명료도 개선에 큰 도움을 줄 수 있음을 제시<sup>(22)</sup>하였다. Gomez<sup>(23)</sup>는 확산계수(scattering coefficient)의 증가에 따라 잔향시간이 감소하는 것을 확인하면서 승강장 내 음성명료도 개선을 위해 흡음률과 확산계수를 고려한 4가지 새로운 천장 마감설계를 제안하였다.

하지만, 지하철 승강장 내에는 다양한 위치에서 발생하는 소음원에 의해 발생하는 소음레벨의 위치별 차이가 나타나는 것<sup>(5-7,24)</sup>으로 보인다. 기존 연구<sup>(5-7,24)</sup>에서는 승강장 내 발생하는 소음에 대해 1개~3개 측정지점의 위치별 특성을 확인하였는데, 소수의 위치에서의 측정을 통해서만 역사 내 음환경 특성을 이해하기 어려운 것으로 판단된다.

따라서, 이 연구에서는 2개의 지하철 승강장을 대상으로 다수의 위치별 측정을 진행하여 승강장 내 소음 및 신호안내음의 위치별 분포 특성을 확인하고, 승강장 내에서 발생하는 신호안내음과 소음의 S/N비를 분석하여 S/N비의 주요 영향인자를 도출하고자 한다.

## 2. 측정 방법

### 2.1 측정 대상

광주 지하철의 유동인구가 많은 역사 중 역사형태 별로 구분하여 2개 역사를 선정하였다. Station A는 Fig. 1(a)와 같이 승강장을 중심으로 양쪽으로 철로가 배치되어있는 일반적인 섬식 승강장이다. Station B는 Fig. 1(b)와 같이 철로가 중앙에 위치하여 양쪽에 승강장이 있는 구조인 상대식 승강장이지만 한쪽 공간이 넓은 특징이 있다. Table 1과 같이 두 승강장 모두 벽, 바닥과 기둥은 화강석으로 이루어져 있으며, 천장의 경우 아연도강판이 설치되어 있다. 스크린도어는 완전 밀폐형으로 설치되어 철로와 승강장

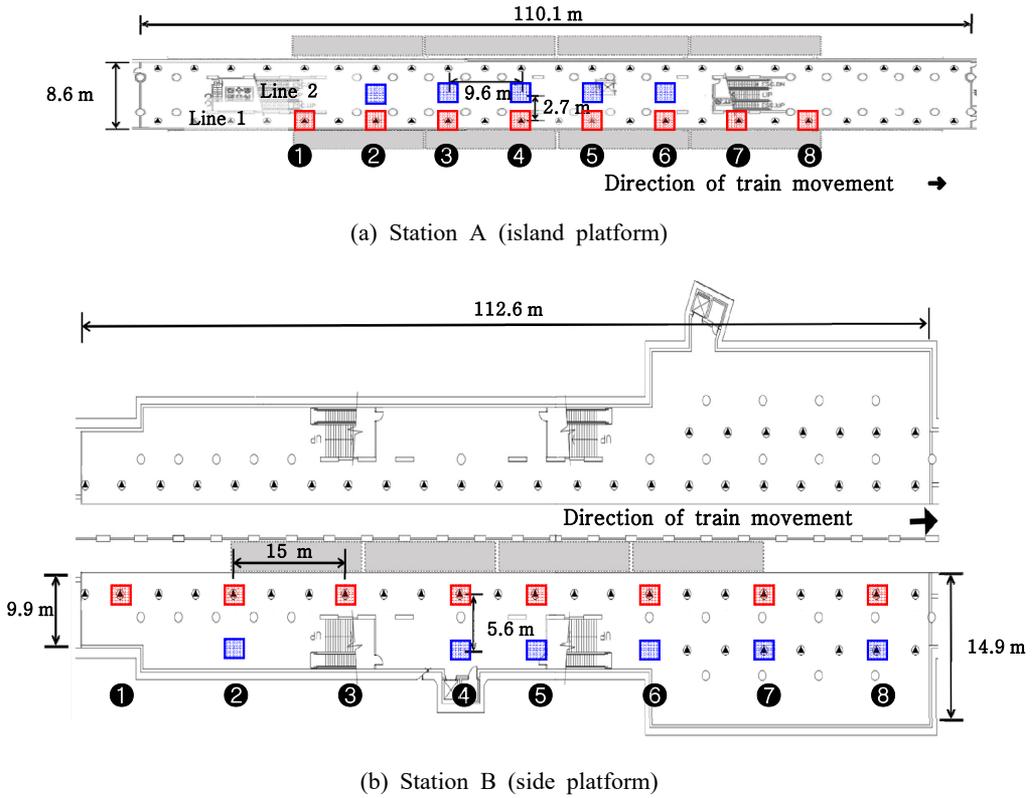


Fig. 1 Measurement points (box in red and blue color) on subway platforms (column : ○, speaker : ▲)

Table 1 Finishing materials and measurement information by each station

Station	Type	Material			Measurement information			
		Wall	Floor	Ceiling	Point	Horizontal spacing	Vertical spacing	Distance from screen door
A	Island	Granite polished	Granite polished	Zinc steel sheet	13	9.6 m	2.7 m	1.2 m
B	Side	Granite polished	Granite polished	Zinc steel sheet	14	15 m	5.6 m	1.4 m

이 분리되어 있다. 승강장 내 스피커는 자동안내방송장치를 통해 열차 진입 신호음, 행선지 안내방송음, 화재 발생 시 정보음 및 음성안내음이 자동으로 송출된다.

### 2.2 측정개요 및 장비

측정 시간은 19:00부터 21:30까지 총 2시간 30분간 진행되었으며, sound level meter(NL-52, Rion : 3대, XL2, NTi Audio : 1대) 총 4대를 1회로하여 Fig. 3과 같이 동시측정을 진행하였다. 측정 구간은 열차도착을 알리는 신호안내음이 발생하기 전 배경소음부터 열차가 승강장을 지나 진출소음이 사라질 때까지 약 2분

30초간을 측정하였다. 측정 지점은 승강장 내 위치별 분포특성을 조사 위하여 Table 1과 Fig. 1과 같이 station A와 B 각각 13개소, 14개소로 측정을 진행하였다. Station A의 지점 간 거리는 승강장의 길이방향으로 9.6 m 간격, line 1(L1)과 line 2(L2)의 간격은 2.7 m로 측정하였으며, station B의 지점 간 거리는 승강장의 길이방향으로 15 m 간격, L1과 L2의 간격은 5.6 m로 측정하였다. 또한, Fig. 2와 Fig. 3과 같이 승강장 내 천장형 스피커 바로 아래 바닥에서 높이 1.2 m 지점에서 측정하였고, 스크린도어에서 station A와 B 각각 1.2 m, 1.4 m 이격한 지점(L1)에서 스크린도어를 바라보며 측정하였다. Station B의 경우, Fig. 1과



(a) Station A (island)



(b) Station B (side)

Fig. 2 On-site measurement on the subway platform

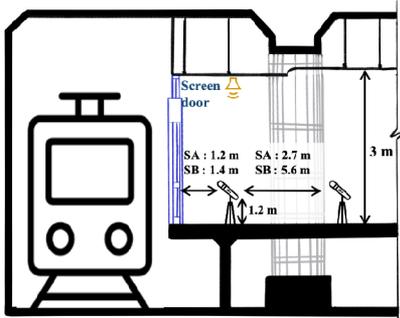


Fig. 3 Detailed measurement points on the subway platform

Fig. 4 Types of sound sources occurring on subway platforms

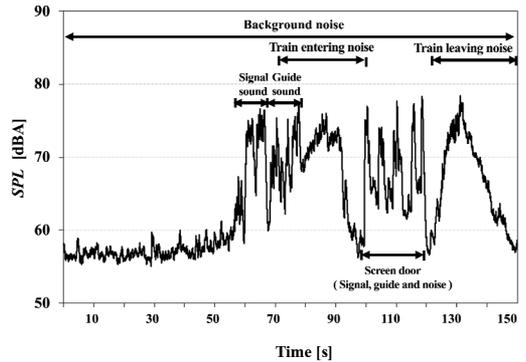


Fig. 4 Types of sound sources occurring on subway platforms

Table 2 Classification of the sound in subway platform

Classification	Noise			Signal guide sound	
	Back ground noise	Train entering noise	Train leaving noise	Signal sound	Announcement
Characteristic of the sound	Escalator, conversation sound	Train operation sound and brake sound	Train operation sound	Notify entering train	Measure before entering a train
Measure time [s]	30	17	20	10	7

### 3. 측정 결과

#### 3.1 분석 방법

분석은 우선, Fig. 4와 같이 지하철 승강장 내에서 발생하는 다양한 종류의 음원 분류를 진행하였다. 그 중에서 열차 진출입에 따라 발생하는 소음원과 스피커를 통해 발생하는 신호안내음을 분류하여 A보정치를 더한  $L_{Aeq}$ 로 분석을 진행하였다. 또한 실제 승강장 내에서 발생하는 신호대잡음비(S/N비)를 3종류로 분류하여 분석하였다. 소음원에는 에스컬레이터(작동음 등)와 사람들의 대화, 이동 소리가 포함된 배경소음과 열차 진입, 진출 소음이다. Table 2와 같이 배경소음은 열차를 알리는 신호음이 나오기 전 약 30초를 분석하였고, 진입소음은 열차 정차 시까지 약 17초 가량을 분석하였고, 진출소음은 열차 출발 후 소음이 사라질 때까지 약 20초를 분석하였다. 신호안내음은 Table 2와 같이 열차 진입을 알리는 신호음과 음성안내음으로 구성된다. 신호음은 약 10초, 음성안내음은 진입 소음과 겹쳐지기 전까지인 약 7초 가량을 분석하였다.

### 3.2 현장측정결과

#### (1) 위치별 소음레벨

##### 가. 배경소음

측정대상의 배경소음은 국가철도공단에서 제시한 철도승강장 내 열차가 없을 시의 소음기준인 60 dBA와 비교해 보면 Fig. 5(a)와 같이 station A의 양 끝 지점을 제외하고 기준대비 전반적으로 낮은 것으로 나타났다. Station A에서의 배경소음의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 5(a)와 같이 57.0 dBA ~ 62.0 dBA의 범위로 측정 위치 간 최대 차이는 5.0 dBA이며, 표준편차는 1.5 dBA로 나타났다. 승강장 중앙지점에 비해 끝 쪽 지점(1번, 8번)에서  $L_{Aeq}$ 가 높게 나타났는데, 이는 승강장 끝 쪽에 위치한 계단 부근에서 에스컬레이터 안내음과 승객의 대화 소리에서 기인한 것으로 판단된다. 또한, L1과 L2를 비교해 보았을 때 평균값 기준으로 L2의  $L_{Aeq}$ 가 0.8 dBA 높은 수치를 나타냈다. Station B의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 5(a)와 같이 45.5 dBA ~ 54.5 dBA의 범위로 측정 위치 간 최대 차이는 9.0 dBA이며, 표준편차는 3.0 dBA인 것으로 나타났다. 끝 쪽 지점이 중앙지점보다  $L_{Aeq}$ 가 높게 나타났는데, 이는 station A와 동일한 이유로 판단된다. 또한, L1과 L2를 비교해 보았을 때 편차가 가장 컸던 5번 지점에서는 1.5 dBA의 편차를 보였다.

##### 나. 진입소음

측정대상의 진입소음은 APTA에서 제시한 기준값인 80 dBA( $L_{Aeq}$ )와 비교해 보면 두 승강장 모두 기준값보다는 낮은 것으로 나타났다. Station A에서 진입소음의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 5(b)와 같이 66.1 dBA ~ 75.3 dBA

의 범위로 열차 진입구와 가까운 지점(1번)일수록  $L_{Aeq}$ 가 높게 나타났으며, 측정 위치 간 최대 차이는 9.2 dBA로 나타났으며, 표준편차는 2.6 dBA로 나타났다. 또한, L1과 L2를 비교해 보았을 때 L1의  $L_{Aeq}$ 가 평균값 기준으로 0.5 dBA 높게 나타났다. Station B의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 5(b)와 같이 62.9 dBA ~ 73.8 dBA의 범위로, station A와 동일한 경향이 나타났으며, 측정 위치 간 최대 차이는 10.9 dBA이며, 표준편차 4.1 dBA로 나타났다. L1과 L2를 비교해 보았을 때 station A와 동일하게 L1의  $L_{Aeq}$ 가 평균값 기준으로 0.7 dBA 높게 나타났다.

##### 다. 진출소음

진출소음의 경우도 APTA에서 제시한 기준값인 80 dBA( $L_{Aeq}$ )와 비교해 보면 두 승강장 모두 기준값보다는 낮은 것으로 나타났다. Station A의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 5(c)와 같이 68.3 dBA ~ 74.1 dBA의 범위로, 측정 위치 간 최대 차이는 5.8 dBA였으며, 표준편차는 2.0 dBA로 나타났다. 진입소음과 반대로 열차 대상 역사를 떠나는 출구와 가까운 쪽 지점(8번)의  $L_{Aeq}$ 가 높은 경향을 보였으며, L1과 L2를 비교해 보았을 때 평균값 기준으로 L1의  $L_{Aeq}$ 가 1.1 dBA 높게 나타났다. Station B의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 5(c)와 같이 64.4 dBA ~ 72.9 dBA의 범위로, Station A와 동일한 경향으로 측정 위치 간 최대 차이는 8.5 dBA였으며, 표준편차는 3.1 dBA로 나타났다. Line간 편차는 평균값 기준으로 L1의  $L_{Aeq}$ 가 1.0 dBA의 위치별 편차로 더 높게 나타났다.

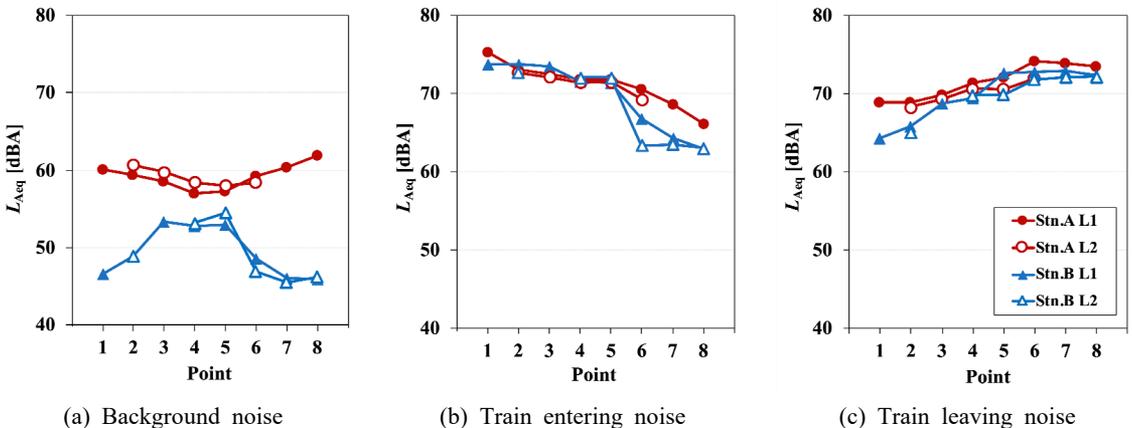


Fig. 5  $L_{Aeq}$  of noise for each measurement position in the subway platform

(2) 위치별 신호안내음의 특성

가. 열차신호음

Station A에서 열차신호음의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 6(a)와 같이 68.3 dBA ~ 74.8 dBA의 범위였으며, 측정 위치 간 최대 차이는 6.5 dBA, 표준편차는 1.3 dBA인 것으로 나타났다. 스피커 바로 아래인 L1과 2.7 m 이격된 L2를 비교해 보면, 평균값 기준으로 L1의  $L_{Aeq}$ 가 2.8 dBA 높게 나타났다. Station B의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 6(a)와 같이 71.5 dBA ~ 77.7 dBA의 범위였으며, 측정 위치 간 최대 차이는 6.2 dBA로 나타났고, 표준편차는 1.8 dBA로 나타났다. 여기서 가장 낮은  $L_{Aeq}$ 를 보였던 L1의 4번 지점의 경우, 측정 시 다른 지점에 비해 스피커 출력 값이 낮은 것을 확인하였다. L1에서 5.6 m 이격된 L2를 비교 시, 평균값을 기준으로 1.5 dBA의 위치별 편차를 보였다.

나. 음성안내음

Station A에서의 음성안내음의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 6(b)와 같이 67.5 dBA ~ 70.7 dBA의 범위를 보였는데, 측정 위치 간 최대 차이는 3.2 dBA인 것으로 나타났으며, 표준편차는 0.5 dBA로 나타났다. L1과 L2를 비교해 보았을 때 평균값 69.1 dBA를 기준으로 L1의  $L_{Aeq}$ 가 2.1 dBA 높은 수치를 나타냈다. Station B의  $L_{Aeq}$ 는 Fig. 6(b)와 같이 62.8 dBA ~ 67.5 dBA의 범위로 측정 위치 간 최대 차이는 4.7 dBA를 보였으며, 표준편차는 1.4 dBA로 나타났다. L1과 L2를 비교해 볼 때, 평균값 기준으로 1.1 dBA의 위치별 편차를 보였다.

(3) 위치별 S/N비 분석 결과

S/N비의 경우 실제 승강장 내에서 발생할 수 있는 S/N비를 구성하여 신호안내음의 명료한 음성안내를 위해 BSI(영국표준기관)에서 제시한 권장 S/N비(10 dBA) 값과 비교 분석하였다. 실제 광주 지하철에서는 음성안내음이 방송하는 중 열차가 승강장 내로 진입하고 있어, 음성안내음과 열차진입소음과의 S/N비의 관계에 대해 분석하였다. 또한 신호안내음 및 배경소음과 S/N비와의 관계에 대해서도 분석을 진행하였다.

가. 열차신호음과 배경소음의 S/N비

BSI에서 제시한 권장 S/N비 값과 두 대상 역사의 측정값을 비교해 보면 station B의 S/N비는 모두 권장값보다 높은 것으로 나타났고, station A의 경우 L1의 8번 지점과 L2의 6번 지점을 제외한 모든 지점이 권장값보다 높은 것으로 확인되었다. Station A에서의 S/N비는 Fig. 7(a)와 같이 9.5 dBA ~ 15.9 dBA의 범위로 측정 위치 간 최대 차이는 6.4 dBA로 나타났으며, 표준편차는 2.1 dBA로 나타났다. L1과 L2를 비교해 보았을 때 스피커 바로 아래의 위치한 L1의 S/N비가 평균값을 기준으로 3.6 dB 높은 것을 확인하였다. Station B의 S/N비는 Fig. 7(a)와 같이 17.0 dBA ~ 31.6 dBA의 범위를 보였다. 측정 위치 간 최대 차이는 L2의 5번 지점에서 14.6 dBA로 중앙 쪽 지점과 양 끝 쪽 지점의 편차가 큰 것으로 나타났으며, 표준편차는 4.6 dBA로 나타났다. 그러나 L1과 L2를 비교해 보면 평균값을 기준으로 1.5 dBA의 위치별 편차를 보였다.

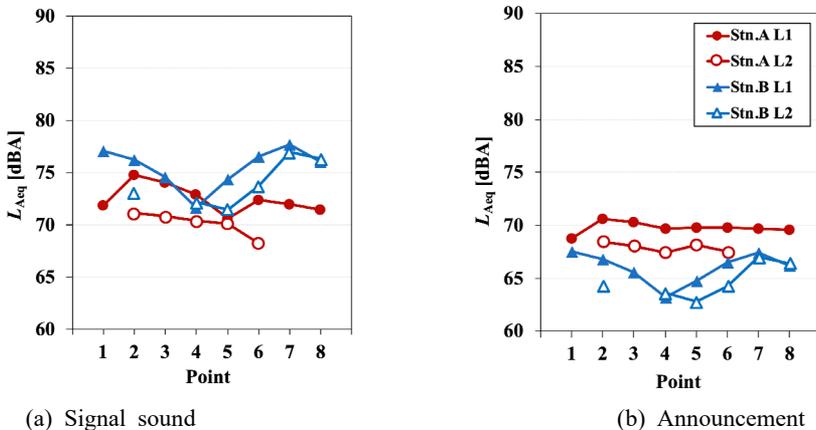


Fig. 6  $L_{Aeq}$  of the signal and announcement sound for each measurement position in the subway platform

나. 음성안내음과 배경소음의 S/N비

Station A의 L1의 양 끝 쪽 지점(1,7,8번)을 제외한 지점에서는 BSI에서 제시한 권장 S/N비 값보다 높은 것으로 나타났다. 그러나 L2의 경우 5번 지점을 제외하고 모든 지점이 권장값인 10 dBA보다 낮은 것으로 나타났다. Station B의 경우, L2의 5점 지점을 제외한 모든 지점이 권장 S/N비보다 높은 것으로 나타났다. Station A의 S/N비는 Fig. 7(b)와 같이 7.6 dBA ~ 12.7 dBA의 범위였고, 측정 위치 간 최대 차이는 5.1 dBA로 나타났으며, 표준편차는 1.7 dBA로 나타났다. L1과 L2를 비교해 보면, L1의 S/N비가 평균값 기준으로 2.8 dBA 높은 것으로 나타났다. Station B의 S/N비는 Fig. 7(b)와 같이 8.3 dBA ~ 21.5 dBA의 범위로 측정 위치 간 최대 차이는 13.2 dBA로 양 끝 지점과 중앙 쪽 지점의 편차가 큰 것으로 나타났으며, 표준편차는 4.2 dBA로 나타났다. L1과 L2를 비교해 보았을 때는 평균값 기준으로 1.1 dBA의 위치별 편차를 보였다.

다. 음성안내음과 열차 진입소음의 S/N비

BSI에서 제시한 권장 S/N비와 비교해 보았을 때 두 승강장의 모든 지점의 S/N비가 현저하게 낮게 나타났다. Station A에서 S/N비는 Fig. 7(c)와 같이 -6.6 dBA ~ 3.5 dBA의 범위로 다른 종류의 S/N비에 비해 현저하게 낮은 것으로 나타났다. 또한, 측정 위치 간 최대 차이는 10.0 dBA로 나타났으며, 표준편차는 2.7 dBA로 나타났다. L1과 L2를 비교해 본 결과는 L1의 S/N비가 1.5 dBA 높은 것으로 나타났다. Station B에서의 S/N비는 Fig. 7(c)와 같이 -9.3 dBA ~ 3.5 dBA의

범위로 측정 위치 간 최대 차이는 12.8 dBA였으며, 표준편차는 4.6 dBA인 것으로 나타났다. L1과 L2를 비교해 보았을 때, 평균값을 기준으로 0.4 dBA의 위치별 편차가 나타났다.

4. 토 의

4.1 지하철 승강장 위치별 소음 및 신호안내음 특성

이 연구에서의 배경소음의 경우, Fig. 1과 같이 두 대상역사 모두 승강장 내 계단의 위치와 지하철 정차 위치를 중심으로 승객들의 주동선이 한정적으로 나타내면서 역사 전체의 승객들의 이용이 균일하게 분포되지 않아 Fig. 5(a)와 같이 위치별 편차가 발생하는 것으로 보인다. 또한 L2의 경우, station A의 2, 3번 지점과 station B의 4번, 5번 지점에 위치한 의자에서 열차를 기다리는 승객들로 인해 Line별 편차가 평균값 기준으로 1.1 dBA인 것으로 나타났다. Fig. 5(b,c)와 같이 진입소음과 진출소음의 경우 열차의 진출입 방향에 따라 지점별 소음레벨 차이가 큰 것으로 나타났다. Lee 등<sup>(7)</sup>의 연구에서는 진입소음에 대하여 스크린도어를 설치한 상대식 승강장 내 양 끝과 중심 지점인 3지점의 표준편차는 평균값 기준으로 3.5 dBA로 나타났으며, 이 연구의 상대식 승강장인 station B의 경우 표준편차가 4.6 dBA로 나타났다. 열차신호음의 경우, Fig. 6(a)와 같이 모든 지점이 권장 S/N비인 10 dB 이상인 것으로 나타났다. 음성안내음의 경우 station A는 위치별 편차가 미미한 경향을 보였지만, station B는

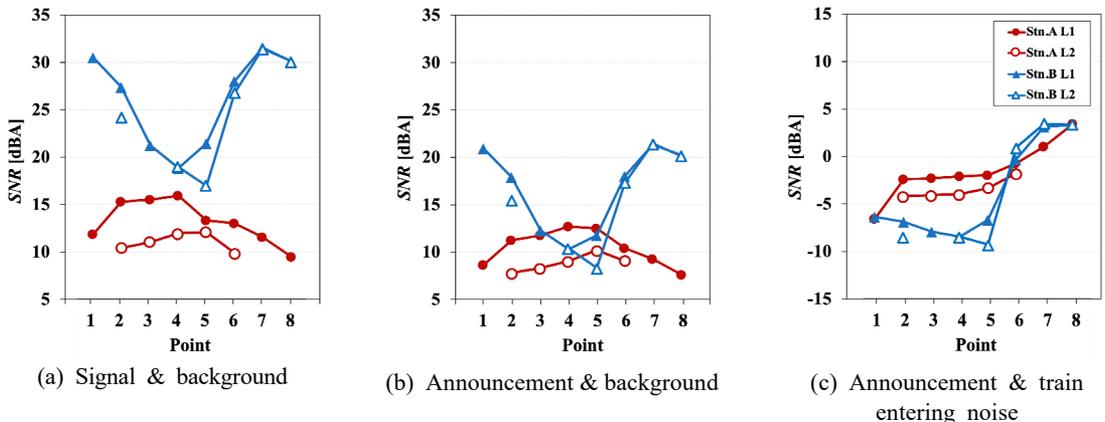


Fig. 7 Signal to noise ratio for each measurement position in the subway platform

양 끝과 중심지점 간의 편차가 큰 것으로 나타났는데, 현장 측정 시 4번 지점의 스피커의 출력값이 다른 지점의 비해 낮은 것에서 기인한 것으로 판단된다.

**4.2 두 역사 간 소음 및 신호안내음 분포 비교**

이 연구에서는 측정 지점이 제한되어 Fig. 1과 같이 섬식과 상대식 역사의 측정 지점의 범위 및 간격이 다르기 때문에 두 역사 간 소음 및 신호안내음 분포 특성을 비교하기 위해서 열차 정차 구간을 기준으로 평가지점을 새로 설정하여 비교 분석하였다. Fig. 1과 같이 station A는 1~8지점, station B의 경우 2~7지점에 대한 데이터를 기준으로 지점별 소음과 신호안내음의 음압레벨의 표준편차를 확인하였다. 소음의 경우 배경소음, 진입소음과 진출소음 모두 station B가 station A보다 지점별 음압레벨의 표준편차가 1.3 dBA ~ 1.5 dBA 큰 것으로 나타났다. 열차 열차신호음과

음성안내음의 경우도 station B가 station A보다 지점별 음압레벨의 표준편차가 0.6 dBA ~ 0.9 dBA 큰 것으로 나타났다. 이에 따라, 신호음과 배경소음의 S/N비의 경우 station B가 station A보다 지점별 음압레벨의 표준편차가 1.6 dBA ~ 2.4 dBA 큰 것으로 나타났다. 전체적으로 station B의 소음 및 신호안내음의 음압레벨 분포가 보다 크게 나타났으며, 이는 두 역사의 실내마감재가 동일한 재료임을 고려하였을 때, station B의 승강장 면적 및 체적이 보다 크기 때문인 것으로 사료되며, 이러한 다양한 변수들에 대한 영향들을 컴퓨터시뮬레이션을 통하여 추후 조사할 필요가 있다.

**4.3 S/N비와 신호안내음 및 소음의 상관관계**

지하철 승강장에서 음성안내음과 진입소음에 대한 S/N비는 권장값<sup>(13,15)</sup>인 10 dBA보다 낮은 것으로 나타났다. 지하철 승강장 내 음성명료도와 밀접한

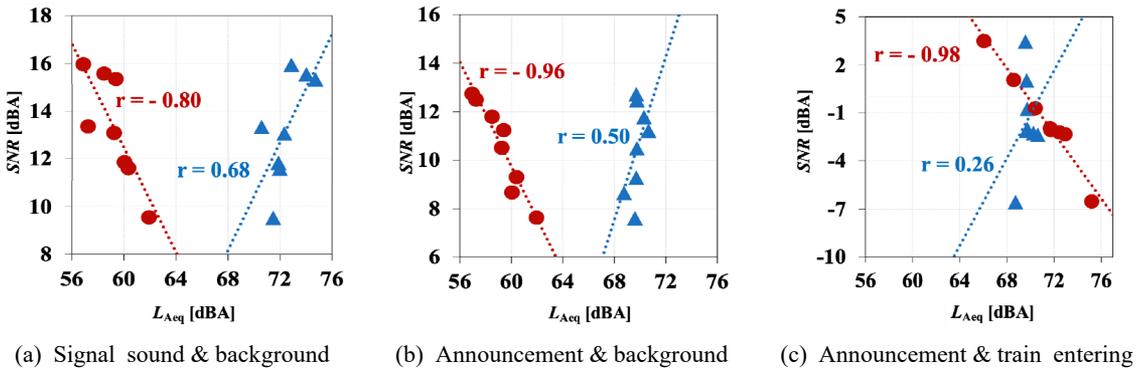


Fig. 8 Relation between noise and signal guide sound and SNR in station A (noise : ●, signal : ▲)

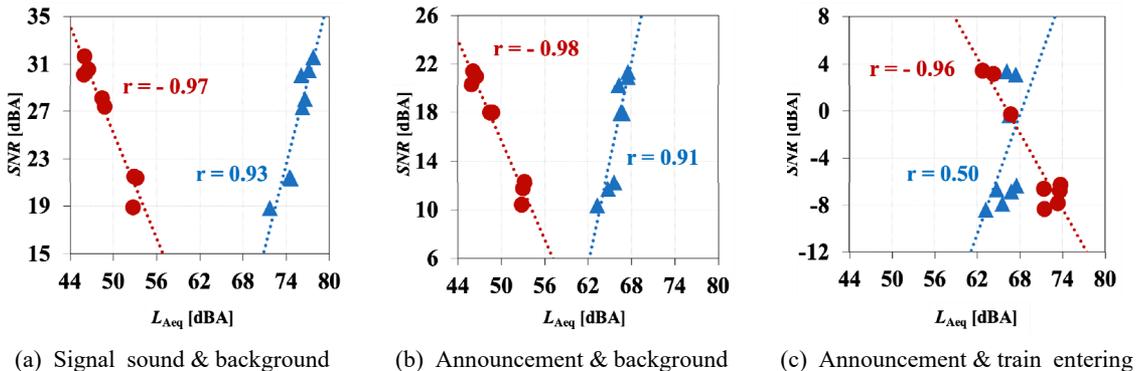


Fig. 9 Relation between noise and signal guide sound and SNR in station B (noise : ●, signal : ▲)

관계를 같은  $S/N$ 비<sup>(23)</sup>의 개선을 위하여 소음과 신호음에 대한  $S/N$ 비 상관관계 분석을 통해 주요 영향 인자를 도출하였다. Fig. 8(a), Fig. 9(a)와 같이 열차 신호음과 배경소음에 대한  $S/N$ 비의 상관관계를 분석한 결과, station A의 경우 신호안내음은 유의한 상관관계를 보이지 않았지만, 배경소음의 경우 비교적 높은 음의 상관관계를 갖는 것으로 나타났다( $r=-0.800$   $p<0.05$ ). 그러나 station B의 경우 신호안내음과 배경소음 각각 모두 높은 상관관계를 갖는 것으로 나타났다(신호안내음:  $r=0.928$   $p<0.01$ , 배경소음:  $r=-0.969$   $p<0.01$ ).

또한 Fig. 8(b)와 Fig. 9(b)와 같이 음성안내음과 배경소음에 대한  $S/N$ 비의 상관관계 분석 결과에서 station A는 음성안내음과 유의한 상관관계를 보이지 않았지만, 배경소음과는 높은 상관관계를 갖는 것으로 나타났다( $r=-0.956$   $p<0.01$ ). 그러나 station B의 경우, 음성안내음과 배경소음 모두 높은 상관관계를 갖는 것으로 나타났다(신호안내음:  $r=0.907$   $p<0.01$ , 배경소음:  $r=-0.975$   $p<0.01$ ). 가장 낮은  $S/N$ 비를 보였던 음성안내음과 진입소음에 대한  $S/N$ 비의 경우, Fig. 8(c)와 같이 station A는 열차 진입소음이 높은 상관관계를 갖는 것으로 나타났지만( $r=-0.981$   $p<0.01$ ), 음성안내음은 유의하지 않은 관계로 나타났다. Station B의 경우 또한 Fig. 9(c)와 같이 열차 진입소음은 높은 상관관계를 나타냈고( $r=-0.958$   $p<0.01$ ), 음성안내음은 유의하지 않은 관계로 나타났다. 이와 같이 두 역사 모두 소음이  $S/N$ 비와 강한 상관관계를 갖는 것으로 나타났다. 따라서, 지하철 승강장 내 열차진입소음과 배경소음이 신호안내음보다  $S/N$ 비를 결정하는 주요 영향인자로서 나타나 지하철 승강장 내 소음저감 중심의 건축음향 설계기준이 필요하다고 판단된다. 그러나 이 대상역사의 소음레벨을 APTA 권장기준과 비교 시 두 역사 모두 만족하는 것으로 나타나,  $S/N$ 비를 향상시키기 위해서 신호안내음의 음량을 증가시킬 필요가 있다. 다만, 우선 승강장에서의 열차진입소음의 APTA 권장기준인 80 dBA의 신경쓰임 관점에서의 적합성 평가가 필요하며, 신호안내음의 음량 증가를 통한  $S/N$ 비 향상 방안의 경우 큰 레벨의 신호안내음에 따른 신경쓰임 증가의 우려가 있으므로 보다 쾌적하고 명료한 신호안내음 청취를 위해서는 소음저감 중심의 건축음향 설계기준이 필요할 것으로 판단된다.

## 5. 결론

이 연구에서는 지하철 승강장 내 소음 및 신호안내음의 위치별 분포 특성을 조사하기 위해 광주 지하철의 2개의 승강장을 대상으로 현장측정을 진행하였다. 측정된 결과, 지하철 승강장의 모든 지점에서의 소음레벨은 APTA에서 제시한 소음기준( $L_{Aeq}$ )을 만족하는 것으로 나타났으나, 측정 위치별 차이가 발생하였다. 열차 진입소음과 진출소음의 위치 별 최대 차이( $L_{Aeq}$ )는 각각 5.0 dBA ~ 9.0 dBA, 9.2 dBA~10.9 dBA인 것으로 나타났다. 또한, 신호안내음인 열차신호음과 음성안내음의 위치별 최대 차이( $L_{Aeq}$ )는 각각 6.2 dBA ~ 6.5 dBA, 4.7 dBA ~ 6.5 dBA인 것으로 나타났다. 지하철 승강장 내 발생하는 소음과 열차신호음의  $S/N$ 비의 경우 위치별 최대 차이( $L_{Aeq}$ )가 각각 5.1 dBA ~ 14.6 dBA인 것으로 나타났다. 음성안내음과 진입소음의  $S/N$ 비의 경우, 모든 지점이 권장  $S/N$ 비 값인 10 dBA보다 낮은 것으로 나타났다. 신호안내음과 소음에 대한  $S/N$ 비와의 상관관계 분석 결과, 두 역사 공통적으로  $S/N$ 비와 소음의 상관관계수가 신호안내음보다 높게 나타나, 소음이  $S/N$ 비의 주요 영향인자로 확인되었다. 현장 측정결과 소음레벨이 APTA 기준을 만족하고 있으나 보다 쾌적한 음환경 제공과 신호안내음의 명료도 향상을 위한  $S/N$ 비 확보를 위해서는 승강장의 소음환경 개선이 우선적으로 필요할 것으로 판단된다. 이와 더불어 다양한 소음레벨 범위에서 음성명료도와 신경쓰임 관점에서 적절한 음성안내음 레벨 설정 관련 연구가 필요하다. 또한, 컴퓨터 시뮬레이션 등을 활용한 추가 연구를 통해 플랫폼뿐만 아니라, 콘코스, 사무소, 상가지역 등 지하철 역사 공간에서 고령자 등 교통약자를 포함한 모든 지하철 이용자가 쾌적하고 편리하게 이용할 수 있도록 합리적인 건축 및 전기 음향설계 기준이 필요하다고 판단된다.

## 후 기

이 논문은 정부의 재원으로 한국연구재단(No.2019R1A2B5B0107041313)과 국토교통부/국토교통과학기술진흥원(과제번호 21CTAP-C163631-01)의 지원을 받아 수행된 연구임.

## References

- (1) Korea Railroad Corporation (Korea Railroad Statistics), 2017~2019, Status of Free Riding for the Elderly.
- (2) Ryu, J. K., Sato, H. and Kurakata, K., 2010, Further Researches on Noise and Sound in Building and Urban Space-low Frequency Noise and Acoustic Barrier-free, Proceedings of the KSNVE 2010 Annual Spring Conference, pp. 317~318.
- (3) Song, H. S., Kim, J. H., Lee, S. M., Kim, S. H. and Ryu, J. K., 2020, A Survey on the Signal and Guide Sound in Subway Station for the Elderly, Proceedings of the KSNVE 2020 Annual Spring Conference, p. 76.
- (4) Lee, Y. S., Kim, M. Y. and Shin, J. Y., 2002, A Study on the Sound and Vibration Level of Subway in Seoul Area, Korean Society of Environmental Engineers, Vol. 24, No. 7, pp. 1273~1281.
- (5) Shimokura, R. and Soeta, Y., 2011, Characteristics of Train Noise in Above-ground and Underground Stations with Side and Island Platforms, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330, No. 8, pp. 1621~1633.
- (6) Lee, S. W., Jeong, D. U., Lee, S. Y. and Cha, S. G., 2002, Indoor Noise Levels in Underground Stations Considering Architectural Design Features, Journal of the Architectural Institute of Korea, Vol. 18, No. 4, pp. 235~241.
- (7) Kim, H. S., Park, G. P., Shin, S. H., Lee, M. T. and Moon, G. D., 2004, Actual Noise Condition of the Subway Station, Proceedings of the KSNVE 2004 Annual Autumn Conference, pp. 934~937.
- (8) Lee, M. J., Oh, H. W. and Kim, M. J., 2009, Measurement and Analysis on the Noise by Train Cars at Platform of Subway Station, Journal of the Korean Society of Living Environmental System, Vol. 16, No. 2, pp. 126~133.
- (9) Kim P., Ahn S., Jeon H., Lee J. K., Park S., Chang, S. I., Park I. G., Jung C. G. and Kwon, S. G., 2015, Classification Accuracy Test of Hearing Laboratory Test Models for Railway Noise at Station Platform, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 4, pp. 299~305.
- (10) APTA(American Public Transportation Association), 1979, "Noise and Vibration," Guidelines and Principles for Design of Rapid Transit Facilities, Section 2.7.
- (11) Korea National Railway, 2021, Automatic Voice Alarm System, KR I – 08030 Rev. 4, pp. 2~4.
- (12) Korea Rail Network Authority, 2019, Architectural Environmental Planning, KR A-02041, p. 2.
- (13) BS 5839-8:2008, Fire Detection and Fire Alarm Systems for Buildings - Part 8: Code of Practice for the Design, Installation, Commissioning and Maintenance of Voice Alarm Systems.
- (14) Sato, H., Kurakata, K. and Mizunami, T., 2006, Accessible Speech Message for the Elderly in Rooms, Proc. WESPAC IX.
- (15) Sato, H., Sato, H., Morimoto, M. and Ota, R., 2007, Acceptable Range of Speech Level for both Young and Aged Listeners in Reverberant and Quiet Sound Fields, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 122, No. 3, pp. 1616~1623.
- (16) Song, H. S., Ryu, J. K., Jin, M. G., and Sung, C. J., 2017, Signal to Noise Ratio of the Announcement from Reinforced Sound System and Background Noise in Transportation Facility, Journal of KIAEBS, Vol. 11, No. 5, pp. 355~363.
- (17) Jeon, J. Y., Jang, H. S. and Heo, J. Y., 2013, Suitable Speech Announcements on Subway Platforms for the Elderly, Journal of the Korean Society of Living Environmental System, Vol. 20, No. 4, pp. 506~513.
- (18) Westerberg, G., 1986, A New Underground Subway Station. Acoustic Treatments, Proceedings Internoise 1986, Cambridge, Massachusetts, USA, pp. 256~268.
- (19) Barnett, P., 1994, Acoustics of Underground Platforms, Proceedings of Institute of Acoustics, Vol. 16, p. 433.
- (20) Kang, J., 1996, The Unsuitability of the Classic Room Acoustical Theory in Long Enclosures, Architectural Science Review, Vol. 39, No. 2, pp. 89~94.
- (21) Kang, J., 1996., Acoustics in Long Enclosures with Multiple Sources, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 99, No. 2, pp. 985~989.
- (22) Kang, J., 1996, Speech Intelligibility Improvement

for Multiple Loudspeakers by Increasing Loudspeaker Directionality Architecturally, *Building Services Engineering Research and Technology*, Vol. 17, No. 4, pp. 203~208.

(23) Gomez-Agustina, L., 2012, Design and Optimisation of Voice Alarm Systems for Underground Stations, Doctoral Dissertation, London South Bank University, London, UK.

(24) Shim, M. S., 2004, A Study on the Environmental Characteristics and Evaluation of Sound in the Underground Subway Platforms, Doctoral Dissertation, Kyonggi University, Suwon, Korea.



**Eunsung Song** graduated from Youngsan University, Gyeongnam, Korea in 2021. He is currently a M.S. candidate in the school of architecture at Chonnam National University. His research interests are in the area of architectural acoustics, acoustic barrier-free and machine learning.



**Suhong Kim** graduated from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2020. He is currently a M.S. candidate in the school of architecture at Chonnam National University. His research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics, computational analysis and machine learning.



**Jeonghun Kim** received the M.S. in the Dept. of architectural engineering from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2021. He is currently a Ph.D. candidate in the School of architecture at Chonnam National University. His research interests are in the area of architectural acoustics, soundscape, and machine learning.



**Songmi Lee** received the M.S. in the Dept. of architectural engineering from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2021. She is currently a Ph.D. candidate in the School of architecture at Chonnam National University. Her research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics, and machine learning.



**Jongkwan Ryu** received his Ph.D. in the Department of Architectural Engineering from Hanyang University, Seoul. He is currently a professor at the School of Architecture, Chonnam National University. His research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics, acoustic barrier-free, and machine learning.

# 멤브레인 타입 음향 메타 구조의 흡음 분석

## Analysis of the Sound Absorption of Membrane-type Acoustic Meta-structure

이 석 규\* · 장 준 영\* · 송 경 준†

Seok-Gyu Lee\*, Jun-Young Jang\* and Kyungjun Song†

(Received September 29, 2021 ; Revised November 17, 2021 ; Accepted November 17, 2021)

**Key Words :** Meta-structure(메타 구조), Membrane(멤브레인), Cavity(빈 공간), Absorption Coefficient(흡음률), Acoustic Impedance(음향 임피던스), Insertion Loss(삽입손실)

### ABSTRACT

In this study, an acoustic metastructure, combined with a thin membrane and a rectangular cavity, was designed to reduce the noise of mechanical structures from 2000 Hz to 4000 Hz. Finite element method (FEM) analysis was performed through COMSOL multiphysics and the sound-absorbing structure was evaluated using the sound absorption coefficient from the 2-microphone method. Subsequently, the acoustic impedance of this metastructure was analyzed to explain the absorption mechanism of the thin film. The target frequency was controlled by carefully designing the size of the cavity to effectively reduce noise in a specific frequency region. Additionally, to determine the sound absorption effect of the thin film, the difference in the sound pressure level owing to the rectangular duct was measured.

### 기 호 설 명

$A$	: 웨이브 가이드에서 입사파의 진폭 [Pa]	$p$	: 음압 [Pa]
$\alpha$	: 흡음률	$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
$B$	: 웨이브 가이드에서 반사파의 진폭 [Pa]	$R$	: 멤브레인의 viscous damping
$c$	: 공기의 속도 [m/s]	$\gamma$	: 반사 계수
$d$	: 임피던스 튜브의 지름 [m]	$S$	: 도파관의 넓이 [ $\text{mm}^2$ ]
$f_{\text{cutoff}}$	: 차단 주파수 [Hz]	SPL	: 음압 레벨 [dB]
$h$	: cavity의 높이 [m]	$v$	: 입자 속도 [m/s]
$k$	: 파수 [ $\text{m}^{-1}$ ]	$w$	: 각 주파수 [rad/m]
$M$	: 멤브레인의 유효질량	$x$	: 기준 면에서 마이크까지의 거리 [m]
$P$	: 한 지점에서의 압력 [Pa]	$Z_A$	: 메타 구조의 음향 임피던스 [ $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ]
$P_z$	: 특정 위치에서 측정된 음압 [dB]	$Z_a$	: 도파관 내부의 공기 고유음향임피던스 [ $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ]
$P_0$	: 기준 음압 [dB]	$Z_{\text{air}}$	: 공기 음향 임피던스 [ $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ]
		$Z_c$	: cavity의 음향 임피던스 [ $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ]

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical engineering, Pusan National University, Professor  
E-mail : song3396@pusan.ac.kr

\* Member, Pusan National University, Student

# A part of this paper is presented at the KSNVE 2021 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

$Z_{\text{membrane}}$  : 멤브레인의 음향 임피던스 [ $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ]  
 $Z_n$  : 정규화된 임피던스 [ $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ]

### 1. 서 론

내부의 열원이 존재하는 기계 장치의 경우 내부에 열이 원활하게 순환, 배출되지 않으면 장치의 성능이 저하되고 심한 경우 작동이 멈추거나 장치가 고장이 나는 일이 발생한다<sup>(1)</sup>. 이러한 이유로 주요 소음 원인을 찾더라도 소음 인자를 흡음재 등으로 감싸거나 하는 방법을 사용할 수 없기에 소음 저감에 특히 어려움을 겪는다. 게다가 기계 장치는 구성하는 부품들에 따라 특정한 주파수에서 소음이 도드라지는 경우가 많은데<sup>(2)</sup> 일반적인 흡음재는 특정 주파수에서만 소음을 줄이지 못하므로 흡음재의 효율이 떨어진다.

이러한 문제점을 해결하기 위해 기존의 흡음 물질이 아닌 음향 메타물질을 활용하려는 시도가 많다<sup>(3,4)</sup>. 특히 특정 주파수 대역의 소음을 흡음 또는 차단하는 연구가 많이 이루어지고 있는데<sup>(5-7)</sup>, 이 연구에서는 격자 구조 위에 멤브레인을 부착하여 cavity를 형성하는 멤브레인 타입 흡음 구조를 설계하였다. 멤브레인 타입 흡음 구조는 멤브레인의 진동에 의한 감쇠(damping)와 유효질량에 의한 임피던스와 cavity 구조의 임피던스가 공기의 임피던스와 매칭되면서 흡음 구조를 형성한다. 이러한 흡음 구조는 소음 인자를 완전히 감싸는 것이 아닌 소음 인자 주변을 흡음 덕트 형식으로 둘러싸기 때문에 열의 순환이나 방출에도 큰 영향을 끼치지 않는다. 또한, cavity의 부피를 조절하면 메타 구조의 임피던스 또한 변하게 되는데 이를 이용하여 목적 주파수를 조절할 수 있다. 이러한 방법으로 기계 장치의 주요 소음 주파수 대역을 파악하고 그 대역의 목적 주파수를 가지는 멤브레인 타입 메타 구조를 설계하면 효과적으로 소음을 줄일 수 있다.

이러한 멤브레인 타입 메타 구조의 흡음 성능을 알아보기 위해 이 연구에서는 멤브레인 타입 메타 구조의 흡음률을 예측하였는데 COMSOL Multiphysics 5.4를 사용하여 finite element method(FEM) 해석을 진행하였다. 시뮬레이션 상에서 2-microphone method를 이용해 음파 분리법을 적용하여 흡음률을 계산하였다. 또한, 멤브레인 타입 메타 구조의 음향 임피던스를 구하여 흡음률과의 관계를 분석하였다.

Cavity의 부피에 따른 목적 주파수의 변화를 알아

보기 위해 cavity의 높이에 따른 흡음률 변화를 구하였다. 그리고 Brüel & Kjaer사의 임피던스 튜브를 사용하여 실제 흡음률을 측정하고 FEM을 통해 구한 흡음률과 비교해보았다. 최종적으로 멤브레인 타입 메타 구조를 가지는 흡음 덕트를 제작하여 음압레벨을 측정함으로써 실제 소음원에서 소음 저감 효과를 가지는지 확인하였다.

### 2. 음향 FEM 해석

#### 2.1 멤브레인 타입 흡음 구조 구성

이 연구에서는 2000 Hz ~ 4000 Hz 대역의 소음을 저감하기 위해 멤브레인과 cavity를 결합한 형태인 멤브레인 타입의 흡음 구조를 설계하였다. Fig. 1에 나타난 것과 같이 한 면이 막힌 사각형의 격자 구조에 멤브레인을 부착하여 cavity를 형성하고 이 cavity와 멤브레인이 결합하여 메타 구조를 구성한다. 이때 멤브레인은 50  $\mu\text{m}$  두께의 내열 테이프인 kapton tape를 사용하였고 이를 구성하는 물질은 polyimide이다. 따라서 Table 1의 polyimide 물성 데이터를 이용한다<sup>(8)</sup>.

이렇게 구성된 멤브레인 타입 메타 구조에서 멤브레인의 진동 때문에 발생하는 점성 감쇠(viscous damping)와 멤브레인의 진동에 영향을 받는 유효질량

Table 1 Properties of polyimide

Analysis data of polyimide	
Density	1420 kg/mm <sup>3</sup>
Young's modulus	2.5 GPa
Poisson ratio	0.34
Thickness	50 $\mu\text{m}$

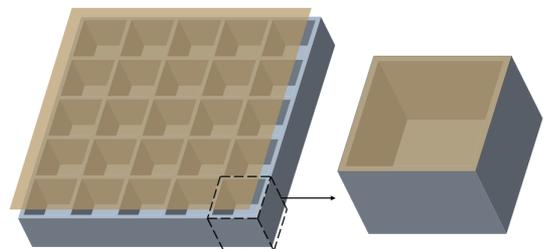


Fig. 1 Single unit of membrane -cavity structure

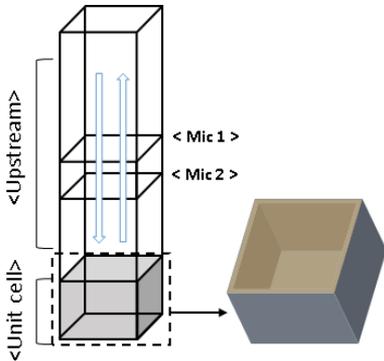
으로 생성되는 임피던스와 cavity의 구조에 의해 형성되는 임피던스가 합쳐지고 이것이 공기의 임피던스와 매칭되어 흡음 구조를 형성한다.

**2.2 2-Microphone method를 이용한 음향해석**

이 연구는 멤브레인 타입 메타물질의 흡음률을 계산하여 흡음 성능을 판단하고 고유음향임피던스를 계산하여 흡음률과의 관계를 알아보았다. 이를 위해 FEM 해석(COMSOL Multiphysics 5.4)을 진행하였고 2-microphone method를 이용해 임피던스 튜브 내부에 음파 분리법을 적용하여 흡음률과 임피던스를 계산하였다<sup>(9)</sup>.

임피던스 튜브는 Fig. 2와 같이 upstream과 unit cell로 구분되고 unit cell은 멤브레인과 cavity가 결합한 멤브레인 타입 메타 구조의 single unit을 뜻하며 upstream의 윗부분에서 평면 파의 음원을 생성하여 음압분포를 형성한다. 이때 임피던스 튜브 내부에는 음원에서 발생하는 진행파와 unit cell에서 반사되는 반사파가 중첩된다. 이러한 음압분포를 mic 1과 mic 2로 나타낸 두 지점에서 측정하여 이 두 가지 파동을 분리할 수 있는데 이것이 음파 분리법이다.

Fig. 2에서 2-microphone method를 이용해 계산한 음압은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 이때, 식 (1)의 A와 B는 각각 입사파와 반사파의 진폭인데, 이는 두 마이크에서 측정한 음압  $P_1, P_2$ , wave number  $k$ , 그리고 두 마이크까지의 거리  $x_1, x_2$ 를 이용하여 식 (2)와 같이 계산할 수 있다.



**Fig. 2** Schematic of impedance tube constructed in COMSOL. It is made up of 3 part, upstream, downstream, unit cell. unit cell means single membrane-cavity structure

$$p(c, \omega) = P e^{j\omega t} = (A e^{jkx} + B e^{-jkt}) e^{j\omega t} \tag{1}$$

$$A = j \frac{(P_1 e^{-jkx_2} - P_2 e^{-jkx_1})}{2 \sin k(x_2 - x_1)}$$

$$B = j \frac{(P_2 e^{jkx_1} - P_1 e^{jkx_2})}{2 \sin k(x_2 - x_1)} \tag{2}$$

또한 식 (1)과 식 (2)를 이용하여 식 (3)과 같이 반사율  $\gamma$ 를 구할 수 있고 이를 통해 흡음률  $\alpha$ 를 계산할 수 있다.

$$\gamma = \left| \frac{B}{A} \right|^2$$

$$\alpha = 1 - \gamma \tag{3}$$

**2.3 멤브레인 타입 메타 구조해석 및 임피던스 분석**

멤브레인 타입 메타 구조는 멤브레인과 cavity의 결합구조이다. 이때 이 두 가지가 결합한 메타 구조의 음향 임피던스는 식 (4)와 같이 멤브레인의 임피던스와 cavity의 임피던스의 합으로 표현할 수 있다.

$$Z_A = Z_{\text{membrane}} + Z_c \tag{4}$$

멤브레인의 임피던스는 멤브레인의 진동으로 발생한 유효질량에 의한 임피던스와 댐핑에 의한 임피던스의 합으로 식 (5)와 같이 표현할 수 있다<sup>(10,11)</sup>.

$$Z_{\text{membrane}} = R + j\omega M \tag{5}$$

여기에서는  $R$ 은 멤브레인의 진동으로 발생하는 감쇠에 의한 저항임피던스이고,  $M$ 은 멤브레인의 진동으로 발생하는 유효질량에 의한 임피던스이다.

Cavity 구조의 음향 임피던스는 cavity의 단면적  $S$ 와 높이  $h$ 로 결정되어 식 (6)과 같이 표현된다.

$$Z_c = -j \frac{\rho c}{S} \left[ \cot \left( \frac{\omega h}{c} \right) \right] \tag{6}$$

또한, 이렇게 구한 메타 구조의 음향 임피던스를 통해 식 (7)과 같이 흡음률  $\alpha$ 를 계산할 수 있다. 이때  $Z_0$ 는 단면적  $S$ 를 가지는 도파관을 지나는 공기의 임

피던스로 공기의 고유음향임피던스의 값을 도파관의 단면적  $S$ 로 나눈 값을 통해 구할 수 있다. 특히 공기의 고유음향임피던스  $Z_{air}$ 는 공기의 밀도와 음속이 곱한 값으로 표현된다. 이때 20 °C 에서 공기는 밀도  $\rho$ 가 1.2 kg/mm<sup>3</sup>, 음속  $c$ 가 343 m/s이므로 공기의 고유음향임피던스  $Z_{air}$ 는 420 kgm<sup>-2</sup>m<sup>-1</sup>의 값을 가진다<sup>(12)</sup>.

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_A/Z_a - 1}{Z_A/Z_a + 1} \right| \quad (7)$$

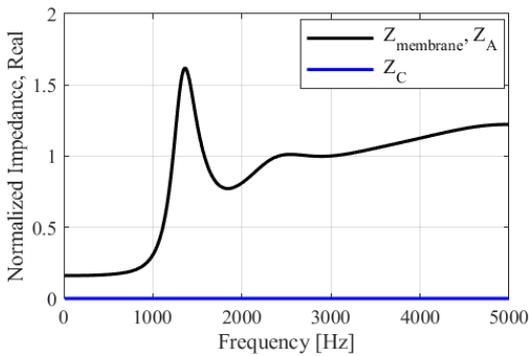
Fig. 3은 식 (4)~(6)으로 계산한 정규화된 임피던스의 실수와 허수부 그래프로 멤브레인 타입 메타 구조의 정규화된 임피던스는 식 (4)에 따라 멤브레인과 cavity의 정규화된 임피던스의 합으로 계산한다. 이때  $Z_C$ 의 실수부는 식 (6)에 따라 존재하지 않기 때문에  $Z_A$ 의 실수부는  $Z_{membrane}$ 의 실수부와 같다. 따라서 Fig. 3(a)에서는  $Z_{membrane}$ 만 도시한다.

이렇게 계산한 정규화된 임피던스 값을 식 (7)에 대

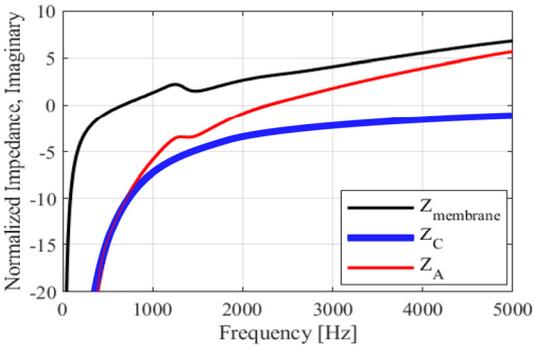
입하여 구한 흡음률을 Fig. 4에 도시하였다. 흡음률은 2300 Hz에서 최대값을 가진다.

이 연구는 cavity의 높이  $h$ 가 10 mm, 한 변의 길이가 20 mm인 흡음 구조를 설계하여 Fig. 3과 같이 임피던스 튜브에 삽입한 형태로, COMSOL multiphysics 5.4 소프트웨어를 통한 FEM 해석을 수행하였다. 이때 멤브레인은 COMSOL multiphysics 내부의 membrane 모듈을 사용하였고, polyimide의 물성을 바탕으로 하여 26.11 N/m의 장력과 rayleigh damping을 사용하여 구현하였다. 그 후 음과 분리법을 이용해 멤브레인 타입 메타 구조의 흡음률을 구하면 Fig. 5와 같은 값을 가진다. 흡음률 그래프는 2300 Hz에서 최대 흡음률을 가지며 그 값은 0.998로 거의 1에 가깝다.

이 흡음률 결과를 임피던스 매칭 관점에서 분석하기 위하여 멤브레인 타입 메타 구조의 정규화된 임피던스(normalized) 임피던스를 계산하였다. 이때 정규화된 임피던스는 음향 재료의 임피던스와 공기의 임피던스와의 비로, 멤브레인 타입 메타 구조의 정규화된 임피



(a) Real part



(b) Imaginary part

Fig. 3 Real part and imaginary part of membrane, cavity and meta-structure

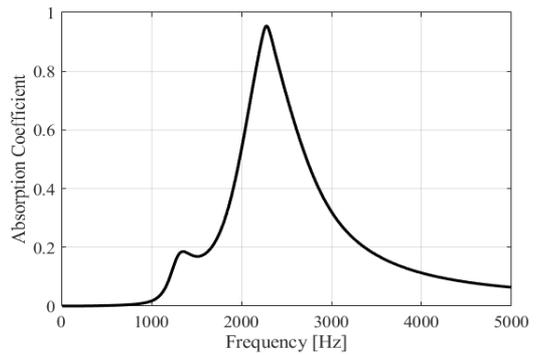


Fig. 4 Absorption coefficient

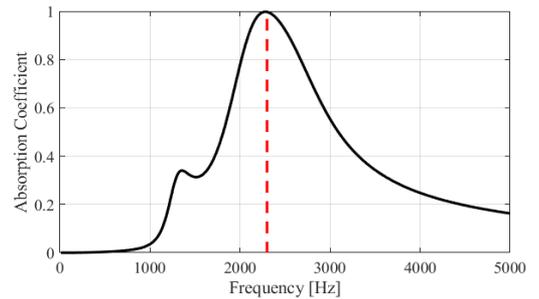


Fig. 5 Simulated absorption coefficient of membrane-cavity structure. (the peak frequencies is at 2300 Hz)

던스를 Fig. 2의 unit cell에서 멤브레인 표면의 입자 속도와 압력을 측정된 결과를 통해 계산하고 도파관 내의 공기의 음향 임피던스로 나눠주면 식 (8)과 같다.

$$Z_n = \frac{p}{vS} \frac{1}{Z_a} \tag{8}$$

Fig. 6은 membrane-cavity 구조의 정규화된 임피던스값으로 (a)는 임피던스의 real 값 (b)는 imaginary 값이다. Fig. 4의 (a)에서 정규화된 임피던스  $Z_n$ 의 real 값은 2300 Hz에서 1에 가까운 값을 가진다. 즉, 공기의 음향 임피던스  $Z_a$ 와 흡음 구조의 음향 임피던스  $Z_s$ 의 real 값이 거의 같아진다. 이를 식 (7)에 대입하면 흡음률  $\alpha$ 가 1이 되는 것을 확인할 수 있다. 또한, Fig. 5의 (b)에서 정규화된 임피던스  $Z_n$ 의 imaginary 값은 2300 Hz에서 0이 되며 위상이 변한다. 이를 통해 Fig. 3의 흡음률 그래프를 분석하면 멤브레인 타입 메타 구조의 음향 임피던스  $Z_s$ 는 2300 Hz에서 공기의 음향  $Z_a$ 와 매칭되어 멤브레인 타입 메타 구조가 2300 Hz에서 1에 가까운 최대 흡음률을 가지는 것을 확인할 수 있다. 이때 이것을 Fig. 4에서 식 (7)을 통

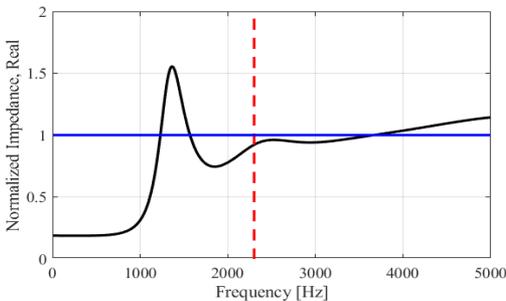
해 계산한 흡음률과 비교하였을 때 동일한 목적 주파수를 가지는 것을 확인할 수 있다.

### 2.4 Cavity 크기에 따른 흡음률 분석

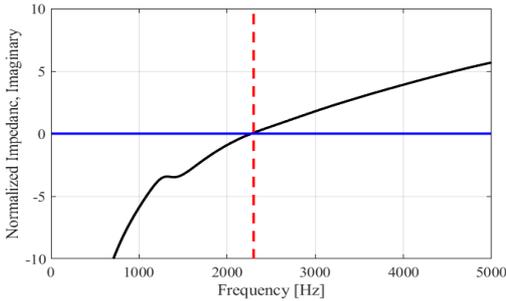
멤브레인 타입 메타 구조에서 흡음대역의 목적 주파수를 조율하기 위해 변경할 수 있는 parameter들은 멤브레인의 두께, 재질 그리고 cavity의 부피 등이 있다. 이때 임피던스 매칭의 관점에서 볼 때 cavity의 높이를 바꿔 부피를 조절하는 것이 흡음과 상관관계가 크고 parameter의 변화에 따른 목적 주파수 변화를 직관적으로 확인하기 쉽다. 따라서 이 연구에서는 cavity의 높이 변화에 따른 흡음률을 분석한다.

Cavity 높이  $h$ 에 따른 흡음률 변화를 알아보기 위하여  $h$ 가 각각 15 mm, 10 mm, 5 mm일 때의 흡음률을 계산하였다. Fig. 7는 cavity 높이  $h$ 에 따른 흡음률 그래프이다. Fig. 5에서  $h = 15$  mm일 때 흡음률이 최대가 되는 목적 주파수는 1800 Hz,  $h = 10$  mm일 때 목적 주파수는 2300 Hz,  $h = 5$  mm일 때 목적 주파수는 3100 Hz이다.

즉,  $h$ 가 커질수록 목적 주파수는 저주파에 형성된다고 볼 수 있다. 이는 식 (6)에서 확인할 수 있는데, 멤브레인의 음향 임피던스  $Z_{\text{membrane}}$ 과 공기의 음향 임피던스  $Z_{\text{air}}$ 는  $h$ 에 따라 변화가 없는 반면 cavity에 의한 음향 임피던스  $Z_c$ 는  $h$ 에 따라 변한다. 이때,  $h$ 가 작아지면 음향 컴플라이언스(acoustic compliance)가 작아지고, 이에 따라 음향 스티프니스(acoustic stiffness)이 커짐에 따라, 최대의 흡음률을 구현하기 위한 멤브레인 공진주파수가 커지기 때문에 높은 주파수에서



(a) Real part



(b) Imaginary part

Fig. 6 Real part and imaginary part of membrane with 10 mm height cavity structure impedance

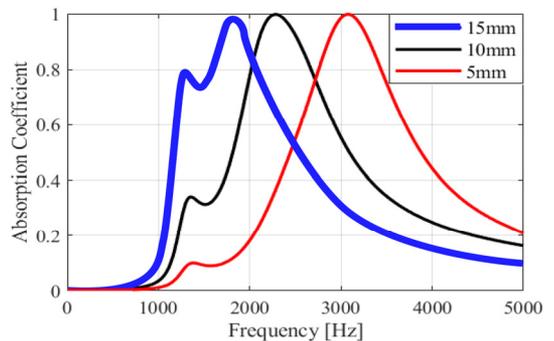


Fig. 7 Variation of simulated absorption coefficient of with the intervals 15 mm, 10 mm, 5 mm (the peak frequencies are identically at 800 Hz, 2300 Hz, 3100 Hz)

음향 임피던스가 매칭된다. 반대로  $h$ 가 커지면 음향 스티프니스가 작아짐에 따라, 낮은 주파수에서 최대의 흡음률이 구현된다. 이러한 원리로 cavity의 높이  $h$ 를 이용해 음향 임피던스를 변경할 수 있고 결과적으로 목적 주파수를 조절할 수 있다.

### 3. 실험

#### 3.1 Impedance tube 실험

Fig. 8은 흡음률 측정을 위해 사용한 Brüel & Kjær사의 임피던스 튜브이다. 측정에 사용한 임피던스 튜브의 지름은 29 mm로 식 (9)에 따라 6400 Hz의 cut-off frequency를 가진다. 이 실험은 2000 Hz ~ 4000 Hz 대역에서 흡음 성능을 확인하기 위해 랜덤 신호를 발생시켜 흡음률을 측정하였고, 측정 데이터 중 1000 Hz ~ 5000 Hz 대역을 확인한다.

$$f_{\text{cutoff}} = \frac{0.58c}{d} \tag{9}$$

Fig. 9는 임피던스 튜브를 통해 측정된 흡음률로 점선은 FEM 해석을 통해 계산한 흡음률 그래프이고 실선은 Brüel & Kjær사의 임피던스 튜브를 통해 실제 측정된 흡음률 그래프이다.

Fig. 9의 실제 측정 흡음률을 보면 cavity의 높이  $h$ 가 10 mm일 때는 흡음률이 최대가 되는 목적 주파수가 약 2400 Hz이고  $h$ 가 5 mm일 때는 목적 주파수가 약 3150 Hz이다. FEM 해석을 통해 계산한 흡음률의 목적 주파수 2300 Hz, 3100 Hz와 비교했을 때 완전히 일치하지는 않지만, cavity가 작아지면 목적 주파수가 커지는 경향이 그대로 나타나고 그래프의 형태가 유사하며 목적 주파수 또한 근사하는 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. 이때 FEM 해석과 실제 측정 흡음률 그래프의 차이는 멤브레인 장력(tension) 및 감쇠(damping)에 대한 해석과 실험의 차이에서 기인한다.



Fig. 8 The impedance tube for measuring 29absorption coefficient

#### 3.2 음압 레벨 실험

이 연구는 기계구조물에서 2000 Hz ~ 4000 Hz 대역의 소음을 효과적으로 저감하는 것을 목적으로 한다. 따라서 멤브레인 타입 메타 구조의 실질적 소음 저감 효과를 확인하기 위해 멤브레인 타입 메타 구조를 기반으로 하는 흡음 덕트를 제작하여 음압 레벨(sound pressure level)을 측정한다.

음압 레벨은 음의 크기를 나타내기 위한 값으로, 특정한 위치에서 측정된 음압과 기준 음압을 통해 계산할 수 있다.

입사파와 반사파의 소음 레벨 차이를 무반사단을 통해 구하는 투과 손실(transmission loss)과는 달리 음압 레벨은 실질적으로 귀에 전달되는 소음을 직관적으로 판단할 수 있으므로<sup>(13,14)</sup> 이 연구에서는 아무 장치가 없는 상태, 멤브레인이 부착되어 있지 않은 격자 상태의 덕트, 멤브레인을 부착하여 메타 구조를 형성하는 흡음 덕트, 세 가지 상태의 음압 레벨의 비교를 통해 멤브레인 타입 메타 구조의 소음 저감 성능을 판단하였다. 이때 흡음 덕트는 한 번의 길이가 130 mm인 정육면체 형태로, 한 번의 길이가 20 mm이고  $h$ 가 10 mm인 cavity 100개를 가진다.

음압 레벨을 측정하기 위해 Fig. 8과 같이 반무향실에서 white noise를 발생시키고 음원의 수직 방향으로 1 m 떨어진 위치에 microphone을 위치시켜 측정을 진행하였다.

Fig. 11의 (a)는 speaker 주변에 아무것도 없이 측정된 음압레벨, speaker를 멤브레인을 부착하여

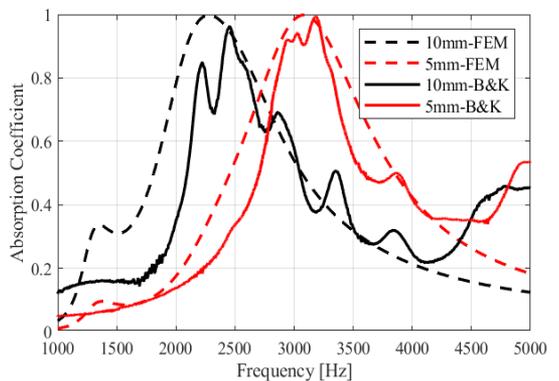


Fig. 9 Comparisons of simulated absorption coefficient and measured absorption coefficient (the peak frequencies are similar depending on each height of cavity)

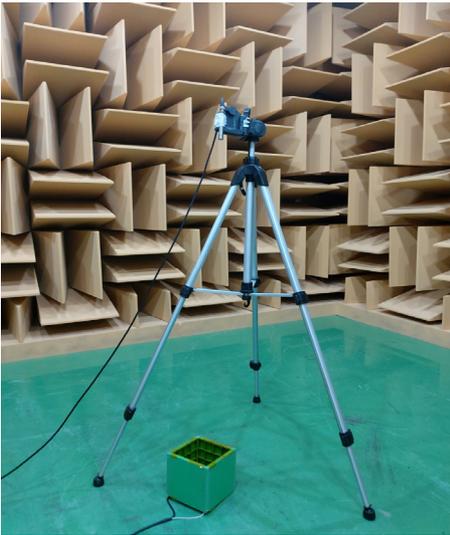
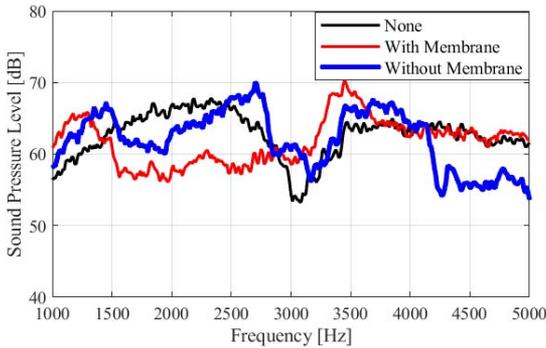
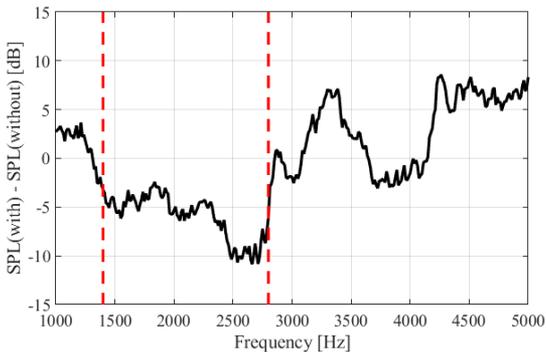


Fig.10 Measurement of insertion loss in anechoic chamber



(a) Comparison



(b) Difference

Fig.11 Comparison and difference of sound pressure level of absorption duct with membrane and without membrane

cavity를 형성한 흡음 덕트와 멤브레인이 없는 상태의 격자 구조 덕트로 감쌌을 때의 음압 레벨 그래프이다. 이때, Fig. 11의 (b)는 멤브레인에 의한 흡음 효과를 직접 비교하기 위해 멤브레인을 부착하여 cavity를 형성한 덕트로 감쌌을 때의 음압 레벨에서 멤브레인을 부착하지 않은 격자 구조 덕트로 감쌌을 때의 음압 레벨을 뺀 그래프이다.

이 그래프들을 앞서 Fig. 5에서 알아본 흡음률 그래프와 비교해서 분석하면 흡음률은 2300 Hz에서 가장 크게 나타났는데, 해당 주파수 주변의 1400 Hz ~ 2800 Hz 대역에서 멤브레인을 부착한 상태의 흡음 덕트의 음압 레벨이 더 낮게 측정되었으며 그 값은 평균 6 dB가량이다. 해당 대역 이외의 구간에서는 멤브레인이 없을 때의 소음 저감이 더 큰데 이는 덕트의 구조에 의한 소음 저감 현상으로 보인다. 이를 통해 흡음 덕트의 구조 때문이 아니라 멤브레인 타입의 메타 구조로 인해 해당 대역의 소음이 감소한다고 판단할 수 있다.

#### 4. 결 론

이 논문에서는 2000 Hz ~ 4000 Hz 대역의 소음을 효과적으로 줄이기 위하여 멤브레인과 cavity가 결합한 멤브레인 타입 흡음 구조를 설계하였다. 얇은 박막으로 구성된 멤브레인의 진동으로 발생한 댐핑에 의해 공기와 메타 구조의 임피던스가 특정 주파수에서 매칭되고, 매칭된 주파수에서 완전 흡음률( $\alpha = 1$ )을 거의 구현하였다. 특히 임피던스가 매칭되는 주파수 관점에서 분석하면 cavity의 높이가 커질수록 공기의 임피던스와 매칭되는 주파수가 낮아지고 따라서 저주파 대역에서 최대 흡음률을 가짐을 확인하였다. 또한, 멤브레인 타입 메타 구조의 소음 저감 효과를 직관적으로 확인하기 위해 임피던스 튜브 흡음 실험과 음압 레벨 실험 결과를 통해 멤브레인 타입 메타 구조의 흡음 성능을 확인하였다.

#### 후 기

이 논문은 부산대학교 기본 연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

## References

(1) Weber, A. and Resch, K., 2012, Thermotropic Glazings for Overheating Protection, *Energy Procedia*, Vol. 30, pp. 471~477.

(2) Hermans, L. and Van Der Auweraer, H., 1999, Modal Testing and Analysis of Structures under Operational Conditions: Industrial Applications, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 13, No. 2, pp. 199~216.

(3) Kumar, S. and Lee, H. P., 2020, Recent Advances in Acoustic Metamaterials for Simultaneous Sound Attenuation and Air Ventilation Performances, *Crystals*, Vol. 10, No. 8, pp. 1~22.

(4) Xiang, X., Wu, X., Li, X., Wu, P., He, H., Mu, Q., Wang, S., Huang, Y. and Wen, W., 2020, Ultra-open Ventilated Metamaterial Absorbers for Sound-silencing Applications in Environment with Free Air Flows, *Extreme Mechanics Letters*, Vol. 39, 100786.

(5) Jung, J. S. and Wang, S. M., 2015, Topology Optimization of Membrane-type Acoustic Metamaterials for Low Frequency Noise Reduction, *Proceedings of the KSNVE 2015 Annual Spring Conference*, pp. 503~505.

(6) Ahn, B. H. and Lee, J. W., 2020, Meta-structure Muffler Design to Reduce Noise in Target Frequency Band, *Proceedings of the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference*, p. 84.

(7) Park, Y., Bae, J. and Lee, J. W., 2015, Design of a Perforated Panel for Transmission Noise Reduction, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 39, No. 4, pp. 437~445.

(8) Material: Polyimide, *Material Property Database*, Last Modified n.d., <https://www.mit.edu/~6.777/matprops/polyimide.htm> (accessed September 14, 2021).

(9) Shim, K. H., Jang, J., Kwon, H. J. and Song, K.-J., 2021, Design of Acoustic Meta-material Silencer Based on Coiled Up Space, *The Journal of the Acoustical Society of Korea*, Vol. 40, No. 1, pp. 31~37.

(10) Ren, S. W., Van Belle, L., Claeys, C., Xin, F. X., Lu, T. J., Deckers, E. and Desmet, W., 2019, Improvement of the Sound Absorption of Flexible Micro-perforated Panels by Local Resonances, *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 117, pp. 138~156.

(11) Lan, J., Zhang, X., Liu, X. and Li, Y., 2018, Wavefront Manipulation Based on Transmissive Acoustic

Metasurface with Membrane-type Hybrid Structure, *Scientific Reports*, Vol. 8, 14171.

(12) *Acoustic Impedance, Intensity and Power*, Unsw, Last Modified n.d., <https://www.animations.physics.unsw.edu.au/jw/sound-impedance-intensity.htm> (accessed September 14, 2021).

(13) Lee, J. K., Oh, K. S. and Lee, J. W., 2016, Optimal Muffler Design Considering the Insertion Loss Calculated Outside the Duct, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 40, No. 5, pp. 497~503.

(14) Im, Y. B. and Kim, M. J., 1996, Sound Insulation Performance of Noise Barriers for Apartment House Site near Road by Field Measurement, *Journal of the Architectural Institute of Korea*, Vol. 12, No. 8, pp. 185~194.



**Seok Gyu Lee** received his B.S. and M.S. degrees in mechanical design engineering from Pusan National University, Busan, Korea in 2020 and 2022, respectively. His research interests include His current research interests include noise and vibrations, and acoustic meta-materials.



**JunYoung Jang** received B.S. and M.S. degree from Pusan National University in 2018 and 2020, respectively. He is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. His current research interests include the acoustic metamaterial, and measurement & signal processing.



**Kyungjun Song** received B.S. degree from Seoul National University in 2002 and Ph.D. degree from the University of Michigan, Ann arbor, Michigan, USA in 2010. He is an assistant professor in Mechanical Engineering Department of Pusan National University, Busan. Korea. His current research interests include noise and vibrations, and acoustic meta-materials.

# 프로펠러 공기 분출 시스템 사용에 따른 캐비테이션 소음 특성 연구

## Study on Cavitation Noise Characteristics according to the Use of Propeller Air Injection System

문영선\* · 이희창\* · 강승희\* · 김성용†

Youngsun Moon\*, Hee-Chang Lee\*, Seung-Hee Kang\* and Seong-Yong Kim†

(Received October 7, 2021 ; Revised December 13, 2021 ; Accepted December 13, 2021)

**Key Words :** Propeller Air Injection System(프로펠러 공기분출 시스템), Underwater Radiated Noise(수중방사소음), Propeller Cavitation Noise(프로펠러 캐비테이션 소음), Naval Vessel(해군함정), Noise Reduction(소음 저감)

### ABSTRACT

Propeller cavitation contributes to underwater radiated noise (URN), which affects the probability of detection and survivability, especially for naval vessels. To reduce noise induced by propeller cavitation, several naval vessels have adopted the propeller air injection system. However, there are insufficient case studies on noise reduction; thus, it is necessary to verify the effect of this system on a full-scale ship. This study attempts to address this by measuring the URN during trials and analyzing the effect of the propeller air injection system based on the range of speed. As a result, we found that noise is reduced at specific frequency bands and the characteristics of the modulation signal are changed.

### 1. 서 론

함정의 추진기 캐비테이션(cavitation)은 고속으로 회전하는 추진축 및 프로펠러 주변 유체의 상대 속도가 증가함에 따라 압력이 감소하여 임계 압력 이하로 낮아질 경우 기화가 발생하는 현상이다<sup>(1)</sup>. 발생한 기포들은 주위의 해수 압력으로 인해 압축 및 폭발이 지속되어 프로펠러 표면 등에 침식을 유발하고, 소음을 크게 발생시키는 것으로 알려져 있다<sup>(2,3)</sup>. 따라서 캐비테이션의 발생은 함정의 내구성뿐만 아니라 피탐

확률 및 생존성과 관련된 수중방사소음(URN, underwater radiated noise)에 영향을 미친다.

이러한 캐비테이션 현상은 주로 함정이 저속(축의 저회전)에서 고속(축의 고회전)으로 변화하는 과정에서 나타난다. 또한 저속에서도 낮은 피치율로 인한 캐비테이션이 발생하기도 한다. 캐비테이션으로 인하여 소음이 증가하면 자함 피탐 확률 증가뿐만 아니라, 저속에서 주로 운용하는 함정의 음탐 체계의 운용성 능력에도 영향을 미칠 수 있다.

현재 일부 함정에서는 캐비테이션으로 인한 함정의 성능 저하를 방지를 위해 프로펠러 끝단에서 공기

† Corresponding Author ; Member, Agency for Defense Development,  
Senior Researcher  
E-mail : syongkim@add.re.kr

\* Member, Agency for Defense Development, Researcher

‡ Recommended by Editor Cheol Ung Cheong

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

를 분출하는 시스템을 사용하고 있다<sup>(4)</sup>. Fig. 1과 같이 공기 분출 시스템은 가스터빈 압축기에서 발생한 공기를 냉각 및 감압시켜 프로펠러 날개 끝단에서 분사하는 장치이다. 분출된 공기는 캐비테이션 현상으로 발생된 기포의 압축-폭발 과정을 지연시키며 소음 억제, 선체진동 감소, 프로펠러 침식 방지와 같은 효과를 얻을 수 있다. 그러나 캐비테이션이 발생하는 프로펠러에서의 위치 및 형태에 따라 소음 특성이 달라지면서 시스템의 정확한 수치적 해석이 어렵다. 따라서 관련된 자료가 제한적이며, 실제 함정에서 반복적인 시험을 통해 소음 저감 효과의 검증이 필요하다.

이 논문에서는 함정의 운용속력 별 공기 분출 시스템을 사용했을 때 소음 특성 변화 경향성을 확인하고자 하였다. 이를 위해 3가지 함급에 대하여 고속에서 캐비테이션이 발생하였을 때 시험을 수행하고, 결과를 분석하였다. 또한 저속에서 캐비테이션이 발생하는 함정에 대하여 해당 시스템 적용 시 효과를 확인하였다. 2장에는 수중방사소음 분석 방법 및 특성 3장에서는 수중방사소음 측정 개요에 대하여 설명하였다. 4장에서는 고속기동과 저속기동으로 나누어 시험 결과를 기술하였으며, 5장은 결론이다.

## 2. 캐비테이션 분석 방법 및 특성

대부분의 함정에서 캐비테이션 발생 여부가 큰 관심사이며, 캐비테이션 발생 속도를 관리하기 위해 주기적으로 수중방사소음 측정 시험을 수행한다. 수중방사소음을 이용한 캐비테이션 분석은 1/3 옥타브 밴드 음압 준위, 전체 음압 준위(OASPL, overall sound pressure level)의 속도에 따른 변화와 특정 주파수 대역의 포락선을 검출하여 변조 신호를 식별할 수 있는 DEMON(detection of envelope modulation on noise)을 이용하여 분석한다<sup>(5)</sup>. 하지만 DEMON의 경우 전체 주파수 대역의 변조 특성을 한 번에 확인하

기 어렵기 때문에 순환정상성(cyclo-stationarity)을 이용하여 반송 주파수(carrier frequency)와 변조 주파수 특성을 전체 대역에서 분석하기도 한다<sup>(6)</sup>.

일반적으로 캐비테이션 발생 초기에는 Fig. 2와 같이 전체 소음 준위가 급격하게 증가하는 현상이 나타난다. DEMON 분석 결과에서는 Fig. 3과 같이 축의 회전 성분(PSR, propeller shaft rate)의 변조신호가 식별된다. 이후, 캐비테이션 발생 완전 성숙단계에서는 프로펠러 날개 개수에 따라 PSR의 배수로 날개 성분(BR, blade rate)이 변조되는 경향을 보인다. 마찬가지로 순환정상성 분석에서도 PSR과 BR이 Fig. 4와 같이 나타나며 반송 주파수 영역을 확인할 수 있다. 해당 결과에서는 PSR 및 BR이 전체 반송 주파수 대역에서 발생하고 있다. 이러한 현상들이 캐비테이션 발생 시 나타나는 일반적인 소음 특성이다. 이 논문에서는 이와 같은 분석 방법을 이용하여 캐비테이션이 발생하였을 때 공기 분출 시스템 사용 시 소음 특성 변화를 확인하였다.

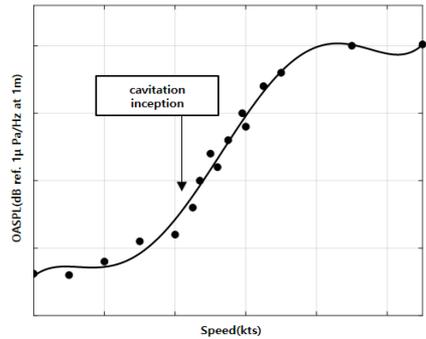


Fig. 2 OASPL of the fixed pitch propeller vessel

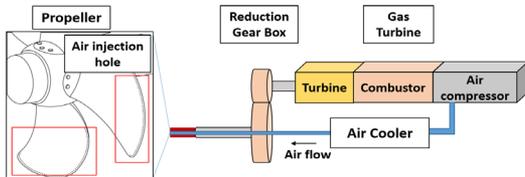


Fig. 1 Schematic drawing of the propeller air injection system

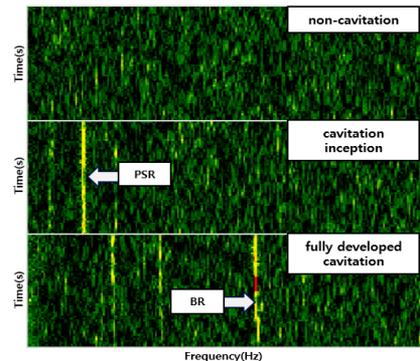


Fig. 3 DEMON spectrum of the propeller cavitation noise

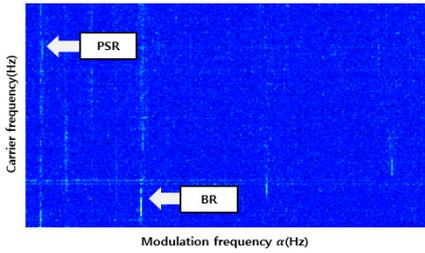


Fig. 4 Cyclo-stationary analysis of the propeller cavitation noise

### 3. 시험 개요

시험 절차는 함정 수중방사소음 측정 표준 ISO 17028-1<sup>(7)</sup>의 Grade B를 준용하였다. 기상으로 인한 배경 소음의 영향을 최소화하기 위해 파고 0.6 m 이하, 풍속 12 kts 이하, 수심 1000 m 이상의 해양 조건과 반경 10 mile 이내 통행 선박이 없을 때 시험을 진행하였다. 함정은 부이와 특정 CPA(closest point of approach) 거리를 직선으로 통과한다. 측정용 부이(buoy)에 탑재된 센서는 높은 수신 감도를 갖는 B&K사의 B&K 8106 하이드로폰이며, 일정한 수심 간격으로 설치되었다. DAQ는 65 kHz 샘플링레이트(Sampling rate)를 갖는 ADS 1672 아날로그 - 디지털 변환기이다. 부이의 위치 정보 저장 및 동기화를 위하여 GPS를 탑재하였다. 원음 데이터는 부이 및 함에 설치된 GPS 정보를 이용하여 부이와 함정간의 거리와 함께 저장하여 분석에 활용하였다.

시험은 3가지 함급에 대하여 캐비테이션이 발생하는 고속 기동 속력에서 공기 분출 시스템 사용 유무로 나누어 반복 측정하였다. 또한 저속 캐비테이션 발생 환경에서 공기분출 시스템의 효과를 확인하기 위해 속력별 소음특성 시험을 추가적으로 수행하였다.

### 4. 프로펠러 공기 분출 시험 결과

공기 분출 시스템 사용에 따른 소음 특성을 앞서 기술하였던 음압 준위와 변조 신호 특성 측면에서 비교하였다. 음압 준위 측면에서는 총 음압 준위와 1/3 옥타브 밴드에서 각 주파수의 음압 준위 변화를 분석하였고, 변조 신호 분석은 DEMON과 순환정상성을 이용하였다. 또한 음압 준위와 순환정상성은 함정과 수중 청음기 위치가 가장 가까운 최근접점(CPA, closet

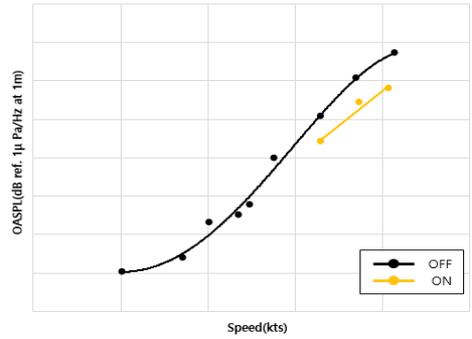


Fig. 5 OASPL with air injection system at high speed vessel

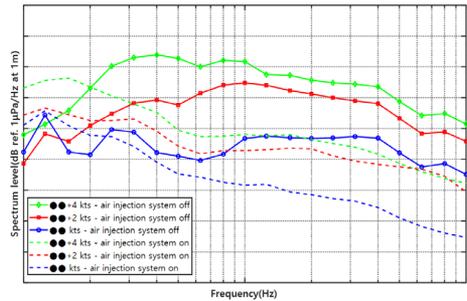


Fig. 6 1/3 Octave band level with air injection system

point of approach) 시점의 데이터를 사용하였다.

함정의 공기 분출 시스템 및 추진기 체원이 노출되는 것을 막기 위해 시험 항목의 함속 및 관련 정보와 함정의 음향 징표를 제공할 수 있기 때문에 가로축 및 세로축에 대한 정보는 표기하지 않았다.

#### 4.1 고속 기동 시험 결과

먼저 다수의 시험 함정들 중에서 특정 함정에 대한 시험 결과를 예시로 기술하였다. Fig. 5는 속력에 따른 전체 소음 준위에 대한 결과이다. 시스템 미운용 시 캐비테이션 발생으로 인하여 속도가 증가함에 따라 전체 소음 준위가 급격하게 증가하는 것을 확인할 수 있다. 캐비테이션이 발생하는 3개의 속력의 시험에서 공기 분출 시스템을 운용하였을 때 전체 소음준위가 5 dB 이상 감소하여 소음 감소 효과가 있음을 확인하였다.

Fig. 6은 각 속력에서의 1/3 옥타브 밴드 주파수 분석 결과이다. 실선 그래프는 공기 분출 시스템 미운용 시험모드이며 점선 그래프는 시스템을 운용한 시험모

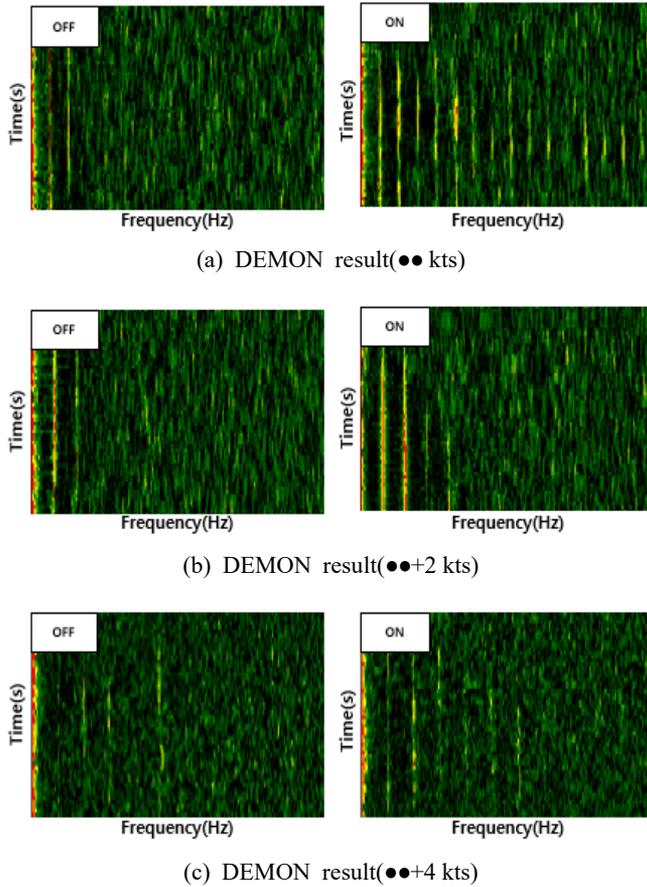


Fig. 7 DEMON result with vessel speed

드로 나타내었다. 시스템 미운용 모드에서는 ●● kts에서 캐비테이션이 발생하면서 생성되는 기포들에 의해 고주파 대역의 소음이 증가하는 것을 확인할 수 있다. ●●+2 kts로 속력이 증가함에 따라 캐비테이션이 성장하면서 저주파 대역을 제외한 주파수 대역에서의 소음이 증가하였으며, ●●+4 kts에서는 전체 주파수 대역의 소음이 증가하는데 캐비테이션 형태에 따라 기포의 크기 및 형태가 변화에 의하여 주파수에 따른 소음 특성 차이가 발생한다<sup>(8,9)</sup>.

시스템 운용 모드에서 주파수에 따른 소음 수준을 비교하였을 때 대부분의 주파수 대역에서 소음 저감 효과가 나타났으나, 대역에 따라 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. 고주파 대역에서의 소음 저감 효과가 크게 나타나고 있다. ●●+2 kts, ●●+4 kts의 고주파 대역의 소음 준위가 ●● kts의 미운용 모드 수준으로 감소하였으며, 두 속력의 고주파대역 소음 수준이 유사하다.

하지만 함의 속력이 증가함에 따라 저주파 대역의 소음이 증가하였다. 이러한 현상은 각 속력에서 캐비테이션 생성 형태에 따라 프로펠러 앞전에서 분출되는 공기 방울이 캐비테이션 거동에 미치는 영향이 다르기 때문에<sup>(10)</sup> 저주파 대역의 소음이 증가하며, 주파수 대역별 소음 특성 차이가 발생하는 것으로 판단된다.

Fig. 7은 DEMON 분석 결과이다. x축은 변조 주파수, y축은 시간이며, 시간이 흐름에 따라 측정함은 측정 시스템에 접근하여 거리가 감소하고 CPA를 통과한 후 멀어지는 데이터 전체의 결과를 나타내었다. Fig. 7(a,b)는 공기분출 시스템을 미운용 모드에서 PSR 성분이 변조되어 나타나고 있으며, Fig. 7(c)에서는 BR 성분도 식별되고 있다. 3가지 속도구간에서의 공기 분출 시스템을 운용하였을 때 변조 특성은 CPA에서 PSR의 조화 성분이 나타난 후 거리가 멀어짐에 따라 사라지는 특징을 갖고 있다. CPA에서는 분출되

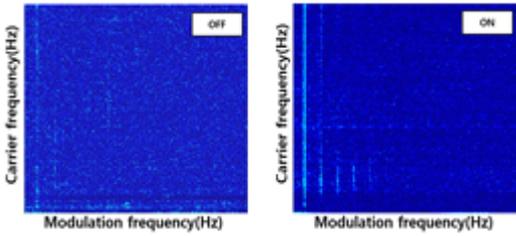


Fig. 8 Cyclo-stationarity result at ●● kts

Table 1 Statistics of sound pressure level with air injection system

Class	Statistics value	○○ Hz	◇◇ Hz	△△ Hz	□□ Hz	No. of trials
A	$\mu_A$	-1.3 dB	3.5 dB	3.6 dB	5.3 dB	7
	$\sigma_A$	2.9 dB	1.3 dB	0.9 dB	0.8 dB	
B	$\mu_B$	-3.6 dB	2.1 dB	1.0 dB	7.4 dB	5
	$\sigma_B$	0.9 dB	3.6 dB	4.8 dB	4.7 dB	
C	$\mu_C$	-3.7 dB	6.1 dB	6.2 dB	5.6 dB	8
	$\sigma_C$	2.8 dB	4.1 dB	3.8 dB	2.8 dB	

는 공기가 캐비테이션이 발생했을 때와 유사한 현상을 만들어 캐비테이션 양을 늘리기 때문에 PSR 신호를 더 강하게 하는 것으로 판단된다. 추가로 측정된 시험들에서도 위와 동일한 현상이 나타나는 것을 확인했다. Fig. 8은 CPA에서 변조신호 특성을 전체 주파수 대역에서 분석하기 위해 순환정상성 분석을 수행한 결과이다. x축은 변조 주파수이며, y축은 반송 주파수를 나타낸다. 시스템을 미 운용하였을 때는 PSR 성분이 전체 대역에서 나타나고 시스템을 운용하였을 때는 PSR 성분이 강해진다. 또한 Fig. 6 결과에서 저주파 소음이 증가하였는데, Fig. 8의 시스템 운용 모드에서도 반송 주파수의 저주파대역에서도 조화 성분이 식별되는 것을 확인할 수 있다.

Table 1은 공기 분출 시스템의 소음 저감 효과의 경향성 확인을 위해 3가지 함급 대하여 고속에서 총 20회를 측정하였으며, 1/3 옥타브값 중 4개 중심 주파수를 각 대역에서 선정하였다. ○○ Hz는 공기 분출 시스템 운용에 따라 증가하였던 저주파수 대역이다. ◇◇ Hz는 캐비테이션이 성숙 단계에서 증가하는 주파수 대역, △△ Hz와 □□ Hz는 캐비테이션 초생 단계에서 증가하는 주파수 대역으로 판단되어 선정하였다. 각 주파수에서 시스템 운용 시 함급별 소음 감소 수준을 평균

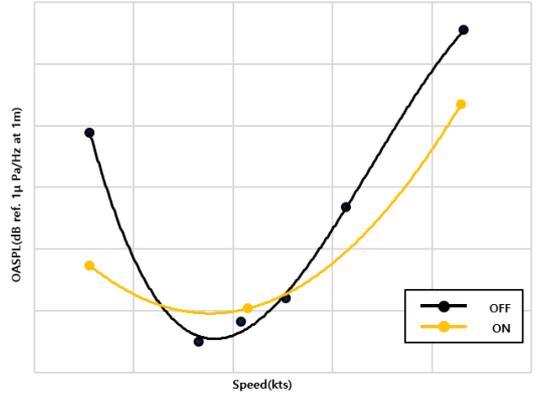


Fig. 9 OASPL variation result with air injection system at low speed

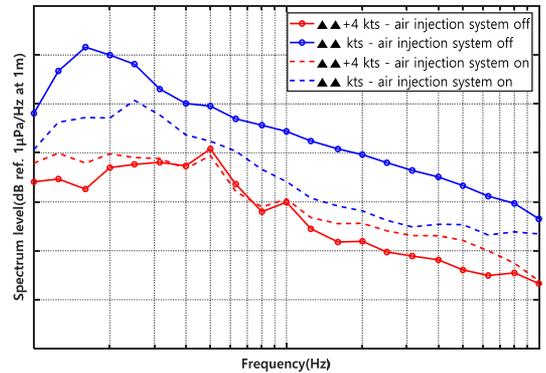


Fig. 10 1/3 octave band level with air injection system at low speed

( $\mu$ )과 표준편차( $\sigma$ )로 결과를 나타내었다. 평균값이 양의 값일 때는 시스템 운용 모드에서 소음 준위가 감소한 것이고, 음의 값은 증가한 것이다. 모든 함급에서 저주파대역인 ○○ Hz에서는 평균적으로 소음 준위가 증가하였으며, 다른 대역에서는 소음 준위가 감소한 것을 확인할 수 있다. 가장 주파수 대역이 높은 □□ Hz 대역에서 효과가 크게 나타났으나, 이하 주파수 대역에서는 함급에 따라 소음 감소 수준에서 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. A, B 함급의 경우 주파수가 낮아질수록 소음 저감 효과가 감소하지만, C 함급의 경우 소음 감소 수준이 유사한 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 함급에 따라 캐비테이션 발생 형태, 프로펠러 형상 및 유동 환경, 공기분출구의 위치와 유량에서 차이가 나기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다.

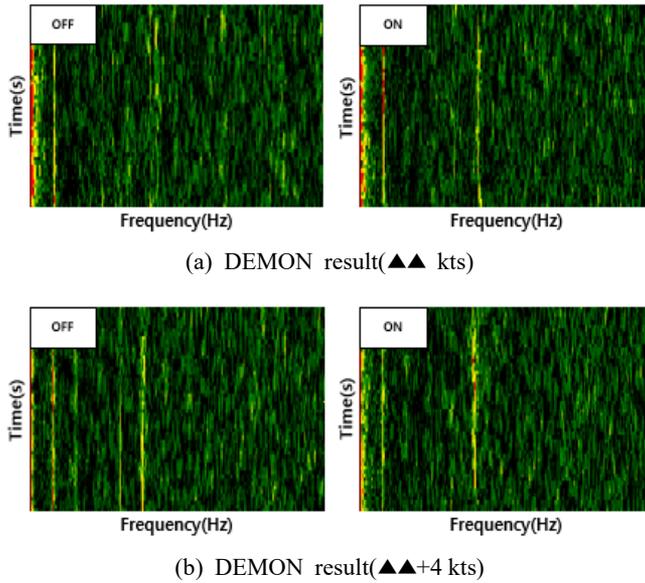


Fig. 11 DEMON result at low speed

#### 4.2 저속 기동 시험 결과

이 절에서는 저속 캐비테이션이 발생하는 상황에서 시험을 수행하였으며, 고속을 제외한 2개의 낮은 속력에서의 시험 결과를 분석하였다.

Fig. 9는 저속 캐비테이션이 발생하는 함정의 속력에 따른 전체 소음 준위 변화 그래프이다. 낮은 속력에서의 소음 준위가 Fig. 2와 다르게 높게 형성되어 있는 것을 확인할 수 있다. 공기 분출 시스템 운용 모드 저속에서 소음 감소 효과가 크게 나타나지만, 캐비테이션이 간헐적으로 발생하는 것으로 추정되는 중간 속력 구간에서는 소음준위가 증가하였다.

Fig. 10의 ▲▲ kts 결과에서는 고속 기동 시 고주파 대역이 증가하였던 것과 다르게 전체 주파수 대역의 소음준위가 높게 형성되어 있는 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 CPP(controllable pitch propeller)를 사용하는 함정에서 주로 발생한다. 함정의 경우 저속에서 고 RPM(축 회전), 저 피치율을 사용하게 되면서 유동 입사각이 변화하여 흡입면 뿐만 아니라 압력면에서도 캐비테이션이 발생할 수 있다. 이 때 캐비테이션 양이 증가하면서 ▲▲ kts의 소음 특성처럼 나타난다. 따라서 캐비테이션 소음이 전체 대역에 걸쳐 발생하기 때문에 저주파 대역에서도 공기 분출에 의한 소음 저감 효과가 나타난 것으로 판단된다.

▲▲+4 kts에서는 저주파와 고주파 대역의 소음 준위

가 증가하였다. 해당 속력에서는 캐비테이션이 간헐적으로 발생하는 구간이기 때문에 공기 분출로 인하여 저주파와 고주파대역 소음 준위가 증가한 것으로 판단된다.

Fig. 11은 저속 구간에서의 DEMON 결과이다. 4.1장의 고속 기동 결과와 동일하게 ▲▲ kts와 ▲▲+4 kts 모두 시스템 운용 모드에서 PSR 성분이 강해지지만, 조화성분이 식별되지는 않았다. 하지만 BR 신호가 지속적으로 식별되는 것을 확인할 수 있다.

이를 통해 실제 공기 분출 시스템을 사용하였을 때 주파수에 따른 소음 준위와 변조 신호 특성의 변화를 속력별로 확인하였다. 하지만 저속 캐비테이션에 해당 시스템을 적용한 시험 표본이 부족하므로 추가적인 연구가 필요하다.

### 5. 결 론

이 논문은 프로펠러 공기 분출 시스템을 이용하였을 때 캐비테이션 소음 특성 변화를 확인하기 위한 시험을 수행하였다. 실제 해상 시험을 통해 기동하는 함정에서 캐비테이션이 발생하였을 때 공기 분출 시스템 운용, 미운용 상태의 수중방사소음을 측정하였다. 측정한 데이터를 특정 주파수 대역에서 총 음압 수준, 1/3 옥타브 소음 준위, DEMON, 순환정상성 분석을 수행하였다. 총 음압 수준을 비교하였을 때

소음 저감 효과를 확인하였다. 주파수대역 따라서는 대부분의 주파수 대역에서 소음 감소 효과가 나타났으나, 저주파 대역에서는 소음 준위가 증가하였다. 또한 변조 신호 특성은 기본 주파수 성분이 강해졌으며, CPA 근처에서 조화성분이 나타나는 특성을 확인하였다. 순환정상성 분석 결과 저주파 대역의 소음이 조화성분을 발생시키는 것으로 판단된다. 추가적으로 저속에서 캐비테이션이 발생하였을 때 공기 분출 시스템을 적용하여 소음 저감 효과를 확인하였으며, 캐비테이션이 발생하지 않는 속력에서는 소음이 증가하는 것으로 판단된다. 속력별 공기 분출 시스템의 소음 저감 효과를 확인하였다.

향후 추가적인 시험을 통해 공기 분출시스템의 효과적인 사용에 관한 연구를 수행할 예정이다.

### References

(1) Seol, H. S., Lee, S., Pyo, S. and Suh, J. C., 2004, Numerical Analysis of Underwater Propeller Noise(Part 2. Cavitation Noise), Journal of Society of Naval Architects of Korea, Vol. 41, No. 2, pp. 33-46.

(2) Kim, J. D., Hong, S. Y. and Song, J. H., 2011, Prediction of Marine Propeller Noise Considering Scattering Effect, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 5, pp. 468-474.

(3) Kim, S. H., Cheong, C. U., Park, W. G. and Seol, H. S., 2016, Numerical Investigation of Cavitation Flow Around Hydrofoil and Its Flow Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 141-147.

(4) Spence, J. H., 2007, A Summary of Existing and Future Potential Treatments for Reducing Underwater Sounds from Oil and Gas Industry Activities, OCEANS, pp. 1-15.

(5) Lee, P. H., Ahn, B. G., Lee, C. S. and Lee, J. H., 2011, An Experimental Study on Noise Characteristics of Propeller Cavitation Inception, Journal of the Society of Naval Architects of Korea. Vol. 48, No. 1, pp. 1-7.

(6) Lee, H. C., 2017, Study on Classification of Modulated Noise Sources in a Naval Vessel Using

Cyclo-stationarity, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 6, pp. 790-797.

(7) ISO 17208-1:2016, Underwater Acoustics : Quantities and Procedures for Description and Measurement of Underwater Sound from Ships.

(8) Plesset, M. S., 1949, Dynamics of Cavitation Bubbles, Journal of Applied of Mechanics, Vol. 16, No. 3, pp. 277-282.

(9) Lecoffre, Y., 1999, Cavitation: Bubble Trackers, A.A. Balkema, Rotterdam.

(10) Seol, H. S. and Jeong, H. S., 2021, Study on the Cavitation and Noise Characteristics by Air Injection in Three Dimensional Hydrofoil, Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 40, No. 1, pp. 38-45.



**Youngsun Moon** received his B.S. and M.S. in Aerospace Engineering from Chungnam National University in 2017 and 2019. He is currently a researcher at Agency for Defense Development, Korea.



**Hee-Chang Lee** received his B.S. and M.S. in Electronics Engineering from Kyungpook National University in 2012 and 2014. He is currently a researcher at Agency for Defense Development, Korea.



**Seung-Hee Kang** received her B.S. and M.S. in Mechanical Engineering from Changwon National University in 2012 and 2014. She is currently a researcher at Agency for Defense Development, Korea.



**Seong-Yong Kim** received his B.S. and M.S. in Mechanical Engineering from Korea University in 2006 and 2008. He is currently a researcher at Agency for Defense Development, Korea.

# 자동차 파워트레인의 소음/진동 데이터를 활용한 AI 기반 진단기술 개발

## Development of AI-based Diagnosis Technology using Noise/Vibration Data of Automobile Powertrain

정인수<sup>†</sup> · 이동철\* · 노경진\*\* · 장준혁\*\*

Insoo Jung<sup>†</sup>, Dongchul Lee\*, Kyoungjin Noh\*\* and Joon-Hyuk Chang\*\*

(Received October 7, 2021 ; Revised November 16, 2021 ; Accepted November 29, 2021)

**Key Words** : Deep Learning(딥러닝), Diagnostic Technology(진단 기술), Noise(소음), Vibration(진동)

### ABSTRACT

Typically, indexes for diagnosis are developed by extracting the characteristics of noise and vibration data through traditional processing. However, finding an appropriate signal processing method and diagnostic index is difficult and time-consuming. Fortunately, the use of artificial intelligence in analyzing and judging data has increased in recent years, and a lot of research related to this topic has progressed. This study focuses on the development of AI-based diagnostic technology using noise and vibration data measured from an automobile powertrain. The purpose of this technology is to reduce quality cost and improve service efficiency. The first case involves a technology for diagnosing parts that cause abnormal noises in the powertrain, by training artificial intelligence using the collected noise data. The second involves a technology that uses engine vibration data to find cylinders with abnormal injectors in the engine. The deep learning methods used here were RNN and DNN. The developed diagnostic technologies have been applied to the equipment used for mechanics in our service centers. Therefore, they can be used to verify the diagnosis results within seconds when noise or vibration data is input to the equipment.

### 1. 서 론

인공지능은 5세대 이동 통신, 사물 인터넷, 빅데이터 등의 기술과 융복합하여 다양한 분야에서 널리 응용되고 있다. 의료 분야에서는 암 병변의 조기 발견, 계층 의료의 실현을 위한 압 유전자 분석 및 수술실이나 병상의 관리 등 의료의 효율성을 높이려는 다양한

시도가 추진되고 있다. 또한, 자동차 분야에서는 축적된 주행 데이터와 딥러닝(deep learning) 알고리즘을 통해 자율 주행 기술 개발에 주력하고 있고, 로봇 분야에서는 인구 고령화에 대응하기 위해 노동을 지원하거나 신체가 불편한 노인의 움직임을 도와줄 수 있는 휴머노이드 로봇(humanoid robot) 개발에 노력을 기울이고 있다. 이러한 인공지능은 자동차 소음진동 현상을 진단하는 데 활용될 수 있다. 현재까지 대부

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Hyundai Motor Company, Research Fellow

E-mail : isjung@hyundai.com

\* Member, Hyundai Motor Company, Senior Researcher

\*\* Hanyang University, Researcher

‡ Recommended by Editor Pyung Sik Ma

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

분의 경우 전통적인 신호처리를 통해 소음과 진동 데이터가 가지고 있는 특징을 추출해 진단을 위한 인덱스(index)를 개발한다. 하지만, 적절한 신호처리 방법과 진단 인덱스를 찾아내는 것은 쉽지 않고 오랜 시간이 소요된다. 다행히 최근에 데이터를 분석하고 판단하는데 인공지능의 활용도가 높아짐에 따라 이와 관련한 연구가 많이 진행되고 있다<sup>(1-5)</sup>. 이 논문은 자동차 파워트레인에서 측정된 소음과 진동 데이터를 활용한 인공지능 기반 진단기술 개발 내용이다. 개발 목적은 품질 비용 절감과 서비스의 업무 효율을 향상하기 위함이다. 첫 번째 사례는 수집된 소음 데이터로 인공지능을 학습시켜 파워트레인에서 이상소음을 야기하는 부품을 진단하는 기술이다. 두 번째는 엔진 진동 데이터를 활용하여 엔진에서 비정상 인젝터가 장착된 실린더(cylinder)를 찾아내는 기술이다. 여기에 사용된 딥러닝은 RNN(recurrent neural network)<sup>(6,7)</sup>, DNN(deep neural network)이다. 개발된 진단기술은 최종적으로 서비스 부문에서 사용 중인 장비에 적용되었다.

## 2. 소음 데이터 활용 진단기술 개발

### 2.1 학습 데이터 수집 및 선별

이 연구의 목적은 Fig. 1과 같은 과정을 통해 엔진, 변속기 및 구동 시스템에서 이상소음이 발생할 경우 어떤 부품과 관련이 있는지 진단하는 것이다. 이를 위해, 차량을 4종류(가솔린/디젤/가솔린 하이브리드 차량 및 전기 차량)로 구분하고 차량 상태 및 시험실

에서 51개 유형의 이상소음을 다양한 운전조건에서 수집하였다. Table 1은 가솔린 차량에서 수집된 소음 유형 개수를 보여주고 있다.

수집된 데이터에는 딥러닝 학습에 사용할 이상소음뿐만 아니라 사람 목소리, 공기 소리 및 잡음 같은 소음들이 포함되어 있을 수 있었다. 따라서 모든 데이터를 전수 조사하여 녹음된 시간 중 학습에 사용할 가능한 구간만 선택하였다.

그다음 과정은 데이터 수집 시 제공받은 정보와 분석 결과가 일치하는지 Fig. 2와 같이 시간 및 주파수 기반 분석으로 확인하고 최종적으로 학습 모델에 사용하게 될 데이터를 선별하였다. Fig. 3은 가솔린 엔진 데이터를 나타낸 것이다. 그림에서 14번 소음 유형은 피스톤 소음으로 14-1 ~ 14-4는 피스톤 소음의 세부 유형이다. 예를 들면, 14-1은 오일링 소음, 14-2는 마찰음, 14-3은 슬랩음이고 14-4는 핀 타음이다. 총 데이터의 개수는 2000이고, 평균값은 50, 중앙값은

Table 1 Categories of gasoline vehicle

Type	No. of noise type	Related noises
Gasoline engine	15	Injector noise, piston noise, turbocharger noise...
Transmission	9	Rattle noise, gear whine noise...
Drive system	8	External damper noise, groan noise...
Total	32	

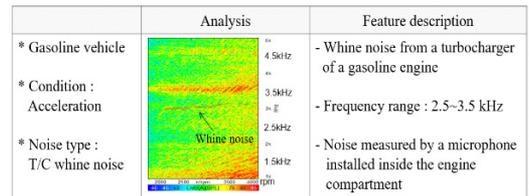


Fig. 2 Selection of good data through detailed analysis

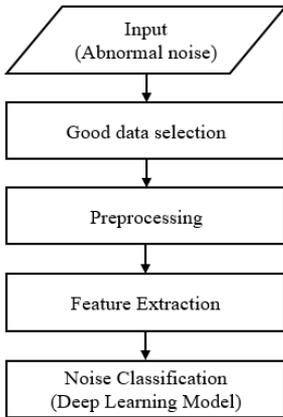


Fig. 1 Development process for noise classification

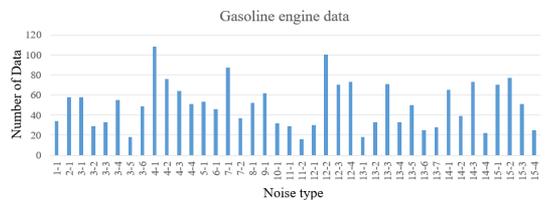


Fig. 3 Gasoline engine data

50.5이다. 또한, 최대값은 100이고 최소값은 16이다. 상대적으로 부족한 데이터에 의해 발생할 수 오버피팅(overfitting)을 방지하기 위하여 오버 샘플링(oversampling), weighted random sampler 기법들을 이용하여 데이터 불균형을 해소하였다.

2.2 데이터 전처리 및 특징 추출

선별된 데이터들은 측정 상황에 따라 샘플링 주파수가 11 250 Hz ~ 51 200 Hz로 다양하고, 시간 길어도 0.8초 ~ 3분으로 제각각 달랐다. 진단모델의 학습 오류를 줄이기 위해 다양한 샘플링 주파수를 32 kHz로 Re-sampling하여 통일시켰다. 그리고 다양한 시간 길이를 가진 데이터에서 특징을 추출하기 위해 1개의 데이터마다 일정한 시간 단위로 여러 개의 세그먼트(segment)로 나누고, 1개의 세그먼트는 9개의 프레임(frame)으로 분할했다. 각 프레임에 FFT(fast Fourier transform) 처리를 하였다. 이때 신호의 불연속으로 인한 왜곡을 최소화하기 위해 hamming window를 적용하였다. FFT 처리 후 생성된 주파수 별 크기에 Log-mel filter bank를 적용하여 저주파 대역부터 고주파 대역까지의 특징을 고려하였다.  $M$ (mel frequency)과  $f$ (frequency)의 관계는 식 (1)과 같고, Fig. 4와 같은 filter 형상을 사용하였다<sup>(8)</sup>.

$$M(f) = 1125 \ln \left( 1 + \frac{f}{700} \right) \tag{1}$$

그리고 선별된 데이터는 평가 목적에 따라 근접 소음, 1 m 소음 등 측정 위치가 다양해 소음 레벨 차이가 발생할 수 있으므로 학습을 위해 소음은 각 Log-mel filter bank의 평균값과 표준편차를 계산하여 정규분포로 표준화(standardization)하였다. 또한, 데이터에 포함되어 있는 엔진 회전수는 Min-Max 정규화(normalization)를 적용하여 0 ~ 1의 값으로 변환하였다.

2.3 진단모델 구축 및 적용

학습에 사용되는 데이터들은 아이들, 정속 주행 및 가속 주행의 다양한 조건에서 측정되었다. 따라서 진단 모델은 Fig. 5에 표시된 RNN의 GRU(gated recurrent unit) 구조를 기본으로 하였다. 시계열(time series) 데이터의 현재 정보가 이전 정보와 밀접한 연관성이 있는 경우 RNN이 좋은 성능을 발휘하기 때문에 이 연구에 사용한 비정형적인 소음 데이터에 적용하는 것이 효과적이라고 판단했다.

GRU는 LSTM(long short-term memory) 대비 2개의 게이트(update / reset)만 존재하여 계산량이 적으면서 LSTM과 동등한 성능을 발휘한다. 하지만, GRU는 시간의 흐름에 따른 중요 정보만 강조하기 때문에 시간의 순서와 이상소음 발생 시점이 맞지 않는 경우에 보완이 필요하다.

$$\begin{aligned} \omega_{att}(t) &= f(h(t)) \\ \omega_{att_{norm}}(t) &= \text{softmax}(\omega_{att}(t)) \\ O_{att} &= \sum_{t=1}^T h(t) \times \omega_{att_{norm}}(t) \end{aligned} \tag{2}$$

이를 위해, 우리는 식(2)와 같은 Attention mechanism을 적용했다. 여기서  $h(t)$ ,  $\omega_{att}(t)$ ,  $\omega_{att_{norm}}(t)$ 는 각각 RNN의 hidden state, attention weights 및  $T$ 시간 간격 별 normalized attention weights이다.  $O_{att}$ 는 attention mechanism의 최종 출력이다. 따라서 식(2)를 통해 Fig. 6과 같이 시간의 순서와 관계없이 이상 소음이 발생하는 구간의 정보를 강조할 수 있다. Attention mechanism의 출력인  $O_{att}$ 는 학습의 다음 단계인 DNN의 입력 신호가 되었다.

DNN의 활성화 함수(activation function)는 비선형 함수인 ReLU(rectified linear unit)를 사용하였고, 신

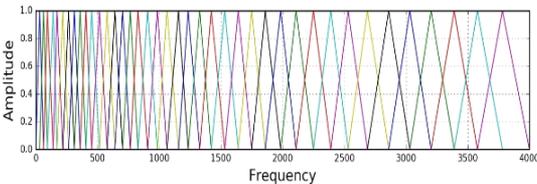


Fig. 4 Mel scale filter bank

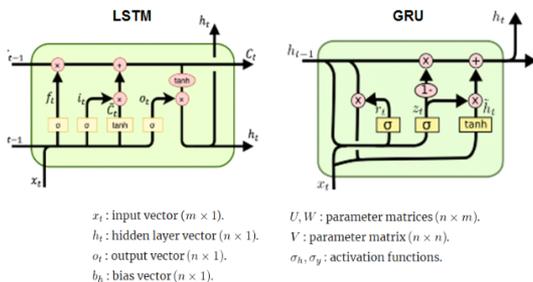


Fig. 5 Comparison of LSTM and GRU structure (from <http://dprogrammer.org/mn-lstm-gru>)

경망이 훈련 데이터에만 지나치게 최적화되어 그 외의 데이터에는 제대로 대응하지 못하는 오버피팅을 억제

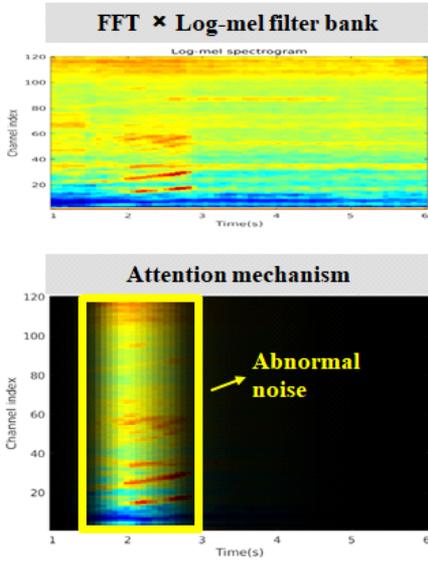
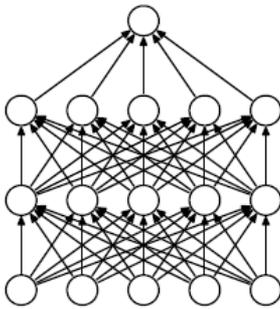
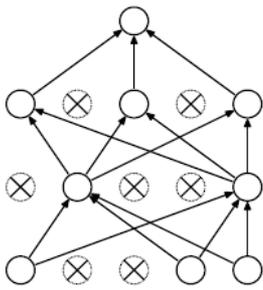


Fig. 6 Attention mechanism



(a) Standard neural net



(b) After applying dropout

Fig. 7 Dropout

하기 위해 Fig. 7과 같은 드롭아웃(dropout) 기법을 적용하였다<sup>9)</sup>. 드롭아웃은 학습 때 은닉층(hidden layer)의 노드(node)를 무작위로 골라 삭제하면서 학습하는 방법이다. DNN의 결과는 이상소음 분류 유형으로 설정한 원-핫 벡터(one-hot vector)로 출력되며, 소프트맥스(softmax)에 의해 확률값으로 변환되어 인공지능에 알려진 목표값과 비교하여 에러(error)가 얼마인지 계산한다. 이때 사용된 손실함수(loss function)는 식 (3)과 같이 표현되는 크로스 엔트로피(cross entropy)이다.

$$\mathcal{J}(\omega) = -\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [t_n \log y_n + (1-t_n) \log(1-y_n)] \quad (3)$$

여기서  $\omega$ 는 가중치(weight),  $N$ 은 배치 사이즈(batch size),  $t_n$ 은 목표값,  $y_n$ 은 출력값이다. 신경망 학습의 목적은 손실함수의 값을 가능한 낮추는 모델 파라미터의 값을 찾는 것이다.

이를 위해, 학습 옵티마이저(optimizer)는 adam (adaptive moment estimation)을 사용하였다. 이것은 최적해를 향해 진행되는 속도에 관성을 주는 모멘텀(momentum)과 손실함수의 경사 변화에 따라 적응적으로 학습률(learning rate)을 조정하는 AdaGrad (adaptive gradient) 알고리즘을 융합한 것이다. Fig. 8은 이 연구에서 학습을 위해 구축한 딥러닝 구조를 간략히 나타낸 것이다. 개발된 진단모델은 서비스 장비에 적용하기로 했다. 이때 최우선적으로 고려해야 할 것은 서비스 장비로 소음을 녹음하여 진단모델에 입력할 경우였다.

학습에 사용한 데이터는 개발용 고감도 마이크로폰으로 측정된 것으로 서비스 장비에 내장된 마이크로폰의 감도가 상대적으로 불리했다. 이를 보완하기 위해, 주요 서비스 장비의 내장 마이크로폰으로 학습 데이터를 모두 녹음하여 9200개의 데이터에 대한 학습

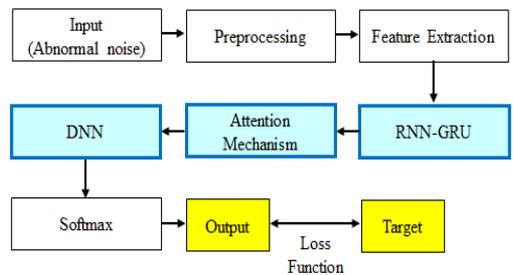


Fig. 8 Diagnostic model structure for training

을 다시 진행하였다. 데이터 중 80 %는 훈련 데이터로 사용되었고, 20 %는 최종 진단모델의 성능을 평가 위한 테스트 데이터로 사용되었다. Fig. 9에 나타나 있는 성능 검증 결과를 보면, 손실함수에서 계산한 손실 값은 에폭(epoch) 초반에 급격하게 감소하다가 약 20 에폭 이후부터 안정화 유지 후 증가하는 경향이 있었다. 진단모델은 가장 낮은 손실 값을 가지는 모델로 선정하여 파라미터값을 최종 업데이트하였다.

서비스 장비에 개발된 진단모델을 적용하기 전에 어느 정도의 정확도를 가지고 있는지 확인하기 위하여 별도로 준비된 평가 데이터 9개로 개발 엔지니어에게

청음 평가, 진단모델에게는 진단을 동시에 실시하였다. 그 결과를 보면, Fig. 10과 같이 진단모델이 87.6%의 정확도를 보였다. 청음에 의존하는 서비스 인원에게 큰 도움이 될 수 있다는 것을 확인할 수 있었다.

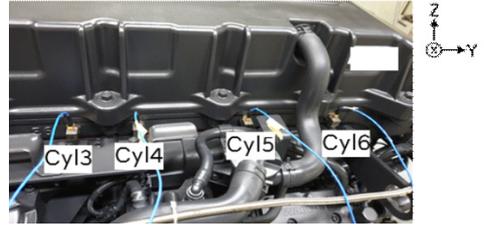


Fig. 12 Accelerometer position

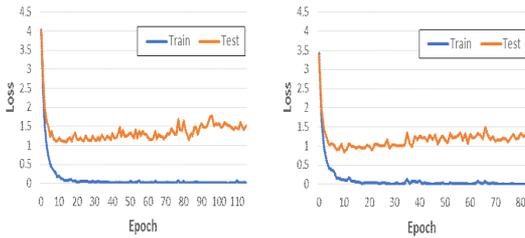


Fig. 9 Gasoline model (left) and diesel model (right)

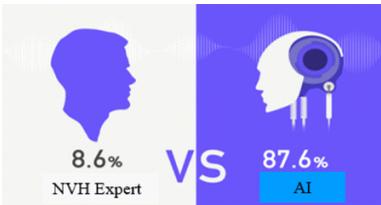


Fig. 10 Diagnostic comparison

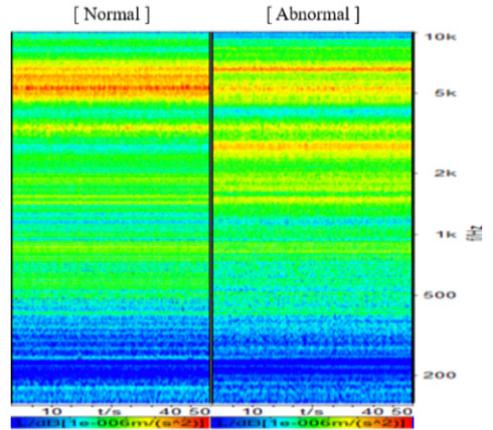


Fig. 13 Vibration characteristics of normal and abnormal injectors

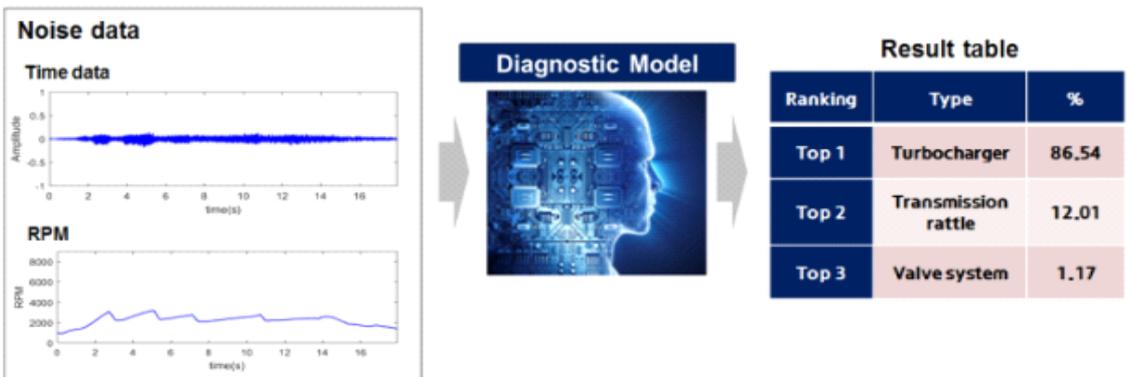
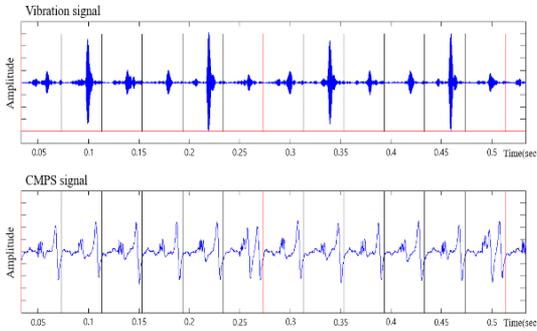


Fig. 11 An example of the diagnostic result

**Table 2** Test conditions for collecting vibration data

Test no.	Cylinder no. 4	Cylinder no. 5	Cylinder no. 6
1	N	N	N
2	Ab	N	N
3	N	Ab	N
4	N	N	Ab
5	Ab	Ab	N
6	N	Ab	Ab
7	Ab	N	Ab
8	Ab	Ab	Ab

※ N (Normal injector), Ab (Abnormal injector)



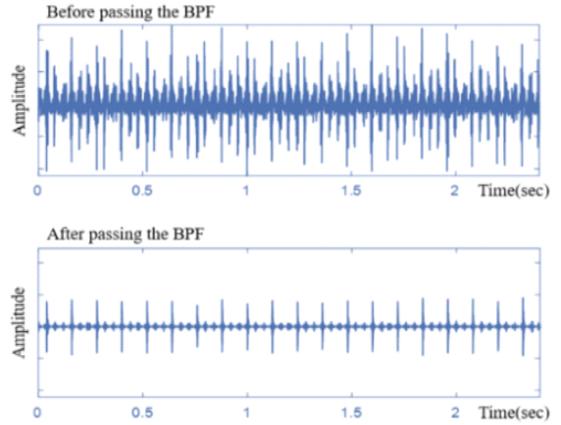
**Fig. 14** Segment alignment using CMPS

Fig. 11은 가솔린 차량에서 발생한 소음 데이터 1개를 장비에 입력시켜 진단한 사례이다. 그림을 보면 입력 데이터의 원인으로 진단되는 부품이 Top 1~Top 3로 구분되고, 각각에 대해 확률값이 표시되어 있다. 서비스 담당자가 확률이 높은 부품을 먼저 조사함으로써 빠른 수리가 가능해졌다.

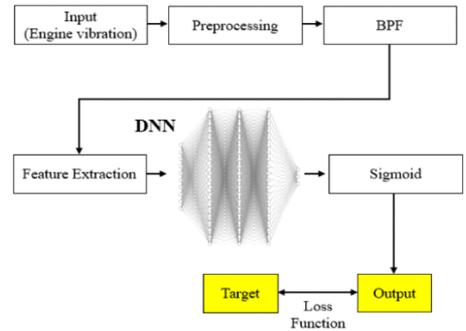
### 3. 진동 데이터 활용 진단기술 개발

#### 3.1 학습 데이터 수집 및 진동 측정 위치 선정

이 연구의 목적은 엔진 진동 데이터로 실린더 4번~6번 중 어느 실린더에 이상소음을 유발하는 비정상 인젝터(injector)가 장착되어 있는지를 찾아내는 것이다. 여기서 이상소음은 인젝터 내부의 특정부품 마모로 인한 진동에 의해 발생하였다. 진동 평가는 냉각수는 70 °C이상, 500 r/min의 온간 아이들 조건에



**Fig. 15** Result before and after passing the BPF



**Fig. 16** Diagnostic model structure for training

서 실시하였고, Fig. 12와 같이 엔진 시험실에 장착된 엔진의 인젝터 부근 헤드(head) 벽면에 3축 가속도계 4개를 부착하였다.

먼저 검토해야 할 내용은 진단모델을 서비스 장비에 적용하기 위해서 진동 측정을 위한 가속도계가 몇 개 필요하며, 어느 위치에 설치해야 정상 인젝터와 비정상 인젝터를 잘 검출할 수 있는지를 알아내는 것이었다.

이를 위해, Fig. 13과 같은 진동 특성에 대한 신호 분석을 통해 Fig. 12에 표시된 헤드 Cyl5 위치에 Z방향 단축 가속도계 1개를 부착하면 가장 좋은 결과를 얻을 수 있다는 것을 확인했다. 학습용 진동 데이터는 Table 2과 같은 조합으로 시험을 진행하여 11 360개를 수집하였다. 데이터 중 70%는 훈련 데이터로 사용되었고, 30%는 최종 진단모델의 성능 평가를 위한 테스트 데이터로 사용되었다.

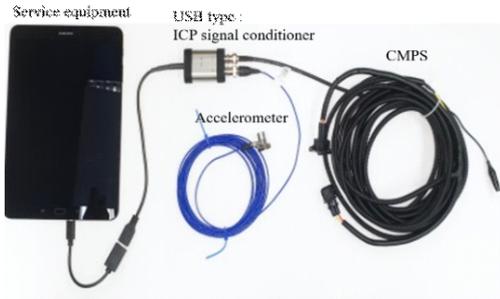


Fig. 17 Service equipment for diagnosis

Table 3 Verification results in several vehicles

Mileage [km]	Cylinder no.	AI diagnosis	Injector wear measurement	Comparison result
84 766	4	Abnormal	Abnormal	OK
	5	Normal	Normal	OK
	6	Abnormal	Abnormal	OK
192 733	4	Normal	Normal	OK
	5	Abnormal	Abnormal	OK
	6	Normal	Normal	OK
210 424	4	Abnormal	Abnormal	OK
	5	Abnormal	Abnormal	OK
	6	Abnormal	Abnormal	OK

3.2 데이터 전처리 및 특징 추출

학습용 데이터의 전처리를 위해, 수집된 진동 데이터를 Fig. 14와 같이 각 실린더가 진동을 발생시키는 순서(실린더 1번→5번→3번→6번→2번→4번)의 시간 간격으로 세그먼트를 구분하였다. 순간 아이들인 500 r/min의 경우 1개의 세그먼트는 0.04초이며 1개의 사이클(cycle)은 0.24초가 된다. 각 세그먼트가 몇 번 실린더인지를 구분하기 위하여 진동과 함께 측정된 CMPS (cam position sensor) 신호를 활용하였다.

실린더 별로 구분된 세그먼트 데이터를 Fig. 15와 같이 특정 주파수 대역에 대해 BPF(band-pass filter)를 통과시킨 후에 필터링의 입력값으로 사용할 특징 벡터를 추출하였다. 필터링에서 추출하지 않고 별도의 방법을 사용한 것은 시험을 통해 비정상 인젝터가 장착될 때의 대략적인 주파수 범위를 알 수 있었기 때문에 개발 시간을 줄이기 위해서였다.

또한, 서비스 장비의 한계로 인해 적용되는 진단모델의 사이즈를 최소화할 필요가 있어 주파수 분석 방

법보다는 RMS(root mean square), variance, max, peak to peak, kurtosis의 시간 분석 방법을 활용하였다. RMS의 경우 진동의 평균 세기이고 peak to peak는 진폭의 최대값으로 순간적으로 변화하는 신호의 특징을 잘 나타낸다. Kurtosis는 데이터의 분포가 정규분포보다 얼마나 뾰족하거나 완만한지의 정도를 나타내는 척도이다.

3.3 진단모델 구축 및 적용

클래스 간 특징벡터의 분포가 비교적 뚜렷하게 나타났기 때문에, convolution 등 추가적인 비선형적 특징 추출 요소들을 사용하기 보다는 Fig. 16과 같이 DNN 구조를 기본으로 진단모델을 구성하였다. 3개의 은닉층, 각 은닉층의 노드는 512개 및 은닉층의 활성화 함수로 ReLU를 사용하였다.

또한, 서로 다른 실린더에서 이상소음이 동시에 발생하는 경우도 진단 가능하게 모델을 학습하기 위하여 출력층의 활성화 함수로는 시그모이드(sigmoid)를 사용하고, 판단 기준값(threshold)을 설정하여 최종 출력을 결정하였다. 진단모델 학습 시에 활성화 함수의 출력인 활성화 값이 균일하게 분포되도록 배치 정규화(batch normalization)를 신경망에 삽입하였다. 추가적으로, 오버피팅을 억제하기 위하여 드롭아웃을 사용하였으며, 손실함수로 크로스 엔트로피, 학습 옵티마이저는 adam을 사용하였다. 개발된 진단모델은 Fig. 17에 표시된 서비스 장비에 적용했다. 추가로 필요한 USB 형태의 ICP(integrated circuit piezoelectric) 장비는 2채널로 구성되어 1채널은 진동을 측정하고 다른 1채널은 CMPS 신호를 측정하여 서비스 장비로 데이터를 전달한다.

최종적으로 개발된 진단모델의 성능을 서비스에 입고된 6대의 품질 문제 차량에서 검증하였다. Table 3은 그 결과를 나타낸 것으로, 3개의 실린더에 장착된 인젝터의 상태를 장비로 진단한 내용과 실제 인젝터를 분해하여 마모량을 측정하여 이상여부를 확인한 결과가 일치함을 알 수 있다.

검증 차량 대수가 적었지만 품질 문제에 빠르게 대응하기 위해서 서비스에 바로 적용되었다. 보완 대책으로 서비스 데이터 서버에 저장되는 차량 평가 진동 데이터와 작성한 정비 이력을 통한 인젝터 상태 결과를 확보하여 지속적으로 진단모델을 업데이트를 할 수 있도록 서비스 부문과 프로세스를 구축하였다.

#### 4. 결 론

자동차 파워트레인 소음진동 분야의 2가지 사례에 대해 딥러닝 기반 진단기술 개발을 진행하였다. 첫번째 사례는 소음 데이터를 수집하여 파워트레인에서 이상소음을 야기하는 부품을 진단하는 기술이다. 진단모델은 RNN-GRU, Attention mechanism 및 DNN 으로 구성되었다. 서비스 장비에 이상소음과 관련이 높은 부품을 확률로 표시하여 서비스 담당자가 그 부품부터 먼저 조사함으로써 업무 효율이 향상되고 고객 서비스 대응 시간 단축이 가능해졌다. 두번째는 엔진 헤드에서 측정된 진동 데이터 및 CMPS 신호로 엔진 실린더 3개, 각각에 장착된 인젝터가 정상 혹은 비정상인지를 진단하는 기술이다. 진단모델은 DNN 을 기본으로 구성되었다. 6대의 품질 문제 차량에서 진단모델 성능을 검증한 후 서비스에 적용되었다. 개발된 AI 기반 진단기술은 높은 정확도를 보이며 그동안 진단할 수 없었던 자동차 분야의 문제들에 대한 대안이 될 수 있음을 알 수 있다. 더 나아가 파워트레인 부품의 상태 모니터링, 진단 및 미래 상태를 예측할 수 있는 예측 정비(predictive maintenance) 기술로 확대 개발할 예정이다.

#### References

(1) Kim, H. S., Chung, J. H. and Baek, W. K., 2021, A Study on a Motor Noise Diagnosis Method Using Voice Recognition and Machine Learning Techniques, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 31, No. 1, pp. 40~46.

(2) Kim, S.-W., An, K., Back, J., Lee, S.-K., Lee, C. and Kim, P., 2021, Health Monitoring of Power Driving System Using Sound Signal based on Deep Learning, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 31, No. 1, pp. 47~56.

(3) Mandal, A., Arvanitis, A., Chen, S. K., Chien, L.-C., Srinivasan, V. and Younkins, M., 2019, Vibration Rating Prediction Using Machine Learning in a Dynamic Skip Fire Engine, SAE International Journal of Advances

and Current Practices in Mobility, Vol. 1, No. 4, pp. 1491~1501.

(4) Janssens, O., Slavkovikj, V., Vervisch, B., Stockman, K., Loccufier, M., Verstockt, S., Van de Walle, R. and Van Hoecke, S., 2016, Convolutional Neural Network Based Fault Detection for Rotating Machinery, Journal of Sound and Vibration, Vol. 377, pp. 331~345.

(5) Lu, C., Wang, Z. and Zhou, B., 2017, Intelligent Fault Diagnosis of Rolling Bearing Using Hierarchical Convolutional Network Based Health State Classification, Advanced Engineering Informatics, Vol. 32, pp. 139~151.

(6) Sun, L., Jun, D., Dai, L. D. and Lee, C. H., 2017, Multiple-target Deep Learning for LSTM-RNN Based Speech Enhancement, 2017 Hands-Free Speech Communications and Microphone Arrays (HSCMA).

(7) Kumar, S., Hussain, L., Banarjee, S. and Reza, M., 2018, Energy Load Forecasting Using Deep Learning Approach - LSTM and GRU in Spark Cluster, 2018 Fifth International Conference on Emerging Application of Information Technology (EAIT).

(8) Combrinck, H. P. and Botha, E. C., 1996, On the Mel-scaled Cepstrum, Dept. of Electrical and Electronic Engineering, University of Pretoria, Pretoria.

(9) Srivastava, N., Hinton, G., Krizhevsky, A., Sutskever, I. and Salakhutdinov, R., 2014, Dropout: A Simple Way to Prevent Neural Networks from Overfitting, The Journal of Machine Learning Research, Vol. 15, No. 1, pp. 1929~1958.



**Insoo Jung** received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Pusan National University in 1988 and 1993. Since 1993 he has been working for Hyundai Motor Company. He became a research fellow in 2015. He

is working on sound quality control, powertrain NVH control and AI-based condition diagnosis of powertrain components.

# 캐비테이션 소음의 위치 규명을 위한 추진기 상부 선체 표면 수중 음향센서 배치에 대한 실험적 연구

## An Experimental Study of On-board Hydrophone Array Design at Hull Surface above the Propeller for Localization of Cavitation Noise

황 은 수\* · 정 홍 석\* · 설 한 신†  
Eunsue Hwang\*, Hongseok Jeong\* and Hanshin Seol†

(Received October 15, 2021 ; Revised January 21, 2022 ; Accepted January 21, 2022)

**Key Words :** Cavitation Noise(캐비테이션소음), Ship Underwater Radiated Noise(선박 수중방사소음), Beamforming Method(빔형성 방법), Hydrophone Array(수중음향센서 배치), Array Design(배열 설계), On-board Measurement(선내계측)

### ABSTRACT

To localize cavitation noise using the beam forming method, sensors are mounted above the propeller on the hull surface of a model-scale ship. Beam forming results are highly dependent on the number and arrangement of sensors; thus, an array with a large number of sensors for a wide range will have good performance. However, it is difficult for such a system to be applied to a model scale, or to a full-scale ship in practical applications. A model-scale experiment was thus conducted at the cavitation tunnel of KRISO using various on-board sensor arrangements. The performance of each arrangement was verified from the experiment using the reference noise source, and it was confirmed that the location of the noise source could be estimated. Additionally, a feasibility study was carried out for a model ship with a single screw propeller, and it was confirmed that the location of the cavitation noise at the 12 o'clock position of the propeller was well represented.

### 1. 서 론

선박의 대형화, 고속화 등의 기술 발전에 따라 해상에서는 수중방사소음(underwater radiated noise)이 증가하고 있다. 특히, 선박의 추진기에서 발생하는 소음은 해양 포유류의 생활 주파수 범위와 겹쳐 생태계를 교란시키며 죽음에 이르케도 하는 문제가 보고되고 있다<sup>(1)</sup>. 이러한 문제를 해결하기 위하여 국제해사

기구(International Maritime Organization)는 해양환경 보호에 관한 강화된 규제 정책을 논의하고 있다. 수중방사소음 저감 기술의 개발은 선박의 해양소음오염에 대한 규제에 대한 대응뿐만 아니라 해양환경 보호를 위해서도 개발하고 적용해야 한다. 추진기 소음에서 캐비테이션 소음이 주 소음원이라 할 수 있으며, 바다에 직접적으로 노출되어 있어 캐비테이션에 의해 발생하는 소음의 크기를 줄이는 것이 가장 효과적인 방법이다. 이를 저감하기 위한 연구들이 활발히 진행

† Corresponding Author ; Member, Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Senior Researcher  
E-mail : seol@kriso.re.kr

\* Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Researcher

‡ Recommended by Editor Sang Wook Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

되고 있고, 저감을 위해서는 소음원을 분석하고 위치를 정확히 판별하는 것이 중요하다.

현재 수중 방사소음의 계측은 계측선과 부이시스템을 이용한 선외 계측 방법을 활용하고 있는데, 시간, 비용, 환경적인 영향 등에 대한 단점이 있다. 선외 계측의 한계를 극복하기 위해 Fig. 1과 같이 추진기 상방 선체에서 센서 배열을 활용하여 추진기 소음 계측 및 수중방사소음을 추정하기 위한 연구가 시작단계에 있으며, 더불어 센서 배열을 활용한 추진기 소음원의 강조 및 위치 추정에 대한 연구가 이루어지고 있다<sup>(2,3)</sup>. 하지만, 선체에 센서를 설치할 때 선체 부가물의 간섭과 같은 구조적인 문제로 인하여 많은 수의 센서를 사용할 수 없다는 문제점이 있다.

이 논문에서는 센서 배치가 비교적 자유로운 모형선에 대한 연구를 수행하였다. 캐비테이션 소음의 위치를 확인하기 위하여 빔형성 방법을 적용하였고, 빔형성 방법의 성능의 주요인자인 센서 배치와 수량에 따른 결과를 비교하였다. 기준 소음원에 대한 실험을 통하여 센서 배치의 성능을 검증하였고, 다양한 배치 방법에 대한 성능 비교를 수행하였다. 또한, 추진기를 이용하여 캐비테이션이 발생하는 조건에서의 모형시험을 수행하여 캐비테이션 위치를 확인하였다.

## 2. 제한된 영역에서의 센서 배치

### 2.1 빔형성 방법을 이용한 음원 위치 추정

소음원 위치 추정에는 다수의 음향 센서로부터 측정된 결과를 바탕으로 소음원을 가시화하고 위치 규명을 할 수 있는 빔형성 방법을 이용하였다<sup>(4-6)</sup>. 이 연구에서는 모형선의 추진기 상부의 선체 표면에 센서를 배치하고 추진기에서 발생하는 소음을 계측하기

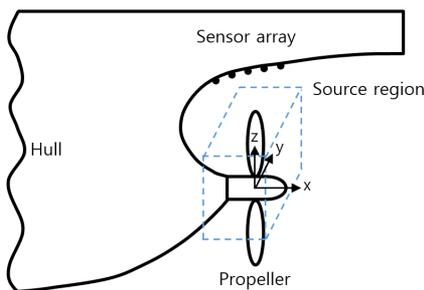


Fig. 1 Schematic description of on-board sensors for cavitation noise measurement

때문에 센서와 소음원이 가까운 위치에 존재하게 된다. 발생하는 소음을 단극음원(monopole source)으로 하여 구면파(spherical wave) 모델로 가정하였고, 선체 구조물에 의한 반사파의 영향은 무시하였다.

Fig. 2는 이 연구에서 사용된 빔형성 방법을 나타낸 것이다. 소음원과 센서 간의 위치 관계에 따라 각 센서에서 측정되는 신호는 서로 다른 위상차를 가지게 되고, 측정 신호로부터 빔파워(beam power)를 계산하고 빔파워값이 높은 지점을 소음원의 위치로 추정할 수 있다.

$$p_m = \sum_{n=1}^N \frac{e^{-jkr_{mn}}}{4\pi r_{mn}} a_n + e_m \tag{1}$$

$$B(f) = g^T C_{mn} g \tag{2}$$

식 (1)의  $p_m$ 는  $m$ 번째 음향 센서로부터 측정된 음압 신호이고,  $k$ 는 음속  $c$ 가 1500 m/s일 때, 주파수  $f$ 에 해당하는 파수  $2\pi f/c$ 이다.  $N$ 은 관심 공간(source region) 내 분포한 가상 소음점 개수,  $r_{mn}$ 은  $m$ 번째 음향센서와  $n$ 번째 가상 소음점과의 거리,  $a_n$ 은  $n$ 번째 소음원의 강도,  $e_m$ 는 잡음이다. 수신된 신호들로부터 상호상관행렬(cross spectral matrix,  $C_{mn}$ )를 계산할 수 있고 가상의 소음점(virtual grid)와 센서 위치 정보로부터 조향벡터(steering vector,  $g$ )를 계산할 수 있다.  $g^T$ 는  $g$ 의 전치행렬이다. 식 (2)와 같이 상호상관행렬( $C_{mn}$ )과 조향벡터( $g$ )의 계산을 통하여 빔파워( $B(f)$ )를 계산할 수 있다.

빔형성 결과는 센서 배치와 센서 개수에 따라 그

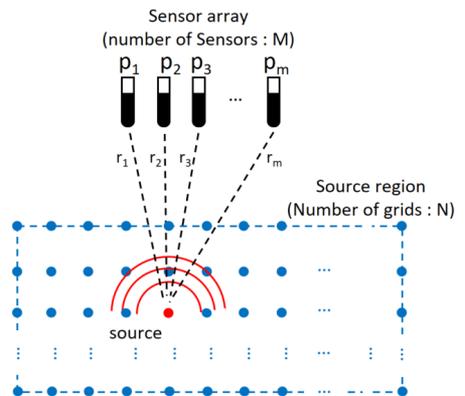


Fig. 2 Sound source and sensor array

결과가 크게 달라진다. 많은 수의 센서를 넓은 면적에 적절히 분포시키면 좋은 결과를 얻을 수 있겠지만 이 연구의 목적과 같이 추진기 상부의 선체 표면에 센서를 설치할 때 설치할 수 있는 공간이나 설치할 수 있는 개수가 제한적이다. 이러한 제한적인 조건에서 비교적 우수한 성능을 가지는 센서 배치를 결정하고 수량을 결정하는 단계가 반드시 필요하다.

### 2.2 센서 배치 설계

소음원 위치 추정은 기본적으로 3개 이상의 센서를 사용하는 것으로 계산의 정확도를 높이기 위해서는 센서 개수의 증가가 필수적이다. 또한 측정 환경이나 배치 방법에 따라 측정 결과가 직접적으로 영향을 받기 때문에 센서의 개수를 늘리거나 배치 방법을 바꾸어 위치 추정 정확도를 높이는 연구를 수행하였다. 센서 배치의 성능은 주엽과 최대 부엽레벨(maximum sidelobe level)에 의해 결정된다. 주엽(main lobe)은 Fig. 3에서와 같이 최대 빔파워로부터 값의 차가 -3 dB인 빔폭(beamwidth)을 나타내고 부엽(sidelobe)은 주엽 외의 빔파워값의 차이가 적은 피크를 의미한다. 따라서, 주엽의 빔폭이 좁고, 최대 부엽레벨을 최소화 되었을 때 음원의 위치를 정확히 파악할 수 있다.

소음계측을 위하여 관심 주파수 범위와 관찰하고자 하는 공간 크기 등의 설계 목표를 정한 후 센서 배치와 사용 센서 개수를 결정해야 한다. 센서 배치에는 다양한 형태의 배치 방법이 활용되고 있으며, 대

표적인 배치로는 사각형 배치(square array), 원형 배치(circular array)와 나선형 배치(spiral array) 등이 있다. 특히, 나선형 혹은 다중 나선형 배열(multi-arm spiral array)의 경우, 비규칙적 배치 방법에 의해 공간 엘리어싱(spatial aliasing)이 우수하여 많은 연구에서 활용되고 있다<sup>6)</sup>. 하지만 이 연구와 같이 제한된 설치 공간과 센서 개수 등의 조건을 가진 경우, 조건 내에서 불규칙한 패턴을 가지는 랜덤배치(random array)를 활용하기도 한다<sup>7)</sup>.

이 연구에서는 실선에 비해 센서 배치가 비교적 자유로운 모형선에 대해 여러 배치에 대한 연구를 수행하였다. 모형선은 선체 센서 배열이 상대적으로 자유로운 편이지만, 센서 설치를 위한 어댑터 구조, 방향타 축 등의 간섭 문제로 인해 설치 간격과 크기가 제한된다. 이러한 제한 조건들을 반영하여 센서의 최소 간격을 0.03125 m로 고정하고 모형선에 설치할 수 있는 면적(가로 0.125 m × 세로 0.125 m) 내에 Fig. 4와 같이 25개의 센서 설치가 가능하도록 하였다. 이중 추진기 회전면과 추진기 전후방을 중심으로 위치를 선정하여 17개의 센서를 배치하였다.

### 3. 실험적 검증

#### 3.1 기준 소음원에 대한 실험적 검증

##### (1) 시험 수행

센서 배치의 성능 검증을 위하여 선박해양플랜트연구소(Korea research institute of ships and ocean engineering, KRISO) 대형캐비테이션터널(large cavitation tunnel, LCT)에 모형선과 기준 소음원을 설치

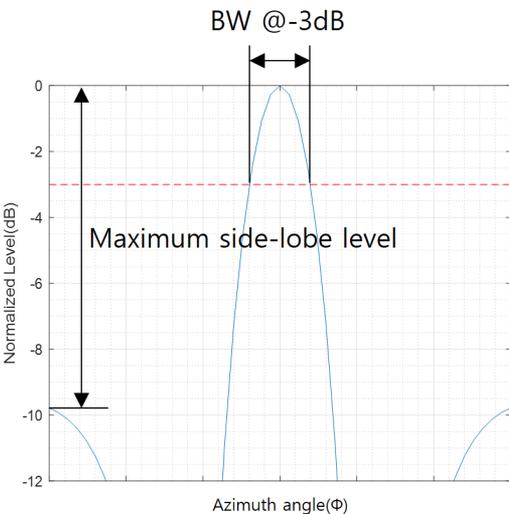


Fig. 3 Performance evaluation of beamforming result

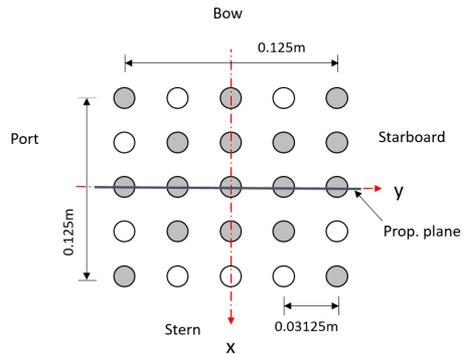


Fig. 4 Position of the sensors at the hull surface (projected onto xy-plane)

하여 시험을 수행하였다. Fig. 5는 대형 캐비테이션터널 센서 배치 성능 검증 모형시험 설치 모습이다. 모형선을 설치하고 추진기면에서 반경(R) 방향 0.7R 위치에 기준 소음원을 설치하였다. 캐비테이션 터널 시험부의 길이 방향을 x축, 폭 방향을 y축 그리고 높이 방향을 z축으로 정의하였다(Fig. 1 참고). 기준 소음원은 추진기와 같이 x축을 기준으로 회전이 가능하도록 하였고, Fig. 5와 같이 12시 방향에 기준소음원이 위치했을 때를 0°로 정의하였다. 소음원은 원점으로 15° 간격으로 반시계 방향으로 90°, 시계 방향으로 90° 회전시켜가며 소음을 발생시켰다. 기준 소음원은 B&K spherical hydrophone type 8105를 사용하였으며<sup>(8)</sup>, B&K Pulse Labshop을 통해 정현파(sine wave)와 의사-랜덤 잡음(pseudo-random Noise)을 발생시켰다. 정현파는 Table 1과 같이 1/3 옥타브 밴드(octave band)의 중심주파수에 대해 신호를 발생시켰다.

소음 계측에는 B&K miniature hydrophone type 8103 센서를 사용하였고<sup>(8)</sup>, 추진기 상부에 위치한 선체 표면에 설치하였다. Fig. 6과 같이 총 17개의 센서를 배치하였으며 센서 배치 중심과 추진기 중심과의

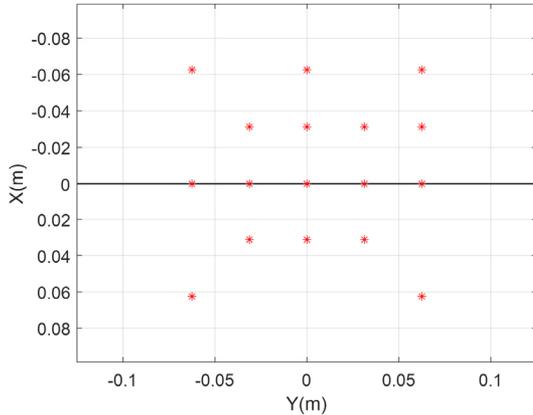


Fig. 5 Sensor position on xy-plane

Table 1 Test condition of array performance verification

	Frequency [Hz]	Rotation angle [deg]
Sine wave	5 k, 6.3 k, 8 k, 10 k, 12.5 k, 16 k, 20 k, 25 k, 31.5 k, 40 k, 50 k, 63 k, 80 k	-90 ~ 90 (dθ=15)
Random noise	-	-90 ~ 90 (dθ=15)

거리는 약 0.2 m이다. 소음 계측 시스템으로는 B&K type 2692 conditioning amplifier, B&K type 3052 DAQ 와 B&K Pulse Labshop을 이용하여 262 144 Hz의 샘플링 주파수로 20초간 신호를 측정하였다.

(2) 시험 결과 및 분석

시험 결과는 노이즈의 영향력을 줄일 수 있고, 시간에 따라 특징이 변하는 신호에 대해서 정확한 파워 스펙트럼값을 얻을 수 있는 Welch's method를 적용하여 파워 스펙트럼 밀도(PSD) 추정값을 계산하였다. 이때, 75 %의 샘플 중첩(overlap)과 262 144개의 샘플을 사용하였고 약 40회의 평균된 데이터를 사용하였다. 해닝 윈도우(hanning window)를 적용하였으며 주파수 분해능은 1 Hz이다.

빔형성 방법에 적용된 관심 공간 및 가상 소음점은 추진기 주변으로 하여 Table 2와 같이 결정하였다. 가상 소음점 간의 간격은 x축과 y축 방향으로 0.001 m, z축 방향 간격은 0.0005 m로 하였으며 총 12 663 201 개(201×251×251)의 가상 소음점을 분포시켰다.

먼저 시험에 사용한 17개의 센서를 모두 사용하였을 때의 성능 결과를 Fig. 7과 Fig. 8에서 비교하였다. 추진기의 전후방 소음 분포를 확인할 수 있는 xy평면과 추진기 회전면의 소음 분포를 확인할 수 있는 yz 평면에 대해 표현하였다. 결과는 최대 빔파워 값과의 차로 계산된 정규화 된 값을 최대값인 0 dB부터 -9

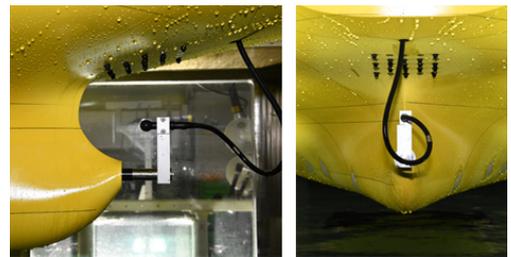


Fig. 6 Setup of sound source and hydrophone array for array performance verification

Table 2 Virtual grid information of source region

	Source region [m]	Distance [m]	No of points
x axis	-0.100 ~ 0.100	0.0010	201
y axis	-0.125 ~ 0.125	0.0010	251
z axis	0.000 ~ 0.125	0.0005	251

dB까지 나타내었고, 최대 빔파워 값을 가지는 위치에  
 서의 결과를 도시화하였다. 파란색 원은 실제 소음원  
 의 위치이고 빨간색 원은 센서로부터 측정된 신호를  
 빔형성 방법을 적용하여 계산된 최대값의 위치이다.  
 xy평면에서  $x=0$ 에 위치한 검정색 실선은 추진기 평  
 면위치이고, yz평면에서의 0.7R의 호는 소음원이 회  
 전하며 위치하는 궤적이며, 파란색 점선은 결과를 도  
 시한 xy평면(scanning plane)의 z좌표이다.

Fig. 7은 소음원이 0°에 위치한 좌표 (0, 0, 0.0875) m  
 일 때 대표 주파수에 대한 빔형성 결과이다. 대체적으  
 로 각 주파수에서 소음원의 위치를 잘 나타내는 것을  
 확인할 수 있고, 12.5 kHz와 16 kHz에서 실제 소음원  
 부근에 소음원의 위치를 나타내지만 조금의 오차가  
 있음을 확인할 수 있다. 또한, 빔폭이 넓게 분포하는  
 것을 확인할 수 있는데, 이는 저주파수의 분해능이  
 떨어지는 빔형성 방법의 한계 때문이다. 빔형성 결과

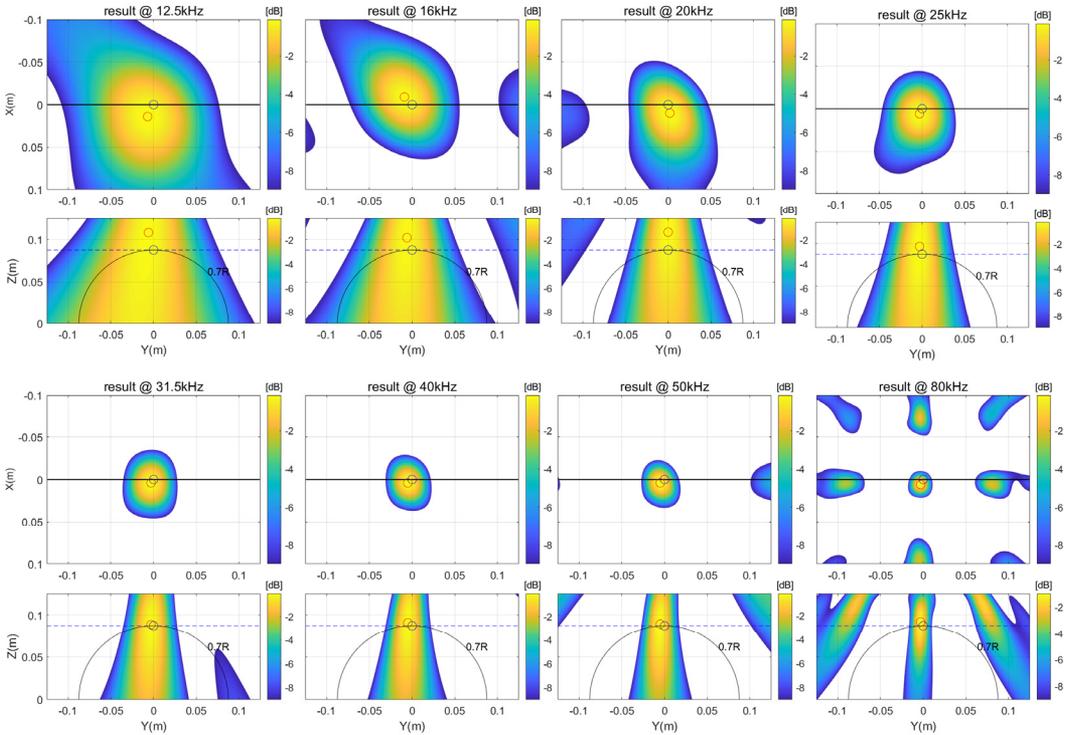


Fig. 7 Test results as frequency of sine wave at position 0°

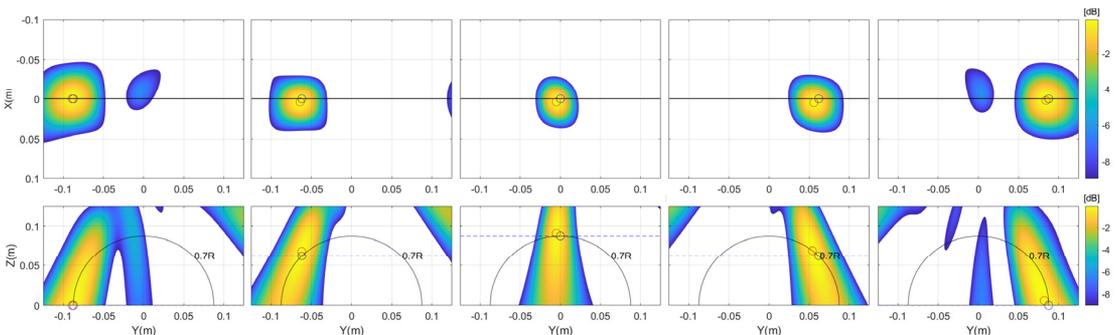


Fig. 8 Test results as source location at 40 kHz (source is located at -90°, -45°, 0°, 45°, 90°)

에서 빙폭은 센서 배치의 크기에 반비례하고 파장에 비례하기 때문에 저주파에서는 큰 빙폭을 가지게 되어 분해능이 저하된다. 50 kHz와 80 kHz의 결과에서는 부엽들이 발생하는데 공간 앨리어싱으로서 배치된 센서의 최소 간격이 0.03125 m로 나이퀴스트 조건을 충족시키지 못해서 나타나는 현상이다. 결과에서 x방향, y방향으로는 빙폭이 좁으나 z방향으로는 빙폭이 넓은 것을 확인할 수 있는데, 이는 xy평면에서 넓은 범위에 센서가 분포하는 반면 z축 방향으로 0.0275 m의 좁은 범위에 분포하기 때문에 발생하는 분해능 저하 현상이다. 그럼에도 불구하고, 비교적 정확한 위치를 추정하는 것을 확인할 수 있다. 소음원의 실제 위치와 추정 위치값을 비교해보면 x축 방향으로 0.003 m ~ 0.009 m, y축 방향으로 0.004 m의 오차가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이는 센서 배치 좌표 측정에서 나오는 오차나 설치상에서 발생하는 실험적 오차로 보여진다.

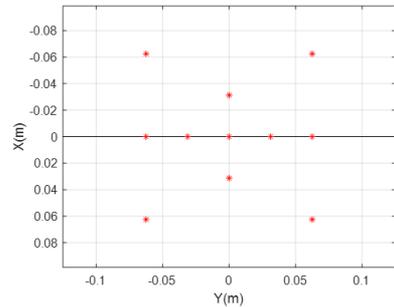
Fig. 7의 주파수에서의 결과를 바탕으로 주파수 40 kHz를 대표주파수로 하여 음원의 위치에 따른 결과, 센서 배치 형태와 배치 개수에 따른 결과를 정리하였다. Fig. 8은 주파수 40 kHz일 때 소음원의 위치에 따른 결과이고, 음원의 위치 -90°, -45°, 0°, 45°, 90° 총 5가지에 대해 정리하였다. 실제 소음의 위치와 위치 추정 결과가 앞서 언급한 실험적 오차 범위 내에서 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다. 소음원이 중심에서 멀어지면서 부엽 성분이 나타나는데 주엽과 약 6 dB의 차이가 나며 소음원을 구별하는 데에 문제되지 않는 수준이라고 할 수 있다.

### 3.2 센서 개수에 따른 결과 비교

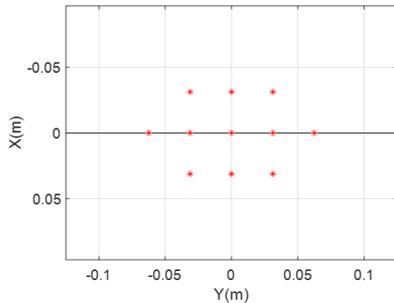
Fig. 7과 Fig. 8은 17개의 센서를 사각 형태로 배치했을 때의 결과이며, 공간 분해 능력이 우수하다고 판단된다. 하지만 이렇게 많은 개수의 센서 배치를 실제 선박에 적용하기는 어려우며, 적게는 3개, 많게는 8개의 센서 설치가 가능한 점을 고려하여 센서 개수를 더 줄여야 할 필요가 있다. 추진기 소음이 추진기 회전면 혹은 후류 방향에서 발생한다는 점을 고려하여 소음이 발생하는 위치를 기준으로 크기와 센서 수량에 따라 Fig. 9와 같이 센서를 배치하고 비교하였다. 정확한 비교를 위하여 센서 배치시 y축 방향 배치의 크기를 0.125 m로 고정하였다. Fig. 9에서 (a)는 11개의 센서를 사각형 배치에 가깝게 배치하였고, (b)

는 (a)와 동일한 수량의 센서를 사용하였지만 추진기 전후방에 센서를 집중시킨 배치이며, (c)는 (b)의 형상에서 센서의 개수를 줄여 7개만 배치하였다.

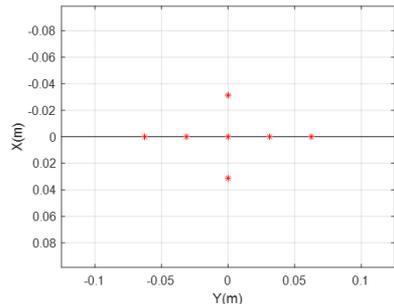
Fig. 10은 Fig. 9(a)의 배치에 대해 주파수 40 kHz일 때 소음원의 위치에 따른 결과이다. 소음원의 위치는 잘 판단하지만 부엽들이 많이 생긴 것을 볼 수 있다. 특히 소음원이 90°에 위치할 때의 결과에서 [0, -0.07, 0] m 위치의 부엽이 주엽과의 값 차이가 4 dB 이내여서 소음원으로 잘못 판단할 수도 있다. Fig. 11은 Fig. 9(b)의 배치에 대해 주파수 40 kHz일 때 소음원의 위치에 따



(a) Rectangular shape array



(b) '+' shape array with sensor added



(c) '+' shape array

Fig. 9 Sensor array (fixed size of y-axis 0.125 m)

른 결과이며, 소음원의 위치를 정확하게 추정할뿐더러 공간 분해능 또한 우수하다고 할 수 있다. Fig. 12는 Fig. 9(c)의 배치에 대해 주파수 40 kHz일 때 소음원의 위치에 따른 결과이다. Fig. 7의 결과에서 언급한 실험적 오차를 고려했을 때 마찬가지로 소음원의 위치를 잘 찾아내는 것으로 보인다. 소음원의 위치가  $-90^\circ$ 와  $90^\circ$ 에 위치한 결과를 볼 때 중심에서 멀어진 소음원

의 경우 오차가 더 커지며 부엽 성분도 나타나는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9의 배치들을 비교했을 때 Fig. 9(b)의 결과가 우수한 것을 확인할 수 있고, 적은 수의 센서를 사용한 관점에서 Fig. 9(c)의 결과 또한 좋다고 판단된다. 센서의 개수를 줄이는 것이 목적인 만큼 Fig. 9(c)의 형상에서 센서의 개수를 한 개 줄인 형태의 Fig. 13의 결과를 비교하였다. Fig. 13(a)는

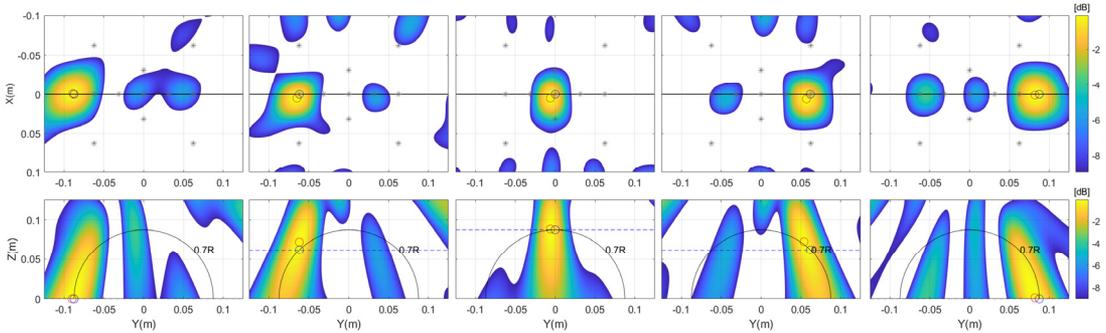


Fig. 10 Test results for Fig. 9(a) at 40 kHz (source is located at  $-90^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ )

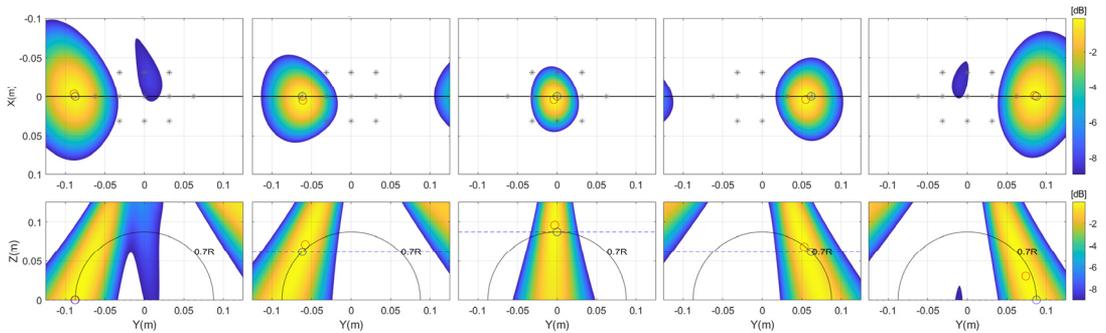


Fig. 11 Test results for Fig. 9(b) at 40 kHz (source is located at  $-90^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ )

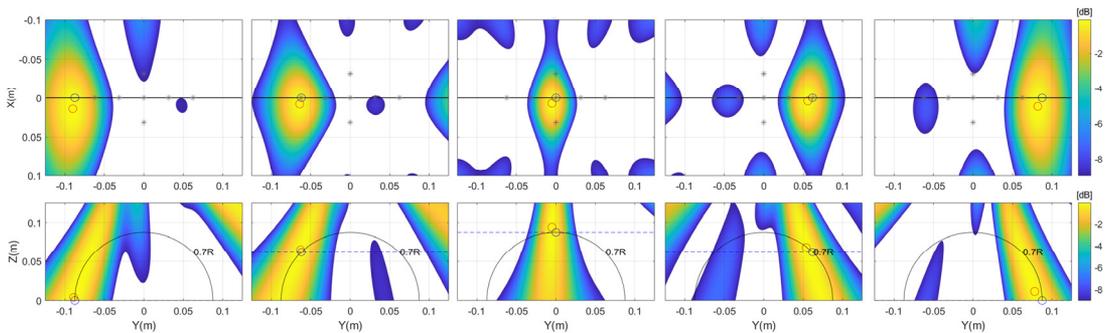


Fig. 12 Test results for Fig. 9(c) at 40 kHz (source is located at  $-90^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ )

Fig. 9(c)의 형상에서 전방 센서 하나를 제거한 배치이고, Fig. 13(b)는 Fig. 9(c)의 형상에서 추진기 면에 위치한 센서 하나를 제거한 배치이다. Fig. 14는 Fig. 13(a)

의 센서 배치에 대해 주파수 40 kHz일 때 소음원의 위치를 잘 찾아내는 것을 확인할 수 있으며, y축 방향으로로는 분해능이 떨어

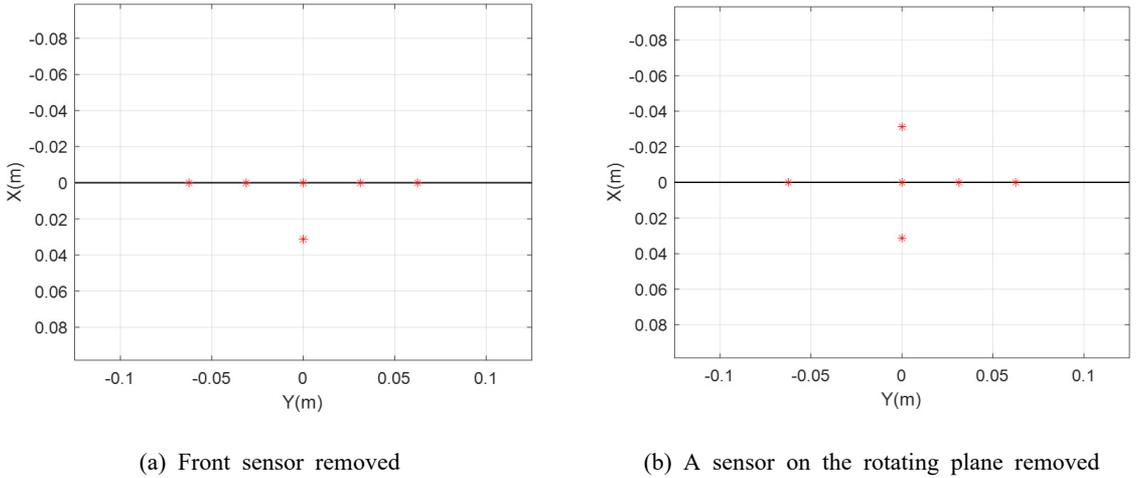


Fig. 13 Sensor array of '+' shape

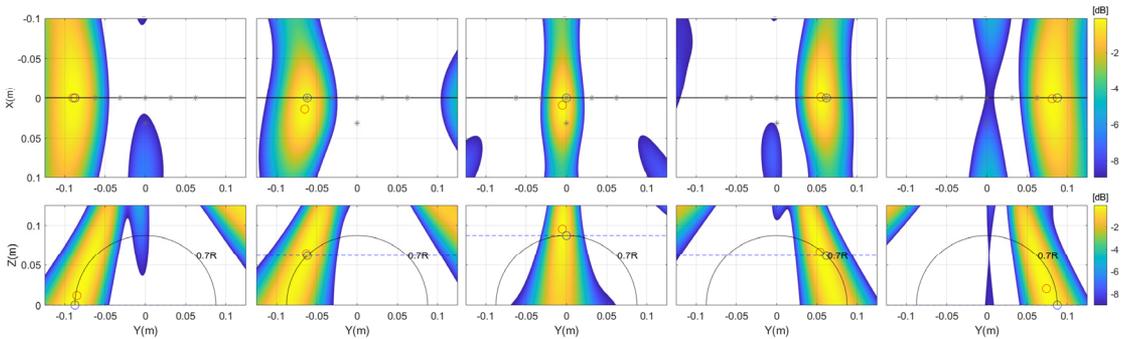


Fig. 14 Test results for Fig. 13(a) at 40 kHz (source is located at  $-90^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ )

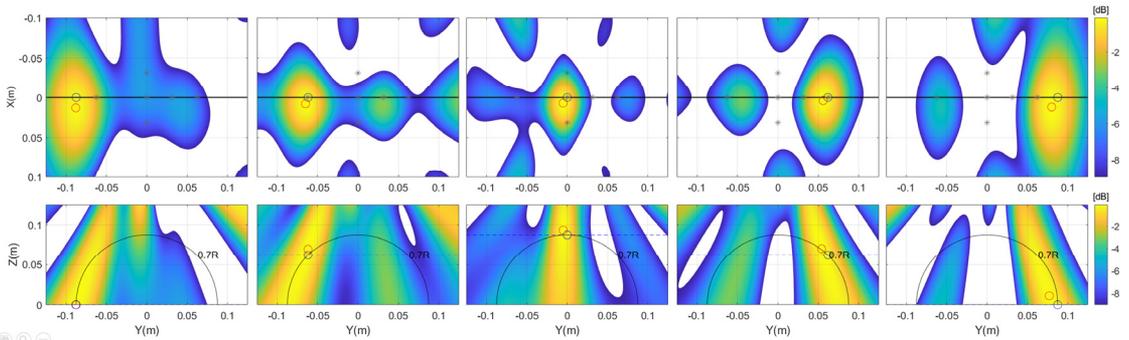


Fig. 15 Test results for Fig. 13(b) at 40 kHz (source is located at  $-90^\circ$ ,  $-45^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ )

어저 y축 방향으로 긴 형태의 빔패턴을 확인할 수 있다. Fig. 15는 Fig. 13(a)의 센서 배치에 대해 주파수 40 kHz 일 때 소음원의 위치에 따른 결과이다. Fig. 14의 결과와 비교했을 때 x축 방향 분해능은 조금 더 좋지만, 소음원이 중심에서부터 멀어졌을 때 위치 추정 오차가 있는 것을 확인할 수 있고, 부엽 성분이 더 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Figs. 10 ~ 12, 14, 15의 결과를 비교하였을 때 Fig. 9(c)와 같이 ‘+’ 형태의 배치가 최소한으로 필요해 보이고 ‘+’ 형태에서 Fig. 9(b)처럼 센서가 추가되었을 때 그 결과가 향상되는 것을 확인할 수 있다. 모형선 혹은 실선에 설치할 수 있는 센서의 개수와 설치 위치가 제한되는 환경상, 설치 상황에 따라 추진기 회전면에 센서를 집중시킨 ‘+’ 형태의 배치를 사용하면 소음원의 위치를 정확히 추정할 수 있을 것으로 보인다. 또한, Fig. 13의 배치와 같이 6개의 센서로 소음원의 위치를 추정하는 데 문제가 없기 때문에 상황을 고려하여 ‘+’ 형태의 센서 배치에서 센서를 가감할 수 있을 것으로 생각한다.

### 3.3 모형시험을 통한 검증

#### (1) 시험 수행

Fig. 16과 같이 4개의 블레이드를 가진 직경 0.250 m의 추진기를 설치한 모형선 추진기 캐비테이션 소음을 대상으로 센서 배치에 대한 검증을 수행하였다. 모형선과 추진기를 관측부에 설치한 후, 임의의 운항 조건에 대하여 캐비테이션 모형시험을 수행하면서 추진기 상부 선체 센서에서 소음을 측정하였다. 또한, 계측 소음의 유효성을 확인하기 위하여 추진기를 제거한 모형선에 대해 동일한 조건에서 배경소음 계측

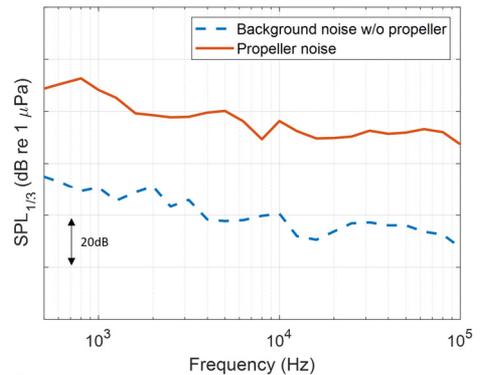
시험을 수행하였다. 소음 측정 시스템 및 센서는 기준 소음원에 대한 센서 배치 검증 시험과 모두 동일하며 데이터는 262 144 Hz의 샘플링주파수로 60초간 측정하였다.

#### (2) 시험 결과 및 분석

캐비테이션 시험 결과는 60초 측정된 결과를 3.1절에서 처리한 것과 동일한 조건으로 처리하였다. 관심 공간은 추진기 직경의 1.2배의 크기로 하여 Table 3과 같이 결정하였다. 가상 소음점 간의 간격은 x축과 y축 방향으로 0.001 m, z축 방향 간격은 0.0005 m로 하여

**Table 3** Virtual grid information of source region

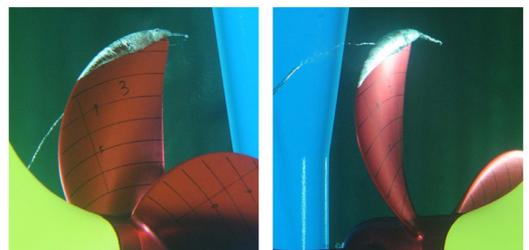
	Source region [m]	Distance [m]	No of points
x axis	-0.100 ~ 0.100	0.0010	201
y axis	-0.150 ~ 0.150	0.0010	301
z axis	0.000 ~ 0.150	0.0005	301



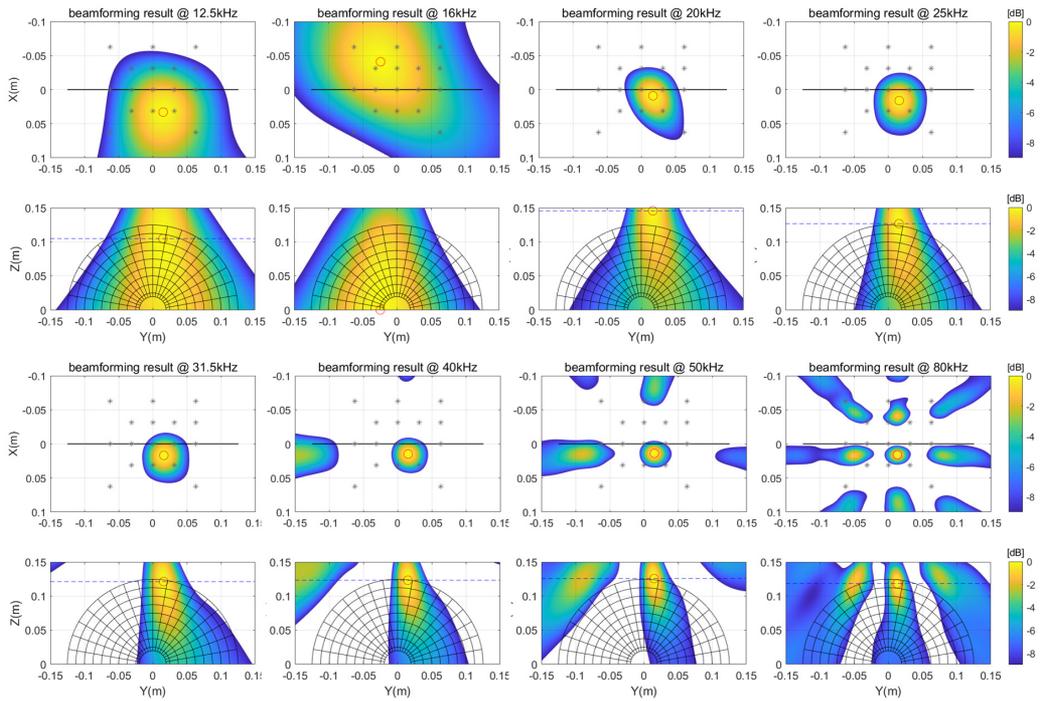
**Fig. 17** Power spectral density comparison of cavitation noise with and without propeller in same condition



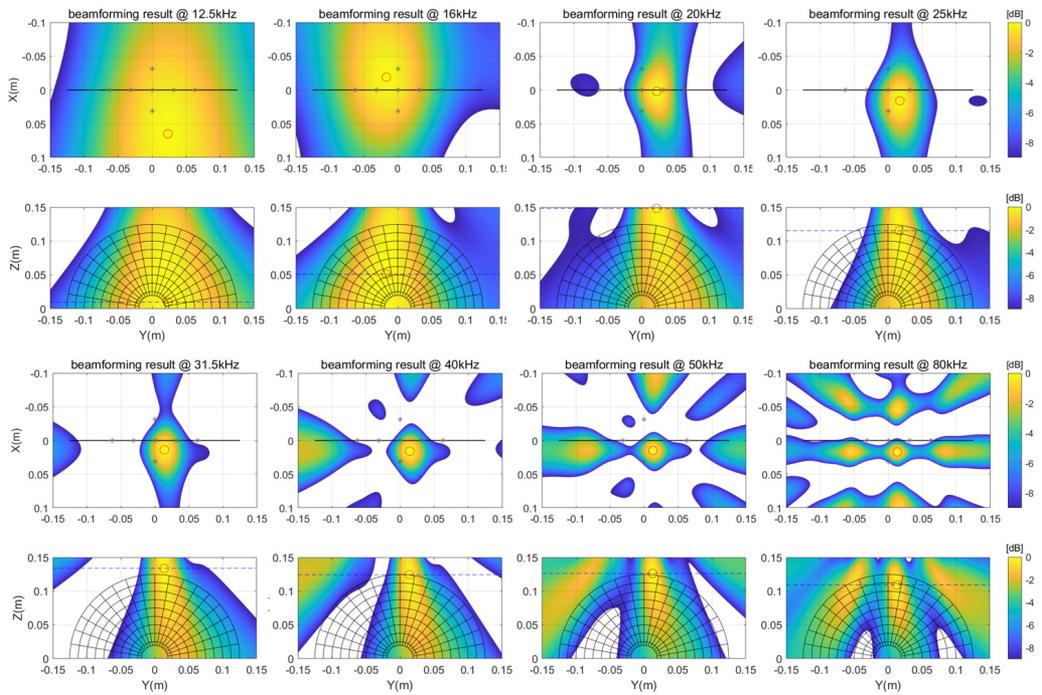
**Fig. 16** Model ship setup for application test of sensor array



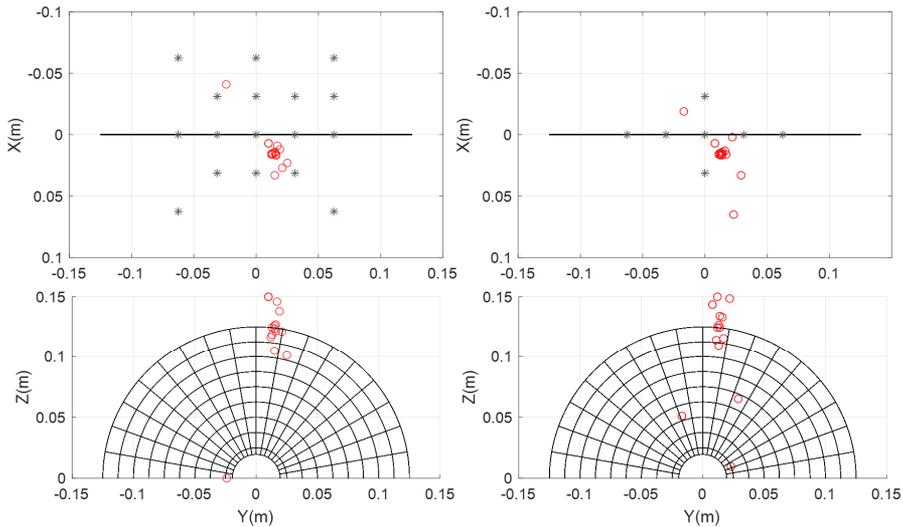
**Fig. 18** Cavitation pattern captured by high-speed camera



**Fig. 19** Test results of cavitation noise using all sensors (Fig. 5)



**Fig. 20** Test results of cavitation noise using '+' shape array (Fig. 9(c))



**Fig. 21** Comparison of position of cavitation noise results according to sensor array at 1/3 octave band center frequency in 12.5 kHz to 80 kHz

총 18 210 801개(201 × 301 × 301)의 가상 소음점을 분포시켰다.

임의의 운항조건에 대하여 추진기 캐비테이션 소음과 배경소음에 대해 Fig. 17과 같이 1/3 옥타브 대역에서 나타내었다. y축 한 칸의 크기는 20 dB이며, 캐비테이션 소음은 배경소음에 비해 약 20 dB~30 dB 이상 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. Fig. 18은 CCD 비디오키메라를 이용한 캐비테이션 관찰 결과이다. 날개에서 길게 늘어진 형태의 보텍스 캐비테이션과 날개 끝을 덮는 형태의 시트 캐비테이션이 발생하고 있는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 19는 17개의 센서를 모두 배치했을 때의 캐비테이션 소음 위치 추정 결과이다. 마찬가지로 1/3 옥타브 밴드의 중심 주파수에 대해 나타내었고 정규화된 값을 -9 dB까지 나타내었다. 추진기의 전후방을 비교할 수 있는 xy평면, 추진기의 회전면을 확인할 수 있는 yz평면에 대해 정리하였고, 추진기 중심에서부터 끝단까지 10%의 위치와 12시 방향을 기준으로 10°씩 간격으로 호와 선을 표기하여 회전면을 나타내었다. 주파수 별 위치를 확인해 보면 대체적으로 추진기의 후류 위치에 소음이 위치하는 것으로 보이고, 회전면에서는 0.8R 위치부터 날개 끝단까지 주파수 별로 조금씩 다른 것을 확인할 수 있다. 16 kHz 결과의 경우 추진기 전방의 허브 부근에서 소음이 발생하

는 것으로 확인되고 20 kHz 결과에서는 추진기 날개 끝에서 직경방향으로 더 먼 거리에서 소음이 발생하는 것으로 확인되는데 전방 블레이드에서 발생된 보텍스 캐비테이션에 대한 소음 혹은 팁에서 생긴 캐비테이션이 추진기 회전 방향을 따라 이동하는 소음의 위치로 추정된다. 그 외의 결과는 Fig. 17에서 보이는 캐비테이션 위치와 비슷하다.

Fig. 20은 ‘+’ 형태의 센서 배치를 사용했을 때의 위치 추정 결과를 나타낸 것이다. Fig. 9(b)의 결과도 11개의 센서로 구성되어 분해능이 좋은 결과를 보였지만, 센서의 개수를 줄여야만 하는 여건상 센서의 개수가 7개인 Fig. 9(c)의 배치를 선정하였으며, Fig. 20이 그 결과이다. Fig. 19의 결과와 마찬가지로 20 kHz 이상의 주파수 결과에서는 추진기 후류, 날개의 뒷전 부근에서 소음이 발생하는 것으로 확인할 수 있다.

Fig. 21은 Fig. 19와 Fig. 20의 결과를 정리해놓은 것이다. 12.5 kHz부터 80 kHz까지의 1/3 옥타브 밴드 중심 주파수에서의 소음원의 위치를 빨간색 원으로 표기하였다. 결과를 비교해보면, 소음이 발생하는 위치는 일부를 제외하고는 거의 비슷한 경향을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 많은 수의 센서를 사용한 결과와 추진기 회전면에 집중된 적은 수의 센서 배치를 사용한 결과가 비슷한 경향을 보이기 때문에, 센서 배치 여건에 따라 배치를 선택할 수 있을 것으로 판단된다.

## 4. 결 론

이 연구에서는 제한된 공간과 센서 수량을 활용하여 선박 추진기 캐비테이션 위치 추정을 위한 센서 배치 성능에 대한 비교 시험 및 모형선을 이용한 검증 실험을 수행하였다. 배치의 검증을 위하여 기준 소음원을 이용한 결과, 배치의 설계 주파수 범위 내에서 공간 분해능이 우수하고 소음원의 위치를 정확하게 나타내는 것을 확인하였다. 센서 수량을 최소화하기 위하여 추진기 회전 방향인 y축 방향의 배치 크기는 고정하고 센서 배치를 다르게 하며 시험 결과를 비교하였다. 그 결과, x방향 분해능은 다소 떨어지지만 y축 방향 분해능 및 소음원의 위치를 잘 추정하는 배치를 확인하였고, 주어진 조건에서 최소한의 배치로 소음원의 위치를 잘 추정할 수 있는 ‘+’형태의 배치 방안에 대해 그 성능을 검증할 수 있었다. ‘+’형에서 센서 설치 시 구조물 등의 방해로 인하여 일부 센서를 설치할 수 없을 경우 일부를 제외하더라도 다소 분해능이 저하될 뿐 소음원의 위치를 잘 추정하는 것을 확인하였다.

모형선을 이용한 검증시험 결과로부터 추진기의 12시 방향 부근에서 발생하는 캐비테이션 소음의 위치를 잘 나타내는 것을 확인하였다. 또한 센서 개수가 적은 ‘+’형 배치를 사용하더라도 추정된 소음원의 위치가 큰 차이가 없음을 확인하였다. 이 연구를 바탕으로 관심 주파수와 분해능에 대한 목적함수를 두고 센서의 최적화에 대한 연구를 수행하여 실선에서 적용할 수 있을 것으로 기대한다. 또한, 이 연구에서는 소음원을 점음원으로 가정하고 기본적인 빔형성 방법을 적용하여 센서 배치 방안에 대한 연구를 수행하였는데, 향후 시간영역에서 광대역 소음원의 위치를 확인하거나 디콘볼루션을 통하여 선이나 면으로 분포하는 캐비테이션 소음을 판별하는 연구를 수행함으로써 정확한 소음원의 위치를 추정할 수 있을 것으로 생각된다.

## 후 기

이 연구는 산업통상자원부의 “IMO 해양환경보호 규제대응을 위한 선박수중방사소음 모니터링 및 소음 저감기술개발(20012974)” 과제와 한국해양과학기술

원 부설 선박해양플랜트연구소의 “고효율/저소음 선박을 위한 추진기소음 원천기술 개발 및 실선적용 연구(PES4280)” 과제의 지원으로 수행되었습니다.

## References

- (1) Rolland, R. M., Parks, S. E., Hunt, K. E., Castellote, M., Corkeron, P. J., Nowacek, D. P., Wasser, S. K. and Kraus, S. D., 2012, Evidence That Ship Noise Increases Stress in Right Whales, Proc. R. Soc. Biol. Sci., Vol. 279, pp. 2363~2368.
- (2) Jeong, H., Lee, J. H., Kim, Y. H. and Seol, H., 2021, Estimation of the Noise Source Level of a Commercial Ship Using On-board Pressure Sensors, Applied Sciences, Vol. 11, No. 3, p. 1243.
- (3) Kim, Y. H., Seol, H., Lee, J. H. and Jeong, H., 2021, Estimation of Propeller Cavitation Source Level Based on Beamforming Method for Prediction of Underwater Radiated Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 31, No. 2, pp. 133~141.
- (4) Mueller, T., 2002, Aeroacoustics Measurements, Springer, Berlin.
- (5) Sijtsma, P. and Holthusen, H., 1999, Source Location by Phased Array Measurements in Closed Wind Tunnel Test Sections, Proceedings of the 5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference.
- (6) Dougherty, R. P., 2001, Phased Array Beamforming for Aeroacoustics, AIAA Professional Development Short Course, AIAA, Reston.
- (7) Brandstein, M. and Ward, D., 2001, Microphone Arrays : Signal Processing Techniques and Applications, Springer, New York, Part1
- (8) HBK, 2021, B&K Hydrophone 8103 & 8105 specification, <https://www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp0317.ashx>.



**Eunsue Hwang** received the M.S. in Aerospace engineering and Aeroacoustics from Chungnam National University in 2010. Her research interests are hydro-acoustics measurement and analysis for reduction of propeller noise.



**Hongseok Jeong** received his B.S. and M.S. in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in 2012 and 2014. He received his Ph.D. degree in Engineering and Physical Sciences at the University of

Southampton in 2019. He is currently working at Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering. His research interest is identification and mitigation of propeller noise.



**Hanshin Seol** received his B.S. in Aerospace Engineering from Pusan National University in 1998. He re-ceived his M.S. and Ph.D. degree in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in 2001 and

2005. He is now a principal researcher and the head of the 'Naval Ship Engineering Research Center' at Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering in Daejeon, Korea. He is current research interests include hydro-acoustics, propeller noise and development of propeller noise reduction technology.

# 볼트(bolt)로 결합된 평판 구조물의 볼트 결합력에 따른 진동특성변화 연구

## A Study on the Vibration Characteristics of Bolted Plates Depending on the Clamping Force of the Bolt

김근일\* · 유효선\*\* · 김은호†  
Guenil Kim\*, Hyo Sun Yu\*\* and Eunho Kim†

(Received October 22, 2021 ; Revised December 7, 2021 ; Accepted December 27, 2021)

**Key Words** : Bolted Plate(볼트 결합 평판), Bolt Looseness(볼트 풀림), Vibration Characteristics(진동특성)

### ABSTRACT

The vibration characteristics of bolted structures change depending on the bolt's clamping force. This can be used to detect bolt looseness or to evaluate structural integrity. In this study, the vibration characteristics based on a bolt's clamping force were experimentally and numerically studied in two plate structures connected using a bolt; where the clamping force ranged from 60 % to 100 % of the appropriate clamping force. Several vibration modes were identified under 20 kHz in the modal test and in the numerical analysis using a finite element method. We investigated the effects of the bolt's clamping force on the vibration characteristics of each vibration mode. We found that the effect of the clamping force on the natural frequency and damping ratio is different depending on the vibration modes. Additionally, its effects on the vibration characteristics are minor in low-frequency modes. However, the effect of the clamping force on the vibration characteristics is significant for high-frequency modes, which is related to the large bending deformation of the bolt. For the detection of bolt looseness based on the vibration characteristics, we recommend identifying a vibration mode sensitive to the clamping force first, and then selectively considering the vibration mode for bolt looseness detection.

### 1. 서 론

볼트(bolt)-너트(nut)결합은 볼트와 너트의 나사산 사이의 마찰력을 통해 둘 이상의 체결물에 압축력을 가하여 결합하는 방법이다. 결합방법의 특성상 결합

력에 따라 체결부의 응력분포, 체결물 사이와 나사산 사이의 마찰력 그리고 변형시에 미소 미끌림(micro slip) 등이 달라지기 때문에 진동특성 또한 결합력에 따라 변화한다. 이러한 진동특성변화는 볼트체결이 가장 흔한 체결방법인 만큼 이미 다양한 관점에서 연구가 수행되었다. 특히, 구조물 전체의 거동을 이해하

† Corresponding Author: Division of Mechanical System Engineering, Jeonbuk National University, Associate Professor  
E-mail : eunhokim@jbnu.ac.kr

\* Division of Mechanical System Engineering, Jeonbuk National University, Graduate Student

\*\* Division of Mechanical System Engineering, Jeonbuk National University, Professor

‡ Recommended by Editor Jin Gyun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

거나 볼트풀림을 측정하기 위해 진동특성변화를 활용하고자 하는 시도도 다수 이루어졌다<sup>(1-3)</sup>.

볼트체결물의 진동특성 변화는 주로 볼트의 체결력에 따른 구조물의 고유진동수 변화와 체결물 사이의 마찰 거동 변화로 인한 댐핑특성 변화로 설명되고 있다. 이러한 연구에서는 볼트로 결합된 구조물에서 볼트를 가로지르는 방향(transverse) 진동을 대상으로 댐핑모델<sup>(4-6)</sup>을 적용하여 구조물 전체가 진동하는 저주파수 대역에서 볼트체결력에 따라 증가하거나 감소하는 댐핑을 잘 설명한다<sup>(7-9)</sup>. Gaul 등<sup>(7)</sup>은 트러스 구조물에서의 볼트체결로 인한 진동특성을 분석하였으며, Bournine 등<sup>(8)</sup>은 구조물의 댐핑이 최대화되도록 체결력을 최적화하여 지진과와 같은 큰 진동에 대한 저항을 높이는 연구를 수행하였다.

체결물들 사이의 마찰 외에도 볼트-너트 사이의 마찰도 진동 특성에 영향을 미친다<sup>(9,10)</sup>. 이러한 연구에서는 체결력의 증가에 따라 댐핑이 감소하여 체결물들 사이의 마찰을 고려한 댐핑 경향과는 다소 상반된 결과를 보였다. 그 외에도 와사나 체결조건이 볼트구조물의 진동특성에 미치는 영향도 연구되었으며<sup>(11,12)</sup>, 외부 진동의 크기도 진동특성에 영향을 미치는 것으로 보고되었다<sup>(9)</sup>. 이렇게 볼트-너트의 결합이 구조물의 진동특성에 미치는 영향은 단순하지 않으며, 측정하는 볼트체결부의 구조와 진동모드에 따라 체결력에 따른 진동특성의 경향성이 다르게 나타날 수 있다.

특히 볼트풀림을 측정하기 위한 연구에서는 볼트 체결부 주위의 특정 진동모드만 분석하는 경우가 많으며, 체결력에 따른 진동특성변화의 경향성이 일관된 경향을 보이지 않는 것으로 나타났다. He<sup>(13)</sup>의 파이프라인 볼트풀림 연구에서는 체결력에 따라 고유진동수가 증가하였으나 Shao<sup>(14)</sup>의 압전물질을 이용한 볼트풀림 연구에서는 체결력에 따라 고유진동수가 감소하는 것으로 나타났으며, Jo 등<sup>(15)</sup>의 음압계측을 이용한 볼트풀림 연구에서는 체결력에 따라 고유진동수가 거의 변하지 않는 것으로 보고되었다. Kim 등<sup>(16)</sup>의 플랜지 결합부의 진동특성에 관한 연구에서는 볼트 체결토크에 따라 댐핑이 감소하거나 증가하는 고유진동수로 구분하여 분석하였으며, Li<sup>(17)</sup>의 복합재 플랜지에 관한 연구에서는 댐핑이 일정하게 감소하는 경향을 보였다.

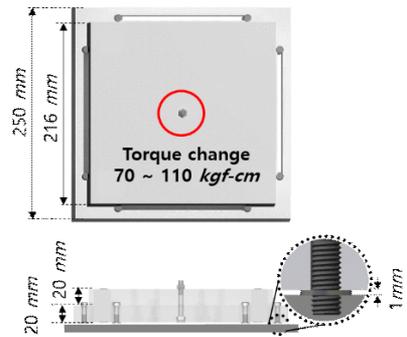
이러한 한계로 인해 진동특성을 통한 볼트풀림 측정기법은 체계화되지 못하고 작업자의 경험에 의존한

탭테스트의 형태로 주로 활용되고 있다. 따라서 볼트-너트 결합물의 진동특성을 좀 더 명확히 파악할 필요가 있으며, 이를 위해서는 구조물의 진동모드별로 구분하여 체결력에 따른 진동특성의 변화를 구체적으로 분석할 필요가 있다. 또한, 기존의 대부분의 연구에서는 볼트의 횡방향(transverse-direction) 진동을 다루었으며, 볼트의 축방향 진동에 대한 연구는 많지 않다. 이 연구에서는 볼트-너트로 결합된 두 평판 구조물에서 볼트의 결합력에 따른 볼트의 축방향 진동특성을 진동모드 별로 구분하여 분석하였다.

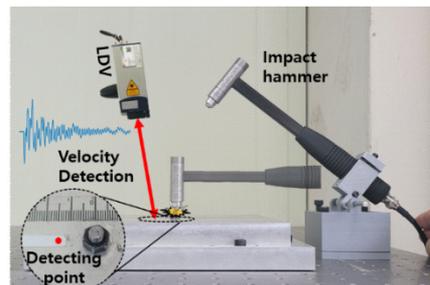
## 2. 실험 및 해석

### 2.1 시험편 및 실험방법

볼트체결물의 진동특성 변화는 인접한 볼트의 영향, 체결물 사이의 마찰, 볼트 너트의 부식 등 복합적인 요소들이 영향을 미친다. 따라서 이 연구에서는 Fig. 1과 같이 알루미늄 평판 2개(216 mm × 216 mm × 20 mm, 250 mm × 250 mm × 20 mm)를 중앙에 1개의 볼트(M6)로 결합한



(a) Geometry of the specimen



(b) Experiment setup

Fig. 1 Experiment setup and the bolted plate specimen

단순한 구조물을 이용하여 볼트결합력이 시험편의 진동 특성 변화에 미치는 영향을 분석하였다. 또한 결합된 두 판의 진동특성이 잘 나타나도록 하기 위해 하판은 실험대에서 이격하여 고정하였으며, 이를 위해 Fig. 1(a)와 같이 8개의 하판 고정 볼트에 두께 1 mm 와셔(washer)를 삽입하여 실험대에 고정하였다.

일반적으로 적정 토크는 볼트를 기준으로 할 때 항복하중의 70%~90%<sup>(18)</sup>이며 볼트체결시 대부분의 토크가 볼트와 체결물 사이의 마찰력을 극복하는데 사용되어 최대 50%까지 오류가 발생할 수 있기 때문에 체결방법이나 표면상태가 고려되어야 한다<sup>(19)</sup>. 이 연구에서는 토크렌치(TOHNICHI - 225CL5)로 체결하였으며 볼트는 SCM435(강도구분 12.9)를 사용하였고 윤활처리 하였다. 이에 따라 적정토크는 항복하중의 70%를 기준으로 식 (1)과 같이 계산되었다.

$$T = 0.35k(1 + 1/Q)\sigma_y A_s d \tag{1}$$

여기서,  $k$ 는 피체결물과 암나사의 재질에 따른 토크계수로 알루미늄과 SCM435를 연결하여 흑색산화피막 기름 윤활일 때 0.185이다.  $Q$ 는 체결방법의 따른 체결계수로 토크렌치를 사용하고 기름윤활일 때 1.4이다.  $\sigma_y$ 는 볼트의 항복강도이며 강도구분 10.9일 때 1040 N/mm<sup>2</sup>이다.  $A_s$ 는 볼트의 유효단면적이며 M6볼트일 때 20.1 mm<sup>2</sup>이다.  $d$ 는 볼트의 호칭 직경으로 M6일 때 0.6 cm다. 이때의 적정토크  $T$ 는 115 kgf·cm로 계산된다. 이 연구에서는 적정토크의 60%인 70 kgf·cm에서 110 kgf·cm까지 10 kgf·cm씩 증가시켜가며 실험을 진행하였다.

균일한 가진조건(excitation condition)을 주기 위해 Fig. 1(b)와 같이 핀지지(pin support)된 impact hammer(086C04)를 특정각도에서 자유 운동시켜 볼트머리를 가진하였다. 측정된 충격력은 700(±10) N이며, Fourier 변환결과 20 kHz의 주파수 범위를 가짐을 확인하였다. 가진된 신호는 접촉되는 면의 비균질성 및 접촉강성에 영향을 받기 때문에, 이 연구에서는 접촉되는 볼트 끝부분을 평평하게 가공하여 실험하였다.

볼트 중심에서 15 mm 떨어진 지점을 LDV(laser doppler vibrometer)를 이용해 속도응답(mobility)을 측정하고 주파수응답(frequency response function, FRF)를 통해 주파수 영역에서 신호를 분석하였다.

댐핑 계수는 복소평면(complex plane)에서의 주파수응답함수를 이용하여 고유진동수 부근에서 근사한

나이퀴스트 원(nyquist circle)을 통해 추정하였다. Fig. 2는 110 kgf·cm로 체결한 경우 6 kHz 부근의 나이퀴스트 원을 나타낸다. ‘o’로 표시된 점은 속도응답을 복소평면에 나타낸 것이며 실선은 속도응답 데이터를 통해 근사한 원이다. 근사한 원의 중심과 고유진동수 근처의 2점을 이용하여 식 (2)를 통해 감쇠비  $\xi$ 를 구할 수 있다<sup>(20)</sup>.

$$\xi = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{2\omega_n [\omega_a \tan(\alpha/2) + \omega_b \tan(\alpha/2)]} \tag{2}$$

나이퀴스트 원을 통한 댐핑추정방법은 피크주변에서 1자유도를 가정한 방법이며 인접한 고유진동수의 영향이 커지거나 댐핑이 증가하면 오차가 증가한다. 고차의 고유진동수에서는 인접한 고유진동모드가 증가하여 1자유도 가정이 부적절한 것으로 나타났으며, 따라서 12 kHz 이하의 고유모드에 대해서만 감쇠비를 추정하였다.

2.2 유한요소해석

해석적으로 실험모델의 진동특성을 파악하기 위해 상용프로그램 abaqus/standard를 이용하여 유한요소 해석을 진행하였다. 해석모델은 실험모델을 기반으로 구성하였으며, 시험편의 하판과 실험대를 연결하는 볼트는 적정토크로 고정되어 있어 고정경계조건을 적용하였다. 볼트와 너트의 나사산은 저주파수 관심영역에서 고유진동수에 미치는 영향이 작으므로 볼트의

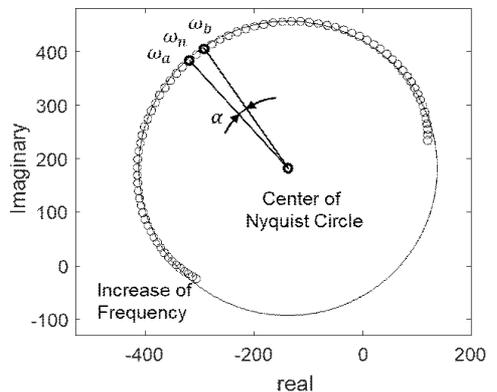


Fig. 2 Experimentally measured mobility in complex plain near the natural frequency 6 kHz (circle) and the corresponding Nyquist circle (line) for the damping ratio estimation

체결력은 abaqus/standard에서 지원하는 볼트로드(bolt load) 기능을 적용하여 구현하였다. 요소는 3차원 육면체요소(C3D8)를 사용하였고, 하판과 상판은 알루미늄의 물성값( $E=70 \text{ Gpa}$ ,  $\rho=2800 \text{ kg/m}^3$ ,  $\nu=0.3$ )을 적용하였으며, 볼트와 너트는 SCM435의 물성( $E=205 \text{ Gpa}$ ,  $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$ ,  $\nu=0.29$ )을 적용하였다.

볼트의 체결력을 고려한 진동모드를 구하고 실험과 같은 조건에서 주파수응답함수를 해석하기 위해 3단계(3 step)해석을 진행하였다. (1st step)먼저 볼트 축하중을 가하는 정적해석을 수행하고, (2nd step)축하중이 가해진 상황에서 모달해석을 수행하였으며, (3rd step) 이를 바탕으로 주파수 응답해석을 수행하였다.

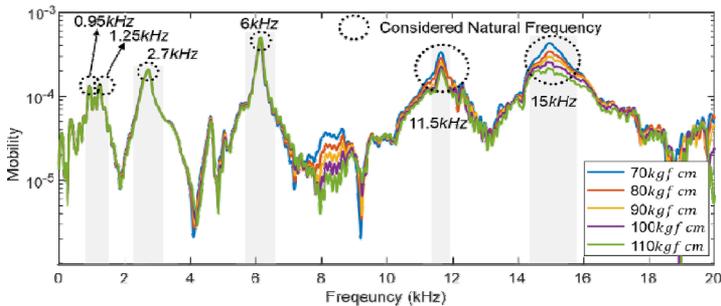
### 3. 실험 및 해석 결과

Fig. 3(a)는 가진 신호의 유효한 주파수 범위(20 kHz 이내)내에서 실험적으로 측정된 주파수 응답이며, 삽입된 그래프는 impact hammer 신호의 주파수성분을 나타낸다. Fig. 3(b)는 유한요소해석을 통해 계산된 주파수 응답을 나타낸다.

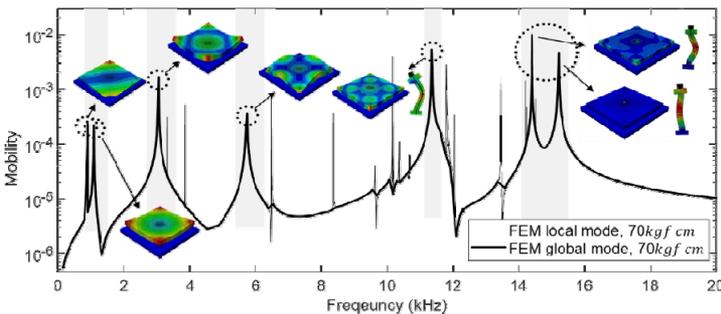
실험 결과와 달리 유한요소 해석에서는 결합된 세 구조물(상판, 하판, 볼트-너트)이 각각 독립적으로 움직이는 국부진동모드(local mode) (Fig. 3(b)의 얇은 실선)가 다수 존재하는 것으로 나타났으며, 이러한 국부진동모드는 주파수응답함수에서 다소 불연속적으로 나타나는 특성을 보였다. 주파수 응답에서 이러한 불연속적인 국부진동모드를 제외하면 (Fig. 3(b)의 굵은 실선), 실험에서 측정된 주파수 응답 결과와 유사한 거동을 보였으며, 두 결과를 비교하여 각 고유진동수에서의 진동 모드를 추정하였다.

관심 주파수 범위 내에서 구조물의 진동 형상은 볼트의 축방향으로의 운동이 지배적이었으며, 볼트의 경우 고주파 영역으로 갈수록 굽힘 진동이 강하게 나타나는 경향을 보였다(Fig. 3(b)). 적정토크의 60%~100% 범위를 고려한 이 연구에서는 체결력이 증가함에 따라서 고유진동수는 큰 변화를 보이지 않았으나 실험의 편차를 고려하였을 때 모드에 따라 미소하게 증가 혹은 감소하는 경향을 보였다.

또한, 저주파영역 보다는 고주파영역으로 갈수록



(a) Comparison of frequency response functions (mobility) measured in experiments at various fastening torque



(b) The mobility analyzed with a finite element method

**Fig. 3** Mode shapes for the corresponding natural frequencies (velocity[m/s] and force[N] are used for the calculation of the mobility)

체결력의 변화에 따라 진동특성이 더 크게 변하는 경향을 보였다. 이는 볼트의 체결력이 진동형상이 복잡한 고주파 진동모드에 더 큰 영향을 미치기 때문인 것으로 파악된다. 이와 같이 볼트의 체결력이 진동특성에 미치는 영향은 진동모드에 따라 다르게 나타날 수 있으므로, 각각의 고유진동모드에서 체결력에 따른 진동특성의 변화를 분석하였다.

Figs. 4~9는 대표적인 6개의 고유진동수에서 해석

을 통해 확인한 모드형상과 실험적으로 측정된 볼트 체결력에 따른 진폭과 감쇠비를 나타낸다.

Fig. 4는 볼트에 의해 지지된 상판이 회전하는 모드(고유진동수 0.95 kHz)로 볼트의 미소 굽힘 변형이 동반된다. 체결력이 증가함에 따라 진폭은 미소하게 감소하는 경향을 보였으며, 체결력에 따라 감쇠비의 변화는 거의 나타나지 않았다.

Fig. 5는 두 판이 반대 위상으로 굽힘 변형을 보이

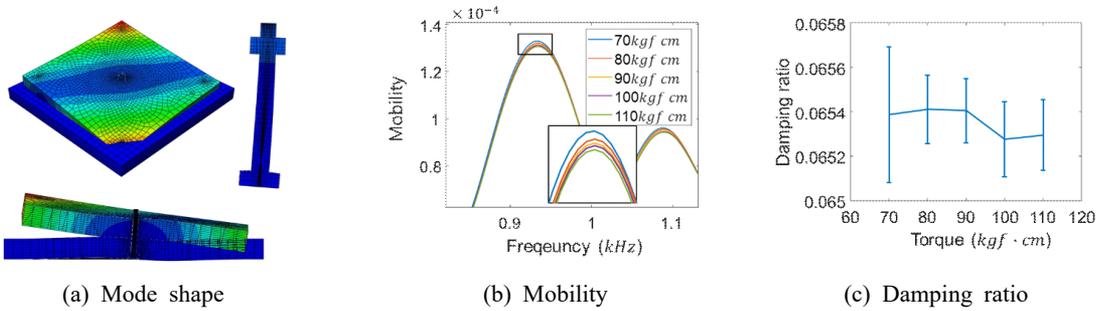


Fig. 4 Mode shape, mobility and damping ratio at 0.95 kHz natural frequency

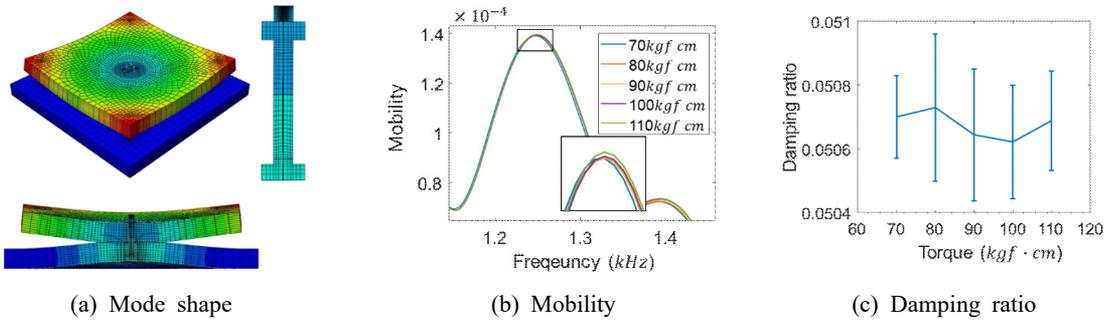


Fig. 5 Mode shape, mobility and damping ratio at 1.25 kHz natural frequency

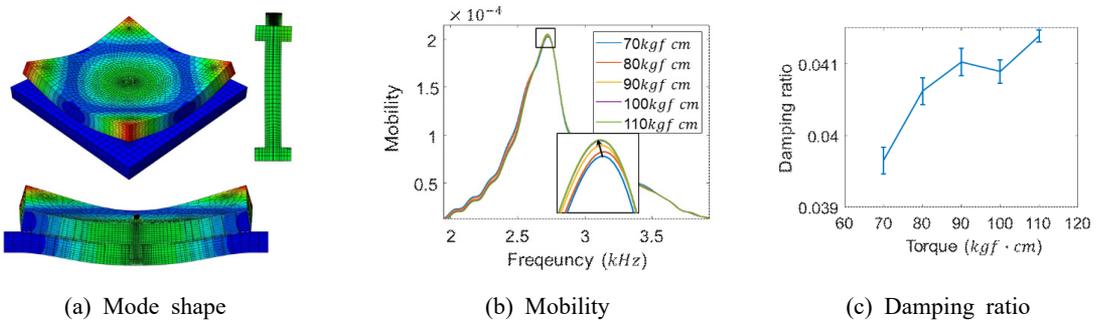


Fig. 6 Mode shape, mobility and damping ratio at 2.7 kHz natural frequency

는 모드(고유진동수 1.25 kHz)로 볼트의 축방향 진동이 동반된다. 체결력에 따라 진폭, 감쇠비, 고유진동수에는 큰 변화가 나타나지 않았다.

Fig. 6은 상판과 하판이 같은 위상으로 굽힘 진동을 하는 모드(고유진동수 2.7 kHz)로 변형시에 가장 넓은 면적에서 두 판사이의 미소미끄러짐(slip)이 발생할 것으로 추정된다. 이 모드에서는 체결력이 증가할수록

고유진동수는 미소하게 감소하며, 진폭과 감쇠비는 증가하는 경향을 보였다.

Fig. 7은 상판이 고차의 굽힘 변형을 보이는 모드(6.0 kHz)이며, 상판의 중심부와 모서리 부분이 하판과 미소미끄러짐(slip)을 보이는 모드로 체결력이 증가할수록 고유진동수와 진폭은 미소하게 증가하며, 감쇠비는 감소하는 경향을 보였다.

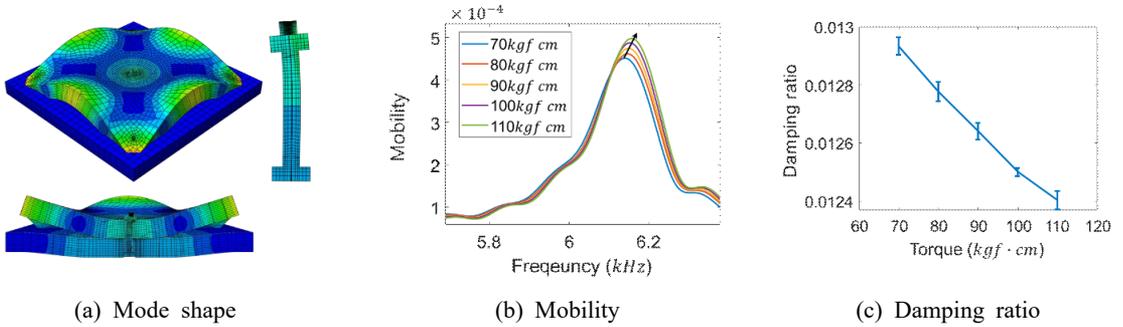


Fig. 7 Mode shape, mobility and damping ratio at 6.0 kHz natural frequency

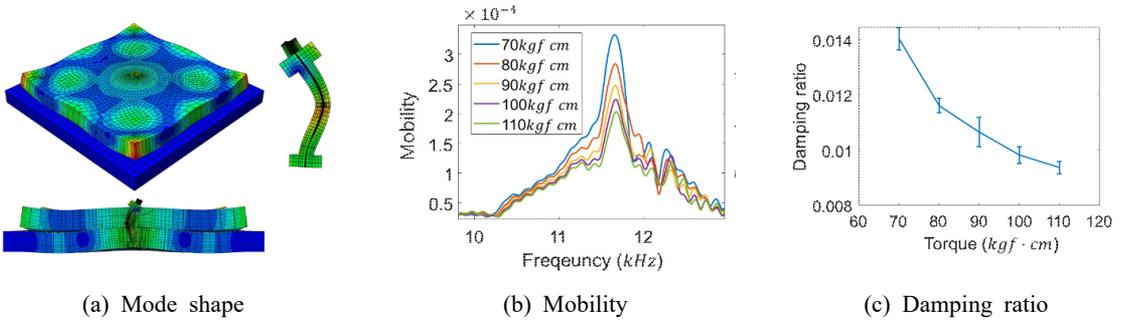


Fig. 8 Mode shape, mobility and damping ratio at 11.5 kHz natural frequency

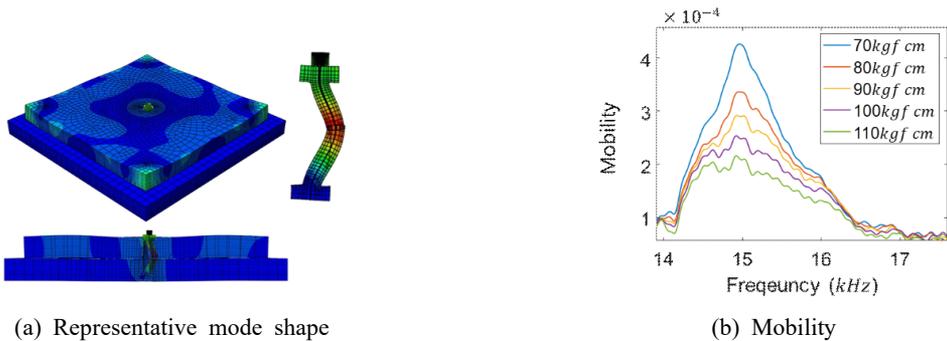


Fig. 9 Representative mode shape and mobility near 15 kHz natural frequency

Fig. 8은 상하판의 고차 굽힘 변형과 함께 볼트의 굽힘 변형이 강하게 나타나는 모드(고유진동수 11.5 kHz)이며, 체결력이 증가할수록 다른 진동모드에 비해 진폭과 감쇠비가 크게 감소하는 경향을 보였다.

실험결과(Fig. 3(a)) 15 kHz 주변에서 고유진동모드가 존재하는 것으로 보이나, 체결력이 증가할수록 진폭이 급격히 작아지는 경향을 보였다. 해석(Fig. 3(b))에서는 해당 고유진동수 주변에서 여러 개의 진동모드가 존재하는 것으로 나타났으나 어느하나로 특정하기는 어려운 것으로 판단된다. 하지만 해당 주파수 주변에서 고유진동모드들을 보면 공통적으로 볼트의 굽힘 변형이 지배적인 모드로 나타났다. Fig. 9(a)는 대표적인 볼트의 굽힘 모드 형상을 나타내며, Fig. 9(b)는 체결력에 따라 진폭이 급격히 작아지는 경향을 보여준다. 이러한 진폭의 급격한 감소는 체결력에 따라 볼트-너트의 댐핑이 급격히 증가하였거나 이 연구에서 사용한 육각 볼트의 굽힘강성이 굽힘의 방향에 따라 불균형이 커지며 고유진동이 변하는 등의 원인을 추정해 볼 수 있다. 하지만 정확한 원인을 파악하기 위해서는 향후 추가적인 연구가 필요한 것으로 판단된다.

다음으로 각 진동모드들을 비교해보면, 저주파 모드일수록 감쇠비는 더 크게 나타났으나, 체결력에 따른 댐핑의 변화는 고주파 모드에서 더 크게 나타났다. 2.6 kHz(Fig. 6)와 6 kHz(Fig. 7) 고유진동을 비교해보면 둘 다 체결력이 증가할 때 진폭이 미세하게 증가하였으나 2.6 kHz 진동의 경우 체결력에 따라 고유진동수는 감소하고 댐핑비는 증가하였고(Fig. 6(b) 화살표), 6 kHz 진동의 경우 이와 반대의 경향을 보였다(Fig. 7(b) 화살표). 하지만 두 진동모드 모두 진동수의 변화와 댐핑비의 변화가 1% 미만으로 무시할 수 있을 만큼 작은 변화를 보였다. 볼트의 굽힘 변형이 크게 나타나는 것으로 보이는 11.5 kHz(Fig. 8)와 15 kHz (Fig. 9) 진동의 경우 체결력이 증가함에 따라서 진폭의 감소가 크게 나타났으며, 11.5 kHz 진동의 경우 체결력이 증가함에 따라 감쇠비가 30% 가까이 감소함을 확인하였다.

기존 연구들<sup>(16,17)</sup>에서 보고되었듯이 이 연구에서도 체결력에 따른 진동특성의 변화가 진동 모드에 따라 상반되게 나타날 수 있음을 확인하였다. 이는 결합된 구조물의 진동과 볼트-너트의 진동이 모드에 따라 복합적으로 발생하며, 특히 진동시 마찰에 의한 에너지 소산이 체결력에 따라 일정한 경향을 보이지 않기 때

문<sup>(20)</sup>인 것으로 파악된다. 하지만 주목할만한 점은 체결력에 직접적으로 영향을 받는 볼트에서 굽힘변형이 크게 나타나는 고유진동 모드가 체결력에 따라서 큰 변화를 보이는 것을 알 수 있다(Figs. 8, 9).

#### 4. 결 론

이 연구에서는 볼트-너트로 결합된 두 개의 평판 구조물에서 볼트의 결합력(적정 결합토크의 60% ~ 100% 범위)에 따른 진동특성을 분석하였다. 볼트 결합구조물은 결합된 구조물의 진동 특성과 볼트-너트의 진동특성이 혼합되어 복잡한 거동을 보일 뿐 아니라 진동시에 마찰에 의한 댐핑 역시 진동 형상에 따라 달라지므로 볼트의 결합력에 따른 진동특성의 변화는 진동모드에 따라 다르게 나타날 수 있음을 확인하였다. 하지만 결합력에 따른 진동특성의 변화는 고주파 진동모드에서 더 크게 나타났으며, 특히 결합력에 직접적으로 영향을 받는 볼트-너트의 굽힘 변형이 크게 나타나는 진동 모드에서 큰 변화를 보였다. 따라서 구조물의 진동을 기반으로 볼트의 풀림을 검출하기 위해서는 볼트의 풀림에 따라 진동특성의 변화가 크게 나타나는 진동모드를 파악하고 해당 모드를 선별적으로 이용하는 것이 유리할 것으로 판단된다.

#### 후 기

이 연구는 한국연구재단 중견연구자지원사업(2020R1A2C2013414)과 BK21 four 사업의 일부 지원으로 수행됨.

#### References

- (1) Zhang, H., Zhu, X., Li, Z. and Yao, S., 2019, Displacement-dependent Nonlinear Damping Model in Steel Buildings with Bolted Joints, *Advances in Structural Engineering*, Vol. 22, No. 5, pp. 1049~1061.
- (2) Daouk, S., Louf, F., Cluzel, C., Dorival, O., Champaney, L. and Audebert, S., 2017, Study of the Dynamic Behavior of a Bolted Joint Under Heavy Loadings, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 392, pp. 307~324.

(3) Aoki, S., 2002, Dynamic Characteristics of Structures with Bolted Joint, ASME 2002 Pressure Vessels and Piping Conference, Vol. 19442, pp. 75~79.

(4) De Wit, C. C., Olsson, H., Astrom, K. J. and Lischinsky, P., 1995, A New Model for Control of Systems with Friction, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 40, No. 3, pp. 419~425.

(5) Dahl, P., 1975, Solid Friction Damping of Spacecraft Oscillations, Guidance and Control Conference, p. 1104.

(6) Olsson, H., 1996, Control Systems with Friction, Doctoral Dissertation, Lund University.

(7) Gaul, L. and Lenz, J., 1997, Nonlinear Dynamics of Structures Assembled by Bolted Joints, Acta Mechanica, Vol. 125, No. 1, pp. 169~181.

(8) Bournine, H., Wagg, D. J. and Neild, S. A., 2011, Vibration Damping in Bolted Friction Beam-columns, Journal of Sound and Vibration, Vol. 330, No. 8, pp. 1665~1679.

(9) Brøns, M., Thomsen, J. J., Sah, S. M., Tcherniak, D. and Fidlin, A., 2021, Estimating Bolt Tension from Vibrations: Transient Features, Nonlinearity, and Signal Processing, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 150, 107224.

(10) Sah, S. M., Thomsen, J. J., Brøns, M., Fidlin, A. and Tcherniak, D., 2018, Estimating Bolt Tightness Using Transverse Natural Frequencies, Journal of Sound and Vibration, Vol. 431, pp. 137~149.

(11) Fujioka, Y., 2008, Behavior and Mechanisms of Bolt Self-loosening under Transverse Load Due to Vibrations of a Washer along an Arc., ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vol. 48760, pp. 27~35.

(12) Yang, J. and Chang, F. K., 2006, Detection of Bolt Loosening in C-C Composite Thermal Protection Panels: II. Experimental Verification, Smart Materials and Structures, Vol. 15, No. 2, p. 591.

(13) He, K. and Zhu, W. D., 2014, Detecting Loosening of Bolted Connections in a Pipeline Using Changes in Natural Frequencies, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 136, No. 3, 034503.

(14) Shao, J., Wang, T., Yin, H., Yang, D. and Li, Y., 2016, Bolt Looseness Detection Based on Piezoelectric Impedance Frequency Shift, Applied Sciences, Vol. 6, No. 10, p. 298.

(15) Cho, D. H. and Eun, H. C., 2017, Evaluation of Bolt-Loosening Joints of Truss Structure Through Sound Pressure Measurement, Journal of Korean Institute of Architectural Sustainable Environment and Building Systems, Vol. 11, No. 2, pp. 149~154.

(16) Kim, S., Ha, J. H. and Lee, S. K., 1999, Effects of Flange Joint on the Vibrational Characteristics of the External Cylindrical Grinding Wheel Spindle, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 16, No. 10, pp. 118~125.

(17) Li, H., Lv, H., Sun, H., Qin, Z., Xiong, J., Han, Q., Liu, J. and Wang, X., 2021, Nonlinear Vibrations of Fiber-reinforced Composite Cylindrical Shells with Bolt Loosening Boundary Conditions, Journal of Sound and Vibration, Vol. 496, 115935.

(18) Ikeda, K., Nakagawa, H. and Mitsunaga, K., 1970, On the Tightening of Bolts, Strain, Vol. 32, No. 3, pp. 9~21.

(19) Nikraves, S. M. Y. and Goudarzi, M., 2017, A Review Paper on Looseness Detection Methods in Bolted Structures, Latin American Journal of Solids and Structures, Vol. 14, No. 12, pp. 2153~2176.

(20) Inman, D. J., 2015, Engineering Vibration 4th Edition, Modal Parameters by Circle Fitting, pp. 603~607.



**Guenil Kim** received his B.S.(2017) degree in Aerospace Engineering from Jeonbuk National University. He then received M.S.(2020) degrees from the department of Mechanical System Engineering in Jeonbuk National University. His research interests include structural health monitoring, non-destructive evaluation, and mechanical metamaterials.



**Hyo Sun Yu** received a B.S.(1988) degree in Precision Mechanical Engineering from Jeonbuk National University. He also received M.S.(1990) and Ph.D.(1994) degrees in Mechanical Engineering from Jeonbuk National University. His research fields are material strength and nondestructive evaluation for weldment of power plant, automobile and solder joint of electronic parts.



**Eunho Kim** received his B.S.(2006) degree in Aerospace Engineering from Inha University. He then received M.S.(2008) and Ph.D.(2012) degrees from the department of Aerospace Engineering in KAIST. He is currently an Associate

Professor in the division of Mechanical System Engineering, Jeonbuk National University. His research interests include impact/damage of composite materials and structures, structural health monitoring, non-destructive evaluation, and mechanical metamaterials.

# 건식저장용기의 연속 충돌 경사낙하 유한요소해석

## Finite Element Analysis of Dry Storage Cask Slap Down Oblique Drop

임진우\* · 이은호\* · 라치웅\* · 박노철†

Jinwoo Im\*, Eun-Ho Lee\*, Chi Woong Ra\* and No-Cheol Park†

(Received November 17, 2021 ; Revised January 17, 2022 ; Accepted January 17, 2022)

**Key Words :** Dry Storage Cask(건식저장용기), Oblique Drop(경사 낙하), Slap Down Drop(연속 충돌 낙하), Second Impact Velocity(2차 충돌 속도), Floor Reaction Force(바닥면 반력)

### ABSTRACT

As dry storage casks are used to store nuclear fuel, it is necessary to verify their stability against a drop accident that may occur during transport. In this study, a finite element analysis was conducted for the 9-m oblique drop prescribed by the International Atomic Energy Agency (IAEA). There are two types of oblique drops: corner drop and slap down drop. This research studied the bottom slab down drop, with the angle being changed at intervals of 5 degrees for an oblique angle ranging from 0 to 30 degrees. The bottom slap down drop confirmed that the impact response was highest during the second impact than during the first impact. The largest impact response occurred at an oblique angle of 15 degrees, confirmed using the secondary impact velocity and floor reaction force. We also verified the stress results of the internal structures—the canister and disc. The maximum stresses of the canister and disc occurred at 15 degrees and appeared in the region where additional collisions between internal structures occur, showing the same tendency as the secondary impact velocity and floor reaction force.

### 1. 서 론

국내 원자력발전소에서는 현재 사용후핵연료를 원자력발전소에 임시보관하고 있다. 하지만 계속된 원자력 발전으로 폐기물이 증가함에 따라, 현재 임시보관 중인 사용후핵연료를 중간저장시설으로 이동해서 보관해야 한다. 이를 위해 건식저장용기(dry storage cask)가 사용된다.

건식저장용기는 운송 중 낙하 사고로 인해 내부 핵연료의 방사능이 유출될 경우 매우 심각한 사고로 이

어질 수 있다. 이에 따라 국제원자력기구(IAEA)에서 규정한 낙하 사고에 대한 테스트를 통해 안정성 검증을 수행한다<sup>(1)</sup>. 국제원자력기구의 다양한 낙하 사고 조건 중, 저장용기에 가장 큰 손상을 발생시키는 9m 자유낙하와 1m 관통낙하 해석에 대한 연구가 많이 수행되고 있다<sup>(2-7)</sup>.

특히 낙하 높이가 높은 9m 자유낙하 조건에 대해 많은 연구가 수행되고 있다. 9m 자유낙하는 수직방향 낙하, 수평방향 낙하, 초기 경사각을 주고 낙하시키는 경사낙하(oblique drop) 조건이 존재한다. 경사낙하의 경우 전체 저장용기에 고르게 충격 하중이 분

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Yonsei University, Professor  
E-mail : pnch@yonsei.ac.kr

\* Member, School of Mechanical Engineering, Yonsei University, Student

# A part of this paper is presented at the KSNVE 2021 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Yong Hwa Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

포하지 않고, 모서리와 같은 특정 부분에 충격 하중이 집중되어 수직 및 수평낙하 보다 저장용기에 큰 손상을 유발할 수도 있고, 수직 및 수평낙하 보다 충돌 거동을 분석하기가 까다롭기 때문에, 이에 대한 연구가 필요하다.

건식저장용기의 경사낙하는 bottom 영역이 먼저 지면에 충돌하는 경우와 top 영역이 먼저 지면에 충돌하는 경우로 나뉘고, 수직방향 낙하에서 경사 조건을 준 corner drop과 수평방향 낙하에서 경사 조건을 준 slap down drop으로 나뉜다. 이 연구에서는 9 m bottom slap down 경사낙하 조건에 대해 해석을 수행했다.

Slap down 경사낙하 조건에서는 먼저 지면에 충돌하는 1차 충돌보다, 1차 충돌에 이어 발생하는 2차 충돌이 저장용기에 더 큰 충돌 응답을 유발하는 것으로 알려져 있다. 2차 충돌 응답을 기준으로 저장용기의 최대 충돌 응답이 발생하는 각도를 찾는 것이 중요한 이슈 사항이다. 이와 관련해서 많은 연구 등에서 건식저장용기의 최대 충돌 응답 발생 각도에 대한 연구가 수행되었다<sup>(2,5,6)</sup>.

이 연구에서는 bottom slap down 낙하 해석을 유한요소해석을 통해 수행하고, 최대 충돌 응답 발생 각도를 도출한다. 유한요소해석 프로그램은 충돌 해석에 널리 활용되고 있는 ANSYS LS-DYNA를 통해 수행한다. Bottom slap down 낙하에 대해 최대 충돌 응답 발생 각도를 2차 충돌 속도와 바닥면 반력을 통해 도출한다. 또한 건식저장용기 내부 구조 canister와 disc에서 최대응력이 발생하는 구조적 취약부를 확인한다.

## 2. 건식저장용기 경사 낙하 해석

### 2.1 유한요소 해석 모델

건식저장용기는 크게 impact limiter, cask, canister, disc, 핵연료로 구성되어 있으며, 전체 중량은 약 125톤이다. 해석 모델은 대칭성을 고려해서 Fig. 1과 같이 1/2 모델로 구성했으며, 총 785 316개의 요소로 모델링되었다. 해석은 ANSYS LS-DYNA를 통해 수행했다.

건식저장용기의 각 구조의 모델링 방법에 대해 설명하면, 먼저 충돌 완충을 위해 설계된 impact limiter는 housing과 wood로 구성되어 있으며, 충돌에너지의 대부분을 흡수한다. Wood는 crushable foam 재료모델을 사용했고, housing은 isotropic bi-linear hardening 모

델을 사용했다.

Impact limiter 안쪽에 저장용기를 보호하는 두꺼운 두께의 cask 구조가 있다. Cask와 impact limiter는 볼트로 연결되어 있는데, 이 연구에서는 볼트를 상세 모델링 하지는 않고 node merge를 통해 볼트부의 cask와 impact limiter의 노드를 연결시켰다. Cask body와 lid도 원래 볼트를 통해 연결되지만, bonded contact 조건을 통해 구현되었다. 이렇게 볼트부를 단순하게 모델링한 이유는, 이 논문의 목적이 거시적인 경사낙하 거동을 주로 확인하기 위한 목적이기 때문에, 전체 거동에 영향이 거의 없는 볼트부는 상세하게 묘사하지 않은 것이다.

Cask 안쪽에는 핵연료를 담은 canister 구조가 있다. Canister는 bottom 부에서 cask와 연결된다. 연결부는 bonded contact 조건을 적용했다. Canister 내부에는 핵연료를 지지하는 총 24개의 disc 구조가 있다.

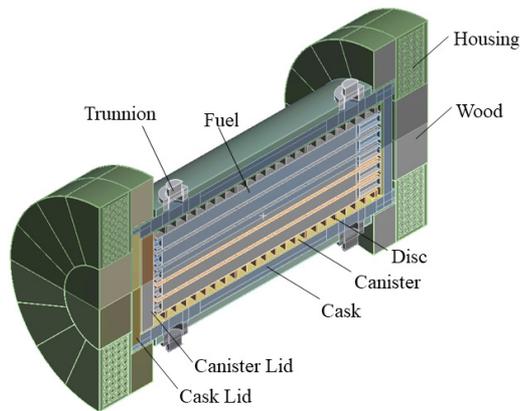


Fig. 1 Structure of dry storage cask

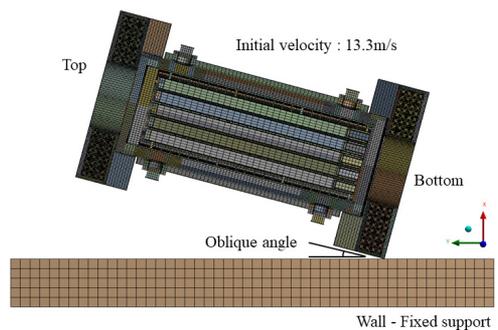


Fig. 2 Oblique drop analysis conditions

Disc와 canister는 약간의 유격이 존재하는데, 경사낙하 충돌 시 2차 충돌 부근에서 canister와 disc 간의 내부 충돌이 발생한다. 내부 구조 간의 충돌은 single surface contact 조건을 통해 반영한다. Cask, canister, disc는 모두 isotropic bi-linear hardening 모델을 적용했으며, Table 1에 각 건식저장용기 구조별 적용된 재료 물성을 도시했다.

**2.2 경사낙하 해석 조건**

낙하 해석 조건은 국제원자력기구(IAEA)에 명시된 낙하 조건대로 건식저장용기의 가장 낮은 위치의 모서리에서 바닥면까지의 높이를 9 m로 설정했다. Fig. 2에 낙하 해석 조건을 나타내었다. 따라서 모서리와 바닥면이 처음 충돌할 때의 초기 속도는 음의 x방향으로 13.3 m/s이다. 중력 조건 역시 음의 x방향이다. 경사낙하조건은 bottom slap down 낙하로서 바닥면과 저장용기 사이의 각도를 0°~30°로 변경시키며 해석을 수행했다. 이 연구에서는 거시적인 거동에 초점을 맞춰서 경향성을 분석했기 때문에 각도는 5° 단위로 변경했다.

바닥면은 전체 면에 대해 fixed support 조건을 적용했다. 따라서 바닥면은 고정된 rigid body와 같다. 이렇게 바닥면을 강체로 모델링하면, 저장용기에 더 큰 충돌 데미지가 발생하기 때문에 보다 보수적인 해

석이 가능하다. 바닥면의 변형이 일어나지 않아 충돌 에너지가 모두 저장용기의 변형에너지로 전환되며, 바닥면의 강성이 매우 높게 설정되서 충돌 시간도 짧아지기 때문에 저장용기에 가해지는 충돌력의 최대 크기가 더 커지기 때문이다.

**2.3 경사낙하 각도별 해석 결과 및 최대 충돌응답 발생 각도 확인**

해석 수행 결과, 초기 운동에너지가 변형에너지인 내부에너지로 전환되고, hour glass 에너지는 변형에너지의 1% 수준으로 나타났다. Fig. 3에 에너지 그래프를 도시했다.

충돌 해석결과는 충돌 속도와 바닥면 반력의 충돌 응답을 통해 분석한다. 위의 물리량을 이용하는 이유는 충돌 속도와 힘이 가장 저장용기의 거시적 충돌 거동을 잘 표현할 수 있기 때문이다. Fig. 4에 충돌 속도와 바닥면 반력의 결과를 도출한 위치를 표시했다.

경사낙하 해석결과를 Table 2에 나타냈다. 해석을 수행한 모든 각도에 대해서 1차 충돌 응답보다 2차 충돌 응답이 크게 나타났다. 먼저, 충돌 속도의 경우 1차 충돌 속도는 13.3 m/s이지만, 2차 충돌의 경우 0°~30° 모두 17 m/s 이상의 충돌 속도가 발생했다. 바닥면의 반력 또한 1차 충돌보다 2차 충돌일 때 높게 발생한다. 1차 충돌 시 최대 바닥면 반력은 19 MN

**Table 1** Material properties of dry storage cask

Structure name	Material	Young's modulus [GPa]	Density [kg/m <sup>3</sup> ]	Poisson's ratio	Yield strength [MPa]	Tangent modulus [MPa]	
Cask	Body	SA-350 Gr.LF3	195	8030	0.3	259	1423.6
	Lib	SA-182 Gr.F6NM	201	7850	0.3	620	1594
	Trunnion	SA-182 Gr.F6NM	201	7850	0.3	620	1594
Canister	Body	SA-240 TP316L	195	8030	0.3	172	1295
	Lib	SA-240 TP316L	195	8030	0.3	172	1295
Neutron shield	Neutron shield	NS-4-FR	3.87	1760	0.3	60.5	0
	Neutron shield cover	SA-240 TP304	195	8030	0.3	207	1474.2
Internal structure	Disc	SA-240 TP304	195	8030	0.3	207	1474.2
	Fuel support	SA-240 TP304	195	8030	0.3	207	1474.2
Impact limiter	Housing	SA-240 TP304	195	8030	0.3	207	1474.2

전후로 나타난다. 5도 경사각의 경우 1차 충돌보다 2차 충돌일 때 최대 바닥면 반력크기가 약 20% 높게 나타나며, 15°는 약 30%, 30°는 약 10% 높게 나타난다. 30° 경사각까지 데이터를 나타낸 이유는 30°까지의 데이터로 경향성이 충분히 확인되기 때문이다.

2차 충돌 응답이 1차 충돌보다 크게 발생하는 이유는, 1차 충돌 작용점과 저장용기의 질량중심이 같은 작용 선상에 위치하지 않기 때문에, 저장용기에 모멘

트가 발생해서 회전운동을 하기 때문이다. Fig. 5에 저장용기의 1차 충돌과 2차 충돌 현상을 도시했다.

Table 2에 각도 별 2차 충돌 속도와 2차 충돌시 최대 바닥면 반력 값을 통해 15° 각도에서 가장 큰 충돌 응답이 발생하는 것을 알 수 있다. 경향성은 15° 각도 전후로 응답이 감소하는 것으로, 이전에 수행한 slap down drop 연구들의 경향성과 일치한다. Fig. 6과 Fig. 7의 그래프에 각도별 2차 충돌 속도와 최대 바닥면 반력 값의 경향성을 나타냈다.

최대 충돌 응답이 15°에서 발생한 이유는, 먼저 15° 이상 각도에 대해서는 저장용기의 무게중심점과 1차 충돌점과의 거리가 가까울수록, 1차 충돌부에서 충돌에너지를 더 많이 흡수하기 때문이다. 하지만, 15° 각도 이하의 경사각으로 낙하할 경우, 채공 시간이 짧아 1차 충돌 후 모멘트로 인한 2차 충돌 속도

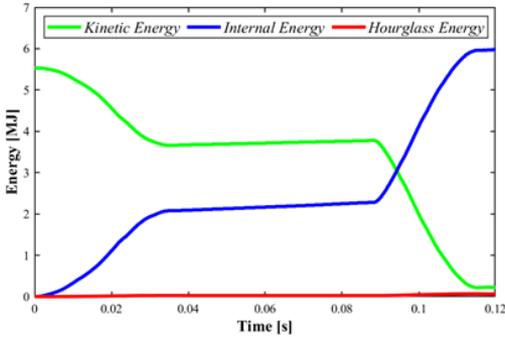


Fig. 3 Oblique drop energy graph

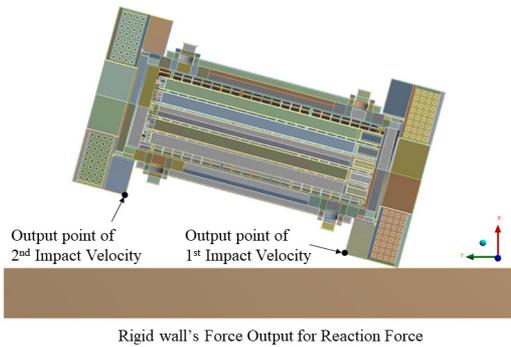


Fig. 4 Output point position

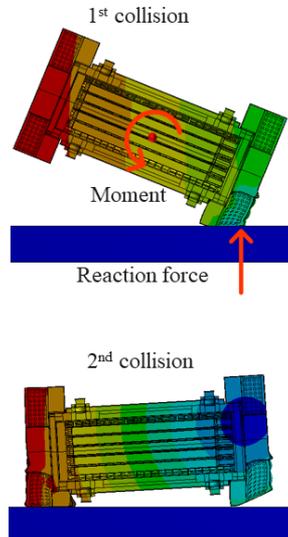


Fig. 5 Macroscopic analysis of bottom slap down drop

Table 2 Impact velocity and Maximum Reaction Force by drop angle

Drop angle [°]	Case	1 <sup>st</sup> Impact velocity [m/s]	2 <sup>nd</sup> Impact velocity [m/s]	1 <sup>st</sup> Reaction force [MN]	2 <sup>nd</sup> Reaction force [MN]
5	A5	13.286	18.060	18.561	22.458
10	A10	13.286	18.613	20.085	24.015
15	A15	13.286	18.633	19.033	24.451
20	A20	13.286	18.625	19.983	23.033
25	A25	13.286	18.450	18.584	23.688
30	A30	13.286	17.294	19.007	21.518

증가가 충분히 일어나기 전에 충돌하기 때문에 15°보다 낮은 충돌 응답이 나타나는 것으로 보인다.

Fig. 8과 Fig. 9에 15° 경사낙하에서의 시간에 따른 속도 그래프와 바닥면 반력 그래프를 나타냈다. 약 0.06 s까지 1차 충돌이 발생하며, 약 0.02 s의 체공 시간 후 2차 충돌이 발생한다.

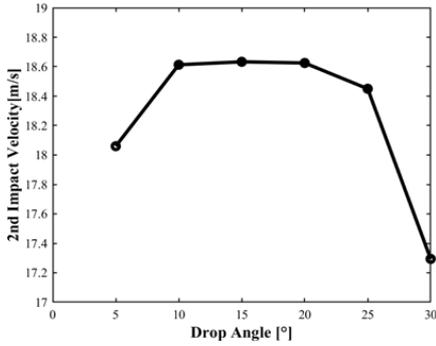


Fig. 6 Maximum 2<sup>nd</sup> impact velocity by drop angle

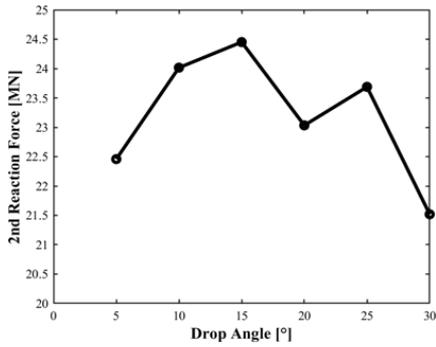


Fig. 7 Maximum 2<sup>nd</sup> reaction force by drop angle

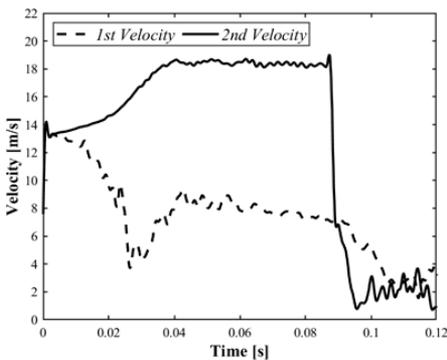


Fig. 8 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> impact velocity at 15° drop

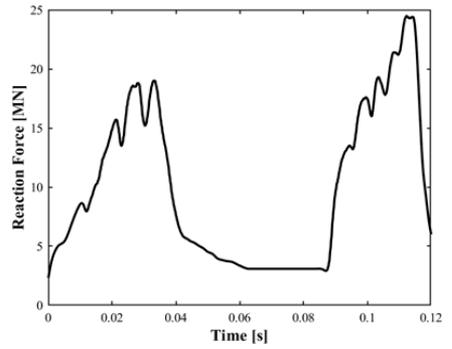
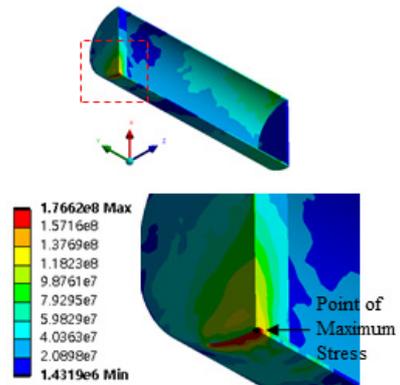
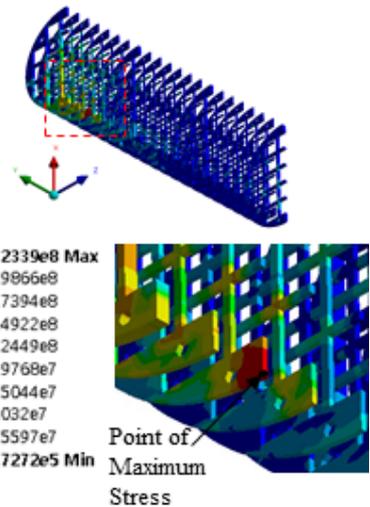


Fig. 9 Reaction force at 15° drop



(a) Canister stress distribution at maximum stress occur time



(b) Disc stress distribution at maximum stress occur time

Fig. 10 Stress distribution of internal structures

**Table 3** Maximum stress value of internal structures

Drop angle [°]	Canister maximum stress [MPa]	Disc maximum stress [MPa]
5	177.019	221.901
15	184.924	223.198
30	183.193	221.841

거시적인 충돌 거동을 나타내는 충돌 속도와 바닥 반력 외에, 경사 각도에 따라 건식저장용기 내부 구조의 충격 응답을 확인하기 위해 최대 응력 결과를 확인했다. 내부 구조인 canister와 disc의 최대 응력은 2차 충돌 발생 부근에서 구조 간 추가 충돌이 발생하는 영역에서 발생했다. Fig. 10에 각 내부 구조의 최대 응력 발생 위치와 최대 응력이 발생할 때 응력 분포를 도시했다.

내부 구조의 최대 응력은 거시적인 충돌 거동 외에 내부 복잡한 충돌 현상에 따라 경향성이 달라지지만, 5°, 15°, 30° 경사낙하의 해석 결과를 비교해 보면, 거시적 충돌 응답 경향성과 동일하게 15°에서 최대 응력 값이 발생하는 것을 Table 3에서 확인할 수 있다.

### 3. 결 론

이 연구에서는 유한요소해석을 통해 건식저장용기 경사낙하 해석을 수행했다. 경사낙하 해석은 9 m Bottom slap down 낙하 조건으로 0° ~ 30° 각도 범위에서 수행했다. 충돌 속도와 바닥면 반력으로 충돌 응답을 확인했으며, 모든 각도 조건에서 1차 충돌 응답보다 2차 충돌 응답이 크게 나타났다. 최대 충돌 응답이 발생하는 각도는 15°로 나타났다. 15° 경사낙하시 건식저장용기 내부 구조인 cask, canister, disc 간에 추가 충돌이 발생하며, 추가 충돌이 발생하는 부분에서 최대 응력이 발생했다. 최대 응력 결과도 15° 각도에서 가장 높게 나타났다.

### 후 기

이 성과는 정부(과학기술통신부)의 재원으로 한국 연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No.2019M2D2A2048296).

### References

- (1) International Atomic Energy Agency(IAEA), 2005, Regulations for the Safe Transport of Radioactive Material 2005 Edition, Section 7, TEST PROCEDURES, pp. 99~109.
- (2) Ku, J. H., Seo, K. S., Kang, H. Y. and Kim, Y. J., 1995, A FEM Analysis of the Dynamic Behavior of Spent Nuclear Fuel Transport Cask under Oblique Drop Impact, Transactions of the KSME, A, Vol. 19, No. 12, pp. 3252~3259.
- (3) Jaksic, N. and Nilsson, K.-F., 2009, Finite Element Modelling of the One Meter Drop Test on a Steel Bar for the CASTOR Cask, Nuclear Engineering and Design, Vol. 239, No. 2, pp. 201~213.
- (4) Kim, K.-S., Kim, J.-S., Choi, K.-S., Shin, T.-M. and Yun, H.-D., 2010, Dynamic Impact Characteristics of KN-18 SNF Transport Cask - Part 1: An advanced Numerical Simulation and Validation Technique, Annals of Nuclear Energy, Vol. 37, No. 4, pp. 546~559.
- (5) Saito, Y., Kishimoto, J., Matsuoka, T., Tamaki, H. and Kitada, A., 2014, Containment Integrity Evaluation of MSF-type Cask for Interim Storage and Transport of PWR Spent Fuel, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 117-118, pp. 33~41.
- (6) Ammerman, D. J., 2013, Spent Fuel Transportation Risk Assessment: Cask Impact Analyses, Packaging, Transport, Storage & Security of Radioactive Material, Vol. 24, No. 3, pp. 121~127.
- (7) Shin, T.-M. and Kim, K.-S., 2009, Study on the Impact-proof Internal Structure Design of a Spent Nuclear Fuel Transport Cask, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 4, pp. 370~377.



**Jinwoo Im** received B.S. degrees from Yonsei University in 2019 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in shock/vibration and dynamics.



**Eun-Ho Lee** received B.S. degrees from Yonsei University in 2016 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in shock/vibration and dynamics.



**Chi Woong Ra** is a graduate school student in mechanical engineering at Yonsei University. His research interests include structural vibration, non-linear finite element analysis especially in NPP piping systems.



**No-Cheol Park** received B.S., M.S. and Ph.D. degrees from Yonsei University in 1986, 1988, and 1997, respectively. Dr. Park is currently a professor at the department of Mechanical Engineering in Yonsei University. His research interest is in Vibration & Optics.

# 국내 교통소음 피해의 외부비용(소음피해비용) 산정 Assessment of the External Cost (Damage Cost) of Traffic Noise

강 광 규\* · 김 종 원\*\* · 김 경 민\*\*\* · 박 영 민†

Kwang Kyu Kang\*, Jong Won Kim\*\*, Kyoung Min Kim\*\*\* and Young Min Park†

(Received November 17, 2021 ; Revised January 17, 2022 ; Accepted January 17, 2022)

**Key Words :** External Damage Cost(외부피해비용), Traffic Noise(교통소음), Willingness-to-pay(지불의사금액), Value Transfer(가치 이전), Average and Marginal Costs(평균 및 한계비용)

## ABSTRACT

The European Commission estimates have shown that the costs of various forms of externalities occurring in the transport sector, such as accidents, air pollution, climate change, noise, and congestion, have risen three times in 2008, 2014, and 2019. Among them, the report published in 2019 is the latest report that systematically summarizes the results of numerous independent, individual, and partial studies conducted in Europe. The report provides additional information to existing research, estimation methodologies, basic data, estimation results, limitations, problems, etc., for the cost estimation of each external effect. This paper introduces the core contents of the EC (2019) by limiting the noise generated by various external effects on traffic inquiries, particularly the external cost basic unit, average cost, and marginal cost of traffic noise for all EC member countries. Simple values present the results of converting the Korean cost using the traditional method. Subsequently, the method through which the external cost of traffic noise converted in this way is utilized is presented in detail.

## 1. 서 론

수인한도를 초과하는 소음에 주기적·장기적으로 노출될 경우 수면장애, 허혈성 심장질환, 고혈압 등 건강상의 피해가 초래되는 것으로 알려져 있다. 또한, 도시화가 진전되거나 교통량이 증가할수록 이와 같은 소음 피해는 증가하게 된다. 교통소음으로 인해 발생하는 사회적 피해비용, 즉, 교통소음의 외부비용은 교통소음 대책 수립에 있어 필수불가결한 주요 자료가 된다.

교통소음의 외부비용은 교통소음으로 인한 피해액 산정 및 이를 바탕으로 한 적정 보상액 산정, 적정 규제수준 설정, 환경세(소음세) 도입 시 적정 세율 산정, 교통소음 관련 사업에 대한 경제성 평가, 교통소음 관련 정책대안에 대한 비교우위성 평가 등에 있어 주요한 기초자료가 된다. 또한 소음 관련 다양한 정책수단을 동시에 추진하게 될 경우, 그것이 합리적인 정책결합인지 아니면 과도한 정책인지를 판별하는 주요한 지표가 될 수 있다.

유럽의 경우, 1990년대 후반부터 교통소음의 외부

† Corresponding Author ; Member, Korea Environment Institute, Senior Research Fellow  
E-mail : ympark@kei.re.kr

\* Member, Institute of Environment & Energy, Research Fellow

\*\* Yonsei University Graduate School of Legal Affairs, Adjunct Professor

\*\*\* Member, Korea Environment Institute, Researcher

‡ Recommended by Editor Yong Hwa Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

비용 추정에 대한 연구가 활발하게 진행되어 왔다. 여기서, 교통소음의 외부비용은 성가심 비용과 건강 위해 비용으로 구분되며, 성가심 비용은 주로 지불의사금액(willingness to pay, 이하 “WTP”라 한다)을 통해 추정된다.

WTP를 구하는 대표적인 방법으로는 진술된 선호(stated preference, 이하 “SP”라 한다) 또는 현시된 선호(revealed preference, 이하 “RP”라 한다) 등이 있다. 또한, 건강위해 비용은 통계적 생명가치(value of a statistical life, 이하 “VSL”이라 한다) 또는 1년의 생명가치(value of a life year, 이하 “VOLY”라 한다) 등 인간건강의 경제적 가치추정 기법을 통해 추정된다. 여기서, VSL은 지역사회 내에서 순간적인 조기사망의 위험을 낮추기 위해서 주민들이 지불할 용의가 있는 금액을 의미하며, VOLY는 기대수명을 1년 더 추가하기 위해 사람들이 지불할 용의가 있는 금액을 의미한다. VSL이나 VOLY 모두 WTP를 통해 산출된다.

따라서 교통소음의 외부비용은 결국 WTP를 통해 산출된 성가심 비용과 건강위해 비용을 합산하여 구해지는 바, 유럽에서는 각각에 대하여 SP와 RP 중 어느 것을 선택하는지, 소음 노출로 인한 질병 중 어느 것을 포함하는지, 대상지역을 개별 국가 아니면 여러 국가로 확대하는지, 도로나 철도 등 교통기관을 어디까지 포함하는지에 따라 무수하게 많은 다양한 연구들이 진행되어 왔으며, 결과에 대한 논쟁도 활발하게 진행되어 왔다.

이에 따라 유럽위원회(European Commission, 이하 “EC”라 한다)는 이러한 과정에서 축적된 독립적·개별적·부분적 연구 결과를 종합하고, EU 회원국 전체에 대하여 교통부문 모든 기관에 대한 소음의 외부비용을 추정하여, 2008년에 최초로 공식 보고서<sup>(1)</sup>를 발간하였으며, 2014년에 한 차례 갱신<sup>(2)</sup>을 한 후, 최근 2019년<sup>(3)</sup>까지 총 세 차례 발간하였다.

여기서, 2019년에 발간한 보고서<sup>(3)</sup>는 선행 연구에 비해 대상 회원국 수가 28개국으로 확대되었을 뿐만 아니라, 기존 소음의 한계외부비용 위주로 추정하던 것에서 소음의 총 외부비용 및 평균 외부비용을 추가적으로 추정하여 제시하였다. 무엇보다 2014년 이후 새롭게 확인된 근거자료 또는 방법론 등을 반영한 교통소음의 외부비용에 대한 가장 최신의 집대성 보고서로서 의미가 있다.

반면, 국내의 경우 최근 들어 관련 연구가 다소 활기를 띠는 추세이다. 헤도닉 기법(Hedonic approach)을 이용하여, 2005년 서울시 내부순환로의 자동차 소음에 대한 외부비용을 추정한 Park 등<sup>(4)</sup>, 2013년 서울특별시 철도소음의 외부비용을 추정한 Chang and Kim<sup>(5)</sup> 등의 연구가 있다. 이와 같은 선행연구에서는 모두 서울특별시를 대상으로, 헤도닉 기법을 이용하여 교통기관을 도로(자동차) 또는 철도로 한정하여 외부비용을 추정하는 등 적용상에 한계가 있었다.

최근 연구에서는 교통기관을 도로와 철도뿐만 아니라 항공기 등으로 확대하고, 대상지역도 서울특별시와 같이 특정지역으로 한정하지 않으며, 방법론으로 범용 사용되고 있는 가치이전 방법을 적용하여, 우리나라 교통기관별 소음의 외부비용을 추정한 연구 결과가 발표되고 있으며, 이에 대한 주요 선행연구는 다음과 같다.

2017년 Jung and Chang 연구<sup>(6)</sup>에서는 피해비용 접근법(damage cost approach)을 바탕으로 소음의 외부비용을 산정하는 방안을 제시하였다. 여기서, 피해비용 접근법은 비용 평가에서 일반적으로 적용하는 방법으로, 소음의 영향과 이를 계량하는 방식에 관한 정보가 축적되면서 소음 노출 피해와 그에 따른 경제적 영향을 화폐가치로 평가하는 방법을 의미한다. 주요 내용으로는 2006년 유럽 26개 국가별 성가심 비용과 건강위해 비용을 추정한 HEATCO<sup>(7)</sup>의 연구결과를 함수이전법을 통해 우리나라의 소음피해 외부비용을 산정하였다. 여기서, 함수이전법은 선행 연구에서 추정한 함수에 분석 대상지의 특성을 대입하여 분석 대상지의 원단위를 도출하거나, 선행 연구의 결과와 중요 인자 간의 관계를 밝혀서 분석 대상지의 원단위를 추정하는 방법이다. 즉, 유럽 국가별 소음 피해비용 원단위와 1인당 GDP의 함수관계를 추정하고, 우리나라를 대상으로 1인당 GDP를 대입하여 소음의 피해비용 원단위를 산출한 것이다.

한편, 2019년 이병권 등<sup>(8)</sup>의 연구에서는 영국 환경식품농림부(Department for Environment, Food and Rural Affairs, 이하 “DEFRA”라 한다)의 소음 노출로 인한 사회적 비용 추정모델<sup>(9)</sup>, WHO의 기초자료, 우리나라 2018년 기준 1인당 국민총소득(GNI, gross national income) 등을 적용하여, 교통기관별 소음의 외부비용을 추산하였다.

이와 같은 선행 연구는 특정지역에 상관없이 전체

지역을 대상으로 주요 교통기관에 적용 가능한 소음의 외부비용 원단위를 제시했다는 점에 의미가 있지만, 가치이전의 기준이 다소 시간이 지난 2006년 HEATCO<sup>(7)</sup>, 2014년 DEFRA<sup>(9)</sup> 등 특정 모델에 한정되어 있어, 향후 적용상에 한계가 있다.

또한, 우리나라 전국을 대상으로 모든 교통기관에 적용할 수 있는 소음의 외부비용(원단위 또는 평균비용, 한계비용)을 자체 추정한 객관적으로 신뢰할 수 있는 연구모델(모형)이 있다면 이에 대한 연구결과를 활용하는 것이 최선일 것이다. 그러나 2019년 EC의 연구보고서<sup>(3)</sup>에서 보듯이 수많은 연구들이 축적되고 집대성되어야 가능할 것이다. 현재 우리나라는 소음의 외부비용 추정 관련 선행 연구가 유럽 등에 비해 많이 부족하고, 비용 추정 시 우리나라 전역의 주요 교통기관을 대상으로 범용 사용할 수 있는 연구 모델이 없기 때문에, 객관적으로 신뢰할 수 있는 해외의 선행 연구결과를 바탕으로 가치이전을 통해 우리나라 교통소음의 외부비용을 추정하는 것이 불가피할 것으로 판단된다. 이에 EC의 연구보고서는 가치이전의 기준으로 삼기에 충분한 근거를 가지고 있다. EU 회원국 전체에 대한 수년간의 독립적·개별적·부분적 연구결과를 종합하고 집대성하여 EC의 공식적인 보고서로 발간된 가장 최근판이기 때문이다.

따라서 이 논문에서는 2019년 EC의 연구보고서<sup>(3)</sup> 중 교통소음의 외부비용에 대한 핵심적인 내용, 즉 외부비용의 구성내역, 추정 방법론, 총비용 및 평균비용, 그리고 한계비용의 추정치를 요약하여 제시하고자 한다. 그리고 EC 연구보고서의 평균비용 및 한계비용에 대하여 소득조정 조건부 가치이전방법을 통해 우리나라의 것으로 환산된 교통소음의 평균외부비용 및 한계외부비용을 산정하여 제시하였다. 마지막으로, 이와 같이 산정된 외부비용의 활용방안을 구체적으로 제시하였다.

## 2. 소음피해의 외부비용 산정과 내부화에 대한 논리적 근거

### 2.1 외부비용의 개념 및 교통부문 외부비용의 종류

외부비용(external costs)이란 ‘한 경제주체의 행위가 시장을 통하지 않고 값을 지급하지 않고도 다른 경제주체의 경제적 성과에 불이익을 주는 현상’을 말

한다. 예를 들어, 자동차를 운행할 경우 발생하는 소음은 자동차 실내 탑승자뿐만 아니라 도로변 공동주택 거주자나 보행자 등 실외 주변 사람들에게도 일정 부분 피해를 유발하는 바, 이러한 타인의 피해비용을 자동차 운행자에게 부담 지우는 시장기능이 존재하지 않는다. 그 결과, 자동차 운행자는 타인이 입는 소음 피해에 상관없이 본인이 직접 부담하게 되는 비용에만 근거하여 자동차 운행이라는 행위를 결정하는 것이다. 이와 같이 한 개인의 자동차 운행으로 인해 타인이 지불하게 되는 소음피해 비용은 자동차 운행 시 외부비용의 일부분이 되는 것이다.

교통부문에서 초래되는 외부비용으로는 사고비용, 대기오염 비용, 기후변화 비용, 소음비용, 혼잡비용, 생태계 손상비용, 토양 및 수질오염 비용 등이 있다. 이중 사고비용은 가장 직접적이고 규모가 큰 것이다. 심한 경우에는 다수의 사망자 및 부상자가 발생할 수도 있다. 교통수단이 석탄이나 석유와 같은 화석연료를 에너지원으로 사용하는 한 미세먼지, 질소산화물, 이산화탄소 등이 배출되어 대기오염 및 기후변화로 인한 피해비용을 초래한다. 또한, 도로나 철도, 항공기 등에서 배출되는 소음은 인간의 쾌적한 삶을 위협하며, 교통 혼잡이 가중되면 시간지체, 연료낭비, 대기오염 심화 등의 혼잡비용을 초래한다. 이외에도 교통부문에서는 간접적으로 생태계 훼손, 토양오염, 수질오염 등의 외부비용도 발생된다.

이 논문에서는 교통부문의 이와 같은 다양한 직/간접적인 외부비용 중에서 특히 소음분야에 국한하여, 소음 노출로 인한 피해의 외부비용이 외국에서는 어떠한 근거 및 과정을 거쳐 구체적으로 어떻게 추정되는지, 그리고 이것이 우리나라에는 어떻게 적용될 수 있는지를 살펴보고자 한다.

### 2.2 소음피해의 외부비용 내부화에 대한 논리적 근거

자동차, 철도, 항공기 등의 교통기관에서 발생하는 소음은 인간으로 하여금 성가심이나 짜증, 나아가 수면장애를 유발할 수 있으며, 이러한 교통소음에 장기간 노출될 경우에는 허혈성 심장질환, 뇌졸중, 고혈압 등 건강상의 피해가 초래될 수도 있는 것으로 알려져 있다.

이와 같이 교통기관 운영 시 소음 노출로 인한 인체 건강영향 피해는 교통 수요자 자신뿐만 아니라 사

회 전반적으로 광범위하게 영향을 미칠 우려가 있음에도 불구하고, 일반적인 시장경제 체제에는 교통소음 노출로 인해 초래되는 피해비용, 즉, 교통소음의 외부비용이 오염자 부담원칙에 의하여 교통수요자에게 완전하게 부과되지 않는다. 설령 부과되더라도 발생하는 외부비용의 일부만이 부과될 뿐이다. 이는 사적(private)시장에서 교통수요자 개인 또는 사업자가 이와 같은 외부비용 전체를 고려하지 않고, 오직 자신에게 발생하는 직접비용만을 고려하여 교통 행위를 결정하기 때문이다.

그 결과, 사적시장에서는 사회적으로 바람직한 수준보다 낮은 비용으로 더 많은 교통행위를 초래함으로써 사회적 후생 극대화에 도달하지 못하는 시장실패(market failure)가 발생한다. 이러한 시장실패로 인해 발생하는 소음 피해 비용은 해소되지 않고, 누적되는 악순환이 반복된다. 이에 대한 가장 큰 이유는 교통수요자가 자신의 교통행위로 인해 초래되는 소음의 외부비용을 완전하게 부담하지 않기 때문이다.

이와 같은 시장실패를 해소하여 사회적으로 가장 바람직한 교통행위를 유도하기 위해서는 교통소음의 외부비용을 교통수요자에게 부담시키는 제도적 장치가 필요하다. 이에 대한 대표적인 수단으로는 규제 및 조세 등과 같은 경제적 유인수단을 우선적으로 고려할 수 있으며, 이를 통해 소음의 외부비용이 교통수요자에게 전가된다면 교통수요자의 소음저감에 대한 노력이 강화됨에 따라 소음을 유발하는 교통행위도 사회적으로 바람직한 수준에 수렴하게 된다.

이와 같은 과정을 경제학에서는 외부효과의 내부화(internalization)라고 하며, 관련 세부 내용은 다음과 같다.

Fig. 1은 소음 노출로 인한 사적 및 사회적으로 바람직한 균형(equilibrium)을 표현한 그림으로,  $Q$ 는 소음을 유발하는 교통행위의 양이며,  $R \& C$ 는 수입(revenue) 또는 비용(cost), 하첨자  $p$ 는 사적(private) 관점, 하첨자  $s$ 는 사회 전체적(social) 관점,  $ML$ (marginal loss)은 교통수요자의 교통행위에 대한 한계손실,  $MB$ (marginal benefits)는 교통행위로 인한 한계편익을 칭한다. 또한,  $ML_p$ 는 교통행위에 대한 사적 한계손실,  $MB_p$ 는 교통행위로 인한 사적 한계편익,  $SDC$ (service degradation cost)는 교통행위로 인해 발생한 소음 피해의 외부비용을 의미한다.

여기서, 교통행위가 증가할수록 소음은 증가한다는

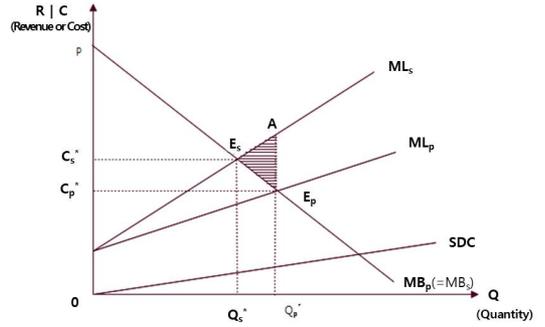


Fig. 1 Private and social equilibrium due to noise

전제 하에, 한계손실(ML) 곡선은 교통행위가 증가할수록 증가하는 형태를 가지는 반면에, 한계편익(MB) 곡선은 교통행위가 증가할수록 감소하는 형태를 가진다. 따라서 소음의 외부비용(SDC) 곡선은 교통행위가 증가할수록 증가하는 형태를 가진다.

교통행위로 인해 발생하는 한계손실 곡선이 사적인 입장에서는  $ML_p$ 가 되지만, 사회 전체적인 관점에서는 식 (1)과 같이 사적 한계손실인  $ML_p$ 와 사회적 한계손실인  $SDC$ 를 수평으로 합산한  $ML_s$ 가 된다. 또한, 교통행위의 양에 상관없이 사회 전체적으로 발생하는 한계편익은 없기 때문에, 식 (2)와 같이 사적 한계편익( $MB_p$ ) 곡선과 사회적 한계편익( $MB_s$ ) 곡선은 동일하다.

$$ML_s(Q) = ML_p(Q) + SDC(Q) \tag{1}$$

$$MB_p(Q) = MB_s(Q) \tag{2}$$

Fig. 1에서 정부가 개입하지 않는 사적인 시장에서의 균형은 사적 한계손실( $ML_p$ )와 사적 한계편익( $MB_p$ )가 교차하는  $E_p$ 가 된다. 반면, 사회적으로 바람직한 균형은 사회적 한계손실( $ML_s$ )와 사회적 한계편익( $MB_s$ )가 교차하는  $E_s$ 가 된다<sup>(10)</sup>. 즉, 사적인 시장에서는 더 많은 교통행위의 양이 더 적은 비용으로 진행되는 반면에, 사회적 균형에서는 교통행위의 양이 사적 균형보다는 줄어들고 비용은 더 증가하게 된다. 이는 교통행위로 인해 발생하는 소음의 외부 비용을 고려하기 때문이며, 사회 전체적인 후생(welfare)은 사회적 균형이 사적 균형보다 빗금 친  $\triangle E_s A E_p$  만큼 더 크다.

이와 같이 사회 전체적인 후생을 극대화할 수 있음에도 불구하고 사적 시장에 맡겨둘 경우, 후생 극대화

에 실패하게 되는 것을 경제학에서는 ‘시장실패’라고 한다. 이는 사적 시장에서 소음피해의 외부비용과 같은 공적인 비용을 전혀 고려하지 않고, 오직 사적인 편익과 손실만을 고려하여 의사결정을 하기 때문이다.

따라서 사회적 후생을 극대화하도록 노력하는 것이 정부의 역할이기 때문에 정부가 시장에 개입하여 소음 피해의 외부비용( $SDC$ )을 관련 원인자(교통수요자)에게 부담하도록 하면 교통행위로 인한 사적 한계 손실인  $ML_P$ 는 외부비용( $SDC$ ) 만큼 상향 이동하여 사회적 한계손실인  $ML_S$ 가 되며, 그 결과 사적 시장에서 균형은 사회적 한계손실( $ML_S$ )과 한계편익( $MB_S$ )가 교차하는  $E_S$ 에서 발생되어, 결과적으로 사회적 후생이 극대화될 수 있다.

### 2.3 소음피해의 외부비용 추정의 필요성

소음 노출로 인한 피해의 외부비용을 내부화하는 대표적인 방법으로는 다음 세 가지를 고려할 수 있다.

첫째, 경제적 유인제도로써, 소음 노출로 인해 초래되는 외부비용( $SDC$ )을 조세(일명 소음세) 또는 부담금 형태로 부과하는 방법이다. 예를 들어, 사적 한계 손실과 사회적 한계 손실이 일치하면( $ML_P = ML_S$ ), 교통수요자의 소음 노출을 유발하는 교통행위에 대한 최적비용은 이 두 곡선이 교차하는  $Q_S$ 로 결정되고, 사회적 후생은 사적 균형상태보다 빚금 친  $\Delta E_S AEP$  만큼 증가하여 극대화된다.

둘째, 규제제도를 활용하는 방법으로,  $SDC$  만큼의 외부비용이 소요되도록 소음 배출에 대한 규제를 실시하는 방법이다. 예를 들어,  $Q_P$  수준에서 규제 준수 비용이  $AE_P$  만큼 소요되도록 규제기준이 설정되고 시행된다면, 소음피해의 외부비용은 교통수요자에게 전부 전가되어 소음은 사회적 측면에서 최적수준으로 발생하게 될 뿐만 아니라, 관련 사회적 후생도 극대화된다. 이는 현재 시행 중인 「소음진동관리법」 상의 소음·진동배출허용기준 등이 여기에 해당한다고 볼 수 있다. 그러나 현실은 교통소음이 심각한 사회문제의 하나로 부각되고 있으며, 이는 현재의 교통소음 관련 규제가 외부비용을 충분히 내부화하지 못하고 있음을 반증한다. 즉, 현재의 교통소음 규제제도 하에서 교통수요자에게 전가된 소음피해의 외부비용은  $AE_P$ 보다 감소하게 됨에 따라, 현행 규제 하에서의 균형은  $E_S E_P$  선상의 특정 한 점에서 이루어질 것이다. 이와 같이 새로운 균형에서의 교통행위의 양은  $Q_S$ 와  $Q_P$  사이에

서 결정되고, 비용 또는 수익은  $C_S$ 와  $C_P$  사이에서 결정될 것이다. 최종적으로 사회적 후생손실은  $\Delta E_S AEP$  보다는 작지만 여전히 존재하게 되어 사회적 후생극대화에 실패하게 된다. 여기서, 후생손실(deadweight loss)이란 경제학적으로 균형이 최적상태가 아닐 때 발생하는 효율성 상실분을 의미하며, 대체적으로 세금 부과나 독점, 가격상한제 등으로 인해 발생한다.

셋째, 앞에서 언급한 경제적 유인제도와 규제제도를 적절하게 결합(policy mix)하는 방법이다. 교통소음 노출로 인한 피해의 외부비용 중 일부는 소음 규제를 통해 내부화하되, 내부화하지 못한 잔여분은 조세나 부담금 등 경제적 유인제도를 통해 내부화하는 방안이다. 이는 소음 규제를 기본으로 하되, 경제적 유인제도를 보조적인 수단으로 활용하여 규제제도의 한계점을 보완하는 방식으로, 환경정책의 일반적인 추세와도 부합한다.

이와 같이 소음세 등의 조세를 부과하여 경제적 유인제도를 강화 및 확대하거나, 소음배출 규제를 강화하거나 또는 경제적 유인제도와 규제제도를 동시에 시행하는 등 어느 것을 택하더라도, 가장 우선되어야 하는 것은 교통소음으로 인해 초래되는 소음피해의 외부비용을 정확하게 추정하는 것이다. 그렇지 않고서는 사회적으로 바람직하고 실행 가능한 세율이나 규제의 강도를 정할 수 없기 때문이다.

또한, 소음 규제와 경제적 유인수단을 동시에 시행하는 정책결합의 경우에도 중복규제, 이중규제 또는 과도한 규제에 대한 논란을 잠식시키기 위해서 교통소음의 외부비용을 정확하게 추정하는 것이 요구된다. 이는 각각의 정책수단이 내부화하는 외부비용의 합이 교통소음으로 초래된 총외부비용을 초과하지 않도록, 규제의 강도와 세율을 설계하면 되기 때문이다.

나아가, 교통소음을 저감하기 위해 기존 규제를 강화하거나 관련 제도를 신규 도입할 경우에도 관련 타당성(예를 들어, 경제성)을 검증하기 위해서 교통소음의 외부비용 추정을 필요로 한다. 이는 신규 제도 시행으로 교통소음이 저감될 경우, 그 편익을 계산하기 위해서는 교통소음 피해의 외부비용이 필수적으로 요구되기 때문이다.

이외, 소음피해 보상금액을 산정하는 데 있어서도 소음의 평균외부비용이 필수적으로 요구된다. 이는 보상금액의 최대치가 측정된 소음수준과 평균외부비용을 곱한 것이 되기 때문이다.

### 3. 소음피해의 외부비용 추정 사례(EC)

#### 3.1 개요

국내의 경우에는 소음, 특히 교통소음 피해의 외부 비용 추정 관련 연구가 아직은 초기단계에 불과한 데 반하여, 유럽의 경우에는 오래전부터 관련 연구가 활발하게 진행되고 축적되어 왔다. 또한, 개별 국가에 대한 다양한 연구를 집대성하여, 유럽연합 전체 차원에서 보고서를 주기적으로 발표한 것이 매우 특징적이라고 할 수 있다.

EC는 2008년 대기오염, 기후변화, 소음, 사고, 혼잡 요인을 주요 대상으로 하여, 개별 회원국 및 전체에 대한 교통수단의 외부 한계비용 추정결과 보고서를 발간하였다(handbook on external costs estimation)<sup>(1)</sup>. 이 연구는 주로 유럽 국가 내에서 수행된 선행 연구를 기초로 하여 작성되었으며, 30명 이상의 전문가 패널에 의해 검토되었다.

또한, 이 보고서는 이후 2014년에 한 차례 갱신을 하여(update of the handbook on external costs of transport)<sup>(2)</sup>, 외부비용 추정 대상부문으로 교통 인프라 손상비용을 추가하였으며, 주요 내용은 2008년 EC의 연구보고서<sup>(1)</sup>와 마찬가지로 교통의 외부 한계비용을 추정하였다.

최근 2019년에는 2014년도 갱신 이후 새로 추가된 정보와 방법론의 개선 등을 모두 반영하여 신규 발간하였다(handbook on the external costs of transport)<sup>(3)</sup>이다. 이 보고서에서는 2016년 기준으로 기존 EU 회원국 28개국에서 전체 회원국으로 대상을 확대하였으며, 한계외부비용 뿐만 아니라 총비용, 평균비용까지 추가로 고려하였다.

이 논문에서는 교통수단의 외부비용 중 소음에 국한하여, 상기 EC에서 가장 최근에 발간된 2019년도 연구보고서<sup>(3)</sup>의 주요내용을 중심으로 소음피해의 외부 비용 추정에 관한 선진사례를 조사·분석하고자 한다.

#### 3.2 범위

교통소음의 범위는 도로와 철도를 대상으로 하였다. 이외 내륙수로와 해운의 경우 대체로 인구밀도가 낮은 지역에서 운항되고, 소음발생 인자가 낮기 때문에, 소음비용 추정에서는 제외하였다.

교통소음에 장기간 빈번하게 노출되면 수많은 건

강상의 문제가 우려되는 바, 교통소음 노출과 인체건강 상 문제와의 인과관계가 밝혀졌거나 유용한 근거가 가능한 건강상의 문제는 성가심(annoyance)과 건강위해(health endpoints)로 구분하였다.

성가심은 타인을 성가시게 하거나, 실망, 분노, 탈진, 수면장애 등을 유발할 수 있으며, 건강위해로 EC의 연구보고서<sup>(3)</sup>에서 고려하고 있는 대표적인 질환은 허혈성 심장질환, 뇌졸중, 치매, 고혈압 등이다. 여기서, 수면장애는 건강위해의 주요한 요소이지만, 비용 추정 시 중복성을 피하기 위해 성가심에는 포함하지만, 건강위해에서는 제외하였다.

이외, 유방암이나 우울증도 소음 노출로 인한 인체 건강 반응으로 주장하는 자료들이 있지만, 아직은 단편적이어서 제외한다. 또한, 생산성 감소, 생태계 훼손, 진동 등도 자료의 한계와 유용한 근거 부족 등으로 비용 산정에서는 제외한다.

#### 3.3 소음피해의 총외부비용과 평균외부비용

소음피해의 총외부비용과 평균외부비용은 Fig. 2와 같이 bottom-up 방식으로 계산된다.

한 국가의 교통기관 당 소음의 총외부비용은 해당 교통기관별 소음 노출인구수와 노출인구수 대비 소음피해 비용을 곱하여 산출한다.

여기서, 교통기관은 도로, 철도를 대상으로 하며, 교통기관별로 산출된 총비용을 모든 교통기관에 대해 합산하면, 해당 국가의 연간 교통소음 피해의 총외부비용이 된다.

노출인구수는 50 dB(A) 기준, 5 dB(A) 간격으로

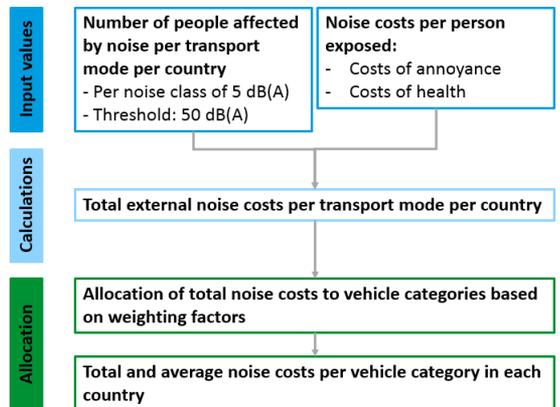


Fig. 2 Methodology total and average noise costs

단계를 구분하여 계산한다. 이 자료는 기본적으로 각 국가가 EC에게 보고하는 국가별 데이터를 근거로 한다. 데이터가 보고되지 않거나 누락되는 경우는 유럽 환경청(EEA, european environment agency)의 소음 지도를 활용하여 보정한다.

노출인구수 대비 소음피해 비용은 성가심 비용과 건강위해 비용으로 구성된다. 여기서, 성가심 비용은 지불의사(WTP) 접근법 중 진술선호법(stated preference method)을 근간으로 하는 Bristow 등<sup>(11)</sup>의 연구결과를 적용한다.

또한, 건강위해 비용은 크게 질병으로 인한 고통 또는 불편함 등 개인 자신에 대한 효과와 의료비용 등 사회에 대한 효과로 구분되는 바, 개인 자신에 대한 효과는 VSL이나 VOLY를 통해 산정된다. 그리고 사회에 대한 효과는 질병으로 인한 생산성 감소비용과 작업 복귀에 소요된 날들의 손실비용으로, VOLY의 8%를 적용한다.

성가심 비용과 건강위해 비용을 합산하면 Table 1과 같이 소음 노출인구수 대비 dB당 연간 소음피해 비용, 즉, 교통소음(도로, 철도) 피해의 외부비용 원단위가 산출된다. 여기서, 외부비용 원단위는 교통기관별로 소음에 노출된 한사람에게 dB당 연간 발생하게 되는 성가심 비용과 건강위해 비용을 합한 것이므로, 교통기관별 소음피해의 외부비용 중 가장 기본이 되는 교통소음의 원단위라고 할 수 있다.

교통기관별 소음 피해의 총외부비용은 해당 기관에 속하는 교통수단별 소음 가중치에 의거하여, 교통수단별 총외부비용으로 할당된다. 예를 들어, 도로교통의 경우, 해당 도로를 주행하는 차종별로 트럭과 같은 화물차에서 발생하는 소음은 일반 승용차에서

발생되는 소음보다 더 큰 성가심을 유발할 가능성이 높기 때문에, 이를 반영하기 위해서는 Table 2와 같이 교통수단별 가중치가 요구된다.

Table 2에서 교통수단별 소음에 대한 가중치 특성 분석 결과는 다음과 같다.

도로교통에서는 시속 50 km 기준의 도시지역 도로와 시속 80 km 이상의 도로로 구분하여 가중치를 상이하게 적용한다. 일반 승용차의 휘발유 차량에 대한 가중치 1.0 대비 버스나 대형 화물차량(HGV)은 9.8배 이상 높게 가중치가 설정되어 있어, 소음피해 외부비용이 승용차에 비해 상대적으로 더 많이 발생할 것으로

**Table 2** Weighting factors for noise for different vehicle types

	Urban (50 km/h)	Other roads (80 km/h or higher)
<b>Road</b>		
Passenger car	1.0	1.0
Petrol	1.0	1.0
Diesel	1.2	1.0
Motorcycle	13.2	4.2
LCV*	1.5	1.2
Bus/coach	9.8	3.3
HGV** 3.5 t-7.5 t	9.8	3.0
HGV 7.5 t-16 t	13.2	4.2
HGV 16 t-32 t	14.9	4.8
HGV > 32 t	16.6	5.5
<b>Rail</b>		
Passenger train	1	
Freight train	4	

\* Light commercial vehicle

\*\* Heavy goods vehicle

**Table 1** Environmental price of traffic noise for the EU28

(unit: €2016/dB/person/year)

L <sub>den</sub> (dB(A))	Road			Rail		
	Annoyance	Health	Total	Annoyance	Health	Total
50-54	14	3	17	14	3	17
55-59	28	3	31	28	4	32
60-64	28	6	34	28	6	34
65-69	54	9	63	54	9	63
70-74	54	13	67	54	13	67
≥ 75	54	18	72	54	18	72

예측할 수 있다. 또한, 도시지역 오토바이 소음에 대한 가중치는 13.2로 대형 화물차량(HGV 7.5 t~16 t)과 동일한 가중치로, 버스(9.8)보다 높으며 승용차 대비 약 13배 높은 수치에 해당한다. 이는 우리나라와 같이 최근 배달 오토바이 증가로 인한 도시소음 문제를 더 심각하게 유발할 수 있으며, 이에 따라 더 많은 소음피해 외부비용이 요구된다.

한편, 철도 운영 시 소음 피해 가중치는 설계속도가

**Table 3** Total and average noise costs for land-based modes for the EU28

Transport mode	Total costs	Average costs	
		€-cent /pkm	€-cent /vkm
Passenger transport	billion €		
Passenger car	26.2	0.6	0.9
Petrol	13.8	0.5	0.8
Diesel	12.4	0.6	0.9
Motorcycle	14.8	9.0	9.4
Bus	0.8	0.4	8.0
Coach	0.9	0.2	4.7
Total passenger road	42.6		
High speed passenger train	0.4	0.3	97
Passenger train electric	2.6*	0.8	106
Passenger trail diesel	0.9	1.4	81
Total passenger rail	3.9		
Total passenger transport	46.5		
Freight transport	billion €	€-cent /tkm	€-cent /vkm
LCV	5.4	1.6	1.1
HGV 3.5 t-7.5 t	1.0	1.2	4.0
HGV 7.5 t-16 t	1.8	0.8	5.7
HGV 16 t-32 t	3.0	0.4	6.5
HGV > 32 t	3.2	0.4	7.2
Total freight road	14.5		
Freight train electric	2.1	0.6	359
Freight train diesel	0.4	0.4	201
Total freight rail	2.4		
Total freight transport	17.1		
Total road, rail	63.6		

반영된 노선의 종류와 관계없이, 여객 열차(passenger train)와 화물 열차(freight train)로 구분한다. 도로와 마찬가지로 일반 여객 열차의 소음 가중치를 기준으로, 화물 열차는 동일 소음레벨 대비 더 높은 성가심을 유발할 수 있어, 4배 높은 소음 가중치를 적용한다.

마지막으로, 각 교통수단별 소음 피해의 총외부비용을 교통실적, 예를 들어, Table 3과 같이 pkm, tkm, vkm 등 연간 주행거리로 나누면 교통수단별 소음피해의 평균외부비용을 산정할 수 있다.

여기서, pkm, tkm, vkm는 주행거리를 나타내는 교통실적 단위으로써, 각각 한 사람을 1 km 이동한 거리, 1톤을 1 km 이동한 거리, 차량 1대를 1 km 이동한 거리를 나타낸다.

### 3.4 소음피해의 한계외부비용

소음피해의 한계외부비용은 상기 평균외부비용과 여러 가지 면에서 다르다. 주로 지역요소가 소음 수준이나 관련 피해, 성가심 수준에 영향을 미치기 때문이다. 대표적인 지역요소로는 인구밀도, 배경소음 수준, 소음발생 시점 등이 있으며, 주요 내용은 다음과 같다.

인구밀도의 경우, 우리나라와 같이 인구밀도가 높은 나라에서는 도로변 공동주택 등 소음 배출원에 인접해서 많이 거주할수록 성가심 반응이 높아지고, 이에 따라 소음피해 한계비용은 더 증가할 것이다. 이를 반영하기 위해 지역을 인구밀도에 따라 도시, 준도시, 시골로 구분한다.

배경소음 수준은 기존 교통수단 운영 시 소음 수준으로, 향후 교통량이나 대형(화물) 차량 혼입률, 운행 속도 등 소음영향인자 변경에 따른 소음피해 한계비용에 영향을 미친다. 즉, 배경소음 수준 이외 다른 조건이 동일하다면, 배경소음(기존 교통소음) 수준이 높을수록 교통량 증가 등으로 인해 소음원에서의 소음이 높아지더라도 소음피해 한계비용 증가율은 낮을 것이다. 이와 같은 특성을 반영하기 위해 배경소음 수준을 교통 상황에 따라 체중(dense)과 원할(thin)로 구분한다. 이는 교통 체중이 지속될수록 배경소음 수준은 높다는 것을 전제로 한다.

이외, 소음은 하루 24시간 중 발생 시점에 따라 영향 정도가 다르다. 즉, 동일 수준의 소음이라도 주휴식과 수면을 취해야 하는 야간에 피해가 더 큰 것으로 보고되고 있다. 이를 반영하기 위해 소음 발생

**Table 4** Marginal noise costs for road transport

(unit: €-cent(2016)/pkm, tkm or vkm)

Road	Time of the day	Traffic situation	Urban	Suburban	Rural
Passenger transport(€-cent/pkm)					
Passenger car	Day	Dense	0.5	0.03	0.004
		Thin	1.1	0.07	0.009
	Night	Dense	0.9	0.05	0.007
		Thin	2.1	0.13	0.015
Motorcycle	Day	Dense	7.4	0.4	0.06
		Thin	18.0	1.2	0.14
	Night	Dense	13.5	0.8	0.11
		Thin	32.7	2.1	0.24
Bus	Day	Dense	0.5	0.03	0.004
		Thin	1.3	0.08	0.010
	Night	Dense	1.0	0.05	0.008
		Thin	2.4	0.15	0.018
Coach	Day	Dense	0.3	0.02	0.002
		Thin	0.7	0.04	0.005
	Night	Dense	0.5	0.03	0.004
		Thin	1.2	0.08	0.009
Light commercial vehicles(€-cent/vkm)					
LCV	Day	Dense	1.7	0.1	0.01
		Thin	4.1	0.3	0.03
	Night	Dense	3.0	0.2	0.03
		Thin	7.4	0.5	0.06
Freight transport(€-cent/tkm)					
HGV average	Day	Dense	0.7	0.04	0.01
		Thin	1.6	0.11	0.01
	Night	Dense	1.2	0.07	0.01
		Thin	3.0	0.19	0.02
HGV 3.5 t-7.5 t	Day	Dense	1.5	0.08	0.01
		Thin	3.6	0.23	0.03
	Night	Dense	2.7	0.15	0.02
		Thin	6.5	0.42	0.05
HGV 7.5 t-16 t	Day	Dense	0.7	0.04	0.01
		Thin	1.8	0.11	0.01
	Night	Dense	1.3	0.07	0.01
		Thin	3.2	0.21	0.02
HGV 16 t-32 t	Day	Dense	0.6	0.03	0.00
		Thin	1.3	0.09	0.01
	Night	Dense	1.0	0.06	0.01
		Thin	2.4	0.16	0.02
HGV > 32 t	Day	Dense	0.6	0.03	0.00
		Thin	1.4	0.09	0.01
	Night	Dense	1.1	0.06	0.01
		Thin	2.6	0.17	0.02

**Table 5** Marginal noise costs for rail transport

(unit: €-cent(2016)/pkm and tkm)

Rail	Time of the day	Traffic situation	Metro politan	Urban	Rural
Passenger transport(€-cent/pkm)					
High speed train	Day	Dense	0.13	0.07	0.01
		Thin	0.21	0.12	0.02
	Night	Dense	0.23	0.13	0.02
		Thin	0.38	0.21	0.03
Conventional passenger train	Day	Dense	0.45	0.20	0.03
		Thin	0.74	0.33	0.05
	Night	Dense	0.82	0.36	0.05
		Thin	1.35	0.59	0.09
Freight transport(€-cent/tkm)					
Freight train	Day	Dense	0.13	0.05	0.01
		Thin	0.17	0.08	0.01
	Night	Dense	0.24	0.09	0.01
		Thin	0.39	0.15	0.02

시점을 주간과 야간으로 구분한다.

최종적으로, 도로 및 철도에 대한 소음피해의 한계 외부비용은 2011년 CE/INFRAS/ISI<sup>(12)</sup>와 2004년 INFRAS/IWW<sup>(13)</sup>에서의 한계비용 계산 방법에 근거 하며, Table 4 및 Table 5와 같다.

#### 4. EC 추정치의 국내 적용 방안

##### 4.1 국내 교통소음 피해의 외부비용 추정

국내에서 교통소음 피해의 외부비용에 대하여 교통기관별·교통수단별로 평균비용 및 한계비용을 상기 EC의 경우처럼 일관된 추정방법을 통하여 제시한 사례는 아직 찾아보기 어렵다. 교통소음 피해의 외부 평균비용 또는 한계비용 추정치는 교통소음을 유발하는 사업의 경제성 평가, 교통소음 피해액 산정 또는 환경세(소음세) 도입 등에 있어 매우 유용한 자료로 활용될 수 있다. 이는 교통소음 피해의 외부 평균비용 또는 한계비용에 대한 객관적·과학적 추정치가 없을 경우, 소음 관련 경제성 평가, 소음 피해액 산정, 환경세율 산정 등이 객관적·과학적 근거를 가지고 이루어질 수 없다는 것을 의미한다.

국내 연구자료를 근거로 한 추정치를 적용하는 것이 최선이나, 그것이 가능하지 않다면 차선책으로 EC의 추정치를 가치이전 방법(value transfer approach)을 통해 우리의 실정에 맞게 조정하여 활용하는 것도 고

**Table 6** Environmental price of traffic noise for Korea

(unit: ₩/dB/person/year)

Lden dB(A)	Road			Rail		
	Annoyance	Health	Total	Annoyance	Health	Total
50-54	18 753	4019	22 772	18 753	4019	22 772
55-59	37 507	4019	41 525	37 507	5358	42 865
60-64	37 507	8037	45 544	37 507	8037	45 544
65-69	72 335	12 056	84 390	72 335	12 056	84 390
70-74	72 335	17 414	89 748	72 335	17 414	89 748
≥ 75	72 335	24 112	96 446	72 335	24 112	96 446

려해볼 수 있다.

여기서, 가치를 이전하는 방법은 1차 자료를 직접적으로 이전하는 방법과 메타분석을 통해 공통적인 이익함수를 추정하여 이전하는 방식으로 대별될 수 있다. 전자의 경우 적용이 단순하고 투명하여 현실 적용성에서 유리하다는 장점이 있다. 후자의 경우, 단순가치이전 보다 현실 설명력이 제고될 수 있다는 장점이 있는 반면에 충분한 정보 및 자료, 그리고 기존의 연구실적이 전제되어야 한다는 한계가 있다.

이와 같은 이유로 인해 EC의 연구보고서<sup>(3)</sup>에서는 단순 가치이전 방법 중에서도 소득조정조건부 단위 가치이전(unit value transfer under income adjustments)을 적극적으로 활용하였으며, 타 지역의 경우에도 이 방법을 권고하고 있다.

이 논문에서는 상기 EC 연구보고서의 추정치를 바탕으로, 소득조정조건부 단위 가치이전 방법을 통해서 식(3)과 같이 국내 교통소음 피해의 외부비용 ( $WTP_{KR}$ , 평균비용 및 한계비용)을 추정하였다.

$$WTP_{KR} = WTP_{EC} (I_{KR}/I_{EC})^\epsilon \tag{3}$$

여기서,  $WTP_{EC}$ 는 EC의 외부비용 추정치이며,  $I$ 는 구매력 지수가 반영된 1인당 GDP(PPP-adjusted per capita GDP),  $\epsilon$ 는  $WTP$ 의 소득 탄력성이며, 하첨자 KR, EC는 각각 우리나라와 EC를 칭한다.

한편,  $WTP_{EC}$ 는 이 논문 3.3과 3.4에서 제시한 2016년 가격기준 EC의 평균비용 및 한계비용 추정치로, 이것을 2020년 국내 원화가격 기준으로 환산하기 위해서 2016~2020년 유효환율 평균값<sup>(14)</sup> 1 302원을 적용하였다. 또한,  $I_{KR}$ 과  $I_{EC}$ 는 2020년 세계은행

(World Bank)<sup>(15)</sup>기준으로 각각 \$42 251, \$41 504를 적용하였으며,  $WTP$ 에 대한 소득 탄력성( $\epsilon$ )은 EC 연구보고서<sup>(3)</sup>의 제안에 따라 0.8을 적용하였다.

최종적으로 2020년 기준 국내 교통소음 피해의 외부비용 원단위는 2019년도 EC 연구보고서<sup>(3)</sup>의 추정치를 가치이전 방법을 통해 상기 지수값을 적용한 결과, Table 6과 같다.

Table 6에 의하면 국내 교통소음 피해의 외부비용 원단위는 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

첫째, 소음 수준이 높아질수록 성가심 비용과 건강 위해 비용 모두 증가하기 때문에 외부비용 원단위도 증가한다.

둘째, 도로나 철도 등 교통기관에 관계없이, 건강위해 비용보다는 성가심 비용이 최소 4배 이상 더 높다.

(1) 교통소음 피해의 평균외부비용

가치이전 방법을 통해 2019년 EC 연구보고서<sup>(3)</sup>의 추정치를 우리나라의 것으로 전환한 교통소음(도로, 철도) 피해의 평균외부비용은 Table 7과 같다.

Table 7에 의하면 육상 교통수단의 경우, 소음피해의 평균외부비용은 다음과 같은 특징이 있다.

첫째, 한 사람을 1 km 이동(pk)할 때 비용보다는 차량 1대를 1 km 이동(vkm)할 때 비용이 더 높으며, 그 차이는 대형차량일수록 더 커진다. 교통수단이 최소한 한 사람 이상을 운송한다는 점에서 볼 때, 동일한 거리를 사람 기준으로 했을 때보다 교통수단 자체가 이동하면서 유발하는 소음이 더 크기 때문에 상대적으로 비용이 더 높게 추정되는 것이다.

둘째, pkm 기준으로 평균비용이 가장 높은 것은 이

**Table 7** Average noise costs for land-based modes for Korea

Transport mode	Average costs	
	₩/pkm	₩/vkm
Passenger transport		
Passenger car	8.04	12.06
Petrol	6.70	10.72
Diesel	8.04	12.06
Motorcycle	120	125
Bus	5.36	107
Coach	2.68	62.96
High speed passenger train	4.02	1299
Passenger train electric	10.72	1419
Passenger train diesel	18.75	1085
Freight transport	₩/pkm	₩/vkm
LCV	21.43	14.73
HGV 3.5 t-7.5 t	16.07	53.58
HGV 7.5 t-16 t	10.72	76.35
HGV 16 t-32 t	5.36	87.07
HGV > 32 t	5.36	96.45
Freight train electric	8.04	4808
Freight train diesel	5.36	2692

륜차로 추정되었다. 이는 운송인원이 2인 이내로, 인원수 대비 소음은 상대적으로 더 크기 때문이다. 이외, 이륜차를 제외하면 교통수단별 평균비용은 사람 기준으로 4원/pkm ~ 20원/pkm으로 추정되며, 교통수단별 차이는 크지 않다. 마지막으로, 차량(vkm) 기준으로 볼 때는 교통수단별 평균비용은 최소 12원/vkm(승용차) 내외에서 최대 4808원/vkm(전기 화물기차)로 교통수단별 격차가 매우 큰 것으로 추정되었다.

(2) 교통소음 피해의 한계외부비용

국내 교통소음 피해의 한계외부비용에 대해서도 평균외부비용 추정과 동일한 방법으로 가치이전하면 Table 8, Table 9와 같다.

Table 8과 Table 9에서 알 수 있는 바와 같이, 교통소음 피해의 한계외부비용은 당시의 교통상황에 크게 영향을 받는 것으로 분석되었다. 예를 들어, 도로 등

**Table 8** Marginal noise costs for road transport for Korea

Road	Time of the day	Traffic situation	Urban	Suburban	Rural
Passenger transport(₩/pkm)					
Passenger car	Day	Dense	6.70	0.40	0.05
		Thin	14.73	0.94	0.12
	Night	Dense	12.06	0.67	0.09
		Thin	28.13	1.74	0.20
Motorcycle	Day	Dense	99.13	5.36	0.80
		Thin	241.12	16.07	1.88
	Night	Dense	180.84	10.72	1.47
		Thin	438.03	28.13	3.21
Bus	Day	Dense	6.70	0.40	0.05
		Thin	17.41	1.07	0.13
	Night	Dense	13.40	0.67	0.11
		Thin	32.15	2.01	0.24
Coach	Day	Dense	4.02	0.27	0.03
		Thin	9.38	0.54	0.07
	Night	Dense	6.70	0.40	0.05
		Thin	16.07	1.07	0.12
Light-commercial vehicles(₩/vkm)					
LCV	Day	Dense	22.77	1.34	0.13
		Thin	54.92	4.02	0.40
	Night	Dense	40.19	2.68	0.40
		Thin	99.13	6.70	0.80
Freight transport(₩/tkm)					
HGV average	Day	Dense	9.38	0.54	0.13
		Thin	21.43	1.47	0.13
	Night	Dense	16.07	0.94	0.13
		Thin	40.19	2.55	0.27
HGV 3.5 t-7.5 t	Day	Dense	20.09	1.07	0.13
		Thin	48.22	3.08	0.40
	Night	Dense	36.17	2.01	0.27
		Thin	87.07	5.63	0.67
HGV 7.5 t-16 t	Day	Dense	9.38	0.54	0.13
		Thin	24.11	1.47	0.13
	Night	Dense	17.41	0.94	0.13
		Thin	42.86	2.81	0.27
HGV 16 t-32 t	Day	Dense	8.04	0.40	0.00
		Thin	17.41	1.21	0.13
	Night	Dense	13.40	0.80	0.13
		Thin	32.15	2.14	0.27
HGV > 32 t	Day	Dense	8.04	0.40	0.00
		Thin	18.75	1.21	0.13
	Night	Dense	14.73	0.80	0.13
		Thin	34.83	2.28	0.27

**Table 9** Marginal noise costs for rail transport for Korea

Rail	Time of the day	Traffic situation	Metropolitan	Urban	Rural
Passenger transport(₩/pkm)					
High speed train	Day	Dense	1.74	0.94	0.13
		Thin	2.81	1.61	0.27
	Night	Dense	3.08	1.74	0.27
		Thin	5.09	2.81	0.40
Conventional passenger train	Day	Dense	6.03	2.68	0.40
		Thin	9.91	4.42	0.67
	Night	Dense	10.98	4.82	0.67
		Thin	18.08	7.90	1.21
Freight transport(₩/tkm)					
Freight train	Day	Dense	1.74	0.67	0.13
		Thin	2.28	1.07	0.13
	Night	Dense	3.21	1.21	0.13
		Thin	5.22	2.01	0.27

교통수단 주변으로 거주인구가 밀집될수록, 주간보다는 야간에, 그리고 교통흐름이 원활할수록 추가 소음 피해에 대한 한계외부비용은 더 증가하는 것으로 나타났다. 또한, 도시지역의 경우, 소음피해의 한계외부비용은 교통흐름이 혼잡한 주간에 가장 낮고, 교통흐름이 원활한 야간에 가장 높다.

지금까지 살펴본 교통소음 피해의 외부 평균비용과 한계비용을 승객용 도로교통 위주로 비교해 보면 다음과 같다. 단, 교통소음이 주로 문제시되는 곳이 인구밀집지역이라는 점을 감안하고, 한계비용의 경우에는 비교의 편이를 위해 비교 대상을 도시지역으로 국한한다. 이 경우 교통소음 피해의 한계비용이 평균비용보다 낮은 것은 교통흐름이 복잡한 주간뿐이며, 교통흐름이 원활한 주간과 야간의 어떤 경우에도 한계비용은 평균비용보다 높다. 이는 평균비용이 증가하는 구간에서는 한계비용이 평균비용보다 항상 높게 나타나는 경제이론과 부합한다.

**4.2 활용방안**

앞서 교통소음 피해의 외부비용에 대한 EC 보고서<sup>3)</sup>의 추정치를 바탕으로 하여, 가치이전 방법을 통해 2020년 기준 국내 교통소음 피해의 외부비용 원단위를 추정하고, 최종적으로 평균외부비용 및 한계외부비용을 산정하였다.

**Table 10** External noise costs by traffic modes in Korea(in case of road 58 dB(A), rail 60 dB(A))

		Road	Rail
Environmental price (₩/dB/p/yr)	Annoyance	37 507	37 507
	Health	4019	8037
	Total	41 525	45 544
Noise costs per person/year (₩/p/yr)	Annoyance	2 175 406	2 250 420
	Health	233 102	482 220
	Total	2 408 450	2 732 640
Noise costs per person/month (₩/p/month)	Annoyance	181 284	187 535
	Health	19 425	40 185
	Total	200 704	227 720

국내 교통소음 피해의 외부비용 원단위는 도로, 철도 등 교통기관별로 5 dB 간격의 교통소음에 대한 성가심 및 건강위해 비용을 연간·인당·dB 단위로 산출한 것이다. 이에 특정 교통기관에 대한 평균적인 소음 수준과 노출인구가 알려진다면, 연간 총 소음피해 비용을 추정할 수 있다. 따라서 이러한 비용 추정치는 특정 교통기관이 주 소음원이 되는 관련 사업의 경제성 평가 또는 관련 사업으로 인한 소음피해 비용 추정 및 피해보상금 산정에 유용하게 활용될 수 있다.

예를 들어, 도로의 경우 야간 시간대 소음기준인 58 dB(A) 적용 시 소음피해의 외부비용 원단위는 Table 6에 따라 성가심 비용 37 507(원/dB/인/년), 건강위해 비용 4019(원/dB/인/년)을 합한 41 525(원/dB/인/년)으로 나타난다. 또한, 철도의 경우 야간 소음기준인 60 dB(A) 적용 시 소음피해의 외부비용 원단위는 Table 6에 따라 성가심 비용 37 507(원/dB/인/년), 건강위해비용 8037(원/dB/인/년)을 합한 45 544(원/dB/인/년)으로 나타난다.

상기 소음피해의 외부비용 원단위에 적용하고자 하는 소음기준(도로 58 dB(A), 철도 60 dB(A))을 곱해 주면, Table 10과 같이 각 소음원별 노출인구 1인에 대한 연간 소음피해 비용이 도로 2 408 450(원/인/년), 철도 2 732 640(원/인/년)이 되고, 이를 12로 나누면 노출인구 1인에 대한 월간 소음피해 비용은 도로교통이 200 704(원/인/월), 철도 227 720(원/인/월)으로 추정된다.

이외, 특정지역의 교통기관별 연간 총 소음 피해 비용은 앞서 구한 1인당 연간 소음피해 비용에 특정

지역의 교통기관별 소음 노출인구수를 곱하여 추정할 수 있다.

Table 10에서 보는 바와 같이, 야간 시간대 소음기준의 경우 교통기관별 연간 또는 월간 소음피해 외부비용은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

첫째, 도로보다는 철도의 소음 피해비용이 더 높게 추정되었다. 이는 야간 시간대 소음기준이 철도가 도로보다 2 dB(A) 더 완화되어 있기 때문이다.

둘째, 성가심 비용이 건강위해 비용보다 최소 4.6배 더 높게 추정되었다. 이는 건강위해 비용에 포함되는 질병이 소음 노출과의 직접적인 인과관계가 분명하게 밝혀진 특정 몇 개의 질병으로 한정된 것이 영향을 미친 것으로 판단된다.

마지막으로, 1인당 월간 소음피해 외부비용은 환경부 중앙환경분쟁조정위원회의 배상액 기본수준인 1인당 월 14만 5000원 대비 도로는 1.4배, 철도는 1.6배 더 높게 추정되었다. 이는 향후 적정 배상액 검토 시 기초자료로 활용할 수 있다.

교통소음 피해의 평균외부비용은 교통수단별 교통실적에 대한 단위당 소음비용을 나타낸다. 이러한 평균외부비용은 소음피해 외부비용을 교통수단별로, 예를 들어, 도로교통의 경우 승용차, 버스, 트럭 등으로, 승용차는 휘발유, 경유 차량 등으로 세분화하여 살펴보고자 할 때 유용한 지표이다. 또한, 세분화하지 않고 교통기관별로 전체에 대한 외부비용만 추정하고자 할 때는 앞서 언급한 교통소음 피해의 외부비용 원단위 지표로 가능하다.

교통수단별 소음피해의 평균외부비용을 교통실적, 예를 들어, 연간 주행거리(km, vkm 등)와 곱하면 해당 교통수단의 연간 소음피해의 총외부비용이 되고, 이를 모든 교통수단에 대해 합산하면 교통부문의 연간 총 소음피해비용을 추정할 수 있다. 그리고 이를 교통기관별·소음수준별 노출인구로 나누어주면, 앞서 설명한 교통소음 피해의 외부비용 원단위도 추정할 수 있다.

교통수단별 소음피해의 평균외부비용은 총외부비용을 바탕으로 top-down 방식을 통해 산출된 값이라는 것에 주목할 필요가 있다. 즉, 앞서 설명한 교통소음 피해의 외부비용 원단위와 노출인구를 곱해 교통기관별 총외부비용이 산출되면, 이를 해당 교통기관의 교통수단별 가중치를 반영하여 교통수단별로 총외부비용을 할당하고, 이를 교통실적, 즉 주행거리로 나누어주면 교통수단별 평균외부비용이 된다.

이 논문에서는 국내 교통소음 피해의 외부비용 원단위와 평균외부비용 추정 시, EC 보고서<sup>(3)</sup>를 바탕으로 가치이전방법을 통해 산정하였다. 이는 EC에서 적용한 교통수단별 가중치가 우리나라의 가중치와 동일하다는 것을 전제로 한 것이다. 그러나 만약 EC의 가중치가 국내의 가중치와 유의미한 차이를 보인다면, 국내 연구결과를 기반으로 한 가중치를 적용하되 top-down 방식과는 역순으로 bottom-up 방식을 통하여 교통부문 총 소음피해의 외부비용을 산출하고, 이를 교통모드별·소음 수준별 노출인구와 나누어 줌으로써, 국내 현실을 반영한 소음피해의 외부비용 원단위(원/dB/인/년)를 추정할 수 있다.

한계외부비용은 Fig. 1에서 설명한 바와 같이, 소음피해의 외부비용에 대한 내부화 측면에서 볼 때 경제적인 효율성을 극대화할 수 있는 가장 적합한 지표라고 할 수 있다. 이는 사회적 후생을 극대화하기 위해서 내부화해야 하는 소음피해의 외부비용이 한계외부비용이기 때문이다. 구체적인 내부화 수단으로 환경세(소음세)를 도입할 경우, 소음피해의 한계외부비용은 이론적·실질적으로 가장 적합한 지표가 될 수 있다.

## 5. 결 론

교통소음에 장기간 지속적으로 노출될 경우, 성가심이나 허혈성 심장질환, 뇌졸중, 고혈압 등의 건강위해가 초래되는 것으로 보고되고 있다. 이러한 피해는 교통수요자 자신뿐만 아니라 주변 타인에게 까지 영향을 미치지만, 교통수요자는 교통수단 이용의 직접비용만을 부담할 뿐, 소음 유발로 인한 사회 전체의 비용, 즉 교통소음의 외부비용은 부담하지 않는다. 교통소음으로 인한 사회 전반적인 피해를 최소화하기 위해 이와 같은 외부비용을 교통수요자에게 부담시키는, 즉, 교통소음 피해의 외부비용에 대한 내부화가 필요하며, 대표적인 수단으로는 소음규제 또는 환경세(소음세) 등이 있다. 또한, 실효성 있는 규제수준 또는 환경세율(소음세율)을 설정하는 데 있어 필수적인 기초자료가 교통소음 피해의 외부비용이다. 즉, 교통소음 피해의 외부비용에 대한 구체적이고 객관적인 추정치가 있어야 규제수단 또는 환경세 추진의 실효성 및 신뢰성을 담보할 수 있다.

그러나 교통소음 피해의 외부비용 추정에 대한 국내 연구는 아직 활발한 편이 아니다. 반면, 유럽의 경

우 오래 전부터 관련 연구가 활발하게 추진되고 연구 실적이 축적되어 왔으며, EC 차원에서 이를 집대성하여 공식적인 핸드북을 2008년부터 2014년, 2019년까지 총 세 차례 발간하였다. 특히, 2019년에 발간된 핸드북에서는 비용추정 방법론과 자료 등에 있어 2014년 이후 나타난 새로운 사실 및 증거를 보완하였으며, 이전까지 한계비용 추정에 머물던 것을 평균비용 추정까지 내용 및 범위를 확대하였다.

이에 이 논문에서는 EC 연구보고서<sup>(3)</sup>의 주요내용을 요약 분석한 후, 평균외부비용 및 한계외부비용에 대하여 유럽 28개국의 추정치를 대상으로 가치이전 방법을 통해 국내 교통소음 피해의 외부비용을 추정하였다. 추정 결과, 야간 소음기준인 도로 58 dB(A), 철도 60 dB(A) 적용 시, 1인당 연간 외부소음비용은 도로 2 408 450(원/인/년), 철도 2 732 640(원/인/년)이 되는 것으로 산정되었다.

한편, 평균외부비용은 교통실적과 곱해져 교통수단별 또는 교통기관별 소음피해로 인해 발생된 총외부비용이 된다. 이를 모든 교통기관별로 합산하면 연간 교통부문 소음으로 인한 총외부비용이 된다. 이와 같이 이 논문에서 산정한 평균외부비용 또는 한계외부비용은 향후 다양한 용도로 활용될 수 있다. 즉, 소음 피해 관련 사업의 경제성 평가 시 주요한 기초자료로 활용되며, 관련 사업의 소음 피해비용 산정, 적정 보상금 책정 시에도 활용될 수 있다. 또한, 한계외부비용은 환경세(소음세) 도입 시 적정 세율 책정에 필요한 기초자료로 활용될 수 있다.

이러한 다양한 활용성에도 불구하고 이 논문에서 제시한 국내 교통소음 피해의 외부비용 추정값이 국내 현실을 적정하게 반영하여 추정한 것이 아니라, EC의 추정치를 가치이전 방법을 통해 국내 추정치로 전환했다는 한계는 있다. 유럽과 우리나라가 교통수요 구조, 관습 및 문화, 인구구조, 소득수준 등이 비슷하다면 가치이전 방법은 유용한 수단이 될 수 있다. 다만, 이러한 변수들이 다를 수 있음에도 불구하고 국내 소득변수만을 반영하여 가치 이전하는 것은 현 시점에서 이보다 더 나은 대안을 찾을 수 없다고 판단되기 때문이다.

이 논문에서는 국내 소득변수만을 반영하여 가치이전 하였으나, 향후 관련 연구결과가 지속적으로 축적되고 확보된다면 이익함수이전 또는 메타분석 등 함수 자체를 이전하는 방법을 시도할 필요가 있다.

## References

- (1) Handbook on Estimation of External Cost in the Transport Sector, Maibach et al., 2008.
- (2) RICARDO-AEA, 2014, Update of the Handbook on External Costs of Transport, Report for the European Commission: DG-MOVE.
- (3) European Commission, Handbook on the External Costs of Transport(ver. 2019), 2019.
- (4) Park, S.-J. and Kim, K.-S., 2005, A Comparison of the External Costs of Automobile Noise on Property Value: The Cases of the Inner Circulation Road in Seoul and the Circulation Line 7 in Tokyo, Journal of Korea Planning Association, Vol. 40, No. 1, pp. 171~185.
- (5) Chang, J. S. and Kim, D.-J., 2013, Hedonic Estimates of Rail Noise in Seoul, Transportation Research Part D, Vol. 19, pp. 1~4.
- (6) Jung, D. and Chang, J. S., 2017, Valuing Traffic Noise Cost Based on the Damage Cost Approach, Journal of Korean Society of Transportation, Vol. 35, No. 4, pp. 292~306.
- (7) Bickel, P., Friedrich, R., Burgess, A., Fagiani, P., Hunt, A., De Jong, G. et al., 2006, Developing Harmonised European Approaches for Transport Costing and Project Assessment (HEATCO), Deliverable D5: Proposal for Harmonised Guidelines, IER, University of Stuttgart, Stuttgart, Germany.
- (8) Lee, B. K., 2019, Cost-benefit Study Considering the Risk of Noise Exposure, Korea Environment Institute.
- (9) Department for Environment, Food & Rural Affairs, 2013, Noise Pollution: Economic Analysis, <https://www.gov.uk/guidance/noise-pollution-economic-analysis> (accessed October 7, 2021).
- (10) Kang, K. K., Kim, K. M. and Park, Y. M., 2021, Economic Incentive System for Noise and Vibration Reduction, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 31, No. 4, pp. 459~467.
- (11) Bristow, A. L., Wardman, M. and Chintakayala, V. P. K., 2015, International Meta-analysis of Stated Preference Studies of Transportation Noise Nuisance, Transportation, Vol. 42, No. 1, pp. 71~100.

(12) Ce, D. and Infrass, F., 2011, External Costs of Transport in Europe(Update Study for 2008).

(13) INFRAS; IWW: Schreyer, C. et al., 2004, External Costs of Transport: Update Study, International Union of Railways (UIC), Paris, FR.

(14) Economic Statistics System, <http://ecos.bok.or.kr> (accessed July 12, 2021).

(15) THE WORLD BANK, GDP Ranking, PPP Based, <https://datacatalog.worldbank.org/dataset/gdp-rankin-g-ppp-based> (accessed July 12, 2021).



**Kwang Kyu Kang** received Ph.D. in Economics from State University of New York at Stony Brook in 1995. He currently works at Institute of Environment & Energy. He has interest on Economic Evaluation.



**Jong Won Kim** received Ph.D. in Economics from Hankuk University of Foreign Studies in 2015. He recently works at Yonsei University Graduate School of Legal Affairs. He has interest on Economic Evaluation.



**Kyoung Min Kim** received master's degree in Dept. of Energy and Environmental System Engineering from University of Seoul in 2010. He currently works in Korea Environment Institute. He has interest on the Environmental noise.



**Young Min Park** received Ph.D. degree from Kyoto University in 1996. He currently works in Korea Environment Institute. He has interest on the Environmental Impact Assessment.

# 영상 기반 딥러닝을 통한 배관 진동 주파수 가시화 기술

## Video-based Deep Learning for Pipe Vibration Frequency Visualization

서 호 건\* · 김 선 진\* · 정 변 영\* · 최 영 철†  
Hogeon Seo\*, Seon-Jin Kim\*, Byun-Young Chung\* and Young-Chul Choi†

(Received December 28, 2021 ; Revised January 20, 2022 ; Accepted January 20, 2022)

**Key Words :** Video(영상), Deep Learning(딥러닝), Pipe Vibration(배관 진동), Frequency(주파수), Visualization(가시화)

### ABSTRACT

Pipe systems in industries function similar to blood vessels in the human body. Pipe vibration is a natural phenomenon caused by external motors and fluid flow in the pipe. However, any unfavorable factors, such as in-wall collision by loose parts or unusual fluid flow, can significantly affect the vibration, which results in abnormal vibration patterns when compared to those during regular operation. For this reason, pipe vibration frequency is one of the important parameters to monitor in structural health monitoring. Therefore, a monitoring system that measures the vibration frequency of each pipe area helps to detect these anomalies early. In this study, a multi-kernel neural network was applied to visualize the vibration frequency of pipe areas using a multi-kernel neural network, by analyzing the characteristics of pixel-wise color variations in video data. The results showed that the vibration areas can be visualized using the color that corresponds to the frequency. The proposed model can be utilized for anomaly detection based on pipe vibration monitoring.

### 1. 서 론

발전소를 비롯한 산업구조물에서 배관은 기체와 유체를 전달하는 주요 설비로서 구조적 건전성 관리를 위한 주요 모니터링 대상이다<sup>(1)</sup>. 유체의 이동 및 외부 회전기계에 의한 맥동 등에 의해 배관에는 다양한 진동이 발생하며 이는 배관 설비의 운용에서 비롯되는 자연스러운 현상이다. 그러나 배관 내에 이물질이 부유하다 배관 내벽을 충격하거나 유량 및 유속이 비정상적으로 바뀌는 경우 또는 배관의 결함 및 감속, 진동 등의 원인으로 인하여 진동 양상이 바뀔 수 있

다. 감속의 경우 셸 모드 주파수의 변화가 발생하고, 이물질이 배관에 충돌할 경우 충격과 발생하며, 누설의 경우엔 주변으로 진동이 발생하고, 고진동의 경우 진동 변화가 상대적으로 크다<sup>(2)</sup>. 이와 같은 비정상적인 조건에 의한 배관 진동은 정상적 조건의 배관 진동과 차이가 있다. 따라서 배관의 진동상태를 모니터링하는 시스템의 개발은 구조물 건전성 및 배관 설비의 안전을 위해 필수적이다.

배관 진동을 모니터링 하기 위해서 가속도계<sup>(3)</sup> 및 레이저 측정기<sup>(4)</sup>가 많이 활용되고 있으나, 센서 설치 및 설비 구축을 위한 현장 환경의 제약 및 대규모 배관을 모니터링하기에는 비경제적인 측면이 있다. 이를 대체하고

† Corresponding Author ; Member, Korea Atomic Energy Research Institute, Principal Researcher  
E-mail : cye@kaeri.re.kr

\* Korea Atomic Energy Research Institute, Senior Researcher

# A part of this paper is presented at the KSNVE 2021 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Seon Jun Jang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

자 카메라 영상을 활용하여 진동을 측정하는 기술들이 제안되어 왔다<sup>(5-9)</sup>. 해당 기술들은 모니터링 대상에 부합하는 관심 주파수 범위 및 특징을 판별하기 위한 주파수 성분들을 전문가의 역량에 의존하여 선정해야 하며, 이를 효과적으로 추출하기 위한 영상처리 알고리즘을 개발하고 적정 조건 또한 판단하여 결정해야 하기 때문에 개발자의 경험과 전문성에 의존하게 된다. Optical flow<sup>(10,11)</sup> 및 kanade-lucas-tomasi<sup>(12,13)</sup> 활용한 경우엔 픽셀의 2차원 변화율을 추출하고 특징점을 추적하는 과정과 픽셀별 변화율을 활용해 진동 특성을 분석하는 후처리가 수반되어야 한다. 다양한 조건에 대한 보다 강건한 모니터링 환경을 갖추기 위해서는 영상 기반의 진동 측정을 위한 알고리즘 개발의 지능화가 필요하다.

딥러닝(deep learning) 기술 중의 하나인 합성곱 신경망(convolutional neural network: CNN)은 특히 영상 분석 분야에서 매우 우수한 성능을 입증하였다<sup>(14)</sup>. 최근 CNN과 attention을 활용한 CoAtNet<sup>(15)</sup> 모델이 1000 가지 범주로부터 약 1400만 장의 이미지를 선정하여 만든 ImageNet<sup>(16)</sup> 데이터셋에서 90.88%의 Top-1 accuracy를 달성했다. 합성곱 신경망의 각 커널(kernel)은 이미지의 특징들을 학습하고, 여러 개의 커널들이 계층적으로 쌓여 심층 신경망(deep neural network)이 된다. 이미지 분석을 위한 신경망에서는 각각의 계층(layer)은 일반적으로 같은 크기의 복수의 커널로 구성되지만, 다양한 크기의 다중 커널(multiple kernel)을 활용한다면 모델 성능이 더욱 향상될 수 있다<sup>(17,18)</sup>. 진동 주파수 추정을 위해 2차원 이미지를 입력으로 하는 CNN-LSTM<sup>(19)</sup> 및 이를 시간영역에서 쌓은 3차원 데이터를 입력으로 한 3DCNN-ConvLSTM<sup>(20)</sup> 같은 모델이 제안되었으나, 진동체의 크기와 형태의 변화에 영향을 크게 받는다. 이를 보완할 수 있는 각 픽셀의 색상 변화를 1차원 시계열 데이터로 입력하는 CNN<sup>(21,22)</sup>도 있으나, 진동체의 대표 주파수 추정에 초점이 맞춰져 있어서 픽셀별 진동을 세밀하게 추정하는 개선이 필요하다.

이 연구에서는 다중 커널 심층 신경망을 활용하여 카메라를 통해 촬영된 영상 데이터로부터 각 픽셀(pixel)의 색상 변화 특성을 심층 신경망의 입력으로 하여 해당 픽셀의 진동 주파수로 출력함으로써 영상 내에 진동하는 영역의 진동 주파수를 가시화하는 기술을 소개한다. 이를 통해 배관의 진동부의 진동 주파수 특성을 다중 커널 합성곱 신경망 기반의 딥러닝

으로 가시화할 수 있음을 보이고, 이러한 접근법은 배관 진동의 정상과 비정상을 판단하는 이상탐지 모델에 응용할 수 있을 것으로 기대한다.

## 2. 배관 진동 영상 촬영 및 데이터셋 구축

### 2.1 배관 진동 영상 촬영

#### (1) 배관 모의 진동

모의 진동을 위한 장치를 Fig. 1과 같이 구성했다. 함수발생기(function generator)를 통해서 원하는 진동 주파수의 파형을 생성하고, 이는 전압 증폭기(voltage amplifier)를 통해 증폭되어 가진기(vibration exciter)에 전달된다. 가진기는 함수발생기에 설정된 주파수에 해당하는 주기로 상하 진동을 하며, 배관 진동을 모사하기 위해 가진기 상단에 SUS304 소재의 L자형 배관(외경: 9.53 mm, 내경: 7.75 mm, 두께: 0.89 mm, 긴 축 길이: 32 cm, 짧은 축 길이: 15 cm)을 부착하였다.

#### (2) 배관 진동 영상 수집 장치

배관 진동을 모니터링 하기 위해 Fig. 2와 같이 다양한 각도에서 가진기와 배관을 향해 4대의 카메라를 활용하여 배관의 진동 상태를 영상으로 기록했다. 각 카메라를 통해 빨간색, 녹색, 청색의 세 개의 채널

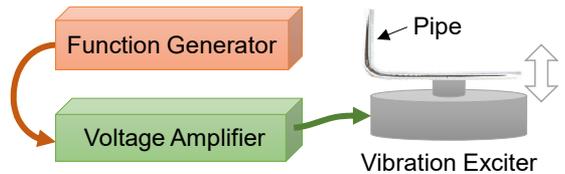


Fig. 1 Pipe vibration setup

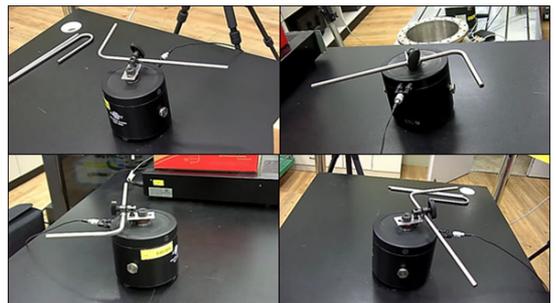


Fig. 2 Four camera viewpoints

(red, green, blue: RGB)로 영상이 수집되며, 가로 640 픽셀, 세로 480 픽셀 크기의 프레임(frame)으로 초당 60장씩(60 frame per second) 기록되었다. 각 프레임은 약 30만 개의 픽셀이 있다.

(3) 배관 진동 모의시험

배관 진동은 1 Hz에서 30 Hz까지 1 Hz 간격으로 변경하며 진동을 가하였다. 4대의 카메라이므로 총 120가지의 조건에 대해서 각 평균 18.5초 진동 배관의 영상을 수집했고, 따라서 총 수집된 프레임 개수는 약 13만 장이다.

2.2 픽셀별 진동 주파수 데이터셋 구축

(1) 픽셀 단위의 색상 변화 데이터 전처리

픽셀의 진동을 분석하기 위해서 1초(60 frame)에 해당되는 각 픽셀의 색상 변화를 시계열 신호처럼 시퀀스(sequence)로 간주하여 다루었다. Fig. 3과 같은 절차를 통해, 각 시퀀스의 RGB 세 채널의 변화가 유사한 점을 고려하여 세 채널의 평균값을 취하여 60 개의 색상 값을 가지는 하나의 시계열 데이터로 만든 후, 해당 단일 색상 시퀀스의 평균 값을 빼어 시퀀스의 평균이 0이 되도록 하고, 색상 범위의 최대값인 255로 나누어 -1에서 1 사이의 값을 나타내도록 정규화 했다. 이러한 전처리를 통해, 각 픽셀의 상대적 색상 변화를 단일 시퀀스로 추출하여 진동과 관련이 없는 조명 변화 및 다양한 배관 색상 등에 따른 색상 특성이 배제될 수 있도록 하였다.

(2) 진동 주파수 레이블링 및 학습 데이터셋 구축

영상 데이터를 수집할 때 진동 주파수가 사전에 설정이 되었고, 입력 영상에 대해 앞서 서술한 픽셀 단위의 색상 변화 데이터 전처리 기법을 적용한 결과를 Fig. 4에 예시로 나타냈다. 진동 영역 가시화(vibration area visualization)는 데이터 전처리 후의 정규화 된 상대 단일 색상 변화(normalized relative color variation)가 0.1 이상인 픽셀만 붉은색으로 나타내고 나머진 흰색으로 나타낸 결과이다. 붉은색 픽셀 중 임의의 다섯 개의 위치에 대해서 데이터 전처리가 이뤄진 해당 시퀀스에 대한 주파수 분석결과가 진동 주파수와 동일함을 확인하였다. 이를 근거로 각 영상에서의 진동 영역에 해당하는 픽셀은 가진기의 진동 주파수로 진동하고 있는 것으로 레이블링

(labeling)을 하였다. 진동하지 않은 픽셀들에 대해서는 0 Hz로 레이블링하였다.

학습(train)과 검증(validation), 평가(test) 데이터셋을 구축하기 위해 Table 1과 같이 70:15:15의 비율로 시퀀스 개수는 임의 샘플링을 하였고, 이때 각 데이터셋 별로 0 Hz에서 30 Hz까지의 각 주파수에 해당하는 데이터의 비율이 서로 동일하도록 계층적 임의 샘플링(stratified random sampling)하여 클래스 불균형(class imbalance) 문제가 없도록 하였다. 또한, 학

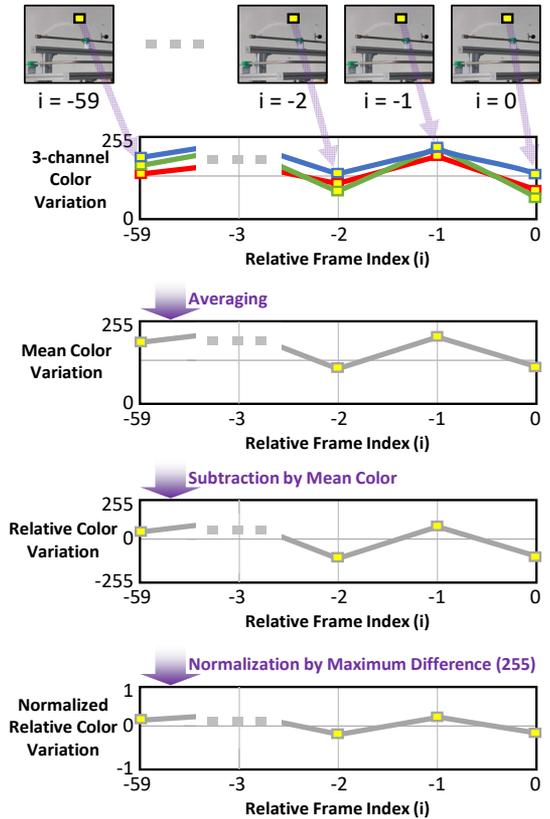


Fig. 3 Process to get normalized relative color variation

Table 1 Data counts in train, validation, and test datasets

Type	Number of sequence for each frequency (Ratio)
Train	217 000 (70 %)
Validation	46 500 (15 %)
Test	46 500 (15 %)

습 데이터셋은 카메라 위치 2곳, 검증과 평가 데이터셋은 각각 나머지 다른 카메라 위치 2곳에서 샘플링을 수행하여, 학습, 검증, 평가 데이터셋은 모두 서로 다른 카메라 위치에서 수집된 영상으로써 검증과 평가 데이터셋이 학습에 포함되지 않도록 하여 객관적인 성능평가가 이뤄질 수 있도록 하였다.

### 3. 진동 주파수 추정을 위한 딥러닝

#### 3.1 다중 커널 합성곱 신경망 구성

각 픽셀의 정규화된 상대 단일 색상 변화에 해당하는 60개의 값으로 이뤄진 시퀀스를 입력으로 하고 진동 주파수에 대한 추정값을 출력하기 위해 다중 커널 합성곱 신경망(multi-kernel convolutional neural network)을 Fig. 5와 같이 구성하였다. 60 프레임의 입력 데이터의 크기는 60×1이며, 시간영역에서 저주파와 고주파 특성을 각각 독립적으로 고려하여 색상 변화의 특징을 학습하기 위해 네 가지 종류의 크기(3×1, 5×1, 7×1, 9×1)를 가진 커널을 각 64개씩 활용했다. 모델의 입력 데이터는 동일하게 각 커널을 통과하며, batch normalization, global average pooling을 거쳐서 각각 64×1의 크기를 가진 특징 벡터로 출력된다. 활성화함수는 학습 효율 좋고 back propagation이 유리한 ReLU를 활용하였다. 이렇게 나온 특징 벡터들을 256×1 형태로 재배열한 후, 다섯 개(1024, 512, 256, 128, 64)의 완전 연결 계층(fully connected layer: FC)을 통과

시켜, 최종적으로 진동 주파수로 추정하는 값을 출력하도록 하였다. 이 모델의 총 학습 파라미터는 약 96만 개이며, TensorFlow 2.5를 활용하여 구현하였다.

#### 3.2 학습 조건 및 결과

##### (1) 손실함수 설정 및 모델 최적화 기법

진동 주파수의 오차에 해당하는 평균 절대 오차(mean absolute error: MAE)를 손실함수로 했으며, 최적화 기법(optimizer)으로는 모델의 가중치 갱신에 관성(momentum) 및 평균 제곱근 전파(root mean square propagation: RMSProp)를 고려한 Adam (adaptive moment estimation)을 채택했다. 관성은 파라미터가 갱신되는 방향성을 안정화하여 학습을 가속화하고, 또한 평균 제곱근 전파는 지수 가중 이동평균법(exponential weighted moving average)을 적용하여 파라미터 갱신이 상대적으로 적었던 파라미터들의 학습을 촉진하여 학습 성과와 효율을 향상시키는 효과가 있다.

##### (2) 모델 학습 및 검증과 평가

데이터셋의 배치 크기는 64로 통일하였고, 최초 학습률(learning rate)은 0.001로 설정하였으며 Fig. 6과 같이 매 횟수(epoch)의 학습 및 검증 과정에서 MAE가 3회 이상의 epoch가 지나도 최소 MAE가 갱신되지 않으면 학습률을 50%씩 감소시켰고 epoch가 10회 지나도 갱신되지 않으면 학습을 조기 종료(early stopping)하여 과적합을 방지하였다. MAE 변화는

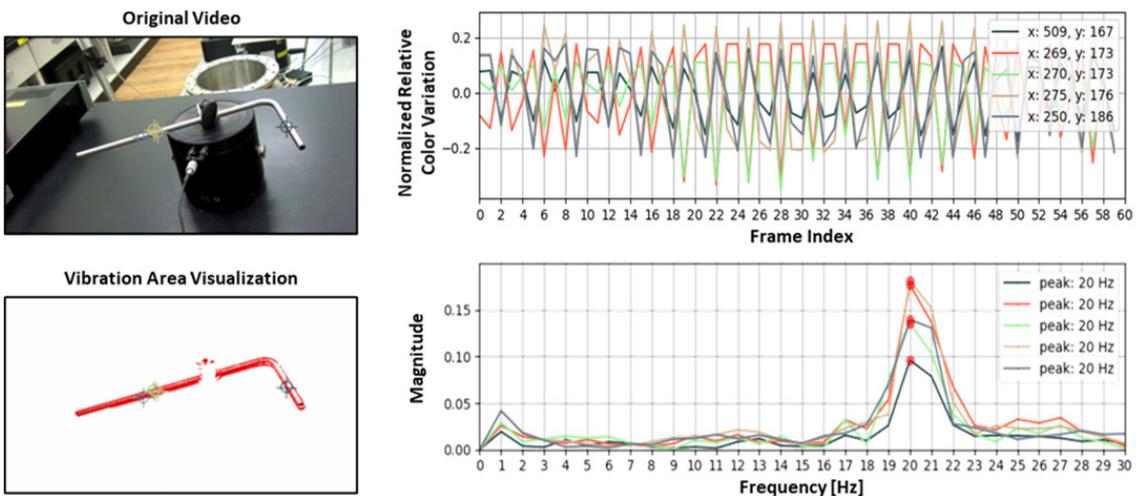


Fig. 4 Vibration area visualization, the normalized relative color variations, and their frequency spectra

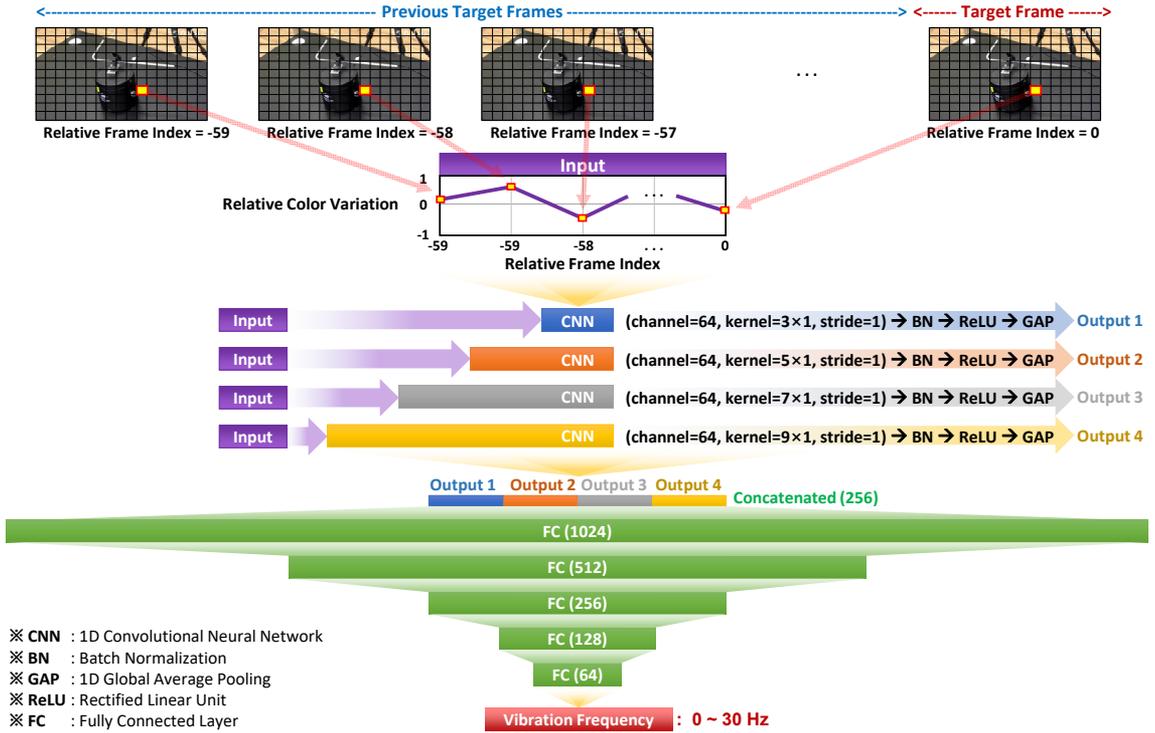


Fig. 5 Multi-kernel convolutional neural network architecture

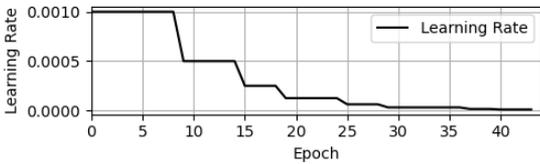


Fig. 6 Learning rate variation

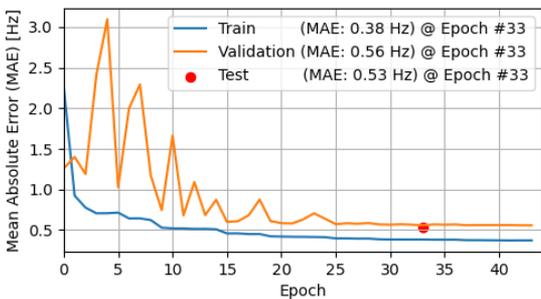


Fig. 7 Mean absolute error for each dataset

Fig. 7과 같이 epoch에 따라 줄어들며 학습이 잘 이뤄짐이 확인되었으며, 검증 데이터셋에 대한 MAE 최

소값인 0.56 Hz 가진 33번째 epoch에서 평가 데이터셋의 MAE는 0.53 Hz로 나타났다.

#### 4. 진동 주파수 가시화 결과 및 성능 분석

##### 4.1 학습된 모델을 활용한 진동 주파수 가시화

검증 데이터셋의 MAE가 최소값을 나타낸 모델을 활용하여, 진동 영상의 전체 픽셀에 대해서 진동 주파수를 추정한 출력 영상을 Fig. 8과 같이 합성(overlay)하여 영상 데이터 내의 진동 영역 및 진동 주파수를 가시화하였다. 입력 영상에서 매 60 프레임씩 추출하여 각 픽셀 별로 모델 학습을 위해 수행한 데이터 전처리를 적용 후 모델에 입력하였고, 모델에서 출력된 각 픽셀의 진동 주파수 값을 입력 영상의 크기로 재배치한 후 진동 주파수에 따라 할당된 색상으로 각 치환하여 진동 주파수 이미지를 생성했다. 생성된 영상과 입력 영상을 합성하면 진동 영역이 진동 주파수에 상응한 색상으로 가시화된다. NVIDIA GeForce RTX 3090의 활용하는 경우, 60 프레임 영상(가로: 640 픽

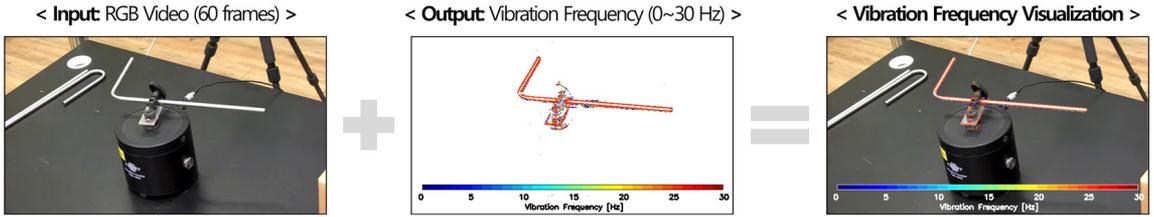


Fig. 8 Vibration frequency visualization process via model output overlay

셀, 세로: 480 픽셀, 총 약 30만 픽셀)의 진동 주파수를 판독하는 데에 약 100 ms (9.5 frame per second)가 소요되었다.

4.2 진동 주파수 추정 오차 및 성능 분석

평가 데이터셋에 대해서 실제 진동 주파수와 모델이 추정한 진동 주파수를 Fig. 9에 도식화했다. 성능을 정량적으로 분석하기 위해서 Fig. 10과 같이 용인 가능한 주파수 오차 임계값(tolerable frequency error threshold [Hz]) 이내에 들어오는 데이터의 비율(probability of error within threshold [%])을 산출하였다. 평가 데이터셋에 대해서 모델의 진동 주파수 추정 오차가 1 Hz 이내일 확률은 89.25%이며, 5 Hz 이내일 확률은 98.96%이다. 용인되는 임계값이 커질수록 해당 임계값 범위 내에 오차가 속할 확률(probability)이 높아지는 특징이 확인된다. 진동 주파수 성분이 가시화된 영상의 약 90%에 해당하는 픽셀들이 1 Hz 이내의 오차를 나타낼 것으로 기대할 수 있기 때문에, 나머지 10% 영역이 다소 부정확한 주파수를 나타냄을 고려하더라도 해당 진동 영역에 대한 주요한 진동 특성을 파악하는데 제안된 모델이 유효하며 이를 응용해 진동에 따른 이상탐지 및 상황 판단 등에 적용도 가능하다. 이 연구에서는 단일 배관의 진동을 대상으로 영상을 수집하였으나 다양한 배관 설비 구성 및 진동 조건에 대한 학습 데이터셋의 확보 및 모델의 하이퍼파라미터 튜닝을 통해 주파수 추정 정확도가 향상될 수 있고, 시간 분해능이 더 높은 초고속 카메라를 활용하여 영상을 수집하면 정밀한 주파수 분해능을 기대할 수 있다. 또한, 제안 모델은 각 픽셀의 색상 변화만을 다루기 때문에 단순 알고리즘으로 영상을 고속으로 처리할 수 있는 장점이 있으며, optical flow 및 kanade-lucas-tomasi 기법을 적용한 데이터를 모델의 입력으로 활용한다면

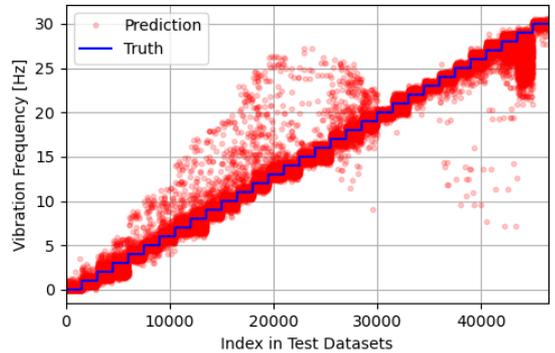


Fig. 9 Vibration comparison between truth and prediction

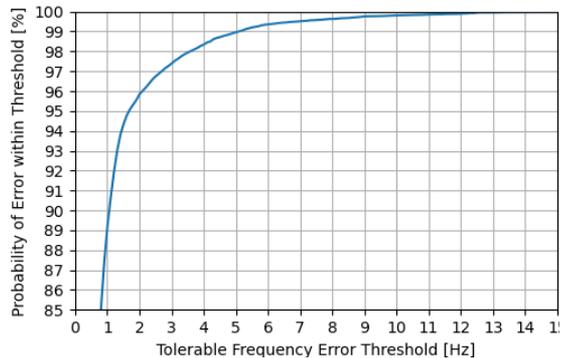


Fig. 10 Probability of error within threshold

데이터 전처리 처리속도는 느려지더라도 더 높은 정확도의 주파수 추정이 가능할 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 영상 데이터 내의 진동 영역 및 진동 주파수를 가시화하는 기술을 개발하였다. 진동 주파수

추정을 위해 다중 커널 합성곱 신경망을 활용해 픽셀의 색상 변화 특성에 학습하였고, 학습된 모델을 통해 각 픽셀의 진동 주파수를 추정하였다. 진동 주파수를 추정한 출력 영상을 입력 영상과 합성하여 진동 영역 및 진동 주파수를 가시화했다. 평가 데이터셋에 대해 진동 주파수 추정 오차가 1 Hz 이내일 확률은 89.25%였고, 5 Hz 이내일 확률은 98.96%로 나타났다. 이는 다중 커널 합성곱 신경망 기반의 딥러닝을 통해 영상 데이터의 진동 주파수 특성을 효과적으로 가시화할 수 있고, 진동상태의 이상탐지에 활용될 수 있을 것임을 보여준다.

## 후 기

이 성과는 2020년도 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. NRF-2020M2C9A1062710).

## References

- (1) Park, J. H., Yoon, D. B., Lee, J. H. and Choi, Y. C., 2019, Condition Monitoring and Diagnosis in Mechanical Components of Nuclear Power Plan, Journal of the Korean Society for Nondestructive Testing, Vol. 39, No. 6, pp. 369~377.
- (2) Park, S.-J., Chung, B.-Y., Park, J.-H. and Choi, Y.-C., 2021, Analysis of Vibration Characteristics of Secondary Piping Faults in Testbed, Research, and Commercial Reactors, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 31, No. 6, pp. 675~683.
- (3) Suh, J. S., 2014, A Study on the Measurement of the Pipeline Displacement Vibration Using Accelerometers, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 6, pp. 476~482.
- (4) Lee, C.-B., Ahn, S.-H., Yang, S.-H., Yum, J.-W., Kang, D.-W. and Kim, K.-D., 2004, Vibration Measurements of Large-scale Structure Using Laser and High-speed CCD Camera, The Journal of Korean Institute of Communications and Information Sciences, Vol. 29, No. 8, pp. 1104~1112.
- (5) Jeon, H.-S., Choi, Y.-C., Park, J.-H. and Park, J. W., 2010, Parameter Studies for Measuring Vibration by Using Camera, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 11, pp. 1033~1037.
- (6) Jeon, H. S., Choi, Y. C. and Park, J. W., 2009, Measurement Structural Vibration from Video Signal Using Curve Fitting, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 9, pp. 943~949.
- (7) Jeon, H. S., Choi, Y. C. and Park, J. W., 2008, Displacement Measurement of Multi-Point Using a Pattern Recognition from Video Signal, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 12, pp. 1256~1261.
- (8) Kim, K. Y. and Kwak, M. K., 2005, Measurement of Large-amplitude and Low-frequency Vibrations of Structures Using the Image Processing Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 329~333.
- (9) Kim, S. O., Park, J. S. and Park, J. W., 2019, A Leak Detection and 3D Source Localization Method on a Plant Piping System by Using Multiple Cameras, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 51, No. 1, pp. 155~162.
- (10) Lee, K., Na, J., Sohn, J., Sohn, S. and Lee, S., 2020, Image Recognition Algorithm for Maintenance Data Digitization: CNN and FCN, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 2, pp. 136~142.
- (11) Yu, Q., Yin, A., Zhang, Q. and Ma, S., 2017, Optical Flow Tracking Method for Vibration Identification of Out-of-plane Vision, Journal of Vibroengineering, Vol. 19, No. 4, pp. 2363~2374.
- (12) Diamond, D. H., Heyns, P. S. and Oberholster, A. J., 2017, Accuracy Evaluation of Sub-pixel Structural Vibration Measurements through Optical Flow Analysis of a Video Sequence, Measurement, Vol. 95, pp. 166~172.
- (13) Won, D. H., Sung, S. and Lee, Y. J., 2012, Particle Filter Based Feature Points Tracking for Vision Based Navigation System, Journal of the Korean Society Aeronautical and Space Sciences, Vol. 40, No. 1, pp. 35~42.
- (14) Morlier, J. and Michon, G., 2010, Virtual

Vibration Measurement Using KLT Motion Tracking Algorithm, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 132, No. 1, 011003.

(15) Dai, Z., Liu, H., Le, Q. and Tan, M., 2021, CoatNet: Marrying Convolution and Attention for All Data Sizes, *Advances in Neural Information Processing Systems*, 34.

(16) Deng, J., Dong, W., Socher, R., Li, L. J., Li, K. and Li, F.-F., 2009, ImageNet: A Large-scale Hierarchical Image Database, *Proceedings of 2009 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*, pp. 248–255.

(17) Seo, H., Jeong, B., Jun, J. and Choi, Y.-C., 2021, Video-based Deep Learning for Pipe Leakage Visualization, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 31, No. 5, pp. 521–528.

(18) Sohn, W. B., Lee, S. Y. and Kim, S., 2020, Single-layer Multiple-kernel-based Convolutional Neural Network for Biological Raman Spectral Analysis, *Journal of Raman Spectroscopy*, Vol. 51, No. 3, pp. 414–421.

(19) Yang, R., Singh, S. K., Tavakkoli, M., Amiri, N., Yang, Y., Karami, M. A. and Rai, R., 2020, CNN-LSTM Deep Learning Architecture for Computer Vision-based Modal Frequency Detection, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 144, 106885.

(20) Alimasi, A., Liu, H. and Lyu, C., 2020, Low Frequency Vibration Visual Monitoring System Based on

Multi-modal 3DCNN-convLSTM, *Sensors*, Vol. 20, No. 20, p. 5872.

(21) Liu, J. and Yang, X., 2019, Artificial Neural Network for Vibration Frequency Measurement Using Kinect V2, *Shock and Vibration*, 9064830.

(22) Liu, J. and Yang, X., 2018, Learning to See the Vibration: A Neural Network for Vibration Frequency Prediction, *Sensors*, Vol. 18, No. 8, p. 2530.



**Hogeon Seo** received the B.S. degree in Mechanical Engineering and the Ph.D. degree in Convergence Mechanical Engineering from Hanyang University in 2013 and 2018, respectively. He is currently a senior researcher in Artificial Intelligence Application & Strategy Team of Korea Atomic Energy Research Institute. His research interests include artificial intelligence for prognosis, non-destructive evaluation, and sensor fusion.



**Young-Chul Choi** received B.S. from Pusan National University in 1998. He then received his M.S and Ph.D. degree from KAIST in 2000 and 2005 respectively. Dr. Choi is currently a principal researcher at Korea Atomic Research Institute.

# 임의 형상 멤브레인의 자유 진동 해석을 위한 NDIF법에서의 고유치 추출 기법 개선

## Improvement of Eigenvalue Extraction Method in the NDIF Method for Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Membranes

강 상 옥<sup>†</sup>  
Sang Wook Kang<sup>†</sup>

(Received December 31, 2021 ; Revised January 6, 2022 ; Accepted January 7, 2022)

**Key Words :** Non-dimensional Dynamic Influence Function Method(NDIF method 무차원 동영향 함수법), Membrane (멤브레인), Eigenvalue Analysis(고유치 해석), Free Vibration(자유 진동), Determinant Curve(관별식 곡선), Discontinuity(불연속)

### ABSTRACT

A method to overcome the weakness of low-order eigenvalues not being extracted when the number of nodes is increased in the original NDIF method used in the eigenvalue analysis of arbitrarily shaped membranes has been proposed in a recent study. However, there is still the problem that the determinant curve of the system matrix that produces the eigenvalues has a discontinuity. In this study, an effective method to solve this discontinuity problem was proposed, and the validity and accuracy of the proposed method were confirmed through various example verifications. In the verification examples, the eigenvalues obtained from the proposed method were compared to those obtained from the original NDIF method, exact solution, and finite element method (ANSYS).

### 1. 서 론

이 논문의 저자는 임의 형상 멤브레인의 고정밀도 자유 진동 해석을 위한 무차원 동영향 함수법(NDIF 법, Non-dimensional dynamic influence function method)을 처음 개발 하였다<sup>(1)</sup>. NDIF법을 처음 개발한 이후, 저자는 다양한 경계 조건을 가진 임의 형상 평판으로 NDIF법을 확장하였으며, NDIF법의 정밀도를 향상시키기 위한 연구 결과들도 최근까지 발표하였다<sup>(2-7)</sup>.

NDIF법은 유한요소법<sup>(8)</sup> 및 경계요소법<sup>(9)</sup>과는 차별

적으로 노드들 사이에 보간 함수를 사용하지 않기 때문에, 이론적으로 간결하고 결과적으로 매우 정확한 자유 진동 해석 결과를 제공한다. 한편, NDIF법은 보다 정확한 고유치 추출을 위해 노드의 수를 증가시킬 경우 저차의 고유치가 추출되지 않는 문제점이 존재한다. 저자의 최근 연구<sup>(10)</sup>에서, 이러한 문제점은 저주파수 영역에서 시스템 행렬의 랭크(rank)가 풀 랭크(full rank)가 되지 않고 시스템 행렬의 크기보다 작아지기 때문인 것으로 밝혀졌다. 이러한 원인 발견을 통해, 시스템 행렬의 관별식을 계산하는 새로운 방법을 최근 연구에서 제안하여 저차의 고유치까지도 성공적으로 추출할 수 있게끔 하였다. 그러나, 이 방법

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Hansung University, Professor  
E-mail : swkang@hansung.ac.kr

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

은 저차 고유치 추출을 위해 추가적인 고유치 해석을 해야하는 비효율성과 저차 고유치의 정밀도가 다소 저하되는 문제점을 가진다.

저자는 상기 방법의 비효율성과 문제점을 해결하기 위해, 시스템 행렬의 랭크가 변하는 주파수 구간 별로 시스템 행렬의 판별식 값을 계산하는 방안을 가장 최근의 연구<sup>(11)</sup>에서 제안하였다. 그러나 이 방법은 고유치를 추출하기 위한 판별식 곡선에서 시스템 행렬이 랭크 값이 변하는 지점들에서 불연속점들이 발생하는 단점이 존재한다. 이러한 불연속으로 인해 고유치를 추출하는 데에 어려움이 발생하게 된다.

이 논문에서는 앞에서 설명한 판별식 곡선의 불연속성 문제를 해결하기 위한 개선된 NDIF법을 제안하였다. 또한, 최근의 두 연구<sup>(10,11)</sup>에서는 제안된 방법을 검증하기 위해 엄밀해가 존재하는 원형 멤브레인 만을 검증 예제로 채택하였지만, 이번 연구에서는 원형, 사각형, 임의의 형상 멤브레인을 이용한 다양한 예제 검증들이 이루어졌다.

## 2. 멤브레인에 대한 NDIF법 이론

### 2.1 지배방정식과 경계조건

Fig. 1과 같은 임의의 형상 멤브레인의 자유 진동 지배방정식은 식 (1)과 같이 헬름홀츠(Helmholtz) 방정식의 형태를 가진다<sup>(12)</sup>.

$$\nabla^2 W(\mathbf{r}) + \Lambda^2 W(\mathbf{r}) = 0 \tag{1}$$

여기서  $W(\mathbf{r})$ 은 멤브레인의 진동 변위,  $\mathbf{r}$ 은 멤브레인 내부 한 점  $P$ 에 대한 위치 벡터,  $\Lambda$ 는 주파수와 라미터를 나타낸다. Fig. 1에서 실선으로 표시된 멤브레인의 경계  $\Gamma$ 는 식 (2)와 같은 고정 경계 조건(변위가 0인 조건)을 가진다.

$$W(\mathbf{r}_\Gamma) = 0 \tag{2}$$

여기서  $\mathbf{r}_\Gamma$ 는 멤브레인 경계 상의 한 점에 대한 위치 벡터를 의미한다.

### 2.2 멤브레인 내부 변위 가정

NDIF법은 Fig. 1에서와 같이 해석 대상 멤브레인의 경계  $\Gamma$ 를  $N$ 개의 경계 노드들로 이산화한다. 그리고 위치 벡터  $\mathbf{r}$ 로 표시된 멤브레인 내부의 한 점  $P$ 에서의 진동 변위  $W(\mathbf{r})$ 은 멤브레인 경계에 위치한

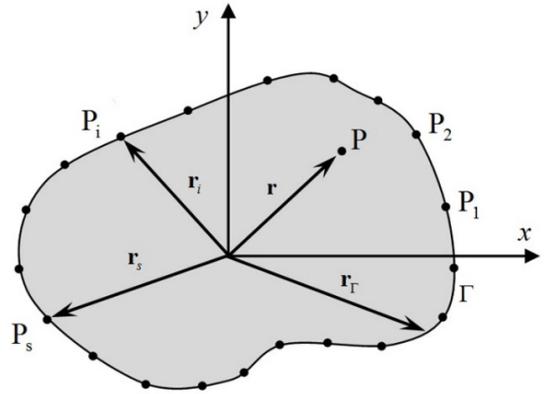


Fig. 1 Arbitrarily shaped membrane discretized with boundary nodes  $P_1, P_2, \dots, P_N$

$N$ 개의 노드들에 대한 무차원 동영향 함수들의 선형 결합으로 식 (3)과 같이 가정한다<sup>(1)</sup>.

$$W(\mathbf{r}) = \sum_{s=1}^N A_s J_0(\Lambda |\mathbf{r} - \mathbf{r}_s|) \tag{3}$$

여기서  $J_0$ 는 제1종 0차 베셀 함수(Bessel function)를 나타내며,  $A_s$ 는 미지 기여도 계수이다. 그리고  $\mathbf{r}_s$ 는 멤브레인 경계에 위치한 노드  $P_s$ 에 대한 위치 벡터를 뜻한다.

### 2.3 경계 조건 적용 및 시스템 행렬식 추출

가정된 진동 변위 식 (3)이 멤브레인의 경계에 위치한 노드들 위에서 고정 경계조건을 만족하도록 하기 위해, 경계조건 식 (2)를 다음과 같이 이산화된 경계조건으로 재정의한다.

$$W(\mathbf{r}_i) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N, \tag{4}$$

여기서  $\mathbf{r}_i$ 는 경계 노드  $P_i$ 에 대한 위치 벡터를 뜻한다. 다음으로 이산화된 경계조건 식 (4)를 가정된 진동 변위 식 (3)에 적용하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\sum_{s=1}^N A_s J_0(\Lambda |\mathbf{r}_i - \mathbf{r}_s|) = 0, \tag{5}$$

$$i = 1, 2, \dots, N.$$

식 (5)를 정리하면 식 (6)과 같은 시스템 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\mathbf{SM}(\Lambda)\mathbf{A} = \mathbf{0}, \tag{6}$$

여기서 기여도 벡터  $\mathbf{A}$ 는 미지 기여도 계수  $A_s$ 를 성분으로 가지며, 시스템 행렬  $\mathbf{SM}(\Lambda)$ 의  $i$ 번째 행과  $s$ 번째 열 위치에 있는 성분은 다음의 식에 의해 주어진다.

$$\mathbf{SM}_{is} = J_0(\Lambda | \mathbf{r}_i - \mathbf{r}_s |). \tag{7}$$

최종적으로, 멤브레인의 고유치는 식 (6)에 포함된 시스템 행렬의 판별식이 0이 되게 하는 조건식 (8)에 의해 구해질 수 있다.

$$\det(\mathbf{SM}(\Lambda)) = 0, \tag{8}$$

또한, 고유모드 형상은 시스템 행렬에 대해 특이값 분해(singular value decomposition)를 수행하여 구한 고유벡터를 식 (3)에 대입하는 방법에 의해 추출될 수 있다<sup>(10,11)</sup>.

### 3. 판별식 곡선의 불연속성 및 그 해결 방안

#### 3.1 판별식 곡선의 불연속성

최근의 연구<sup>(11)</sup>에서 발생하는 판별식 곡선의 불연속성 문제를 엄밀해가 존재하는 Fig. 2의 원형 멤브레인의 예를 들어 설명하고자 한다. 먼저 NDIF법을 적용하기 위하여, 원형 멤브레인의 경계는 32개의 경계 노드로 Fig. 2와 같이 이산화된다.

먼저 2절에서 설명한 기존 NDIF법을 이용하여, 32개의 경계 노드로 이산화된 원형 멤브레인에 대한 시스템 행렬의 판별식 곡선을 그려보면 Fig. 3과 같다. 판별식 곡선에서 극소점에 해당되는 주파수 파라미터 값( $S_3 \sim S_8$ )이 원형 멤브레인의 3~8번째 고유치에 해당되며, 이들 고유치들은 엄밀해<sup>(13)</sup>와 정확히 일치하는 것으로 확인된다. 하지만, 기존 NDIF법에서는 판별식 곡선에서 알 수 있듯이 1~2번째 저차 고유치는 추출되지 않는 문제점을 확인할 수 있다.

저자는 상기의 문제점을 해결하기 위한 최근의 연구<sup>(11)</sup>에서, 시스템 행렬의 판별식을 계산하는 방법을 다음과 같이 제안하였다.

$$\det(\mathbf{SM}(\Lambda)) = \prod_{i=1}^{R(\Lambda)} \lambda_i(\Lambda), \tag{9}$$

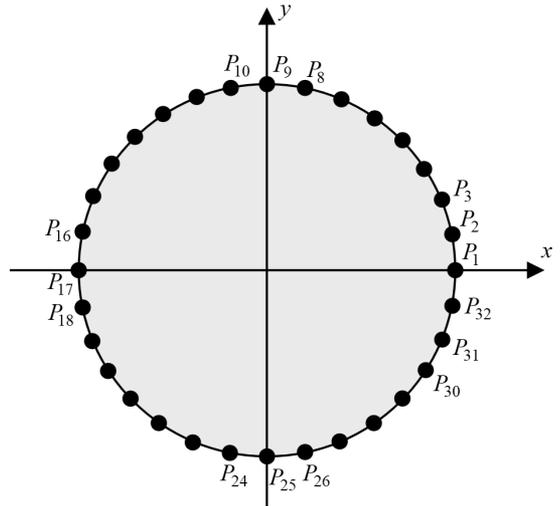


Fig. 2 Circular membrane discretized with 32 boundary nodes

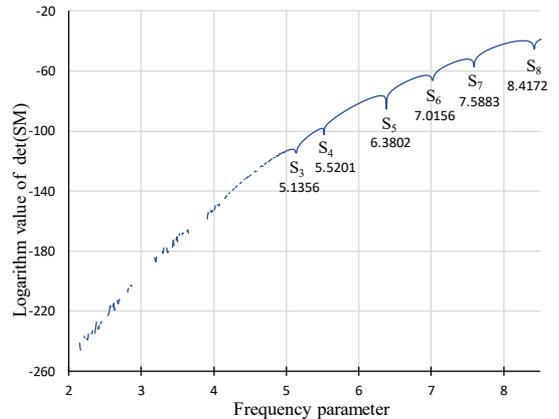


Fig. 3 Determinant curve for the circular membrane obtained by the original NIDF method

여기서  $R(\Lambda)$ 은 주파수 파라미터  $\Lambda$ 의 함수로 주어지는 시스템 행렬의 랭크이며,  $\lambda_i(\Lambda)$ 는 식 (10)과 같은 시스템 행렬에 대한 대수 고유치 문제에서  $i$ 번째 고유치를 의미한다.

$$\mathbf{SM}(\Lambda)\mathbf{v}_i = \lambda_i(\Lambda)\mathbf{v}_i, \tag{10}$$

여기서  $\mathbf{v}_i$ 는  $i$ 번째 고유 벡터를 의미한다.

이제 식 (9)를 이용하여 시스템 행렬의 판별식 곡선을 그려보면 Fig. 4와 같다. 이 판별식 곡선은 기존

NDIF법에서 추출하지 못했던 1, 2차 고유치를 포함한 1~8차 고유치들( $S_1 \sim S_8$ )을 엄밀해<sup>(13)</sup>와 정확히 일치하게 추출함을 확인할 수 있다. 하지만, 기설명한 바와 같이 이 판별식 곡선의 저주파수 구간( $\Lambda < 5$ )에서는 곡선이 불연속적으로 변하는 문제점을 확인할 수 있다. 최근 연구에서 이러한 불연속성은 시스템 행렬의 랭크가 불연속적으로 변하기 때문인 것으로 밝혀졌다. 32개의 경계 노드로 분할된 원형 멤브레인에 대한 랭크를 주파수 파라미터의 함수로 그려보면 Fig. 5와 같이 랭크가 저주파수 영역에서 불연속적으로 변하는 것을 확인할 수 있다. 이 논문에서 이러한 판별식 곡선의 불연속성을 제거하기 위한 방안이 제안되어진다.

### 3.2 판별식 곡선 불연속성 제거 방안

Fig. 5에서 랭크의 첫 번째 불연속(1st discontinuity)은 주파수 파라미터가 2.24에서 2.25로 변할 때 발생하며, 이때 시스템 행렬의 랭크 값은 21에서 23으로 증가함을 확인할 수 있다. 이러한 랭크 값의 증가로 인해, 식 (9)에서 판별식을 계산할 때 곱해지는 고유치들의 개수가 21개에서 23개로 증가하게 된다. 이때 추가로 곱해지는 고유치 2개가 0에 가까운 매우 작은 값들이기 때문에, 판별식 값의 크기가 갑자기 작아지는 첫 번째 불연속(1st discontinuity)이 Fig. 4에서 주파수 파라미터가 2.24에서 2.25로 변할 때 발생하게 된다. 이러한 첫 번째 불연속 이후에 나타나는 추가적인 불연속들도 랭크 값의 증가에 의해 같은 이유로 발생하게 된다.

이 연구에서는 이러한 판별식 곡선의 불연속을 제거하기 위하여, 랭크의 변화에 의해 추가로 곱해지는 고유치들의 곱( $\equiv \prod \lambda_{add}(\Lambda)$ )을 식 (9)의 판별식 계산식에서 나누어 주는 방안인 식 (11)을 개발하였다.

$$\det(\mathbf{SM}(\Lambda)) = \prod_{i=1}^{R(\Lambda)} \lambda_i(\Lambda) \div \prod \lambda_{add}(\Lambda) \quad (11)$$

식 (11)을 이용하여 32개의 경계 노드로 이산화된 원형 멤브레인에 대한 판별식 곡선을 그리면 Fig. 6과 같다. 새로이 개발된 방법에 의해, 판별식 곡선(Fig. 6)의 불연속성이 성공적으로 제거되었으며, 이 곡선에서 추출된 1~8번째 고유치들은 엄밀해<sup>(13)</sup>와 정확히 일치하는 것으로 확인된다. 추가적으로,  $\prod \lambda_{add}(\Lambda)$ 를 주파수 파라미터의 함수로 구하면 Fig. 7과 같다.

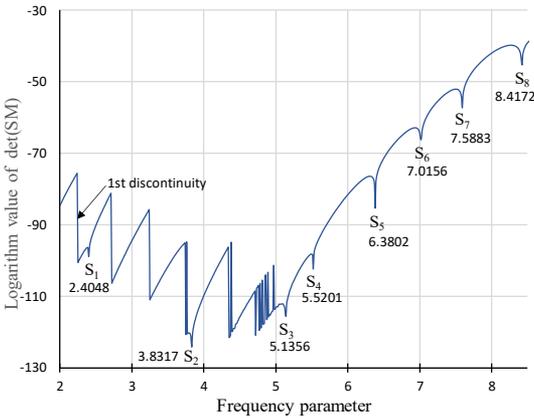


Fig. 4 Determinant curve for the circular membrane obtained by the improved NDIF method

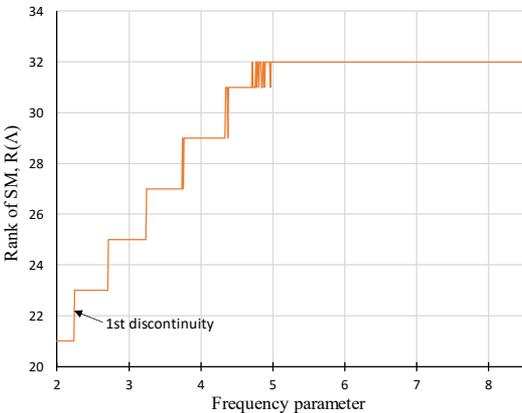


Fig. 5 Rank of the circular membrane discretized using 32 boundary nodes

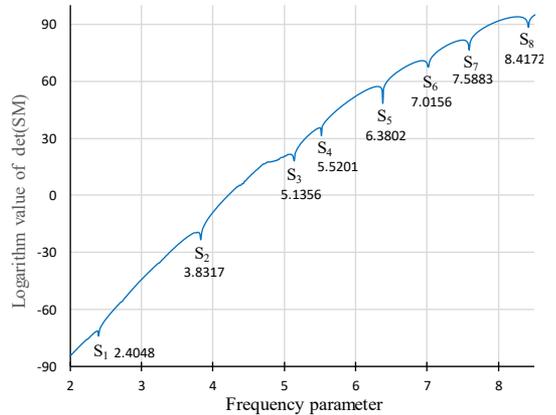


Fig. 6 Determinant curve for the circular membrane obtained by the proposed method

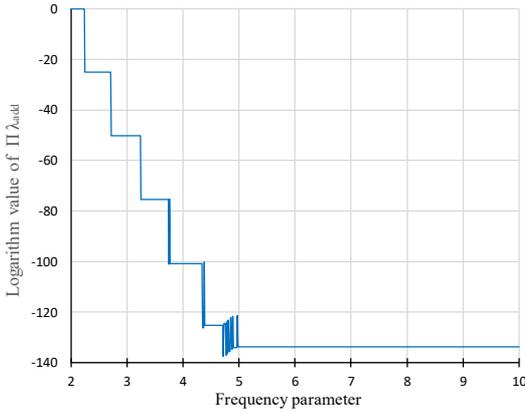


Fig. 7 Product of the added eigenvalues for the circular membrane obtained by the proposed method

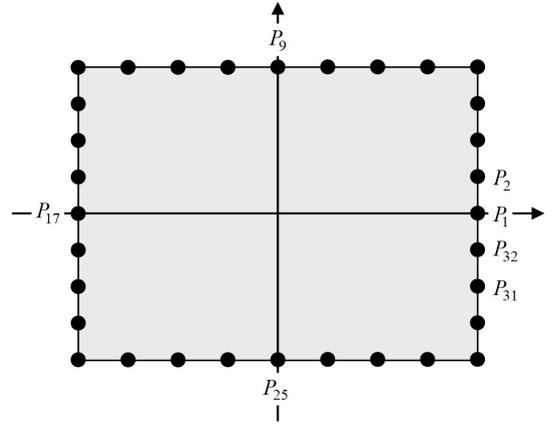


Fig. 8 Rectangular membrane discretized with 32 boundary nodes

### 4. 예제 검증

#### 4.1 엄밀해가 존재하는 직사각형 멤브레인

가로 1.2 m, 세로 0.9 m인 직사각형 멤브레인을 Fig. 8과 같이 32개의 경계 노드로 이산화하였다. 이 이산화 모델에 대해 기존 NDIF법을 적용하여 판별식 곡선을 그리면 Fig. 9와 같이 구해진다. 이 판별식 곡선으로부터 추출된 4~8번째 고유치들( $S_4 \sim S_8$ )은 Table 1의 두 번째 열에 정리되었다. 기존 NDIF법은 노드의 개수가 32개로 많지 않으면 저차의 고유치들(1~3번째 고유치들)이 추출되지 않음을 확인할 수 있다. 참고로, 노드의 개수가 8, 12, 16개로 적은 경우에는 1~8번째 고유치들이 모두 구해짐을 이전 연구<sup>(1)</sup>에서 확인할 수 있다.

다음으로, 이 논문에서 제안된 방법인 식 (11)을 사용하여 판별식 곡선을 그리면 Fig. 10과 같이 구해진다. 이 판별식 곡선으로부터 추출한 1~8번째 고유치들( $S_1 \sim S_8$ )은 Table 1의 세 번째 열에 정리되었다. 기존 NDIF법과는 달리 제안된 방법에 의해서는 저차의 고유치까지 모든 고유치가 성공적으로 구해짐을 확인할 수 있다. 그리고, 이들 고유치들은 엄밀해와 정확히 일치함도 확인할 수 있기에, 제안된 방법은 고정밀도 고유치 추출 성능을 가진다고 말할 수 있다. 반면에, 289개의 많은 노드를 사용한 FEM(ANSYS) 고유치들은 엄밀해와 일치하지 않고 오차를 가짐을 Table 1에서 확인할 수 있다.

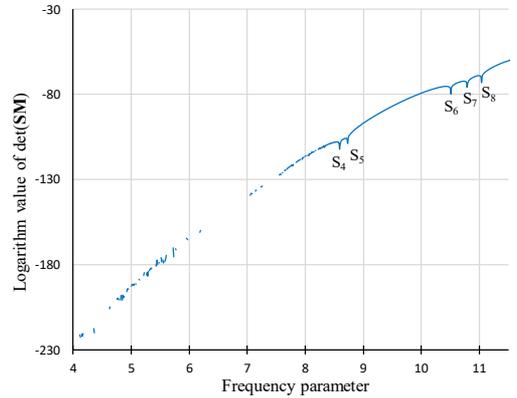


Fig. 9 Determinant curve for the rectangular membrane obtained by the original NDIF method

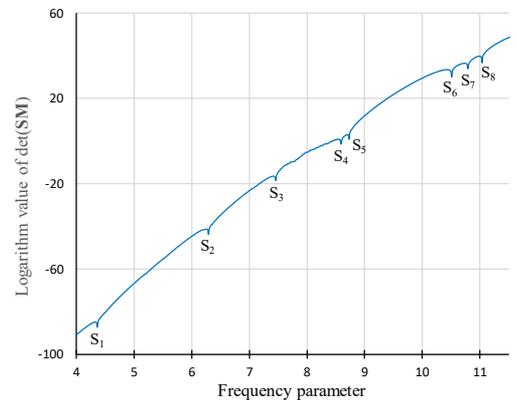
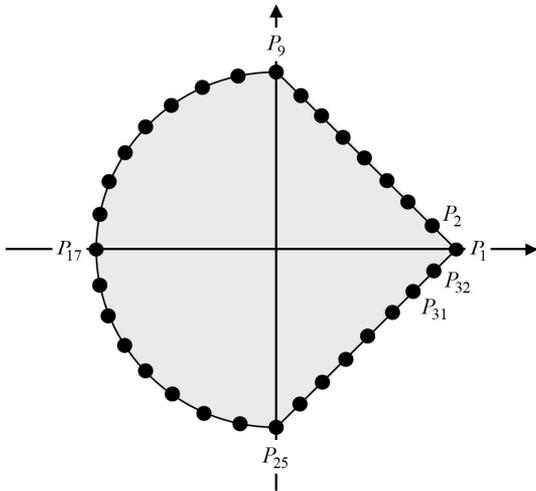


Fig. 10 Determinant curve for the rectangular membrane obtained by the proposed method

**Table 1** Eigenvalues of the rectangular membrane by the original NDIF method, the proposed method, the exact solution, and FEM (ANSYS) (parenthesized values denote errors (%) with respect to the values by the exact solution)

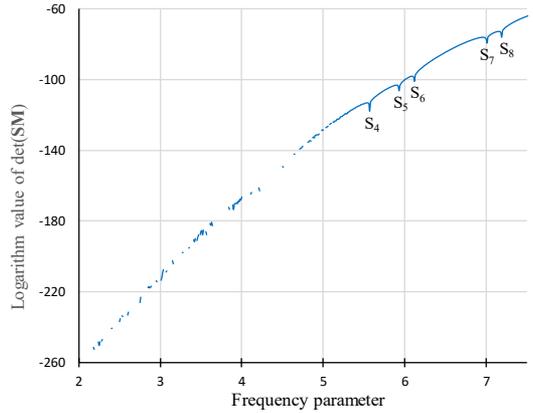
	Original NDIF method (32 nodes)	Proposed method (32 nodes)	Exact solution	FEM (ANSYS) (289 nodes)
S <sub>1</sub>	-	4.363 (0.00)	4.363	4.370 (0.16)
S <sub>2</sub>	-	6.293 (0.00)	6.293	6.324 (0.49)
S <sub>3</sub>	-	7.456 (0.00)	7.456	7.500 (0.58)
S <sub>4</sub>	8.595 (0.00)	8.595 (0.00)	8.595	8.701 (1.24)
S <sub>5</sub>	8.727 (0.00)	8.727 (0.00)	8.727	8.783 (0.64)
S <sub>6</sub>	10.508 (0.00)	10.508 (0.00)	10.508	10.623 (1.10)
S <sub>7</sub>	10.794 (0.00)	10.794 (0.00)	10.794	10.943 (1.38)
S <sub>8</sub>	11.038 (0.00)	11.038 (0.00)	11.038	11.297 (2.35)



**Fig. 11** Arbitrarily shaped membrane discretized with 32 boundary nodes, which consists of a half circle of unit radius and two edges of length  $\sqrt{2}$

**4.2 임의의 형상 멤브레인**

제안된 방법의 타당성 및 정확성 추가 검증을 위해, 예 Fig. 11과 같은 임의의 형상 멤브레인이 고려되었다. 멤브레인의 경계는 32개의 노드로 이산화되었으며, 이 이산 모델에 기존 NDIF법을 적용하여 판별식 곡선을 그리면 Fig. 12와 같이 구해진다. 판별식



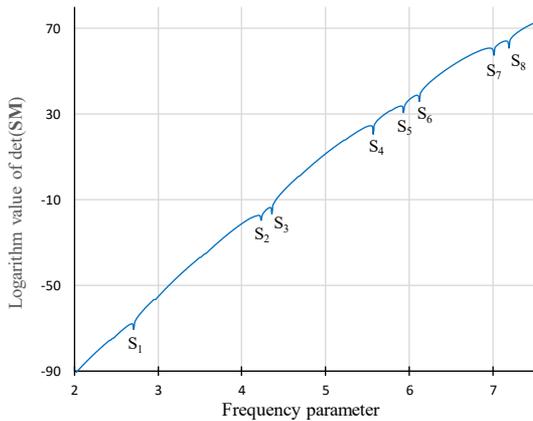
**Fig. 12** Determinant curve for the arbitrarily shaped membrane obtained by the original NDIF method

**Table 2** Eigenvalues of the arbitrarily shaped membrane by the original NDIF method, the proposed method, and FEM (ANSYS) (parenthesized values denote errors (%) with respect to the values by FEM)

	Original NDIF method (32 nodes)	Proposed method (32 nodes)	FEM (ANSYS) (1614 nodes)
S <sub>1</sub>	-	2.71 (0.00)	2.71
S <sub>2</sub>	-	4.23 (0.00)	4.23
S <sub>3</sub>	-	4.36 (0.00)	4.36
S <sub>4</sub>	5.57 (0.00)	5.57 (0.00)	5.57
S <sub>5</sub>	5.93 (0.00)	5.93 (0.00)	5.93
S <sub>6</sub>	6.12 (0.00)	6.12 (0.00)	6.12
S <sub>7</sub>	7.01 (0.00)	7.01 (0.00)	7.01
S <sub>8</sub>	7.19 (0.00)	7.19 (0.00)	7.19

곡선을 살펴보면, 1~3번째 저차 고유치들은 추출되지 않고, 4~8번째 고유치들(S<sub>4</sub>~S<sub>8</sub>)만이 추출됨을 확인할 수 있다. 추출된 이들 고유치들은 Table 2의 두 번째 열에 요약되었다. 참고로, 노드의 개수가 12, 16, 20, 24개로 적은 경우들에는 1~8번째 고유치들이 모두 구해짐을 이전 연구<sup>(1)</sup>에서 확인할 수 있다.

다음으로, 이 연구에서 개발한 식 (11)을 사용하여 판별식 곡선을 그려보면, Fig. 13과 같이 구해진다. 판별식 곡선으로부터 1~8번째 고유치들(S<sub>1</sub>~S<sub>8</sub>)이 빠짐없이 성공적으로 추출되었으며, 이들 고유치들은



**Fig. 13** Determinant curve for the arbitrarily shaped membrane obtained by the proposed method

Table 2의 세 번째 열에 정리되었다. 한편, 임의의 형상 멤브레인은 엄밀해를 가지고 있지 않기 때문에, 제안된 방법의 정확성을 확인하기 위해 FEM 해석 결과를 이용하고자 한다. FEM 해석 결과의 정밀도를 최대한 높이기 위해, 노드의 수를 점점 증가시켜서 고유치 값이 수렴되도록 하였다. Table 2의 네 번째 열에 제시된 고유치들이 1614개의 많은 노드를 사용해서 수렴시킨 FEM 해석 고유치들이다. 이들 고유치들과 단지 32개의 노드를 사용하여 제안된 방법에 의해 구한 고유치들이 오차 없이 정확히 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 사실로부터, 임의의 형상 멤브레인의 경우도 제안된 방법의 타당성과 정확성이 검증되었다고 말할 수 있다.

## 5. 결 론

NDIF법을 이용하여 임의의 형상 멤브레인의 고유치 해석을 수행할 때, 노드의 수를 증가시킬 경우 저차 고유치가 추출되지 않은 문제점이 존재한다. 이런 문제점을 해결하기 위한 방안을 최근에 연구에서 제안하였으나, 여전히 판별식이 불연속성을 가지는 문제점이 존재한다. 이 연구에서는 이러한 불연속성 문제를 해결할 수 있는 방안을 성공적으로 제안하였으며, 다양한 예제 검증을 통해 제안된 방법의 타당성과 정확성이 검증되었다.

향후에는 고유치 뿐만 아니라 고유 모드 형상 추출 방법에 대한 연구와, 보다 다양한 형상의 멤브레인과

평판에 대한 확장 연구가 수행될 예정이다.

## 후 기

이 연구는 한성대학교 교내학술연구비 지원 과제임.

## References

- (1) Kang, S. W., Lee, J. M. and Kang, Y. J., 1999, Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Membrane Using Non-dimensional Dynamics Influence Function, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 221, No. 1, pp. 117~132.
- (2) Kang, S. W. and Lee, J. M., 2000, Application of Free Vibration Analysis of Membranes Using the Non-dimensional Dynamics Influence Function, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 234, No. 3, pp. 455~470.
- (3) Kang, S. W., 2002, Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Plates with a Mixed Boundary Condition Using Non-Dimensional Dynamic Influence Functions, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 256, No. 3, pp. 533~549.
- (4) Kang, S. W., Kim, I. S. and Lee, J. M., 2008, Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Plates with Smoothly Varying Free Edges Using NDIF Method, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 130, No. 4, 041010.
- (5) Kang, S. W., 2015, Efficient Meshless Method for Accurate Eigenvalue Analysis of Clamped Plates, *Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 25, No. 10, pp. 653~659.
- (6) Kang, S. W., 2017, New Formulation of NDIF Method for Highly Accurate Eigenvalue Analysis of Arbitrarily Shaped Plates, *Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 27, No. 5, pp. 622~628.
- (7) Kang, S. W., 2018, Efficient Meshless Method for Eigenvalue Analysis of Plates with Clamped and Simply Supported Boundary Conditions, *Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 28, No. 1, pp. 118~124.
- (8) Bathe, K., 1982, *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall, New Jersey.
- (9) Brebbia, C. A., Telles, J. C. F. and Wrobel, L.

C., 1984, *Boundary Element Techniques*, Springer-Verlag, New York.

(10) Kang, S. W., 2020, Lower-order and Higher-order Eigenmode Analyses of Arbitrarily Shaped Membranes Using Non-dimensional Dynamic Influence Function Method, *Transactions of the Korea Society of Mechanical Engineers, A*, Vol. 44, No. 12, pp. 971~977.

(11) Kang, S. W., 2022, Efficient Higher-order Eigenvalue Analysis of Arbitrarily Shaped Membranes Using NDIF Method, *Transactions of the Korea Society of Mechanical Engineers*, Vol. 46, No. 1, pp. 57~63.

(12) Meirovitch, L., 1967, *Analytical Methods in Vibrations*, Macmillan Publishing, New York.

(13) Blevins, R. D., 1979, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, p. 260, Van Nostrand Reinhold, New York.



**Sang Wook Kang** received a B.S., M.S. and Ph.D. degree in Dept. of Mechanical Design Engineering from Seoul National University in 1992, 1994 and 1999, respectively. He is currently working in Hansung University as a professor of the mechanical system engineering. His research interests include the development of NDIF method for free vibration analysis of membrane, acoustic cavities, and plates with general shapes.

## Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.  
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.  
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정한 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.  
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.  
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.  
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리헌장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he(he) should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he(he) should be a team leader.  
논문의 교신저자는 저자중 선임자로 하며, 저자의 소속이 학교인 경우 교수, 연구소 등은 팀장급 이상을 기준으로 한다.
- (7) The decision on the selection of the paper follows the paper review rules.  
원고의 채택여부는 별도로 정한 논문심사규정에 따른다.
- (8) Authors of the paper should provide the paper processing fee and publication fee.  
논문원고의 저자는 논문게재회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비 및 게재회비를 납부해야 한다.

## Guide for Authors/논문원고 집필요령

- (1) The manuscript should follow the format(can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. The paper should be submitted on-line.  
논문원고는 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성하고, 학회 홈페이지 논문·투고 심사에서 제출한다.
- (2) The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parenthesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline.  
논문원고의 용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하며, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기할 수 있으며, 외래어 표기는 정부안에 따른다.
- (3) The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices.  
논문의 체제는 다음에 따름을 원칙으로 한다. (1) 제목 (2) 저자명 (3) 주요기술용어(key word) (4) 초록 (5) 기호설명 (6) 서론 (7) 본론 (8) 결론 (9) 참고문헌 (10) 부록 등
- (4) The title should be concise and consist of Korean and English titles. The name of authors should also consist of Korean and English names.  
논문의 제목은 간결하게 표시하며 국문과 영문제목을 병기한다. 저자명도 국문과 영문으로 병기한다.
- (5) The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words.  
초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위내에서 작성한다.
- (6) The number should be written in Arabic numeral and the SI unit system should be used.  
숫자는 아라비아 숫자를 사용하며, 수량 단위는 되도록 SI 단위를 사용한다.
- (7) Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. The title and content of table and figure should be written in English.  
논문중의 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하며, 그 제목과 내용은 영어로 표기함을 원칙으로 한다.
- (8) Use the following formats for journal articles and books as References.  
참고문헌의 구성은 정기간행지의 경우는 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순으로 기재하고, 단행본의 경우는 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사소재지명, 국적, 페이지번호순으로 기재하며, 그 전부를 본문내의 인용번호 순으로 다음과 같은 요령으로 본문 말미에 영문으로 기재하며, 인용문헌 1개 이상은 한국소음진동공학회논문집에서 인용토록 한다.  
(1) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., 1965, An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 4, pp. 297~308.  
(2) Meirovitch, L., 1980, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff and Noordhoff, Maryland, chap. 5.
- (9) References should be cited as follows.  
본문에서 참고문헌 인용은 다음과 같이 한다.  
(1) Lee and Park<sup>(1)</sup>...  
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method<sup>(2)</sup>.
- (10) The original paper should contain names(both in Korean and English), affiliations, the name of corresponding author including address, phone number, fax number and email address.  
신규 논문투고시 논문정보에는 저자명(국·영문), 저자 근무처 및 소속을 기재하며, 저자(공저일 경우 주저자 <교신저자> 즉 Corresponding Author)의 주소 및 전화번호(FAX. 포함), E-mail주소를 명확히 기재한다.
- (11) The final manuscript accepted for publication should be submitted to the editor office through the society web site.  
심사 후 최종 채택된 논문원고는 학회 홈페이지(학회논문관리시스템)을 통해 학회 사무국에 제출한다.

Checklist for Original Article | 저자점검표

Title of the manuscript | 논문 제목 : \_\_\_\_\_

Please check below items as ✓ mark before submission of the manuscript. | 각 항목을 확인하고 ✓표시를 하십시오

1. General guidelines | 원고 일반

- Manuscript contained ① one original manuscript, ② statement of copyright transfer, ③ Checklist for Original Article and was attached. | 원고는 ① 원본 1부, ② 저작권 양도 동의서, ③ 저자점검표를 첨부하였는가?
- Manuscript should follow the format (can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. | 논문은 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성되었는가?
- The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices. | 논문의 체제는 (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(key word), (4)초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론, (8)결론, (9)참고문헌, (10) 부록 등을 따랐는가?
- Main text consisted of introduction, subjects and methods, and results and discussion in separate pages. | 본문은 서론, 대상 및 방법, 결과, 고찰을 독립하여 구성하였는가?
- The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parathesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline. | 학술용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하고, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기하였으며, 외래어 표기는 정부안에 따랐는가?

2. Cover page | 표지

- Title, name of authors, affiliation was described both in English and in Korean. | 표지에는 논문의 제목과 모든 저자명 및 소속을 국문과 영문으로 기록하였는가?
- In lower area of cover page, the name, address, email, telephone, fax of the corresponding author were described. | 표지 하단에 책임저자의 성명, 소속, 주소 및 연락처(전화, 팩스, E-mail주소)를 명확히 기재하였는가?

3. Abstract | 초록

- The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words. | 초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위 내에서 작성하였는가?

4. Main text | 본문

- Main text was written in order of introduction, main body(include Figure, Table), conclusion. | 본문의 순서는 서론, 본론(표, 그림), 결론을 따랐는가?
- References should be cited as follows. | 본문에 인용한 참고문헌은 논문원고 집필요령의 방법을 준수하였는가?

5. References | 참고문헌

- Every articles in references were cited in the main text. | 본문에 인용되어 있는가?
- References were numbered according to numeric order. | 참고문헌은 인용된 순서로 (1), (2), (3)으로 정리하였는가?
- All references were written in English. | 참고문헌은 모두 영문으로 표기하였는가?
- The paper from “Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering” was cited if the content is relevant. | “한국소음진동공학회논문집”에 수록된 문헌을 인용한 것이 있는가?
- Use the following formats for journal articles and books as References. | 참고문헌 작성법은 논문원고 집필요령(정기간행지 : 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순 / 단행본 : 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사 소재지명, 국적, 페이지번호)을 준수하였는가?

6. Tables and figures | 표와 그림

- Titles and legends of tables and figures were written in English. | 모든 표와 그림의 제목과 설명은 영문으로 작성되었는가?
- Figures were in required format. | 사진은 정해진 규격에 맞게 별도로 제출하였는가?
- Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. | 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하였는가?

Statement of Copyright Transfer | 저작권양도동의서

Title | 논문의 제목 : \_\_\_\_\_

Author(s) | 저자(들) : \_\_\_\_\_

I(We) hereby certify that I(We) agreed to submit the manuscript entitled as above to the Korean Society for Noise and Vibration Engineering with the following statements. 저자들은 별첨의 “저작권 양도 동의의 내용 및 조건”에 기술되어 있는 설명을 읽고 본인들의 논문이 한국소음진동공학회논문집에 게재됨과 동시에 위 논문에 대한 저작권을 사단법인 한국소음진동공학회로 양도함을 동의합니다.

Author’s signature | 대표저자의 서명 : \_\_\_\_\_  
(the owner of copyright)

Author(name) | 성명 :

Position | 직위 :

Affiliation | 소속 :

Date | 서명한 날짜 :

사단법인 한국소음진동공학회 편집위원장 귀하

Editor-in-chief of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

\* Please send this form to by fax at +82-2-3474-8004 or a scanned copy of the signed original by e-mail at editor@ksnve.or.kr

Authors are hereby granted the right to/저작권 양도 동의의 내용 및 조건

1. The submitting/corresponding author warrants that

- (1) This contribution is original, that he/she has full power to make this grant, that he/she has not granted or assigned any rights in the article to any other person or entity, that the article is copyrightable, and that it does not infringe upon any copyright, trade mark, patent or statutory right.
- (2) Authors may reproduce the manuscript for course teaching or private purpose like author’s career, research reports or unprofitable advertisement.
- (3) To post a copy of the manuscript as accepted for publication after peer review on the author’s own web site, or the author’s institutional repository, or the author’s funding body’s archive which is cited on manuscript.
- (4) To use a copy of the manuscript for materials of the presentation of research, workshop, author’s lecture or book writing.

2. The condition for the author’s right

- (1) Using a copy of the manuscript for permitted purpose, it must be cited that copyright belongs to The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.
- (2) To commercialize the manuscript, the author can’t transfer copyright to a profit-making organization. Only, it is acceptable in case of 1(1).

3. The authors warrant and certify that

- (1) The author who has signed this agreement has full right, power and authority to enter into this agreement on behalf of all of the authors and the organizations they belong to.
- (2) Despite this agreement, if the government of the Republic of Korea and the author’s funding body want to exercise copyright of the manuscript, there is no restriction.
- (3) Signing up this agreement, the author promises that the manuscript wasn’t published in other forms except the presentation form at symposium and doesn’t include any illegal content which violates copyrights of any authors.
- (4) Although all or part of the manuscript is used for commercial purpose before the publication on KSNVE journal, all or part of the published contents can’t be revised after the publication for commercial use.
- (5) Signing up this agreement means that the author reads, fully understands and agrees on all contents of statement.

1. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리

- (1) 논문의 내용으로 기술된 특허, 등록상표, 독창적인 신기술, 연구 기법 및 응용에 관한 권리 및 기타 법으로 보장된 권리.
- (2) 저자가 저자의 논문을 교육을 위한 교재로 사용하거나 저자의 취직, 진급, 연구계획서 및 연구보고서의 작성, 연구 결과의 비수익성 광고 등 개인적인 목적으로 사용하기 위한 복사, 복제 및 인쇄를 할 권리.
- (3) 저자가 소속된 기관 및 단체, 연구비를 지원하고 그 사실이 논문에 표시된 단체, 저자의 개인 WEB SITE에 논문의 전문 혹은 일부를 게재하고 배포할 권리.
- (4) 저자가 교과서 등 서적과 종설의 기술, 저자에 의한 강의, 연구발표 및 워크샵 등을 위한 교재 제작을 위하여 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 권리.

2. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리를 행사하기 위한 조건

- (1) 위에 허락된 목적으로 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 경우에는 반드시 저작권이 사단법인 한국소음진동공학회에 속함을 표시하여야 한다.
- (2) 논문을 상품화하기 위하여 논문에 대한 권리를 영리단체에 양도할 수 없다. 단, 1(1)의 권리를 행사하는 경우에는 그렇지 아니하다.

3. 저작권의 소유 및 서명에 대한 기타 조건

- (1) 저자 중 1인(논문에 대한 책임을 질 수 있는 저자)이 모든 저자와 이들 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 한다.
- (2) 본 저작권 양도 동의에도 불구하고 대한민국 정부 또는 연구비를 지원한 기관 및 단체가 본 논문에 대한 저작권을 행사하고자 하는 경우에는 그 행사를 제한하지 아니한다.
- (3) 본 저작권 양도 동의서에 서명함으로써 저자는 본 논문이 학술대회에서의 발표를 제외한 다른 형태로 투고 또는 발간되지 않았으며, 타인의 저작권을 침해하는 불법적인 내용을 포함하지 않았음을 서약한다.
- (4) 논문의 전부 혹은 일부가 학회 논문집에 게재되기 전에 어떠한 형태로든 상업적인 목적으로 제작되거나 유포된 경우라도 게재 이후에는 상업적인 목적을 위하여 발간된 내용의 전부 혹은 일부를 포함하는 새로운 내용으로 변경하여 제작하거나 유포할 수 없다.
- (5) 본 저작권 양도 동의서에 서명하는 것은 저자가 본 저작권 양도 동의서에 기재된 모든 내용을 읽고, 그 내용을 이해하였으며, 그 내용에 동의하는 것을 의미한다.

Korean Society for Noise and Vibration Engineering  
**Research Ethics and Ethics Committee Regulations**

한국소음진동공학회

연구윤리 및 윤리위원회 운영 규정

- (1) (Purpose) This provision is subject to the code of ethics of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE), which publishes and presents academic activities such as research ethics and the establishment of relationships in KSNVE. The purpose of this document is to set forth the terms of the research ethics committee for operational sanctions.

(목적) 본 규정은 한국소음진동공학회(이하 “학회”라 한다)의 윤리현장에 따라 학회에서의 출판과 발표 등 학술활동과 관계되는 연구윤리의 확립, 연구발표 부정행위의 예방과 검증, 제재를 위한 연구윤리위원회(이하 “위원회”라 한다) 구성과 운영에 관한 사항을 규정함을 목적으로 한다.

- (2) (Application Area of Code Ethics) ① The code applies to the overall academic activities including all academic journals, academic conference, symposiums, workshop, forums, etc. published and held by the Society. ② The code applies to all authors, reviewers, Editorial Board Members(hereinafter referred to as “EBM”, and hands-on-workers in the service bureau related with the above academic activities. ③ Other items not set forth above may comply with this article, each level of regulations of Ministry of Education and other related institutions.

(윤리규정 적용 범위) ① 본 규정은 학회가 발간하는 모든 학술지 및 학술대회, 심포지엄, 워크샵, 포럼 등 학술활동 전반에 적용한다. ② 본 규정은 위 학술활동과 관련된 저자, 심사위원, 편집위원, 사무국 실무자에게 모두 적용한다. ③ 기타 위에 정하여 지지 않은 범위는 교육부 등 관계기관의 규정을 준용할 수 있다.

- (3) (Honesty of Author) ① The author shall be honest in research carried out by an individual. Here, honesty refers to honesty in overall research processes including derivation of ideas, designing experiments, analyses of experiments and results, research fund, publishing research results, and fair compensation to research participants. ② The author shall consider plagiarism, fraud, manipulation and falsification during research as serious criminal activities, and endeavor to prevent these misconducts. ③ The author shall announce and properly respond in case of contradiction or the possibility of contradiction of benefits of one’s own and others or other institutions.

(저자의 정직성) ① 저자는 각자가 수행하는 연구에 있어서 정직하여야 한다. 여기서 정직은 아이디어의 도출, 실험에 대한 설계, 실험과 결과의 분석, 연구비 지원, 연구결과의 출판, 연구 참여자들에 대한 공정한 보상 등 연구과정의 전반에 관한 정직을 말한다. ② 저자는 연구에 있어서의 표절, 사기, 조작, 위조 및 변조 등을 심각한 범죄행위로 간주하고, 이러한 부정이 발생하지 않도록 최선을 다하여야 한다. ③ 저자는 자신의 이익과 타인 또는 타 기관의 이익이 상충하거나, 상충할 가능성이 있는 경우 이를 공표하고 적절히 대응하여야 한다.

- (4) (Authorship) It is recommended for every author including the first and corresponding author that authorship be based on the following 4 criteria : 1. Substantial contributions to the conception or design of the work; or the acquisition, analysis, or interpretation of data for the work; AND 2. Drafting the work or revising it critically for important intellectual content; AND 3. Final approval of the version to be published; AND 4. Agreement to be accountable for all aspects of the work in ensuring that questions related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

(저자의 자격) 논문의 저자가 되기 위해서는 아래 4개의 기준을 모두 충족하여야 한다. 이 기준은 제1저자, 교신저자를 포함한 모든 저자를 대상으로 한다. 1. 연구 논문의 구상, 설계, 데이터의 획득과 분석, 해석에 실제로 기여한 자, 2. 논문의 초안을 작성하거나 논문의 주요 내용을 학술적으로 개선한 자, 3. 최종 원고의 출판에 동의한 자, 4. 논문 내용의 정확성과 진실성에 대한 의문이 있을 경우 대응 책임에 동의한 자

- (5) (Configuration and Functions) ① The committee shall be composed of one chairman, one secretary, and five committee members. ② Chairman and members shall be elected by the board of directors and appointed by the KSNVE president. ③ The terms of the chairman and members are two years, and both can be reappointed. ④ The chairman shall represent the committee and oversees the work of the ethics of the KSNVE.  
(위원회의 구성 및 직무) ① 위원회는 위원장 1명과 간사 1명, 위원 5명으로 구성한다. ② 위원장 및 위원은 이사회에서 선출하며 회장이 임명한다. ③ 위원장 및 위원의 임기는 2년으로 하며 연임할 수 있다. ④ 위원장은 위원회를 대표하고 학회의 윤리에 관한 업무를 총괄한다.
- (6) (Function) The committee shall work with the following contents: 1. Research and prosecute established ethics, 2. Prevent and contain research misconduct, 3. Research misconduct deliberation and voting, 4. Report results to the board of directors for decisions and sanctions more on cheaters, 5. Provide more details on the improvement and promotion of research ethics.  
(위원회의 기능) 위원회는 다음의 내용으로 활동한다. 1. 연구윤리 수립 및 추진, 2. 연구 부정행위의 예방과 방지, 3. 연구 부정행위 심의 및 의결, 4. 부정행위자에 대한 제재내용 결정 및 이사회에 결과보고, 5. 기타 연구 윤리의 개선 및 증진에 관한 사항
- (7) (Convening and Voting) ① The committee shall be convened as necessary by the chairman. The vote in favor of 2/3 of registered members. ② The details that have passed the vote shall be notified to the suspect of misconduct (defendant) and the defendant's opinion must be received as a written plea within 10 days. ③ The committee shall review the explanatory materials received from the person suspected of misconduct. The ever need to listen to your thoughts when the final vote. ④ The details that have passed the vote shall be reported to the board of directors to reach a final decision. ⑤ When judged necessary, the chairman may listen to comments from outsiders or non-members. ⑥ The presented details of attendees or the details of meeting from the committee shall be kept confidential as a general rule.  
(위원회 소집 및 의결) ① 위원회는 위원장이 필요에 따라 소집하며, 재적위원 2/3의 찬성으로 의결한다. ② 의결된 내용은 부정행위 의심자(피 제소자)에게 통보하고 10일 이내에 서면으로 소명 의견을 받아야 한다. ③ 위원회에서는 부정행위 의심자로부터 받은 소명자료를 검토하거나 필요시 의견을 청취하여 최종 의결토록 한다. ④ 의결된 내용은 이사회에 보고하여 최종 결정한다. ⑤ 위원장이 필요하다고 판정할 경우, 외부 인사나 위원이 아닌 자의 의견을 청취할 수 있다. ⑥ 위원회에서 참가자 발표내용 및 회의내용은 비공개를 원칙으로 한다.
- (8) (Scope of Research Publication Misconduct) ① "Plagiarism" refers to the act of theft without quoting such information or the results of the research of others without revealing the source. ② "Falsification" or "alteration" is the use of another person's or one's own research results of operations or strain, says the act of distortion. ③ "Duplicate publication" stands for the act of publishing the same details in two or more journals. ④ "Wrongful inscription of author" stands for the action of putting on someone who has not contributed to the research as an author. ⑤ Others say the unacceptable range.  
(연구발표 부정행위의 범위) ① “표절” 이란 출처를 밝히지 않은 채 타인의 연구내용이나 결과 등을 인용치 않고 도용하는 행위를 말한다. ② “위조” 및 “변조” 란 타인이나 자기 자신의 연구자료 결과의 조작이나 변형, 왜곡하는 행위를 말한다. ③ “이중게재” 란 2개 이상의 학술지에 동일한 내용을 게재하는 행위를 말한다. ④ “부당한 저자표기” 란 연구에 기여하지 않은 자를 저자로 올리는 행위를 말한다. ⑤ 기타 용인할 수 없는 범위를 말한다.
- (9) (Informing and Notifying Research Misconduct) ① The contents of research misconduct are limited to the publications "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng." ② The report of research misconduct must be submitted in writing accompanied by the relevant data in accordance with the five W's and one H. ③ The committee then received a report that information within three months of deliberations to finalize the report

to the board of directors. ④ The final content as determined by the board of directors shall notify the informant and the malfeasant within 10 days and posted on the KSNVE homepage. ⑤ The end result regarding the misconduct should not be released to the public before finalized.

(연구 부정행위의 제보 및 통보) ① 연구 부정행위의 내용은 한국소음진동공학회논문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (10) (Sanctions for Research Misconduct) ① For authors whose research misconduct has been confirmed, punishment may be selected to be imposed on each case after being reviewed by the committee and considering the severity of misconduct determined by the committee: 1) Cancellation of publications published by the KSNVE for the announcement study, 2) Prohibition for five years from contributing "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.", 3) Prohibition for five years from attending the KSNVE Conference, 4) Notification of the details of misconduct to the institution, 5) Disqualification of society members. ② If a caller has intentionally and falsely reported a violation, according to the decision of the committee, the committee may impose the same sanctions and level as described in "Sanctions for Research Misconduct."

(연구 부정행위에 대한 제재) ① 연구 부정이 확인된 저자에게는 위원회 결정에 따라 부정행위의 경중을 고려하여 다음의 제재를 선택하여 가할 수 있다. 1. 해당 발표연구물에 대한 학회 간행물에 게재취소, 2. 5년간 학회의 논문집과 학회지에 투고금지, 3. 5년간 학회 학술대회 발표금지, 4. 부정행위자 소속기관에 부정행위 내용 통보, 5. 학회 회원자격 박탈 ② 제보자가 고의로 허위제보를 하였을 경우 위원회의 결정에 따라 연구 부정행위자 수준과 동일한 제재를 가할 수 있다.

- (11) (Protection of Rights of Examinee) ① The examinee refers to a person who has become the subject of investigation for misconduct due to the report or cognition by the Society or related institution, or a person who has become the subject of investigation by suspecting of taking part in misconduct during the investigation process. The examinee shall not include testifiers or witness. ② The Society shall be careful not to violate the dignity or rights of an examinee during the verification process. Also, until the confirmation of the results, the examinee shall have an equal opportunity for objection or defense, and shall be notified in advance of the related procedure. ③ The suspicion on misconduct shall not be disclosed to the public until the judgment has been confirmed. However, this does not include cases where serious risk may be present to public welfare or social norms. ④ The examinee may request for investigation and proceeding procedure as well the processing schedule for misconduct to the Society, and said the Society shall respond sincerely.

(피조사자 권리 보호) ① 피조사자는 제보 또는 학회 및 관련기관의 인지에 의하여 부정행위의 조사 대상이 된 자 또는 조사 수행 과정에서 부정행위에 가담 한 것으로 추정되어 조사의 대상이 된 자를 말하며, 조사과정에서의 참고인이나 증인은 이에 포함되지 아니한다. ② 학회는 검증과정에서 피조사자의 명예나 권리가 부당하게 침해되지 않도록 주의하여야 한다. 또한 결과가 확정되기 이전까지는 이의 제기 및 변론의 기회가 동등하게 주어져야 하며, 관련절차를 사전에 알려주어야 한다. ③ 부정행위에 대한 의혹은 판정결과가 확정되기 전까지 외부에 공개되어서는 아니 된다. 다만, 공공의 복리 등 사회 통념에 중대한 위험사항이 발생할 경우는 해당되지 아니한다. ④ 피조사자는 부정행위 조사·처리절차 및 처리일정 등에 대해 학회에 알려줄 것을 요구할 수 있으며, 학회는 이에 성실히 응하여야 한다.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)  
본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)

# The Charter of Ethics for the KSNVE

## 한국소음진동공학회 윤리헌장

All members of “The Korean Society for Noise and Vibration Engineering” should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity.

한국소음진동공학회의 모든 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위엄을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

1. Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human.  
우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
2. Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering.  
우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
3. Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic.  
우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신 하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
4. Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society.  
우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.
5. Authors must not have presented portions of another’s work or data as their own under any circumstances.  
우리는 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.
6. Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means.  
우리는 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구 하여서는 아니된다.
7. Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer’s conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct.  
논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에 따라 공정하게 심사하여야 한다.

(제정 : 2007. 09. 14, 선포 : 2007.11.15)

Research and Publication Ethics | 연구출판윤리

All members of “The Korean Society for Noise and Vibration Engineering” should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity. | 한국소음진동공학회 모든 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리식을 가지고 권위, 명예, 위엄을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

Authorship | 저자의 자격

It is recommended for every author including the first and corresponding author that authorship be based on the following 4 criteria : 1. Substantial contributions to the conception or design of the work; or the acquisition, analysis, or interpretation of data for the work; AND 2. Drafting the work or revising it critically for important intellectual content; AND 3. Final approval of the version to be published; AND 4. Agreement to be accountable for all aspects of the work in ensuring that questions related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved. | 논문의 저자가 되기 위해서는 아래 4개의 기준을 모두 충족하여야 한다. 이 기준은 제1저자, 교신저자를 포함한 모든 저자를 대상으로 한다. 1. 연구 논문의 구상, 설계, 데이터의 획득과 분석, 해석에 실제로 기여한 자, 2. 논문의 초안을 작성하거나 논문의 주요 내용을 학술적으로 개선한 자, 3. 최종 원고의 출판에 동의한 자, 4. 논문 내용의 정확성과 진실성에 대한 의문이 있을 경우 대응 책임에 동의한 자

Duplicate Publication of Data | 논문 이중 게재

Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals. Also the published paper to this journal should not be submitted or published in any other journals. | 논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다. 한국소음진동공학회논문집에 게재된 논문은 이후 타 잡지에 투고 또는 발표를 금한다.

Plagiarism | 표절

Authors must not have presented portions of another's work or data as their own under any circumstances. | 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.

Policy on Commercialism | 부당 이득

Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means. | 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구하여서는 아니된다.

Review | 심사

Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer's conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct. | 논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에 따라 공정하게 심사하여야 한다. 기타 연구 부정행위에 관련된 모든 사항은 윤리위원회가 심의 및 결정한다.

Peer Review | 전문가심사 과정

Every manuscript received is reviewed by the writing guidelines and instructions of KSNVE. With editing team's decision, three peer reviewers are selected. The editorial director should ask a review to selected reviewers in 10 days from application date. The editing team takes responsibility for all general matters on peer review. If two reviewers among the selected do agree to accept the journal, review process ends. | 격월간(隔月刊) 한국소음진동공학회논문집에 게재하고자 별도로 정한 집필요강 및 투고요령에 의해 투고된 논문원고에 대하여 심사한다. 접수된 논문원고는 편집팀(편집위원장, 편집이사)의 판단하에 적정성을 검토하여 채택불가 또는 논문 심사위원 3인을 선정하고, 해당편집이사는 접수일로부터 10일 이내에 논문 심사위원에게 서류를 갖추어 논문심사를 의뢰한다. 의견교환 등 심사과정에 대한 전반적인 사항은 편집팀의 책임하에 논문 심사에 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.
- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.
- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.
- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.
- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게재철회(Errata/Revision/Addendum/Retraction)와 같은 종류가 있으며 이에 한해 출판을 허가하도록 한다.

Fee for Page Charge | 게재회비

If the manuscript is accepted for publication, authors of the paper should provide the paper processing fee(50,000 Won) and publication fee(General papers : basic 6 pages 100,000 Won, for extra page: 20,000 Won/page, Funding papers : basic 6 pages 150,000 Won, for extra page: 30,000 Won/page, Urgent papers : basic 6 pages 200,000 Won, for extra page: 40,000 Won/page, Conference papers : free). | 논문원고의 저자는 논문게재 회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비(연당 5만원) 및 게재회비(일반논문 : 기본6면 10만원/초과면당 2만원, 연구비 지원 : 기본 6면 15만원/초과면당 3만원, 긴급논문 : 기본 6면 20만원/초과면당 4만원, 학술대회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단  
법인

한국소음진동공학회  
The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

<http://www.ksnve.or.kr>