

한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

ISSN 1598-2785(Print)
ISSN 2287-5476(Online)

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 ₩20,000(member ₩10,000)). | 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 29 Number 6 December 2019

Published by The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Published on December 20, 2019(Bi-monthly)

Publisher Hong-Jae Yim(President, KSNVE)

Manuscript(Managing) Editor Jin Tai Chung(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

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.

This journal was supported by the Korean Federation of Science and Technology Societies(KOFST) Grant funded by the Korean Government.

Editorial Board

Editor-in-Chief

Prof. **Jin Tai Chung**

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University

jchung@hanyang.ac.kr

Tel : +82-31-400-5287

Editors

Prof.

Jun Hong Park

Department of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

parkj@hanyang.ac.kr

Tel : +82-2-2220-0424

Prof.

Jong Kwan Ryu

Department of Architecture, Chonnam Univ.

jkryu@jnu.ac.kr

Tel : +82-62-530-1631

Prof.

Soo Il Lee

Department of Mechanical Information Engineering, UOS

leesooil@uos.ac.kr

Tel : +82-2-6490-2393

Prof.

Won Ju Jeon

Department of Mechanical Engineering, KAIST

wonju.jeon@kaist.ac.kr

Tel : +82-42-350-3219

Field Leaders

Prof.

Chan Jung Kim

(Pukyong National Univ.)

Prof.

Jae Eun Kim

(Catholic Univ. of Daegu)

Prof.

Cheol Ung Cheong

(Pusan National Univ.)

Prof.

Jung Woo Sohn

(Kumoh National Institute of Technology)

Dr.

Deuk Sung Kim

(NVT)

Dr.

Young Cheol Huh

(KIMM)

Dr.

Hong Seok Yang

(LHI)

Dr.

Young Soo Seo

(ADD)

Board Members

Byung Chang Jung

(KIMM)

Byung Kwon Lee

(KEI)

Chang Yull Lee

(Chosun Univ.)

Do Young Ko

(KHNP)

Eun Rim Baek

(Seismic Simulation Test Center)

Han Shin Seol

(KRISO)

Hang Kim

(KOMERI)

Hyeong Ill Lee

(Kyungpook National Univ.)

Hyo In Ko

(KRRI)

Hyu Sang Kwon

(KRISS)

Hyun Ung Oh

(Chosun Univ.)

Hyun Woo Park

(Dong-A Univ.)

Hyun Wook Lee

(KRRI)

In Hyung Yang

(LG Electronics)

In Soo Son

(Dong-eui Univ.)

Jae Sung Bae

(Korea Aerospace Univ.)

Jae Won Lee

(NIER)

Jae Young Kang

(Kongju Univ.)

Je Heon Han

(KPU)

Jeong Ho Jeong

(FILK)

Ji Woo Yoo

(Hyundai Motor Group)

Ji Hyun Lee

(KIMM)

Jin Gyun Kim

(Kyung Hee Univ.)

Jin Woo Lee

(Ajou Univ.)

Jin You

(Samsung Electronics)

Jong Hak Lee

(LG Nex1)

Jong Jae Lee

(Sejong Univ.)

Jong Seok Oh

(Kongju National Univ.)

Joon Hee Ko

(NECRC)

Jung Bin Im

(Daewoo E&C)

Jung Soo Ryue

(Ulsan Univ.)

Kuk Su Kim

(DSME)

Kwan Woo Hong

(Samsung Electronics)

Kyoung Woo Kim

(KICT)

Kyung Taek Lee

(KNUe)

Lae Hyong Kang

(Chonbuk National Univ.)

Nam Cheol Kang

(Kyungpook National Univ.)

Pyoung Jik Lee

(Liverpool Univ.)

Pyung Sik Ma

(KIMM)

Sang Jin Oh

(Jeonnam Provincial College)

Se Jin Ahn

(Uiduk Univ.)

Seon Jun Jang

(Hoseo Univ.)

Seung Chul Lee

(POSTECH)

Seung Yup Yoo

(LG Electronics)

Soo Hong Jeon

(DTaQ)

Sung Chan Lee

(Yongsan Univ.)

Won Hyun Kim

(Hyundai Heavy Industries)

Yong Hee Kim

(KCL)

Yong Hwa Park

(KAIST)

Yun Ho Seo

(KIMM)

Editorial Staffs Copy editor Ho-Cheol Lee and Jun-Sung Yoo

한국소음진동공학회논문집

2019년 12월

제 29 권 제 6 호 통권 251호

목 차

타겟면의 거칠기 및 경사각에 따른 초음파 반사 특성 실험	임성구 · 김진오 ... 677
프로펠러 가진에 의한 저속 디젤엔진을 갖는 추진축계의 종진동	송명호 · 이돈출 ... 682
G/T 500톤급 차도선 추진축계시스템의 비틀림진동 특성과 안전성 평가	송 명 호 ... 689
주거공간 공기전달음의 저주파 대역 음압레벨의 최소 인지 차이	이송미 · 김정훈 · 송한솔 · 류종관 · 김경호 ... 696
선체진동 신호로부터 정의된 선체의 수중방사소음을 이용한 프로펠러 캐비테이션 소음 예측 연구	한형석 · 전수홍 · 이청원 · 김용훈 ... 705
바닥충격음 및 배수음에 대한 인공음과 자연음의 마스킹효과 조사	김정훈 · 송한솔 · 이송미 · 박한솔 · 이우영 · 조성근 · 류종관 ... 714
달팽이관 필터뱅크 및 ZCPA 청각모델에 기반한 두 귀의 시간차 추정기법	이경태 · 박용화 ... 722
지진하중 하에서 로킹모드에 의한 캐비닛의 응답특성 분석	임승현 · 전법규 · 장성진 · 최인길 ... 735
단독경보형감지기 발생음 패턴에 따른 음향 특성 연구	백은선 · 박현구 ... 745
지진에 의한 배전반 설치 앵커부의 하중특성에 대한 해석적 연구	이상문 · 정우영 ... 753
수소전기차용 공기압축기 에어포일 슬러스트 베어링 2-FSI 해석	신현장 · 박건웅 ... 762
진동대 시험을 이용한 수력발전소 RTU 패널의 내진성능평가	전법규 · 윤다운 · 신용재 · 정우영 ... 770
전술급 무인기 프로펠러의 형상변화에 따른 소음 수준 특성	유 기 완 ... 780
2행정 저속 디젤 엔진용 종진동 댐퍼의 모델링 방법	송명호 · 이돈출 ... 787
압전 초음파 진동자를 이용한 차량엔진 윌웨팅 저감 성능 고찰	한 영 민 ... 794
바닥충격음 표준 중량 충격원과 평가지표 간의 대응관계	김경우 · 신혜경 ... 801
유리의 단면구성과 미서기 창호 창틀이 창의 차음성능에 미치는 영향	양관섭 · 신혜경 · 김경우 ... 810
철도소음 측정망에 대한 적정한 소음측정방법의 비교 연구	이창혁 · 노유진 · 김인규 · 이병찬 ... 821

C · O · N · T · E · N · T · S

- Experiments Characterizing Ultrasound Reflection at a Target Surface Depending on Roughness and Slope Lim, S. G. and Kim, J. O. ... 677
- Axial Vibration of Propulsion Shafting System with Low Speed Diesel Engine by Propeller Excitation Song, M. H. and Lee, D. C. ... 682
- Torsional Vibration Characteristics and Safety Estimation of Propulsion Shafting System on the G/T 500 ton Class Passenger and Car-ferry Vessel Song, M. H. ... 689
- Just Noticeable Difference of SPL in Low-frequency Range for Airborne Sounds in Residential Space Lee, S. M., Kim, J. H., Song, H. S., Ryu, J. K. and Kim, K. H. ... 696
- Study for Estimation of Propeller Cavitation Sound using Underwater Radiated Sound from the Hull Estimating with Hull Vibration Han, H. S., Jeon, S. H., Lee, C. W. and Kim, Y. H. ... 705
- Investigation on Masking Effect of Artificial and Natural Sounds on Floor Impact and Drainage Noises Kim, J. H., Song, H. S., Lee, S. M., Park, H. S., Lee, W. Y., Cho, S. K. and Ryu, J. K. ... 714
- Estimation of Interaural Time Difference based on Cochlear Filter Bank and ZCPA Auditory Model Lee, G.-T. and Park, Y.-H. ... 722
- Evaluate the Characteristics of Vibration Caused by Rocking Modes of Electric Cabinet under Seismic Loading Lim, S.-H., Jeon, B.-K., Jang, S.-J. and Choi, I.-K. ... 735
- Acoustical Characteristics of the Single Alarm Detector in Terms of Sound Pattern Baek, E.-S. and Park, H.-K. ... 745
- Analytical Study on the Loading Characteristics of the Distribution Panel Installed Anchorage under the Seismic Lee, S.-M. and Jung, W.-Y. ... 753
- 2-FSI Analysis of an Air Foil Thrust Bearing of Air Compressor for a Hydrogen Electric Car Shin, H. J. and Park, G. W. ... 762
- Seismic Performance Evaluation for Hydroelectric Power Plants RTU Panel by Shaking Table Tests Jeon, B.-G., Yun, D.-W., Shin, Y.-J. and Jung, W.-Y. ... 770
- Sound Levels from Variable Shapes of a Tactical UAV Propeller Ryu, K.-H. ... 780
- Axial Vibration Damper Modelling Method on the Two Stroke Low Speed Diesel Engine Song, M. H. and Lee, D. C. ... 787
- Performance Investigation of Wall-Wetting Reduction in Vehicle Engines Utilizing Piezoelectric Ultrasonic Vibrator Han, Y.-M. ... 794
- Correspondence Between Standard Heavy Impact Sources and Single Number Indexes of Floor Impact Sound Kim, K.-W. and Shin, H.-K. ... 801
- Effect on Sound Insulation Performance of Double Sliding Window According to Glass Sectional Structures and Window Frame Yang, K.-S., Shin, H.-K. and Kim, K.-W. ... 810
- A Comparative Study on the Noise Measurement Methods for Proper Monitoring of Railway Network Noise Lee, C. H., Noh, Y. J., Kim, I. K. and Lee, B. C. ... 821

타겟면의 거칠기 및 경사각에 따른 초음파 반사 특성 실험

Experiments Characterizing Ultrasound Reflection at a Target Surface Depending on Roughness and Slope

임 성 구* · 김 진 오†
Sung Gu Lim* and Jin Oh Kim†

(Received August 1, 2019 ; Revised November 13, 2019 ; Accepted November 13, 2019)

Key Words : Ultrasound(초음파), Reflection(반사), Target Surface(타겟면), Roughness(거칠기), Slope(경사)

ABSTRACT

This study deals with ultrasound reflection characteristics at a target surface during distance measurements using an ultrasonic sensor. The purpose of this study is to investigate the allowable range of the slope angle of a target surface where the incident ultrasound is reflected to return when the distance is measured by an ultrasonic sensor for both transmission and reception. To this end, it is necessary to research the reflection characteristics of ultrasound according to the roughness and slope angle of the target surface. We carried out experiments detecting ultrasonic waves reflected on a rough surface and returning to the sensor. The target specimens had particle sizes from 0 to 0.01 relative to the ultrasonic wavelength. As we changed the target surface slope, we monitored the reception of the reflected waves and investigated the distance measurement error. It appears that for the rougher surface, the allowable slope angle range was larger even though the detectable distance range is smaller. When the particle size relative to the ultrasonic wavelength was 0.008, the distance measurement was reasonable at a slope angle up to 25°.

1. 서 론

초음파를 활용한 거리측정 기술은 차량의 후방감지⁽¹⁾ 및 주차보조와 이동로봇의 장애물 감지⁽²⁾ 등에 활용되고 있다. 초음파 트랜스듀서로 초음파를 송신할 때, 타겟면에서 반사된 후 수신되는 초음파는 타겟면의 거칠기와 경사각에 따라 다르다. 거리측정이 타당하게 이루어지는 경사각 허용범위를 파악하기 위해 타겟면의 거칠기나 경사각에 따른 초음파의 반사특성을 파악할 필요가 있다.

박쥐가 초음파로써 전방 장애물을 탐지할 때, 타겟면이 초음파 전파방향에 직각이 아니어도 감지한다. 이는 거친 타겟면에서 초음파가 난반사하여 박쥐에게 되돌아오는 반사파가 있기 때문이며, 매끄러운 타겟면은 초음파 전파방향에 직각이 아니면 박쥐가 인지하지 못하여 충돌하는 사례가 관찰되었다⁽³⁾. 그러나 거친 타겟면에 대해서 거칠기와 반사각에 관한 연구 결과는 제시되지 않았다. 비파괴평가 방법 중 하나인 초음파 검사에서 거친 표면에 대한 초음파 산란을 유한요소 해석을 기반으로 연구한 사례⁽⁴⁾가 있지만 이를 실험으로 검증하지는 않았다. 타겟면의 거칠기에

† Corresponding Author ; Fellow Member, Soongsil University
E-mail : jokim@ssu.ac.kr
* Member, Soongsil University

A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Spring Conference
‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

따라 반사된 초음파의 진폭을 연구한 사례도⁽⁵⁾ 있는데, 거리측정과 관련하여 경사각 허용 범위를 다루지는 않았다.

이 논문은 타겟면의 거칠기와 경사각에 따라 거리 측정이 가능한 경사각의 허용범위를 실험으로 파악하였다. 송신 및 수신 겸용 초음파 센서를 이용하여 거리를 측정하고, 타겟면의 거칠기에 따른 반사 초음파의 수신음압을 관찰하였다. 이때, 타겟면의 거칠기는 사포의 면으로 분류하였다. 타겟면의 경사각을 변경하며 수신음압을 관찰하고, 그 결과로부터 타겟면에 따른 초음파의 반사 특성을 파악하였다.

2. 거칠기에 따른 반사특성

다양한 거칠기의 타겟면은 1200방, 800방, 400방, 150방 사포로 설정하였다. 사포면의 거칠기를 SEM (scanning electron microscope)으로 찍어 Fig. 1에 제시하였다. 타겟면의 입자크기를 ISO 6344에서 참조하여 Table 1에 기재하고, 입자크기를 파장(λ)으로 나누는 값을 함께 기재하였다. 여기서 grit size 0은 매끈한 유리면이다. 재료의 차이가 있지만 공통적으로 공기와의 음향 임피던스 차이가 매우 커서 파동 반사율에는 차이가 없다.

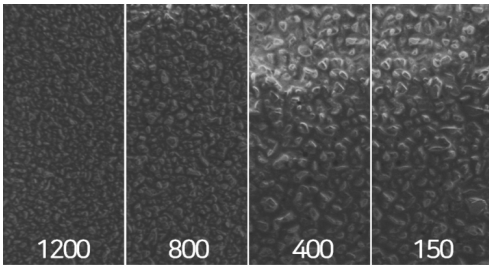


Fig. 1 SEM pictures of sandpaper surface

Table 1 The grit size of sandpaper per wavelength of ultrasound

Roughness		Grit size per wavelength	
Sandpaper specification (grade)	Grit size (μm)	At 30 kHz ($\lambda = 11.4 \text{ mm}$)	At 40 kHz ($\lambda = 8.5 \text{ mm}$)
-	0	0	0
1200	15.3	0.0013	0.0018
800	21.8	0.0019	0.0026
400	35	0.0031	0.0041

Fig. 2에 실험장치 구성을 제시하였다. 초음파 센서로부터 일정거리 떨어진 위치에 타겟면을 설치하였다. 송·수신 보드(airmar development kit)로 정현파 신호를 초음파 센서에 입력으로 인가하였다. 타겟면에서 반사되어 되돌아온 초음파의 수신 신호를 오실로스코프로 측정하였다. 거리측정용 초음파 센서에서 주로 사용되는 구동주파수 30 kHz와 40 kHz의 초음파 센서를 활용하였다.

구동주파수 30 kHz인 초음파 센서로 초음파를 송신하고, 1 m 거리의 타겟면에서 반사되어 되돌아온

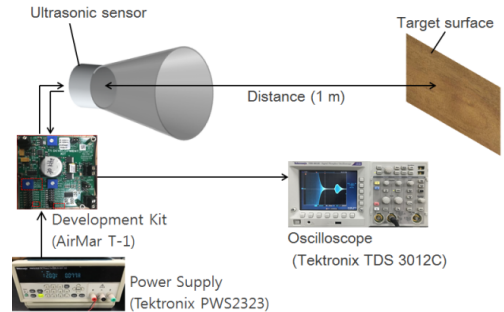


Fig. 2 Configuration diagram of transmission and reception test instrument for the roughness of the target surface

Table 2 Received voltage depends on the roughness of the target surface (30 kHz, 1 m)

Grit size per wavelength	Sensor output	
	Measured (mV)	Normalized
0	1020 \pm 3.1	1
0.0013	830 \pm 1.2	0.814
0.0019	700 \pm 0.8	0.686
0.0031	600 \pm 1.2	0.588
0.0088	550 \pm 0.5	0.539

Table 3 Received voltage depends on the roughness of the target surface (40 kHz, 0.4 m)

Grit size per wavelength	Sensor output	
	Measured (mV)	Normalized
0	628 \pm 0.9	1
0.0018	616 \pm 0.7	0.981
0.0026	452 \pm 0.3	0.720
0.0041	430 \pm 0.1	0.685
0.0118	426 \pm 0.4	0.678

초음파를 수신하여 측정된 센서 출력의 크기를 Table 2에 나타내었다. Table 3에는 구동주파수가 40 kHz인 초음파 센서를 사용하여 0.4 m 거리의 타겟면에서 반사된 후 수신된 초음파의 센서출력이다. 측정을 3번씩 하여 평균값과 표준편차를 기재하였다. 30 kHz일 때와 40 kHz일 때 타겟면 거리를 다르게 설정하였다. 구동주파수가 40 kHz인 초음파 센서는 1 m 거리에서 수신음압이 작아 0.4 m에서 실험하였다. Table 2와 Table 3의 데이터를 Fig. 3에 그래프로 나타내었다. 여기서 2개의 점선은 각각 주파수에 대한 추세선이다. Fig. 3의 그래프 추세는 초음파 파장 대비 입자 크기가 클수록 타겟면에 반사되어 되돌아온 초음파 음압이 작음을 보여준다. 추세에서 벗어나는 결과가

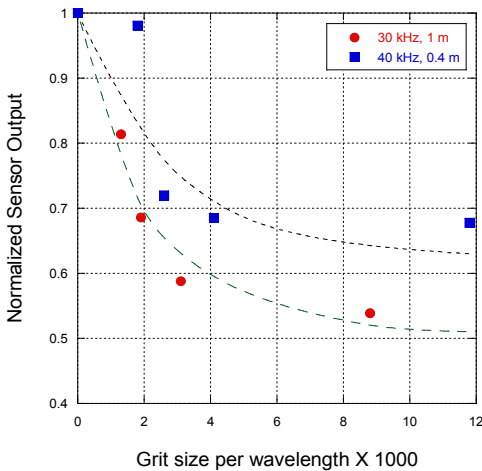


Fig. 3 Normalized sensor output depending on grit size per wavelength

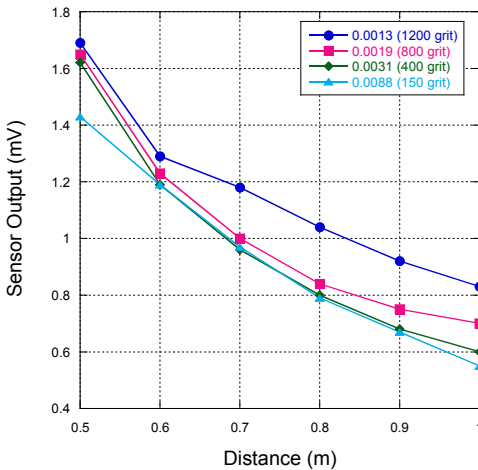


Fig. 4 Sensor output depending on target surface roughness (30 kHz)

하나 나타났는데, 이는 실험 중의 오류로 추정되므로 추가 검토가 필요하다.

타겟면의 거칠기와 거리를 변경하며 초음파 송수신 실험을 하였고, 실험결과를 Fig. 4에 그래프로 나타내었다. 타겟면이 거칠수록 초음파 센서의 수신음압이 작은 것으로 나타났다. 이는 산란으로 인해 초음파가 방사되어 센서로 되돌아 온 양이 작아지기 때문이며, 참고문헌 (5)의 결과와 같은 경향이다.

3. 경사각에 따른 반사특성

타겟면의 경사 각도를 0°부터 45°까지 5°간격으로 변경하며 실험하였다. 타겟면의 거칠기는 2절에서 언급한 내용과 같다. 실험장치를 Fig. 5에 나타내었다. 구동주파수가 30 kHz와 40 kHz인 초음파 센서를 사

Table 4 Measured distance according to target surface slope angle (30 kHz, 1 m)

		Measured distance (m)					
Target surface slope (°)		0	10	15	20	25	30
Grit size per wavelength	0.0013	1.00	1.00	1.00	0.96	0.97	1.4
	0.0019	1.00	1.00	1.00	1.00	1.10	1.17
	0.0031	1.00	1.00	1.00	1.00	1.08	1.49
	0.0088	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.37

Table 5 Measured distance according to target surface slope angle (40 kHz, 0.4 m)

		Measured distance (m)					
Target surface slope (°)		0	10	15	20	25	30
Grit size per wavelength	0.0013	0.40	0.40	0.38	0.42	0.47	0.46
	0.0019	0.40	0.40	0.40	0.45	0.47	0.45
	0.0031	0.40	0.40	0.40	0.43	0.47	0.48
	0.0088	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.45

용하였다. 타겟면의 경사각을 변경하며 수신된 초음파의 센서출력을 측정하였고, 결과를 Fig. 6에 제시하였다. 타겟면의 경사각도가 0°일 때, 즉 수직 입사때에

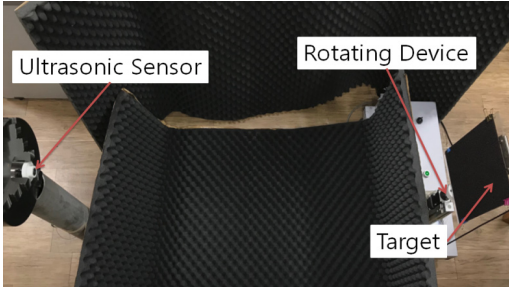
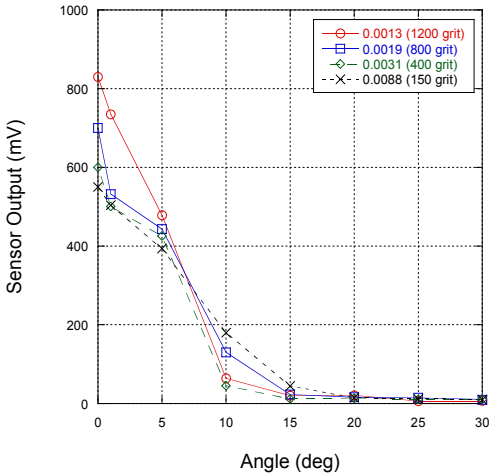


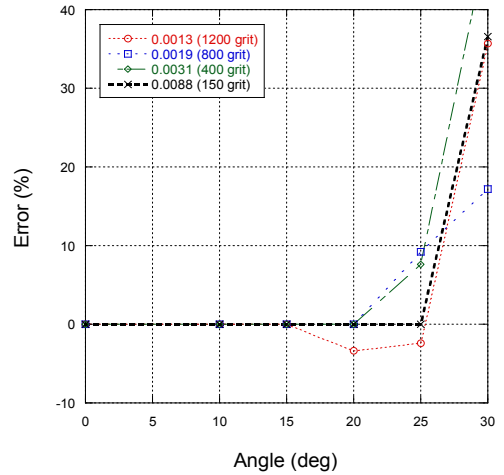
Fig. 5 Device for measurement of receiving sound pressure according to slope angle

타겟면이 거칠수록 수신음압이 작지만, 타겟면의 경사각도가 0°가 아닐 때에는 타겟면의 거칠기에 따라 수신음압이 유의미한 차이를 나타내지 않았다.

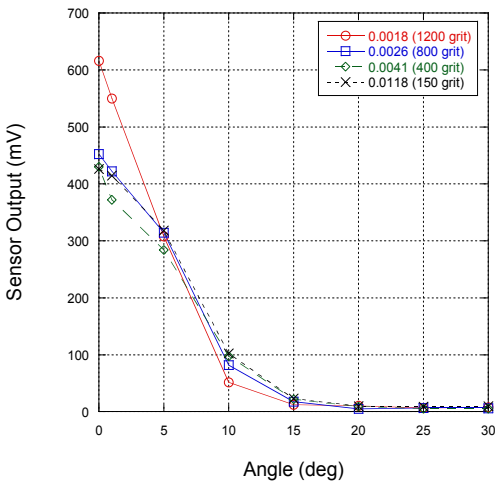
타겟면의 거칠기와 경사각을 변경하며 거리측정을 하였고, 측정오차를 관찰하였다. 구동주파수 30 kHz인 초음파 센서로 1 m 거리에 위치해 있는 타겟면에 초음파를 송수신 하였다. 경사각은 0°부터 30°까지 변경하였다. 초음파의 송수신 시간을 거리로 환산하여 Table 4에 나타내었다. 구동주파수 40 kHz인 초음파 센서로 0.4 m 거리에 위치해 있는 타겟면에 초음파를 송수신 실험을 하여 Table 5에 나타내었다. 거리측정 실험결과를 토대로 오차를 계산하여 Fig. 7에 그래프로 제시하였다. 타겟면이 거칠수록 거리측



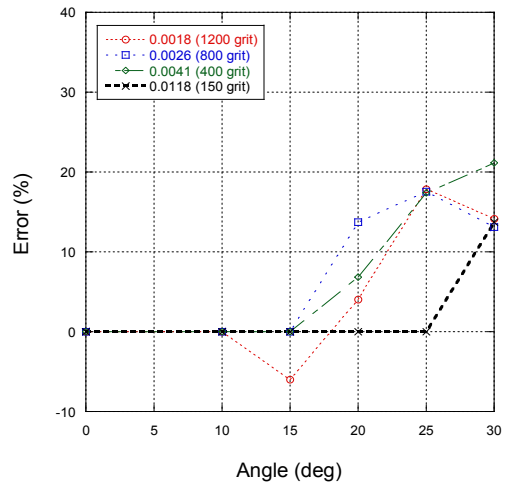
(a) Frequency 30 kHz and distance 1 m



(a) Frequency 30 kHz and distance 1 m



(b) Frequency 40 kHz and distance 0.4 m



(b) Frequency 40 kHz and distance 0.4 m

Fig. 6 Reflected ultrasound according to the roughness and slope angle of the target surface

Fig. 7 Error in measured distance according to slope angle

정이 가능한 경사각의 허용범위가 커짐을 확인하였다. 실험에 사용된 사포 중 가장 거친면인 150방 사포(과장 대비 입자크기는 30 kHz에서 0.0088이고 40 kHz에서 0.0118)의 경우에 25°까지의 경사각에서 거리측정이 타당하게 이루어졌다. 경사각 15°까지에서는 오차 1% 이내로 거리측정이 정확히 이루어졌다. 경사각 20°와 25°에서는 오차 2%로 거리측정이 가능한 결로 나타났다.

구동주파수 30 kHz와 40 kHz인 초음파 센서를 사용하였고, 타겟면의 거칠기를 1200방, 800방, 400방, 150방 사포로 하였다. 거칠기에 따른 반사파 수신을 관찰하였고, 타겟면의 각도를 0°부터 45°까지 5°간격으로 변경하며 거리측정 오차를 파악하였다.

4. 결 론

거리측정용 초음파 센서로부터 전파하는 초음파의 타겟면 반사 특성을 다루었다. 송신 및 수신 겸용 초음파 센서로 거리를 측정할 때, 타겟면에 입사하는 초음파가 반사하여 센서로 되돌아가는 타겟면 경사각 허용범위를 파악하기 위하여 실험을 하였다.

타겟면의 경사각도가 0°일 때 타겟면이 거칠수록 수신음압이 작지만, 타겟면의 경사각도가 0°가 아닐 때에는 타겟면의 거칠기에 따라 수신음압이 유의미한 차이를 나타내지 않았다. 타겟면이 거칠수록 거리측정이 가능한 경사각 허용범위가 커짐을 확인하였다. 150방 사포(과장 대비 입자크기는 30 kHz에서 0.0088이고 40 kHz에서 0.0118)의 경우에 25°까지의 경사각에서 거리측정이 타당하게 이루어졌다.

References

- (1) Kim, J. O., 2000, Sensors and Actuators Using Ultrasound, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 5, pp. 723~728.
- (2) Choi, Y. K., Choi, U. S. and Song, J. B., 2009, Obstacle Avoidance of a Mobile Robot Using Low-cost Ultrasonic Sensors with Wide Beam Angle, Journal of

Institute of Control, Robotics and Systems, Vol. 15, No. 11, pp. 1102~1107.

(3) Grief, S., Zsebök, S., Schmieder, D. and Siemers, B. M., 2017, Acoustic Mirrors as Sensory Traps for Bats, Science, Vol. 357, No. 6355, pp. 1045~1047.

(4) Choi, W. J., Kim, K. B. and Kwon, S. G., 2018, A Statistical Study on Wave Scattering on Rough Surfaces Using Ultrasonic Numerical Simulations, Journal of the Korean Society for Nondestructive Testing, Vol. 38, No. 3, pp. 197~202.

(5) Sukmana, D. D. and Ihara, I., 2006, Surface Roughness Characterization through the Use of Diffuse Component of Scattered Air-coupled Ultrasound, Japanese Journal of Applied Physics, Vol. 45, No. 5B, pp. 4534~4550.



Sung Gu Lim received the B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Soongsil University in 2014 and 2019, respectively. During his stay at Soongsil as a graduate student, he was working on ultrasonic sensors and wave propagation.



Jin Oh Kim received the B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Seoul National University in 1981 and 1983, respectively, and the Ph.D. degree from University of Pennsylvania in 1989. For ten years he has got research experiences at Korea Research Institute of Standards and Science, Northwestern University, and Samsung Advanced Institute of Technology. Since 1997, he has been working at Soongsil University, where he is currently a Professor of mechanical engineering. His research interests are in the area of ultrasonic sensors and actuators using mechanical vibrations and waves.

프로펠러 가진에 의한 저속 디젤엔진을 갖는 추진축계의 종진동 Axial Vibration of Propulsion Shafting System with Low Speed Diesel Engine by Propeller Excitation

송명호*·이돈출†
Myeongho Song* and Donchool Lee†

(Received August 20, 2019 ; Revised October 21, 2019 ; Accepted October 31, 2019)

Key Words : Axial Vibration(종진동), Propeller Excitation(프로펠러 가진), Propulsion Shafting System(추진축계)

ABSTRACT

The axial vibration of propeller-induced excitation can be mostly seen in warships that have high-speed rotation propulsion shafting systems equipped with reduction gears. Coupled torsional and axial vibration is mainly focused on the excitation force that is induced by the cylinder's gas pressure and the piston's reciprocating mass in low-speed two-stroke diesel engines with seven or fewer cylinders; more complex vibration modes with one or more nodes can be seen in engines with eight or more cylinders. This thrust variation force caused by the axial vibration is the excitation force of the ship's deckhouse in the longitudinal direction and has been researched extensively in the past. Recently, super-size containerships have been built that have more than 20 000 TEU. These ships have adopted low-speed diesel engines with 10 or more cylinders as their prime mover and the distance between the propeller and the main engine has increased significantly due to the streamlining of their hulls. As a result, there is the probability of resonance between the propeller's axial excitation and the second node vibration. While this vibration frequency is rare, the possibility of resonance with the ship's superstructure can create vibrations in the pipes and various accessories surrounding the main engine and stern tube. In addition, severe vibrations can occur if the natural frequency of these parts and that of the axial vibration are similar, which necessitates installing an additional damper on the intermediate shaft that resembles an axial vibration damper that is attached to the crankshaft free end. This paper intends to research the characteristics of axial vibration through theoretical analysis and measurement data with a focus on the 2nd order axial excitation of the propeller blade number in a propulsion shafting system with a 11G90ME engine as the research model.

1. 서 론

프로펠러 전·후방향 가진에 의한 종진동은 감속기

가 있는 추진축의 균함 등에서 프로펠러 회전수가 높은 경우에 고유진동수와 주로 프로펠러의 날개수차수의 성분이 겹쳐 대상이었다. 저속 2행정디젤엔진을 주 기관으로 한 추진축계는 엔진의 폭발압력에 의한 기

† Corresponding Author ; Member, Mokpo Maritime University
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr

* Member, Marine Engineering, Mokpo Maritime University

A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

진력을 중심으로 7실린더 이하 엔진에서는 비틀림진동과 연성된 종진동이 그리고 8실린더 이상 엔진에서는 복잡한 진동모드를 갖는 0절 진동이 검토 대상으로 크랭크축 선단에 종진동 댐퍼를 부착함으로써 종진동을 방지하고 있다. 이러한 종진동에 의해서 발생하는 추력변동력은 선박의 거주구 상부의 전·후 진동을 일으키는 기진력으로 지금까지 많은 연구들이 진행되어 왔다⁽¹⁻⁷⁾. 최근에는 2만 TEU 이상의 초대형 컨테이너선이 등장하였다. 이러한 선박은 10실린더 이상의 대형 저속디젤엔진을 주기관으로 채택하고 후미의 날렵한 선형에 따라 프로펠러와 주기관 사이의 길이도 상대적으로 많이 길어졌다. 이 경우 프로펠러의 순수한 종방향 1절 또는 2절 진동의 고유진동수가 기존 선박에 비해 낮아지기는 하였지만, 공진차수가 높아 이 진동에 의한 문제가 발생된 사례는 보기 힘들다. 특히 진동 자체가 주기관이 아닌 선미 축을 중심으로 일어나는 진동모드와 가진 역시 주기관이 아닌 프로펠러의 가진은 해결방법은 쉽지 않다. 그리고 이 진동모드에 의한 진동이 심할 경우 선미관의 각종 장치 및 일부 주기관과 액세서리도 문제가 될 수 있다.

이 논문은 11G90ME엔진을 주기관으로 한 추진축계의 종진동을 연구 모델로 프로펠러 날개수의 2차 성분은 측정 자료를 통해서, 그리고 엔진의 종방향 기진력은 제작사에서 제공한 이론적인 가스압력을 중심으로 한 하모닉계수를 이용하여 종진동의 이론적 해석과 그 특성을 연구하고자 한다.

2. 추진축계의 종진동해석

연구 대상 선박의 추진을 위한 주기관 및 프로펠러의 제원은 Table 1과 같다. 비틀림진동에 의한 종진동의 연성효과를 적용하기 위하여 비틀림진동은 19개의 집중질량을 갖는 모델로 하여 해석을 수행하였다. 비틀림진동은 2절 8차와 11차가 주이며 엔진제작사는 Table 1과 같이 32톤의 고성능 튜닝댐퍼를 2절 비틀림진동에 튜닝하도록 설계하여 부착하였다. Fig. 1은 크랭크축의 중간지점인 체인 드라이브에서 해석한 비틀림진동 응력이며 2절의 8차가 가장 크다. 중간축이나 프로펠러축의 비틀림진동 응력은 검토할 정도로 크지 않기 때문에 여기서는 제외하였다. 그리고 프로펠러의 연성효과를 확인하기 위하여 해석한 비틀림진동의 각진폭을 Fig. 2에 보인다. 여기서 엔진을 많이

Table 1 Specification of the 11G90ME propulsion engine

Axial damper	Stiffness of thrust (MN/m)	590
	Rel. damping (MN/s)	6.0
	Weight (kg)	7300
Thrust bearing	Stiffness of thrust (MN/m)	3153
Torsional damper	Tuned type	D360/2/V/M
	Diameter×width (mm)	3600×Unknown
	Outer/inner inertia (kg·m ²)	56 500/4506
	Stiffness (MN·m/rad)	210
	Relative damping (kN·m/s)	1250
	Weight (kg)	31 565
Main engine	Type	11G90ME
	Cylinder bore×stroke (mm)	900×3260
	Power at MCR (kW×r/min)	46 360×75.7
	Pmi at full load (bar)	17.11
	Nominal torque (kN·m)	5 848
	Reciprocating mass (kg/cyl.)	15 767
	Firing order	1-5-11-6-2-7-9-4-3-6-10(uneven)
	Dia. of crank shaft (mm)	1130
	Conn. ratio (r/l)	0.488
	No. of cylinder	11
	Weight(ton)	1786
Propeller	Type	Fixed pitch
	Diameter (m)	10.0
	No. of blade (ea)	5
	Moment of inertia (ton·m ² (in water))	512.2
	Weight (ton)	88.46

사용하는 50 r/min 이상에서 상용회전수인 MCR (maximum continuous rating)까지는 각진폭이 작아서 비틀림진동에 의한 추력변동력은 발생하지 않을 것으로 예상된다. 추진축계의 종진동을 해석하기 위하여 Fig. 3과 같이 각 실린더는 2개의 집중질량으로 가정하여 총 32질점계로 나누어 해석을 수행하였다.

자유진동 계산을 위하여 Table 1의 종진동 댐퍼의 감쇠 값을 이용하여 감쇠(종진동 댐퍼는 제외)와 기진력을 무시하여 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있

Table 2 Natural frequencies of axial vibration

Number of node	Natural frequency(unit : cycle/min)	
	Inactive	Active
0	207.57	291.77
1	590.35	680.72
2	758.17	778.91

다⁽⁷⁾. 고유진동수에 대한 계산결과는 Table 2에 보이

며, 종진동의 특성은 종진동 댐퍼와 추력베어링의 강성지지에 의해서 절점이 없는 0절 진동부터 시작한다. 여기서 종진동 댐퍼가 작동하지 않을 경우와 댐퍼의 감쇠와 각속도를 서로 곱하여 강성(감쇠 $\times\omega$)으로 가정한 디튜너(de-tuner)의 계산한 결과를 보인다. 그리고 강제감쇠진동 계산은 종진동 댐퍼의 비선형성을 고려하여 전달매트릭스법을 이용하였다. Fig. 4는 진동 모드(또는 노드)를 표시한 것으로 추력베어링의 강성에 의해서 절점이 생기지 않으므로 편의상 진동 모드 0로 표시하였고, 모드 1과 모드 2는 엔진의 회전수와 비교

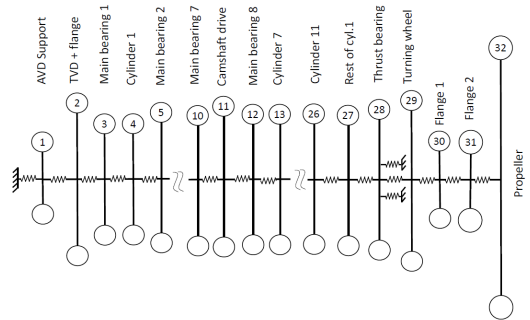


Fig. 3 Mass spring system for axial vibration

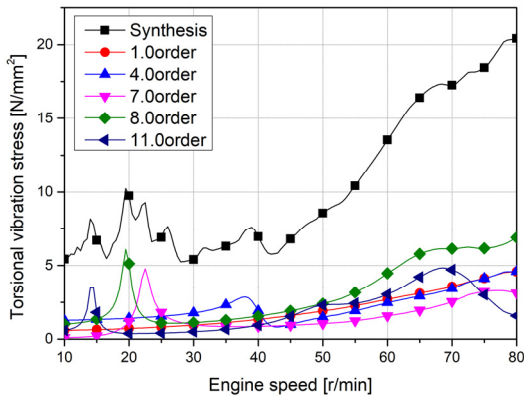


Fig. 1 Torsional vibration stress at chain drive (crank shaft)

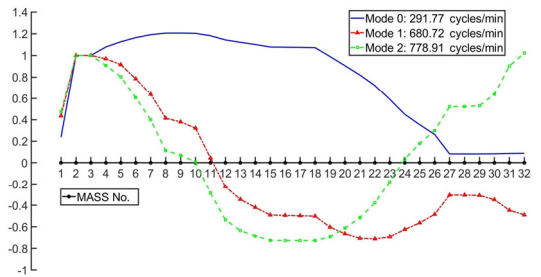


Fig. 4 Mode shape for axial vibration

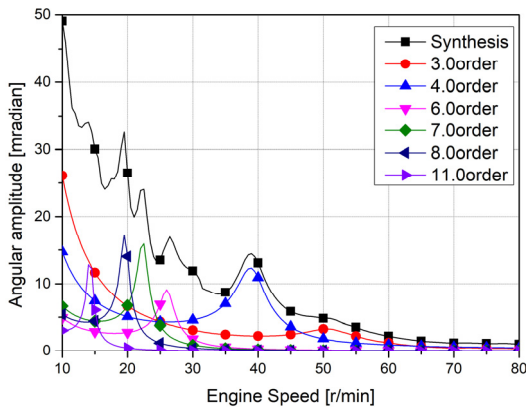


Fig. 2 Angular displacement amplitude at propeller

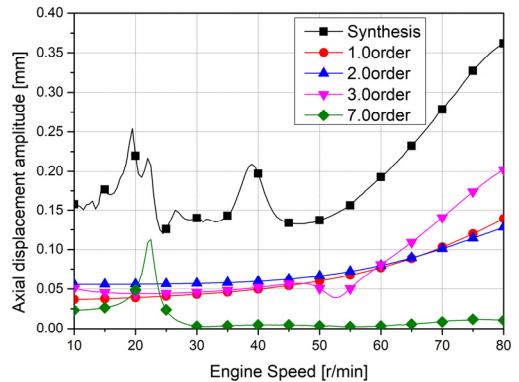


Fig. 5 Axial displacement amplitude at crankshaft free end

하여 지금까지는 검토 대상이 아니었지만, 이 논문에서는 2 모드의 10차(공진점 77.8 r/min)가 검토 대상이다. Figs. 5 ~ 8은 모든 엔진제작사들이 지금까지 관행적으로 수행하는 프로펠러 기진력은 무시하고 엔진의 비틀림 및 종 기진력에 의한 해석결과이다. Fig. 5

는 크랭크축 선단 종진폭이며 비교적 진동이 크지 않으며, 진폭이 적을수록 댐퍼의 감쇠는 적어지고 진폭이 크면 오히려 감쇠가 커져야 한다. Fig. 6은 종진동 댐퍼에 걸리는 추력변동력으로 4차 성분은 비틀림진동에 의한 연성 효과이다. Fig. 7은 추력베어링에 종진폭으로 모든 피크 진동은 비틀림진동에 의해서 발생한 프로펠러의 추력 변동력에 의해서 발생한 진동이다. Fig. 8은 종진폭과 추력베어링의 강성을 고려하여 추력변동력으로 환산한 결과이다. 그림에서 보는 바와

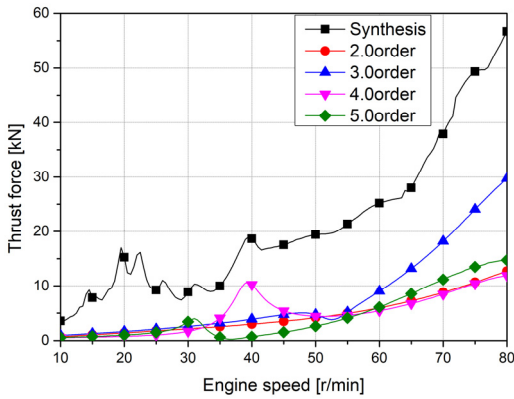


Fig. 6 Thrust force at axial damper

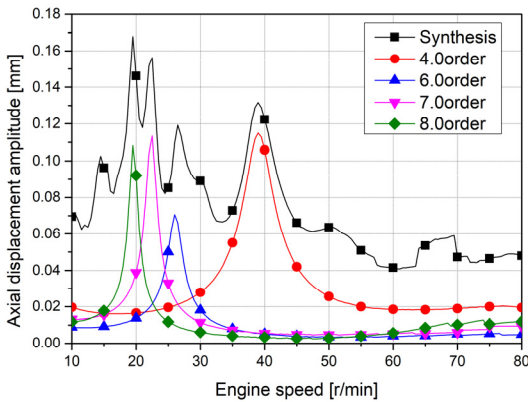


Fig. 7 Axial displacement amplitude at thrust bearing

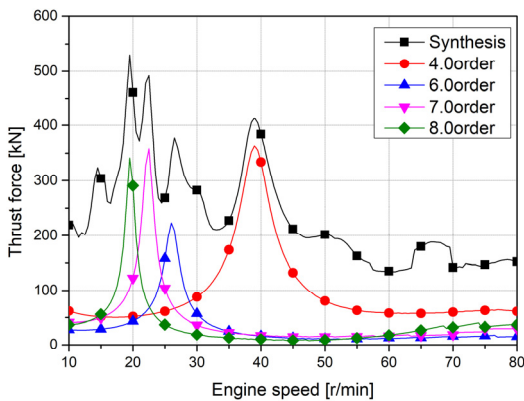


Fig. 8 Thrust force at thrust bearing

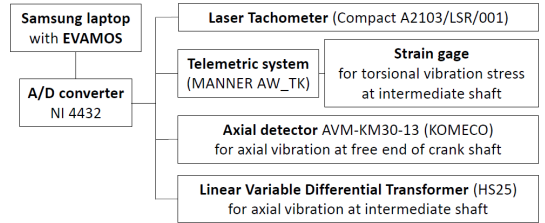


Fig. 9 Schematic diagram for torsional and axial vibration measurement

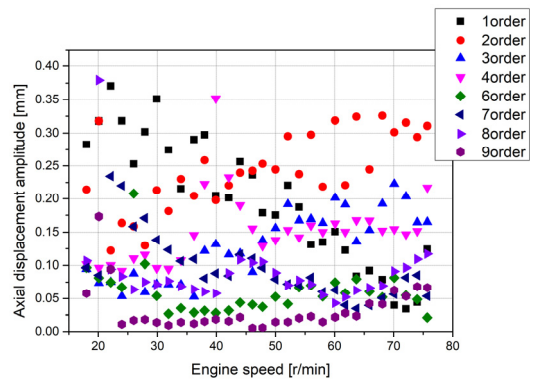


Fig. 10 Axial displacement amplitude measurement at crank shaft free end

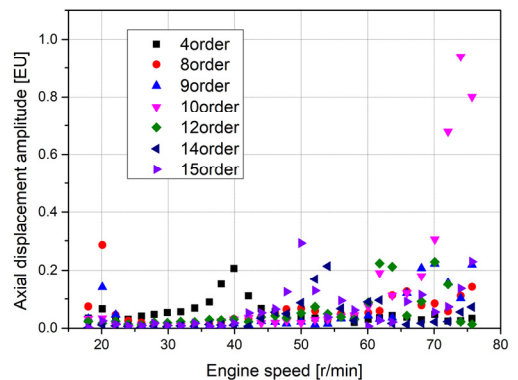


Fig. 11 Axial displacement amplitude measurement at intermediate shaft

같이 엔진을 많이 사용하는 회전수 50 r/min 이상에서는 공진점이 존재하지 않고 추력변동도 크지 않다.

3. 실선 실험과 고찰

크랭크축 선단진폭은 종진동 모니터링 시스템을 이용하였고 엔진끝단인 중간축의 플랜지에서 종진폭 측정하기 LVDT(linear variable differential transducer)를 설치하였으며 전체적인 장비는 Fig. 9와 같이 배치하였다. LVDT 설치는 비틀림진동에 의한 종진동의 연성효과를 측정하기 위한 것이다. 또한 추력 변동의 주원인인 비틀림진동을 측정하기 위하여 중간축에 스트레인게이지를 이용한 full bridge를 구성하여 부착하고 원격 시스템을 이용 비틀림진동을 측정하였다. 그리고 여기서 얻은 신호는 NI A/D 변환기를 이용하였고 분석 S/W는 자체 개발한 EVAMOS를⁽⁸⁾ 이

용하였다. Fig. 10은 크랭크축 선단 종진동의 계측결과이며 뚜렷하게 종진폭이 크지 않다. Fig. 5의 해석결과에서 비교하여 3차~4차는 어느 정도 비교할 수 있으나, 1차~2차 성분은 종진동보다는 런아웃(run-out) 성분일 가능성이 높다. 이는 크랭크축의 총 길이가 18 m에 달하고 순수한 종진동보다는 축의 횡진동과 런아웃(run-out) 등 종진동 이외의 복잡한 크랭크축의 운동이 포함되어 있다고 볼 수 있다. 또한 4차 성분은 비틀림진동에 의한 가진된 연성 효과로 해석결과보다 높게 측정된 것은 해석 시 일률적으로 댐퍼의 감쇠가 크게 평가한 것으로 판단된다. 즉 종진폭이 적으면 감쇠가 적어지고 종진폭이 크면 감쇠가 증가한 종진동 댐퍼의 비선형성 때문인 것으로 추정할 수 있다.

Fig. 11은 중간축 플랜지에서 측정된 종진동으로 추력베어링에서 측정된 값으로 환산하기 위해서는 Table 2와 Fig. 4를 참고하여 2절 진동모드 상 0.82배

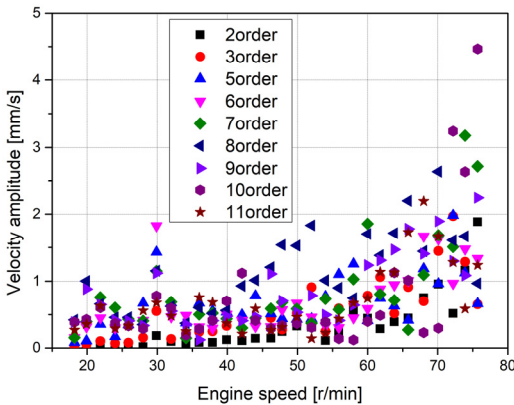


Fig. 12 Velocity amplitude of main engine fore-top at longitudinal direction

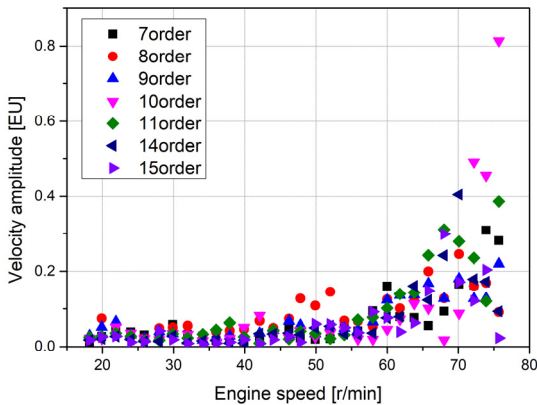


Fig. 13 Velocity amplitude of engine fore-top accessory at longitudinal direction

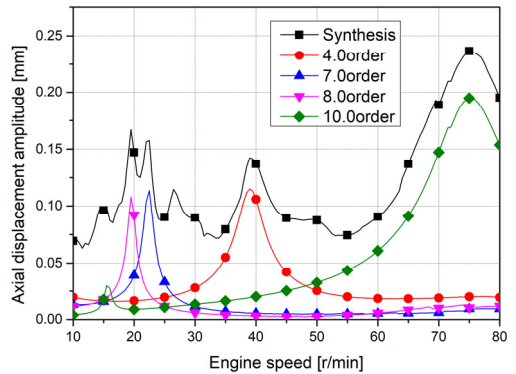


Fig. 14 Recalculated axial displacement amplitude including the 2nd order excitation of propeller blade number at thrust bearing

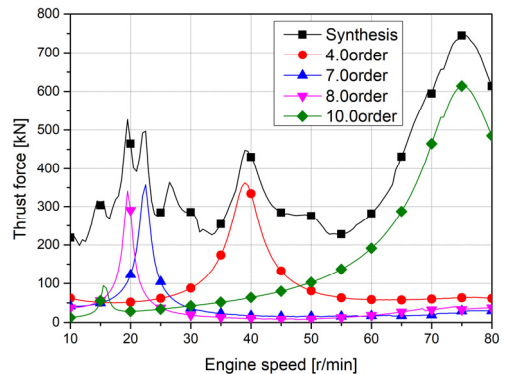


Fig. 15 Recalculated thrust force including the 2nd order excitation of propeller blade number at thrust bearing

하여 사용하여야 한다. 그리고 추력변동력은 이 값에 Table 1에서 추력베어링의 강성을 곱해서 계산하게 된다. 또한 그 값을 공개하기가 곤란하여 합성된 최대 진폭을 1.0로 놓고 상대비로 환산한 결과들을 보여주고 있다. 여기서 15차의 공진은 50 r/min 그리고 10차는 74 r/min에서 일어나며 진동주파수는 12.3 Hz로 Table 2의 해석결과보다 약 0.6 Hz 낮다. 4차와 8차는 비틀림진동에 의한 연성진동이다. Fig. 12는 추력 베어링의 반대편인 주기관 앞쪽 상부에서 측정된 진동진동이다. 특히 10차 성분은 가진점인 추력베어링과 진동계측점의 사이 수평거리가 약 21 m임을 고려할 때 global한 진동으로 낮은 것은 아니다. Fig. 13은 주기관에 부착되어 있는 액세서리의 진동으로 합성된 최대진폭을 1.0으로 하여 상대 속도 진폭을 보인다. 이 결과들로부터 중진동은 크랭크축의 중진동뿐만 아니라 주기관 본체진동에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다. 이 실험에서는 예견되지 않은 중진동으로 인하여 선미관에서 진동측정은 못하였지만 이러한 진동이 발생할 경우 선미관의 주요 부품에 대해서도 진동을 확인하는 것이 바람직하다. Fig. 14는 해석 시 고려하지 못한 프로펠러의 순수한 추력변동의 영향을 확인하기 위하여 프로펠러 날개수의 2배수 성분을 중진폭의 측정결과와 유사하도록 이론적인 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 평균추력의 2.5%로 추정되었으며 해석한 추력베어링의 중진동 결과를 보인다. 여기서 10차 중진폭이 선단진폭에 비해 높지 않지만, Fig. 15에 보인 바와 같이 상응된 추력변동력은 600 kN로 트러스트 리버설(thrust reversal) 현상은 일어나지 않았지만 평균추력의 20% 이상으로 상당히 높은 편이다.

4. 결 론

최근 초대형 컨테이너선 등장과 함께 추진축계의 중진동 모드는 좀 더 복잡해지고 순수한 전후방향 프로펠러 추력변동에 의해서 발생하는 중진동의 공진현상을 해석 및 계측을 통해서 확인하였다. 이 선박의 진동특성과 방진대책을 요약하면 다음과 같다.

(1) 프로펠러 날개수의 2배의 가진 추력변동력은 중간축에서 LVDT의 측정 자료를 이용 이론적인 시뮬레이션을 한 결과 평균추력의 약 2.5%로 추정되었다. 또한 이때 추력베어링에 전달되는 힘은 가진점에

서 평균추력의 약 20%로 환산되었다. 따라서 설계 초기 이론상 이 진동이 예상되면 경험적인 요소를 검토하여 판단하여야 하겠지만, 추진축계 및 선미관 설계에 이를 충분히 고려해야한다.

(2) 중진동에 의한 추력변동력은 추력베어링을 통해 주기관의 상부까지 전달되어 본체의 전후방향진동이 일어남을 확인하였다. 다만 고유진동수가 높아 선체 상부까지 전달되어 공진이 발생할 가능성은 낮지만 주기관 주위의 파이프들과 각종 액세서리들의 진동에 영향을 주는 것을 확인하였다. 특히 이 부품의 고유진동수와 프로펠러 날개의 2배수 가진에 의한 중진동의 고유진동수가 유사할 경우 심한 진동을 유발할 수 있다.

(3) 프로펠러 기진력에 의한 공진에 의해서 상용운전회전수에서 발생하는 추력베어링의 추력변동력이 클 경우 선미관 특히 밀봉장치에 영향을 줄 수 있으므로 적합한 방진대책이 필요하다. 그리고 이 진동이 심할 경우 방진대책으로 공진회전수를 피해 운전하거나 크랭크 선단에 부착된 중진동 댐퍼와 유사한 댐퍼를 중간축에 추가적으로 설치할 필요가 있다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부 소관 산업융합기반구축사업의 “중소형 선박엔진 및 관련기자재 공인시험인증센터 구축” 사업의 지원을 받아 수행되었습니다.

References

- (1) Hyalarides, S. and van Gent, W., 1979, Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibrations, Trans. I Mar E(C), Vol. 91, Conference No. 4, Paper C37.
- (2) Fujii, K. and Tanida, K., 1984, Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System, International Cooperation on Marine Engineering Systems 1984, Trieste.
- (3) Jakobsen, S. B., Bryndum, L., Fukuda, T. and Ohtsu, M., 1991, Axial Vibration of Crankshaft of Long-stroke Diesel Engine and the Control of Their Influence of Crankshaft Strength and Hull Vibration Control, 19th CIMAC Congress.
- (4) Kikuchi, A., Makuta, H. and Yoshihara, S., 1995, Vibration Analysis of a Diesel Engine Crank

Shaft System Considering Coupled Effects of Torsional and Axial Modes, 19th CIMAC Congress.

(5) Lee, D. C., Nam, J. G. and Ko, J. Y., 2001, A Study of Axial Vibration of Two Stroke Low Speed Diesel Engine on the Diesel Power Plant, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 9, pp. 398-405.

(6) Wärtsilä, 2006, Coupled Vibration, Wärtsilä Vibration Seminar Material.

(7) Song, M. H. and Lee, D. C., 2018, Axial Vibration Analysis Model and Its Vibration Characteristics on the Ultra Long Stroke Low Speed Diesel Engine A Study of Axial Vibration of Two Stroke Low Speed Diesel Engine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 635-641.

(8) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration

Analysis and Monitoring System(EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 155-162.



Myeongho Song received his M. Eng. from Mokpo Maritime University in 2008. He is now working Ship Repair Supporting Center. Also he is studying Doctor course at Dynamics Lab. of Mokpo maritime university.



Donchool Lee received his Dr. Eng. from Mechanical Engineering department at Korea Maritime University in 1995. He worked at Hyundai Heavy Industries from 1983 to 1999. He is now a professor of Mokpo National Maritime University.

G/T 500톤급 차도선 추진축계시스템의 비틀림진동 특성과 안전성 평가

Torsional Vibration Characteristics and Safety Estimation of Propulsion Shafting System on the G/T 500 ton Class Passenger and Car-ferry Vessel

송 명 호[†]
Myeongho Song[†]

(Received August 29, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

Key Words : Safety Estimation(안전성 평가), Propulsion Shafting System(추진축계), Torsional Vibration(비틀림 진동)

ABSTRACT

In South Korea, which is surrounded by the sea on three sides, many passenger and car ferries operate around the coasts where there are many islands. Until recently, passenger and car ferries of the 200 gross tonnage (G/T) class were mainly built by small shipbuilding companies. In recent years, with the improvement of the berth facilities of islands, passenger and car ferries of the 500 G/T class have been built and operated to improve economic and operational efficiency. The propulsion shafting system applied to these ships requires a high speed of more than 1500 r/min and more than 1 MW of power for the main engine system, which consists of two engines and two shafts. In South Korea, D company manufactures and supplies high-speed engines of up to 800 kW depending on market demand, but domestic brand engines of greater power are still difficult to obtain. Therefore, main engines are mostly imported and propulsion shafting systems are designed and manufactured according to the sales policies and guides of various domestic dealers. Furthermore, due to the high prices of main engines, ship owners purchase them directly and supply them to shipyards. Consequently, the overall design of propulsion shafting systems considering torsional vibration is not being performed. As a result, accidents related to the main engine and shafting system occur frequently because the torsional vibration characteristics of the engine are not fully examined. This study evaluates the torsional vibration characteristics and safety of three engine models applied to the propulsion shafting system focusing on the recently increasing number of passenger and car ferries of the 500 G/T class.

1. 서 론

삼면이 바다인 우리나라는 도서지방이 많은 해안을 중심으로 많은 차도선이 운항되고 있고, 얼마 전

까지만 해도 총톤수(G/T : gross tonnage) 200톤급 차도선이 주로 건조되어 왔다. 최근에는 도서지방의 부두 시설이 개선되고 경제성과 운항효율을 증가시키기 위하여 G/T 500톤급의 연안 차도선이 건조되어 운항되고 있다. 이러한 선박에 적용되는 추진축계는

[†] Corresponding Author; Member, Ship Repair Supporting Center, Mokpo Maritime University
E-mail : smhsrc@mmu.ac.kr

[‡] Recommended by Editor Jun Hong Park
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

주기관의 회전수가 1500 r/min 이상 고속이면서 출력이 1 MW 이상이 필요하고 2기 2축 시스템으로 구성되어 있다. 국내에서는 시장 수요에 따라 주기관으로 D사가 고속엔진을 800 kW급까지 제작 공급하고 있으나 그 이상 출력을 갖는 국내 엔진 브랜드를 구하기가 쉽지 않다. 따라서 대부분 주기관은 수입에 의존하면서 국내 각종 딜러의 영업적인 정책 및 가이드에 따라 추진축계가 설계 제작되고 있다. 또한 주기관의 가격이 높아 선주가 직접 구매하여 조선소에 공급함으로써 비틀림진동을 고려한 추진축계의 종합적인 설계에 이르지 못하고 있다. 따라서 엔진의 비틀림진동 특성을 충분히 검토하지 못해 주기관 및 축계 사고가 자주 발생하고 있다⁽¹⁾.

이 논문은 최근 증가하고 있는 G/T 500톤급 연안 차도선을 중심으로 추진축계에 적용된 세 가지의 엔진 모델을 중심으로 비틀림진동 특성과 안전성을 평가하고자 한다.

2. 비틀림진동의 특성

소형 연안 차도선이 G/T 500톤급으로 증가되면서 선박 내에서 대형 차량이 쉽게 회전을 할 수 있고 해상조건에 대하여 보다 안정성이 확보되었다. Fig. 1에서 중앙에 보인 선박이 연구 대상의 선박이며 좌우측은 기존 소형 선박이다. 차량을 탑재해야 하므로 주기관의 높이가 제한됨에 따라 고속 엔진을 적용할 수밖에 없다. Table 1에 연구 대상의 주기관의 주요 요목들은 나타내었다⁽²⁾. 여기서 모델 A, B는 동일한 엔진 유형이지만 엔진의 최대회전수에 따라 근본적으로 설계가 다르다. 모델 C는 모델 A, B보다는 크기가 작지만 평균유효압력의 증가로 엔진출력이 모델 A와 유사하다. 이러한 모델들은 국내 딜러에 의해서 최대 연속출력(MCR : maximum continuous rating) 기준인

‘heavy duty rating (HDR)’으로 판매하고 설계되어야 하지만 가능한 출력인 ‘light duty rating (LDR)’으로 소개하고 있어 많은 문제들이 발생하여 왔다. 세계적으로 유명한 독일의 한 회사의 소개 자료를 보면 LDR의 출력이 HDR보다 1.65배 크며 LDR의 전부하(full load)의 사용 시간을 연 200시간으로 제한하고 있다⁽³⁾. 그리고 동일하게 크랭크축의 비틀림응력을 감소시키기 위해 모두 점성토크가 적용되어 있고 감속기어를 보호하기 위하여 고성능의 탄성커플링이 적용되었다. 자유진동계산은 전달매트릭스법에 의해서 수행되었으며 경계조건에서 시작점과 끝점의 진동토크는 영이고, 진동진폭은 상대 진폭을 구하며 기준점을 1로 하였다. 고유진동수는 Table 2에 보인 바와 같으며, 첫 번째에서 세 번째 모드까지 비틀림진동에 의한 영향이 크게 나타난다. 그리고 이 모델들은 모두 12실린더 V형 엔진으로 Throw 뱅크(A, B) 사이

Table 1 Specifications of propulsion engines

Model	A	B	C
Ship size(G/T)	580	400	540
Power (kw×r/min)	1350×1600	1175×1800	1340×1940
Bore & stroke(mm)	170/190	170/190	155/180
Cylinder no.	12	12	12
Bank angle (°)	420	60	450
Firing order	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-4-2-6-3-5
M.O.I. of damper ring (kg·m ²)	1.94	5.62	0.45
M.O.I. of flywheel (kg·m ²)	14.67	14.67	12.72
M.O.I. of propeller (kg·m ²)	106.4	106.3	75.0
Stiffness of flexible coupling (kN·m/rad)	83.0	88.3	135.0
Reduction ratio of gear	0.25	0.219	0.25
Weight (ton)	6.5	6.5	4.95



Fig. 1 G/T 500 ton class passenger and car-ferry ship

실린더 폭발각에 영향을 받는다. Table 3은 주요 진동 차수에 대한 뱅크 사이의 위상각으로 이 값은 폭발각에 차수를 곱해서 계산되며, 만약 그 각이 180°이면 합성벡터인 기진토크가 영이 된다. 세 모델에서 0.5차, 4.5차, 6차 성분은 A, B 뱅크의 합성벡터를 계산하면 모델 C가 유리하다. 동일한 방법으로 2.5차, 3.5차를 계산하면 모델 B가 유리하며 0.5차는 가장 불리하다. 이러한 특성은 엔진제작사의 초기 설계에 의해서 이미 결정되며 조선소(또는 선주)에서 선박에 적합한 모델을 선정하는 것이 중요하다. 강제진동 계산은 목포해양대학교 동역학연구실에서 자체개발하여

Table 2 Natural frequencies of torsional vibration (cycles/min)

Number of node	Model A	Model B	Model C
1	765.2(720)	778.0	1012.3
2	2032.5 (1680)	1924.9	2655.6
3	4953.9 (5480)	4541.3	4943.9
4	9605.7	10678.4	9891.7
5	13415.1	12511.4	18805.7

() : measurement

Table 3 Phase angle of torsional vibration between banks (deg.)

Order	Model A	Model B	Model C
0.5	210	30	225
1.5	90	90	45
2.5	30	150	135
3.5	30	210	135
3	180	180	90
4.5	90	90	135

보유하고 있는 S/W를 이용하였으며, 해석방법은 계산시간을 줄이기 위해 전달매트릭스법(한 질점에 5×5 매트릭스)을 이용하였다. Fig. 2는 모델 A의 크랭크축의 비틀림진동 응력이며 이론상 MCR인 1600 r/min까지는 운전 상 문제가 없으며, LDR로 회전수를 약간 상향 운전하여도 문제는 없다. Fig. 3은 모델 B의

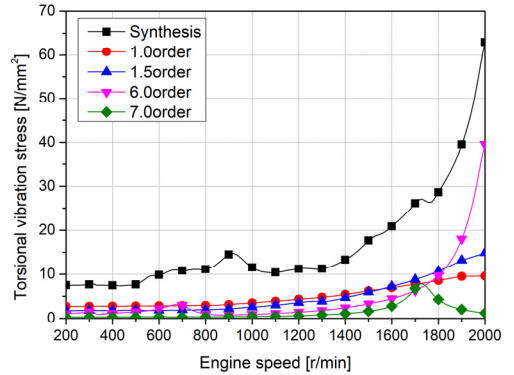


Fig. 3 Torsional vibration stress on the crankshaft throw 5 of model B

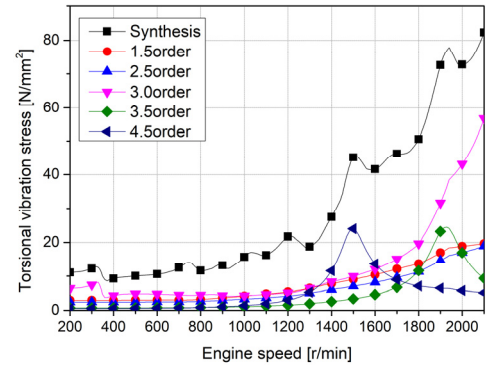


Fig. 4 Torsional vibration stress on the crankshaft throw 5 of model C

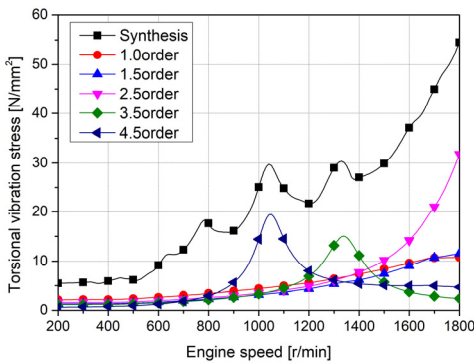


Fig. 2 Torsional vibration stress on the crankshaft throw 5 of model A

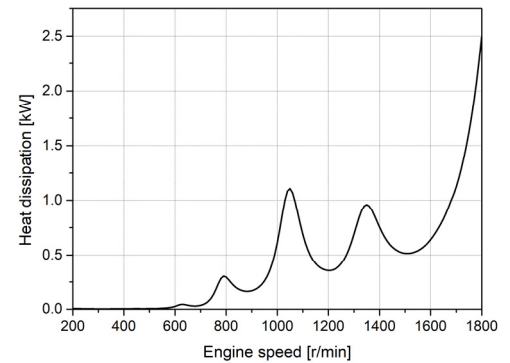


Fig. 5 Heat dissipation on the torsional vibration damper of model A

크랭크축 응력으로 모델 A와 비교하여 2.5차, 3.5차는 낮지만 MCR 이후에는 6차가 급격하게 증가하므로 LDR를 1900 r/min까지만 운전이 가능하다. 모델 C는 실제로 MCR 회전수인 1940 r/min에서 이론상 크랭크축의 비틀림응력이 매우 높으므로 측정을 통한 검증이 필요하며 문제가 없을 경우는 사용이 가능하다.

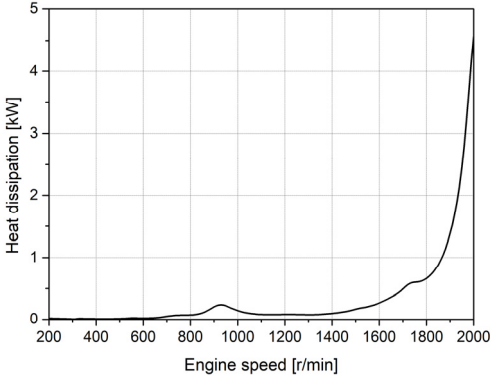


Fig. 6 Heat dissipation on the torsional vibration damper of model B

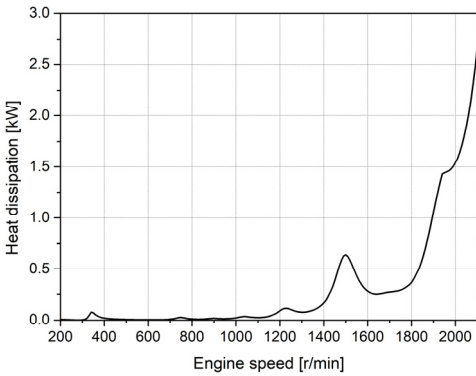


Fig. 7 Heat dissipation on the torsional vibration damper of model C

다. 저자의 판단으로는 이론상 이 엔진의 경우 HDR은 1600 r/min 적합하며 LDR은 1800 r/min까지 가능할 것으로 판단된다. 크랭크축의 안전성을 확인하기 위한 최종적인 결정은 이론 해석보다는 시운전 시 비틀림진동 계측에 의해서 판단하여야 한다. Figs. 5~7은 세 엔진 모델의 비틀림진동 댐퍼에서 발생된 열량으로 Table 1의 댐퍼 관성 크기에 비해 모델 C가 특히 높다. 저자의 경험에 의하면 댐퍼에서 발생하는 열을 주위에 소산시키지 못하면 엔진의 운전시간에 따라 댐퍼의 온도가 점점 올라간다. 그리고 댐퍼 내부에 채워진 실리콘 오일의 점도가 떨어지면서 댐퍼의 성능이 저하되어 크랭크축의 절손사고가 발생한 사례도 목격한 적이 있었다. 특히 Fig. 7에서 모델 C는 1900 r/min이상에서 엔진을 사용하고자 하면 운전 시 비틀림진동과 함께 댐퍼 케이싱의 온도를 같이 체크해야 한다. Figs. 8~10은 한 실린더 착화실패 시 세 모델의 탄성커플링의 진동토크로 세 모델 모두 MCR 근처에서 크지 않아 바람직하다. 그러나 모델

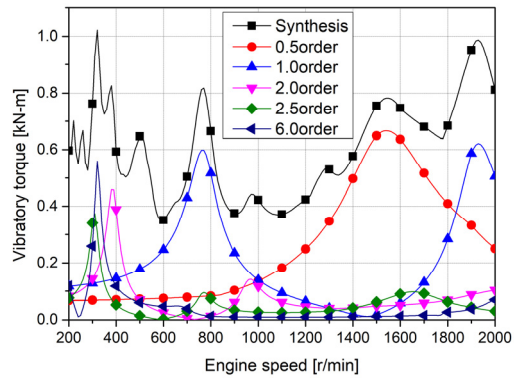


Fig. 9 Vibratory torque on the flexible coupling of model B

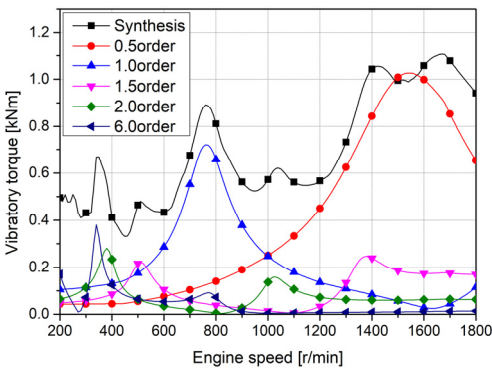


Fig. 8 Vibratory torque on the flexible coupling of model A

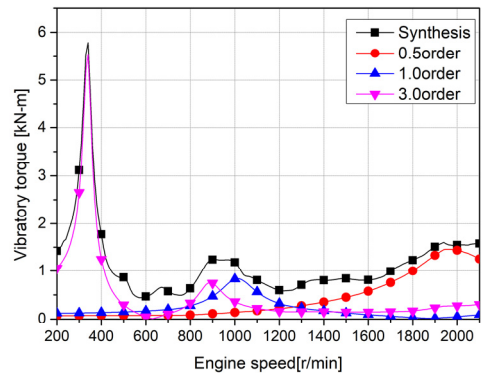


Fig. 10 Vibratory torque on the flexible coupling of model C

C는 300 r/min에서 한 실린더 착화실패와 관계없이 3차성분의 진동토크가 매우 크다. 유의할 사항은 클러치를 부착하는 동안 초기 엔진의 회전수 600 r/min라고 가정하면 프로펠러의 회전수는 0 r/min으로부터 시작하여 완전 부착 시는 추진축계의 전체 회전수가 급격하게 떨어진다. 따라서 추진축계는 순간적인 마찰토크의 영향을 받아 진동하게 되며 전체 회전수가 3차 비틀림진동의 공진 회전수 근처까지 떨어지면 매우 큰 토크변동이 발생하며 시운전 시 이들을 확인하여야 한다. 즉 모델 C에서 클러치 부착 시 Table 2의 첫 번째 고유진동수인 17 Hz 비틀림진동이 어느 정도 크고 지속되는지 확인하여야 한다.

3. 비틀림진동 측정 및 안전성 평가

비틀림진동 측정⁽⁴⁾은 모델 A에서만 수행하였으며, 모델 B, C는 직접 참여한 프로젝트가 아니어서 수행하지 못하였고, 특히 C 모델은 탄성커플링 사고에 대한 비공식적인 자문에 의해서 검토하게 되었다. 모델 A에서 전체적인 측정 장비의 배치는 Fig. 11과 같이 하였다. 측정은 선박의 영업시간을 고려하여 목포에서 출발하여 목포까지 되돌아오는 때까지 5시간 동안 이루어졌고, 측정된 신호 분석은 자체 개발한 EVAMOS를⁽⁵⁾ 이용하여 실험실에서 수행하였다. 기본

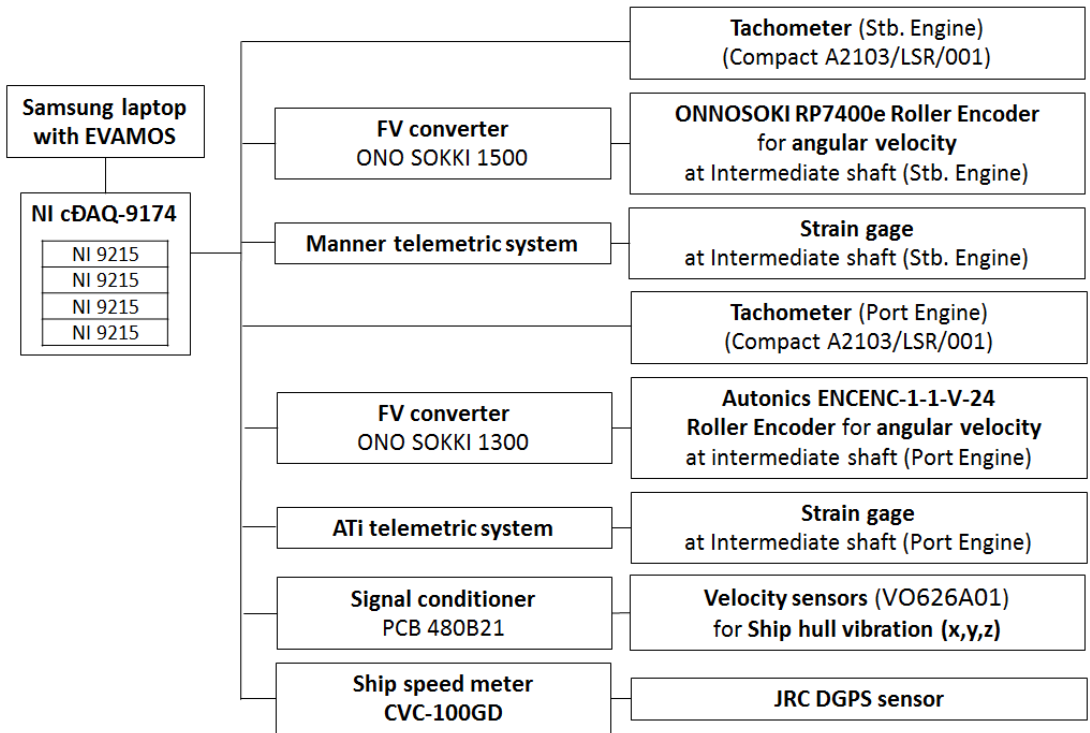


Fig. 11 Schematic diagram for global vibration measurement

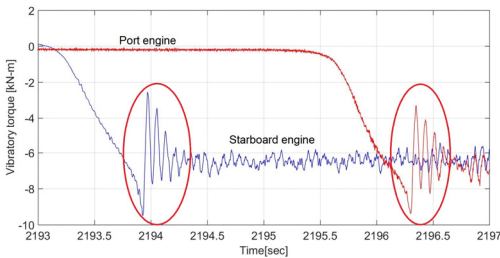


Fig. 12 Vibratory torque of intermediate shaft during clutch engage (astern)

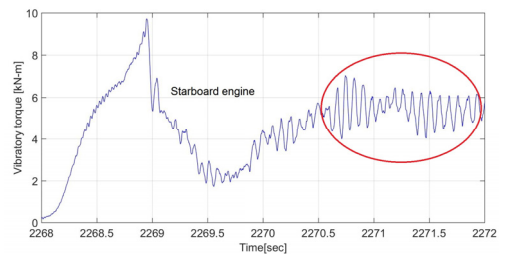


Fig. 13 Vibratory torque of intermediate shaft during clutch engage (ahead)

이 되는 비틀림진동은 좌·우현 엔진의 중간축에 스트레인게이지를 이용한 full bridge를 구성하여 부착하고 원격 시스템을 이용 측정하였다. Fig. 12는 선박 후진 시 클러치를 부착할 때 측정된 중간축의 진동토크로 0.8초 정도 전달토크가 음의 방향으로 증가하다가 진동하기 시작하며 최대진폭은 그림 내 타원을 참조하여

$\pm 3.3 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 이며 좌·우현 엔진의 경향이 비슷하다. Fig. 13은 선박 전진 시 클러치를 부착할 때 측정된 우현 엔진의 진동토크로 0.9초 정도 전달토크가 양의 방향으로 증가하다가 엔진회전수와 함께 한동안 떨어지면 다시 진동하기 시작하며 최대진폭은 $\pm 1.6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 이다. 그리고 이 두 시험에서 진동주파수는 12 Hz로 Table 2에서 해석한 1절 고유진동 12.8 Hz보다 약간 낮다. 클러치가 적용된 선박용 추진축계는 반드시 클러치 부착 시 진동토크를 측정하여 시스템의 이상 유무를 확인하는 것이 바람직하다. 특히 고성능 탄성커플링이 아닌 고무블록(rubber block)형 커플링을 적용할 경우 순간적으로 클러치의 마찰토크가 증가할 뿐 아니라 흡수하지 못하고 축계에 직접 전달되어 감속 기어의 치가 부러지는 경우가 종종 있다⁽¹⁾. Fig. 14는 엔진의 run-up시 측정된 진동토크의 엔진회전수에 대한 차수분석결과로 1.5차가 가장 크며 클러치 부착 시보다는 낮다. Fig. 15는 waterfall 분석결과로 Fig. 14에서 분석되지 않은 프로펠러 회전수 차수와 프로펠러 회전수 5배의 진동을 추가로 보인다. 여기서 1차는 주로 축의 굽힘응력일 가능성 높고⁽⁶⁾ 5차는 프로펠러 날개수와 같은 차수로 프로펠러에 의해서 유기된 비틀림진동이다. Fig. 16, Fig. 17은 중간축에서 측정된 각속도 변동으로 고유진동수를 확인하는데 이용할 수

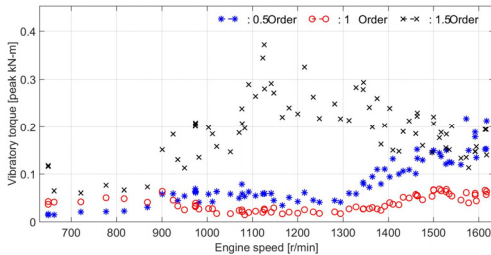


Fig. 14 Vibratory torque measurement (order) at intermediate shaft

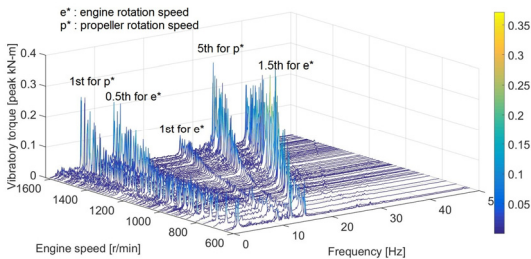


Fig. 15 Vibratory torque measurement (waterfall) at intermediate shaft

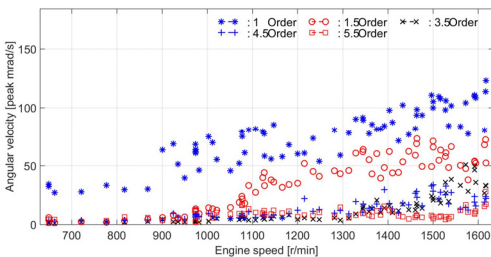


Fig. 16 Angular velocity measurement (order) at intermediate shaft

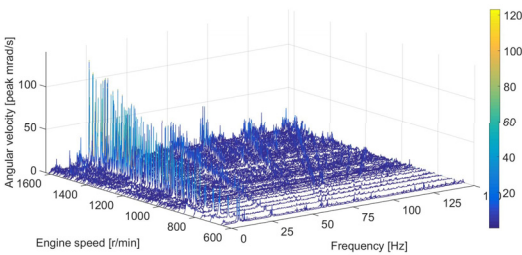


Fig. 17 Angular velocity measurement (waterfall) at intermediate shaft



Fig. 18 Damaged flexible coupling on the model C

있지만, 진폭이 작고 탄성커플링과 감속기를 통과한 신호로 크랭크축의 응력으로 환산하기 위해 정량적으로 비교하기는 어렵다. Fig. 18은 모델 C에서 비공식적으로 입수한 손상된 탄성커플링을 보인다. 손상된 부위가 외곽 원주를 따라 응력집중이 된 홀(hole)과 홈 부위의 여러 점에서 동시에 일어난 것을 보면 과도한 순간적인 전달토크보다는 진동토크에 의해 누적된 피로파손으로 판단된다. 좀 더 정확한 원인 규명은 측정에 의해서 확인해야 한다. 선박의 안전성을 확보하기 위해서는 엔진제작사에서 LDR를 운전 가능성을 통보하더라도 연간 200시간에 축적된 피로누적수는 비틀림진동의 기준이 되는 IACS (international association of classification societies) M68의⁷⁾ 연속 운전의 허용치에 달하게 된다. 따라서 비틀림진동의 허용치를 초과하게 되면 이 LDR를 사용할 수 없다.

4. 결 론

최근 증가하고 있는 G/T 500톤급 연안 차도선의 추진축계 비틀림진동의 특성과 안전성을 검토하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 사례연구의 검토(설계)과정에서 바꿀 수 있는 비틀림진동 요소는 오직 주기관인 디젤엔진과 탄성커플링뿐이었으며, 이를 고려하여 비틀림진동이 충분히 검토된 후 주기관이 발주되어야 한다. 또한 전체적인 통합설계가 필요하며 신뢰할만한 기관에서 비틀림진동 해석과 계측을 수행하여야 한다.

(2) 4행정 디젤엔진에서 비틀림진동 댐퍼와 탄성커플링의 수명은 비틀림진동의 크기와 누적에 의해서 결정되며 피로강도 대한 평가가 필요하다. 또한 필요하다면 선박의 안전과 관리차원에서 비틀림 또는 종합적인 진동모니터링 시스템도 고려할 수 있다.

(3) 국내 중·소형 연안여객선은 선급에 입급되지 않은 경우 대형 선박의 선급승인 절차와 동일하게 관계기관의 엄격한 사전 검사와 함께 시운전시 충분한 시험을 거쳐서 이상 유무를 확인하여야 한다. 특히 클러치의 부착 시 진동토크의 체크와 함께 탄성커플링과 감속기어의 안전성을 검토하는 것이 바람직하다.

References

- (1) Kim, I. S., Yoon, H. W., Kim, J. S., Vuong, Q. and Lee, D. C., 2015, Reduction Gear Stability Estimation due to Torque Variation on the Marine Propulsion System with High-speed Four Stroke Diesel Engine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 12, pp. 815~821.
- (2) Dynamics Laboratory of Mokpo Maritime University, 2016, Torsional Vibration Calculation for Project BS15-55, No. MDL-16051.
- (3) Commercial Marine Diesel MAN Engine Models RDI Group, <http://www.manengines.com/commercial-vessels/engines>.
- (4) Dynamics Laboratory of Mokpo Maritime University, 2016, Ship Performance and Global Vibration Measurement Report for Bigeum Nonghyup G/T 580 Class Passenger and Car-ferry Ship, No. MDL-16101.
- (5) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration Analysis and Monitoring System(EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol 19, No. 2, pp. 155~162.
- (6) Kim, J. H., Kim, J. S., Kim, T. E. and Lee, D. C., 2011, Measurement and Assessment of Whirling Vibration Using Strain Gage in Small Propulsion Shafting System, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 527~532.
- (7) International Association of Classification Societies, 2015, Dimension of Propulsion Shafts and their Permissible Torsional Stress(M68).



Myeongho Song received his M. Eng. from Mokpo Maritime University in 2008. He is now working Ship Repair Supporting Center. Also he is studying Doctor course at Dynamics Lab. of Mokpo maritime university.

주거공간 공기전달음의 저주파 대역 음압레벨의 최소 인지 차이

Just Noticeable Difference of SPL in Low-frequency Range for Airborne Sounds in Residential Space

이 송 미* · 김 정 훈* · 송 한 솔* · 류 종 관† · 김 경 호**

Songmi Lee*, Jeonghun Kim*, Hansol Song*, Jongkwan Ryu† and Kyungho Kim**

(Received August 29, 2019 ; Revised October 17, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

Key Words : Air-borne Sound(공기전달음), Low-frequency(저주파), Just Noticeable Difference(최소 인지 차이)

ABSTRACT

This study investigated the just noticeable difference (JND) of sound pressure levels (SPL) in low-frequency ranges for airborne sounds in residential spaces through an auditory experiment. Test sound consisted of TV news, piano, and music (metal genre) filtered by the sound transmission loss of a 200 mm concrete wall. The SPL in the 63 Hz octave band of the test sound was adjusted to +5 dB, +10 dB, +15 dB and +20 dB compared with the SPL in the 125 Hz octave band. In the auditory experiment, using a method of limit, subjects were asked to judge whether test sounds were different from a reference sound (original sound) in terms of subjective response such as rumbling, loudness, and annoyance. Results showed that the JND (annoyance) of the SPL in the 63 Hz octave band of the metal music sound with a high SPL in the low-frequency range was approximately 13 dB and lower than other test sounds for all subjective responses. It was also found that the JND for rumbling is lower than other subjective responses for all test sounds.

1. 서 론

2018년을 기준으로 국가소음정보시스템에서 조사된 “충간소음 이웃사이센터 운영결과 보고서⁽¹⁾”에 의하면 2017년도에 비해 충간소음의 민원이 7876건이 증가 하였다. 충간소음 발생 원인의 전체 39 950건 중에서 2717건이 공기전달음과 관련된 소음으로 전체의 6.9%를 차지하고 있으며 구체적인 소음원으로 가전제품(TV, 청소기, 세탁기)과 악기(피아노 등)로

인한 민원이 5.1%를 차지하는 것으로 나타났다.

현재 건물 및 건물 부재의 공기전달음 차단 성능 평가 방법으로 활용되고 있는 KS F 2862 (2017)⁽²⁾ 및 ISO 717-1 (2013)⁽³⁾ 경우, 1/3 옥타브 대역의 100 Hz ~ 3150 Hz 또는 옥타브 대역의 125 Hz ~ 2000 Hz 측정 주파수 범위에서 측정결과와 기준 곡선상의 각 주파수별 기준값과 비교하여 단일 수치 평가량(SNQ: single number quantity)을 계산한다. 필요한 경우 부속서에 규정된 스펙트럼 조정항(확장 주파수 대역 50 Hz ~ 5000 Hz: C₅₀₋₃₁₅₀, C₁₀₀₋₃₁₅₀, C₅₀₋₅₀₀₀)에 의해 벽체의

† Corresponding Author ; Member, School of Architecture, Chonnam National University

E-mail : jkryu@jnu.ac.kr

* Member, Dept. of Architectural Engineering, Chonnam National University

** Member, KCC Central Research Center

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

차음 성능을 평가할 수 있다.

한편, 유럽에서는 일반 주택에서 스피커로 재생된 음악으로 인한 민원이 전체 소음 관련 민원 중 25%를 차지하는 등 그 수가 증가하는 추세인 것으로 보고되었다⁽⁴⁾. 또한, 공동주택에서 음악취취 관련 설문조사에서 일반적으로 저주파 대역에서 일정한 수준의 음압레벨을 갖는 록과 팝 음악의 음량을 크게 듣는 것을 선호하고, 설문조사자의 85%가 저주파 음을 출력하는 우퍼스피커를 사용하는 것으로 나타났다⁽⁵⁾. 이러한 주거공간에서의 음악취취에 관한 최근 경향은 이웃 공간으로부터의 저주파 음에 대한 노출이 빈번하다는 점을 보여주고 있으며, 이에 따라 다양한 공기전달음원에 대한 차음성능 평가지수 연구가 진행되었다.

Park와 Bradley는⁽⁶⁾ 20개의 벽체를 통해 전달되는 음악과 대화음의 주관적 평가(신경쓰임, 크기)에 따른 단일지수 평가량에 대해 조사한 결과, 음악은 63 Hz ~ 6300 Hz 대역을 포함하고, 대화음은 200 Hz ~ 6300 Hz를 포함하였을 경우에 성가십과의 상관성이 높게 나타났다. 이상의 연구결과는 음원의 종류에 따라 저주파 대역의 평가가 중요한 점을 나타내고 있으나, 여전히 유럽의 많은 연구에서는 벽체 차음 성능을 평가하는데 있어서 저주파 대역인 50 Hz ~ 80 Hz 대역을 포함하는 것에 대한 논란이 있다⁽⁷⁻¹⁴⁾. Hongisto는⁽¹⁰⁾ 여섯 종류의 음원(음악: guitar, 저음이 큰 음악, 저음이 적은 음악, 아기 울음소리, 큰 대화음, 개 짖는 소리)이 9개의 서로 다른 유형의 벽체에 투과된 음원에 대해 주관적 반응을 조사한 결과, 저음이 큰 음악은 $R_w + C_{50-3150}$, 나머지 5개의 음원은 R_w 가 주관적 반응과의 상관성이 높게 나타났다. 따라서, 일상생활에서의 다양한 벽체로부터의 공기전달음 종류를 고려하였을 때, 50 Hz ~ 80 Hz 대역에 대한 조정항은 불필요하다고 주장하였다. 하지만 Rindel은⁽¹⁵⁾ 벽체의 차음 성능의 단일지수평가는 이웃으로부터 들려오는 소음들에 대해 보호할 수 있는 최소 레벨이라고 정의하고 있으며, 이에 따라 두 개의 SNQ (R_{speech} 와 R_{music}) 중에서도 더 엄격하게 평가할 수 있는 기준이 필요하다고 주장한다. 결론적으로, 저주파음이 탁월한 음악음원을 고려하기 위해서는 벽체 차음 성능 측정 시 기존의 100 Hz까지만 평가하는 것이 아니라 저주파 대역인 50 Hz ~ 80 Hz 대역도 포함해야 한다고 강조하였다. 또한 Ljunggren와 Simmons는⁽¹⁶⁾ 일상생활 소리들은 100 Hz 이하의 저주파 대역에서 적은 에너지

량을 가지고 있지만, 저주파 대역 50 Hz를 포함할 경우, 가끔씩 발생하는 음악과 같은 저주파 음에 대해 충분히 보호해야 한다고 주장하였다.

그러나, 기존연구들은⁽⁶⁻¹⁵⁾ 다양한 구성의 벽체가 갖는 다양한 차음성능 스펙트럼을 이용해 주로 신경쓰임 평가를 수행하였으나, 미세한 차음성능 스펙트럼 차이에 의한 공기전달음의 신경쓰임 평가는 어려운 작업이며, 저주파 대역뿐만 아니라 전 주파수 대역의 차음성능이 주관적 반응 결과에 영향을 미쳤을 것이라 판단된다.

이 연구에서는 공기전달음의 저주파 대역의 음압레벨 변화의 인지정도를 청감실험을 통해 조사하였다. 벽체의 차음성능에서 중·고주파 대역을 고정하고 저주파 대역의 음압레벨 변화에 따른 JND(just noticeable difference, 최소 인지 차이)를 신경쓰임뿐만 아니라 주관적 크기와 웅웅거림의 주관적 반응 관점에서 조사하였다.

2. 세대 간 경계벽의 저주파 대역 차음 성능 수준

공동주택 세대 간의 경계벽으로 일반적으로 사용되는 건식벽체와 습식벽체를 대상으로 저주파수 대역

Table 1 Difference in TL between 63 Hz and 125 Hz octave bands for dry and concrete wall

Type	Component	$\Delta TL_{125\text{ Hz} \sim 63\text{ Hz}}$ (dB)
A	GB15(2py)+ST50+AS10+GW(roll)50+ST50+GB15(2ply)	13.5
B	GB15(2py)+ST50+AS10+GW(board)50+ST50+GB15(2ply)	10.9
C	GB15(2py)+GW(roll)50+ST(0.8T)50+GB15(2ply)	15.5
D	GB15(2py)+GW(board)50+ST(0.8T)50+GB15(2ply)	17.3
E	Concrete 100	3.0
F	Concrete 200	0.2
G	Concrete 300	-0.8

(GB: Gypsum board, ST: C-Stud, AS: Air Space, GW: Glasswool, number: thickness (mm))

의 차음성능을 조사하였다. 건식벽체의 경우에는 벽체 차음성능 실험동에서 KS F 2809(2011)⁽⁸⁾ 기준으로 측정하였다. 대표적으로 사용하는 벽체의 구성 중 이중 스테드와 단일 스테드를 대상으로 측정하였고, 각각 롤 타입의 글라스울과 보드 타입의 글라스울을 넣어 측정을 실시하였다. 습식벽체의 경우에는 INSUL 프로그램을 이용하여 콘크리트 두께별(100 mm, 200 mm, 300 mm)로 벽체의 차음성능을 조사하였다. Table 1은 건식벽체(A, B, C, D)와 습식벽체(E, F, G)의 주파수별 차음성능 값에서 저주파 대역인 125 Hz와 63 Hz의 차음성능 편차($\Delta TL_{125\text{ Hz} \sim 63\text{ Hz}}$)를 나타내고 있다. 실험 및 시뮬레이션 결과, Table 1과 같이 경계벽의 125 Hz와 63 Hz의 차음성능 편차는 $-0.8\text{ dB} \sim 17.3\text{ dB}$ 인 것으로 나타났으며, 건식벽체의 경우가 습식벽체에 비해 차음성능 편차가 큰 것으로 나타났다. 건식벽체의 경우 D타입(단일 스테드, 글라스울-보드 타입)과 B타입(이중 스테드, 글라스울-보드 타입)이 각각 최고(17.3 dB)와 최저(10.9 dB)의 차음성능 편차를

나타냈다. 습식벽체 중 E 타입(콘크리트 100 mm)의 경우에는 차음성능 편차의 값이 3.0 dB로서 가장 큰 값을 나타냈다.

3. 청감실험 방법

3.1 실험 음원

(1) 음원 선정

청감실험에 사용된 공기전달음은 주거공간에서 발생하는 소리 중 주파수 특성이 상이한 3개 음원(TV 뉴스음, 피아노음, 메탈 음악)을 활용하였다. 뉴스음은 성인 남자의 목소리, 피아노음은 쇼팽의 ‘fantasie-impromptu in C sharp minor, Op.66’이며, 메탈 음악(악기 연주 부분)은 메탈리카의 ‘enter sandman’으로 음원을 선정하였다. Fig. 1과 같이 뉴스음과 피아노음은 중주파대역, 메탈음악은 저주파 대역에서 상대적으로 높은 음압레벨을 갖는 것으로 나타났다.

(2) 음원 편집

국내의 주택건설기준 관련 규정 중 세대 간의 경계벽에 대한 시행 규칙에 따라, 세대 간 경계벽을 콘크리트 벽 200 mm로 설정하고 INSUL 프로그램을 이용한 벽체 차음성능을 활용하였다. 경계벽으로부터의 공기전달소음을 모사하기 위해 Adobe Audition 프로그램을 이용하여 원음원들에 벽체 차음 값을 필터링 하였다. 청감실험실의 룸모드(room mode) 조사결과, 저주파 대역의 40 Hz와 63 Hz에서 피크가 발생하고,

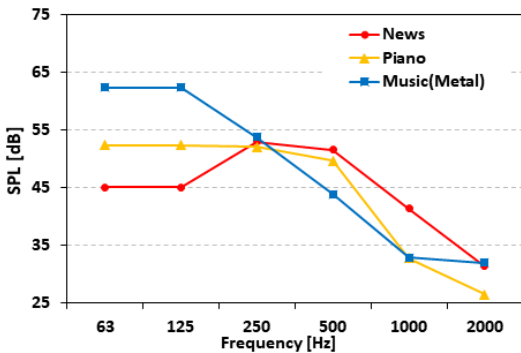


Fig. 1 SPL in each octave band of the reference sound sources used in auditory experiment at 50 dBA

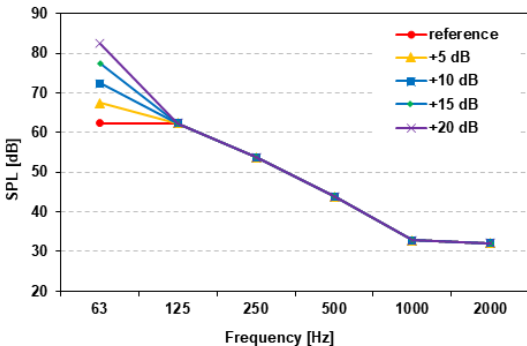


Fig. 2 SPL in each octave band of the test sound source (metal music) used in auditory experiment

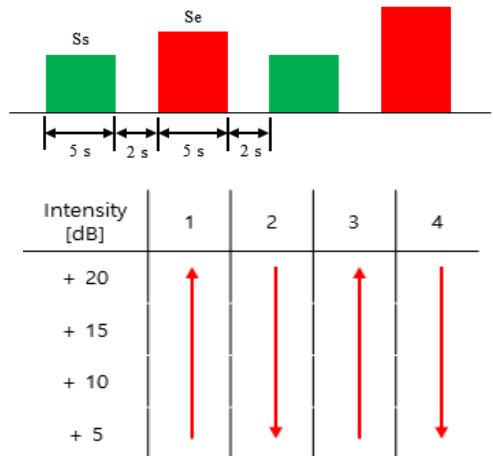
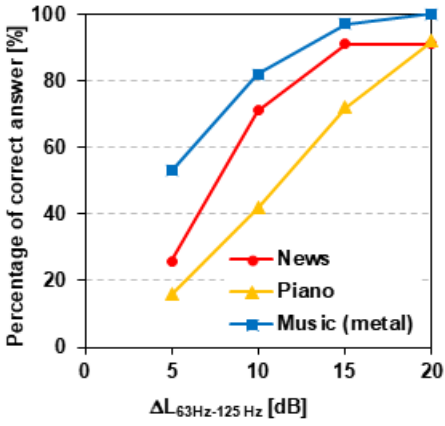


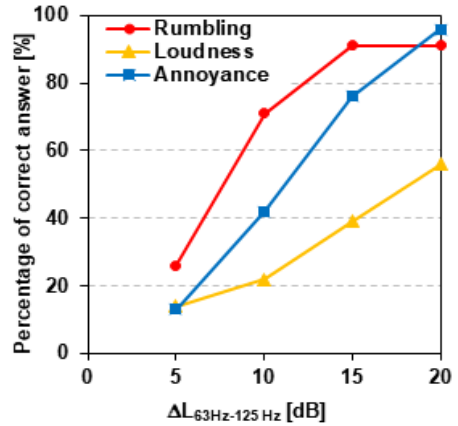
Fig. 3 Presented stimuli and method of limit used in the auditory experiment (standard stimulus (Ss), experiment stimulus (Se))

50 Hz에서는 딥이 발생하여 원음원의 주파수 특성에 맞추어 각 대역의 음압레벨을 보정하였다. Fig. 1은 실험에서 사용되는 기준음들을 50 dBA로 조정된 최종 음원의 주파수 특성을 나타낸다.

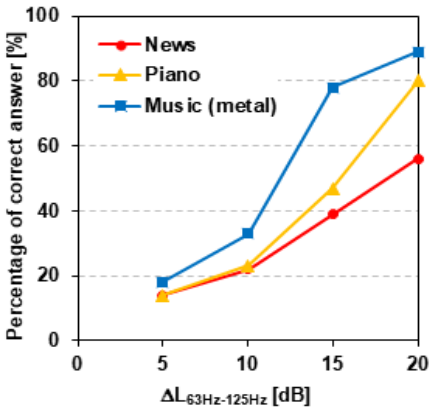
각 음원(길이: 5초)은 기준음 및 실험음으로 분류하였으며, 다음과 같이 각각의 음원에 따라 동일한 조건을 반영하였다. 먼저 기준음의 경우, 125 Hz 이상 대역은 원래의 주파수 특성을 유지하고, 63 Hz 대역의



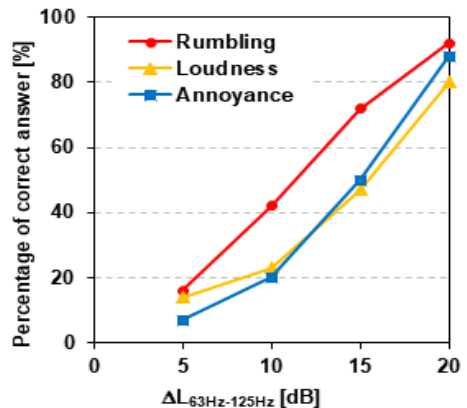
(a) Rumbling



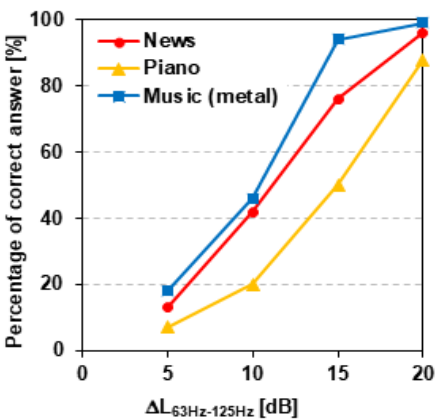
(a) News



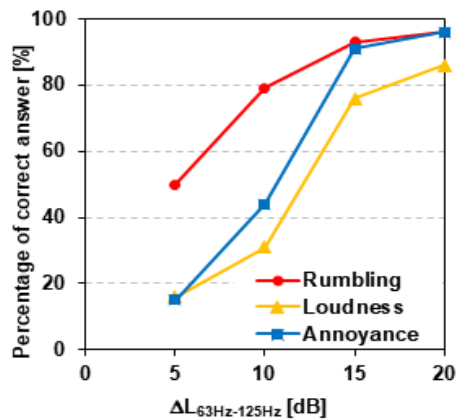
(b) Loudness



(b) Piano



(c) Annoyance



(c) Music(metal)

Fig. 4 Percentage of correct answer for each sound source types as a function of $\Delta L_{63\text{ Hz} \sim 125\text{ Hz}}$

Fig. 5 Percentage of correct answer for each subjective response types as a function of $\Delta L_{63\text{ Hz} \sim 125\text{ Hz}}$

경우 극단적인 차음 성능의 상황을 고려하여 125 Hz와 동일 음압레벨($\Delta L_{63 \text{ Hz} \sim 125 \text{ Hz}}$: 0 dB)로 조정하였다. 제시음원의 음압레벨은 주택건설기준 상의 교통소음의 실내 기준보다 조금 높은 50 dB(L_{Aeq})값으로 하였다. 실험음의 경우, 2장에서 조사된 세대 간 경계벽의 125 Hz와 63 Hz의 차음성능 편차($\Delta TL_{125 \text{ Hz} \sim 63 \text{ Hz}}$)를 고려하여, Fig. 2와 같이 기준음으로부터 63 Hz대역을 +5 dB, +10 dB, +15 dB, +20 dB로 증폭한 음원을 실험음($\Delta L_{63 \text{ Hz} \sim 125 \text{ Hz}}$: 5 dB ~ 20 dB)으로 활용하였다. 여기서, 63 Hz 대역의 음압레벨의 증폭은 125 Hz와 63 Hz의 차음성능 편차($\Delta TL_{125 \text{ Hz} \sim 63 \text{ Hz}}$)가 커지면서 차음 성능이 악화됨을 의미한다.

3.2 실험 절차

청감실험은 두 음원(기준음, 실험음)간의 주관적 반응의 JND(두 자극의 차이를 식별할 수 있는 최소 강도의 차이)를 도출하기 위해 음원의 재생은 극한법(method of limit)을 활용하였다. Fig. 3에서와 같이, 음원은 일정한 시간 차이(2초)를 둔 한 쌍의 소리를 제시(기준음+실험음)하였고, 각각의 주관적 반응별로 12쌍(3개 음원종류×4개 실험음)의 음원을 대상으로 $\Delta L_{63 \text{ Hz} \sim 125 \text{ Hz}}$ 레벨에 따라 2회 상승 및 2회 하강으로 음원을 제시하였다.

청감실험에 사용된 질문은 다음과 같다.

“거실에서 휴식을 취하고 있을 때 이웃집으로부터 들려오는 소리에 대해 웅웅거림, 크기, 신경쓰임 측면에서 기준음과 실험음의 차이가 있다면 ○, 없다면 X로 판단하여 주십시오.”

청감실험에 사용된 주관적 반응으로는 기준에 사용하던 크기(loudness), 신경쓰임(annoyance)을 활용하였다. 또한 저주파 대역의 음의 평가를 강조하기 위해 웅웅거림이라는 척도를 사용하였다. Moller와 Lydolf는⁽¹⁷⁾ 저주파 대역의 소음을 나타낼 수 있는 형용사 어휘조사를 하였고, 그 결과 웅웅거림(rumbling)이라는 어휘의 선호도가 가장 많았다. 평가의 순서는 웅웅거림, 크기, 신경쓰임의 순서로 진행하였다. 청감실험의 데이터를 분석하기 위해 전체 피험자의 응답 횟수 중의 한 쌍(기준음+실험음)의 음원에 ‘차이가 있다’로 응답한 비율을 정답률로 설정하여 데이터 분석에 활용하였다.

3.3 피험자 및 장비

청감실험에 참여한 피험자는 정상청력을 갖는 23세

~33세 남녀로 총 30명이 참가하였다. 청감실험은 외부소음(15 dBA)과 잔향시간(0.19초, 500 Hz와 1 kHz 평균)을 최소화한 청감실험실(H×W: 2.7 m×4.4 m=11.9 m²)에서 한 명씩 지정된 자리에서 진행하였다. 청감실험 진행시 피험자에게 중고주파 대역(100 Hz 이상 대역)을 위한 개방형 헤드폰(Sennheiser HD 600)과 저주파 대역(18 Hz ~ 250 Hz)을 위한 우퍼스피커(GENELEC 7070A)에서 음원이 동시에 제시되었다. 실험 전 헤드&토르소를 이용하여 Fig. 2와 같이 재생되는 음원의 제시레벨과 주파수 특성을 갖도록 설정하였다.

4. 실험 결과

4.1 주관적 반응별 각 음원 종류의 정답률

Fig. 4는 주거공간에서 발생하는 공기전달음의 주관적 반응별로 음압레벨 변화량($\Delta L_{63 \text{ Hz} \sim 125 \text{ Hz}}$)에 따른 3개의 음원 종류의 정답률을 나타내고 있다.

Fig. 4에서 같이, 각각의 주관적 반응에서 음압레벨 변화량($\Delta L_{63 \text{ Hz} \sim 125 \text{ Hz}}$)에 따라 모든 음원종류의 정답률이 증가하는 경향이 나타났다. 그 중, 메탈 음악의 정답률이 주관적 반응별로 웅웅거림은 53% ~ 100%, 크기는 18% ~ 89%, 신경쓰임은 18% ~ 99%로 뉴스음과 피아노음보다 모두 높은 것으로 나타났다.

4.2 음원 종류별 각 주관적 반응의 정답률

Fig. 5는 주거공간에서 발생하는 공기전달음의 음원 종류별 음압레벨 변화량에 따른 3개의 주관적 반응의 정답률을 나타내고 있다. Fig. 5에서와 같이 각각의 음원종류에서 음압레벨 변화량($\Delta L_{63 \text{ Hz} \sim 125 \text{ Hz}}$)에 따라 모든 주관적 반응의 정답률이 증가하는 경향이 나타났다. 특히, 각각의 음원에서 웅웅거림의 정답률이 뉴스음은 26% ~ 91%, 피아노음은 16% ~ 92%, 메탈 음악은 53% ~ 100%로 크기 및 신경쓰임 평가보다 모두 높은 것으로 나타났다. 또한 뉴스음과 메탈음악에서 웅웅거림의 평가가 유사한 경향을 나타냈다.

4.3 최소 인지 차이(JND)

청감실험을 통해 전체 피험자의 응답 횟수 중의 한 쌍(기준음+실험음)의 음원에 ‘차이가 있다’로 응답한 비율인 정답률이 75%에 해당되는 음압레벨 변화

량($\Delta L_{63\text{ Hz} \sim 125\text{ Hz}}$)을 JND로 정하였다⁽¹⁸⁾. JND 도출은 실제 측정된 정답률 데이터를 기준으로 최소자승법을 사용한 sigmodal dose-response 예측식을⁽¹⁹⁾ 이용하였다. Fig. 6은 주관적 반응별 각 음원 종류의 정답률의 실측치와 예측치를 나타내고 있다. Fig. 6에서와 같이, 예측치는 실측치의 결과와 유사한 경향을 나타내고 있으며, 특히 Fig. 6(b)의 크기 평가에서 뉴스음의 경우에는 다른 두 개 음원에 비해 비교적 완

만한 곡선을 보여준다.

Table 2는 예측식에 의해 도출된 음원 종류별 주관적 반응의 JND 값을 나타내고 있다. 전체적으로 살펴 보았을 때, 음원의 종류 중 메탈음악에 대한 JND가 옹용거림은 7.5 dB, 크기는 15.4 dB, 신경쓰임은 12.5 dB로 모든 주관적 반응에서 세 가지 음원 중 가장 낮은 값을 나타냈다. 또한, 주관적 반응 중 옹용거림의 JND가 모든 음원에서 가장 낮은 값인 것으로 나타났다.

5. 토 의

5.1 음원 종류별 최소 차이 인지

주거공간에서 발생하는 공기전달음의 주관적 반응별 각 음원 종류의 정답률과 JND를 조사한 결과, Fig. 4와 Table 2에서 같이 메탈음악이 피아노음과 뉴스음보다 높은 정답률과 낮은 JND를 나타냈다. 이러한 결과는 Fig. 1에서와 같이, 각 음원 종류에 따른 주파수 특성 차이로 그 원인을 유추할 수 있다. 메탈음악의 경우에는 저주파 대역(63 Hz와 125 Hz)이 중주파 대역인 250 Hz 대역에 비해 음압레벨이 8.6 dB 정도 높게 나타나 저주파 대역의 음압레벨 변화를 상대적으로 쉽게 인지했기 때문으로 사료된다. 반면, 피아노음과 뉴스음의 경우 저주파 대역의 음압레벨이 중고주파 대역에 비해 같거나 낮아, 중고주파 대역에 의한 저주파 대역의 마스킹 현상으로 저주파 대역의 음압레벨 변화를 인지하지 못한 것으로 판단된다. 한편 청감실험에 사용된 음원은 벽체 차음 필터링 후, 벽체 차음 성능의 극단적인 상황을 고려하고 음원별로 동일한 변화량을 주기위해 Fig. 1과 같이 63 Hz 대역의 음압레벨을 125 Hz 대역과 동일하게 설정하였다. 실제 음원에서 63 Hz와 125 Hz의 편차($\Delta L_{63\text{ Hz} \sim 125\text{ Hz}}$)는 메탈음악은 -5 dB, 피아노음은 -8 dB, 뉴스음은 -20 dB 이었다. Table 1에서와 같이 일반적인 벽체의

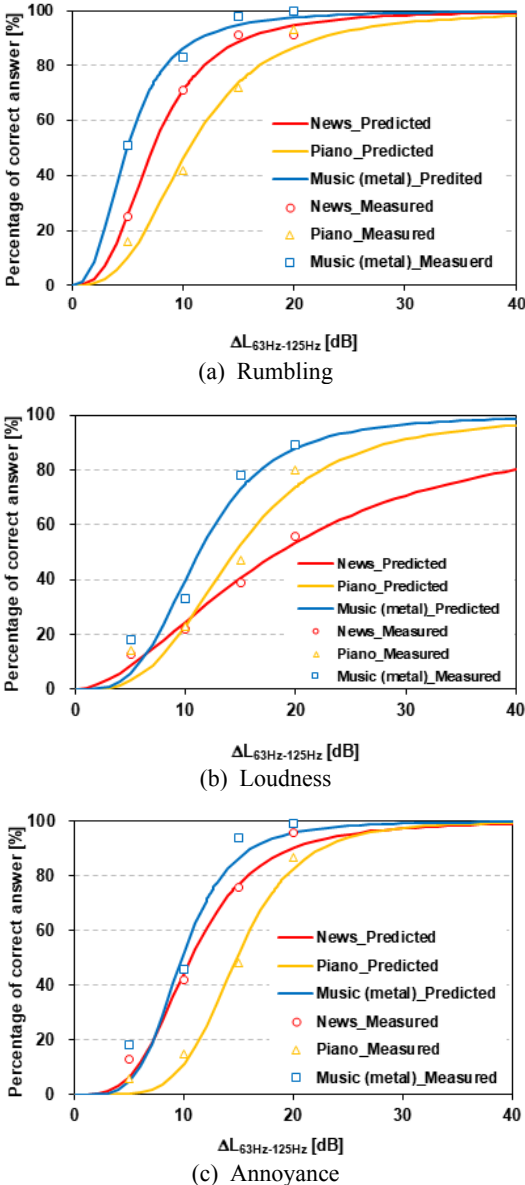


Fig. 6 Measured and predicted value of percentage of correct answer for each sound source types as a function of $\Delta L_{63\text{ Hz} \sim 125\text{ Hz}}$

Table 2 JND of SPL in 63 Hz octave band for each sound source and subjective response

	News (dB)	Piano (dB)	Music(metal) (dB)
Rumbling	10.7	15.3	7.5
Loudness	34.0	20.3	15.4
Annoyance	14.5	18.2	12.5

Table 3 Correlation coefficient between percentages of correct answer for subjective responses for each sound source ($p < 0.01$)

	News	Piano	Music (metal)
Rumbling vs. loudness	0.835	0.958	0.918
Rumbling vs. annoyance	0.930	0.968	0.959
Loudness vs. annoyance	0.978	0.999	0.990

저주파 대역 차음 성능 편차($\Delta TL_{125\text{ Hz} \sim 63\text{ Hz}}$)를 고려하였을 때, 실험에 사용된 메탈음악과 피아노음의 63 Hz와 125 Hz의 편차($\Delta L_{63\text{ Hz} \sim 125\text{ Hz}}$)는 전체 차음 성능 수준에 포함되어 적절하다고 판단된다. 다만, 뉴스음의 경우 Table 1의 차음 성능 편차를 고려하더라도 63 Hz 대역의 음압레벨이 125 Hz 보다 낮게 나타났다. 따라서, 실제 음원을 사용했다면 63 Hz대역의 음압레벨 변화에 대해 보다 더 둔감하게 반응하여, 주관적 반응의 JND가 이 실험결과보다 큰 값을 나타낼 가능성이 있는 것으로 사료된다. 향후, 이에 따른 추가적인 조사가 필요하다고 판단되며, 주거공간에서 발생하는 다양한 주파수 특성을 갖는 소음원에 대한 저주파 대역에서의 주관적 반응의 JND에 대한 추가 연구가 필요로 할 것이다.

5.2 주관적 반응별 최소 차이 인지

공기전달음의 종류별 주관적 반응의 정답률과 JND를 조사한 결과, Fig. 5와 Table 2에서와 같이 모든 음원에서 옹용거림, 신경쓰임, 크기의 평가 순서대로 높은 정답률과 낮은 JND를 나타냈다.

기존 연구에서⁽⁶⁻¹⁶⁾ 크기와 신경쓰임의 평가 지표가 주로 사용되고 있으나, 이 연구결과에서와 같이 모든 음원에서 옹용거림의 평가가 가장 작은 변화량에서도 저주파 대역(63 Hz)의 음압레벨 변화를 보다 쉽게 인지하는 것으로 나타났다.

한편, 옹용거림의 평가가 신경쓰임과 상관성이 있는 것으로 나타났다. Table 3은 음원 종류별 각 주관적 반응의 정답률 간의 상관계수를 나타내고 있다. Table 3과 같이 모든 음원에서 주관적 반응과 정답률 간의 상관계수는 0.84 이상으로 매우 높은 것으로 나타났다. 특히, 옹용거림과 신경쓰임과의 상관계수는 $r = 0.93$ 이

상으로 매우 높게 나타났기 때문에 신경쓰임을 평가하는데 있어 옹용거림의 영향이 있는 것으로 사료된다.

5.3 차음성능 평가에서의 저주파대역의 중요성

이 연구에서 저주파 대역(63 Hz)의 음압레벨이 큰 메탈 음악에서 높은 정답률이 나타났으며, JND 조사를 통해 가장 낮은 저주파 대역 변화량에도 쉽게 인지한다는 것을 알 수 있었다. 기존연구에서와⁽⁴⁻¹⁶⁾ 같이 유럽국가에서는 공기전달음의 평가에 있어서 저주파대역의 포함 여부의 논란이 있다. 국내에서도 공기전달음에 대한 민원이 증가하고⁽¹⁾ 있고 많은 사람들이 일상생활에서 스마트폰(99.7%) 및 오디오/스피커(46.1%)를 사용하는 비율이 증가하는 추세인 것으로 조사되었다⁽²⁰⁾. 따라서, 국내에서도 이웃공간에서 발생하는 저주파 음이 포함된 음원을 고려한 건물 및 건물부재의 차음성능 평가를 필요로 할 것이다. 또한, 이 연구에서는 저주파음의 평가와 관련한 기존연구에서 주로 사용된 크기, 신경쓰임보다 옹용거림의 평가에서 작은 음압레벨 변화에 보다 더 민감하게 반응하는 것으로 조사되었다. 향후, 저주파음을 고려한 차음성능의 주관적 평가 시 다양한 평가척도의 활용이 필요할 것으로 판단된다.

6. 결 론

이 연구에서는 주거공간에서 발생하는 공기전달음의 저주파 대역인 63 Hz 대역 음압레벨의 주관적 반응별 최소 인지 차이를 청감실험을 통해 조사하였다. 청감실험 결과, 저주파성분이 강한 메탈 음악의 경우 63 Hz 대역 음압레벨의 최소 인지 차이(신경쓰임 기준)는 약 13 dB이며, 모든 주관적 반응 평가에서 뉴스음과 피아노음보다 낮은 것으로 나타났다. 이는 저주파가 탁월한 공기전달음원인 경우 저주파 대역의 작은 음압레벨 변화량에도 쉽게 차이를 인지할 수 있다는 점을 보여준다. 또한, 청감실험의 피험자는 옹용거림의 평가에서 기존의 크기와 신경쓰임 평가보다 모든 음원에 있어서 저주파대역 음압레벨 변화에 보다 민감하게 반응하는 것으로 나타났다.

결과적으로, 건물 및 건물부재의 공기전달음 차단성능 평가에 있어서 다양한 음원, 특히 저주파음이 탁월한 음원을 고려한 평가지수가 필요하며, 향후 보다 합

리적인 평가를 위해 다양한 공기전달소음을 평가 할 수 있는 주관적 평가척도 개발도 이루어져야 할 것이다.

후 기

이 논문은 정부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.2016R1A2B4015579, 2019R1A2B5B01070413).

References

- (1) Korea Environment Corporation, 2019, Report on 2018 Operating Results of Inter-storied Noise Neighborhood Center.
- (2) KS F 2862, 2017, Rating of Airborne Sound Insulation in Buildings and of Building Elements.
- (3) ISO 717-1, 2013, Acoustics-Rating of Sound Insulation in Building and of Building Elements-Part 1: Airborne Sound Insulation.
- (4) Craik, R. J. M. and Stirling, J. R., 1986, Amplified Music as a Noise Nuisance, *Applied Acoustics*, Vol. 19, pp. 335~346.
- (5) Lang, J. and Muellner, H., 2013, The Importance of Music as Sound Source in Residential Buildings, *Proceedings of Inter-Noise 2013*.
- (6) Park, H. K. and Bradley, J. S., 2009, Evaluating Signal-to-noise Ratios, Loudness, and Related Measures as Indicators of Airborne Sound Insulation, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 126, No. 3, pp. 1219~1230.
- (7) Rychtáriková, M., Muellner, H., Chmelík, V., Roozen, N. B., Urbán, D., Garcia, D. P. and Glorieux, C., 2016, Perceived Loudness of Neighbor Sounds Heard Through Heavy and Light-weight Walls with Equal $R_w + C_{50-5000}$, *Acta Acustica united with Acustica*, Vol. 102, No. 1, pp. 58~66.
- (8) Monteiro, C., Machimbarrena, M., de la Prida, D. and Rychtáriková, M., 2016, Subjective and Objective Acoustic Performance Tanking of Heavy and Light Weight Walls, *Applied Acoustics*, Vol. 110, pp. 268~279.
- (9) Virjonen, P., Hongisto, V. and Oliva, D., 2016, Optimized Reference Spectrum for Rating Airborne Sound Insulation in Buildings Against Neighbor Sounds, *Proceedings of Inter-Noise 2016*.
- (10) Hongisto, V., Oliva, D. and Keränen, J., 2014, Subjective and Objective Rating of Airborne Sound in Sulation - Living Sounds, *Acta Acustica United with Acustica*, Vol. 100, No. 5, pp. 848~863.
- (11) Bailhach, S., Jagla, J. and Guigou, C., 2014, CS TB-Project Environnement et Ambiances: Effet des Bass es Fréquences sur le Confort Acoustique - Tests Psychoacoustiques, *Rapport USC-EA-D1_A2.1.4_2*, <http://hal-cst.b.archives-ouvertes.fr/hal-01045056>.
- (12) Bailhach, S. and Guigou, C., 2014, Etude Perceptice de la Prise en Compte des Basses Fréquences Dans les Indices de Performance Acoustique, *Proceedings of CFA, Poitiers, France*, pp. 22~25.
- (13) Hongisto, V., Mäkilä, M. and Suokas, M., 2015, Satisfaction with Sound Insulation in Residential Dwellings - The Effect of Wall Construction, *Building and Environment*, Vol. 85, pp. 309~320.
- (14) Kylliäinen, M., Takala, J., Oliva, D. and Hongisto, V., 2016, Justification of Standardized Level Differences in Rating of Airborne Sound Insulation between Dwellings, *Applied Acoustics*, Vol. 102, pp. 12~18.
- (15) Rindel, J. H., 2017, A Comment on the Importance of Low Frequency Airbone Sound Insulation between Dwellings, *Acta Acustica united with Acustica*, Vol. 103, No. 1, pp. 164~168.
- (16) Ljunggren, F. and Simonsa, C., 2018, Airborne Sound Insulation between Dwellings, from 50 vs. 100 Hz - A Compilation of Swedish Field Surveys, *Applied Acoustics*, Vol. 133, pp. 58~63.
- (17) Moller, H. and Lydolf, M., 2002, A Questionnaire Survey of Complaints of Infrasound and Low-frequency Noise, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, Vol. 21, No. 2, pp. 53~64.
- (18) You, J., Jeong, C. I. and Jeon, J. Y., 2007, Just Noticeable Difference of Sound Quality Metrics for Household Refrigerator Noise, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 137~140.
- (19) Feher, J. J., 2017, *Quantitative Human Physiology: An Introduction*, Academic Press, Cambridge.
- (20) Lee, M., Kwahk, J., Han, S. H., Jeong, D., Park, K., Kim, J. H., Oh, S. and Chae, G., 2017, A Survey on the Multi-device Media Usage of Millennials, *Journal of the*

Ergonomics Society of Korea, Vol. 36, No. 6, pp. 645-663.



Songmi Lee graduated from Youngsan university, Gyeongnam, Korea 2019. She is currently a M.S. candidate in the School of architecture at Chonnam National University. Her research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics.



Hansol Song received the M.S. in the Dept. of architectural engineering from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2019. He is currently a Ph.D. candidate in Chonnam University. His research interests are in the area of architectural acoustics, floor impact sound, environmental noise, psycho-acoustics.



Jeonghun Kim graduated from Youngsan university, Gyeongnam, Korea 2019. 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, soundscape.



Jongkwan Ryu received the Ph.D. in Dept. of architectural engineering from Hanyang University, Seoul, Korea in 2007. He is currently an associate professor in the School of architecture at Chonnam National University. His research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics, and acoustic barrier-free.

선체진동 신호로부터 정의된 선체의 수중방사소음을 이용한 프로펠러 캐비테이션 소음 예측 연구

Study for Estimation of Propeller Cavitation Sound using Underwater Radiated Sound from the Hull Estimating with Hull Vibration

한형석[†]·전수홍^{*}·이청원^{*}·김용훈^{*}

Hyungsuk Han[†], Soohong Jeon^{*}, Chungwon Lee^{*} and Yonghoon Kim^{*}

(Received August 29, 2019 ; Revised November 22, 2019 ; Accepted November 22, 2019)

Key Words : Underwater Radiated Noise(수중방사소음), Cavitation Sound(캐비테이션 소음), Sound Radiation Efficiency(음향방사효율)

ABSTRACT

In order to estimate the underwater radiated noise of a ship, the underwater radiated sound from the hull as well as the propeller cavitation should first be defined. However, the propeller cavitation sound is not defined yet but the approximated value is used in the design state of the ship. In this research, the propeller sound including external flow-induced noise is defined. The underwater radiated noise of a ship and underwater radiated noise estimated from the acceleration on the hull by experiment.

1. 서 론

해군 함정에 있어 수중방사소음은 자함의 위치탐지 및 식별을 적합하게 제공하는 정보가 되기 때문에 함정 개발에 있어 수중방사소음의 관리는 가장 중요한 항목 중 하나이다. 따라서 함정 개발 중 수중방사소음에 대한 해석 및 검증시험은 특수성능으로 분류하여 중요하게 다루어지고 있다.

Mansnikov는⁽¹⁾ 소나방정식을 가지고 잠수함이 적함을 탐지할 수 있는 거리를 다양한 해양환경아래에서 예측하였고 이를 통해 수중방사소음의 중요성을 언급하였다. 이러한 수중방사소음은 함정뿐만 아니라 일반 상선에서도 중요하고 다루어지고 있다. Miston은⁽²⁾ 어업조사선(research vessel)에 대한 수중방사소

음 검토를 통해 수중방사소음의 기준을 검토하였으며, ABS는⁽³⁾ 일반상선 및 조사선에 대한 수중방사소음의 기준을 제시하고 있다. 소음저감을 위해 수중방사소음의 가장 큰 주요소인인 프로펠러 캐비테이션 소음에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으며⁽⁴⁻⁶⁾ 최근에는 수중방사소음의 저감량이 점점 커지면서 종래에 다루어지지 않고 있던 비공동상태에서의 프로펠러 소음^(7,8), 항해 시 선체의 유동소음에 의한 수중방사소음⁽⁹⁾, 기계류에 의한 수중방사소음⁽¹⁰⁻¹²⁾ 등 다양한 분야에서의 연구가 이루어지고 있다.

수중방사소음은 내부가진소스에 의한 수중방사소음, 외부가진소스에 의한 수중방사소음으로 나누어 생각할 수 있다.

내부가진소스에 의한 수중방사소음은 함내에 설치되어 있는 여러 기계류 장비 등의 공기음 및 구조음

[†] Corresponding Author ; Member, Defense Agency for Technology and Quality
E-mail : hshan@dtq.re.kr
^{*} Member, DTaQ

A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Autumn Conference
[‡] Recommended by Editor Jun Hong Park
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

에 의해 해수와 접해있는 외판의 진동에 의해 전달되는 소음이다. 내부가진소스에 의한 수중방사소음은 계측 또는 업체로부터 제공받은 주요장비의 음향파워와 구조음을 입력으로하여 수치해석을 통해 얻어진 선체진동을 가지고 예측을 수행하고 있다.

외부가진소스에 의한 수중방사소음은 정확히 알려져 있지 않으므로 수중방사소음 계측을 통해 얻어진 값을 바탕으로 가정하여 사용하고 있다. 현재 수중방사소음 해석 시 외부소음원은 배관계통 소음 및 프로펠러 소음만이 적용되고 있으며 모두 경험에 의한 근사치만을 적용하고 있다.

일반적으로 함정의 수중방사소음의 주요 소스는 프로펠러 소음을 포함한 외부가진소스에 의한 소음으로 알려져 있으며 프로펠러에서 캐비테이션이 발생하게 되면 수중방사소음은 급격히 증가한다. 대잠 작전을 수행하는 캐비테이션 이전 속력에서는 외부가진소스에 의한 소음보다는 자함의 토널소음을 저감해야만 잠수함 등 위협세력을 탐지하는 자함의 소나 성능을 최적화할 수 있으므로 기계류 토널소음이 중요하다. 하지만 일반작전 중에는 자함이 잠수함 등 위협세력에 최대한 노출이 되지 않도록 소음을 줄여야 하며, 이 경우에는 주요소음원인 프로펠러 소음을 최소화하기 위해 프로펠러의 캐비테이션 발생 속도를 최대한 높여야 하고 캐비테이션이 발생하더라도 이 소음을 최소화 해야만 한다.

이 연구에서는 이러한 프로펠러 소음의 저감을 위한 첫 단계로 외부가진소스에 의한 소음의 주성분인 프로펠러 소음을 정의하는 방법에 대해 수중방사소음과 연계하여 연구를 수행하였다.

프로펠러 등 외부소스에 의한 소음을 정의하기 위해서 선체에 가속도계를 부착하여 얻어진 진동속도 정보와 선체구성강판의 음향방사효율을 가지고 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 파악하고, 계측된 수중방사소음으로부터 이를 차감하여 외부가진소스에 의한 수중방사소음을 정의하고자한다. 여기서 외부가진소스의 주성분이 프로펠러 소음이므로 이를 프로펠러 소음으로 간주하여 프로펠러 소음을 정의하고자 한다.

2. 이론적 배경

2.1 내부가진소스에 의한 수중방사소음

유체나 가스입자로 가득 차 있는 공간에서 강체 또

는 탄성체 구조물을 동일한 속도로 가진하면 소음이 발생되며 이러한 음향파는 주위 유체의 음속으로 진행되는 압축파의 형태로 전파된다. 가장 간단한 음향방사 구조의 한 예인 무한 피스톤의 운동은 유체입자들을 피스톤에 수직방향으로 움직이게 만들어 소음을 전달시킨다. 이러한 무한 피스톤의 단위면적당 전달되는 음향파워는 식 (1)과⁽¹³⁾ 같으며 여기서 음향방사효율은 이론적으로 1.0이 된다.

$$W_{rad} = \rho_0 c_0 A_{rad} v_p^2 \quad [W] \quad (1)$$

여기서 ρ_0 는 유체밀도, c_0 는 유체 내 음속, A_{rad} 은 방사면적, v_p 는 피스톤 속도의 RMS 값이다.

무한 강 피스톤보다 일반화된 굽힘 진동을 받는 무한 강판의 경우 음향방사효율이 주파수에 따라 달라지므로 음향파워는 식 (2)와⁽¹³⁾ 같이 음향방사효율이 고려된 형태로 나타낼 수 있다.

$$W_{rad} = \sigma_{rad} \rho_0 c_0 A_{rad} v^2 \quad [W] \quad (2)$$

여기서 σ_{rad} 는 음향방사효율이며 v 는 강판의 속도의 RMS 값이다

함정 선체의 수중방사소음은 선체를 구성하는 기본 강판의 진동 굽힘파에 의해 전달된다고 가정하고, 여러개의 기본 강판의 조합으로 구성된 판의 경우 개별 판의 끝단 효과(edge effect)가 크지 않다고 가정하면 선박의 접수강판에 의해 방사되는 음향파워의 계산은 식 (2)를 이용하여 식 (3)과 같이 제안할 수 있다. 여기서 N 개의 강판의 음향방사효율은 동일하고 이들 강판들의 진동은 모두 동일한 진동레벨을 가진다고 가정하였다.

$$W_{rad} = \sigma_{rad} \rho_0 c_0 (N \times A_{rad,unitplate}) v_{avg}^2 \quad [W] \quad (3)$$

여기서 $A_{rad,unitplate}$ 는 기본 강판의 접수면 면적(2.4 m × 0.6 m), N 은 수면하 선체를 구성하는 기본판의 개수(=(수면하 접수면적)/ $A_{rad,unitplate}$) v_{avg} 는 수면하 강판의 평균 속도이며 기본판의 치수는 2.4 m × 0.6 m × 0.012 m이다.

일반적으로 수중방사소음의 음압레벨은 기준음압(reference pressure)을 10^{-6} Pa로 두고 이에 대한 dB 형태로 표기되므로 식 (4)와 같이 수중에서 음향파워와 음압과의 관계를 dB 값으로 표현할 수 있다⁽¹⁷⁾.

$$L_p = L_w - 10 \log \left(\frac{S}{S_0} \right) + 61.9 \quad [\text{dB}] \quad (4)$$

여기서 L_p 는 평균음압(ref=10⁻⁶ Pa), L_w 는 음향파워(ref=10⁻¹² Watt), S_0 는 기준면적(1 m²), S 는 측정면적이며, 함정 수중방사소음 계측 시 측정 면적은 Fig. 1과 같이 함을 육면체 형태로 가정한 후 선체에서 1 m 떨어진 육면체 면적을 사용하였다.

식 (3)에서 음향방사효율은 주로 Maidanik이 제안한 식과 Uchida의 실험식이 주로 사용된다.

Maidanik은⁽¹⁴⁾ 잔향공간에서 리브가 있는 강판에 대한 음향방사효율을 식 (5)~(11)과 같이 제안하였다.

$$f < f_{11} \quad \sigma_{rad} = \frac{4S}{c^2} f^2 \quad (5)$$

$$f_{11} < f < f_c \quad \sigma_{rad} = \frac{\lambda_c^2}{S} g_{1(\alpha)} + \frac{P\lambda_c}{S} g_{2(\alpha)}$$

$$\lambda_c = \frac{c}{f_c}, \quad \alpha = \sqrt{f/f_c} \quad (6)$$

$$f = f_c \quad \sigma_{rad} = \sqrt{a/\lambda_c} + \sqrt{b/\lambda_c} \quad (7)$$

$$f > f_c \quad \sigma = (1 - f_c/f)^{-1/2} \quad (8)$$

$$f_{11} = \frac{c^2}{2Sf_c} \left(\frac{P^2}{8S} - 1 \right), \quad (9)$$

$$f_c = \frac{1}{2\pi} c^2 (\rho_s h)^{1/2} \left[\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right]$$

$$g_1(\alpha) = \frac{8}{\pi^4} \frac{(1-2\alpha^2)}{\sqrt{\alpha^2(1-\alpha^2)}} \quad (f < f_c/2) \quad (10)$$

$$= 0 \quad (f > f_c/2)$$

$$g_2(\alpha) = \frac{1}{4\pi^4} \frac{(1-\alpha^2) \ln \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right) + 2\alpha}{(1-\alpha^2)^{3/2}} \quad (11)$$

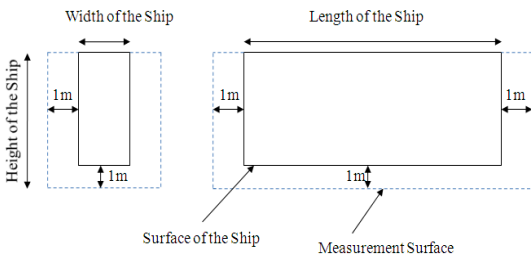


Fig. 1 Measurement surface of the sound of a ship

여기서 f 는 주파수, P 는 평판의 둘레(=2(a+b)), S 는 평판의 면적(=ab)이다.

Uchida는⁽¹⁵⁾ 0.91 m × 1.41 m의 강판, 알루미늄판, 아크릴판 및 FRP판에 대한 실험결과를 바탕으로 물과 접하는 강판의 음향방사효율을 식 (12)~(15)와 같이 제안하였다.

$$f \leq f_1, \quad 10 \log \sigma_{rad} = 10 \log (m \sqrt{B} / A_{rad}) - 78, \quad (12)$$

$$\text{where } f_1 = 0.25f_0, \quad f_0 = 700(m \sqrt{B} / A_{rad})^{0.2}$$

$$f_1 < f \leq f_2, \quad 10 \log \sigma_{rad} = (50/3) \log (4f/f_0) + 10 \log (m \sqrt{B} / A_{rad}) - 78, \quad (13)$$

$$\text{where } f_2 = 2f_0$$

$$f_2 < f \leq f_3, \quad 10 \log \sigma_{rad} = 50 \log (f/16000) - 10, \quad (14)$$

$$\text{where } f_3 = 16000 \text{ Hz}$$

$$f_3 < f, \quad 10 \log \sigma_{rad} = -10 \quad (15)$$

여기서 m 은 표면밀도(=ρ_sh), ρ_s는 강판의 밀도, h는 강판의 두께, B는 굽힘 강성(= $\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$), A_{rad}는 판의 방사면적이다.

이 연구에서는 Fig. 2에서와 같이 선체를 구성하고 있는 기본강판을 ①의 2.4 m × 0.6 m 강판으로 정의할 수도 있지만 이들 강판의 4개 조합인 ②의 2.4 m × 0.6 m × 4 강판으로 정의할 수도 있고 이들 강판의 8개 조합인 ③의 2.4 m × 0.6 m × 8 강판으로도 정의할 수도 있다. 따라서 진동하는 기본 강판을 정의하는 방법이 다양하므로 강판크기에 고유주파수를 고려하여 Uchida의 실험식을 수정하여 사용하였다.

Fig. 2에서와 같이 함정의 선체를 구성하는 기본 강판을 2.4 m × 0.6 m 강판(①)이라고 가정하여 음향방사효율을 정의 하게 되면 2.4 m × 0.6 m 강판의 조합 강판(②, ③)을 기본강판이라고 가정했을 때 정의한 음향방사효율대비 음향방사효율이 크게 정의된다. 선행연구의^(11,12) 결과 및 Fig. 3의 실험결과로부터 2.4 m

$\times 0.6\text{ m}$ 강판의 고유진동수 이하의 주파수에서는 선체의 음향방사효율이 주파수감소에 따라 점차 감소하는 것을 볼 수 있다.

따라서 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 강판의 고유진동수 이하에서 선체의 진동은 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4n$ ($n=1$ 일 경우 Fig. 2의 ②, $n=2$ 일 경우 Fig. 2의 ③) 강판의 고유진동수에서 주로 발생하고 이 진동으로 인해 수중방사소음이 발생한다고 가정하면 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times (4n)$ 강판의 음향방사효율은 이 주파수 범위에서 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 강판 대비 작으므로 실험으로부터 얻어진 바와 같이 방사효율이 저주파로 갈수록 작아지는 현상을 설명할 수 있다. 따라서 Fig. 2와 같이 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 강판의 고유진동수 미만, $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4$ 강판의 고유진동수 이상에서 음향방사효율은 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4$ 크기의 강판(Fig. 2의 ②)의 음향방사효율을 사용하였고,

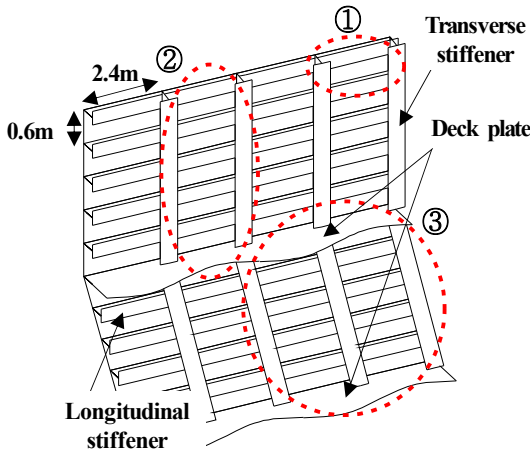
$2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 4$ 강판의 고유진동수 미만, $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 8$ 강판(Fig. 2의 ③)의 고유진동수 이상에서 음향방사효율은 $2.4\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 8$ 크기의 강판의 음향방사효율을 사용하였다. 여기서 n 이 3이상일 경우 강판의 고유주파수는 수중방사소음 해석 주파수 범위 하한치(31.5 Hz)보다 작으므로 Fig. 2에서 정의한 기본강판 ①의 고유진동수보다 작은 저주파에서는 n 이 1, 2인 Fig. 2의 강판구조 ②, ③에 대해서만 고려하여 음향방사효율을 정의하였다.

이와 같이 저주파에서 음향방사소음을 지배하는 강판의 크기가 커짐에 따라 음향방사효율이 작아지므로 동일한 진동 값에 따른 방사소음의 예측레벨이 작아지며 Fig. 3과 같이 기존의 Uchida식과 비교해볼 때 200 Hz 미만의 저주파에서 실험결과와 더 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 3에서 음향방사효율의 계측은 측정대상함정의 측정면적을 Fig. 1과 같이 가정하고 1 m 거리에서 하이드로폰을 이용하여 음압을 여러 지점에서 계측한 후 식 (4)를 이용하여 음향과위를 구하였다. 여기서 함의 면적은 Fig. 1과 같이 함의 길이와 폭을 이용하여 근사적으로 계산하였다.

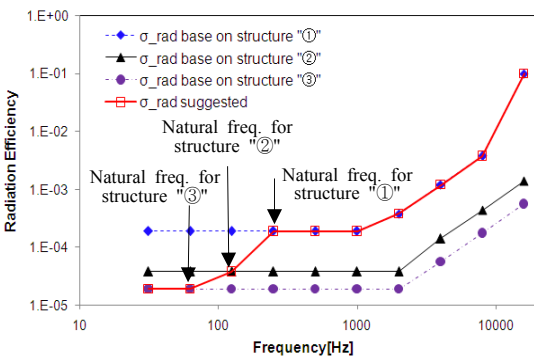
이 절의 검토결과로부터 이 연구에서 제안하는 수정된 Uchida식을 음향방사효율로 사용할 경우 2 kHz 미만의 주파수 영역에서 실제 계측으로 얻어진 음향방사효율과 유사한 형태의 음향방사효율을 얻을 수 있었다.

Uchida는 $0.91\text{ m} \times 1.41\text{ m}$ 의 유한강판을 가지고 강판의 방사효율을 실험적으로 정의하였기 때문에 강판의 조합에 따른 음향방사효율을 고려하지 못하였으므로 저주파 영역에서 음향방사효율이 실험결과와 다른 것으로 판단된다.

또한 2 kHz 이상 고주파 영역의 경우 Uchida의 음향방사효율보다 Maidanik의 음향방사효율이 실험적



(a) Structure of the shell of the ship



(b) Sound radiation efficiency

Fig. 2 Radiation efficiency of the structure "1", "2", "3" from Eq. (5)~(8) and proposed in this research

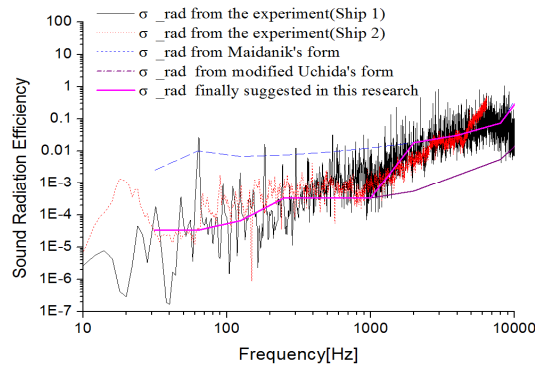


Fig. 3 Radiation efficiency proposed in this research

과 유사함을 알 수 있었다.

따라서 이 연구에서 선체의 음향방사효율은 200 Hz 미만에서는 이 연구에서 제안한 수정된 Uchida식을 사용하였고, 200 Hz에서 2 kHz 사이에서는 기존 Uchida식을 적용하였으며 2 kHz 이상에서는 Maidanik식을 적용하여 정의하였다.

2.2 외부가진소스에 의한 수중방사소음

일반적으로 함외부에서의 소음은 프로펠러 소음, 배관계통에 의한 유체소음 및 항해 중 선체와 부가물에 의해 발생하는 유동소음 등이 있다. 하지만 이들 소음에 대한 정의가 매우 어렵기 때문에 현재 프로펠러 소음 및 배관계통 소음은 여러 가지 실험결과에 따라 근사적으로 정의하여 사용하고 있으며, 항해 중 선체 및 부가물에 의한 유동소음은 고려되지 않고 있다.

이러한 외부가진소스에 의한 소음은 측정된 전체 수중방사소음에 대해 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 차감하여 정의할 수 있다. 하지만 이러한 외부가진소스에 의한 소음에 대한 여러 가지 소스들의 개별적인 기여도를 분석하기는 매우 어렵다.

SNAME⁽¹⁶⁾는 캐비테이션 발생 이후 프로펠러에서 발생하는 팁볼텍스(tip vortex) 및 블레이드 시트(blade sheet) 캐비테이션 소음에 대해 식 (16), (17) 과 같이 제안하고 있다.

$$L_{pt} = 10\text{Log} \left[0.23n_b \left(\frac{N_p}{60} \right) \left(\frac{D}{3.28} \right) \frac{1}{f_{br}} \right] + 155 + C_t \quad (16)$$

$$L_{pb} = 10\text{Log} \left[0.23n_b \left(\frac{N_p}{60} \right) \left(\frac{D}{3.28} \right) \frac{1}{f_{br}} \right] + 168 + C_b \quad (17)$$

여기서 L_{pt} 는 프로펠러 중심에서 3 ft 떨어져 있는 지점에서의 팁볼텍스 캐비테이션 소음(ref = 10^{-6} Pa), L_{pb} 는 프로펠러 중심에서 3 ft 떨어져 있는 지점에서의 블레이드 시트 캐비테이션 소음(ref = 10^{-6} Pa), f_{br} 은 최대 소음을 가지는 주파수(Hz), n_b 는 프로펠러의 블레이드 수, N_p 는 프로펠러 rpm, D는 프로펠러의 직경(ft), C_t , C_b 는 보정계수로 식 (18), (19)와 같다.

$$C_t = \begin{cases} 10\text{Log} \left[0.97 \left(\frac{v}{v_0} \right) - 1 \right] & \text{for } \frac{v}{v_0} < 2.35 \\ 0 & \text{for } \frac{v}{v_0} > 2.35 \end{cases} \quad (18)$$

$$C_p = 20\text{Log} \left[1 - \left(\frac{v}{v_0} \right) \right] \quad (19)$$

여기서 v_0 는 캐비테이션 발생속도, v 는 운항속도이다.

일반적으로 프로펠러에서 발생하는 소음은 압력과의 형태로 선체를 가진하기 때문에 프로펠러 상부 선체의 경우 프로펠러 소음에 의한 영향으로 큰 진동이 발생한다.

3. 수중방사소음 예측 결과

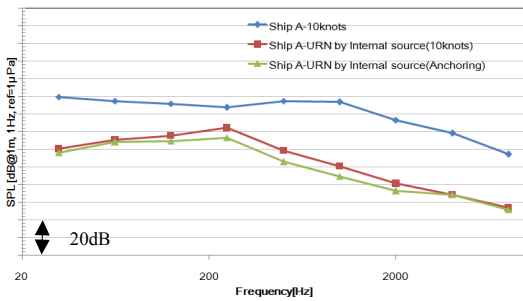
이 절에서는 실제 수중방사소음 평가 시 계측한 선체진동 신호를 가지고 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 예측하고 계측한 수중방사소음과의 에너지 차이로부터 프로펠러 소음을 정의하였다. 이를 통해 이 절에서는 일반적으로 제시되고 있는 SNAME에서 제안하는 프로펠러 소음의 타당성을 판단해 보고자 한다.

3.1 선체진동을 이용한 내부가진소스에 의한 수중방사소음 계측

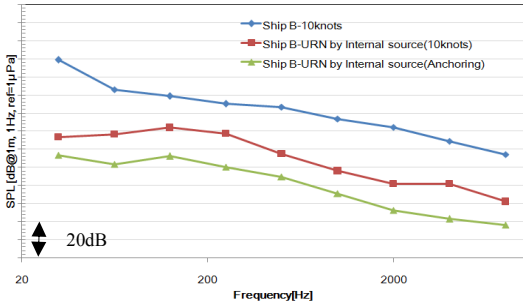
현재 수중방사소음은 1/1 옥타브 또는 1/3 옥타브 밴드로 계측한 후 밴드 평균값으로 관리되고 있으며 이를 통해 1 Hz당 음향에너지로 관리하고 있다.

유체소음과 같이 광대역 소음의 경우 계측하는 옥타브밴드 주파수 내에 큰 피크 없이 대체적으로 유사한 수준의 소음이 계측되기 때문에 옥타브밴드 평균으로 1 Hz당 음향에너지를 산출하는 것이 타당하지만, 기계류 소음 등 내부가진소스에 의해 방사되는 수중방사소음은 기계류 특유의 토널(tonal) 소음을 가지고 있으므로 이 토널 소음이 크게 발생할 경우 옥타브밴드값에 절대적인 영향을 주게 된다. 따라서 이러한 토널 소음을 포함한 소음에 대해 옥타브밴드 평균으로 수중방사소음을 규제하게 되면 계측된 음압레벨이 주파수 평균을 통해 크게 감소하므로 기계류 소음의 토널 소음에 대한 관리가 불가능하게 된다. 이 때문에 수중함의 경우 수중방사소음 평가 시 협대역 신호에 대한 토널소음 또한 기준으로 적용하고 있지만 수상함의 경우 옥타브 평균값만이 수중방사소음의 기준으로 적용되고 있다. 따라서 토널소음의 관리를 위해서는 수상함의 경우도 수중함과 같이 협대역 신호의 기준을 설정하고 관리할 필요가 있다

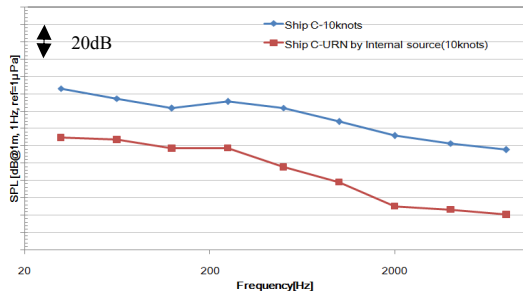
Fig. 4는 캐비테이션 발생 전 특정속도(00 knots)에서 3척의 함정에 대해 계측한 수중방사소음과 선체진



(a) Ship A



(b) Ship B



(c) Ship C

Fig. 4 1/1 Octave band average spectra for the measured total underwater radiated noise and underwater radiated noise from the hull vibration only

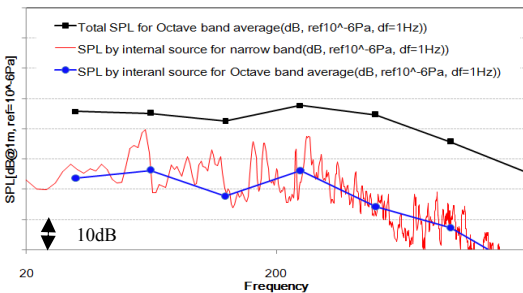


Fig. 5 1/1 Octave band average spectra for the measured total underwater radiated noise and narrowband spectra for the under water radiated noise from the hull vibration only

동신호를 통해 예측한 내부가진소스에 의한 수중방사소음이다. Fig. 4에서 정박(anchoring) 상태에서의 수중방사소음은 내부 접수 선체에서 계측한 진동속도와 Fig. 3에서 정의한 음향방사효율을 가지고 식 (3), (4)를 통해 계산한 소음이다. 이때 감속기어와 추진축은 분리된 상태에서 계측하였으며 소화펌프, 냉수제조기, 발전기 등 주요 장비를 동작시켜 놓은 상태에서 접수 선체의 진동을 계측하였다. 항해 시에는 정박상태와 동일한 지점에서 접수선체의 진동을 계측하고 정박시와 동일한 방식으로 수중방사소음을 계산하였다. 항해 중에는 정박중과 다르게 감속기어가 추진축과 연결되어 부하를 받기 때문에 선체진동에 의한 소음 레벨이 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 4로부터 캐비테이션 발생 전 함정의 수중방사소음과 내부가진소스에 의한 수중방사소음간의 차이가 전 측정 주파수 범위 내에서 10 dB 이상 발생하고 있음을 알 수 있으며 이로 인해 수중방사소음에 기계류 소음 등 내부가진소스에 의한 수중방사소음의 기여도는 크지 않음을 알 수 있었다. 따라서 캐비테이션 발생 이전부터 수중방사소음의 주성분은 프로펠러 소음을 포함한 외부가진소스에 의한 수중방사소음을 알 수 있었다.

물론 1 Hz 간격으로 계측된 협대역 신호를 가지고 평가해 보면 기계류 소음의 토널 소음 발생 시 수중방사소음에 대한 영향도는 커진다.

Fig. 5는 측정된 선체가속도 신호를 이용하여 계측한 특정함정의 내부가진소스에 의한 수중방사소음의 협대역 스펙트럼 예측 결과와 함정의 수중방사소음에 대한 옥타브밴드 평균 스펙트럼이다. Fig. 5와 같이 토널 소음이 없을 경우에는 내부가진소스에 의한 수중방사소음은 전체 수중방사소음에 거의 기여하지 못하나, 토널 소음이 존재할 경우 옥타브밴드 평균 스펙트럼 기준으로 볼 때 수중방사소음에 있어 문제가 없을지라도 탐지 및 식별관점에서 볼 때 문제가 될 수 있음을 알 수 있다.

따라서 함정의 소나 운용에 있어 적합 식별을 위해 협대역 소음신호를 사용하고 있음을 고려해 볼 때 기계류 소음의 토널 소음은 수중방사소음 옥타브 평균 기준과 별개로 다루어질 필요가 있다. 따라서 해군에서는 이를 TASS 운용 기준으로 정의하여 별도로 관리하고 있다.

3.2 프로펠러 및 외부가진 소스에 의한 수중 방사소음 예측

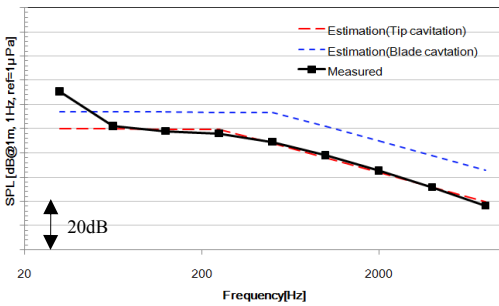
앞절에서 수중방사소음 계측결과와 선체 가속도 신호를 이용하여 내부가진소스에 의한 수중방사소음을 예측한 결과로부터 프로펠러를 포함한 외부가진소스에 대한 소음레벨을 예측할 수 있다. 이 절에서는 외부가진소스에 의한 수중방사소음이 프로펠러 소음이 지배적이라고 가정하고, 계측결과로부터 예측된 외부가진소스에 의한 수중방사소음과 SNAME에서 제시한 프로펠러 소음의 예측결과와 비교해 보고자 한다.

이 절에서는 총 3척의 함정에 대한 프로펠러 소음 식 (16), (17)을 이용하여 예측해 보았다.

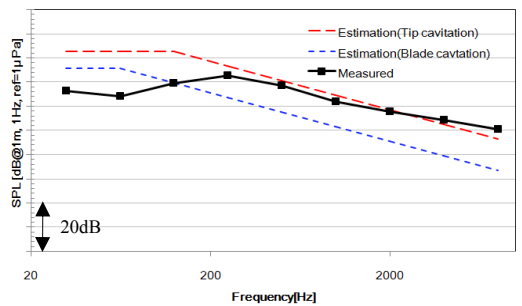
식 (16), (17)의 경우 캐비테이션 발생 이후 프로펠러

러 소음이므로 이 절에서는 3척 함정 프로펠러의 캐비테이션 초생속도보다 1노트~3노트 높은 속력인 “N” 노트 및 12노트~14노트 높은 “N+11” 노트에서 프로펠러 소음을 예측해 보았다.

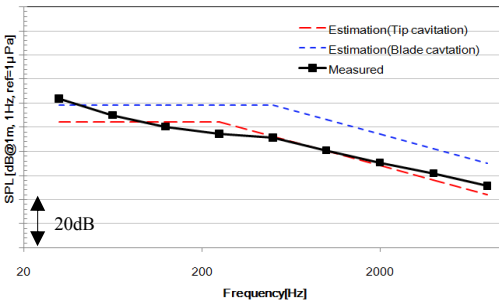
Fig. 6은 SNAME에서 제안한 식을 이용하여 프로펠러 크기와 회전수가 다른 3척의 함정에 대한 “N” 노트 속도에서의 프로펠러에 의한 수중방사소음 예측결과와 계측된 수중방사소음 및 내부가진 소스를 가지고 수중방사소음의 에너지 차로부터 얻어진 외부가진소스에 의한 수중방사소음이다. 두 결과 비교로부터 3척 모두 125 Hz 이상 영역에서 계측으로부터 얻어진 외부가진소스에 의한 수중방사소음과 SNAME에서 제안한 식을 이용한 팁볼텍스에 의한 프로펠러



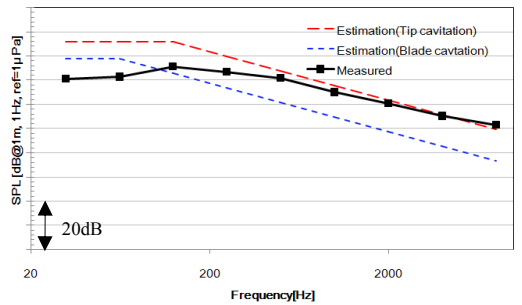
(a) Ship B



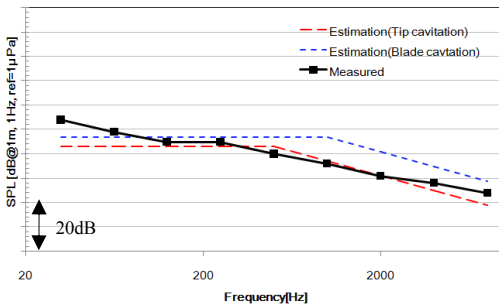
(a) Ship B



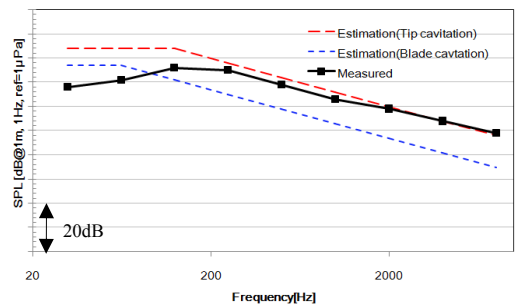
(b) Ship C



(b) Ship C



(c) Ship D



(c) Ship D

Fig. 6 1/1 Octave average sound pressure level at N knots

Fig. 7 1/1 Octave average sound pressure level at N+11 knots

캐비테이션 소음 예측결과가 매우 유사함을 알 수 있었다. 여기서 “N” 노트의 경우 캐비테이션 발생 속도와 1노트~3노트밖에 차이가 나지 않으므로 이때의 캐비테이션은 주로 틱볼텍스 캐비테이션이며 아직 블레이드에서 시트 캐비테이션이 발생하기 전이기 때문에 프로펠러 소음은 식 (16)의 틱볼텍스에 의한 프로펠러 소음과 유사한 것으로 판단된다.

이 결과로부터 125 Hz 이상에서 외부가진 소스에 의한 수중방사소음의 주요성분은 프로펠러 소음으로 판단되며 125 Hz 이하의 소음은 프로펠러 외 다른 외부 소스에 의해 발생한 것으로 추정된다.

Fig. 7은 캐비테이션 발생 속도 대비 약 12노트~14노트 높은 “N+11” 노트에서 SNAME 식을 이용한 프로펠러 소음예측결과와 수중방사소음 및 내부가진 소스에 의한 수중방사소음의 에너지 차로부터 얻어진 외부가진 소스에 의한 수중방사소음이다. Fig. 7에서 3척 모두 250 Hz 이상에서 식 (17)의 블레이드 시트 캐비테이션에 의한 프로펠러 소음 예측 결과와 실험적으로 예측된 외부 가진 소스에 의한 수중방사소음 결과와 매우 유사함을 알 수 있었다. 일반적으로 고속에서 발생하는 기포의 크기가 매우 크고 이 주파수들이 통상 수백 Hz의 고유진동수를 가짐을 고려해 볼 때 외부가진 소스에 의한 수중방사소음에서 250 Hz 이상의 소음은 프로펠러의 시트 캐비테이션 소음이 지배적임을 유추해 볼 수 있다. 250 Hz 미만의 고유진동수를 가지는 큰 기포가 “N+11” 노트에서 발생하지 않는다고 가정하면 250 Hz 미만에서 예측한 소음레벨이 SNAME 식에 의한 예측결과보다 작게 나타날 수 있다고 판단된다.

3척의 함정에 대해 SNAME가 제시하고 있는 프로펠러 캐비테이션 소음과 수중방사소음 및 내부가진 소스에 의한 수중방사소음 예측 결과로부터 유추한 프로펠러 소음이 매우 유사함을 알 수 있었다. 따라서 이 연구 결과로부터 추후 함정 설계 시 프로펠러 소음은 SNAME에서 제시하는 값을 채용 가능함을 알 수 있었다.

4. 결 론

수중방사소음의 정확한 예측과 개선을 위해서는 가진소스에 대한 정의가 매우 중요하다. 지금까지 함정설계 과정에서 프로펠러 소음을 포함한 외부가진요

소는 근사적으로 정의하여 사용하고 있었으나, 이에 대한 검증이 제대로 이루어지지 않았다. 이 연구에서는 선체부착 가속도계를 이용한 내부가진소스에 의한 수중방사소음레벨의 예측결과와 계측을 통해 얻어진 함정의 총 수중방사소음레벨을 가지고 외부가진소스에 의한 수중방사소음레벨을 예측하였다. 예측결과 분석 대상인 3척의 함정 모두 수중방사소음은 내부가진소스보다는 외부가진소스가 지배적임을 알 수 있었으며, 외부가진소음원 중 프로펠러의 소음이 125 Hz 이상영역에서 지배적임을 알 수 있었다. 또한 예측된 프로펠러 소음은 SNAME가 제시하는 프로펠러 캐비테이션 소음의 실험식 계산결과와 매우 유사함을 알 수 있었으며, 이로부터 SNAME 계산식의 함정설계 채용 가능성을 검증할 수 있었다.

후 기

이 연구는 국방기술품질원 자체연구로 실시된 것으로 군사보안상 문제가 없음을 확인함.

References

- (1) Miasnikov, E., 1994, Can Russian Strategic Submarines Survive at Sea? The Fundamental Limit of Passive Acoustics, Science & Global Security, Vol. 4, No. 2, pp. 213-251.
- (2) Mitson, R. B., 1995, Underwater Noise of Research Vessels: Review and Recommendations, International Council for the Exploration of the Sea, Cooperative Research Report, No. 209, doi: 10.17895/ices.pub.5317.
- (3) American Bureau of Shipping, 2018, Guide for the Classification Notation: Underwater Noise, ABS Plaza, Houston, TX.
- (4) Morozov, V. P., 1974, Theoretical Analysis of the Acoustic Emission from Cavitating Line Vortices, Soviet Physics Acoustics-USSR, Vol. 19, No. 5, pp. 468-471.
- (5) Bosschers, J., 2007, Broadband Hull Pressure Fluctuations and Cavitating Vortices: An Investigation of Resonance Frequencies, Proceedings of the Ship Noise and Vibration Conference(Marine Engineering Forum, Propeller Cavitation Workshop).
- (6) Pennings, P., Westerweel, J. and van Terwisga, T., 2016, Cavitation Tunnel Analysis of Radiated Sound from

the Resonance of a Propeller Tip Vortex Cavity, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 83, pp. 1~11.

(7) Seol, H., Jung, B., Suh, J.-C. and Lee, S., 2002, Prediction of Non-cavitating Underwater Propeller Noise, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 257, No. 1, pp. 131~156.

(8) Kim, D., Lee, K. and Seong, W., 2014, Non-cavitating Propeller Noise Modeling and Inversion, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 24, pp. 6424~6437.

(9) de Jong, C., Bosschers, J., Hasenpflug, H. and Farabee, T., 2005, Surface Ship Underwater Radiated Flow Noise, UDT Europe 2005, Amsterdam.

(10) Hattori, K., Nakamachi, K. and Sanada, M., 1985, Prediction of Underwater Sound Radiated from Ship's Hull by Using Statistical Energy Analysis, *Internoise-85*, Vol. 2, pp. 645~648.

(11) Han, H. S. and Lee, K. H., 2014, Specification of the Hull Vibration to Control Underwater Radiated Noise by Estimation with Modified Experimental Sound Radiation Efficiency, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 9, pp. 3425~3432.

(12) Han, H. S. and Lee, K. H., 2013, Estimation of the Underwater Radiated Noise of a Naval Vessel Using Hull Vibration, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 5, pp. 394~400.

(13) Ver, I. L. and Beranek, L. L., 2006, *Noise and*

Vibration Control Engineering: Principles and Applications, John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey.

(14) Maidanik, G., 1962, Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, *The Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 34, No. 6, pp. 809~826.

(15) Uchida, S., Yamanaka, Y., Ikeuchi, K., Hattori, K. and Nakamachi, K., 1986, Prediction of Underwater Noise Radiated from Ship's Hull, *Bulletin of the Society of Naval Architectures of Japan*, Vol. 686, pp. 36~45.

(16) Fischer, R. W., Boroditsky, L. and SNAME, 2001, Technical & Research Bulletin 3-37(supplement), Supplement to the Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Jersey City, NJ.

(17) Fahy, F., 1985, *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*, Academic Press.



Hyungsuk Han received a B.S. in Production and Mechanical Engineering from Pusan National University in 1996. He then went on to receive his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in 1998 and 2007, respectively. Dr. Han is currently a Senior Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.

바닥충격음 및 배수음에 대한 인공음과 자연음의 마스킹효과 조사

Investigation on Masking Effect of Artificial and Natural Sounds on Floor Impact and Drainage Noises

김정훈* · 송한솔* · 이송미* · 박한솔* · 이우영* · 조성근* · 류종관†
Jeonghun Kim*, Hansol Song*, Songmi Lee*, Hansol Park*, Wooyoung Lee*,
Sungkuen Cho* and Jongkwan Ryu†

(Received September 6, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

Key Words : Residential Noise(주거환경소음), Masking Effect(마스킹효과), Artificial & Natural Sound(인공자연음)

ABSTRACT

This study investigated the effect of artificial and natural sounds on the masking of residential noises through auditory experiments. Residential noises consisted of floor impact noise (children jumping) and toilet flushing noise. As masking sounds, white, pink, and brown noises were used for artificial sounds and waterfall, stream, wave, rain-fall, insect, and bird sounds were included as natural sounds. In the auditory experiment, thirty subjects rated their masking sound preferences and annoyance (7 point verbal scale) for residential noises and residential noises mixed with masking sounds with equal sound levels. In addition, the represented sound level of masking sounds was modified to -3 dB, 0 dB and +3 dB from the original sound level; the annoyance rating experiment was repeated for the residential noises mixed with masking sounds. Results showed that stream and wave sound had the greatest masking effects for both residential noises and that insect and bird sounds did not have any masking effects. A sound masking effect was also observed for masking sounds 3 dB lower and higher than residential noise. It was also found that components in the middle-frequency range of the masking sound are important for the masking of residential noises.

1. 서론

공동주택에서 발생하는 대표적인 주거환경소음은 바닥충격음, 급배수설비소음, 세대 간의 공기전달음, 외부교통소음 등이 있다. 정부에서는 주택건설기준등을 적용하여 규제하고 있고, 완충재, 건축 차음구조 개발 등 주거환경 소음을 저감하기 위한 연구가 진행

되고 있다. 하지만, 한국환경공단 산하 층간소음이웃센터의 2018년 통계 결과⁽¹⁾, 층간소음의 민원은 2017년 대비 5382건이 증가되었고 전체 민원 중 바닥충격음(아이들이 뛰거나 발걸음 소리)의 경우 28186건(70%), 급배수소음의 경우(화장실 등) 116건(0.3%)인 것으로 나타났다. 이와 같이, 기존의 완충재 등 물리적인 차음기술 만으로는 거주자가 만족할 만한 주거공간의 음환경 개선에는 한계가 있다. 따라서, 물리

† Corresponding Author, Member, School of Architecture, Chonnam National University

E-mail : jkryu@jnu.ac.kr

* Member, Dept. of Architectural Engineering, Chonnam National University

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

적인 측면과 더불어 감성적인 측면에서의 층간소음 개선방안 도출을 위한 학술적·기술적 접근방법이 필요한 것으로 판단된다.

한편, 사운드스케이프 관련 연구에서는 외부 환경소음을 대상으로 물소리 등의 자연음에 의한 마스킹을 이용한 소음의 감성반응 개선 연구가 진행되었다⁽²⁻⁶⁾. 마스킹 현상은 크게 에너지적 마스킹과 정보적 마스킹으로 분류될 수 있다. 먼저, 에너지적 마스킹은 특정 대상 음(마스커)를 듣고자 할 때 또는 듣게 될 때, 또 다른 음(마스커)에 노출 되면 그 대상 소리를 완전히 또는 부분적으로 듣지 못하는 청각 프로세스이다. 이러한, 마스킹 현상은 일반적으로 두 개의 소리(마스커, 마스키)의 시간 및 주파수 특성이 유사할 때 크게 나타난다. 또한, 정보적 마스킹은 음향특성과는 별개로 마스커음의 발생으로 마스키음의 집중도(주의력)를 떨어뜨려 그 감각에 영향을 미치는 현상이다. 사운드스케이프 관련 기존 연구결과에 의하면, 새소리, 곤충소리, 물소리 등의 자연음이 외부 환경소음(도로 교통, 공사장 소음)을 마스킹하여 외부 소음환경에 대한 쾌적도를 향상시키는 것으로 나타났다. 또한, 마스킹음으로서 자연음의 음압레벨에 따른 마스킹 효과에 대한 연구가 진행되었다. Watts et al.의⁽⁴⁾ 연구에서는 다양한 배경소음(교통소음, 공사장 소음 등)에서 물소리의 음압레벨 범위에 따른 마스킹효과와 조사결과, 물소리가 배경소음보다 7 dB 낮을 때에도 감성적인 측면에서 공원의 음환경 개선이 된 것으로 나타났다. Jeon et al.의⁽⁵⁾ 연구에서도 도로교통소음을 대상으로 마스커음(자연음)의 음압 레벨에 따른 마스킹 효과를 조사한 결과, 마스커음의 음압레벨이 6 dB 감소하였음에도 마스킹에 의해 쾌적도가 증가하는 결과를 도출하였다. 또한, Galbrun et al.의⁽⁶⁾ 연구에 의하면 여러 종류의 물소리 중 심리음향 파라메타인 sharpness값이 낮고 음압레벨의 시간적 변동이 큰 물소리가 도로 교통소음에 대한 감성반응을 개선하는 것으로 조사되었다. 한편, Yang의⁽⁷⁾ 연구에서는 다양한 실내온도 조건에서 물소리에 대한 바닥충격음의 감성 측면에서의 개선효과를 조사한 결과, 물소리가 바닥충격음의 신경쓰임을 부분적으로 저감시키는 것으로 나타났으나, 이러한 결과는 실내 온도와 음압레벨의 조건에 따라 상이한 것으로 조사되었다. 이와 같이 마스킹효과를 이용한 음향환경 개선연구는 주로 외부 환경소음을 대상으로 진행되어 왔다. 그러나, 주거환경소음

은 외부 환경소음과 노출환경 및 시간변동 특성 등 음향학적 특성이 상이함으로 주거 음환경 개선을 위한 연구가 필요하다.

이 연구에서는 청감실험을 통하여 바닥충격음 및 배수음(이하: 주거환경소음)에 효과적인 마스킹음으로서의 인공음 및 자연음의 종류를 조사 하였다. 또한, 마스킹음의 음압레벨에 따른 신경쓰임을 조사하였으며, 마스킹 효과가 주요하게 나타내는 마스킹음의 주파수 특성을 조사 하였다.

2. 실험방법

2.1 음원선정

공동주택 주거환경소음 중 거주자에게 가장 많은 영향을 미치고 있는 바닥충격음(어린이 점핑)과 배수음(욕실 변기)을 마스키음(maskee sound)으로서 사용하였다. 바닥충격음과 배수음은 아파트(면적: 84 m², 바닥두께: 210 mm, 구조: 철근콘크리트)의 거실 중앙 및 화장실 중앙에서 녹음기능인 있는 소음계(NL-52, rion, IEC 61672-1: 2002 class 1)를 이용하여 각각 녹음(수음위치: 1.2 m)되었다. 마스커음(masker sound)은 인공음인 브라운 노이즈, 핑크 노이즈, 화이트 노이즈와 자연음인 물과 관련된 파도소리, 계곡물소리, 비소리, 폭포소리와 곤충소리(귀뚜라미), 새소리(물총새)를 이용하였다. 마스커음 중 인공음은 음향 편집 소프트웨어인 Adobe Audition을 사용하여 제작하였고, 자연음은 자연환경에서 녹음된 소리를 웹사이트⁽⁸⁾를 통해 취득하였다. Fig. 1은 마스키음인 주거 환경소음과 마스커음인 인공음 및 자연음의 주파수 특성을 나타내고 있다. 마스커음의 각 음원의 주파수 특성은 저주파수, 중주파수, 고주파수에서 특성을 각각 다르게 구성하여 중복효과가 발생하지 않도록 하였다. Fig. 1(a)에서와 같이 바닥충격음은 25 Hz ~ 200 Hz 대역에서 높은 음압레벨을 나타내고 있으며, 배수음의 경우 1 kHz 대역까지 비교적 평탄한 주파수 특성을 나타내고 있다. 또한, 인공소음의 경우 Fig. 1(b)에서와 같이 음원종류별 상이한 주파수 특성을 보여주고 있다. 자연소음의 경우 Fig. 1(c)와 1(d)에서와 같이 폭포와 빗소리는 핑크노이즈와 유사하게 비교적 평탄한 주파수 특성을 나타내며, 계곡물소리와 파도소리는 각각 중저주파수 대역(125 Hz ~ 800 Hz)과 중고주파수대역(315 Hz ~ 2 kHz)에서 높은 음압레벨을

보이고 있다. 반면, 곤충과 새소리는 2 kHz 이상 고주
파대역에서 높은 음압레벨을 나타내고 있다.

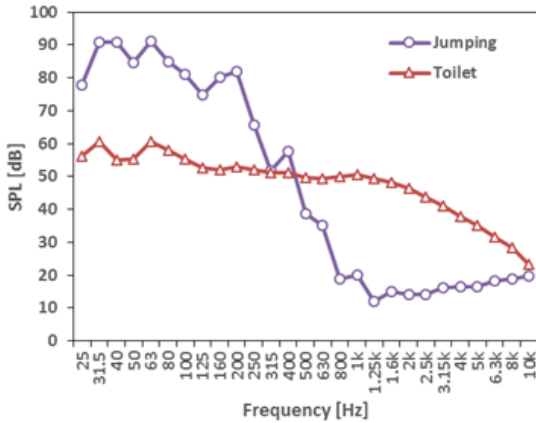
2.2 음원편집

주거환경소음과 인공음 및 자연음의 길이는 각각 5초
로 편집하였다. 바닥충격음은 총 3번의 충격음이 포함되
도록 편집하였고, 배수음은 변기 배수음중 최대 음압레
벨이 포함되도록 편집하였다. 주거환경소음의 음압레벨
은 ‘공동주택 층간소음의 범위와 기준에 관한 규칙⁽⁹⁾’의
소음기준을 참고하여, 바닥충격음의 경우 57 dB(L_{Amax}),
배수소음은 45 dB(L_{Aeq})로 하였고, 인공음 및 자연음은 주
거환경소음과 동일레벨로 제작되었다. 추가실험을 위해
masker-to-noise ratios(MNR)가 -3 dB, 0 dB, +3 dB 되도
록 인공음 및 자연음(masker)의 음압레벨을 주거환경소
음(noise)의 음압레벨 대비 -3 dB, 0 dB, +3 dB이 되도록

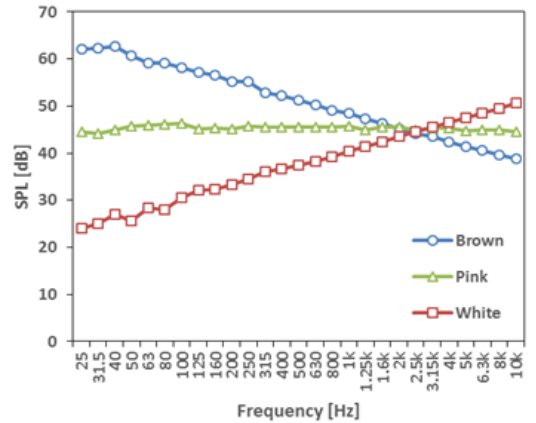
조정하여 추가 음원을 제작하였다.

2.3 실험절차

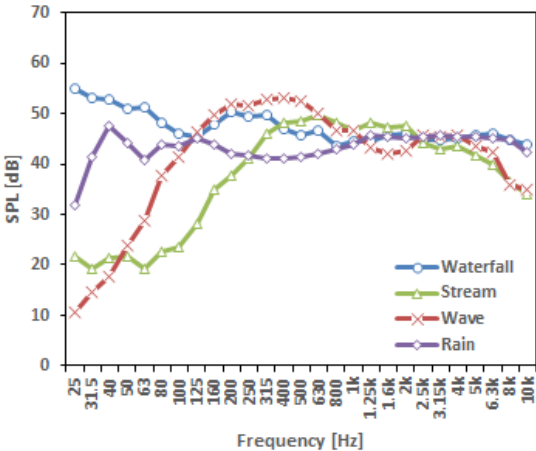
청감실험은 외부소음(배경소음 레벨 15 dBA 수준)과
잔향시간(0.19초, 500 Hz와 1 kHz 평균)을 최소화한 청
감실험실(H×D×W : 2.7 m×2.7 m×4.4 m = 32 m³)
에서 진행하였다. 피험자는 정상청력을 가진 20대 남녀
30명을 대상으로 헤드폰(Sennheiser HD 600)을 사용
하여 총 4개의 청감실험을 진행하였다. Table 1은 4개
실험의 구성 및 각 음원의 음압레벨을 나타내고 있다.
먼저, 실험1에서는 인공음과 자연음이 45 dB(L_{eq})의
음압레벨로 각각 제시된 상황에서 선호도 평가를 실시
하였으며, 실험2에서는 주거환경소음인 바닥충격음
(L_{Amax}:57 dB)과 배수음(L_{Aeq}:45 dB)이 각각 단독으로 제
시된 상황에서 신경쓰임평가를 실시하였다. 실험3은 주



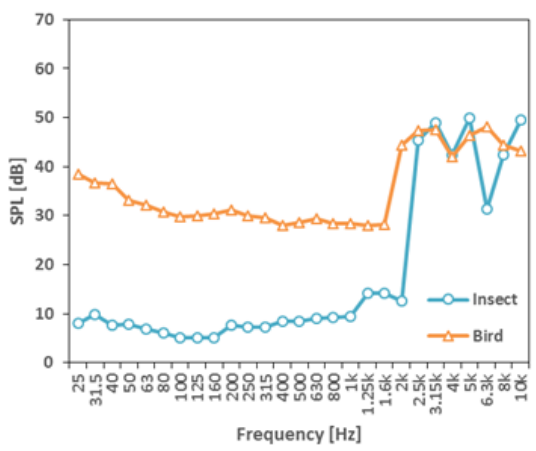
(a) Residential noise



(b) Artificial sound



(c) Natural sound-1



(d) Natural sound-2

Fig. 1 SPL as a function of 1/3 octave band for residential noise, artificial, and natural sound (L_{eq} except for floor impact sound, L_{max})

거환경소음(maskee)과 인공음 및 자연음(masker)이 혼합된 복합음에 대한 신경쓰임 평가(동일레벨: MNR 0 dB)를 실시하였으며, 실험4는 주거환경소음(maskee)과 인공음 및 자연음(masker)이 혼합된 복합음에 대한 신경쓰임 평가를 MNR이 -3 dB, 0 dB, +3 dB인 조건에서 진행하였다. 실험4의 경우, 실험3에서 마스킹효과가 가장 크게 나타난 자연음인 계곡물소리와 파도소리를 대상으로 진행하였다. 실험1~실험4에서의 선호도와 신경쓰임 평가는 7점 어휘 평정척도⁽¹⁰⁾ 이용하여 진행하였다.

3. 실험결과

3.1 인공음 및 자연음의 선호도(실험1의 결과)

Fig. 2는 9개의 인공음 및 자연음의 마스킹사운드로서의 선호도를 나타내고 있다. Fig. 2에서와 같이 계곡물소리, 새소리, 비소리가 4.4~4.8의 값을 나타내 높은 선호도를 나타냈고, 인공소음인 화이트노이즈, 핑크노이즈, 브라운노이즈는 2.1~3의 값을 나타내 낮은 선호도를 나타내고 있다.

3.2 주거환경소음과 인공/자연음 복합음의 신경쓰임(동일레벨, MNR: 0 dB 조건, 실험2, 3의 결과)

Fig. 3은 주거환경소음을 단독 제시했을 경우의 신경쓰임과 주거환경소음과 인공음 및 자연음을 혼합한 복합음의 신경쓰임의 차이를 나타내고 있다. Fig. 3(a)에서와 같이 바닥충격음의 경우 인공음 및 자연음을 혼합하였을 때, 화이트노이즈를 제외하고 모든 인공음 및 자연음에서 0.1~1.6의 신경쓰임 정도가 감소하는 것으로 나타났다. 신경쓰임 차이의 통계검정(대응표본 T-test) 결과, 통계적으로 유의한 차이($p < 0.01$)

를 나타낸 인공/자연음은 브라운노이즈, 파도소리, 핑크노이즈, 계곡물소리, 비소리, 폭포소리인 것으로 나타났다으며, 인공소음인 브라운노이즈와 자연음인 파도소리가 가장 큰 신경쓰임 감소를 나타내었다. 반면, 곤충소리, 새소리, 화이트노이즈에 의한 신경쓰임 감소는 통계적으로 유의하지 않았다.

Fig. 3(b)에서와 같이 배수음의 경우 인공음 및 자연음을 혼합하였을 때, 곤충소리를 제외하고 0.3~1.4의 신경쓰임 정도가 감소하는 것으로 나타났다. 신경쓰임 차이의 통계검정(대응표본 T-test) 결과, 통계적으로 유의한 차이($p < 0.01$)를 나타낸 인공음 및 자연음은 브라운노이즈, 계곡물소리, 파도소리, 핑크노이즈, 폭포소리, 비소리인 것으로 나타났으며, 인공소음인 브라운노이즈와 자연음인 계곡물소리가 가장 큰 신경쓰임 감소를 나타내었다. 반면, 새소리, 화이트노이즈, 곤충소리에 의한 신경쓰임 감소는 통계적으로 유의하지 않았다.

3.3 주거환경소음과 인공/자연음 복합음의 신경쓰임 (MNR: -3 dB, 0 dB, +3 dB 조건, 실험2, 4의 결과)

Fig. 4는 주거환경소음을 단독 제시했을 때의 신경쓰임과 자연음(파도소리, 계곡물소리)이 혼합된 복합음의 신경쓰임의 차이를 MNR이 -3 dB, 0 dB, +3 dB 조건에서 조사된 결과를 나타내고 있다. Fig. 4에서와 같이 바닥충격음 및 배수소음은 파도소리 및 계곡물소리를 각각 혼합하였을 때 MNR이 증가함에 따라 신경쓰임 정도도 감소하는 것으로 나타났다. 특히, MNR이 -3 dB인 조건에서도 바닥충격음과 배수소음의 신경쓰임이 자연음에 의해 약 0.6~1.0 정도 감소한 것으로 나타났다.

Table 1 Experimental condition and SPL of test sound

	Jumping	Artificial&natural	Toilet	Artificial&natural
	L _{Amax} (dB)		L _{Aeq} (dB)	
Exp.-1	-	-	-	45
Exp.-2	57	-	45	
Exp.-3	57	57	45	45
Exp.-4	57	54, 57, 60	45	42, 45, 48

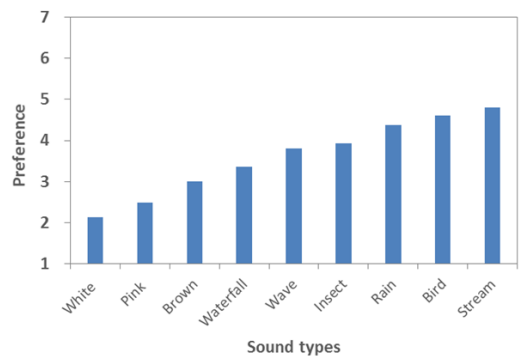


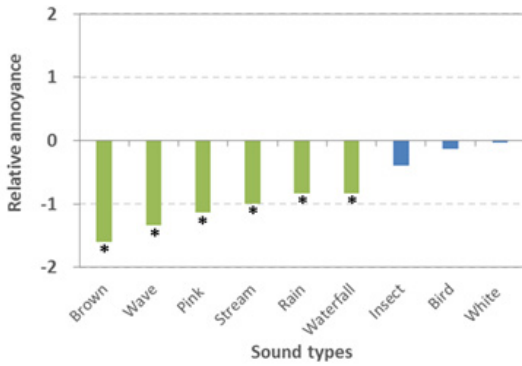
Fig. 2 Preference of artificial and natural sound as masking sound in Exp-1

4. 토 의

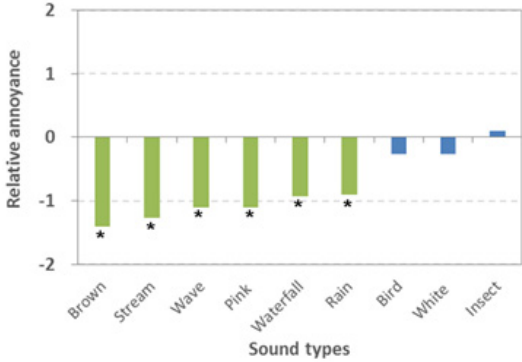
4.1 인공음 및 자연음 종류에 따른 마스킹 효과

주거환경소음 단독음원과 주거환경소음과 인공음 및 자연음의 복합음원(MNR: 0 dB)의 신경쓰임을 청감실험을 통해 조사한 결과, 바닥충격음과 배수음에 공통적으로 신경쓰임이 저감된 마스킹음은 인공음의 경우 브라운노이즈, 핑크노이즈와 자연음의 경우 계곡물소리, 파도소리, 폭포소리, 비소리인 것으로 나타났다. 이는 주거환경소음에 대한 인공음 및 자연음의 마스킹 효과에 기인한 것으로 판단된다. 이러한 결과는 외부환경소음을 대상으로 한 기존연구에서⁽²⁻⁶⁾ 계곡물소리와 파도소리의 마스킹 효과를 통해 감성반응이 개선된 결과와 유사한 것으로 나타났다. 반면, 바

닥충격음에 대한 물소리의 마스킹 효과를 연구한 Yang의⁽⁷⁾ 연구에서 특정 온도에서 물소리에 의한 감성반응 개선효과가 부분적으로 나타났지만, 온도 조건에 따라서 상이한 결과가 도출되었다. 이 연구결과와의 차이는 실험에 사용된 물소리의 주파수 특성과 실험환경의 차이 때문인 것으로 사료된다. 또한, Hao의⁽²⁾ 연구에서 외부 교통소음에 대한 새소리의 마스킹효과는 외부 교통소음환경에 대한 쾌적도는 개선시켰으나, 일정 음압레벨의 새소리는 오히려 신경쓰임을 증가시키는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 새소리가 주거환경소음의 신경쓰임 저하에 효과가 없었던 이 연구 결과와 유사한 것으로 나타났다.

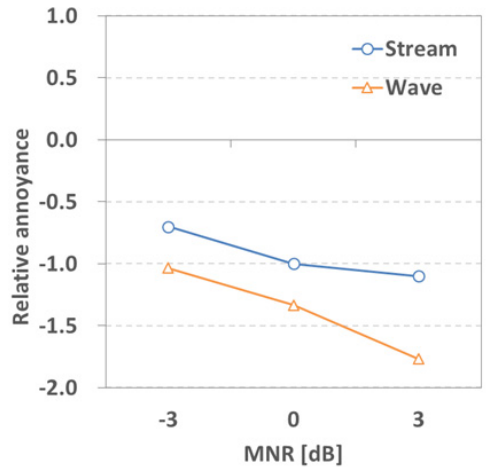


(a) Jumping noise

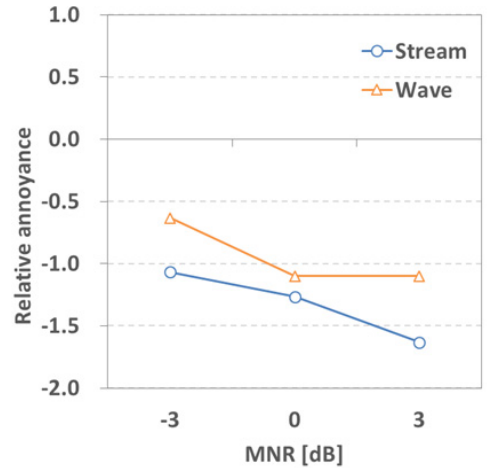


(b) Toilet noise

Fig. 3 Relative annoyance of combined sound of residential noise to the residential noise ($annoyance_{combined} - annoyance_{residential}$) in the condition of MNR 0 dB from Exp.2 and 3; Asterisks statistically indicate significant differences in annoyance ($p < 0.01$)



(a) Jumping noise



(b) Toilet noise

Fig. 4 Relative annoyance of combined sound of residential noise and masking sound to the residential noise ($annoyance_{combined} - annoyance_{residential}$) as a function of MNR from Exp. 2 and 4

한편, 인공음 및 자연음의 마스킹으로서의 선호도와 신경쓰임 저감정도의 관계를 살펴보았을 때, 선호도가 낮은 계곡물소리와 파도소리에서 신경쓰임이 저하되었고, 선호도가 높았던 새소리와 곤충소리에서는 증가되었다. 인공음 및 자연음의 선호도와 신경쓰임 감소정도의 상관계수는 모두 0.1이하($p>0.05$)로 나타나 두 변수간의 상관성은 미미한 것으로 판단된다.

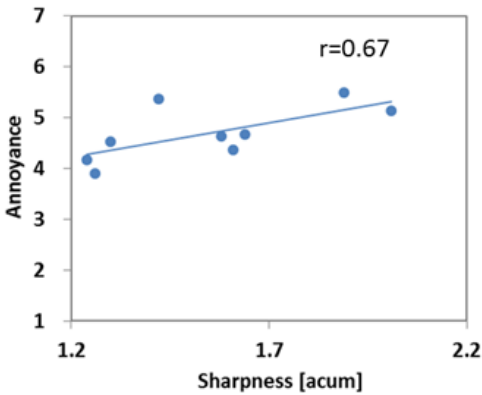
4.2 인공음 및 자연음의 음압레벨에 따른 마스킹 효과

주거환경소음과 인공음 및 자연음원의 신경쓰임 (MNR: -3 dB, 0 dB, +3 dB)을 청감실험을 통해 조사한 결과, 인공음 및 자연음원의 음압레벨의 변동에도 계곡물과 파도 소리에 의해 바닥충격음과 배수음의 신경쓰임의 저감된 것으로 나타났다. 특히, 주거환경소음 대비 인공음 및 자연음의 음압레벨이 3 dB 감소되었음에도 신경쓰임이 저감되었다. 이러한 결과는 외부환경

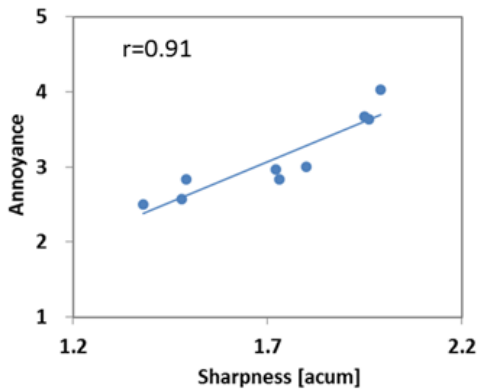
소음과 물소리 등을 대상으로 한 기존연구에서^(4,5) MNR -6 dB ~ -7 dB 조건에서도 소음에 대한 감성반응이 개선된 결과와 유사한 것으로 나타났다. 인공음 및 자연음의 음압레벨 감소에도 마스킹효과가 존재했기 때문에, 주거환경소음의 감성적인 측면에서 소음환경 개선을 위한 최적의 인공음 및 자연음의 음압 레벨 도출에 관한 추가 연구가 필요할 것으로 사료된다.

4.3 인공음 및 자연음의 스펙트럼에 따른 마스킹 효과

청감실험 결과 자연음 중 마스킹효과가 가장 높았던 계곡물소리와 파도소리의 스펙트럼을 살펴보면, Fig. 1에서와 같이 각각 중저주파수 대역(125 Hz ~ 800 Hz)과 중고주파수 대역(315 Hz ~ 2 kHz)에서 높은 음압레벨을 갖고 있는 것으로 나타났다. 반면, 마스킹 효과가 없었던 새소리와 곤충소리의 스펙트럼을 살펴보면, Fig. 1에서와 같이 2 kHz 이상 고주파대역에서 높은 음

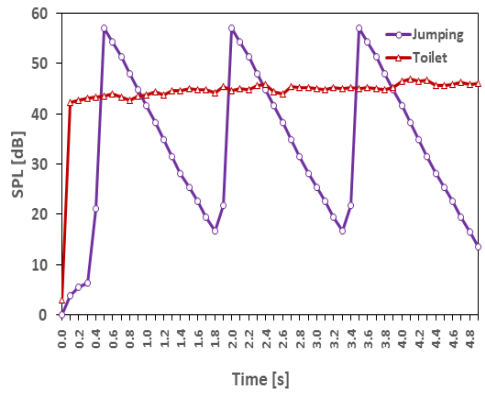


(a) Jumping noise

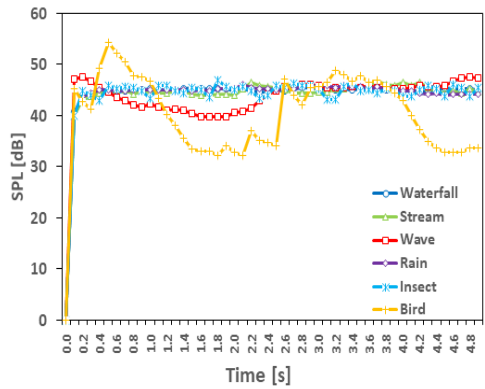


(b) Toilet noise

Fig. 5 Annoyance score due to sound source combined by residential noise and natural sound as a function of sharpness



(a) Residential noise



(b) Natural sound

Fig. 6 SPL as a function of time for residential noise and natural sound (L_{eq} except for floor impact sound, L_{max})

압레벨인 것으로 나타났다. Fig. 5는 주거환경소음과 인공음 및 자연음의 복합음원을 대상으로 심리음향 파라메타인 sharpness와⁽¹¹⁾ 신경쓰임정도에 대한 상관성을 조사한 결과를 나타내고 있다. Fig. 5에서와 같이, 바닥충격음 및 배수음 모두 sharpness의 값이 높을수록 신경쓰임정도가 증가하며 두 변수 간 상관계수는 바닥충격음 및 배수음의 경우 각 0.67과 0.91로 높은 상관성을 나타내었다($p < 0.01$). 이러한 결과는 외부교통소음 및 물소리를 대상으로 연구한 Galbrun et al.의⁽⁶⁾ 연구에서 낮은 sharpness를 가진 물소리가 음환경을 개선한다는 결과와 유사하게 나타났다.

4.4 주거환경소음 및 자연음의 시간적 특성에 따른 마스킹 효과

Fig. 6는 주거환경소음 및 자연음의 시간변화에 따른 음압레벨을 나타내고 있다. Fig. 6을 통하여 시간적 특성에 따른 마스킹 효과를 조사한 결과, 마스킹 효과가 가장 좋았던 계곡물소리와 파도소리의 시간적 특성이 다르며, 가장 효과가 좋지 않았던 새소리와 곤충소리의 특성도 다르게 나타났다. 또한, 정상소음인 자연음을 통해 비정상소음인 바닥충격음에 마스킹 효과가 나타났다. 이러한 결과들은 신경쓰임 관점에서 마스킹음의 효과는 음원의 시간적 특성과는 별개로 마스키움에 추가되는 마스킹음의 존재 자체에 의미가 있으며, 그 효과의 크기는 마스킹음의 음압레벨과 주파수 특성에 영향을 받는 것으로 판단된다.

5. 결 론

이 연구에서는 청감실험을 통하여 주거환경소음(바닥충격음, 변기배수음)에 마스킹 효과를 나타내는 인공 및 자연음(마스킹음)을 조사하였고, 마스킹음의 음압레벨에 따른 신경쓰임과 효과적인 마스킹음의 주파수 특성을 조사 하였다. 실험결과, 주거환경소음에 대한 감성적인 소음 저감효과가 큰 자연음은 계곡 물소리와 파도소리였다. 또한, 인공음 및 자연음의 음압레벨에 따른 주거환경소음의 마스킹 효과를 조사한 결과, 인공음 및 자연음이 주거환경소음보다 3 dB 작은 음압레벨에도 신경쓰임이 저하된 것으로 나타났다. 그리고, 주로 중주파수대역의 음압레벨이 상대적으로 높은 음원이 마스킹 효과가 크게 나타났다.

향후, 주거환경소음의 개선은 물리적인 접근으로는

한계가 있으므로, 만족할 만한 정온한 주거환경 구축을 위해서는 감성적인 측면에서의 마스킹효과를 활용할 수 있을 것으로 판단된다. 기존 연구 및 이 연구 결과에서와 같이 공간 소음환경에 대한 개선효과가 있는 것으로 나타난 물소리에 대한 실내 주거공간으로의 도입방안이 강구되어야 할 것이다. 이를 위해, 분수를 이용한 방법, 인공 폭포, 수족관 등 물이 이용되는 설비 및 집기 등을 이용하거나 필요시 스피커 등 확장장치도 활용 가능할 것으로 보인다. 향후, 주거환경소음의 보다 효율적인 마스킹을 위해 물소리 등의 음원을 대상으로 물리(시간 및 주파수 특성, 음압레벨 등) 및 심리 음향학적 평가를 통해 최적의 마스킹음 설계 및 도입방안을 구축하는 연구가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 정부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.2016R1A2B4015579, 2019R1A2B5B01070413).

References

- (1) Korea Environment Corporation, 2019, Report on 2018 Operating Results of Inter-storied Noise Neighborhood Center.
- (2) Hao, Y., Kang, J. and Wortche, H., 2016, Assessment of Masking Effects of Birdsong on the Road Traffic Noise Environment, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 140, No. 2, pp. 978-987, doi: 10.1121/1.4960570.
- (3) Hong, J. Y., Lam, B., Ong, Z. T., Gupta, R. and Gan, W. S., 2017, Suitability of Natural Sounds to Enhance Soundscape Quality in Urban Residential Areas, 24th International Congress on Sound and Vibration, London, <http://hdl.handle.net/10220/43816>.
- (4) Watts, G., Pheasant, R., Horoshenkov, K. V. and Ragonesi, L., 2009, Measurement and Subjective Assessment of Water Generated Sounds, Acta Acustica United with Acustica, Vol. 95, No. 6, pp. 1032-1039.
- (5) Jeon, J. Y., Lee, P. J., You, J. and Kang, J., 2010, Perceptual Assessment of Quality of Urban Soundscapes with Combined Noise Sources and Water

Sounds, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 127, No. 3, pp. 1357~1366, doi: 10.1121/1.3298437.

(6) Galbrun, L. and Ali, T. T., 2013, Acoustical and Perceptual Assessment of Water Sounds and Their Use over Road Traffic Noise, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 133, No. 1, pp. 227~237, doi: 10.1121/1.4770242.

(7) Yang, W. Y., 2018, Effect of Indoor Water Sounds on Floor Impact Noise Perception and Overall Environmental Comfort, Journal of the Korean Society of Living Environmental System, Vol. 25, No. 5, pp. 611~619.

(8) Audiomicro Inc., Free Bird Sound Effects, <https://www.audiomicro.com/free-sound-effects/free-animal-sound-effects/free-bird-sound-effects>.

(9) Land, Infrastructure and Transport Ministry Decree, No. 97, 2014, Rules on the Range and Standard of Noise Between Floors of Apartment Houses.

(10) Ryu, J. K., Jeon, J. Y. and Kim, H. S., 2005, Development of Noise Annoyance Scale and Criteria of Residential Noises through Auditory Experiments, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 8, pp. 904~910.

(11) Zwicker, E. and Fastl, H., 2013, Psychoacoustics: Facts and Models, Springer Science & Business Media,



Jeonghun Kim graduated from Youngsan university, Gyeongnam, Korea 2019. 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, soundscape.



Hansol Song received the M.S. in the Dept. of architectural engineering from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2019. He is currently a Ph.D. candidate in Chonnam University. His research interests are in the area of architectural acoustics, floor impact sound, environmental noise, psycho-acoustics.



Songmi Lee graduated from Youngsan university, Gyeongnam, Korea 2019. She is currently a M.S. candidate in the School of architecture at Chonnam National University. Her research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics.



Jongkwan Ryu received the Ph.D. in Dept. of architectural engineering from Hanyang University, Seoul, Korea in 2007. He is currently a associate professor in the School of architecture at Chonnam National University. His research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics, and acoustic barrier-free.

달팽이관 필터뱅크 및 ZCPA 청각모델에 기반한 두 귀의 시간차 추정기법

Estimation of Interaural Time Difference based on Cochlear Filter Bank and ZCPA Auditory Model

이 경 태* · 박 용 화†

Gyeong-Tae Lee* and Yong-Hwa Park†

(Received September 6, 2019 ; Revised November 1, 2019 ; Accepted November 1, 2019)

Key Words : Interaural Time Difference(두 귀의 시간차), Cochlear Filter Bank(달팽이관 필터뱅크), ZCPA Auditory Model(ZCPA 청각모델), Human Auditory System(인간의 청각계)

ABSTRACT

This study presents a method for estimating interaural time difference (ITD) by modeling the human auditory system. The proposed model simulated the response of the human inner ear by signal processing. The response of the cochlea consists of the mechanical vibration of the basilar membrane and the neural transduction of the inner hair cells. The traveling waves on the basilar membrane were represented by a cascade of digital filter sections that function as a series of bandpass filters. We mimicked the neural firing pattern from the inner hair cells by the zero-crossings with peak amplitudes (ZCPA) auditory model in which frequency information of the signal is obtained by zero-crossing intervals. Zero-crossings have been used to find noise-robust speech features. The ITD between two channels was estimated by obtaining the ZCPA pattern of each channel and then calculating an interaural cross-correlogram by center frequencies between the two patterns. We examined the feasibility of the proposed method by simulation, in which binaural speech signals were mixed with normally distributed noise. As a result, the proposed method was able to provide an accurate estimate of ITDs and was robust to Gaussian noise.

기 호 설 명

$CC(m, d, k)$: 상호상관도

f_c : 달팽이관 중심 주파수

$G_i(z)$: i 번째 기저막 순진행과 필터

$H_i(z)$: i 번째 기저막 진행과 필터

$PVF_i(z)$: i 번째 진행과 압력-속도 변환 필터

P_{ij} : i 번째 f_c 의 j 번째 상향 영교차 구간 진폭

$SCC(m, d)$: 요약 상호상관도

$TMF_i(z)$: i 번째 덮개막-기저막 상대운동 필터

T_{ij} : i 번째 f_c 의 j 번째 상향 영교차 구간 간격

$Z_{L/R}(m, k)$: 좌/우 ZCPA 신경 발화 무늬

1. 서 론

오늘날 인간-기계 상호작용 관련 분야 중에서 가장 빠르게 발전하고 있는 기술 중 하나가 음성인식이다. 최근 음성인식 기술은 인공지능과 결합하여 다양한

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, KAIST

E-mail : yhpark@kaist.ac.kr

* Department of Mechanical Engineering, KAIST

A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2019 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

분야에서 활용되고 있으며 산업적으로 고부가가치의 기술로 성장하고 있다. 그러나 잡음 환경으로 인한 인식성능 저하는 사용자로 하여금 불편을 느끼게 하고 음성인식기능의 사용을 꺼리게 하는 원인이 되고 있다. 따라서 잡음 환경에서 화자의 위치 파악을 통한 전처리 과정은 잡음 환경에 강인한 음성인식을 위해 필수적이다⁽¹⁾.

화자, 즉 음원의 위치를 추정하는 방법으로 머리전달함수(head related transfer function, HRTF) 데이터베이스를 이용한 방법⁽²⁾, 다수의 마이크로폰 배열을 이용한 빔형성(beamforming) 방법^(3,4), 음향 인텐시티(sound intensity) 추정을 통한 음향 인텐시티 방법⁽⁵⁾ 그리고 다수의 마이크로폰 배열을 이용한 음향 홀로그래피(acoustic holography) 방법⁽⁶⁾ 등이 제안되고 있다. 머리전달함수 방법은 소수의 마이크로폰만을 사용하여 음원의 위치를 추정할 수 있는 장점이 있지만, 마이크로폰 장착부에 대한 머리전달함수를 모든 머리 형상에 대해 직접 측정해야 하는 번거로움과 이를 저장하기 위해 많은 저장공간을 필요로 하는 단점이 있다. 빔형성 방법은 다수 음원의 위치를 추정할 수 있다는 장점이 있지만, 마이크로폰의 수에 따라 추정 가능한 음원의 수가 결정되므로 다수의 마이크로폰이 필요한 단점이 있다. 음향 인텐시티 방법은 탐침으로 측정된 음압 및 입자속도로 벡터량인 음향 인텐시티를 추정하여 음원의 위치를 추정하는 방식으로, 저주파 음원 추정 시 빔형성 방법에 비해 측정 장치의 크기가 작다는 장점이 있으나 고주파 음원 추정의 경우 센서의 간격에 의해 측정 가능한 고주파의 한계가 제한되는 단점이 있다. 마지막으로 음향 홀로그래피 방법은 임의의 음원으로부터 방사되는 음장을 재현함으로써 음원의 위치를 파악하는 방식으로 1회의 측정으로 음장을 분석할 수 있는 장점이 있으나 마이크로폰 배열을 사용해야 하기 때문에 다수의 마이크로폰이 필요하고 데이터 처리가 길며 대용량의 저장공간을 필요로 하는 단점이 있다. 이와 같은 음원의 위치 추정 방법들은 고용량의 데이터베이스가 필요하거나 다수의 마이크로폰 및 많은 연산량이 요구되기 때문에 음성인식기술이 적용되는 소형 단말기에 적용하기에는 제약이 많다.

따라서 최소의 마이크로폰으로 음원의 위치를 추정하기 위해서 인간의 청각계(human auditory system)를 고려해 보았다. 인간의 청각계는 현재 개

발되어 있는 어떠한 음향 감지 시스템 보다 더 좋은 성능을 보이고 있다. 또한 인간의 청각 기관은 초소형으로 넓은 영역의 신호를 고감도로 감지할 수 있는 최적화된 구조를 가지고 있다. 그러므로 이 연구에서는 잡음 환경에서 최소의 입력 채널로 화자의 위치를 추적하기 위해, 인간의 청각계를 모사한 청각모델(auditory model)을 사용하여 두 채널 간의 두 귀의 시간차(interaural time difference, ITD)를 추정하는 기법을 제안하고자 한다.

2. 인간의 청각계 및 청각모델

2.1 인간의 청각계

인간의 청각계는 Fig. 1과 같이 외이(outer ear), 중이(middle ear) 그리고 내이(inner ear)로 분류된다.

외이는 우리의 눈으로 볼 수 있는 청각계의 최 외각에 있으며, 귓바퀴(pinna), 외이도(ear canal), 고막(eardrum)을 포함한다. 귓바퀴는 소리를 모아 외이도로 안내할 뿐만 아니라, 그 모양은 소리에서 방향 정보를 추출하는 데 도움이 된다. 외이도는 약 2.5 cm 길이의 관이며, 1/4 파장의 공명기 역할을 한다. 그래서 인간 청력의 최대 감도 영역이 이 파장에 해당하는 3400 Hz 주변에서 형성된다. 외이도를 통과한 소리는 고막을 통해 음향 에너지에서 진동 에너지로 변환되어 중이로 전달된다.

중이는 고막과 달팽이관(cochlea) 사이에 있으며, 귓속뼈(auditory ossicle), 즉 망치뼈(hammer), 모루뼈(anvil), 등자뼈(stirrup)로 이루어져 있고, 아래쪽으로 이관(Eustachian tube)이 인두(pharynx)로 연결되어

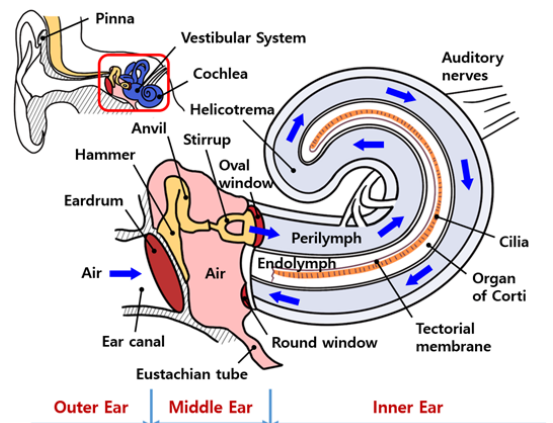


Fig. 1 Anatomy of the human ear

외기와 통한다. 귓속뼈의 주요기능은 외이의 고막과 내이의 난원창(oval window) 사이에서 임피던스 정합을 하는 것이다. 고막 이전의 매질은 기체인 공기이지만 난원창 이후의 매질은 액체인 림프액(lymph)이기 때문에 두 매질 간의 밀도 차가 커서 결과적으로 큰 임피던스 차가 발생한다. 그럼에도 불구하고 귓속뼈의 지렛대 작용으로 고막에서 난원창으로 전달되는 힘은 약 1.3배 커진다⁽⁷⁾. 그리고 고막의 면적은 55 mm², 난원창의 면적은 3.2 mm²로 약 17배의 면적 차이가 난다. 따라서 고막에서 난원창으로 전달되는 압력은 약 22배가 된다. 결과적으로 고막과 난원창 사이에 임피던스 정합이 이루어지게 되는데, 특히 음성 대역인 300 Hz ~ 3000 Hz에서 에너지 전달이 극대화된다.

내이는 청각계에서 가장 복잡한 기관으로 청각 기관인 달팽이관과 평형 감각 기관인 전정계(vestibular system)로 구성되어 있다. 달팽이관의 해부학적 구조는 Fig. 2와 같다.

달팽이관은 나선형으로 2.75바퀴 꼬여져 있으며, 그 외곽은 뼈로 둘러싸여 있다. 달팽이관 내부에는 세 개의 관이 있는데, 각각 전정계(vestibular canal or scala vestibuli, SV), 중앙계(middle canal or scala media,

SM), 고실계(tympanic canal or scala tympani, ST)이다. 전정계와 고실계는 달팽이관의 맨 꼭대기에 있는 나선구멍(helicotrema)으로 연결되어 있으며 내부에 외림프액(perilymph)으로 차있다. 그리고 중앙계는 내림프액(endolymph)으로 차있다. 전정계와 중앙계는 전정막(Reissner's membrane)으로 구분되어 있으며, 중앙계와 고실계는 기저막(basilar membrane)으로 구분되어 있다. 기저막은 대략 20 000개 ~ 30 000개의 기저섬유(basilar fiber)로 이루어져 있으며 달팽이관 꼭대기로 갈수록 길이가 길어지고 굵기는 감소한다. 참고로, 기저막의 폭은 난원창 근처에서 가장 좁고(0.08 mm ~ 0.16 mm) 달팽이관 꼭대기에서 가장 넓어지며(0.42 mm ~ 0.65 mm), 강성은 기저섬유의 굵기가 얇아져서 100 배 이상 감소한다. 따라서 기저막은 난원창 근처에서 고주파에 공진하고, 달팽이관 꼭대기에서 저주파에 공진한다. 중앙계에는 코르티 기관(organ of Corti)이 있는데, 기저막의 진동을 능동적으로 증폭시키는 외유모세포(outer hair cell, OHC)와 증폭된 기저막 진동에 반응하여 청각 신호를 발생시키는 내유모세포(inner hair cell, IHC)로 구성된다. 내유모세포는 달팽이관의 길이방향으로 한 줄로 배열되어 있으며 개수는 약 3500개이다. 외유모세포는 3줄 ~ 4줄로 배열되어 있으며 개수는 약 12 000개이다. 각 유모세포는 상단에 부동섬모(stereocilia)가 있으며, 하단으로 신경 섬유와 연결되어 있다. 그리고 부동섬모 위에 덮개막(tectorial membrane)이 있다.

달팽이관의 난원창에 전달된 압력 변화가 청각 신호로 변환되어 청신경(auditory nerve)으로 전달 되는 과정은 다음과 같다. 난원창의 진동으로 압력 구배가 형성되면, 압력파가 진행파(traveling wave)의 형태로 전정계를 거쳐 고실계로 전파된다. 이때, 특정 공진대역의 기저막이 Fig. 2와 같이 압력에 의해 위로 들리면 부동섬모들이 덮개막에 의해 꺾이면서 유모세포들을 작동시킨다. 외유모세포는 전기운동적 변환(electro-mobility transduction, EMT) 과정을 통해 수축하여 기저막을 들어올림으로써 그 진폭을 증폭시킨다. 그리고 내유모세포는 증폭된 기저막의 기계적 진폭을 전기적 신호로 변환하여 청신경으로 발화한다. 반면에, 기저막이 아래로 내려가면 부동섬모가 구부러지지 않아 신경 발화가 일어나지 않는다. 따라서, 청각 신호는 반파 정류된 신경 가지(neural spike) 형태로 기저막의 각 공진 부위별로 발화된다. 이것은

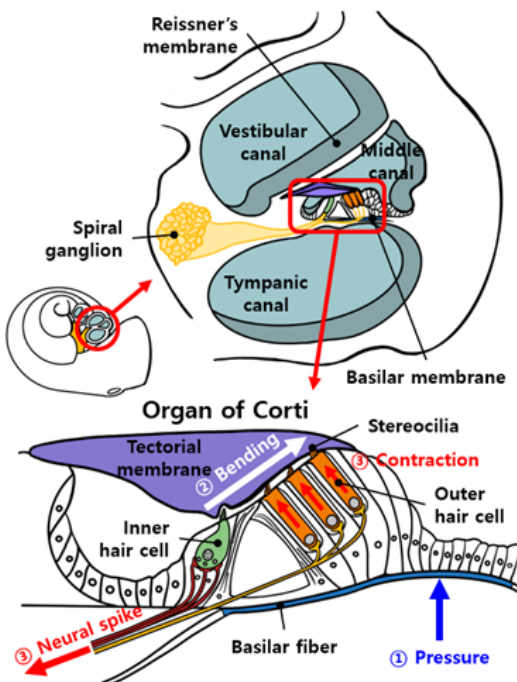


Fig. 2 Cross section of the human cochlea

마치 실시간의 단시간 푸리에 변환(short-time Fourier transform, STFT)과 같다. 각 대역별 청각 신호 열은 그후 나선 신경절(spiral ganglion)을 통해 뇌줄기(brainstem)를 거쳐 청각 피질(auditory cortex)로 전달된다. 또한 고실계를 통과한 잔여 압력과는 원창(round window)을 수동 방사기(passive radiator)처럼 가진 시켜서 달팽이관의 외부인 중이에서 그 에너지가 소멸된다.

2.2 인간의 청각모델

인간의 청각 기관은 초소형, 고효율, 고감도의 최적화된 구조를 지닌 감각기관으로, 이를 모사하여 구현할 경우 새로운 개념의 인공청각기구, 각종 음성센서 그리고 음성인식 등에 활용할 수 있다. 따라서 이를 모사하기 위한 다양한 청각모델(auditory model)이 개발되어 왔다.

Flanagan은⁽⁸⁾ Békésy에 의해 측정된 생리학적 데이터를 바탕으로 청각 메커니즘에 대한 수학적 계산 모델을 제안하였다. 그의 청각모델 대상은 중이(middle)와 기저막(basilar membrane)이었다. 그는 중이와 기저막이 수동적이고 선형적으로 진동한다고 가정하여 전달함수로 모델링하였고, 기저막의 공진 특성을 Constant-Q 필터뱅크(filter bank)로 근사화 하였다. Lyon과 Mead는⁽⁹⁾ 아날로그 전자 달팽이관 모델을 개발하였는데, 관측된 매체의 특성을 기반으로 달팽이관의 유체-동적 파형 매체(fluid-dynamic wave medium)를 직렬의 필터로 모델링하였다. 또한 외유모세포의 작용은 자동 이득 제어(automatic gain control, AGC)로, 내유모세포의 기능은 반파 정류기(half-wave rectifier)로 각각 모델링 하였다. 이 모델의 출력은 각 대역별 청신경의 시간에 따른 발화 확률로서, 달팽이관도식(cochleagram)으로 불리게 되었다. Kates는⁽¹⁰⁾ 정상 혹은 저하된 청각 기능을 표현하도록 설계된 디지털 시간 영역 달팽이관 모델을 제시하였다. 이 달팽이관 모델은 직렬로 연결된 디지털 필터 구역들로 모델링 되었다. 각 필터 구역에는 진행파 필터, 압력-속도 변환 필터, 미세 응답 조정 필터, 내유모세포 모델, 그리고 Q 값 조절을 위한 되먹임 경로가 포함된다. Meddis는⁽¹¹⁾ 생리학을 기반으로 내유모세포의 모델을 개발하였다. 이 모델에서 투과성 함수(permeability function)는 신경전달물질(neurotransmitter)이 시냅스 간극(synaptic cleft)으로 방출되는 것을 제어한다. 청신

경의 특정 신경세포에 대한 발화 확률은 시냅스 간극에 있는 신경 전달 물질의 양에 관한 함수로 정하였다. 또한, 전위 간격(inter-spike interval)이 1 ms 미만에서 발생할 수 없도록 하였다. Meddis의 내유모세포 모델은 청각 연구자들 사이에서 널리 사용되었는데, Patterson et al.은⁽¹²⁾ 청각 이미지 모델(auditory image model, AIM)을 개발할 때 Meddis의 모델을 적용하였다. 또한, Sumner et al.은⁽¹³⁾ 내유모세포에 대한 새로운 생리학 결과를 반영하여 Meddis의 모델을 개선하였다.

그러나 이상의 청각모델은 미지의 매개 변수가 많고 계산상 비효율적이며 잡음에 취약하여 음성인식을 위한 음성특징으로 적합하지 않다. 따라서 Kim et al.은⁽¹⁴⁾ ZCPA (zero-crossing peak-amplitudes) 모델을 제안하였다. 이 모델은 필터뱅크를 통과한 각 기저막 응답에 대해 상향 영교차(upward zero-crossing) 지점간 주기와 진폭을 사용하여 내유모세포의 신경 발화 무늬(neural firing pattern)를 모사한 것으로서, 잡음 환경에서 강건한 음성특징을 추출하는데 유용하다.

3. 인간의 청각모델을 응용한 ITD 추정기법

좌우 두 마이크로폰 입력 채널 간의 ITD는 다음과 같이 정의한다.

$$ITD = t_L - t_R \quad (1)$$

여기서 t_L 및 t_R 은 각각 좌측 및 우측 입력 채널에 대한 음원의 도착시간이고, ITD는 이 두 시간의 차이이다. 이것은 음원의 방향에 대한 단서를 제공하기 때문에 음원의 위치를 파악하는 데 중요하다.

이 연구에서는 기존의 청각모델을 응용하여, 잡음 환경에서 두 채널 간 ITD를 추정할 수 있는 기법을 제안한다. 이를 위해 달팽이관 내부의 기저막을 통한 진행과 전달 과정 및 내유모세포의 기전변환(mechano-electrical transduction, MET) 과정 그리고 뇌줄기의 ITD 검출 과정을 디지털 필터 및 신호처리 기법으로 각각 모사하였다.

이 기법의 각 단계별 청각 신호처리 과정을 시각화하기 위해 Fig. 3의 음성 파형을 예시로 사용하였다. 이 음성 신호는 남성의 유성음 발화 “er”을 녹음한 것으로서 표본 주파수(sampling frequency)는 48 kHz이다. 화자와의 거리를 3m로 가정하여 원 신호에 8.8 ms의 시간 지연을 주었으며, ITD 설정을 위해

추가로 $-900 \mu\text{s} \sim +900 \mu\text{s}$ 의 시간 지연을 주어 좌우 측 각 채널 신호로 정하였다. 또한 좌우 채널 각각 정규분포를 갖는 잡음(SNR = 9 dB)을 부가하였다.

3.1 달팽이관의 필터뱅크 모델

난원창의 진동을 통해 달팽이관의 내부로 전달된 음성 신호는 림프액의 압력 구배로 인해 기저막의 진행파로 변환된다. 이때 기저막의 물리적 변위는 달팽이관의 길이 방향으로 주파수에 대한 선택성을 나타낸다. Greenwood⁽¹⁵⁾ 인간의 달팽이관에 대한 주파수-위치 함수를 식 (2)와 같이 제시하였다.

$$f = 165.4(10^{2.1x} - 1) \tag{2}$$

여기서 x 는 달팽이관의 길이를 0에서 1사이로 정규화(normalization)한 것으로서, 달팽이관 기저부(고주파 공진부)가 1이고 꼭대기(저주파 공진부)가 0이다. 따라서 식 (2)를 사용하여 등간격의 위치에 대한 주파수를 달팽이관의 중심 주파수 f_c 로 설정하면 연속적인 기저막을 f_c 별로 이산화할 수 있다. 따라서 이 연구에서는 이를 기반으로 Kates가 제안한 디지털 필터

뱅크 모델을 적용하여 각 f_c 별로 기저막의 응답을 모사하였다. 단, 계산 효율을 위해 원 모델의 Q 값 조절을 위한 되먹임 경로는 제외하였다. 이는 외유모세포의 작용을 모사한 것으로서 ITD 추정을 위한 이 기법에서는 불필요하다. 적용된 달팽이관 필터뱅크의 블록 선도는 Fig. 4와 같다.

여기서 $s(n)$ 는 음성 신호이며, C 개의 f_c 별로 달팽이관 필터(cochlear filter)를 통과하여 내유모세포 모델(IHC model)로 입력된다. 각 달팽이관 필터는 세 개의 디지털 필터로 이루어져 있는데, $H_i(z)$, $PVF_i(z)$ 그리고 $TMF_i(z)$ 이다. $H_i(z)$ 는 i 번째 f_c 에 해당하는 기저막 진행파 필터이고, $G_i(z)$ 는 i 번째 f_c 지점까지의 기저막 순진행파(net traveling wave) 필터로서 다음과 같다.

$$G_i(z) = \prod_{k=1}^i H_k(z) \tag{3}$$

$H_i(z)$ 는 해당 f_c 지점의 응답을 모사한 전달함수를 쌍일차 변환(bilinear transformation)을 통해 디지털화한 것으로 식 (4)와 같다.

식 (4)에서 a_i 는 필터 계수이고, μ 와 b 는 원하는 주파수 응답 및 군지연(group delay)을 위한 변수로

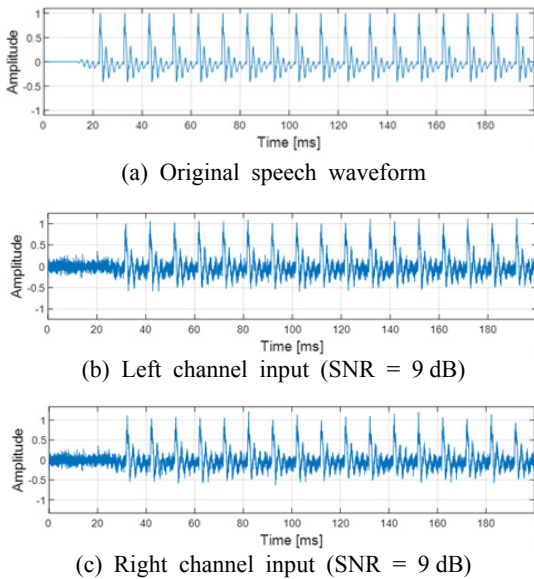


Fig. 3 Speech waveforms of "er" (ITD = -400 μs)

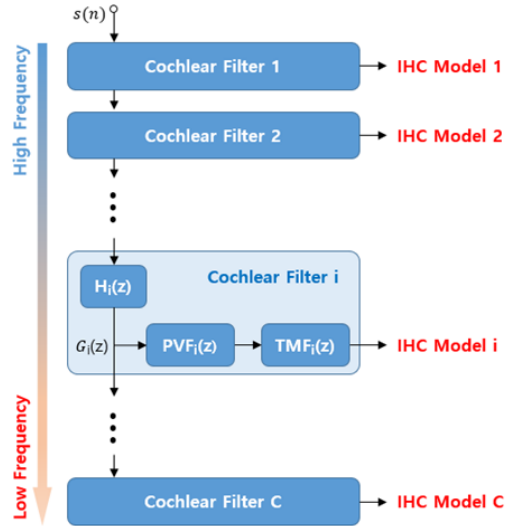


Fig. 4 Block diagram of cochlear filter bank model

$$H_i(z) = \frac{a_i(1+z^{-1})}{(a_i + \mu) + (a_i - \mu)z^{-1}} \times \frac{[a_i^2 Q_i + a_i(1 + \mu Q_i) + b\mu] + 2[a_i^2 Q_i - b\mu]z^{-1} + [a_i^2 Q_i - a_i(1 + \mu Q_i) + b\mu]z^{-2}}{(a_i^2 Q_i + a_i + Q_i) + 2(a_i^2 - 1)Q_i z^{-1} + (a_i^2 Q_i - a_i + Q_i)z^{-2}} \tag{4}$$

서 일반적으로 각각 0.5로 정한다. 그리고 Q_i 는 해당 필터의 Q 값으로 다음과 같다.

$$Q_i = 0.217x + 0.264 \tag{5}$$

여기서 x 는 식 (2)의 정규화된 달팽이관 길이이다. 진행과 필터의 설계 목적은 각 $G_i(z)$ 의 오름(peak)이 해당 f_c 에서 발생하도록 필터 계수 a_i 를 설정하는 것이다. 이를 위해 식 (3)에 $z = e^{-j\omega}$ 를 대입한 후, 양변에 절대값을 취하여 제곱하고, 로그를 씌우면 식 (6)과 같이 된다.

$$\ln |G_i(\omega)|^2 = \sum_{k=1}^i \ln |H_k(\omega)|^2 \tag{6}$$

식 (6)의 최대값은 식 (7)과 같이 그 미분 계수가 0 이 되는 조건을 만족할 때 발생한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \omega} \ln |G_i(\omega)|^2 \\ = \sum_{k=1}^i \frac{\partial}{\partial \omega} \ln |H_k(\omega)|^2 = 0 \end{aligned} \tag{7}$$

따라서 필터 계수 a_i 는 식 (7)에 이전의 필터 계수 $[a_1, a_2, \dots, a_{i-1}]$ 및 i 번째 f_c 에 해당하는 $\omega = \omega_c$ 를 대입하여 수치적으로 구한다. 결과적으로 $G_i(z)$ 의 주파수 응답은 f_c 근처에서 증폭하고, 그 이하에서 1로 수렴하며, 그 이상에서 감소한다.

Fig. 4에서 $PVF_i(z)$ 는 i 번째 f_c 에 해당하는 진행파의 압력-속도 변환 필터로서, 기저막의 진행파 압력이 속도로 변환될 때의 주파수 특성을 모사한 것이다. 해당 f_c 보다 2옥타브(octave) 아래에 하나의 극점(pole)을 갖는 1차 고역 통과 필터(high pass filter, HPF)로 모델링하였으며 식 (8)과 같다.

$$PVF_i(z) = \frac{1 - z^{-1}}{(a_p + 1) + (a_p - 1)z^{-1}} \tag{8}$$

$$a_p = \tan(\omega_c/2)/4 \tag{9}$$

$$\omega_c = 2\pi f_c / f_s \tag{10}$$

식 (10)에서 f_s 는 표본 주파수이고, ω_c 는 f_c 에 대한 디지털 각주파수(digital angular frequency)이다. 그리고 식 (9)에서 a_p 는 ω_c 의 휨전 주파수(rewarped frequency)의 1/4에 해당하는 주파수이다. $PVF_i(z)$ 의 이득(gain)은 나이퀴스트 주파수(Nyquist frequency)에서 1이 되도록 조정하였다.

진행과 필터는 달팽이관의 측정된 물리적 거동을 완전하게 모사하지 못한다. Kiang과 Moxon이⁽¹⁶⁾ 측정한 동조 곡선(tuning curve)은 중심 주파수보다 약 1옥타브 아래의 주파수 응답에서 홈(notch)을 나타낸다. 또한 Robles et al.이⁽¹⁷⁾ 측정한 위상 응답은 동일한 홈의 주파수에서 π 의 위상 변화를 나타낸다. 이러한 현상은 덮개막과 기저막의 상대운동에 의한 공진에 기인하는 것으로 추정된다⁽¹⁸⁾. 따라서 이를 모사하기 위해 Fig. 4와 같이 내유모세포 모델 입력 전에 필터를 추가하였다. $TMF_i(z)$ 는 i 번째 f_c 에 해당하는 덮개막-기저막 상대운동 필터이며 식 (11)과 같이 2차 필터로 모델링하였다.

$$TMF_i(z) = \frac{(b_0^2 + b_0/Q_0 + 1) + 2(b_0^2 - 1)z^{-1} + (b_0^2 - b_0/Q_0 + 1)z^{-2}}{(b_p^2 + b_p/Q_p + 1) + 2(b_p^2 - 1)z^{-1} + (b_p^2 - b_p/Q_p + 1)z^{-2}} \tag{11}$$

$$b_p = \tan(\omega_c/2) \tag{12}$$

$$b_0 = b_p/2 \tag{13}$$

식 (11)에서 b_0 및 Q_0 는 각각 영점(zero)에 대한 휨전 주파수 및 Q 값이고, b_p 및 Q_p 는 각각 극점에 대한 휨전 주파수 및 Q 값이다. 위에서 언급된 동조 곡선에 기반하여 b_p 는 f_c 에 설정하였고, b_0 는 한 옥타브 아래인 b_p 의 절반에 설정하였다. 또한 홈의 Q 값은 f_c 보다 날카롭고, f_c 의 Q 값은 주파수가 증가할수록 커지기 때문에 Q_p 와 Q_0 를 각각 다음과 같이 설정하였다.

$$Q_p = 1.5(1 + f_c/1000) \tag{14}$$

$$Q_0 = 2Q_p \tag{15}$$

그리고 $TMF_i(z)$ 의 이득(gain)은 $\omega = 0$ 에서 1이 되도록 조정하였다.

결과적으로, i 번째 f_c 에 해당하는 달팽이관 필터 $CF_i(z)$ 는 식 (16)과 같이 되며, C 개의 $CF_i(z)$ 를 일렬로 연결하면 달팽이관의 필터뱅크 모델이 된다.

$$CF_i(z) = G_i(z) \times PVF_i(z) \times TMF_i(z) \tag{16}$$

식 (16)의 응답을 시각화하기 위해, 식 (2)를 사용하여 임계 대역(critical band)의 중심 주파수 하한인 50 Hz 지점과 상한인 13.5 kHz 지점 사이의 24개 등간격 지점에 대한 주파수 열을 f_c 로 정하고, 각 f_c 에

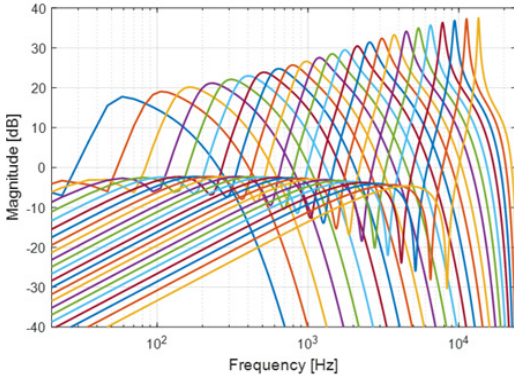
대한 주파수 응답을 Fig. 5에 나타내었다. 표본 주파수는 48 kHz이고, FFT 크기는 4096이다.

Fig. 5(a)의 크기 응답을 보면, 공진점과 그 아래의 흠이 f_c 가 고주파로 갈수록 날카로워 짐을 볼 수 있다. 또한 형상이 공진점을 기준으로 비대칭이라서, 공

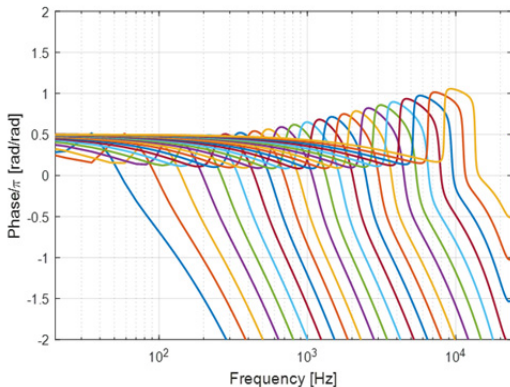
진점 이하에서는 완만한 꼬리가 나타나지만, 그 이상에서는 가파르게 내려간다. 그리고 (b)의 위상 응답을 보면, 공진점과 흠의 주파수에서 대략 π 의 위상 변화가 나타나는데, f_c 가 고주파로 갈수록 뚜렷해진다. 또한 공진점 이하에서는 위상이 서서히 상승하지만, 그 이하에서는 급격히 하강한다.

그리고 Fig. 5의 각 주파수 응답을 역 푸리에 변환 (inverse Fourier transform, IFT)하면 Fig. 6과 같이 각 f_c 별 충격응답(impulse response)을 구할 수 있다.

마지막으로, Fig. 6의 충격응답을 Fig. 3의 음성 파형에 합성곱(convolution)하면, Fig. 7과 같이 각 f_c 별 기저막 응답을 모사할 수 있다. 참고로, Fig. 6과 Fig. 7의 응답은 진폭이 1 이하가 되도록 각 응답의 최대값으로 정규화하여 나타낸 것이다.



(a) Magnitude responses



(b) Phase responses

Fig. 5 Frequency responses of 24 cochlear filters

3.2 내유모세포의 ZCPA 모델

각 공진 부위 별 기저막 응답은 내유모세포의 기전 변환 과정을 통해 전기적 신호로 변환된 후, 청신경으로 발화된다. 이때 발화된 청각 신호는 앞에서 설명한 바와 같이 부동섬모가 한 방향으로 꺾일 때만 반응하기 때문에 위상동기(phase-locking)되어 반과정류된 신경 가지 형태로 나타난다. 그러므로 이 연구에서는 이와 같은 청각 메커니즘에 근거하여 Kim et al.이 제안한 ZCPA 모델을 적용하여 각 f_c 별로 내유모세포의 신경 발화 무늬를 모사하였다. 단, 정밀한 ITD 추정 및 계산 효율을 위해 각 f_c 별 창길이 (window length)를 대폭 줄였다. 이에 관한 사항은 아래에서 자세히 설명하였다. 적용된 ZCPA 모델의 블록 선도는 Fig. 8과 같다.

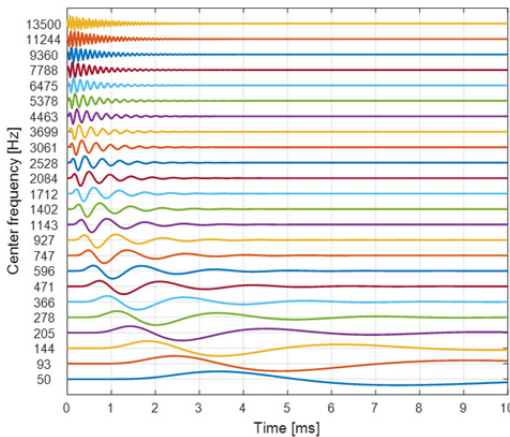


Fig. 6 Impulse responses of 24 cochlear filters

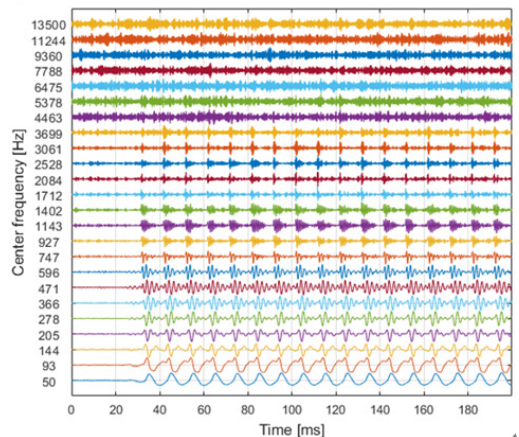


Fig. 7 Left channel signals through cochlear filters

여기서 $s_i(n)$ 은 i 번째 달팽이관 필터를 통과한 음성 신호 $s(n)$ 이며, $Z(m, k)$ 는 ZCPA 모델로 모사된 내유모세포의 신경 발화 무늬이다. 참고로, m 과 k 는 각각 시간과 주파수의 색인이다. $s_i(n)$ 이 내유모세포 모델로 입력되면 시간틀(time frame) 단위로 처리된다. 시간 m 에서 $s_i(n)$ 의 시간틀을 $s_i(n:m)$ 이라 하면, 식 (17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$s_i(n:m) = s_i(n) \times w_i(m-n), \quad i = 1, \dots, C \quad (17)$$

여기서 $w_i(n)$ 은 유한한 길이를 갖는 사각 창함수(rectangular window function)이며, C 는 달팽이관 필터의 개수이다. 이때 창함수의 길이는 각 대역별로 다르게 사용하는 것이 분해능(resolution) 측면에서 유리하다. 즉, 저주파 대역에서 긴 창함수를 사용하여 높은 주파수 분해능을, 고주파 대역에서 짧은 창함수를 사용하여 높은 시간 분해능을 얻을 수 있다. 게다가 이러한 특성은 심리음향(psychoacoustic) 관찰결과와 와도 일치한다. 기존 ZCPA 모델은 음성인식을 위한 특징 추출용으로 ZCPA 무늬를 사용했기 때문에 각 대역별 창길이를 f_c 주기의 10배로 하였다. 그러나 창길이가 너무 길어지면 시간 분해능이 떨어지고 계산 효율이 낮아져서, 정밀하고 신속한 ITD 추정에 불리하다. 따라서 이 연구에서는 각 대역별 창길이를 해당 f_c 주기의 1배 ~ 3배로 하였다.

내유모세포 모델에서는 Fig. 8에 나타난 바와 같이

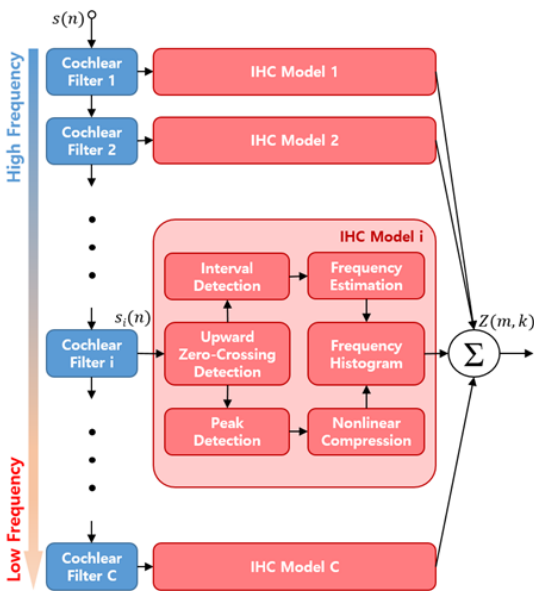


Fig. 8 Block diagram of ZCPA model

$s_i(n:m)$ 의 상향 영교차 지점이 먼저 검출된다. 그리고 이를 기반으로 상향 영교차점들 간의 간격과 진폭이 Fig. 9의 도해와 같이 각각 감지된다.

Fig. 9에서 T_{ij} 와 P_{ij} 는 각각 i 번째 내유모세포 모델의 j 번째 상향 영교차 구간에 대한 간격과 진폭이다. 다음 단계에서는 이를 바탕으로 식 (18), (19)와 같이 해당 구간의 주파수 추정 및 진폭의 비선형 압축이 진행된다.

$$f_{ij} = 1/T_{ij} \quad (18)$$

$$L_{ij} = \log(P_{ij} + 1) \quad (19)$$

여기서 f_{ij} 는 i 번째 내유모세포 모델의 j 번째 상향 영교차 구간 주파수이고, L_{ij} 는 해당 구간에서 청신경의 자극 강도에 대한 감각 정도를 모사한 것이다. 식 (19)의 로그 함수에 1을 더한 이유는 L_{ij} 가 음수가 되는 것을 방지하기 위함이다. 따라서 $s_i(n:m)$ 의 상향 영교차점 개수를 Z_i 라 하면, i 번째 내유모세포 모델은 총 $Z_i - 1$ 개의 주파수 정보 벡터 (f_{ij}, L_{ij}) 를 갖게 된다.

그 후, 이 주파수 정보를 주파수 분포도(frequency histogram)로 나타내면 i 번째 내유모세포 모델에 대한 출력을 얻을 수 있다. 마지막으로, 전체 C 개의 내유모세포 모델에 대한 주파수 분포도를 구하여 합하면, 식 (20)과 같이 $Z(m, k)$ 를 구할 수 있다.

$$Z(m, k) = \sum_{i=1}^C \sum_{j=1}^{Z_i-1} I_{F_k}(f_{ij}) \times L_{ij}, \quad 1 \leq k \leq C \quad (20)$$

$$I_{F_k}(f_{ij}) = \begin{cases} 1 & \text{if } f_{ij} \in F_k \\ 0 & \text{if } f_{ij} \notin F_k \end{cases} \quad (21)$$

식 (21)에서 F_k 는 f_c 를 중심으로 하는 주파수 구간(frequency bin)이다. F_k 의 범위는 각 f_c 사이의 경계 주파수에 의해 한정되는데, 옥타브 대역 계산식을 통해

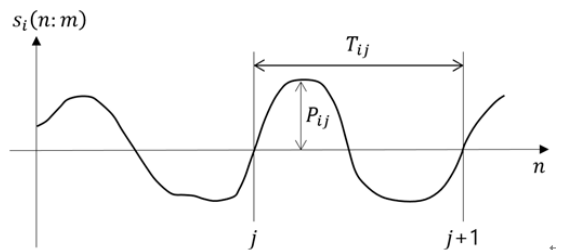


Fig. 9 Detection of a peak and a time interval between upward zero-crossing points.

이를 구하였다. 그리고 $I_{F_k}(f_{ij})$ 는 지시 함수(indicator function)로서, f_{ij} 가 F_k 의 구간에 속하면 1을, 속하지 않으면 0을 출력한다. 따라서 식 (20)에 의해 시간 m 에서 각 F_k 에 해당하는 모든 L_{ij} 를 누적하여 Fig. 10과 같이 ZCPA 무늬를 구하였다.

3.3 내측 상올리브의 상호상관도 모델

청신경으로 발화된 좌우의 전기적 신호 열은 먼저 뇌줄기의 달팽이핵(cochlear nucleus, CN)에 집결한다. 뇌줄기는 숨뇌(medulla), 다리뇌(pons), 그리고 중뇌(midbrain)로 이루어져 있는데, 숨뇌와 다리뇌 사이에 상올리브 복합체(superior olivary complex, SOC)가 있다. 상올리브 복합체는 좌우 달팽이핵의 신호를 공유한 후에 중뇌의 하구(inferior colliculus)로 정보를 전달한다. 마지막으로 하구의 좌우 청각 정보는 시상(thalamus)의 내측 무릎핵(medial geniculate nucleus)을 거쳐 대뇌(cerebrum)의 청각 피질로 전달된다. 여기서 상올리브 복합체는 뇌줄기 핵의 집합체로서 내측 상올리브(medial superior olive, MSO)를 포함하는데, ITD의 처리는 내측 상올리브가 담당하는 것으로 알려져 있다⁽¹⁹⁾.

이 연구에서는 기존의 신경 생리학 연구에 근거하여 내측 상올리브의 ITD 처리과정을 Jeffress가 제안한 인간의 음원 추적 구조(mechanism)로 모사하였다. 그는 두 귀의 동일 임계 대역에서 발생하는 신경 발화가 한 쌍의 지연선(delay line)을 따라 이동하는 신경 회로를 제시하였다⁽²⁰⁾. 지연선 간의 순 지연이 ITD에 다다르면, 두 지연선 상의 신경 발화 양상이 일치하게 되고 그 일치점으로부터 ITD가 추정된다. 이 과정은 Fig. 11에 나타난 내측 상올리브의 ITD 처리과정과 유사하며, 좌우 신경 발화 간의 주파수 별 상호상관(cross-correlation)으로 모사할 수 있다. 따라서 상호상관도(cross-correlogram, CC)는 식 (22)와 같다.

$$CC(m, d, k) = \sum_{l=0}^{L-1} Z_L(m-l, k) Z_R(m-l-d, k) W(l) \quad (22)$$

여기서 $Z_L(m, k)$ 와 $Z_R(m, k)$ 는 각각 좌우의 ZCPA 신경 발화 무늬이다. 그리고 d 는 시간 지연의 색인이며, $W(l)$ 은 길이가 L 인 사각 창함수이다. 또한 식 (22)의 결과를 강조하기 위해 각 주파수 별 상호상관을 모두 합하면 식 (23)과 같이 요약 상호상관도(summary cross-correlogram, SCC)로 간추릴 수 있다.

Fig. 12는 예시로 사용된 Fig. 3의 음성 파형에 대해 상호상관도 및 요약 상호상관도를 구한 결과이다.

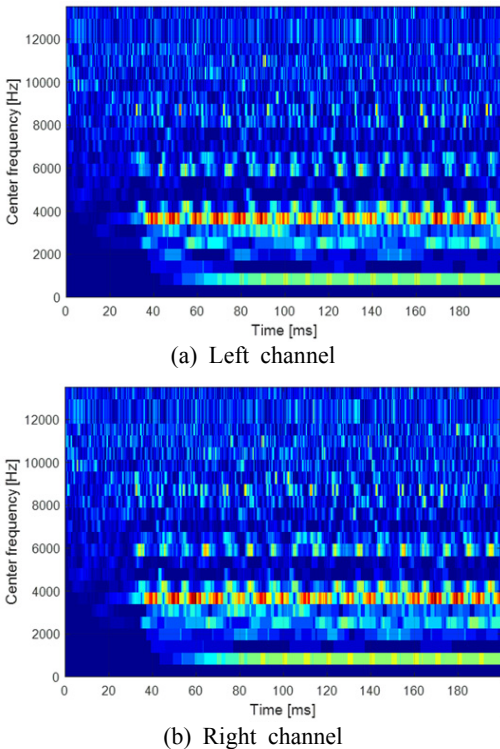


Fig. 10 ZCPA neural firing patterns (ITD = -400 μs)

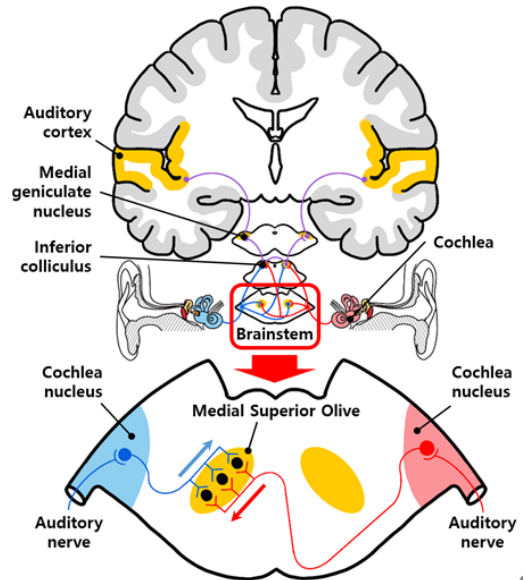


Fig. 11 The auditory pathway and the ITD sensitivity of the MSO in the brainstem

상호상관도는 ITD를 중심으로 등고선이 형성되며, 요약 상호상관도는 ITD 부근에서 큰 오름이 형성되어 그 변화를 따라가는 것을 볼 수 있다. 0 μ s의 작은 오름은 잡음에 의한 것으로서, SNR이 낮아질수록 커져서 정확한 ITD 추정을 방해한다.

$$SCC(m,d) = \sum_{k=1}^C CC(m,d,k) \quad (23)$$

4. 모의실험

이 기법의 ITD 추정 성능을 평가하기 위해 잡음이 부가된 음성 신호에 대해 ITD를 추정한 후, 기존의 상호상관함수(cross-correlation function, CCF)에 의한 ITD 추정 결과와 비교해 보았다.

화자는 총 50명의 대한민국 성인으로 각각 25명의 남녀로 구성되었다. 음성 신호는 각 화자가 약 4초 간 말한 것을 표본 주파수 48 kHz의 웨이브 파일(wave file)로 녹음한 것으로 총 50개다. 그 중 일부의 음성 파형 및 발화 내용을 Fig. 13에 나타내었다. 마이크로폰과 화자 간의 거리를 3 m로 가정하여 음성 신호에 8.8 ms의 시간 지연을 주었으며, 추가로 ITD 설정을 위해 100 μ s, 200 μ s, 300 μ s 그리고 400 μ s의 시간차를 주어 좌우 채널의 신호로 배정하였다. 그리고 시간차가 반영된 좌우 채널의 신호에 정규분포를 갖는 백색잡음(white noise)을 SNR 0 dB에서 9 dB까지 1 dB씩 증가시켜서 각각 부가하였다.

달팽이관 필터뱅크의 중심 주파수 f_c 는 녹음된 음성 신호의 주파수 특성을 감안하여 90 Hz에서 3 kHz

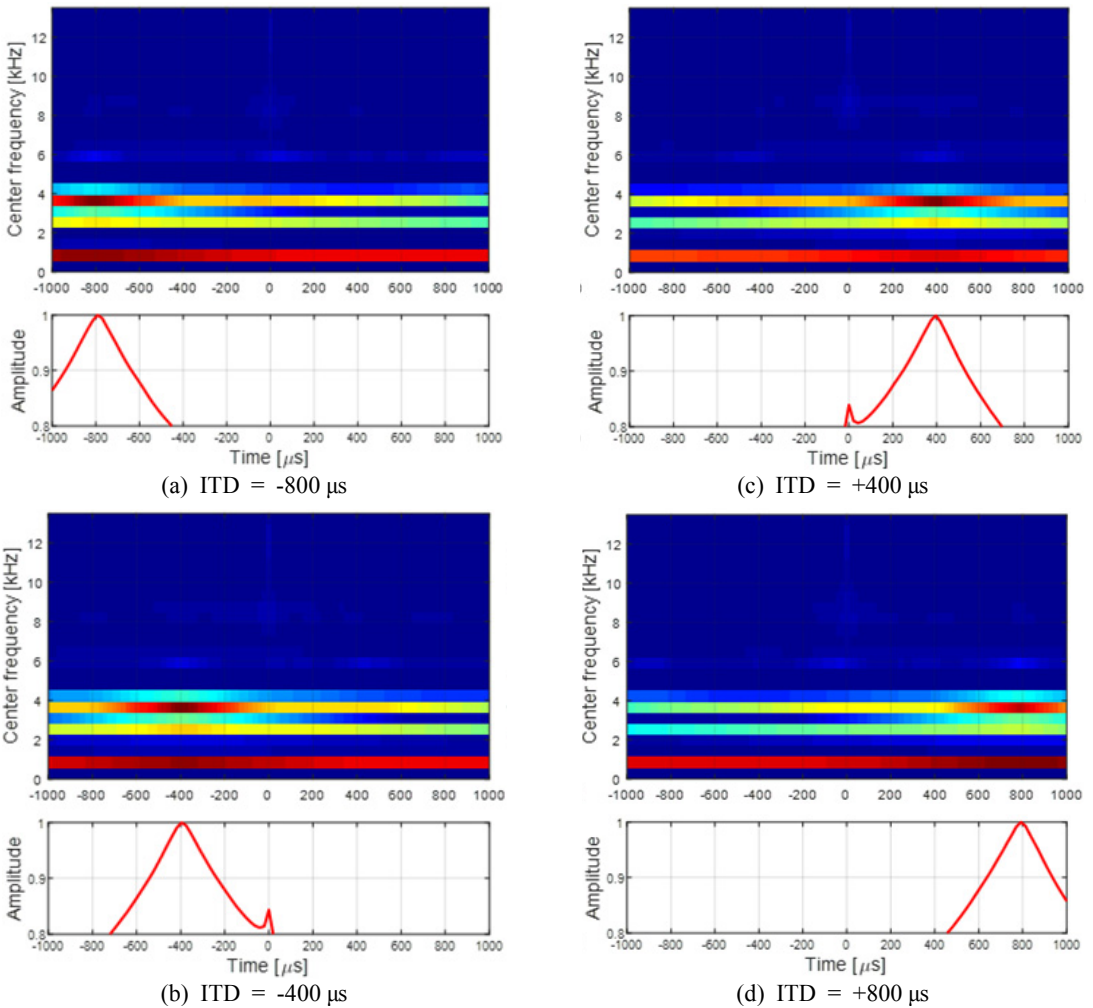


Fig. 12 Cross-correlograms (upper plots) and summary cross-correlograms (lower plots)

까지 8개 등간격 지점에 대한 주파수 열로 정하였다. 그리고 ZCPA 모델의 상향 영교차점 검출을 위한 각 대역별 창함수의 길이는 정밀하고 신속한 ITD 추정 을 위해 해당 f_c 주기의 1배로 정하였다.

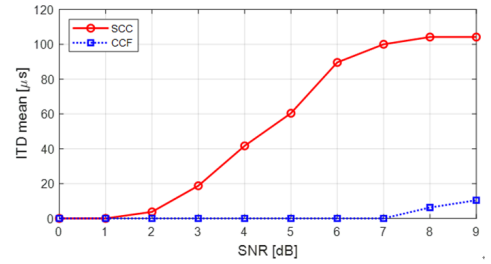
식 (23)의 요약 상호상관도 및 상호상관함수는 최 대값이 1이 되도록 정규화한 것으로서, 그 최대값에 해당하는 시간 지연을 검출함으로써 ITD가 추정된다. 50명의 화자로부터 추정된 각각의 ITD는 SNR별로 평균을 내어 Fig. 14에 나타내었다. 각각의 ITD 설정 에 대한 SNR별 ITD 추정 오차는 Tables 1~4와 같다.

Fig. 14(a) 및 Table 1을 보면 실제 ITD값이 100 μ s 일 때, 이 기법은 SNR이 7 dB 이후부터 오차가 4 % 로 수렴하는 반면에 상호상관함수는 모든 SNR에서 90 % 이상의 오차가 발생하여 ITD 추정이 불가능함을 알 수 있다. Fig. 14(b) 및 Table 2를 보면 실제 ITD값 이 200 μ s일 때, 이 기법은 SNR이 5 dB 이후부터 오 차가 4%로 수렴하는 반면에 상호상관함수는 9 dB에 서 오차가 15%로 나타나 9 dB 이상에서 10 % 이내 로 수렴할 것으로 예상된다. Fig. 14(c) 및 Table 3을 보면 실제 ITD값이 300 μ s일 때, 이 기법은 SNR이 6 dB 이후부터 오차가 3%로 수렴하는 반면에 상호상 관함수는 8 dB 이후부터 오차가 5%로 수렴하는 것을 볼 수 있다. Fig. 14(d) 및 Table 4를 보면 실제 ITD값 이 400 μ s일 때, 이 기법은 SNR이 5 dB 이후부터 오

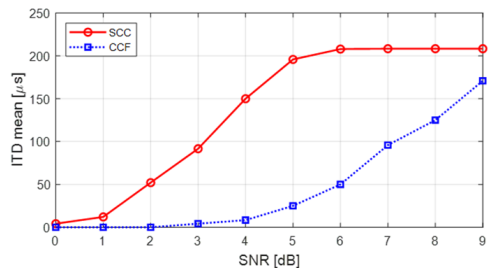
차가 1%로 수렴하는 반면에 상호상관함수는 7 dB 이후부터 오차가 1%로 수렴하여 이 기법과 동등한 ITD 추정 성능을 나타내는 것을 볼 수 있다.

5. 고 찰

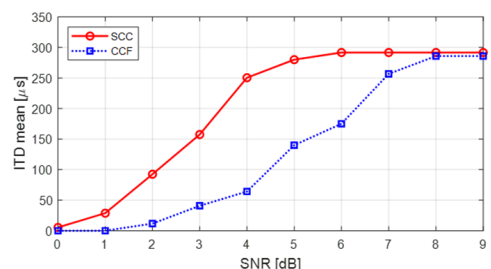
모의실험 결과, 잡음이 부가된 음성 신호의 경우 이 기법의 ITD 추정값이 기존의 상호상관함수의 추



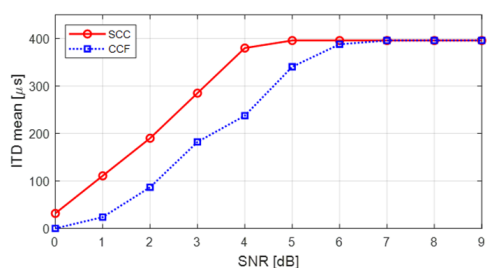
(a) ITD = 100 μ s



(b) ITD = 200 μ s

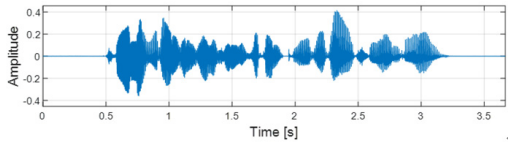


(c) ITD = 300 μ s

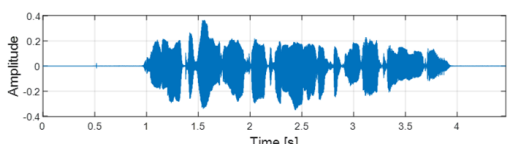


(d) ITD = 400 μ s

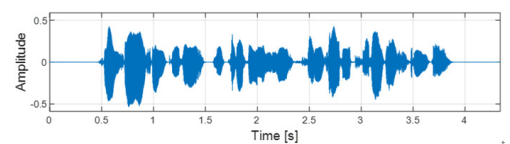
Fig. 14 ITD estimation using the SCC and CCF methods



(a) "처음에 이런 증상이 생기게 된 동기가 중요한데요."



(b) "나는 그가 우리 회사에 참여하는 것을 반대하지 않는다."



(c) "천사의 손길이 미치기만을 간절히 바랍니다."

Fig. 13 Speech waveform samples for simulation

정값보다 실제 ITD값에 더 근접하는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 잡음 환경에서 최소의 입력 채널로 화자의 위치를 추정하기 위해 인간의 청각계를 모사하는 것이 효과적임을 알 수 있다.

이 기법에서 음성 신호는 달팽이관 필터뱅크를 통해 중심 주파수 대역별로 나뉘지고, ZCPA 모델을 거치며 신경 발화 무늬로 변환된다. 이 과정 중에 내유 모세포의 위상동기 현상을 모사하기 위해 적용된 ZCPA 모델의 상향 영교차 검출 과정에서 잡음에 덜 민감한 음성특징이 추출되게 된다. 따라서 이 기법이 잡음에 대해 비교적 정확하게 ITD를 추정할 수 있는 이유는 바로 여기에 있다고 생각한다. 또한 모의실험에서 SNR이 작아질수록 ITD 추정 성능이 저하되는 것을 볼 수 있었는데, 그 이유는 잡음의 에너지 상승에 의해 요약 상호상관도에서 0 μ s의 오름이 커져서 정확한 ITD 추정을 방해하기 때문이다. 잡음은 시간차 없이 좌우 채널에 추가되기 때문에 0 μ s의 오름은

불가피하다. 따라서 잡음에 의한 0 μ s의 오름만 선별적으로 제거할 수 있다면, 낮은 SNR에서도 비교적 정확한 ITD 추정이 가능할 것이다.

일반적으로 ITD는 저주파 음에 영향을 받는 반면, 두 귀의 음압차(interaural level difference, ILD)는 고주파 음에 영향을 받는다. 그 이유는 머리 모양에 의한 그림자 효과 때문이다. 향후에는 고주파 대역에서 더욱 정밀한 화자위치추정을 위해 ILD를 처리하는 외측 상올리브(lateral superior olive, LSO)를 모사하여 이 기법에 반영하고자 한다.

6. 결 론

인간의 청각모델을 사용하여 잡음 환경에서 ITD를 추정할 수 있는 방법을 제시하였고, 그 성능을 평가하여 유효성을 확인하였다. 이 기법을 통해 잡음 환경에서 화자의 위치를 더욱 정확하게 파악할 수 있다면, 기존 음성인식기술의 인식성능을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

이 연구는 KAIST 기본 연구비에 의해 지원되었습니다.

References

- (1) Lee, G. T. and Park, Y. H., 2019, Method for Estimating Interaural Time Difference by Modeling the Human Auditory System, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 229~229.
- (2) Hwang, S. M., Park, Y. S. and Park, Y. J., 2005, Detection of Speaker Position for Robot Using HRTF, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 637~640.
- (3) Go, Y. J., Lee, J. H., Choi, J. S. and Ha, J. H., 2016, Localization of Moving Sound Source Using Various Beamforming Methods, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 5, pp. 501~510.
- (4) Sasaki, Y., Kagami, S. and Mizoguchi, H., 2006, Multiple Sound Source Mapping for a Mobile Robot by Self-motion Triangulation, Proceedings of the 2006

Table 1 ITD estimation error (ITD = 100 μ s)

Error (%)	SNR (dB)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
SCC	100	100	96	81	58	40	10	0	4	4
CCF	100	100	100	100	100	100	100	100	94	90

Table 2 ITD estimation error (ITD = 200 μ s)

Error (%)	SNR (dB)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
SCC	98	94	74	54	25	2	4	4	4	4
CCF	100	100	100	98	96	88	75	52	38	15

Table 3 ITD estimation error (ITD = 300 μ s)

Error (%)	SNR (dB)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
SCC	98	90	69	47	17	7	3	3	3	3
CCF	100	100	96	86	79	53	42	14	5	5

Table 4 ITD estimation error (ITD = 400 μ s)

Error (%)	SNR (dB)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
SCC	92	72	53	29	5	1	1	1	1	1
CCF	100	94	78	54	41	15	3	1	1	1

IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp. 380~385.

(5) Raangs, R. and Druyvesteyn, W. F., 2002, Sound Source Localization Using Sound Intensity Measured by a Three Dimensional PU-probe, Proceedings of the 112th AES Convention, No. 5589.

(6) Zhang, L., Ding, D., Yang, D., Wang, J. and Shi, J., 2017, Sound Source Localization Using Non-conformal Surface Sound Field Transformation Based on Spherical Harmonic Wave Decomposition, Sensors, Vol. 17, No. 5, pp. 1087~1098.

(7) Békésy, G. V., 1960, Experiments in Hearing, McGraw-Hill, New York.

(8) Flanagan, J. L., 1972, Speech Analysis, Synthesis and Perception, Springer-Verlag, Berlin.

(9) Lyon, R. F. and Mead, C., 1988, An Analog Electronic Cochlea, IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. 36, No. 7, pp. 1119~1134.

(10) Kates, J. M., 1991, A Time-domain Digital Cochlear Model, IEEE Transactions on Signal Processing, Vol. 39, No. 12, pp. 2573~2592.

(11) Meddis, R., 1986, Simulation of Mechanical to Neural Transduction in the Auditory Receptor, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 79, No. 3, pp. 702~711.

(12) Patterson, R. D., Allerhand, M. H. and Giguere, C., 1995, Time-domain Modelling of Peripheral Auditory Processing: A Modular Architecture and a Software Platform, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 98, No. 4, pp. 1890~1894.

(13) Sumner, C. J., Lopes-Poveda, E. A., O'Mard, L. P. and Meddis, R., 2002, A Revised Model of the Inner-hair Cell and Auditory-nerve Complex, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 111, No. 5, pp. 2178~2188.

(14) Kim, D. S., Lee, S. Y. and Kil, R. M., 1999, Auditory Processing of Speech Signals for Robust Speech Recognition in Real-world Noisy Environments, IEEE Transactions on Speech and Audio Processing, Vol. 7, No. 1, pp. 55~69.

(15) Greenwood, D. D., 1990, A Cochlear Frequency-position Function for Several Species-29 Years Later, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.

87, No. 6, pp. 2592~2605.

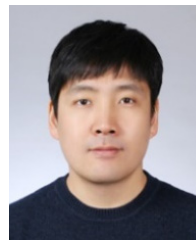
(16) Kiang, N. Y. S. and Moxon, E. C., 1974, Tails of Tuning Curves of Auditory-nerve Fibers, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 55, No. 3, pp. 620~630.

(17) Robles, L., Ruggero, M. A. and Rich, N. C., 1986, Basilar Membrane Mechanics at the Base of the Chinchilla Cochlea. I. Input-output Functions, Tuning Curves, and Response Phases, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 80, No. 5, pp. 1364~1374.

(18) Allen, J. B., 1980, Cochlear Micromechanics - A Physical Model of Transduction, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 68, No. 6, pp. 1660~1670.

(19) Yin, T. C. and Chan, J. C., 1990, Interaural Time Sensitivity in Medial Superior Olive of Cat, Journal of Neurophysiology, Vol. 64, No. 2, pp. 465~488.

(20) Jeffress, L. A., 1948, A Place Theory of Sound Localization, Journal of Comparative and Physiological Psychology, Vol. 41, No. 1, pp. 35~39.



Gyeong-Tae Lee received B.S. degree in mechanical engineering from Kyonggi Univ. in 2005 and M.S. degree in mechanical engineering from Hanyang Univ. in 2007. He is currently a Ph.D. candidate in mechanical engineering at KAIST. His research interest includes electro-acoustics, audio signal processing and computational auditory scene analysis.



Yong-Hwa Park received B.S., M.S. and Ph.D. degree from KAIST in 1991, 1993 and 1999. He is currently an associate professor of mechanical engineering department at KAIST. His research interest includes 3D scene recognition, acoustic recognition, wearable health sensors and structure dynamics.

지진하중 하에서 로킹모드에 의한 캐비닛의 응답특성 분석

Evaluate the Characteristics of Vibration Caused by Rocking Modes of Electric Cabinet under Seismic Loading

임 승 현* · 전 범 규** · 장 성 진† · 최 인 길***

Seung-Hyun Eem*, Bub-Gyu Jeon**, Sung-Jin Jang† and In-Kil Choi***

(Received September 6, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

Key Words : Cabinet Rocking(캐비닛 로킹), Electric Cabinet(전기캐비닛), Shaking Table Test(진동대 시험), Vibration Characteristics(진동특성)

ABSTRACT

Safety-related electrical cabinets that are installed in nuclear power plants require seismic performance evaluation. The seismic performance evaluation for these cabinets is conducted by shaking table tests or numerical analyses. These methods usually assume that the electrical cabinets are rigidly anchored to the floor or foundation when performing the seismic evaluation by the numerical simulation. However, this assumption may not be valid depending on how the cabinets are anchored as rocking or uplifting could occur in a lower section of the cabinets that are anchored by anchored bolts. Researchers conducted a study to calculate these effects numerically. In their research, rocking, uplifting and shifting modes of the cabinets were determined by the shaking table test. In this study, the shaking table test was conducted to analyze the dynamic characteristics of the rocking mode of the cabinet.

1. 서 론

최근 전 세계적으로 지진발생 빈도와 지진피해가 증가하고 있으며 우리나라 또한 2016년과 2017년에 경주와 포항에서 발생한 지진으로 시설물의 피해가 상당수 발생하였다⁽¹⁾. 최근 국내외 지진피해사례를 살펴보면 비구조요소에 많은 피해가 발생하는 경향이 있다. 비구조요소 중 전기캐비닛은 시설물의 제어와 통신 등 기능유지를 담당하고 있다. 따라서 이러한

전기캐비닛의 손상은 시설물 고유기능에 장애를 유발할 수 있으며, 이는 재산피해와 함께 인명피해를 동반하는 중대사고로 이어질 수 있다. 그러므로 주요한 기능을 담당하는 전기캐비닛의 내진성능은 확보되어야 한다.

전기캐비닛의 내진성능을 확보하기 위해 많은 연구자들이 수치해석과 함께 시험적인 연구를 수행하였으며⁽²⁻⁴⁾ 캐비닛 내부 부품의 독립적인 내진성능 평가의 수행을 위하여 캐비닛의 내부 응답을 추정하기 위한 연구 또한 진행된 바 있다⁽⁵⁾. 그뿐만 아니라 로킹

† Corresponding Author; Korea Construction and Transport Engineering Development Collaboratory Management Institute
E-mail : sjchang@pusan.ac.kr

* Kyungpook National University; Korea Atomic Energy Research Institute

** Korea Construction and Transport Engineering Development Collaboratory Management Institute

*** Korea Atomic Energy Research Institute

‡ Recommended by Editor Soo Il Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

현상이 캐비닛의 응답에 미치는 영향을 분석하기 위하여 로킹강성(rocking stiffness)을 계산하고자 하는 연구도 진행되고 있다^(6,7). 일반적으로 수치해석적인 접근에 의한 연구들은 캐비닛이 바닥에 단단히 고정되어 있다고 가정한다. 하지만 이 가정은 캐비닛이 고정되는 방법에 따라 유효하지 않을 수 있다. 특히 캐비닛이 앵커볼트로 정착된 경우 하부 판재의 국부 변형이 발생할 수 있다. 이러한 현상은 캐비닛의 로킹 또는 들림을 유발하게 되며 들어 올려진 캐비닛은 바닥과 충돌하여 충격이 발생한다. 그러나 수치해석으로 캐비닛과 바닥의 충돌과 충격을 묘사하는 것은 난해한 문제이다. 그러므로 실증시험을 통한 평가와 분석이 필요할 수 있다. 하지만 시험적인 접근으로 로킹에 의한 충돌영향을 분석한 사례는 많지 않다.

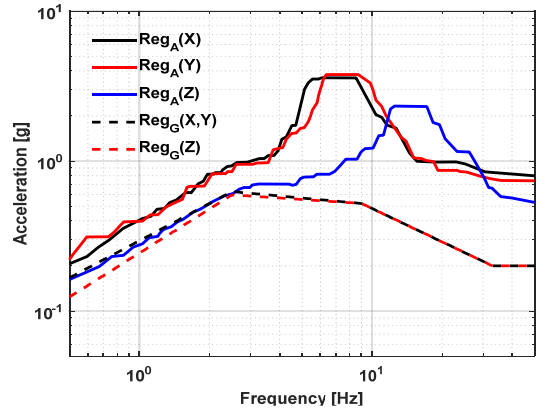
최근 국내에서 로킹에 의한 충격이 캐비닛을 고정하는 앵커에 미치는 영향을 분석하기 위한 연구가 윤다운 등에 의해 진행되었으나 앵커하중의 증폭경향에 집중하였으며 캐비닛의 응답증폭은 고려되지 않았다⁽⁸⁾. 따라서 이 연구에서는 볼트로 고정된 캐비닛의 진동대 시험을 수행하였다. 그 결과, 캐비닛에서 로킹이 발생하였으며, 캐비닛에서 측정된 응답신호로부터 로킹에 의한 캐비닛의 진동전달 특성을 분석하였다.

2. 입력지진동

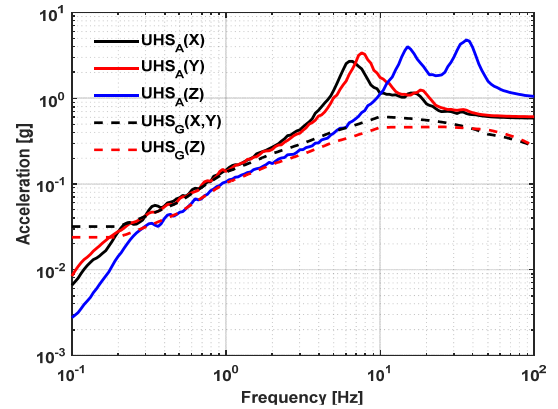
대상 캐비닛은 울진 원자력발전소(OPR1000) 보조건물 165 ft에 위치한다고 가정을 하였다. Table 1과 Fig. 1은 가속도시간이력의 작성을 위한 응답스펙트럼(response spectrum)으로서 모든 응답스펙트럼의 감쇠비는 5%이다. 국내에 많은 원자력발전소는 regulatory guide 1.60 설계응답스펙트럼을 바탕으로 내진설계가 수행되었으며, 등재해도응답스펙트럼은 원자력발전소의 지진 안전성 평가에 활용되어 이 연구에서는 regulatory guide 1.60 원자력발전소 설계응답스펙트럼과 등재해도응답스펙트럼(UHS)에 대하여 진동대 시험을 수행하였다. Table 1과 Fig. 1에서 Reg_G는 regulatory guide 1.60에서⁽⁹⁾ 제시된 응답스펙트럼의 PGA (peak ground acceleration)의 가속도 배율을 0.2 g로 조정한 것이다. 그리고 Reg_A는 Reg_G응답스펙트럼을 입력지진동으로 하였을 경우의 보조건물 165 ft 위치의 층응답스펙트럼이다. UHS_G는 울진부지의 등재해도 응답스펙트럼이고⁽¹⁰⁾, UHS_A는 UHS_G를 입력으로 하였을

경우의 보조건물 165 ft 위치의 층응답스펙트럼이다. Reg_A 수평방향의 영주기가속도(zero period acceleration)값이 가장 높으며 10 Hz 이하의 스펙트럼 가속도 성분이 크다. UHS_A는 수직방향의 영주기 가속도가 가장 높다.

진동대 시험을 위하여 수평 두 방향과 수직 한 방



(a) Ground response spectrum and floor response spectrum by Reg. 1.60 spectrum



(b) Ground response spectrum and floor response spectrum by uniform hazard spectrum (Uljin site)

Fig. 1 Response spectrum for shaking table

Table 1 Description of response spectrum for input motion

Response spectrum	Description
Reg _G	Reg. 1.60 spectrum (PGA 0.2 g)
Reg _A	Floor response spectrum of auxiliary building (165 ft) under Reg _G ground motion
UHS _G	Uniform Hazard Spectrum of Uljin NPP site
UHS _A	Floor response spectrum of auxiliary building (165 ft) under UHS _G ground motion

향에 대한 가속도 시간이력 세트를 MTS의 STEX프로그램을 이용하여 생성하였다. 가속도 시간이력의 진동지속시간은 30초, 강진지속시간은 20초이며 Fig. 2와 같은 사다리꼴 포락함수가 적용되었다^(11,12). 그리고 서로 다른 두 방향의 시간이력은 상관계수 값이 0.3이하가 되도록 하였다.

3. 진동대 시험

3.1 캐비닛 및 센서의 설치

로킹에 의한 캐비닛의 거동을 살펴보기 위하여 단문형 캐비닛을 진동대에 설치하였다. Fig. 3의 왼쪽 그림은 진동대에 고정된 모형 캐비닛과 설치된 계측기의 위치를 나타낸 것이며, 오른쪽 그림은 캐비닛의 정면도이다. 캐비닛의 크기는 가로와 세로가 각각 800 mm이고 높이는 2350 mm이며 무게는 480 kg이다. 캐비닛은 강제프레임을 이용하여 진동대에 고정하였다. 캐비닛과 강제 프레임은 8개의 M16 볼트로 연결하였으며 Fig. 4와 같이 하중계(load cell)를 설치

하여 각 앵커볼트의 인발하중을 계측하였다. 진동대 바닥과 고정프레임 상단에 3축 가속도계를 설치하였다. 캐비닛의 최상부와 문 중앙, 외함 중앙, 내부의 각 층에도 3축 가속도계가 설치되어 지진동과 로킹에 의한 충격으로 인한 진동 전달특성을 검토하고자 하였다. 그리고 캐비닛의 상단과 하단의 단방향 상대변위를 계산하기 위하여 변위계를 설치하였다.

3.2 시험절차

시험절차는 Table 2와 같다. 진동대를 이용하여 지진을 모사한 시간이력 시험(time history test)은 Table 1의 입력지진동에 대하여 Reg_G , Reg_A , UHS_G , UHS_A 의 순서로 수행하였다. 그리고 모형 캐비닛의 동특성 변화를 확인하기 위하여 시간이력 시험 전과 후에 공진탐색 시험(resonance search test)을 수행하였다. 시험은 부산대학교 지진방재연구센터의 고성능 6 자유도 진동대를 이용하여 수행하였으며 Table 3은 진동대의 사양이다.

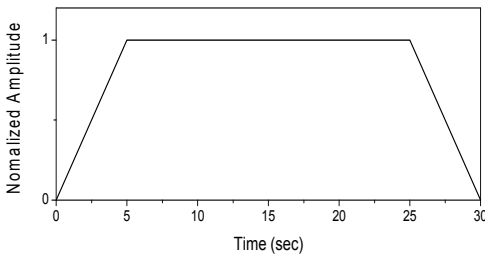


Fig. 2 Envelope function for artificial time history



Fig. 4 Anchor bolt with ring type load cell

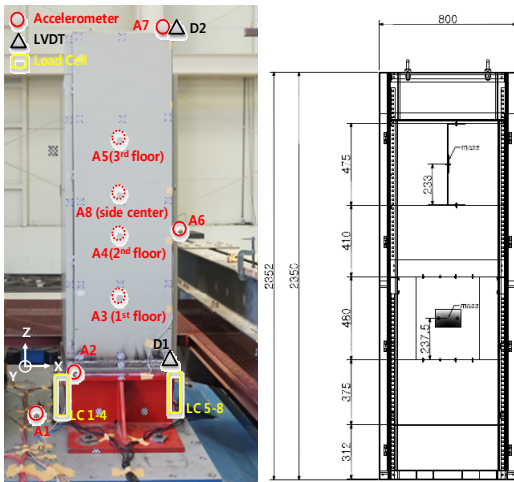


Fig. 3 Sensor location and single door cabinet drawing

Table 2 Shaking table tests procedure

Test no.	Test name	Dir.	Remarks
1	Pre-resonance search test	X	Sinusoidal sweep, 2 Otc./min., 1 Hz ~ 50 Hz, 0.07 g
2		Y	
3		Z	
4	Time history test	Reg_G	Multi-frequency seismic simulation tests, triaxial testing, time duration 30 s, strong motion time duration 20 s
5		Reg_A	
6		UHS_G	
7		UHS_A	
8	Post-resonance search test	X	Sinusoidal sweep, 2 Otc./min., 1 Hz ~ 50 Hz, 0.07 g
9		Y	
10		Z	

3.3 시험 가진의 적절성 확인

이 연구에서는 진동대 바닥의 응답으로 시험응답 스펙트럼(test response spectrum)을 작성하여 목표응답 스펙트럼(target response spectrum)과 비교를 하였다. 그 결과 1.3 Hz 이상의 주파수 영역에서 모든 시험의 응답스펙트럼은 목표응답스펙트럼을 포락하는 것으로 확인되었다. Fig. 5는 UHS_A의 가진에 의해 진동대에서 계측된 가속도 시간이력 및 목표응답스펙트럼과 시험응답스펙트럼의 비교 그래프이다.

4. 공진탐색 시험 결과

식 (1)과 같이 진동전달함수 $H_{xy}(f)$ 는 진동대 바닥에서 계측된 가속도 신호인 $P_{xx}(f)$ 와 응답가속도신호

Table 3 Shaking table specification

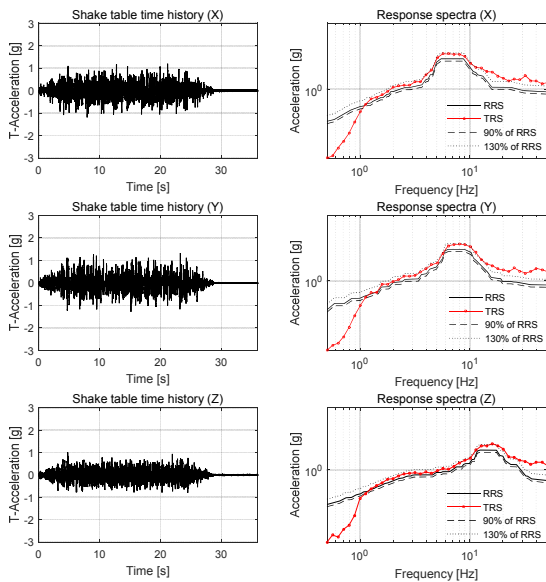
Category	Specification
Size	2.5 m × 2.5 m
Maximum payload	6 ton
Frequency range	0.1 Hz ~ 50 Hz
Maximum stroke	Horizontal direction : ±250 mm Vertical direction : ±100 mm
Maximum acceleration	±7 g (full payload condition) ±10 g (bare table condition)

의 전달함수 $P_{yx}(f)$ 를 이용하여 결정하였다. Table 4는 공진탐색시험의 결과이다. 지진모사시험 전과 후의 공진점의 변화가 5% 이하이다. 그러나 A4의 y축 방향의 공진점이 크게 변하여 국부적인 손상이 의심되었으나, 시험 종료 후 캐비닛에서 육안으로 확인 가능한 파손은 발견되지 않았다.

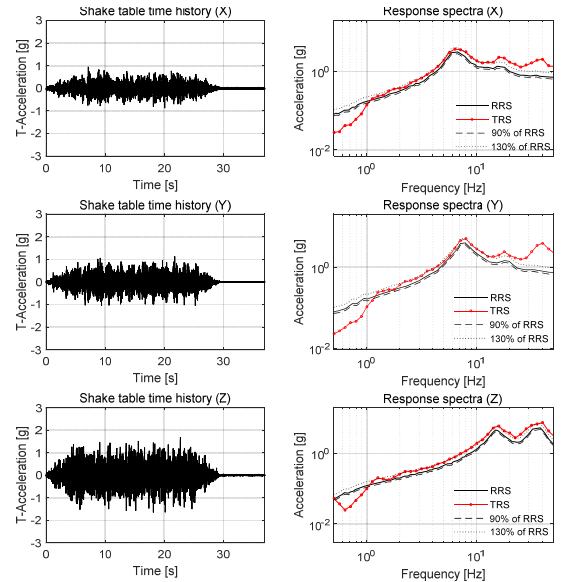
$$H_{xy}(f) = P_{yx}(f) / P_{xx}(f) \tag{1}$$

Table 4 Results of resonance search tests

Location	Resonant frequency (Hz)					
	Pre			Post		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Inside 1st story (A3)	16.0	21.8	22.3	16.3	21.8	22.3
Inside 2nd story panel center (A4)	26.3	16.0	22.3	26.3	22.0	22.3
Inside 3rd story panel center (A5)	30.3	16.8	17.0	30.3	17.0	17.0
Door center (A6)	16.0	16.3	16.0	16.00	16.5	16.0
Top (A7)	22.3	N/A	N/A	21.8	N/A	N/A
Side panel center (A8)	22.5	16.0	16.0	21.5	16.0	16.0



(a) Reg_A case (test 5)



(b) UHS_A case (test 7)

Fig. 5 Acc. time histories and test response spectrum/target response spectrum

5. 캐비닛 로킹의 응답영향 분석

일반적으로 수치해석 시 캐비닛의 하부기초 경계 조건은 대부분 바닥에 고정된다고 가정을 한다. 하지만 박판으로 구성된 캐비닛 바닥판은 강한 지진동에 의해 앵커볼트 주변에서 국부적인 변형이 발생할 가능성이 있다. 따라서 Fig. 6과 같이 앵커를 제외한 바닥판은 들림 현상이 발생하고 이는 캐비닛의 로킹을 유발한다. 뿐만 아니라 들어 올려진 캐비닛이 구조물의 바닥과 충돌하여 충격을 발생시키며 캐비닛의 가속도 응답을 증폭시킬 수 있다⁽¹³⁾. 따라서 이 연구에서는 진동대 실험을 통하여 로킹이 캐비닛의 지진응답에 미치는 영향을 분석하고자 하였다.

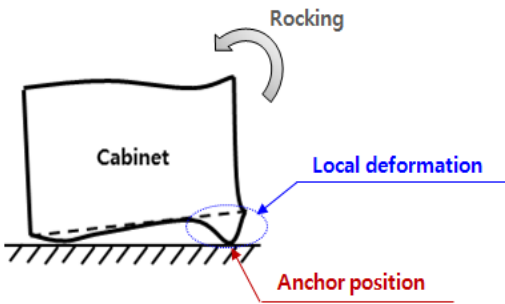


Fig. 6 Cabinet uplifting and rocking

진동대 시험 수행 시 카메라를 활용하여 캐비닛의 거동을 촬영한 결과, 캐비닛에서 로킹과 들어올려짐이 발생하는 것을 확인 할 수 있었다. Fig. 7은 로킹 현상 발생 시점의 캐비닛이다. 로킹현상이 있을 때, 캐비닛의 바닥부분에서 캐비닛이 바닥에 있을 때와 캐비닛이 들어 올려진 경우 한 픽셀 정도 차이가 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

로킹현상에 의한 앵커 인발력과 캐비닛의 진동전달 특성을 분석하기 위하여 응답신호의 분석을 수행하였다. 먼저, Fig. 8은 지진모사시험 수행 시 앵커볼트에 설치된 로드셀에서 측득된 하중응답이다. Fig. 8의 LC1과 LC5 그래프에서 파란색인 REG_A의 앵커하중응답이 5초 부분에서 rocking에 의한 충격으로 판

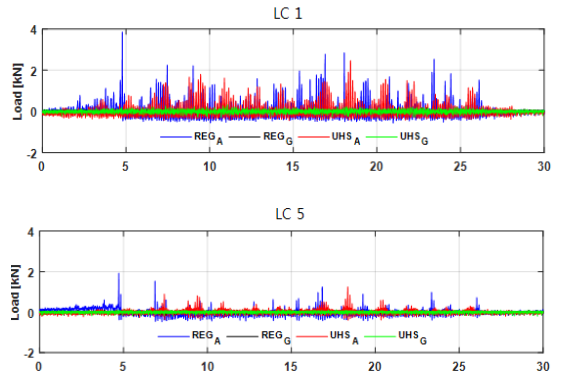


Fig. 8 Response of anchorage load

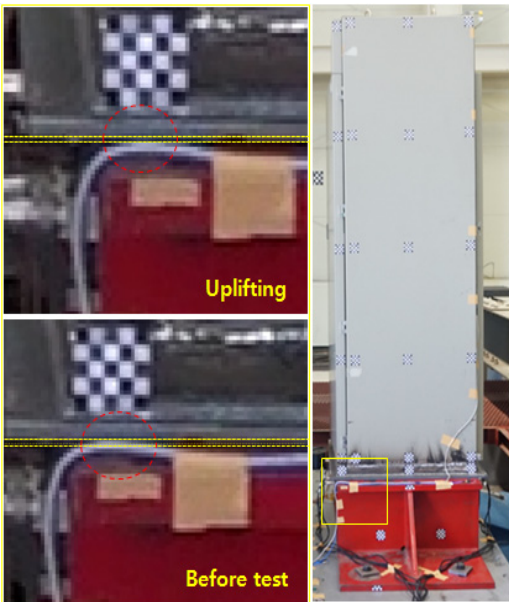


Fig. 7 Uplifting of cabinet

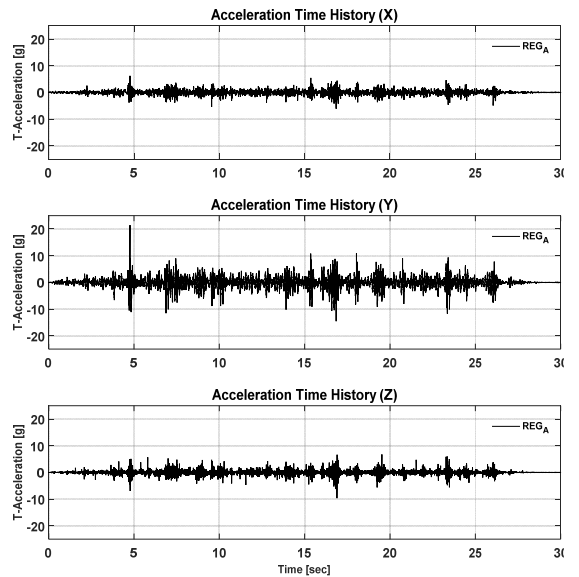


Fig. 9 Response acceleration time histories at cabinet top (A7)

단되는 신호가 계측되었다. LC1과 LC5는 모형 캐비닛의 바깥쪽에 위치한 로드셀이다. LC1은 Reg_A 의 가진 시 타 시험의 응답과 비교하여 9배 이상, UHS_A 의 경우와 비교하여 1.5배 이상 높은 하중이 계측되었다. Fig. 9는 모형 캐비닛 상단(A7)에서 계측된 Reg_A 시험의 가속도 시간이력이다. 앵커하중응답과 같이 동일한 시간에서 충격신호가 확인된다. Fig. 10은 캐비닛 상단 Z방향의 지진응답을 STFT(short time fourier transform)를^(14,15) 한 결과이다. 빨간 선은 Fig. 8과 Fig. 9로부터 충격이 감지된 지점이며 STFT에서 저주파수에서 고주파수까지 신호가 측정되었다. Fig. 8, Fig. 9와 Fig. 10의 결과를 바탕으로 로킹에 의한 캐비닛과 강재 프레임의 충돌에 의해 지진응답신호가 증폭되는 것을 확인 할 수 있다.

이 연구에서는 입력지진에 의한 캐비닛의 가속도 증폭현상을 분석하기 위하여 전달함수(transfer function)를 사용하였다. Fig. 11은 시간이력 시험의 가속도응답으로부터 구해진 전달함수이다. Fig. 11에서 검은 선과 푸른 선은 각각 Reg_G 와 Reg_A 이며 붉은 선과 초록색 선은 UHS_G 와 UHS_A 의 전달함수이다. 여기서 로킹이 발생한 경우는 Reg_A 이며 UHS_A 는 연직방향 입력가속도 값이 가장 큰 경우이다. 모형 캐비닛 내부

각 층에서의 전달함수에서 가장 큰 값이 나타나는 주파수는 공진탐색 결과와 비슷하다. Fig. 11에서 모형 캐비닛 내부의 1층과 2층의 경우, 로킹으로 인한 응답의 증폭은 크지 않은 것으로 나타났다. 3층의 경우, Reg_A 가진에 의한 수평방향의 진동전달함수값의 증폭이 다른 시험의 응답과 비교하여 크다. 특히 Y축은 진동전달함수의 값이 2배 이상 높은 것으로 확인되었다. 상단에서 계측된 결과에서 로킹이 발생한 Reg_A 의

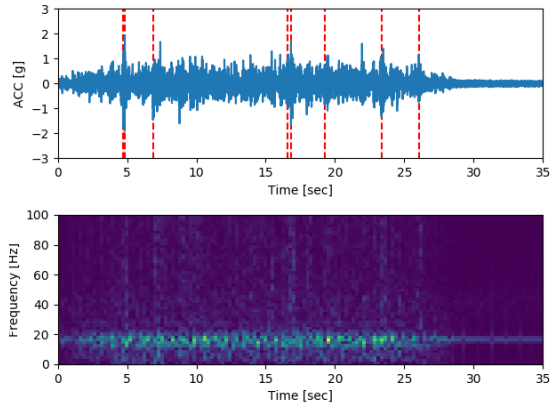


Fig. 10 Short time fourier transform of response acceleration time histories (Z-directional) at cabinet top (A7)

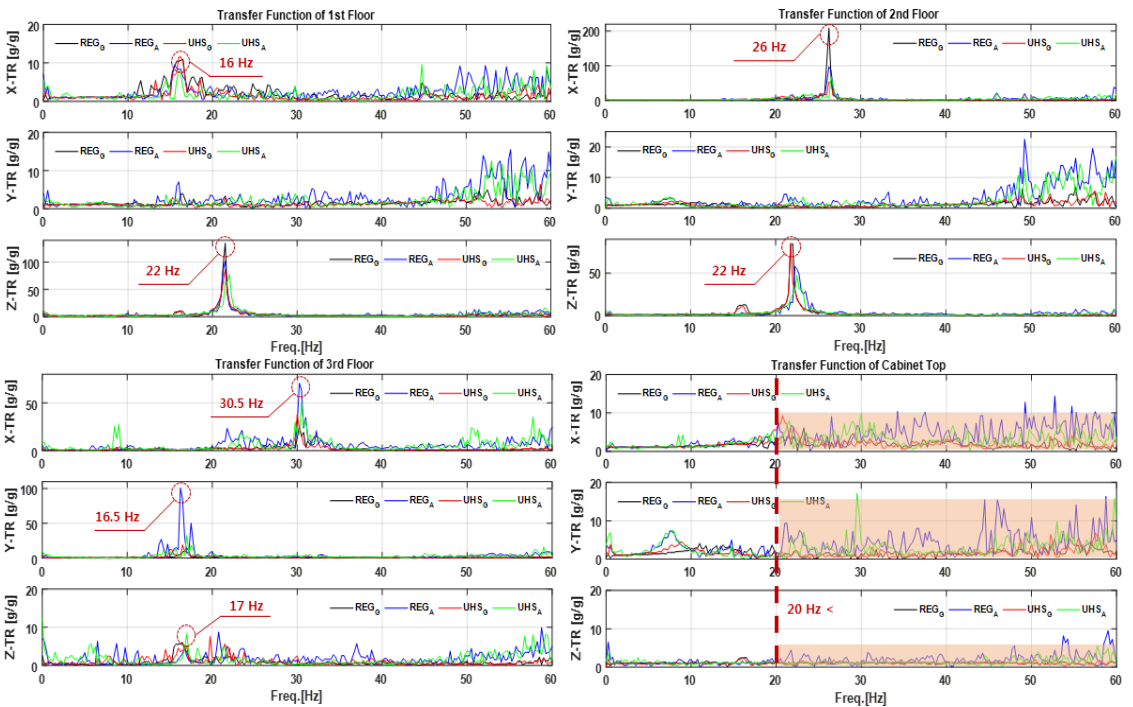


Fig. 11 Transfer function of acceleration responses

경우, 로킹이 발생하지 않은 경우와 비교를 하여 20 Hz 이상에서 전달함수의 증폭 비율값 크게 나타나는 경향이 확인된다. 이는 로킹으로 인하여 모형캐비닛의 바닥과 강재 지그의 충돌에 의해 발생한 충격이 모형 캐비닛의 프레임을 통하여 캐비닛의 상부로 전달되며 내부 층응답의 증폭에 기여한 것으로 판단된다.

이 연구에서는 캐비닛의 로킹이 가속도응답에 미치는 영향을 분석하기 위하여 각 계측위치의 진동전달함수를 Fig. 12와 같이 정리하였다. 전달함수의 증폭비율을 평균적으로 계산하기 위하여 가속도응답의 진동전달함수를 10 Hz 구간 간격에 대한 RMS값으로 정리하였다. 식 (2)는 RMS값을 계산하기 위한 식이며 여기서 H 는 진동전달함수값이다⁽¹⁶⁾.

$$H_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |H_n|^2} \quad (2)$$

10 Hz 구간단위로 계산한 진동전달함수의 RMS값은 Fig. 12와 같다. 캐비닛 내부 1층과 2층의 진동전달함수는 모든 시험에 대하여 각 위치의 공진 영역에서 높은 값이 확인된다. 그러나 3층에서는 로킹이 발

Table 5 Relative displacement of cabinet bottom with top

Abs. maximum relative displacement, D1-D2 (mm)			
Reg _A	Reg _G	UHS _A	UHS _G
3.59	0.99	2.97	1.01

생한 Reg_A의 진동전달함수값이 크다. 그리고 캐비닛 상단에서는 20 Hz 이상 모든 주파수영역에서 Reg_A가 진 시의 진동전달함수값이 크게 나타났다.

캐비닛 상단과 하단의 변위계에서 계측된 변위응답의 차를 이용하여 상대변위를 계산하였다. Table 5는 캐비닛 상단과 하단의 최대상대변위이다. Reg_A의 최대 상대변위가 가장 크며, Reg_G의 최대 상대변위가 가장 작다. 저주기 성분과 수평방향 가속도값이 큰 Reg_A의 경우가 수직방향의 가속도값의 크기는 크지만 저주기 성분이 낮은 UHS_A와 비교하여 높은 최대 상대변위가 계산되었다. 따라서 로킹은 저주기 스펙트럼 가속도 성분이 크고 수평방향 가속도값이 높은 입력지진동에 의해 발생할 수 있으며, 캐비닛의 단방향 최대상대변위를 증폭시키는 것으로 판단된다.

Fig. 13은 각각의 입력지진동에 대하여 캐비닛에 설치된 가속도계에서 계측된 최대가속도응답들을 정리한 것이다. 파란색은 수직방향(Z), 검은색은 좌우방향(X), 파란색은 전후방향(Y)이다. 지반에서의 지진동이 구조물에 의해 증폭된 층응답을 입력지진동으로 하는 Reg_A와 UHS_A의 시간이력시험의 경우, 높은 지진가속도에 의한 영향으로 캐비닛 문의 덜컹거림, 쿵쿵거림과 국부모드(local mode) 증폭 등의 영향으로 인하여 최대가속도응답이 Reg_G 및 UHS_G와 비교하여 상당히 높게 나타났다. Fig. 13에서 입력지진동의 영주기속도 크기가 가장 높은 UHS_A의 시간이력 시험에서 최대가속도응답이 대부분 크게 계측되었다. 특

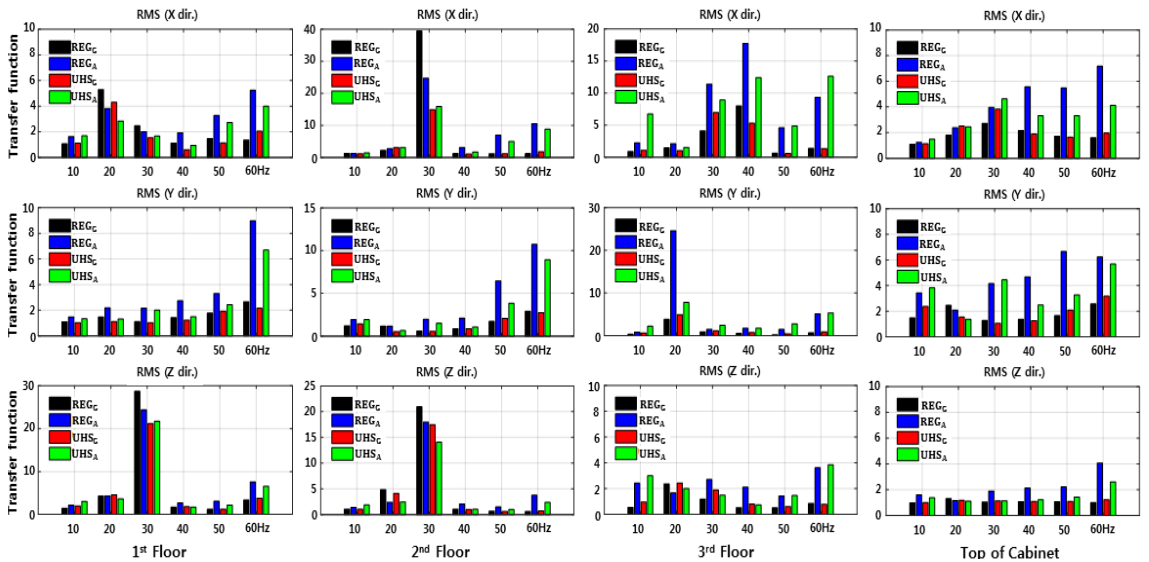


Fig. 12 RMS values of transfer functions in the 10 Hz ranges (0.5 Hz to 60 Hz)

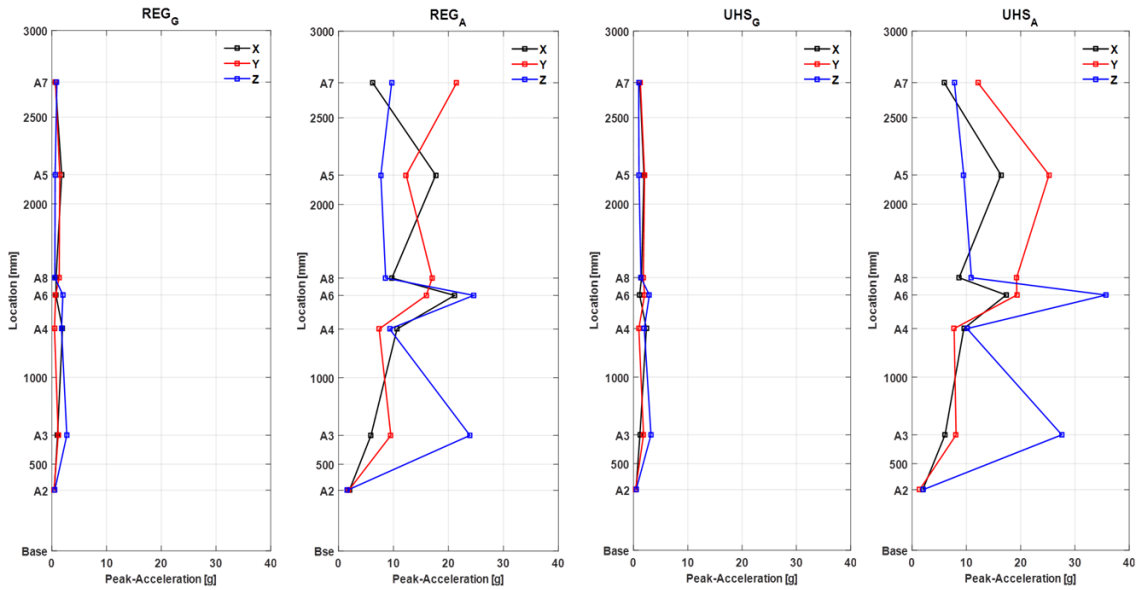


Fig. 13 Peak acceleration responses

Table 6 Peak acceleration responses of Reg_A and UHS_A case

Location	Peak acceleration response (g)					
	Reg _A			UHS _A		
	X	Y	Z	X	Y	Z
A2	1.98	1.85	1.55	1.97	1.39	2.02
A3	5.90	9.52	23.90	6.07	8.11	27.57
A4	10.65	7.39	9.30	9.53	7.74	10.13
A6	21.11	15.96	24.58	17.31	19.29	35.70
A8	9.71	17.04	8.58	8.66	19.24	10.93
A5	17.67	12.31	7.69	16.37	25.22	9.51
A7	6.21	21.50	9.67	5.92	12.12	7.79

이 문 중앙에서의 수직방향 최대가속도응답은 UHS_A가 Reg_A와 비교하여 30% 이상 높게 나타났다. 그러나 캐비닛 상단에서는 Reg_A의 최대가속도응답이 더 높게 측정되었다.

Table 6은 Reg_A와 UHS_A의 최대가속도응답을 정리한 것이다. 좌우방향(X)을 제외하고 UHS_A의 최대가속도 응답이 대부분 크게 나왔으나, 최상층에서는 모든 방향에서 Reg_A의 최대가속도응답이 높게 나타난

것이 확인된다. 따라서 앞서 Fig. 12와 Fig. 13의 결과와 같이 캐비닛의 바닥과 강재 지그의 충돌에 의해 발생한 충격이 캐비닛의 프레임을 통하여 상부로 전달되는 것으로 판단된다.

6. 결 론

이 연구에서는 지진하중으로 야기되는 로킹으로 인한 캐비닛의 응답특성을 분석하기 위하여 진동대 시험을 수행하였다. 입력지진동에 따른 캐비닛의 앵커하중, 가속도응답, 진동전달특성을 분석하였으며 로킹의 발생 여부에 따른 차이를 확인하였다.

캐비닛이 앵커 볼트에 의해 고정되었을 경우 큰 지진 하중으로 인해 로킹과 들림이 발생할 수 있다. 이때 캐비닛 하부는 구조물 바닥과 충돌하여 충격을 발생시킬 수 있다. 입력 지진동의 크기가 작으면 캐비닛의 로킹이 발생하지 않을 수 있으며, 저주파 영역에서 스펙트럼 가속도 값이 높고 수평방향 성분이 강한 입력 지진에서 로킹이 발생할 수 있음을 진동대 시험을 통하여 확인하였다.

로킹과 들림으로 유발되는 충격은 캐비닛의 프레임 을 통해 상단으로 전달되는 것으로 추정된다. 로킹이 발생한 Reg_A경우의 캐비닛 최상단에서 측정된 최대가속도응답이 영주기 가속도 값이 가장 높은 UHS_A의 경우와 비교하여 모든 방향에서 더 크다.

로킹으로 인한 충격은 캐비닛 상부에서 20 Hz 이상의 주파수 영역의 진동전달함수의 값을 크게 증가시키는 것으로 분석 되었다. 캐비닛 내부 3층의 진동 전달함수는 로킹과 충격의 영향으로 크게 증가한 것이 확인되었다. 그러나 캐비닛 1층과 2층의 응답은 크게 영향을 받지 않는 것으로 판단되었다. 따라서 라킹 또는 들림과 동반되는 충격의 영향이 캐비닛 상부에 집중되는 것으로 추정할 수 있다.

이 연구의 결과는 지진 하중으로 인한 전기 캐비닛의 로킹 또는 들림에 의한 캐비닛의 거동특성을 분석하는 데 필요한 기본 데이터로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20171510101910).

References

- (1) Eem, S. H., Yang, B. and Jeon, H., 2018, Earthquake Damage Assessment of Buildings Using Opendata in the Pohang and the Gyeongju Earthquakes, *Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea*, Vol. 22, No. 3, pp. 121~128.
- (2) Lin, F. R., Chai, J. F., Lai, Z. Y., Chen, M. Y., Huang, Y. N. and Chang, K. C., 2017, A Simplified Method for the Evaluation of Seismic Demands on In-cabinet Equipment in Motor Control Center Type Cabinets in Nuclear Power Plants, *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 40, No. 3, pp. 179~190.
- (3) Cosenza, E., Di Sarno, L., Maddaloni, G., Magliulo, G., Petrone, C. and Prota, A., 2015, Shake Table Tests for the Seismic Fragility Evaluation of Hospital Rooms, *Journal of the Earthquake Engineering Structural Dynamics*, Vol. 44, No. 1, pp. 23~40.
- (4) Kim, D. K., Cho, S. G., Joe, Y. H., Yi, J. H. and Ko, S. H., 2009, Modal Parameter Identification of Cabinets of Nuclear Power Plant, *Proceedings of the Earthquake Engineering Society of Korea Conference*, Yongin, Korea.
- (5) Gupta, A., Rustogi, S. K. and Gupta, A. K., 1999, Ritz Vector Approach for Evaluating In-cabinet Response Spectra, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 190, No. 3, pp. 255~272.
- (6) Yang, J., Rustogi, S. K. and Gupta, A., 2003, Rocking Stiffness of Mounting Arrangements in Electrical Cabinets and Control Panels, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 219, No. 2, pp. 127~141.
- (7) Han, M. S., Cho, S. K., Hong, K. J. and Gupta, A., 2018, Rocking Stiffness of Electric Cabinet Considering the Local Deformation at the Base, *Transactions of the Korean Nuclear Society Spring Meeting*, Jeju, Korea, https://www.kns.org/files/pre_paper/39/18S-381%ED%95%9C%EB%AF%BC%EC%88%98.pdf.
- (8) Yun, D. W., Jeon, B. G., Jung, W. Y., Chang, S. J. and Shin, Y. J., 2019, Analysis of Anchorage Behavior Characteristics of the Electrical Cabinet Using Shaking Table Tests, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 1, pp. 43~50.
- (9) Nuclear Regulatory Commission, 1973, Design Response Spectra for Seismic Design of Nuclear Power Plants, Regulatory Guide 1.60, <https://www.nrc.gov/docs/ML0037/ML003740207.pdf>.
- (10) Rhee, H. M., Kim, M. K., Sheen, D. H. and Chol, I. K., 2013, Analysis of Uniform Hazard Spectra for Metropolises in the Korean Peninsula, *Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea*, Vol. 17, No. 2, pp. 71~77.
- (11) American Society of Civil Engineering, 2000, Seismic Analysis of Safety-related Nuclear Structures and Commentary, ASCE 4-98, doi: 10.1061/9780784404331.
- (12) ICC Evaluation Service, 2018, Seismic Certification by Shake-table Testing of Nonstructural Components, ICC-ES AC156, <https://icc-es.org/acceptance-criteria/ac156/>.
- (13) Di Sarno, L., Magliulo, G., D'Angela, D. and Cosenza, E., 2019, Experimental Assessment of the Seismic Performance of Hospital Cabinets Using Shake Table Testing, *Earthquake Engineering Structural Dynamics*, Vol. 48, No. 1, pp. 103~123.
- (14) Oppenheim, A. V., Ronald W. S. and John, R. B., 1999, *Discrete-time Signal Processing*, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, USA.

(15) Griffin, D., Lim, J., 1984, Signal Estimation from Modified Short-time Fourier Transform, 1984, IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. 32, No. 2, pp. 236-242, doi: 10.1109/TASSP.1984.1164317.

(16) Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2003, IEEE Standard on Transitions, Pulses, and Related Waveforms, IEEE Std 181-2003, doi: 10.1109/IEEESTD.2003.94394.



Seung-hyun Eem received his Ph.D. degree from Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) with the topic related with seismic probabilistic safety assessment of base isolated nuclear power plant. He is currently the professor in Kyungpook National University. His research interests include seismic safety assessment of plant systems.



Bub-Gyu Jeon received his Ph.D. degree from Pusan National University with the topic related with seismic fragility evaluation of base isolated nuclear power plant piping system. He is currently the technical laboratory manager in Seismic Simulation Test Center. His research interests include seismic evaluation of nonstructural elements and seismic behavior of internal pressured piping system.



Sung-Jin Chang received Ph.D. degree in Civil Engineering from Pusan National University with the topic related with B-WIM (bridge weigh in motion) System using reaction force signals of support bearings. He is currently the research associate in seismic research and test center.

단독경보형감지기 발생음 패턴에 따른 음향 특성 연구

Acoustical Characteristics of the Single Alarm Detector in Terms of Sound Pattern

백은선*·박현구†
Eun-Sun Baek* and Hyeon-Ku Park†

(Received September 6, 2019 ; Revised October 15, 2019 ; Accepted October 15, 2019)

Key Words : Sound Attenuation(음향감쇠), Single Alarming Detector(단독경보형감지기), Voltage Drop(전압강하)

ABSTRACT

The household smoke alarm is a warning device used to minimize damage in case of fire in a house or business. There are many types of fire detectors, but smoke alarms are known to be the most efficient. This study was conducted to analyze the acoustic characteristics of household smoke alarms. Thirteen domestic and overseas products were measured to determine whether the acoustic characteristics meet the legal thresholds when the sensor generates sounds. The changes in the characteristics of the detector when the power supply voltage dropped, were also analyzed. As a result, most of the measured products met the legal standard; however, one of the contents of the generated sound source did not meet the standard. As a result of measuring the alarm sound and the voice being separate, it was found that the alarm sound satisfies the legal regulation, but the voice was not satisfactory in most cases. Furthermore, when the supply voltage drops, some of the products do not meet the legal regulation, which was judged to be a problem due to the simultaneous use of alarm and voice in one product. In the case of a mixed of alarm sound and voice, the sound pressure level should be designed to be clearly distinguished according to the type of sound source.

1. 서 론

소방청 2017년도 화재통계연감에 의하면 2008년부터 2017년까지(10년간) 전체화재 441 030건 중 주거시설에서 112 244건으로(25%) 가장 많은 화재가 발생하고 화재로 인한 사망자도 또한 전체 3247명 중 주거시설에서 1956명(60%)으로 가장 많은 인명피해가 발생하고 있다. 2017년 주거시설 11 765건의 화재 중 단독주택 6422건, 공동주택 4866건, 기타 474건으로 총 11 765건의 화재가 발생한 것으로 주거시설 중

주택에서 대부분(96%) 발생하고 단독주택 화재도 전체화재의 약 54%를 차지하는 것으로 나타났다. 이를 일일평균으로 환산하면 매일 17여 건의 화재가 단독주택에서 발생하고 있다는 것이다. 이와 관련하여 2012년 2월부터 신축, 기존 단독주택은 2017년 2월부터 단독경보형감지기를 의무적으로 설치토록 하고 있다. 특히 주택에는 침대, 가구 등 생활용 집기들이 한정된 공간에 집중되어 있고, 소화를 위한 방법에 한계가 있기 때문에 화재를 조기에 발견하지 못한다면 피해가 커지게 된다는 특성을 가지고 있다.

한편, 단독경보형감지기는 내부 건전지만으로 전원

† Corresponding Author ; Member, Songwon University
E-mail : soundpark@cricmail.net
* Member, Dongshin University

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

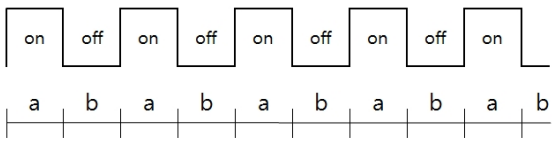
이 공급되기 때문에 시간 경과에 따라 전압의 변화가 발생할 수 밖에 없다. 시간 경과에 따라 전압이 낮아질 경우 경보음의 특성에 영향을 끼치는 경우 이에 대한 대비책이 필요할 것으로 판단된다. 이와 같은 배경으로 이 연구는 주택에 설치하는 단독경보형감지기에 대한 음향적 특성을 분석하고자 하였으며, 전압 조건에 따른 경보음이 규정에서 정하는 범위를 만족하는지 여부를 평가하고자 하였다. 도출된 결과는 단독경보형감지기의 설치 및 운영 조건의 개선방향에 적용될 수 있을 것이다.

2. 단독경보형감지기의 일반적 음향기능

감지기의 형식승인 및 제품검사의 검정기술기준은 소방청고시 제2017-5호(2017.12.6.)에 감지기 용어 및 구분 등으로 구체화되어 있으며, 특히 제5조의2(단독경보형 감지기의 일반기능)에는 일반적인 단독경보형감지기의 음향기능을 설명하고 있다. 그 내용을 살펴보면 다음과 같다.

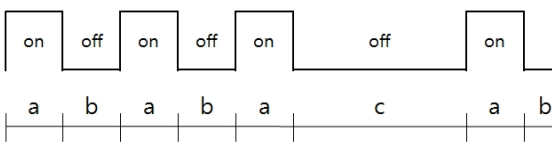
단독경보형감지기(주전원이 교류전원 또는 건전지인 것을 포함한다)는 다음 각 호에 적합하여야 한다.

- (1) 자동복귀형 스위치(자동적으로 정위치에 복귀될 수 있는 스위치를 말한다)에 의하여 수동으로 작동시음을 할 수 있는 기능이 있어야 한다.
- (2) 작동되는 경우 작동표시등에 의하여 화재의 발생을 표시하고, 내장된 음향장치의 명동에 의하여 화재경보음을 발할 수 있는 기능이 있어야 한다.
- (3) 주기적으로 섬광하는 전원표시등에 의하여 건



The ratios of a:b are between 2:1 and 1:1, b is below 2 s.

Fig. 1 Intermittent period of alarming sound (Type I)



a and b : 0.5 s, c : 1.5 s, repeat period(a+b+a+b+a+b+c) : 4 s.

Fig. 2 Intermittent period of alarming sound (Type II)

원의 정상 여부를 감시할 수 있는 기능이 있어야 하며, 전원의 정상상태를 표시하는 전원표시등의 섬광 주기는 1초 이내의 점등과 30초에서 60초 이내의 소등으로 이루어져야 한다.

(4) 제2호의 규정에 의한 화재경보음은 감지기로부터 1 m 떨어진 위치에서 85 dB 이상으로 10분 이상 계속하여 경보할 수 있어야 하며 화재경보음이 단속음인 경우에는 단속주기가 Fig. 1 또는 Fig. 2에 적합하여야 한다. 이 경우 화재경보음에 음성안내를 포함할 수 있다.

(5) 건전지를 주전원으로 하는 감지기는 건전지의 성능이 저하되어 건전지의 교체가 필요한 경우에는 음성안내를 포함한 음향 및 표시등에 의하여 72시간 이상 경보할 수 있어야 한다. 이 경우 음향정보는 1 m 떨어진 거리에서 70 dB(음성안내는 60 dB) 이상이어야 한다.<개정 2017.12.6.>

3. 단독경보형 감지기의 음향특성

단독경보형감지기는 여러 형태가 있으며, 그 중 연기식 단독경보형감지기가 초기에 화재경보를 작동할 수 있어서 인명피해를 예방하는데 열식 감지기보다 효과적이라고 알려져 있다. 따라서 이 연구에서는 연기식 감지기중에서 광전식의 단독경보형감지기를 중점으로 연구를 진행하였다.

이 연구에서는 개정된 「감지기의 형식승인 및 제품검사의 기술기준」 과 「감지기의 형식승인 및 제품검사 시험세칙」 에 의거 형식승인된 제품군과 개정 전 형식승인된 단독경보형 감지기를 대상으로 경보음의 음향특성을 측정하였다.

3.1 측정대상

측정대상은 Table 1과 같다. 단독경보형감지기는 현재 출시된 제품 중 국내 제품 8가지와 국외 제품 5가지를 포함하여 총 13가지를 대상으로 하였다. 연기의 감지는 연기감지용 테스트가스(smoke detector tester)를 이용하였다.

3.2 측정방법












측정은 D 대학교 실험실에서 실시하였다. 실험실은 10 m × 20 m(가로×세로)의 크기로서, 화강석 물갈기 바닥 및 페인트칠된 벽과 흡음텍스가 시공된 천장

으로 구성되었다. 따라서 실험실의 조건은 감지기가 설치되는 일반적인 환경과 유사하다 할 수 있다. 감지기를 각각 실험실 중앙 바닥 위에 설치하고 그로부터 1 m 떨어진 위치에서 마이크로폰을 설치하고 주

파수분석기(SYMPHONIE, 01 dB)를 이용하여 음압 레벨 및 음원의 특성을 측정하였다.

측정은 대상이 되는 13가지의 감지기에 동봉된 건전지를 사용하여 실시하였다. 사용된 건전지는 측정결과 모두 정격전압인 3.0 V로 나타났다. 정격전압과 비교를 위하여 전압강하에 따른 음향특성을 측정하였으며, 디지털 파워 서플라이를 이용하여 전압강하(2.4 V)를 가정하여 감지기를 작동시킨 후 측정된 결과를 분석하였다.

Table 1 The shape of the single alarming detector

Domestic products		
		
A	B	C
oo Tech	oo Industry	xx Industry
Voice guidance included	Voice guidance included	Voice guidance included
		
D	E	F
tt Industry	oo Tell	xx Tech
Voice guidance included	Voice guidance included	Voice guidance not included
		
G	H	
G oo	oo S	
Voice guidance included	Voice guidance included	
Foreign products (voice guidance is not included to all)		
		
I	J	K
Foreign product	Foreign product	Foreign product

4. 측정결과 및 분석

4.1 단독경보형감지기 발생음 패턴

단독경보형감지기의 발생음에 대한 on/off시 작동 패턴을 살펴보면 Table 2와 같다.

전체적인 특징을 살펴보면, 국내 제품 단독경보형 감지기의 경우(A~H)는 대부분 “경보음”과 “음성안

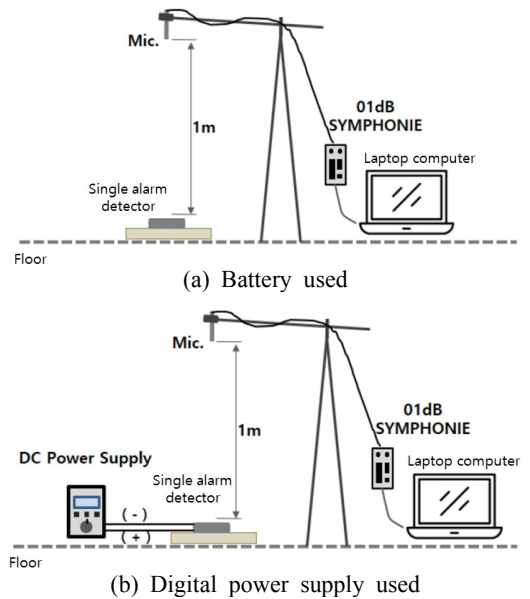


Fig. 3 Power connection and measurement instrument configuration

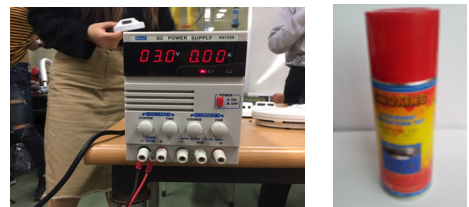


Fig. 4 Digital power supply (left) and smoke detection test gas (right)

내”로 구성되어 있다. 하지만 국내 제품 F와 국외제품 전부(I~M)는 “음성안내”는 없고 “경보음”만으로 구성되어 있다.

국내 단독경보형감지기의 발생음 패턴을 구체적으로 살펴보면, A, B 그리고 G 감지기의 단속주기는 “경보음 3회+음성안내 1회+정지”로 반복적으로 발생하고 있다. C 감지기의 단속주기는 “경보음 3회+음성안내 2회+정지”로 반복적으로 발생하고 있다. D

감지기의 단속주기는 “경보음 2회+음성안내 2회+정지”로 반복적으로 발생하고 있다. E 감지기의 단속주기는 “경보음 3회+음성안내 2회+정지”로 반복적으로 발생하고 있다. F 감지기의 단속주기는 “경보음 3회+정지”로 반복적으로 발생하고 있다. H 감지기의 단속주기는 “경보음 3회+음성안내 3회+정지”로 반복적으로 발생하고 있다.

또한, 각 단독경보형감지기의 단속주기는 A 감지기의 울림은 4.2초, 정지 1.1초, B 감지기의 울림은 3.2초, 정지 0.2초, C 감지기의 울림은 4.2초, 정지 1.1초, D 감지기의 울림은 3.8초, 정지 0.6초, E 감지기의 울림은 4.3초, 정지 0.7초, G 감지기의 울림은 4.2초, 정지 0.2초 그리고 H 감지기의 울림은 4.5초, 정지 0.1초로 경보음의 단속주기는 2:1 이상으로 단속주기 기준에 적합하였다. 다만, F 감지기의 경우는 울림은 1.2초, 정지 2.4초로 발생음의 패턴이 울림보다 정지가 더 길게 나타났다. 다만 F 감지기의 경우는 경보음과 경보음의 간격이 매우 짧아서 경보음 3회가 매우 짧게 발생하는 특징을 보여주고 있다.

국내 단독경보형감지기의 음성안내를 추가하는 경우에는 『감지기의 형식승인 및 제품검사 시행세칙』 1의 2-2-2에서 “화재발생”으로 음성안내를 하여야 한다고 하고 있다. 대부분의 제품이 이 규정을 준수하고 있지만 H 감지기의 경우는 “화재입니다”를 발생하고 있어 기준에 맞지 않게 안내하고 있었다.

국의 단독경보형감지기의 발생음 패턴을 살펴보면 H부터 M까지 국외 제품 전체가 동일하게 “경보음 3회+정지”로 반복적으로 발생하고 있다. 국외 제품의 단속주기는 울림 2.5초, 정지 1.5초로 국외 제품 전체가 동일하였다.

Table 2 Detector sound pattern

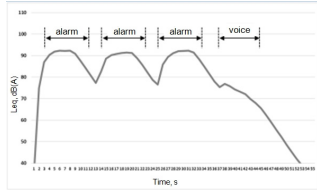
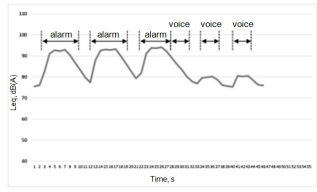
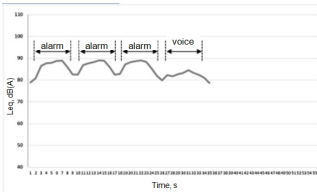
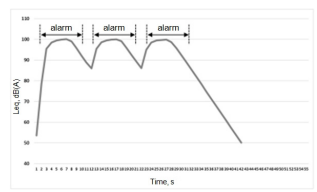
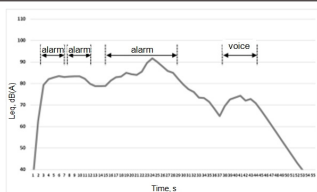
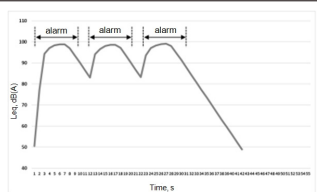
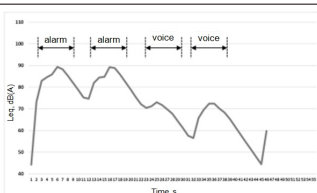
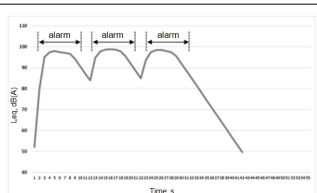
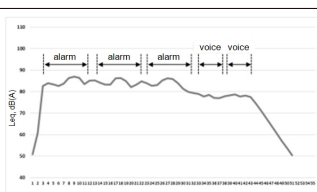
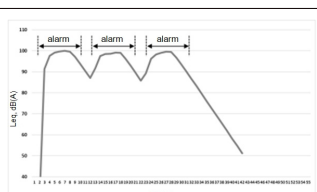

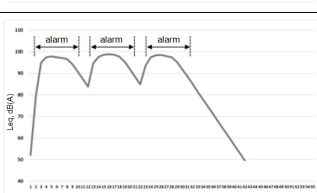
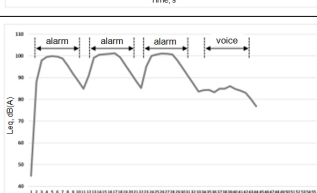
No.	Sound pattern	On/off Time (sec)	Alarm sound → alarm sound
A		4.2/1.1	0.6→0.5
B		3.2/0.2	0.5→0.3
C		4.2/1.1	0.4→0.01 →1.6
D		3.8/0.6	0.5→0.5
E		4.3/0.7	0.7→0.1
F		1.2/2.4	0.3→0.01
G		4.0/0.2	0.5→0.5
H		4.5/0.1	0.5→0.5
I			
J			
K			
L		2.5/1.5	0.5→0.5
M			

4.2 단독경보형 감지기의 음압레벨 특성

단독경보형감지기의 경보음 발생음시 측정된 음압레벨의 변동 특성을 살펴보면 Table 3과 같다.

국내 단독경보형감지기 경보음의 최대음압레벨은 86.4 dB(A) ~ 101.1 dB(A), 음압레벨의 최대음압레벨은 72.4 dB(A) ~ 86.1 dB(A)로 나타났다. B 감지기의 경우는 경보음과 음성안내의 최대음압레벨 차이가 4.4 dB(A)로 음압레벨 변화가 낮게 나타났다. 반면 C와 D 감지기의 경우는 경보음과 음성안내의 최대음압레벨 차이가 17.0 dB(A) 이상으로 경보음과 음성안내의 차이가 크게 발생했다. 경보음만의 최대음압레

Table 3 Sound pressure level fluctuation characteristics of the alarm sound

No.	Sound pressure level fluctuation characteristics	Lmax (dB(A))		No.	Sound pressure level fluctuation characteristics	Lmax (dB(A))	
		Alarm sound	Voice guidance			Alarm sound	Voice guidance
A		92.3	76.8	H		94.1	80.5
B		88.9	84.5	I		100.1	-
C		91.7	74.3	J		99.2	-
D		89.4	72.4	K		98.8	-
E		86.4	78.3	L		100.0	-
F		100.7	-	M		98.8	-
G		101.1	86.1				

벨만을 비교했을 경우에 감지기로부터 1 m 떨어진 위치에서 85 dB 이상 측정되어야 하는 기준에 만족하였다. 반면, 음성안내만의 최대음압레벨만을 비교했을 경우에는 85 dB 이상 측정되어야 하는 기준을 만족하지 못하였다.

국의 단독경보형감지기의 경우는 경보음만으로 구성되어 경보음만 구성되어 있는 국내 제품과 유사하였으며, 경보음의 최대음압레벨은 거의 100 dB(A)에 근접하게 발생하는 것으로 나타났다. 특히, 국의 제품의 음압레벨 패턴은 제품별로 큰 차이가 없이 유사하게 나타났다.

4.3 전압 변화시 음향 특성

(1) 정격전압(3.0 V)에서의 특성
정격전압의 단독경보형감지기를 작동시킨 후 감지

기로부터 1 m 이격된 지점에서 측정된 음압레벨은 Fig. 5와 같다.

국내 단독경보형감지기 발생음의 주파수 특성은 고주파 대역으로 갈수록 음압레벨이 상승하는 경향을 보여주고 있다. 특히, 길이가 짧으면서 큰 음압레벨을 나타낼 수 있는 경보음의 주성분인 3.15 kHz ~ 5 kHz의 고주파 대역에서 높은 레벨을 나타내고 있다. 다만 국내 제품의 경우는 음성안내가 포함되어 있기 때문에 인간의 목소리의 주성분 주파수대역인 800 Hz ~ 2 kHz 대역의 주파수 부분도 상대적으로 높은 음압레벨을 보여주고 있다. 각 제품별로 단속주기, 발생음의 패턴 구성 그리고 음성안내 횟수도 다르기 때문에 주파수 음압레벨 특성도 각각 다른 특성을 보여주고 있다.

반면 국의 단독경보형감지기 발생음의 주파수 특

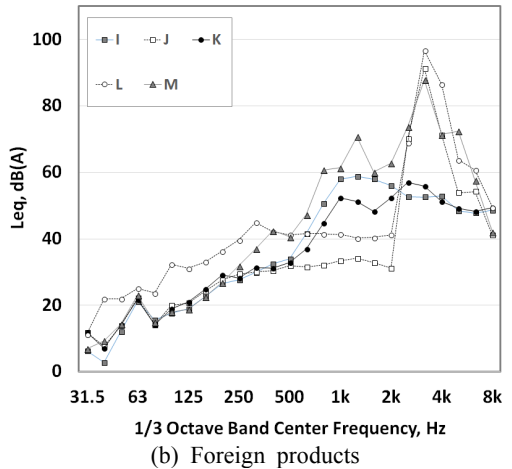
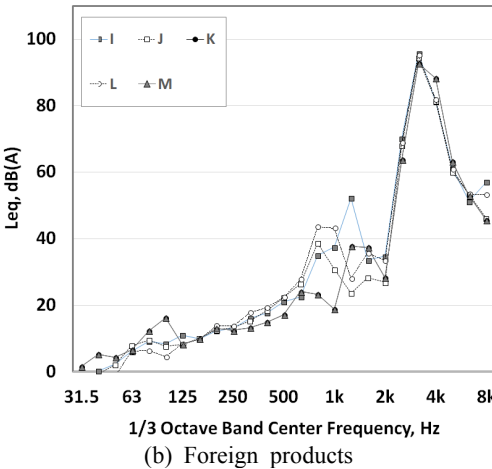
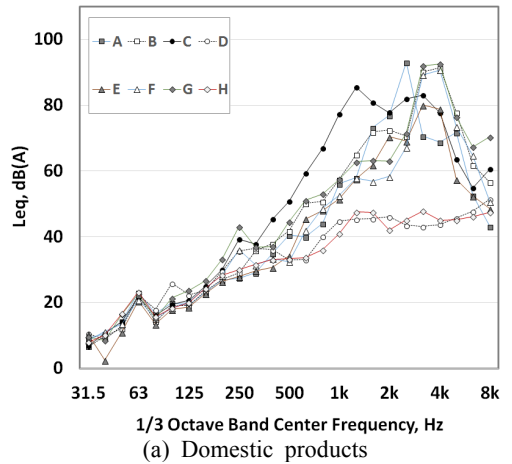
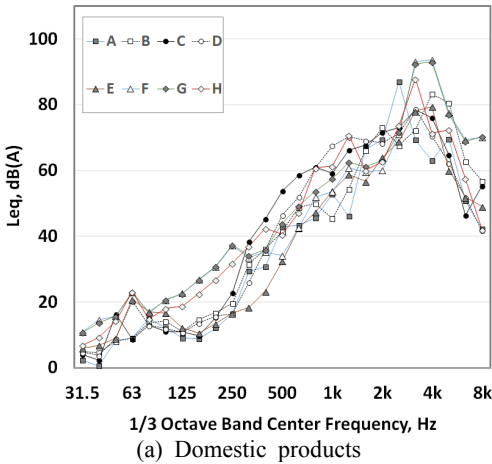


Fig. 5 Spectral characteristics of single alarm detector at rated voltage (3.0 V)

Fig. 6 Spectral characteristics of single alarm detector at voltage drop (2.4 V)

성은 경보음만으로 구성되어 있기 때문에 고주파 대역에서 높은 음압레벨을 보여주고 있다. 경보음의 주성분인 3.15 kHz 고주파 대역만 음압레벨이 높아 길이가 짧으면서 큰 음압레벨을 보여주고 있다. 특히, 국외 단독경보형감지기의 경우 단속주기와 발생음의 패턴이 동일하기 때문에 주파수 음압레벨 특성도 거의 유사한 경향을 보여주고 있다.

(2) 전압강하(2.4 V)에 따른 음향 특성의 변화

단독경보형감지기는 내부 건전지에서 공급되는 전원에 의해서 작동되기 때문에 오랜시간 방치되어 있을 경우 전압강하가 발생할 수 있다. 즉, 전압강하에 의한 감지기에서 발생하는 음향에 대한 불확실성이 문제점이 될 수가 있다. 이에 「감지기의 형식승인 및 제품검사의 기술기준」에 의하면 제7조(전원전압변동시의 기능)외부로부터 전원을 공급받는 방식의 감지기는 공급되는 전원전압이 정격전압의 $\pm 20\%$ 범위에서 변동하는 경우 기능에 이상이 생기지 아니하여야 한다고 기준이 정해져 있다. 따라서 정격전압의 -20% 인 2.4 V일 때 단독경보형감지기에서 발생하는 음압레벨 특성을 제품별로 비교 분석하였다.

Fig. 6은 전압강하(2.4 V)에 따른 경보음의 음향특성을 보여주고 있다.

국내 단독경보형감지기의 경우 정격전압과 전압강하에 따른 주파수 특성은 거의 유사하게 나타난다. 다만 C와 D 감지기의 경우, 정격전압의 $\pm 20\%$ 범위인 2.4 V에서 고주파수로 갈수록 음압레벨이 급격히 낮아져 관련 기준을 만족하지 못하는 것으로 나타났다. 국외 제품의 경우에도 I, K 감지기의 레벨이 매우 많은 차이로 낮아져 기준을 만족하지 못하였다. 이러한 점을 비추어 볼 때, 건전지의 전압에 대한 검토가 주기적으로 필요함을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구는 주택의 화재시 경보음을 발생하는 단독경보형감지기 중 연기식 감지기의 발생 특성 및 음압레벨 특성을 분석하였으며, 특히 전원 전압의 강하에 따른 음향특성이 기준을 만족하는지 여부에 대해 평가하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 경보음의 단속주기는 국내 제품들은 F 감지기를 제외하고 2:1로 단속주기 기준에 적합한 것으로

나타났으며, 감지기 H는 음성안내를 “화재입니다(3회 반복)”으로 시험세척에 정해져 있는 “화재발생” 기준에 맞지 않게 안내를 제공하고 있었다.

(2) 국내 단독경보형감지기의 경보음 발생시 최대 음압레벨은 86.4 dB(A)~101.1 dB(A), 음성 발생시 최대음압레벨은 72.4 dB(A)~86.1 dB(A)로 나타났다. 이에 따라 음성안내만을 경보음으로 사용할 경우에는 기준값(85 dB 이상)을 만족하지 못하기 때문에 별도의 방안이 추가되어야 함을 알 수 있다.

(3) 정격전압의 국내 단독경보형감지기 발생음의 스펙트럼 특성은 고주파수 대역으로 갈수록 음압레벨이 점차적인 상승 경향을 보여주고 있다. 길이가 짧으면서 큰 음압레벨을 나타내는 경보음의 주요성분인 3.15 kHz~5 kHz의 고주파 대역에서 높은 레벨을 나타내고 있다. 반면 국외 단독경보형 감지기는 경보음만 발생하는 특징으로 인해 고주파 대역에서 주요 성분이 구성된 것으로 나타났다.

(4) 전원 전압 강하에 따른 음향특성 측정결과, 정격전압의 $\pm 20\%$ 범위에서 대부분의 단독경보형감지기가 관련기준에 만족하지만 발생음의 패턴이 “경보음+음성안내”로 구성되었을 경우에는 경보음과 음성안내의 음압레벨 변화가 크지 않으면 관련기준에 만족하지 못하는 것으로 나타났다. 따라서, 전압 강하시 음압레벨 기준을 만족하기 위해서는 경보음 및 음성안내의 혼합 사용시 음원의 종류에 따른 음압레벨의 크기가 확실히 구별될 수 있도록 설계해야 할 것이다.

(5) 국외 제품에 대한 전원 전압 강하에 따른 실험 결과, 실험에 사용된 5개 제품 중 2개의 음압레벨이 기준을 만족하지 못하는 것으로 나타났다. 따라서 감지기의 전원 전압에 대한 세심한 주의가 필요함을 알 수 있다.

후 기

This work was financially supported by Ministry of Science and ICT(MSIT) in Korean government and Korea Industrial Technology Association (KOITA) as "A study on the programs to support collaborative research among industry, academia and research institutes", and by Basic Science Research Program through the National Research Foundation of Korea(NRF) funded by the Ministry of Education(No. 2018R1D1A1B07049706)

References

(1) Jee, S. W., Kim, S. K., Lee, J. J., Kim, P. Y. and Lee, C. H., 2012, Development of the Low Power Stand-alone Smoke and Heat Detector for the Reliability Improvement, Fire Science and Engineering, Vol. 26, No. 1, pp.74~79.

(2) Kim, S. K., Jee, S. W., Lee, C. H., Yang, S. H., Lee, J. J. and Kim, P. Y., 2010, A Study on the Necessity of Addressable Fire Detector, Proceedings of the Korea Institute of Fire Science and Engineering Annual Autumn Conference, pp. 175~179.

(3) National Emergency Management Agency, 2011, Act on the Installation and Attraction of Fire-fighting Facilities & Safety Management(Law No. 11037), National Emergency Management Agency Notification No. 2011-11.

(4) Korea Fire Institute of Industry & Technology, 2012, Standards for the Detector Type Approval and Validation Technology, National Emergency Management Agency Notification No. 2012-17.

(5) Korea Fire Institute of Industry & Technology, 2012, Bylaw of the Standards for the Detector Type Approval and Validation Technology, National Emergency Management Agency Notification No. 2012-17.



Eun-Sun Baek received Ph.D. in Dept. of architectural engineering from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2011. He is currently a Professor at Dongshin University. His research interests are the area of fire administration

in buildings.



Hyeon-Ku Park received Ph.D. in Dept. of architectural engineering from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2004. He is currently a Professor at Songwon University. His research interests

are the area of subjective evaluation of building acoustic.

지진에 의한 배전반 설치 앵커부의 하중특성에 대한 해석적 연구

Analytical Study on the Loading Characteristics of the Distribution Panel Installed Anchorage under the Seismic

이 상 문* · 정 우 영†
Sang-Moon, Lee* and Woo-Young, Jung†

(Received September 6, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

Key Words : Distribution Panel(배전반), Hydroelectric Power Plant(수력 발전소), Shaking Table Test(진동대 실험), Anchorage Behavior Characteristics(앵커거동특성), Anchorage Load(앵커 인발력)

ABSTRACT

The main purpose of this study is to assess the safety of the fixed earthquake anchorages for the distribution panel of facilities in an actual power plant. Experimental and analytical studies were conducted to investigate the load response that occurs on the anchorages in the event of an actual earthquake. Shaking table experiments of the panels were first conducted and the boundary conditions of different joint connections were considered depending on the fabrication characteristics of the subject structure for a 3D finite element analysis modeling proposal. Therefore, the contribution of this study was to investigate the transfer load characteristics of the anchorages of the switchboard field installation according to the seismic wave characteristics through a comparison with a vibration band experiment and the three-dimensional finite element analysis modeling presented through this study. Using the verified analysis model, an additional finite element analysis was performed to check the dynamic behavior of anchor bolts under various loading conditions such as weight changes and other earthquake waves.

1. 서 론

지진의 경우 다른 기상이변과 달리 예보가 어렵고 발생 시간이 짧기 때문에 그에 따른 대피나 준비를 할 수 있는 시간적 여유가 매우 부족하여 상대적으로 많은 인명과 재산적 피해가 발생한다. 특히 사회간접 자본의 중요 시설물 중의 하나인 발전소의 경우, 지진과 같은 자연재해에 노출이 된다면 운용 및 발전설비의 기능적 손실 및 오작동이 발생할 수 있으며 보

다 심각한 사회적 혼란과 피해를 초래할 수 있는 2차 피해로 이어질 수 있다⁽⁷⁾. 발전소 운용 시 전기설비는 일반적으로 패널(캐비닛)형태로서 앵커볼트로 대부분 배전반 바닥과 슬래브를 고정하고 있다. 최근 지진에 따른 이들 운용설비에 대한 지진피해가 Fig. 1과 같이 발생한 사례가 있으며 대부분 고정부 앵커의 손상으로 인한 시설물의 전도 및 슬라이딩 피해로 나타났는데, 이를 통하여 지진발생에 따른 주요 위험부위가 현장설치 앵커로 그 중요성을 인식할 수 있었다. 현재 국내의 경우 운용설비 내진성능 검증은 콘크리트

† Corresponding Author ; Member, Gangneung-Wonju National University
E-mail : woojung@gwnu.ac.kr
* Gangneung-Wonju National University

‡ Recommended by Editor Soo Il Lee
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

설계기준을 통하여 슬래브에 국한되어 이루어지고 있으며, 정착 중요한 앵커 시스템에 대한 지진동 관련 성능기준 및 연구는 미비한 실정이다.

따라서 이 연구에서는 배전반 내 고정부 앵커볼트에 대한 내진거동을 파악하고자 진동대 실험을 통한 구조물 응답을 분석하고, 수치모델을 이용한 해석적 연구를 통하여 실험 결과와 비교함으로써 검증된 수치해석모델링을 제안한다. 또한, 이를 이용하여 여러 가지 변수에 따른 고정부 앵커의 지진동에 따른 동적 거동을 살펴보고자 한다.

2. 실험 및 수치해석 모델링

이 연구에서는 진동대 실험을 우선적으로 수행하고 이를 통하여 유한요소 해석을 위한 모델링의 신뢰성을 검증하였다. 검토 시 고려된 지진하중은 진동대 실험에 사용하였던 지진과 중 일부를 적용하여 진행하

였으며 고유진동수, 변위 그리고 앵커 전달하중 등을 비교하여 제안된 해석모델의 신뢰성을 검증하였다.

2.1 실험적 방법

(1) 실험대상 제원

진동대 실험에 사용된 대상은 단문형 배전반으로 내부에 설치된 MCC(moter control center)와 계기용 변압변류기와 같은 운용설비는 제거 후 실험을 진행하였으며 제원은 Table 1 및 Fig. 2와 같이 나타내었다.

(2) 실험방법 및 순서

진동대 실험 시 ICC-ES AC156의⁽¹⁴⁾ RRS(required response spectrum), 원자력발전소 내진설계 기준 Reg. 1.60⁽¹⁶⁾ 및 울진지역의 등재해도 스펙트럼

Table 2 Seismic parameters of AC156 based on KBC

S_{DS}	z/h	A_{FLEX-H} (g)	A_{RIG-H} (g)	A_{FLEX-V} (g)	A_{RIG-V} (g)
0.55	1	0.88	0.67	0.36	0.14



Fig. 1 Type of damage to operating facilities

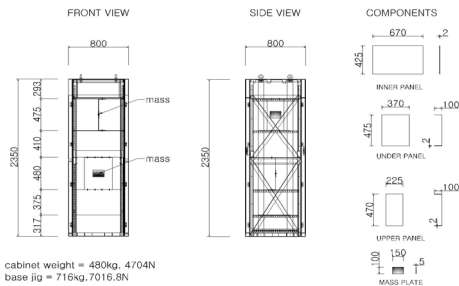


Fig. 2 Dimension of the specimen

Table 1 Tested specimen specifications

Specimen name	Dimensions (mm)			Weight (kg)	Boundary (fixed)
	Length	Width	Height		
Single door cabinet	800	800	2350	480	M16 Anchor

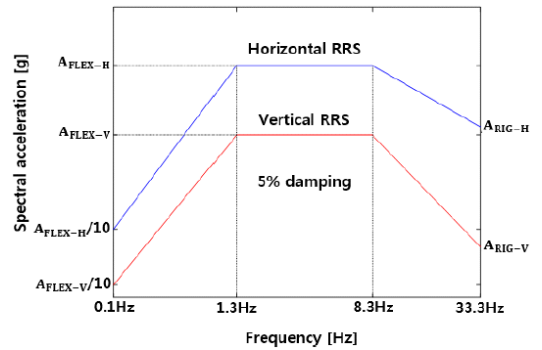


Fig. 3 Required response spectrum of AC156

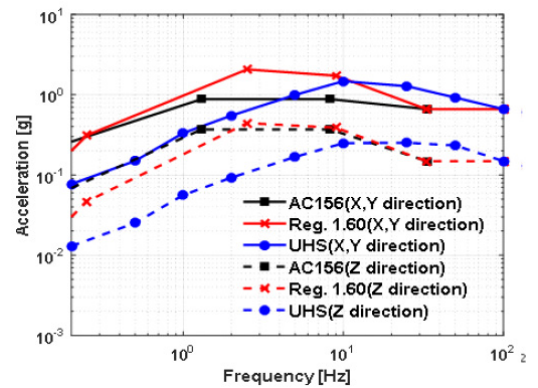


Fig. 4 Required response spectrum

(uniform hazard spectrum, UHS)의 가속도 배율을 조정한 3개의 입력지진파를 선별하여 시간이력실험을 수행하였다.

ICC-ES AC156은 국외에서 주로 사용되는 비구조요소 진동대 실험기준으로 ASCE 7과 IBC(international building code)를 바탕으로 하고 있으며 국내의 건축 구조기준에도 적용이 가능하며 산정된 주요 계수 결과들은 Table 2에 나타내었다. Fig. 3의 ICC-ES AC156규정된 RRS 감쇠비 5%를 적용하였으며, Reg. 1.60과 UHS의 영주기 가속도 값을 수평 및 수직방향으로 각각 0.67 g, 0.14 g로 정규화하여 Fig. 4에 나타내었다.

실험 시 Fig. 5와 같이 배전반 높이에 따른 내부 판재 중앙부, 최상단, 측면과 같은 주요 위치에 가속도계를 설치하여 거동을 측정하고 지그와 배전반 바닥판의 볼트 연결부 8개소에 8개의 로드셀을 설치하여 지진 시 앵커에 발생하는 인발력을 측정하였다. 추가적으로 배전반 측면 상·하단에 추가 구조물을 이용하여 총 2개의 LVDT를 설치하여 배전반의 변위응답으로 상대변위를 측정하여 지진동에 의한 배전반의 거동을 측정하였다.

초기 공진실험 시 Fig. 6(a)과 같은 쿵깡거림(banging),

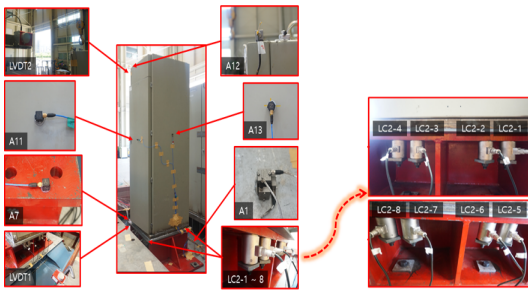
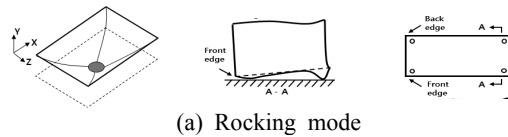


Fig. 5 Location of the each sensors



(a) Rocking mode



(b) Reinforcement

Fig. 6 Reinforcement to prevent rocking mode

덜컹거림(rattling) 등의 충격신호와 내부 판재들의 local mode로 인해 계측이 어려웠으며, 각 지진파들을 이용한 시간이력실험에서도 동일한 이유로 banging, rattling 현상이 발생하였다. 이는 앵커볼트에 인접한 바닥판의 국부변형(anchor localized deformation)에 의한 rocking mode로 추정되는 형상에 의해 정확한 측정이 이루어지지 않는 것으로 판단되어 Fig. 6(b)와 같이 실험체 하부 10 mm 광판 플레이트를 보강하여 재실험하였다. 배전반의 문은 볼트 체결하여 고정하였으며 내부 판재와 부재들은 용접 체결하여 고정하였다.

2.2 해석적 방법

(1) 모델링 제원 및 구성

이 연구에서는 유한요소 해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 유한요소 해석을 수행하였으며, 비선형 거동특성을 알아보려고 비선형 강재 재료모델을 고려하였다⁽⁵⁾. FE 모델링의 구성은 Fig. 7과 같이 크게 본체, 지그, 앵커 볼트 3 그룹으로 분류하여 구성하였으며, 배전반 바닥부와 지그 상부면 사이의 접촉면은 실험과 동일한 조건으로 슬라이딩 효과를 갖도록 interaction 기능을 사용하여 경계면을 모델링하였다.

(2) 비선형 강재 재료모델 구현

해석 시 비선형 강재 재료모델을 구현하기 위해서 일반적으로 많이 사용되는 Rayleigh damping system 알고리즘을 이용하여 재료 물성치에 적용하는 해석 방법을 사용하였다.

이 system의 감쇠계수 α_M 과 β_k 값을 산정하는 부

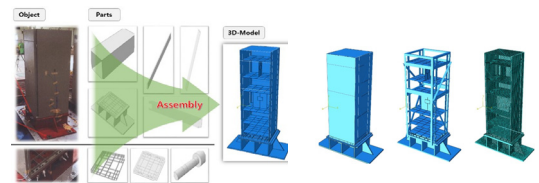


Fig. 7 Overall 3D-modeling geometry

Table 3 Material properties in 3D FEM

Material	Density (ton/mm)	Elastic		Damping (5%)	
		Young's modulus	Poisson's ratio	Alpha	Beta
Steel (SS400)	7.85e-09	2.1e+05	0.30	3.5775	6.99e-04

분에 있어서 eigen valuse analysis에서 나온 결과(고유진동수)와 미국 원자력 발전소에서 규정되는 USI A-46의⁽¹⁶⁾ general equipment에 대하여 제시한 감쇠 계수 5%가 factor로 이용되며, 최종적으로 위의 계수를 시간이력해석 시 재료 물성치에 적용하여 해석을 수행하였으며, 그 값은 Table 3에서 나타낸 것과 같다.

(3) 하중 조건

지진 하중은 실험 시 고려된 3가지 지진과 중 AC156을 이용하여 해석을 진행하였다. 지진 하중 및 방향은 실험에서 LVDT가 설치된 축(실험 시 Axis-X, 해석 시 Axis-Z)을 기준으로 고려하였으며 고유치해석의 경우 모든 지점을 고정(all-fixed), 시간 이력해석의 경우 하중이 적용되지 않는 2축(Axis-X,Y)을 고정하고 하중이 적용되는 Axis-Z에 대하여 release

한 후 해석을 수행하였다.

2.3 해석결과 비교 및 검증

(1) 고유진동수

공진탐색시험을 통하여 배전반의 고유진동을 측정 한 값과 해석을 통하여 알아낸 고유진동수를 서로 비교하였다. 실험의 경우, 고유진동탐색에 사용된 가속 도는 1 Hz ~ 50 Hz 까지 0.07 g의 수준에서 수행되었으며 Table 4에 나타낸 것과 같이 배전반 최상단에 설치된 가속도 센서 A12의 X축에서 측정된 15.3 Hz를 고유진동수로 결정하였다. 해석적 연구에서는 모드추출 방법인 Lanczos method를 이용하여 총 10차 모드에 대한 고유진동수를 파악하였으며, Table 5와 같이 94%의 질량이 참여된 5차 모드에서의 값을 고유 진동수로 결정하였다. Fig. 8은 언급한 5차 모드에 대한 모드 형상을 나타낸 것이다.

Table 4 Resonance search experiment results

Specimen	Sensor	Location	Resonant frequency (Hz)		
			X	Y	Z
Panel (single door)	A7	Bottom zig	N/A	N/A	16.0
	A8	Inside story 1	16.0	16.0	22.3
	A9	Inside story 2	16.0	13.8	23.3
	A10	Insidestory 3	15.8	17.8	16.0
	A11	Door center	16.0	16.3	16.0
	A12	Panel top	15.3	14.3	16.0
	A13	Side center	23.0	14.3	16.0

(2) 상대 변위

Fig. 9는 AC156에 대한 실험 시 측정된 배전반의 상대변위를 나타내었으며 Table 6은 보강 전·후의 상대변위 최대값과 최소값을 나타내었다. 보강 전 상대변위가 최대 4.02 mm까지 발생하였으나 보강 후 상대변위가 1.4 mm 이하로 약 70% 감소하였다. 이는 배

Table 5 Eigenvalue search analysis results

Mode No.	Eigen value	Natural frequency (cycle/sec)	Effective mass* (Axis-Z)
1	1931	6.9941	5.19859e-09
2	5088	11.353	5.20151e-08
3	5116	11.384	7.19501e-08
4	5732	12.051	1.95357e-07
5	10824	16.558	0.14054
6	11160	16.813	1.92275e-04
7	12498	17.792	2.29046e-05
8	12560	17.837	4.78865e-03
9	13981	18.818	3.98728e-03
10	22174	23.700	1.77555e-04

* The total effective mass at the Axis-Z is 0.14995

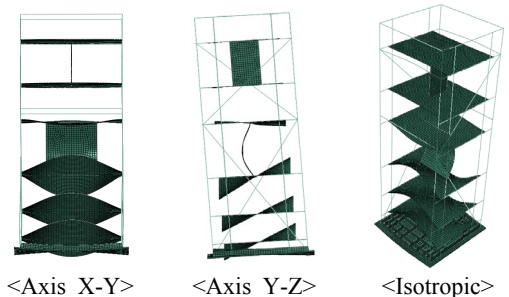


Fig. 8 View of the 5th mode shape

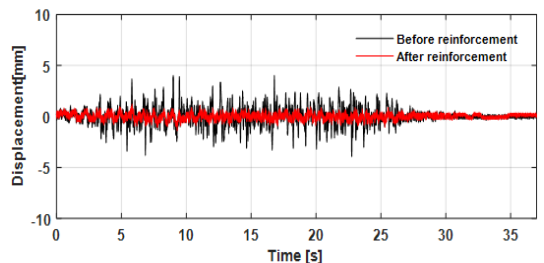


Fig. 9 Test results of relative displacement

전반이 앵커볼트로 고정될 경우 지진 시 배전반 내·외부에 충격이 가해져 **uplifting** 현상이 발생, 앵커볼트 주변으로 **cup-like** 변형 등이 생성되어 **rocking**이 발생되는데 이들 현상의 발생이 변위에 상당한 영향을 미치는 것임을 알 수 있었다. 보강된 조건에서 유한요소 해석을 이용하여 분석한 상대 변위는 0.402 mm이며, Fig. 10에 나타내었다.

(3) 앵커볼트 하중

Table 7은 AC 156 지진과의 시간이력실험에 대한 앵커하중의 실험과 해석결과들을 load cell 위치에 따라 비교하여 나타낸 것이다.

Fig. 11은 실험과 유한요소 해석 간 앵커 하중에 대한 비교 그래프이며 LC2-1을 제외한 앵커볼트에 전달되는 지진 응답은 대체적으로 비슷한 경향이 나타남을 알 수 있었다. 실험 Data LC2-1의 하중이 튀는 현상은 앞 절에서 언급한 지진동으로 인한 배전반 내 외부의 **rocking mode** 발생으로 인하여 유발되는 현상으로 판단된다.

Table 6 Relative displacement results

Relative displacement	Before reinforcement	After reinforcement
Maximum	4.02 mm	1.23 mm
Minimum	-3.93 mm	-1.39 mm

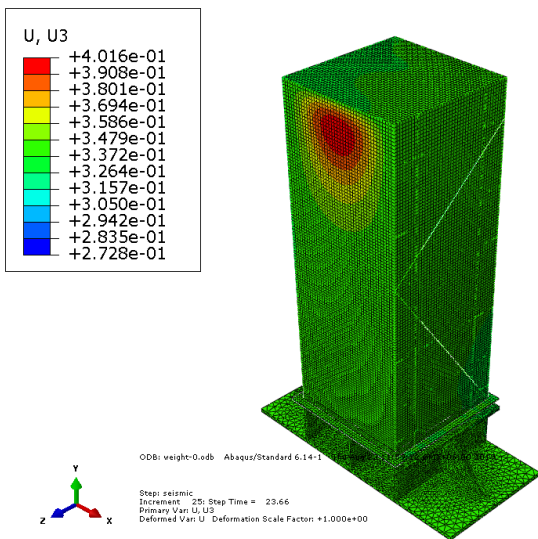


Fig. 10 Analysis results of relative displacement

3. 하중특성 분석

제안된 해석모델을 이용하여 실험체(중량 변화 등)와 지진하중(국내 발생 지진파)에 대한 각각의 변수로 구분하여 지진동에 따른 앵커볼트에 발생하는 거동특성을 조사하였다.

3.1 중량 변화에 따른 거동특성 분석

(1) 실험체 중량 조사

Table 8은 배전반을 구성하고 있는 요소들을 실측하여 조사한 값으로 실제 배전반 중량은 Table 1에 명시하였다.

대상구조물인 배전반의 경우 전반적으로 판재의 두께가 얇은 상태로 향후 배전반을 구성하는 프레임 판재의 두께가 두꺼운 것으로 교체된다는 가정 하에 전체 단위 중량을 10%, 20%, 30%, 40%로 증가시켜 앵커볼트에 끼치는 영향을 분석하였으며, Fig. 8과 같이 내부에 모델링된 mass plate의 중량을 10%, 30%, 50%, 100% 증가시켜 전원공급기 같은 운용

Table 7 Comparison max. anchorage load results

Specimen	Description	Anchorage load (kN)	
		Experiment	Analysis
Panel (single door)	LC2-1	0.301	0.136
	LC2-2	0.198	0.148
	LC2-3	0.182	0.147
	LC2-4	0.207	0.142
	LC2-5	0.221	0.152
	LC2-6	0.170	0.191
	LC2-7	0.179	0.164
	LC2-8	0.171	0.177

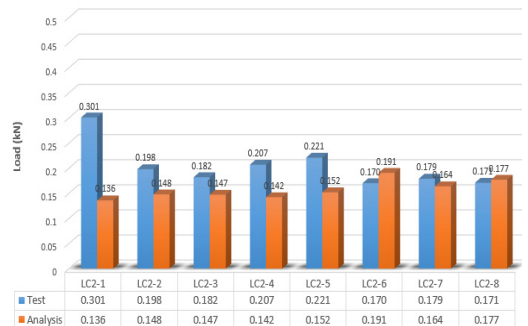


Fig. 11 Comparison between test and analysis

설비 부품의 부분 교체에 대한 중량 변화에 따른 영향성도 추가적으로 분석하였다.

(2) 프레임 및 내부 판넬 교체

프레임 내 판재두께의 변화에 따른 구조물 전체 중량의 증가가 하부 콘크리트에 설치된 고정부 앵커볼트에 미치는 영향을 분석하였다. 해석결과, Table 9와 Table 10에서 보이는 바와 같이 중량이 증가함에 따라 변위 및 앵커하중이 값이 증가하는 경향을 보였으며, 변위의 증가폭은 초기 조건대비 약 0.3 mm, 하중에 있어서는 약 5%~10% 증가하는 것으로 나타났

다. 지진동 발생 시 대상구조물 내 중량 변화와 배전반 내 고정부 앵커에 미치는 영향성은 다소 존재함을 알 수 있다.

(3) 내부 운용설비 교체

배전반 내부의 운용설비 부품 교체로 인한 부분적인 중량 변화가 지진동 발생 시 구조물의 거동 및 고정부 앵커볼트에 어떠한 영향을 미치는지에 대하여 조사하였다. 대상부품으로 고려된 mass plate의 재질은 배전반과 동일한 강재로 구성하였으며, 크기는 가로 세로 150 mm × 100 mm, 두께는 5 mm, 개수는 2 ea로 구성하였다.

Table 8 Distribution panel weight list

Parts	Length (mm)	Number (ea)	Self weight (ton)	Total weight (ton)
Body Pl	2300	4	7.850	0.178
	800	1		0.015
Side Pl (v)	2350	4		0.034
Side Pl (h)	800	4		0.012
Bottom Pl	900	1		0.065
Bottom stiffener	800	14		0.014
	256.4	4		0.0012
	156.6	4		0.0008
	167	2		0.0004
Inner Pl (v1)	440	1		0.002
Inner Pl (v2)	530	1		0.003
Inner Pl (h)	600	6		0.046
Bracing	1526	2		0.014
	1131	2		0.010
Column	2350	4		0.043
	800	4		0.015
Inner beam	800	8		0.008
Main frame	800	4		0.018
Mass plate	100	2		0.001
Total				

Table 9 Abs. max. results of displacement

Step	Self weight (ton)	Total weight (ton)	Max. Disp. (mm)
0 %	7.850	0.480	0.402
10 %	8.635	0.528	0.408
20 %	9.420	0.576	0.415
30 %	10.205	0.624	0.422
40 %	10.990	0.672	0.429

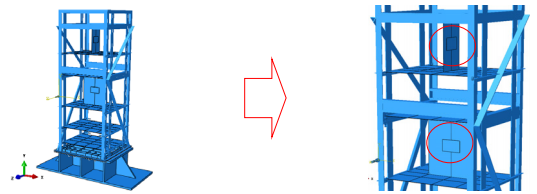


Fig. 12 Mass plate on the inner plate

Table 10 Comparison anchorage load each step

Whole change	Anchorage load (kN)				
	0 %	10 %	20 %	30 %	40 %
LC2-1	0.136	0.137	0.139	0.141	0.142
LC2-2	0.148	0.151	0.154	0.158	0.161
LC2-3	0.147	0.150	0.153	0.156	0.159
LC2-4	0.142	0.145	0.147	0.149	0.152
LC2-5	0.152	0.142	0.144	0.146	0.148
LC2-6	0.191	0.198	0.204	0.212	0.220
LC2-7	0.164	0.168	0.169	0.171	0.172
LC2-8	0.177	0.181	0.185	0.190	0.194

Table 11 Abs. max. results of displacement

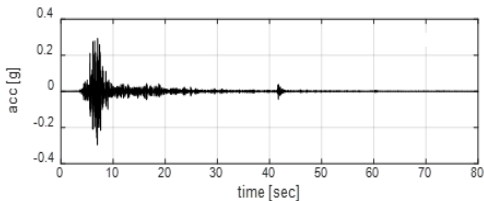
Step	Unit weight (kg)	Total weight (kg)	Max. Disp. (mm)
0 %	0.589	1.178	0.4016
10 %	0.648	1.296	0.4016
30 %	0.766	1.531	0.4017
50 %	0.884	1.767	0.4018
100 %	1.178	2.356	0.4019

하중변수는 Table 12와 같이 무게를 10%, 30%, 50%, 100% 증가시켜 해석에 적용하였으며, 중량을 제외한 하중, 경계조건 및 해석 수행 방법은 기존과 동일하게 유지하였다. 부분적 부품교체에 따른 중량 변화에 따른 배전반의 변위 및 앵커하중 결과의 경우 Table 11 및 Table 12와 같이 중량 변화 대비 지진동에 의한 영향이 미미하게 나타났다.

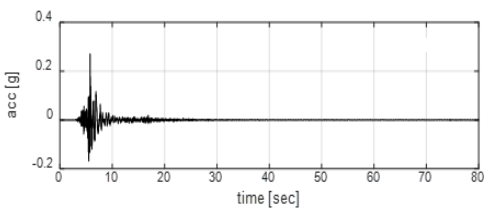
그 이유로는 본래 배전반을 구성하는 얇은 강재로 인하여 자체 중량이 작고 flexible한 강성이 형성되어 전반적으로 지진동이 배전반 및 앵커볼트의 거동에 많은 영향을 주지는 못한 것으로 분석되며, 따라서 배전반 내부에 설치되는 운용 장비의 교체로 인한 무게 변화는 지진 시 배전반에 직접적인 영향이 없으므로 판단된다.

Table 12 Comparison anchorage load each step

Partial change	Anchorage load (kN)				
	0 %	10 %	30 %	50 %	100 %
LC2-1	0.136	0.136	0.136	0.137	0.138
LC2-2	0.148	0.149	0.150	0.151	0.151
LC2-3	0.147	0.148	0.149	0.150	0.150
LC2-4	0.142	0.142	0.143	0.143	0.144
LC2-5	0.152	0.140	0.141	0.141	0.142
LC2-6	0.191	0.193	0.195	0.195	0.196
LC2-7	0.164	0.164	0.166	0.166	0.167
LC2-8	0.177	0.177	0.179	0.179	0.180



(a) Gyeongju seismic acceleration



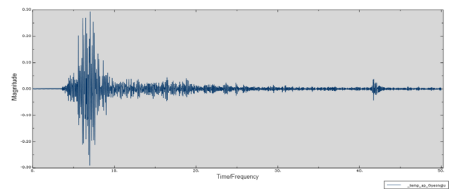
(b) Pohang seismic acceleration

Fig. 13 Actually seismic frequency

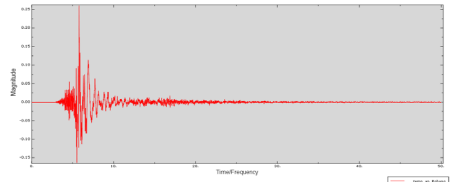
3.2 국내 지진발생에 따른 거동특성 분석

(1) 국내 지진발생 사례

최근 규모 5.0 이상의 강진이 발생한 경주 및 포항의 경우 비 구조요소에 피해는 전체 피해의 54%에 달하는 것으로 보고되었다. 이에 따른 제안된 수치 모델에 경주 및 포항 지진 data를 해석에 적용시켜 배전반의 지진동에 의한 거동특성을 분석하고 고정부 앵커에 전달되는 지진하중의 동적 특성을 검토하고자 하였다. Fig. 13은 배전반의 거동을 분석하기 위해 적용된 경주 및 포항지진의 실제 진폭을 나타내며, Fig. 14는 해석 시 amplitude로 적용되는 진폭을 나타낸 것이다.

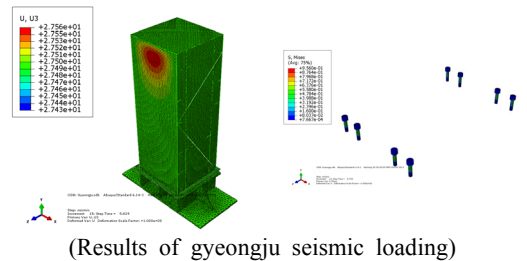


(a) Gyeongju seismic acceleration

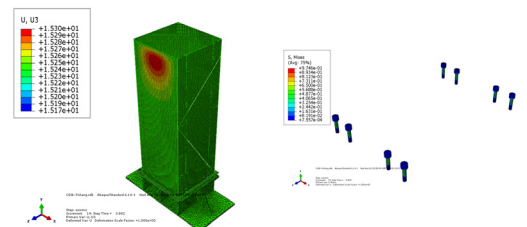


(b) Pohang seismic acceleration

Fig. 14 Converted amplitude for numerical analysis



(Results of Gyeongju seismic loading)



(Results of Pohang seismic loading)

(a) Displacement (b) Anchorage load

Fig. 15 Comparison results each seismic

Table 13 Comparison results each displacement

Classification	Maximum displacement (mm)	Remark
Gyeongju	27.56	Magnitude 5.8
Pohang	15.30	Magnitude 5.4

Table 14 Comparison results each anchorage load

Description	Anchorage load (kN)	
	Gyeongju	Pohang
LC2-1	0.1368	0.1387
LC2-2	0.1482	0.1497
LC2-3	0.1474	0.1483
LC2-4	0.1487	0.1486
LC2-5	0.1520	0.1520
LC2-6	0.1922	0.1960
LC2-7	0.1646	0.1642
LC2-8	0.1802	0.1867

(2) 결과 및 분석

Fig. 15는 국내 지진에 대한 배전반의 시간이력해석을 통한 변위 및 앵커하중의 결과를 나타내었다. Table 13과 Table 14에서 나타난 결과들을 비교함에 있어 경주에서 발생한 지진의 영향이 포항발생 지진의 것보다 약 12 mm 크게 변위가 발생하였지만 고정부 앵커에 전달되는 하중은 동일한 수준으로 나타났다. 그 이유로는 상대적으로 지진의 영향이 구조물에 미치는 시간이 긴 경주지진이 포항지진에 비하여 배전반의 변위에 좀 더 많은 영향을 준 것으로 판단되며, 두 지진의 진폭 최대치는 차이가 없어 앵커 볼트 전달하중의 결과는 비슷하게 나타난 것으로 판단된다.

4. 결 론

이 연구는 발전소 내 배전반 시설물에 대하여 지진 발생 시 현장설치 고정 앵커부의 성능평가를 위한 기초연구로서 실제 지진발생 시 앵커부에 발생하는 하중응답을 조사하고자 실험 및 해석적 연구를 수행하였다. 수행된 진동대 실험 결과를 토대로 제안된 유한요소해석 모델링의 검증을 수행하고 실험체의 자중 변화에 따른 거동특성과 실제 국내에서 발생한 지진파에 의한 고정부 앵커볼트에 전달되는 하중응답을 해석적 연구를 통하여 검토하였다.

(1) 진동대 실험을 통하여 지진동으로 인한 배전반

하부 바닥판의 국부적인 rocking 현상을 10 mm 강판으로 보강하면 상대적으로 변위 및 고정부 앵커볼트의 하중이 보강 전 대비 70 % 이상 감소하는 것을 알 수 있었다.

(2) 배전반의 지진동에 대한 거동특성을 파악하고자 유한요소모델을 제안하였으며, 전반적으로 비슷한 거동 양상을 토대로 3차원 해석 모델링을 수행하였으며 이를 통하여 배전반 설비의 중량 변화에 따른 지진동 영향성을 조사하였다. 그 결과 배전반 중량의 경우 구조물 자체의 거동에 미치는 영향이 크지 않으며 이는 배전반 자체의 중량이 작고 flexible한 강성이 형성되어 지진동 발생 시 콘크리트 고정부 앵커볼트의 거동에도 많은 영향을 주지 않을 것으로 판단된다.

(3) 국내에서 발생한 지진파를 통한 배전반의 전반적인 거동을 해석적으로 분석한 결과, 배전반의 변위에 주로 영향을 미치는 부분은 지진의 진폭이 구조물에 전달되어 영향을 미치게 하는 시간에 따라 결정되는 것으로 보이며 고정부 앵커볼트의 경우 전달되는 지진하중은 지진동 진폭에 의하여 영향을 받는 것으로 나타났다.

(4) 배전반의 실제 설치 및 현장 적용에 있어서 내진 성능을 향상시키기 위한 다양한 연구가 향후 필요할 것으로 사료되며, 이 연구를 통하여 지진 시 배전반과 비슷한 여타 비 구조요소의 해석적 연구 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 국토교통부 플랜트연구사업의 연구비지원(19IFIP-B128598-03)에 의해 수행되었습니다.

References

(1) Abdelnaby, A. E. and Elnashai, A. S., 2015, Numerical Modeling and Analysis of RC Frames Subjected to Multiple Earthquakes, Earthquakes and Structures, Vol. 9, No. 5, pp. 957~981.
 (2) Calvi, P. M., 2014, Relative Displacement Floor Spectra for Seismic Design of Nonstructural Elements. Journal of Earthquake Engineering, Vol. 18, No. 7, pp. 1037~1059.
 (3) Chowdhury, I. and Dasgupta, S. P., 2003, Computation of Rayleigh Damping Coefficients for

Large Systems, *Electronic Journal of Geotechnical Engineering*, Vol. 8, pp. 1~11.

(4) Ergun, M. and Ates, S., 2014, Comparing of the Effects of Scaled and Real Earthquake Records on Structural Response. *Earthquakes and Structures*, Vol. 6, No. 4, pp. 375~392.

(5) Hur, J., 2012, Seismic Performance Evaluation of Switchboard Cabinets Using Nonlinear Numerical Models, Doctoral Dissertation, Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA.

(6) Kim, M. K. and Choi, I. K., 2011, A Shaking Table Test for an Re-evaluation of Seismic Fragility of Electrical Cabinet in NPP, *Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea*, Vol. 24, No. 3, pp. 295~305.

(7) Oh, S. H., Park, H. Y. and Choi, K. K., 2018, Status and Characteristics of Earthquake Damage of Non-structural Constituent, *Journal of KSNVE*, Vol. 28, No. 3, pp. 12~19.

(8) Parks, J. E., Pantelides, C. P., Ibarra, L. and Sanders, D. H., 2018, Stretch Length Anchor Bolts under Combined Tension and Shear, *ACI Structural Journal*, Vol. 115, No. 5, pp. 1317~1328.

(9) Yun, D. W., Jeon, B. G., Jung, W. Y., Chang, S. J. and Shin, Y. J., 2019, Analysis of Anchorage Behavior Characteristics of the Electrical Cabinet Using Shaking Table Tests, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 1, pp. 43~50.

(10) Yang, J., Rustogi, S. K. and Gupta, A., 2003, Rocking Stiffness of Mounting Arrangements in Electrical Cabinets and Control Panels, *Nuclear engineering and Design*, Vol. 219, No. 2, pp. 127~141.

(11) American Society of Civil Engineering, 2000, Seismic Analysis of Safety-related Nuclear Structures and Commentary, ASCE 4-98, doi: 10.1061/9780784404331.

(12) Federal Emergency Management Agency, 2005, Earthquake Hazard Mitigation for Nonstructural Elements, FEMA 74-FM, http://mitigation.eeri.org/files/FEMA74_FieldManual.pdf.

(13) Federal Emergency Management Agency, 2012, Reducing the Risks of Nonstructural Earthquake Damage - A Practical Guide, FEMA E-74, <https://www.fema.gov/media-library/assets/documents/21405>.

(14) ICC Evaluation Service, 2015, Acceptance Criteria for Seismic Certification by Shake-table Testing of Nonstructural Components, ICC-ES AC156-2010, <https://icc-es.org/acceptance-criteria/ac156/>.

(15) Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2013, IEEE Standard for Seismic Qualification of Equipment for Nuclear Power Generating Stations, USA, IEEE Std 344, doi: 10.1109/IEEESTD.2013.6674964.

(16) Nuclear Regulatory Commission, 2014, Design Response Spectra for Seismic Design of Nuclear Power Plants, Regulatory Guide 1.60, <https://www.nrc.gov/docs/ML1321/ML13210A432.pdf>.



Sang-Moon Lee received his Master degree from Gangneung-Wonju National University with the topic related with evaluation of the applicability of reinforced concrete beams using FRP. He is currently a Ph.D. student at the Department of Civil Engineering of Gangneung-Wonju National University.



Woo-Young Jung received his Ph.D. degree from the State University of New York at Buffalo with the topic related with seismic retrofitting Strategies of Semi-rigid Steel Frame by using Polymer Matrix Composite Materials. He is currently a professor at the Department of Civil Engineering of Gangneung-Wonju National University.

수소전기차용 공기압축기 에어포일 스러스트 베어링 2-FSI 해석

2-FSI Analysis of an Air Foil Thrust Bearing of Air Compressor for a Hydrogen Electric Car

신현장[†] · 박건웅^{**}

Hyun Jang Shin[†] and Gun Woong Park^{**}

(Received September 19, 2019 ; Revised October 11, 2019 ; Accepted October 30, 2019)

Key Words : 2-way FSI(양방향 유체 구조 상호 작용), Air Foil Thrust Bearing(공기 포일 스러스트 베어링), Hydrogen Electric Car(수소전기차), CFD(전산유체역학), Fuel Cell Electric Vehicle(연료전지자동차)

ABSTRACT

A hydrogen-electric car is a fuel-cell vehicle that reacts hydrogen fuel with oxygen in the air to generate electricity to drive the traction motor. An air compressor is a device that compresses air and supplies it to the fuel cell stack. These generally use two types of airfoil bearings: The first is journal bearing, the second a thrust bearing. In this paper, axial thrust bearings are analyzed using 2-Way fluid-structure interactions (FSI). To determine the validity of the 2-Way FSI analysis, a solid thrust bearing was fabricated and the torque was measured. For 60 kr/min 70 kr/min and 80 kr/min rotations, loads were applied at 10 N, 15 N, and 20 N and the resulting torque was measured. For the 2-Way FSI analysis, a 1/6 split model was selected, the turbulence model was Menter's Shear Stress Transport (SST), and 10 meshes were made in the air gap using a system coupling condition moving the solid and fluid parts simultaneously. The 2-Way FSI analysis result showed the error within 7.3 %, proving its validity.

1. 서 론

수소 전기차에 사용되는 공기압축기에는 100 kr/min 으로 고속으로 회전하는 주축이 존재한다. 이 주축을 지지하기 위해서 저널 베어링 2개, 스러스트 베어링 이 2개 사용되는데 공기압축기에 사용되는 베어링이 가져야 하는 특성은 하중지지 능력뿐만 아니라 오일 사용을 최소화 해야 하는 제약 조건을 가지고 있다. 일반적인 볼베어링이나 롤러 베어링을 사용하면 여기에 사용되는 오일 성분이 연료전지 스택으로 공급이 될 수 있고 이로 인해서 연료전지 스택의 성능을 저

하시킬 수 있기 때문에 공기 압축기에는 오일 프리 타입의 공기 포일 베어링이 사용되고 있다. 저널 베어링과 스러스트 베어링 중에서 이 논문에서는 스러스트 베어링의 특성을 파악하기 위해 2-FSI 해석을 수행하고 그 결과를 실험 결과와 비교 분석하였다.

지금까지 연구에서 스러스트 베어링의 해석은 수학적 모델링에 의한 해석이나 1-Way FSI 정도를 해석하는 수준에 그쳤다⁽¹⁾. 해석 난이도 면에서 10 μ m 이하 공극에 메쉬를 생성해야하는 문제, topfoil 변형에 의한 메쉬 변형 문제가 있어서 2-Way FSI 방법을 사용하여 스러스트 베어링을 해석한 사례는 거의 없었다. 이러한 어려움으로 인해서 스러스트 베어링 설

[†] Corresponding Author; Yonam Institute of Technology
E-mail : shin7@snu.ac.kr
^{*} Hanon Systems Advanced component

[‡] Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

계는 많은 실험과 노하우를 이용한 inhouse 코드에 의존할 수밖에 없었다⁽²⁾.

이러한 부분을 극복하기 위해서 2-FSI 해석을 통해서 해석적으로 접근이 가능한지 확인하기 위해서 해석과 실험을 실시하였다. 2-FSI 해석 기법을 적용하면 공극이 자동으로 변화하면서 외부힘과 평형을 찾아가게 되고 topfoil, bumpfoil이 생성된 공기압에 의해서 변화하는 정도를 쉽게 파악할 수 있고 온도가 얼마나 상승하는지, 어느 부분의 온도가 가장 높이 올라가는지 실제 실험에서는 파악하기 어려운 부분을 2-FSI 방법은 확인할 수 있게 해주는 장점을 가지고 있다.

2. 스러스트 베어링 구조

스러스트 베어링은 회전축의 축 방향을 지지하기 위해서 사용하며 2개가 사용된다. 공기압축기에 사용되는 스러스트 베어링은 Fig. 1과 같은 구조를 가지고 있다. 6패드 형태의 스러스트 베어링 구조를 가지고 있으며 Fig. 2에 각각의 부품과 구조를 나타내고 있다. 2-Way FSI 해석 결과 검증용 위해 solid 형태의 스러스트 베어링을 제작하고 해석 결과와 실험 결과를 비교하였다. Fig. 3은 Fig. 1에 해당되는 스러스트 베어링을 솔리드 형태로 제작을 한 것이다. 스테인레스 스틸로 제작을 하고 두께는 제작성을 고려하여 5 mm로 선정하였다. 표면에는 테프론 코팅 처리를 하였다. Solid 스러스트 베어링은 bumpfoil, topfoil의 변형이 없고 순수하게 회전에 의한 공기 압력에 의해서만 부상이 이뤄지기 때문에 FSI 해석 정밀도를 검증하기에 적절한 구조라 판단되어 선정하였다.

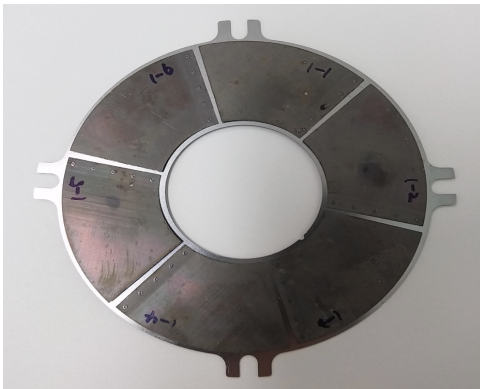


Fig. 1 Air foil thrust bearing for FCEV

에어 포일 스러스트 베어링의 작동원리는 Fig. 2에 있는 diskrotor 이라는 부분이 모터 회전축에 연결되어 회전을 하게 되고 topfoil은 diskrotor가 회전하면서 가속된 공기가 경사면을 따라서 흐르게 하는 역할을 한다. 경사면을 통과한 공기는 topfoil 상면에서 압축이 되도록 하는 역할을 한다⁽³⁾. Topfoil은 경사 구간을 설계하는 방식에 따라서 생성되는 압축 공기가 달라지게 된다⁽⁴⁾. Bumpfoil은 topfoil을 지지하는 역할을 하면서 축방향 충격을 완화하는 역할을 한다⁽⁵⁾. Bumpfoil의 다른 중요한 역할은 쿨롱 댐핑 효과를 부여하는 것이다⁽⁶⁾. Bumpfoil과 topfoil간의 마찰과 bumpfoil과 바닥면과의 마찰에 의해서 쿨롱 댐핑의 기능을 하게 된다. Bumpfoil의 범프 높이와 간격을 어떻게 설계하느냐에 따라서 스러스트 베어링의 동특성이 달라진다. 실제 베어링에서는 topfoil 상면에 생성되는 공기 압력과 하면의 bumpfoil에 의해서 topfoil이 변형하게 되고 이때 생성되는 압력도 다시 변화하게 된다.

3. 2-Way FSI 해석

스러스트 베어링을 해석하기 위해서는 FSI(fluid structure interface) 방법을 적용해야 한다. FSI는 유체 영역과 고체영역을 동시에 고려해서 문제를 풀어가는 해석 기법을 말하며 1-way 방법과 2-way 방법이 있다.

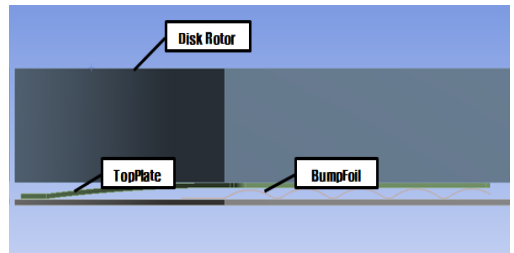


Fig. 2 Section view of 2-stage air compressor for hydrogen electric car

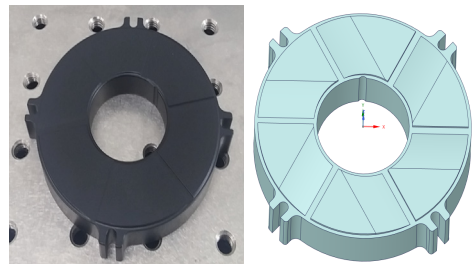


Fig. 3 Solid thrust bearing real & 3D model

1-way 방법은 유체영역을 해석한 후에 여기서 구해진 압력값을 이용해서 고체영역을 해석하는 방법을 말한다. 고체의 변화에 의한 유동장의 변화는 고려되지 않기 때문에 단방향 해석이라 불린다. 오직 유동장만 해석하고 이를 이용해서 고체부분이 어떻게 변화하는지 파악하는 경우에 사용하는 방법이다. 2-way, 양방향 해석은 유동해석에서 압력 값이 고체 쪽으로 전달되고 이로 인해서 고체가 변화하고 고체의 변위값이 다시 유체쪽으로 전달되어 유동영역의 메쉬가 변화하게 된다. 변화된 메쉬로 인해서 유체의 각 성분들이 변화하게 되고 이렇게 변화된 값은 다시 고체 쪽으로 전달되어 고체와 유체가 상호작용하면서 동시에 유동영역과 고체영역을 해석하는 방법을 말한다. Fig. 4은 유동해석과 구조해석 서로 교환하는 데이터 종류와 흐름을 나타내고 있다.

에어포일 스러스트 베어링은 diskrotor의 이동에 의해서 topfoil과 사이에 존재하는 유막이 변화하기 때문에 이로 인해서 공극의 압력장이 변화하게 되고 압력의 변화에 의해서 topfoil과 diskrotor가 동시에 변화하기 때문에 단방향으로 해석이 불가능하고 양방향 해석을 수행해야 한다. 이처럼 CFD 해석과 구조해석을 동시에 수행해야 정확한 해석이 가능하다.

3.1 CFD 이론해석

스러스트 베어링에 사용되는 공기는 3차원 압축성 유동이기 때문에 이상기체를 가정하고 해석을 진행하였다. 지배 방정식은 다음과 같다⁽²⁾.

- 연속 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

- 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

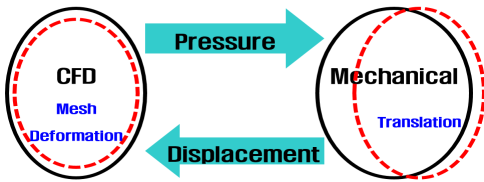


Fig. 4 2-FSI data exchange flow chart

- 에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_j}(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j}) \tag{3}$$

- E : 총에너지
- ρ : 밀도
- τ_{ij} : 전단응력텐서
- k_{eff} : 열전도도
- u_j : 속도

난류를 직접적으로 계산하기에는 현실적으로 많은 무리가 따른다. 메쉬를 아주 미세하게 한다고 해도 난류의 length scale을 실제적으로 모사하기는 무리가 따르게 된다. DNS(direct numerical simulation)는 실험실 수준에서 연구가 되고 있을 뿐이고 산업적으로 이용하는 데는 한계가 있다. 이러한 부분을 극복하기 위해 난류를 모델링하여 해석을 진행하게 된다. 난류는 통계적 기법을 이용하여 모델링을 하게 되는데 평균과 변화량을 이용하여 Navier Stokes 방정식을 RANS(Reynolds averaged navier stokes)로 변화하여 단순화하는 방법을 사용한다. 이러한 RANS 모델로 변화하는 과정에서 Navier Stokes 에는 없는 미지의 항이 추가가 되는데 이를 해결하는 과정에서 다양한 난류 모델이 존재한다.

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \tag{4}$$

- U_i : 속도 성분
- \bar{U}_i : 평균 속도
- u_i : 변동하는 속도 성분

RANS 모델은 다음과 같은 형태를 갖게 된다⁽⁴⁾.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) &= 0 \\ \frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) + S_M \end{aligned} \tag{5}$$

- τ : Molecular stress tensor
- S_M : 체적력
- $\overline{\rho u_i u_j}$: Reynolds stress

레이놀즈 응력 성분이 추가가 된다. 이러한 레이놀즈 응력을 묘사하는 방법에 따라서 난류 모델이 결정된다.

$$-\rho u_i u_j = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k}) \quad (6)$$

μ_t : Eddy viscosity

$k-\omega$ 모델에서 $\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}$ 로 계산된다. 여기서 k 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (7)$$

ω 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (8)$$

P_k : The production rate of turbulence

$$\beta' = 0.09$$

$$\alpha = \frac{5}{9}$$

$$\beta = 0.075$$

$$\sigma_k = 2$$

$$\sigma_\omega = 2$$

SST(shear stress transport)는 $k-\omega$ 모델에 기반을 둔 난류 모델이면서 역 압력 구배 상태에서 유동박리를 잘 묘사하는 것으로 알려져 있다. SST는 모델은 제한기를 설치하여(limiter) 다른 모델이 eddy viscosity를 과도하게 계산하는 유동박리를 정확히 예측하지 못하는 단점을 보완한 모델이다.

$$\nu_t = \frac{a_1 t}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (9)$$

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}$$

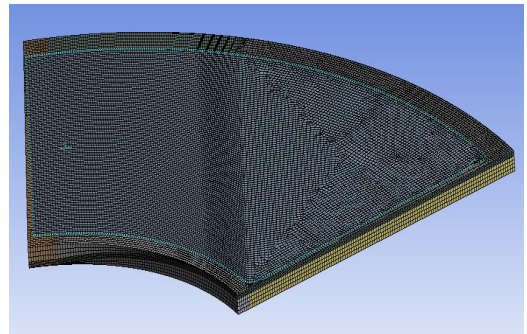
F_2 : Blending function

S : Strain rate

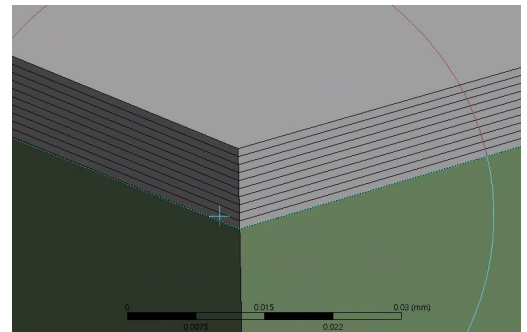
$$a_1 : 0.31$$

3.2 유동해석 조건

스러스트 베어링은 6페드 형식이기 때문에 해석 시간 저감을 위해서 1/6 분할 모델로 해석을 진행하였다. Fig. 5와 같이 유체영역에 대한 메쉬를 구성하였다. Fig. 6에서 붉은색 부분이 유동영역이다. 해석 정밀도와 해석 시간 저감을 위해서 육면체 메쉬를 사용하여 메쉬를 구성했으며 공극에는 10개의 메쉬가 생성되도록 하였다. 유동영역 양쪽에 주기조건을 인가하였고 회전 효과를 주기 위해서 상면에 벽회전 조건을 인가하였다. 난류 모델은 SST를 사용하였으며 속도에 따라서 음속에 가까워지는 경우도 있기 때문에 작동 유체는 이상기체 공기를 사용하여 압축성 유동을 고려하도록 하였다. 온도 조건은 주변 온도 20° 조



(a) Fluid mesh



(b) Magnification of air gap

Fig. 5 Mesh model of fluid region

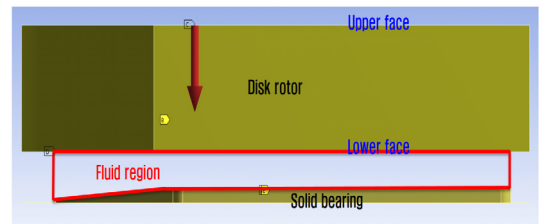
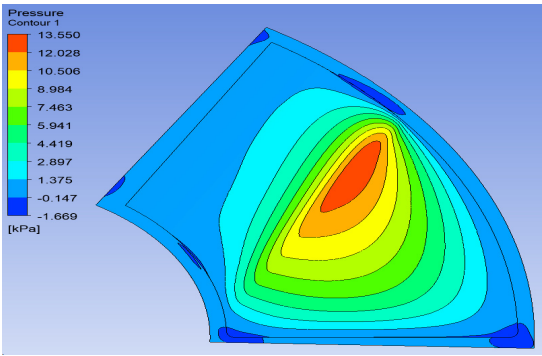
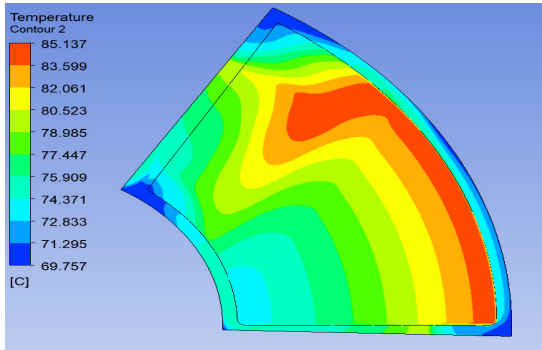


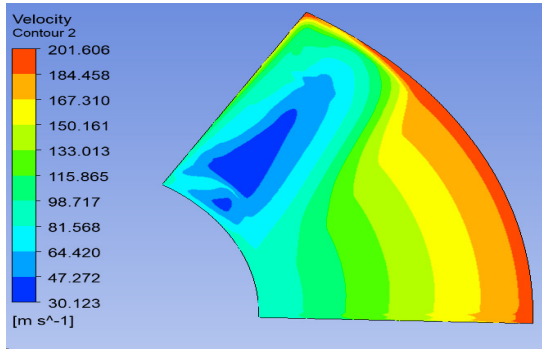
Fig. 6 Boundary condition for structural analysis



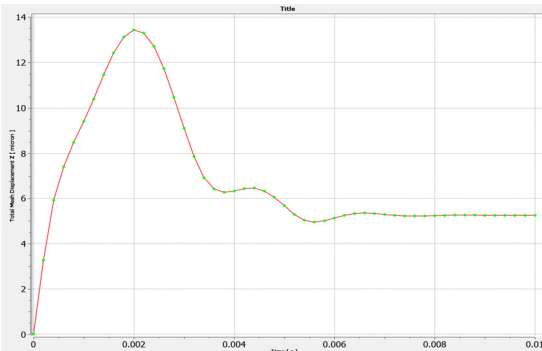
(a) Pressure distribution



(b) Temperature distribution



(c) Velocity distribution



(d) Diskrotor Z axis displacement variation

Fig. 7 FEA results at 60 kr/min

건을 입력하였다. 노드 1 382 926, 요소 1 194 186이다. 0.01초 동안의 과도응답 해석을 수행하였다. 해석은 ANSYS CFX와 ANSYS Mechanical, System coupling을 사용하여 해석 진행하였다. 유동 영역의 가장 윗면을 system coupling 해석을 위한 조건으로 설정하였다.

3.3 구조해석 조건

구조해석을 위한 조건은 Fig. 6와 같다. diskrotor 윗면에 하중이 가해지고 diskrotor와 topfoil 사이에 접촉 조건을 인가하였으며 마찰 계수는 통상적 금속면 사이의 마찰계수 0.1을 사용하였다. 재료는 stainless steel, inconel을 사용하였으며 메쉬는 모두 육면체 메쉬가 생성되도록 하였다. 노드 13 465, 요소 6646이다. 하중을 인가하고 최종 0.01초 동안 과도응답 해석을 수행하였다. 시간 간격은 2e-5초로 설정하였다. Diskrotor의 하면을 system coupling 해석을 위한 조건으로 선정하였다. 유동영역에서 선정한 system coupling 영역과 고체영역에서 선정한 system coupling 영역은 FSI 해석 진행 중에 압력과 변위 데이터를 서로 주고받게 되는 영역이다.

3.4 해석 결과

60 kr/min, 70 kr/min, 80 kr/min에 대해서 10 N, 15 N, 20 N 수직력을 인가하고 그때 diskrotor에 작용하는 토크를 계산하였다. 유체의 회전 방향은 시계방향이고 10 N 하중을 수직방향으로 0.005초 동안 선형적으로 증가하도록 인가하고 0.01초까지는 그 힘을 유지하였다. 회전 속도 60 kr/min, 하중 10 N에 대한 해석 결과는 Fig. 7과 같다. 0.01초 순간의 유체부의 (a) 압력, (b) 온도, (c) 속도 분포를 나타낸다. Fig. 7(a)는 압력이 topfoil의 경사 구간에서 공기가 모이고 수평영역 시작하는 부분에서 압력이 커지는 것을 볼 수 있다. Fig. 7(b)에서는 선속도가 가장 높은 외경쪽 온도가 가장 높음을 알 수 있다. Fig. 7(c)는 경사구간에서의 속도 분포가 불균일한 것을 볼 수 있다. 이는 경사 구간에서 공기가 불균일하게 가속이 되는 것을 나타낸다.

Fig. 7(d)는 해석이 진행되는 동안에 공극의 두께가 시간에 따라 어떻게 변화하는 지를 나타낸다. 회전 속도 형태와 하중이 가해지는 형태에 따라서 복합적으로 공극이 어떻게 변화하는지 나타낸다. 0.002초까지

공극은 늘어나지만 0.005초부터는 안정화되는 것을 볼 수 있다. 이러한 부분이 2-FSI를 사용하면서 얻을 수 있는 장점이다. 공극이 실제로 하중과 회전조건에 따라서 어떻게 변화하는지 알 수 있다. 최종적으로 안정화된 공극의 두께는 5.2 μm 이고 초기 두께가 10 μm 에서 시작했기 때문에 최종 공극의 두께는 15.2 μm 가 된다. Diskrotor가 초기에 급격히 상승했다가 압력과 외력이 평형을 이루면서 안정화된 위치를 찾아가는 것을 알 수 있다. 이때 diskrotor에 걸리는 토크는 9.26 N·mm이다. Table 1에 수직하중 10 N, 15 N, 20 N에 대한 2-FSI 해석 결과를 정리하였다. 각각의 사례별 해석에 소요되는 시간은 1시간 정도이다.

3.5 스러스트 베어링 토크 측정 장치

해석 결과를 실험 결과와 비교하기 위하여 실험을 실시하였다. Fig. 8은 스러스트 베어링 토크 측정용

Table 1 Airgap, torque results of FEA according to rpm

Force (N)	80 kr/min		70 kr/min		60 kr/min	
	Airgap (μm)	Torque (Nmm)	Airgap (μm)	Torque (Nmm)	Airgap (μm)	Torque (Nmm)
10	18.9	11.5	17.1	10.4	15.3	9.26
15	15.2	13.2	13.7	12	12.2	10.8
20	12.9	14.6	11.7	13.4	10.4	12.1

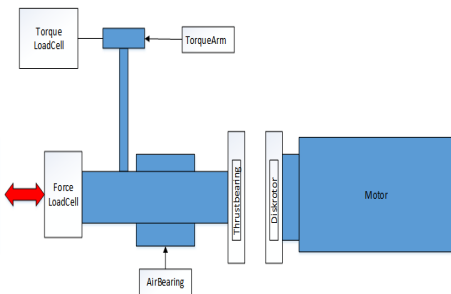
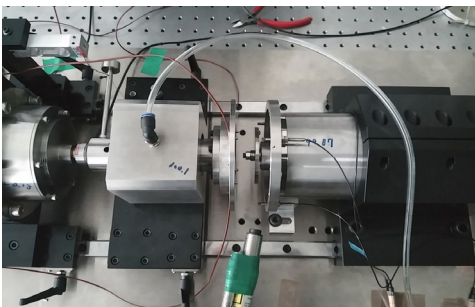


Fig. 8 Thrust bearing torque measuring rig

위한 실험 장비이다. 정밀 모터에 연결된 diskrotor를 회전시키면서 스러스트 베어링에 걸리는 토크를 토크 암에 연결된 로드셀을 이용해서 측정하는 방식이다. 공기베어링에 의해 부상되는 고정밀 모터를 회전시키면 스러스트 베어링에 압력이 생성되고 이로 의해서 스러스트 베어링 부분이 밀리게 된다. 이때 force

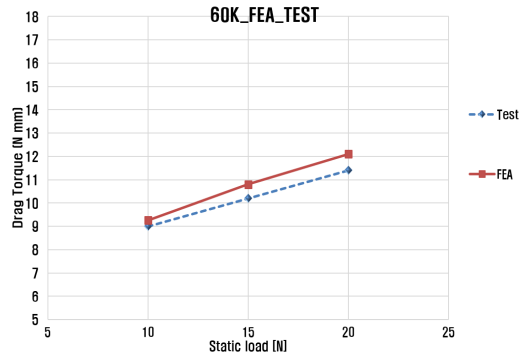


Fig. 9 Comparison between test and FEA at 60 kr/min

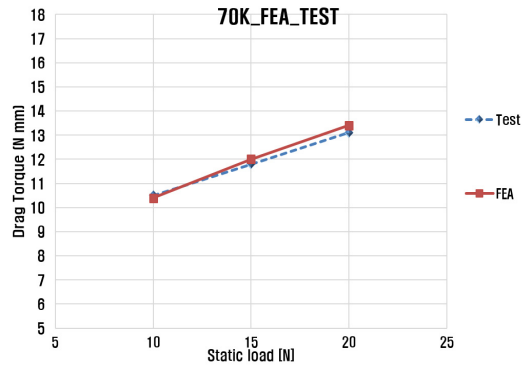


Fig. 10 Comparison between test and FEA at 70 kr/min

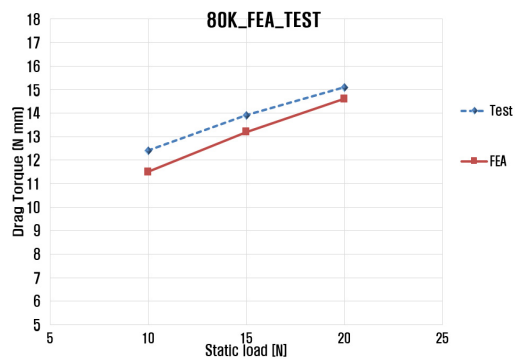


Fig. 11 Comparison between test and FEA at 80 kr/min

Table 2 Comparison result between test and FEA

Force (N)	80 kr/min			70 kr/min			60 kr/min		
	Test	FEA	Error (%)	Test	FEA	Error (%)	Test	FEA	Error (%)
10	12.4	11.5	7.3	10.5	10.4	1.0	9	9.26	-2.9
15	13.9	13.2	5.0	11.8	12	-1.7	10.2	10.8	-5.9
20	15.1	14.6	3.3	13.1	13.4	-2.3	11.4	12.1	-6.1

loadcell에 힘을 가해주면 여기에 연결된 스톱스트 베어링 축에 힘이 가해지고 diskrotor와 공극이 변화하게 된다. 공극이 변화하면 압력이 증가하고 공극은 다시 늘어나게 되는데 점차 평형 위치를 찾아가게 된다. 이때 걸리는 토크를 측정하는 원리로 되어 있다. 토크 측정을 위해서 토크암을 설치하고 토크암 역시 로드셀에 연결되어 힘을 측정하게 되고 이 힘을 토크로 환산하여 스톱스트 베어링에 걸리는 토크를 측정하는 구조로 되어 있다. 토크 측정기는 각 부분의 마찰을 최소화하기 위해서 공압베어링과 레비린스 쉘을 사용하여 물리적인 접촉은 최소화 하였다. 본 실험 장비는 국민대 김태호 교수 연구실에서 보유하고 있으며 실험도 동 연구실에서 실시한 결과이다. Solid 베어링의 설계와 제작은 한온시스템에서 담당하였다. 60 kr/min, 70 kr/min, 80 kr/min 회전 속도에 대해서 10 N, 15 N, 20 N의 하중을 가했을 때 스톱스트 베어링에 걸리는 토크를 측정하였다.

3.6 실험 결과와 비교

Figs. 9~11은 실험 결과와 해석 결과의 비교 그래프이다. Fig. 9은 60 kr/min, 하중 10 N, 15 N, 20 N, Fig. 10은 70 kr/min, 하중 10 N, 15 N, 20 N, Fig. 11은 80 kr/min, 하중 10 N, 15 N, 20 N에 대한 토크를 측정한 결과와 해석한 결과를 같이 나타내었다. Table 2에 실험 결과와 해석 결과에 대한 토크 결과를 비교하였다.

3.7 결과 분석

FEA 결과와 실험결과는 7.3 % 이내에서 잘 맞는 것을 알 수 있다. 60 kr/min, 70 kr/min, 80 kr/min 실험 결과를 보면 60 kr/min에서는 FEA 결과 보다 토크가 낮게 측정이 되었는데 rpm이 높아질수록 FEA

결과 보다 높아지는 것을 알 수 있다. 이는 순차적인 실험으로 각 rpm 별로 토크를 측정하게 되는데 시간이 지날수록 공기 마찰에 의해서 공기 온도가 상승하게 되고 이 때문에 점성이 증가하게 되고 이로 인해서 측정되는 토크도 커지게 된다고 생각된다.

4. 결 론

FEA를 에어포일 스톱스트 베어링 성능예측에 적용하기 위한 시도는 있어 왔지만 여러 가지 제약으로 활용되지 못했다. 아주 작은 공극에 메쉬를 생성해야하는 문제와 diskrotor, topfoil와 같은 고체부가 같이 움직여야 하는 2-way FSI 문제를 풀어야 하기 때문이었다. 이 논문에서는 이러한 2-way FSI 해석이 스톱스트 베어링 해석에 적용이 가능한지 확인하기 위해 solid 스톱스트 베어링을 제작하고 토크를 측정하여 FEA해석 결과와 비교 분석하였다. 60 kr/min, 70 kr/min, 80 kr/min에 대해서 하중은 10 N, 15 N, 20 N을 인가하여 토크를 측정하였으며 그 결과를 FEA 결과와 비교 분석하였다.

분석 결과 오차는 7.3 % 이내였으며 해석과 실험은 잘 맞는다는 것을 확인 할 수 있었다. 이러한 해석 결과를 바탕으로 2-way FSI 해석이 타당성이 있음을 입증하였으며 에어포일 스톱스트 베어링 설계와 성능 예측에 사용할 수 있음을 입증하였다.

여기서 개발된 해석기술을 스톱스트 베어링 개발에 적용하면 시제품 제작에 소요되는 시간과 비용을 줄이고 고성능의 에어포일 스톱스트 베어링 제작이 가능하리라 예상된다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원의 “수소연료전지차 부품실용화 및 산업기반육성사업” (과제번호 R0006468) 으로 수행된 연구결과입니다.

References

- (1) Heshmat, C. A., Xu, D. S. and Heshmat, H., 2000, Analysis of Gas Lubricated Foil Thrust Bearing Using Coupled Finite Element and Finite Difference Methods, Journal of Tribology, Vol. 122, No. 1, pp. 199~204.

(2) Kim, T. H., Park, M. S. and Lee, T. W., 2017, Design Optimization of Gas Foil Thrust Bearings for Maximum Load Capacity, *Journal of Tribology*, Vol. 139, No. 3, pp. 031705-1~031705-11.

(3) Park, J. H., Park, Y. S., Kim, C. M., Kwon, H. R. and Lee, C. H., 2013, Design of Cooling Channel for Durability Improvement of Air Compressor, *Proceedings of the KSFM Annual Conference*, pp. 243~244.

(4) Iordanoff, I., 1999, Analysis of an Aerodynamic Compliant Foil Thrust Bearing: Method for a Rapid Design, *Journal of Tribology*, Vol. 121, No. 4, pp. 816~822.

(5) Heshmat, C. A., Xu, D. S. and Heshmat, H., 2000, Analysis of Gas Lubricated Foil Thrust Bearing Using Coupled Finite Element and Finite Difference Methods, *Journal of Tribology*, Vol. 122, No. 1, pp. 199~204.

(6) Agrawal, G. L., 1997, Foil Air/gas Bearing Technology - An Overview, *ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, No. 97-GT-347, doi: 10.1115/97-GT-347.



Hyun Jang Shin is an assistant professor of Yonam Institute of Technology. He received a B.S. degree in Dept. of Mechanical Engineering from Yonsei Univ, M.S. and Ph.D. degree in Dept. of Mechanical Design from Seoul National Univ. His main research topic is a Motor Sound and Vibration reduction and FEA.



Gun Woong Park received the B.S. degree in aerospace engineering from Inha University, Incheon, Korea, in 2008. He joined Hanon Systems, Daejeon, Korea, as a R&D engineer in 2011. Since 2011, he was a Junior R&D engineer developing scroll type refrigerant compressor for vehicle air conditioning system. Since 2014, he is a Senior R&D engineer developing a centrifugal air compressor for FCEV. His main work is the mechanical detail design for structure, assembly and internal cooling system.

진동대 시험을 이용한 수력발전소 RTU 패널의 내진성능평가

Seismic Performance Evaluation for Hydroelectric Power Plants RTU Panel by Shaking Table Tests

전 법 규* · 윤 다 운* · 신 용 재* · 정 우 영†
Bub-Gyu Jeon*, Da-Woon Yun*, Yong-Jae Shin* and Woo-Young Jung†

(Received September 24, 2019 ; Revised October 21, 2019 ; Accepted October 21, 2019)

Key Words : Shaking Table Test(진동대 시험), Seismic Performance Evaluation(내진성능 평가), Electrical Cabinet(전기 캐비닛), Hydroelectric Power Plants(수력발전소)

ABSTRACT

In Korea, many facilities were damaged due to the Gyeongju and Pohang earthquakes in 2016 and 2017, respectively. In recent years, earthquakes have caused more damage to non-structural components than to structures. Among these non-structural components, electrical panels are one of the most important devices used to maintain the function of their facility. Thus, damage to equipment related to facility safety can lead to serious accidents involving life and property damage. For nuclear power plant facilities, strict seismic performance verifications are required to ensure the safety of major equipment. In the case of broadcasting and telecommunications facilities, these are required to evaluate their seismic performances by shaking table tests. However, the shaking table test method for the seismic performance evaluation of hydroelectric power plant electrical panels has not been proposed. In addition, there are not many examples certifying the seismic performance of electric panels by shaking table tests. Therefore, in this study, seismic performance evaluation was performed using a shaking table test on the remote terminal unit (RTU) panels used in hydroelectric power plants.

1. 서 론

국내 연평균 지진발생 횟수는 디지털 관측을 시작한 1999년 이후 증가하는 추세이며⁽¹⁾ 2016년과 2017년에 경주와 포항지역에서 발생한 지진으로 상당수의 지진피해가 보고되었다. 최근 국내의 지진피해사례를 살펴보면 다수의 지진피해가 구조요소가 아닌 비구조요소의 손상에 의해 발생하고 있다. 특히 국내와 같

은 중진 지역에서는 지진피해의 양상이 비구조요소에 더욱 집중될 가능성이 높다⁽²⁾. 지진과 관련되어 비구조요소는 건축구성요소 중 주요 구조부에 연속되어 있지만 외부하중을 지지하지 않는 것으로서 시설의 고유한 기능을 수행하는 소재 및 부품으로 정의할 수 있다. 비구조요소는 크게 건축비구조요소와 기계 및 전기 비구조요소로 분류 할 수 있다. 전기 캐비닛은 대표적인 기계 및 전기 비구조요소로서 전기회로의 유지 및 중앙제어, 통신 등과 같이 시설의 고유기능

† Corresponding Author ; Member, Gangneung-Wonju National University

E-mail : woojung@gwnu.ac.kr

* Seismic Research and Test Center, Pusan National University

‡ Recommended by Editor Soo Il Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

을 유지하기 위해 사용된다. 따라서 시설안전과 관련된 기기의 손상은 인명과 재산피해를 동반하는 중대한 사고로 이어질 수 있다. 우리나라는 2019년 3월 개정된 건축물 내진설계기준(KDS 41 17 00)⁽³⁾에서 지진 발생이후에 그 기능이 반드시 유지되어야 하는 주요 비구조요소에 대하여 내진성능을 증명할 것을 규정하고 있다. 원자력 발전소의 경우 안전과 관련된 주요 기기의 엄격한 내진성능 검증이 요구되고 있으며, 방송통신시설에서는 방송통신설비의 내진 시험방법⁽⁴⁾으로 진동대 시험 또는 해석으로 기본적인 내진 설계를 검증하도록 하고 있다. 하지만 국내에서는 아직 원자력을 제외한 발전시설의 내진성능을 검증하기 위한 시험평가 방법 또는 절차가 명확하게 제시되지 않은 실정이다.

미국의 ASCE 7과⁽⁵⁾ IBC(international building code 2015)에서는⁽⁶⁾ 필요할 경우 비구조요소의 내진성능을 실험적인 방법으로 검증할 것을 권고하고 있으며, 적절한 시험방법이 없을 경우 ICC-ES AC 156에⁽⁷⁾ 따라 내진성능 평가를 수행할 것을 권고하고 있다. ICC-ES AC 156은 비구조요소의 내진성능을 평가하기 위한 진동대 시험방법으로서 정의되지 않은 구조물의 층 응답을 계산할 수 있는 발전된 시험방법이다. 이 시험방법은 미국 캘리포니아주의 병/의원 납품 기기 및 설비에 대한 내진성능 검증을 위해 적용되고 있는 방법(OSHPD, California's office of statewide health planning and development)이며 설계지진에 대한 최소한의 성능유지를 확인하기 위해 널리 이용되고 있다.

이 연구에서는 수력발전소에서 사용하였던 전기기기의 내진성능 평가를 위하여 진동대 시험을 수행하고자 하였다. 진동대 시험방법은 ICC-ES AC 156을 참조하였으며, 건축물 내진설계기준과 내진설계기준 공통적용사항을⁽⁸⁾ 만족하도록 ICC-ES AC 156 규격에 따라 요구응답 스펙트럼(required response spectrum, RRS)과 인공지진파의 가속도시간이력을 작성하고 가속도 배율을 조정하여 적용하였다. 또한 경주지진과 포항지진을 입력지진동으로 하여 국내 기록지진에 대한 수력발전소 전기 패널의 내진성능을 평가하고 지진거동특성을 분석하고자 하였다. RTU (remote terminal unit)는 전자제어장치의 일종으로 데이터 전송을 담당하는 기기로서 복잡한 회로와 릴레이가 적용된다. 이 연구에서는 실제 수력발전소에서 최근까

지 사용된 RTU 패널을 확보하여 구조적 또는 기능적 손상이 발생할 때까지 입력지진동의 가속도배율을 조정하며 실험을 진행하였으며, 앵커하중응답, 지진거동특성, 내부 기기의 가속도 응답과 전기적인 기능유지 여부를 확인하였다.

2. 기계 및 전기 설비의 내진시험 방법

기계 및 전기설비의 내진성능 평가를 위해 국내의 산업 전반에서 진동대를 이용한 시험방법이 적용되고 있다. 변전소 시설에 대한 내진안전성은 IEEE Std 693에서⁽⁹⁾ 요구하고 있는 시험절차에 따라 수행하고 있으며, IEC 62271-210에⁽¹⁰⁾ 의하여 고전압 스위치기어에 대한 시험이 국내에서 수행된 바 있다. 통신장비에 대해서는 Telcordia 사의 GR-63-CORE에⁽¹¹⁾ 의한 시험이 북미지역에서 적용되고 있다. 원자력발전소의 주요기기의 내진성능검증에는 IEEE Std 323⁽¹²⁾, IEEE Std 344⁽¹³⁾ 또는 IEEE Std 382⁽¹⁴⁾ 등의 기준이 적용된다.

국내에서는 전기, 전자 기기의 내진시험방법의 지침으로 IEC 60068-3-3을⁽¹⁵⁾ 번역하여 기술적 내용 및 규격서의 서식을 변경하지 않고 작성한 규격을 제시하고 있으며, 방송통신설비의 내진 시험방법(국립전파연구원, 2015)이 제정되어 전기, 방송(통신) 설비에 대한 내진시험 방법론을 제시하고 있다. 국내 원자력발전소의 안전관련 기기의 경우 IEEE Std 323과 IEEE Std 344을 준용하여 원전안전관련설비 성능검증(원자력 안전법 시행규칙 총리령 제 1180호, 2015.7.21.)에 의거 하여 진행되고 있다.

앞서 서술한 시험방법들 중 IEEE Std 344는 원자력 기기의 내진시험방법으로 안전성 및 합리성이 입증된 시험방법이나 원자력 발전소 설계기준에 따르며 지나치게 보수적일 수 있다. IEEE Std 693은 변전시설에 국한된 시험검증방법으로서 복잡하며 일반적인 시설 및 설비에 적용하기에는 무리가 있을 수 있다. IEC 60068-3-3은 입력지진동이 제시되지 않으며 방송통신설비의 내진시험방법은 통신설비가 설치되는 구조물에 대한 해석적 연구를 바탕으로 RRS가 제시되었다. 이와 같이 앞서 서술한 시험방법들은 각 분야에 적용할 수 있도록 개발된 것으로 수력발전소의 기기에 적용하기 곤란할 수 있다. 최근 대한전기협회에서 수·화력 발전설비의 내진설계 기준을 마련하기 위한 노력이 수행

되고 있으나 내진성능평가를 위한 시험평가 방법은 제안되지 않은 실정이다. 따라서 이 연구에서는 수력발전소에 적용되는 전기 패널의 내진성능평가를 위하여 가장 최근에 제안되었으며, 보편적으로 적용 가능하며 국내 내진설계기준들을 만족하는 지진하중의 제시가 가능한 ICC-ES의 AC 156의 시험방법을 선택하였다. 이 시험방법은 일반적인 비구조요소의 내진성능 검증을 위한 것으로서 ASCE 7, IBC 등의 설계기준과 FEMA 461⁽¹⁶⁾ 및 IEEE Std 344 등의 타 시험규격들을 참조하여 진동대 장비를 이용한 시험절차와 방법을 체계적으로 정리하여 제시하고 있다.

3. 입력지진동

3.1 인공지진

이 연구에서는 국내의 건축물 내진설계 기준 및 내진설계기준 공통적용사항을 고려하여, ICC-ES AC 156의 요구사항에 따라 RRS와 가속도시간이력을 작성하였다. 건축물 내진설계기준에 따라 단주기 설계스펙트럼 가속도(S_{DS})를 계산하면 식 (1)과 같다. 단, 연약지반의 경우 지반조사를 통하여 입력지반운동을 결정하여야 하므로 변수에서 제외하는 것이 바람직하다. 식 (1)에서 S 는 유효지반가속도이며 F_a 는 단주기 지반증폭계수이다. 식 (2)의 S 는 지진구역 I 의 지진구역계수(Z)에 2400년 재현주기에 해당하는 위험도계수(I) 2.0을 곱한 값인 0.22를 적용하였다. F_a 는 1.5로 가정하였으며 계산된 S_{DS} 는 0.55이다. 발전용 수·화력 설비, 송전설비, 배전설비, 변전설비 등 관계 법령에 따라 내진설계를 해야 하는 대부분의 발전시설은 중요시설에 해당하는 것으로 간주할 수 있다. 따라서 지진재현주기를 2400년으로 정의하는 것이 타당할 것으로 판단하였다.

$$S_{DS} = S \times 2.5 \times F_a \times 2/3 \tag{1}$$

$$S = Z \times I \tag{2}$$

건축구조물이 아닌 경우 2017년 제안된 내진설계기준 공통적용사항을 참조하여 결정할 수 있다. 내진설계기준 공통적용사항은 시설별 내진설계기준의 일관성 유지를 위하여 대부분의 국내 시설의 내진설계에 반영하는 것을 목적으로 제안된 것으로 ASCE 7, IBC 및 건축물 내진설계기준과 연계가 가능하다. 유효지반 가속도(S)의 계산은 식 (2)와 동일하지만 단주기 설계스펙트럼 가속도(S_{DS})는 식 (1)과 차이가 있으며 식 (3)과 같다. 즉 건축물 내진설계 기준과 내진설계기준 공통적용사항의 S_{DS} 는 2/3배의 차이를 나타낸다. F_a 를 1.5로 가정하고 S 가 0.22일 경우, 내진설계기준 공통적용사항의 S_{DS} 는 0.825이다.

$$S_{DS} = S \times 2.5 \times F_a \tag{3}$$

$$A_{FLX-H} = S_{DS} (1 + 2 \frac{z}{h}) \tag{4}$$

$$A_{RIG-H} = 0.4 S_{DS} (1 + 2 \frac{z}{h}) \tag{5}$$

$$A_{FLX-V} = 0.67 * S_{DS} \tag{6}$$

$$A_{RIG-V} = 0.27 * S_{DS} \tag{7}$$

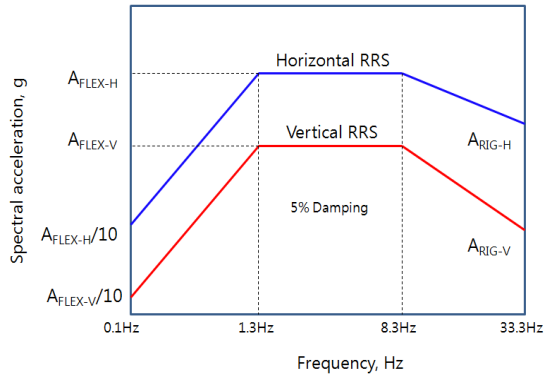


Fig. 1 ICC-ES AC 156 RRS

Table 1 Seismic parameters of RRS for artificial earthquakes

Amplification of artificial earthquake (%)	Code	S_{DS}	z/h	A_{FLEX-H}	A_{RIG-H}	A_{FLEX-V}	A_{RIG-V}
100	KDS	0.55	1	0.88	0.66	0.36	0.14
150	Common application of seismic design criteria	0.825	1	1.32	0.99	0.55	0.22
200	-	1.10	1	1.76	1.32	0.73	0.29

인공지능의 가속도시간이력 생성을 위한 ICC-ES AC 156의 RRS는 Fig. 1과 같으며 seismic parameter는 Table 1에 나타내었다. 기기 설비는 정의되지 않은 임의의 구조물의 모든 층에 설치될 수 있다. 그러므로 이 연구에서는 가장 엄격한 조건인 최상층 설치를 고려하여 구조물과 설치 위치의 비(z/h)를 1로 가정하였다. RRS는 ICC-ES AC 156의 요구사항에 따라 작성하였으며 감쇠비는 5%이다. 식 (4), (5)는 수평방향, 식 (6), (7)은 수직방향의 스펙트럼가속도(spectral acceleration)결정을 위한 식이다. 여기서, A_{FLX-H} 는 S_{DS} 의 1.6배를 초과할 수 없다. 시간이력은 ASCE 4-98⁽¹⁷⁾을 참조하여 사다리꼴 포락함수를 적용하였다. MTS의 STEX프로그램을 사용하였으며 각 축 방향의 상관관계를 검토하였다. 서로 다른 두 방향의 상관관계는 ASCE 4-98과 IEEE Std. 344를 참조하여 상관계수함수(correlation function)값이 0.3 이하가 되도록 하였으며 진동지속시간과 강진지속시간은 각각 30초와 20초로 작성하였다.

이 연구에서는 건축물 내진설계 기준을 만족하도록 작성한 S_{DS} 가 0.55인 인공지능을 100%가속도 배율로, 내진설계기준 공통적용사항을 바탕으로 하는 S_{DS} 가 0.825인 경우가 150%로 정의하였으며, 가속도 배율을 조정하여 200%까지 가진하였다.

3.2 기록지진

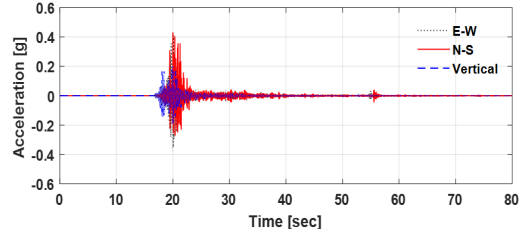
이 연구에서는 진동대 시험을 위한 입력지진동으로 국내에서 발생한 지진 중, 가장 피해가 컸던 경주지진과 포항지진을 선택하였다. Fig. 2는 기상청의 관측소에서 기록된 경주지진과 포항지진의 시간이력이다.

4. 진동대 시험

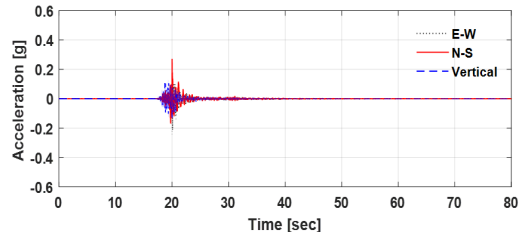
4.1 RTU 패널 및 계측기의 설치

시험대상설비는 수력발전소에서 사용하였던 RTU 패널이며 Fig. 3과 같이 RTU 패널 2기가 열반되어 있다. 하부 채널(base channel)과 후설치 세트앵커볼트는 Fig. 4의 왼쪽 그림과 같다. 채널은 상부의 외함고 8개의 M8 볼트로 연결되어 콘크리트 바닥에 4개의 M12 앵커볼트로 고정된다. 또한 2개의 파스너(fastener)가 하부 채널에 용접으로 부착되어 2개의 M8 앵커볼트가 추가되었다. 진동대 시험 수행 시 현장조건을 최대한 모사하기 위하여 콘크리트 슬래브에 후설치 세트앵커

볼트로 하부 채널을 고정하였으며, 패널의 하단, 중간, 상단과 내부의 주요 부품인 power supply와 relay 주변에 가속도계를 설치하였다. Fig. 4의 오른쪽 그림은 각 부품의 사진이다. 앵커볼트의 인발력 계측을 위하여 로드셀을 설치하였으며, 패널과 채널의 앵커연결부의 국부변형 확인을 위한 변형률게이지를 설치하였다. 또한 패널과 채널에 Fig. 5와 같이 target을 부착하여 상대변위를 영상처리방법으로 계측하여⁽¹⁸⁾ 로킹(rocking)의 발생을 관찰하였다. 또한 패널의 상단과



(a) Kyeongju (USN) earthquake



(b) Pohang (PHA2) earthquake

Fig. 2 Acceleration time histories of gyeongju and Pohang earthquake

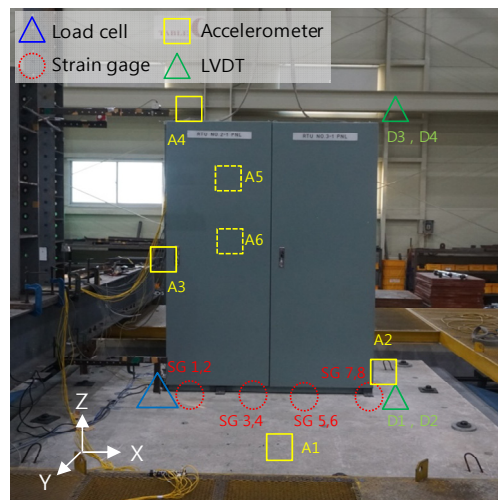


Fig. 3 Sensor location and RTU panel on concrete slab

하단에 변위계(LVDT)를 설치하여 지진하중에 의한 상대변위를 계측하였다. 그리고 지진하중 하에서 기기의 기능이 유지되는지 확인하기 위하여 AC/DC transducer를 이용하여 주회로의 전기신호를 계측하였다. 모든 계측기의 신호는 512 Hz로 계측되었다.

4.2 시험절차

시험절차는 Table 2와 같다. 국내 기록지진인 경주 지진과 포항지진을 가진한 후 Table 1의 인공지진을 가속도 증폭비의 크기 순서로 가진하였다. RTU 패널의 동특성을 확인하기 위하여 각 시험 전에 공진탐색 시험(resonance search test)을 수행하였으며, 기능검사와 육안검사를 각 시험의 전, 중, 후에 수행하여 기기의 기능 및 구조적 건전성을 확인하였다. 진동대 시험은 부산대학교 지진방재연구센터의 6자유도 진동대를 이용하여 수행하였으며 Table 3은 진동대의 사양이다.

5. 시험결과

5.1 육안검사 및 기능검사

Table 2의 순서에 의해 진동대 시험을 수행하였다.

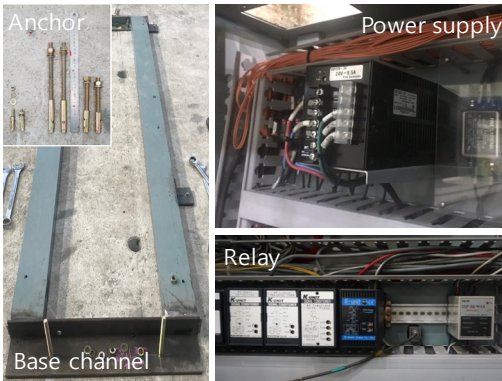


Fig. 4 Base channel, anchor and major sub-components

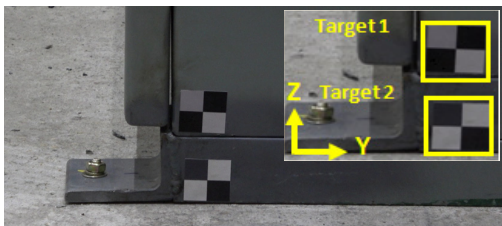


Fig. 5 Digital image processing target at base channel and bottom of enclosure

모든 시험에서 계측된 전기신호의 단락은 발생하지 않았다. 따라서 전기적인 기능이 정상적으로 작동한 것으로 간주하였다.

포항지진과 인공지진 150 % 시험 후 전선 트레이의 몰드가 이탈되었으나 기능에 영향을 미치지 않았으며 200 %가진 시 문 고정 장치가 파손되어 실험을 중단하였다. Fig. 6은 탈락된 몰드와 파손된 문 고정 장치의 사진이며 Fig. 7은 손상된 앵커볼트와 패널 하부의 국부변형을 기록한 사진이다. 모든 시험 종료 후 RTU 패널을 콘크리트 슬래브에서 제거하였을 때, M8 앵커

Table 2 Shaking table tests procedure

Test no.	Test name	Remarks
1	Inspection	Visual inspection
2	Function verification	Voltage check
3	Resonance search test #1	Sinusoidal sweep, 2 Otc./min., 1 Hz ~ 50 Hz, 0.07 g
4	Gyeongju (USN)	Tri-axial testing
5	Pohang (PHA2)	
6	Inspection	Visual inspection
7	Function verification	Voltage check
8	Resonance search test #2	Sinusoidal sweep, 2 Otc./min., 1 Hz ~ 50 Hz, 0.07 g
9	Artificial earthquake 100 %	Multi-frequency seismic simulation tests, tri-axial testing, time duration 30 s, strong motion time duration 20 s
10	Artificial earthquake 150 %	
11	Artificial earthquake 200 %	
12	Inspection	Visual inspection
13	Function verification	Voltage check

Table 3 Shaking table specification

Category	Specification
Size	4 m × 4 m
Maximum payload	30 ton
Frequency range	0.1 Hz ~ 60 Hz
Maximum stroke	Horizontal : ±300 mm, ±200 mm Vertical : ±150 mm
Maximum acceleration	±3 g (bare table condition)

볼트 2개의 부착력이 소실되었음을 확인하였으며 하부 찬널과 연결되는 패널 하부의 연결볼트 주변에서 컵모양의 국부적인 영구변형(cup-like deformation)이 확인되었다. ICC-ES AC 156에서는 하중을 받는 부재 또는 주요 연결볼트 등 구조부재의 파손은 허용하지 않으나, 전구 교체와 같은 경미한 손상은 허용하고 있다. 따라서 각각 국내 건축물 내진설계기준 및 내진설계기준 공통적용사항에 기반하여 작성된 인공지진 100%와 150%에 대한 시험에서는 RTU 패널의 기능적, 구조적 이상은 발생하지 않은 것으로 간주하였다. 하지만 국내 방송통신 설비의 내진설계 기준에서는 설치된 구성품의 이탈 또는 육안으로 확인 가능한 변형이 발생하지 않아야 하며, 원자력 기기 성능검증사례에서 또한 부품의 이탈이나 탈락은 허용하지 않는 경우가 대부분이다. 따라서 향후 발전설비의 내진성을 평가하기 위한 진동대 시험방법을 제안하거나, 기존의 시험방법에 따라 평가를 수행할 경우 기능 및 구조에 미치는 영향이 경미한 손상에 대하여 논의할 필요가 있을 것으로 판단한다.

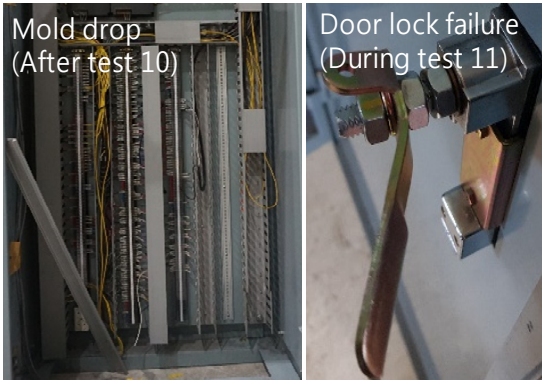


Fig. 6 Mold drop and door lock failure

5.2 공진탐색 시험

식 (8)과 같이 진동전달함수 $H_{xy}(f)$ 는 진동대 바닥에서 계측된 가속도 신호인 $P_{yx}(f)$ 와 응답가속도신호의 전달함수 $P_{xx}(f)$ 를 이용하여 결정하였다. Table 4는 공진탐색시험의 결과이다. 경주지진과 포항지진 가진 후 공진점이 10%~14% 낮아진 것이 확인되었다. 따라서 경주지진과 포항지진 가진 후 육안 점검에서 이상이 없었으나, 구조적인 문제가 발생하기 시작한 것으로 판단된다.

$$H_{xy}(f) = P_{yx}(f) / P_{xx}(f) \tag{8}$$

5.3 응답신호의 분석

Fig. 8은 대표적인 앵커하중, 패널과 하부 찬널 연결볼트 주변의 변형률, 주요 기기에서의 가속도 응답이다. 국내 기록지진인 포항과 경주지진의 가진에 의한 주요 위치에서의 응답신호들의 값은 높지 않으며 인공지진 100% 가진 시에도 변형률 이상신호는 발견되지 않는다. 그러나 내진설계기준 공통적용사항을 고려한 인공지진 150% 가진 시 RTU 패널-하부 찬널 고정볼트 주변에서 0.002이상의 변형률이 계측되



Fig. 7 Anchor bolt failure and local deformation after test 11 (200%)

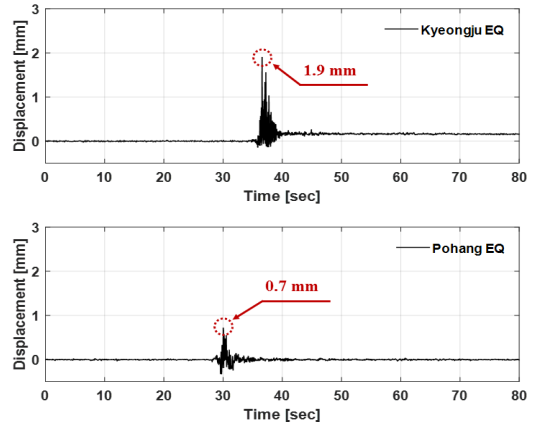
Table 4 Results of resonance search tests

Location	X			Y			Z		
	#1	#2	Error	#1	#2	Error	#1	#2	Error
A2 (enclosure bottom)	15	15	0 %	15	15	0 %	N/A	N/A	N/A
A3 (enclosure mid)	5.25	4.5	14 %	5.25	4.75	10 %	N/A	N/A	N/A
A4 (enclosure top)	5.25	4.75	10 %	5.25	4.75	10 %	N/A	N/A	N/A
A5 (power supply)	5.25	4.75	10 %	5.25	4.75	10 %	12	12	0%
A6 (near relay)	5.25	4.5	14 %	5.25	4.75	10 %	N/A	N/A	N/A

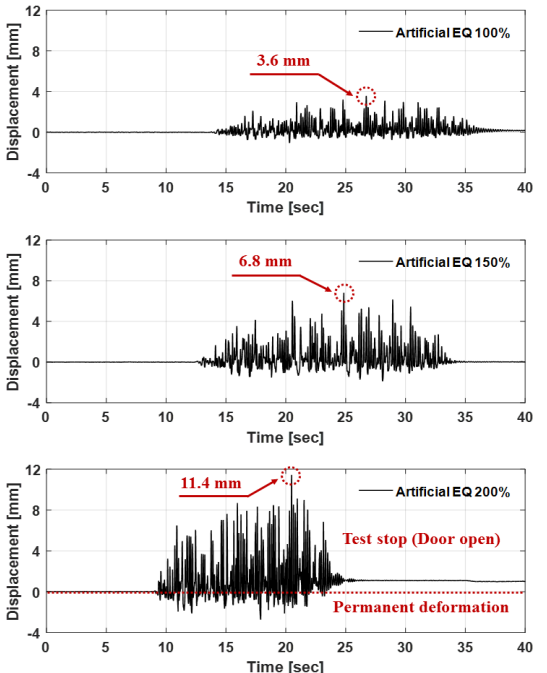
었다. 또한 인공지진 200% 가진 시 충격신호가 로드 셀에서 계측되었으며, 충격신호의 발생 지점에서 패널 고정볼트 주변의 영구변형이 크게 발생하는 것이 계측되었다. 시험 종료 후 계측된 누적소성변형률은 0.004이다. 또한 문 고정 장치의 파손으로 문이 열려 발생한 충격으로 16.12 g의 가속도값이 relay 위치에 부착된 가속도계에서 계측되었다.

Fig. 9는 영상처리기법을 이용하여 패널 하부와 하부 채널의 상대변위를 계측한 것이다. Fig 9(a)에서와 같이 경주지진과 포항지진의 상하방향 상대변위는 각각 1.9 mm와 0.7 mm이다. Fig. 9(b)에서 확인할 수 있듯이 인공지진 100%의 상하방향 상대변위는 3.6 mm이며, 인공지진 150%에서는 6.8 mm, 200%에서는 11.4 mm로 상대변위 값이 크게 증폭된다. Yun et al. 은⁽¹⁹⁾ 캐비닛이 앵커볼트로 고정될 경우 지진에 의한 로킹(rocking)으로 캐비닛 하부와 바닥의 충격이 발생할 수 있으며, 이 충격으로 앵커 하중응답이 증가시킬 수 있음을 진동대 시험으로 증명하였다. 따라서 이 연구에서는 가속도 응답에서 충격신호를 확인할 수 있으며 6.8 mm의 비교적 큰 상대변위가 발생한 인공지진 150%와 200%의 진동대 시험에서 로킹과 들림(uplifting)에 의한 충격이 발생한 것으로 판단하였다.

국내 기록지진과 인공지진의 가속도 배율을 조정하여 시험한 모든 시험에서 RTU 패널 주요위치의 가속도응답과 입력지진가속도의 진동전달함수(transfer function)는 Fig. 10과 같다. 캔틸레버 형식으로 고정된 power supply는 모든 시험에서 진동 전달률이 60을 초과하고 있다. 따라서 캔틸레버 형식으로 부착된 내부기기는 지진에 취약할 수 있을 것으로 판단된다. 입력지진동의 크기가 커질수록 30 Hz 이상의 모든 주파수 영역에서 진동전달함수 값이 크게 나타나는 것



(a) Relative displacement of recorded earthquakes



(b) Relative displacement of artificial earthquakes

Fig. 9 Relative displacement between encloser bottom and base channel

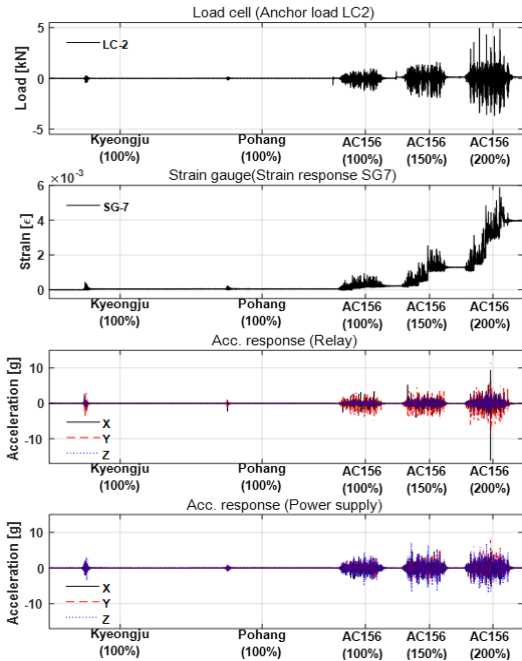


Fig. 8 Response signals of shaking table tests

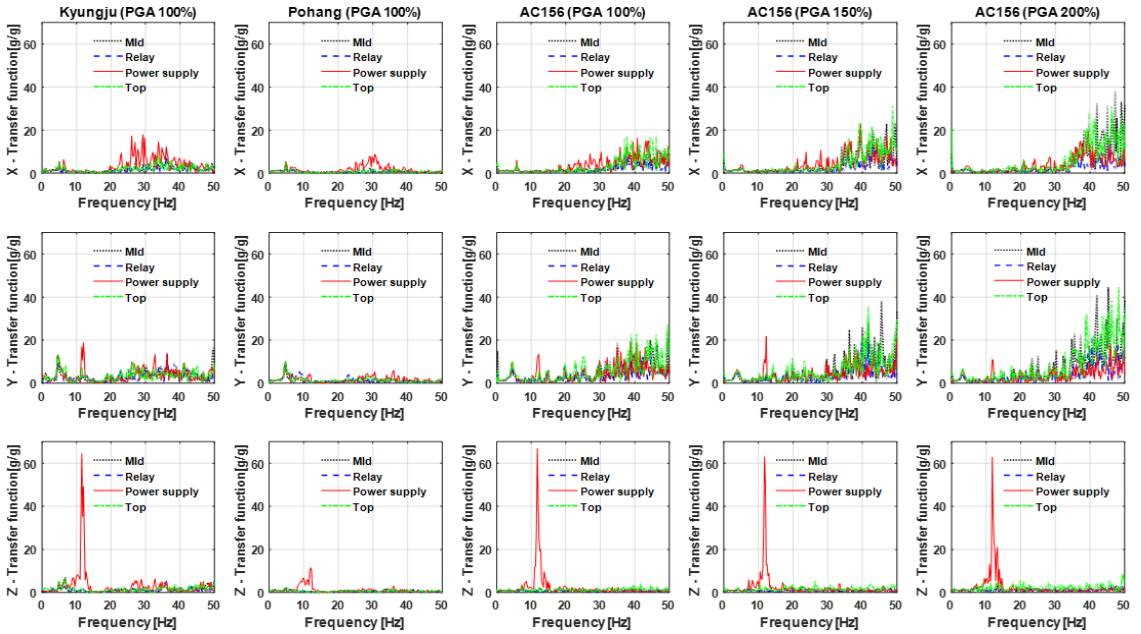


Fig. 10 Transfer function of each tests

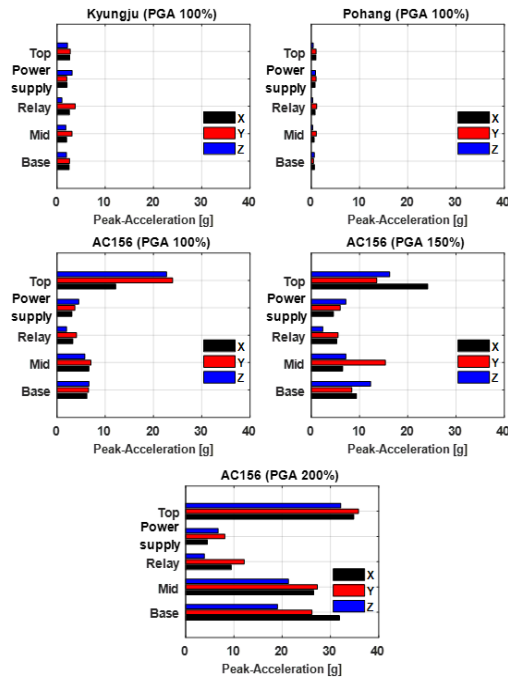


Fig. 11 Peak acceleration responses

이 확인된다. 이러한 현상은 RTU 패널이 강력한 지진동에 의해 하부 채널로부터 들림으로 인한 로킹이 발생하고 이에 따른 패널과 하부 채널의 충돌에 의하여 나타나는 현상으로 분석할 수 있다.

Fig. 11은 각 시험에서의 최대가속도 응답으로, 인공 지진 200%에서 RTU 패널의 하부에 설치된 가속도계에서 계측된 응답과 최상단에서 계측된 가속도 응답이 내부 가속도 응답과 비교하여 크게 나타나고 있다. 로킹과 들림에 의한 패널 하부의 충격이 패널 하부에 설치한 가속도계(A2)에서 계측되었으며, 충격은 프레임을 따라 상단으로 전달되어 Fig. 10 및 Fig. 11의 결과와 같이 RTU 패널 상부에서 최대가속도 값이 계측된 것으로 판단된다. 또한 같은 이유로 30 Hz 이상의 고주파 영역에서 진동전달함수가 충격 신호와 같이 모든 대역에 걸쳐 높게 나타나는 것으로 판단된다(20).

5.4 실험결과의 요약

내진설계기준 공통적용사항을 만족하도록 작성된 인공지진 150%의 진동대 시험 종료 후 RTU 패널의 구조적 손상은 발견되지 않았다. 단, 패널 내부의 전선 몰드가 일부 탈락하였으나 기능에 영향을 미치지 않는 경미한 손상으로 판단하였다. 하지만 대부분의 내진성능 검증 방법은 구성품의 탈락 또는 변형을 허용하지 않는다. 따라서 앞으로 발전설비의 내진성능을 평가하기 위한 진동대 시험방법을 제안하거나, 기존의 시험방법에 따라 평가를 수행할 경우 기능 및 구조에 미치는 영향이 미미한 손상의 허용 여부에 대하여 논의할 필요가 있을 것으로 판단한다.

6. 요약 및 결론

이 연구에서는 ICC-ES AC 156에서 제안된 절차에 따라 건축물 내진설계기준 및 내진설계기준 공통 적용사항을 만족하는 인공지진을 작성하고 가속도 배율을 50%씩 증가하며 진동대 시험을 수행하였다. 또한 국내 기록지진 경주지진과 포항지진을 입력지진 동으로 선택하였다. 진동대 시험결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 설계 지진을 초과하는 인공지진 200% 시험 중, RTU 패널의 문 고정 장치가 파손되어 문이 열림에 따라 시험을 중단하였다. RTU 패널과 같은 캐비닛 기기는 진동대를 이용한 내진시험에서 문이 열리는 사례가 빈번하다. 따라서 문의 고정 장치 또한 보강되어야 할 필요가 있는 것으로 사료된다.

(2) 인공지진 150% 가진 시 RTU 패널-하부 채널 고정볼트 주위에서 변형률이 0.002를 초과하였다. 인공지진 200% 시험에서 0.004의 누적소성변형 발생하였으며 RTU 패널-하부 채널 연결 볼트 위치의 국부변형이 육안으로 확인되었다. 따라서 이 연구의 시험대상설비인 RTU 패널의 고정부는 설계 지진에서 소성변형이 발생하기 시작한 것으로 판단된다.

(3) 영상처리기법으로 계측된 RTU 패널 하부와 하부 채널의 상대변위를 계산한 결과, 로킹 및 들림 현상에 의해 상대변위가 발생한 것으로 판단되며, 로킹에 의한 충격으로 패널 하부와 상단의 가속도 응답이 크게 상승하는 것을 확인하였다. 따라서 RTU 패널의 외함과 하부 채널 연결부에서 발생한 충격은 패널의 프레임을 따라 상단으로 전달되는 것으로 추측하였다. 이와 같이 강한 지진동에 의해 발생할 수 있는 로킹은 기기 및 설비의 고정부에 국부적인 소성변형을 유발할 수 있으며, 충격에 의한 하중증가 및 응답 증폭이 발생할 수 있음이 실험으로 확인되었다.

이 연구결과를 바탕으로 캐비닛 기기의 내진보강을 위하여 구조물의 바닥과 앵커로 고정된 하부 채널 등을 이용하여 기기가 고정되는 경우, 하부 채널과 연결되는 패널 하부의 보강이 반드시 고려되어야 할 것으로 판단된다. 이 연구의 결과는 지진하중으로 인한 전기캐비닛의 거동특성을 분석 및 사용 중인 설비의 내진보강 대책을 수립을 위한 자료로 활용될 수 있을 것이다.

후 기

이 연구는 국토교통부 플랜트 연구개발 사업의 연구비 지원(과제번호 19IFIP-B128598-03)에 의해 수행되었습니다.

References

- (1) Ministry of the Interior and Safety, 2017, Pohang Earthquake White Paper.
- (2) Oh, S. H., Park, H. Y. and Choi, K. K., 2018, Current Status and Characteristics for Nonstructural Components Damage by Earthquake, Vol. 28, No. 3, pp. 12~19.
- (3) Ministry of Land, Infrastructure, and Transport, 2019, Standard for Seismic Design of Buildings, Korean Design Standard (KDS 41 17 00).
- (4) National Radio Research Agency, 2015, Seismic Test Method for Telecommunication Facilities.
- (5) American Society of Civil Engineering, 2016, Testing Alternative for Seismic Capacity Determination, ASCE/SEI 7-16: Minimum Design Loads and Associated Criteria for Buildings and Other Structures, No. 13.2.5.
- (6) International Code Council, 2015, International Building Code.
- (7) ICC Evaluation Service, 2015, Acceptance Criteria for Seismic Certification by Shake-table Testing of Nonstructural Components, ICC-ES AC156-2010, <https://icc-es.org/acceptance-criteria/ac156/>.
- (8) Ministry of the Interior and Safety, 2017, Common Application of Seismic Design Criteria.
- (9) Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2005, IEEE Recommended Practice for Seismic Design of Substations, IEEE 693.
- (10) International Electrotechnical Commission, 2013, High-voltage Switchgear and Controlgear - Part 210: Seismic Qualification for Metal Enclosed and Solid-insulation Enclosed Switchgear and Controlgear Assemblies for Rated Voltages above 1 kV and up to and Including 52 kV, IEC TS 62271-210:2013.
- (11) Telcordia, 2006, Network Equipment - Building System(NEBS) Requirements: Physical Protection, GR-63-CORE Issue3.

(12) Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2003, IEEE Standard for Qualifying Class 1E Equipment for Nuclear Power Generating Stations, IEEE Std 323.

(13) Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2013, IEEE Standard for Seismic Qualification of Equipment for Nuclear Power Generating Stations, IEEE Std 344.

(14) Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2006, IEEE Standard for Qualification of Safety-Related Actuators for Nuclear Power Generating Stations, IEEE Std 382.

(15) International Electrotechnical Commission, 1991, Environmental testing - Part 3-3: Guidance - Seismic Test Methods for Equipments, IEC 60068-3-3.

(16) Federal Emergency Management Agency, 2007, Interim Testing Protocols for Determining the Seismic Performance Characteristics of Structural and Nonstructural Components, FEMA 461.

(17) American Society of Civil Engineering, 2000, Seismic Analysis of Safety-related Nuclear Structures and Commentary, ASCE 4-98, doi: 10.1061/9780784404331.

(18) Kim, S. W., Choi, H. S., Jeon, B. G. and Hahm, D. G., 2019, Low-cycle Fatigue Behaviors of the Elbow in a Nuclear Power Plant Piping System Using the Moment and Deformation Angle, Engineering Failure Analysis, Vol. 96, pp. 348~361.

(19) Yun, D. W., Jeon, B. K., Shin, Y. J., Chang, S. J. and Jung, W. Y., 2019, Analysis of Anchorage Behavior Characteristics of the Electrical Cabinet Using Shaking Table Tests, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 1, pp. 43~50.

(20) Yun, D. W., Chang, S. J., Jeon, B. G., Eem, S. H. and Choi, I. K., 2019, An Experimental Study on Characteristics of Vibration Caused by Rocking Modes of Electric Cabinet under Seismic Loading, Structural

Mechanics in Reactor Technology, Proceedings of the SMiRT 25 Conference, Charlotte, NC.



Bub-Gyu Jeon received his Ph.D. degree from Pusan National University with the topic related with seismic fragility evaluation of base isolated nuclear power plant piping system. He is currently the research manager in Seismic Research and Test Center. His research interests include seismic evaluation of nonstructural components and seismic behavior of internal pressurized piping system.



Da-Woon Yun received his M.S. degree from Pusan National University with the topic related with evaluation on behavioral characteristics of RC tensile member depending on the steel ratio by using image processing method. He is currently the research associate in Seismic Research and Test Center.



Woo-Young Jung received his Ph.D. degree from the State University of New York at Buffalo with the topic related with seismic retrofitting Strategies of Semi-rigid Steel Frame by using Polymer Matrix Composite Materials. He is currently a professor at the Department of Civil Engineering of Gangneung-Wonju National University.

전술급 무인기 프로펠러의 형상변화에 따른 소음 수준 특성

Sound Levels from Variable Shapes of a Tactical UAV Propeller

유 기 완[†]
Ki-Wahn Ryu[†]

(Received September 24, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

Key Words : UAV(무인기), Propeller Noise(프로펠러 소음), Thickness Noise(두께소음), Loading Noise(하중소음), Blade Tip Shape(익단형상), Acoustic Analogy(음향상사)

ABSTRACT

Sound levels from the propeller of a tactical unmanned aerial vehicle (UAV) were computed using an acoustic analogy. The potential based panel method was used to obtain the pressure distribution on the blade surface. The blade geometry, pressure distribution on the blade surface, and operating conditions were used as input data for the thickness and loading noise analyses. A change of blade shape was adopted to investigate noise signals from the UAV propeller. Noise prediction for three rotating blade speeds (tip mach numbers of 0.4, 0.8, and 0.95) from the UH-1H rotor with and without the swept tip was also carried out, respectively. It was determined that meaningful noise level reduction cannot be expected except in the case of Mach number of 0.95. Sound levels generated from three different shapes, straight, forward-curved, and backward-curved blade shapes, were compared with each other with various tip Mach numbers.

1. 서 론

최근 국내에서 무인기에 대한 연구가 민간 및 군용을 목적으로 활발하게 진행되고 있다. 대한항공에서는 150 kg급의 고정익 형태의 전술급 무인기를 개발하여 군에 납품한 바 있다. 고정익 무인기의 추진장치로 사용되는 프로펠러는 소음기를 장착한 로터리 엔진에 비해서 더 지배적인 소음 방사 특성을 가지고 있는 것으로 확인된다⁽¹⁾. 그러나 전술급 무인기는 작전 반경이 크지 않고 비교적 낮은 고도에서 운용되기 때문에 평시 지역사회에 소음으로 인한 환경 영향 뿐만 아니라, 군의 정찰을 위한 정숙성 유지에도 어려

운 문제점을 안고 있다. 따라서 소음 저감을 위한 노력의 필요성이 대두된다.

프로펠러 혹은 로터의 소음을 줄이기 위해서 여러 가지 방안이 있는데 그 중에서 블레이드의 팁 마하수를 줄이는 것이 가장 효과적이며, 블레이드의 개수 증가, 두께 감소, 팁의 후퇴각 등을 소음 저감을 위한 설계 인자로 생각할 수 있다⁽²⁾. 헬리콥터 로터의 팁 형상 변경 사례를 보면 테이퍼, 후퇴각, 팁 분할, BERP, ERATO 형상 등이 잘 알려져 있다. 일부 연구에서는 4가지 팁 형상에 따른 소음 분석 사례도⁽³⁾ 있지만, 헬리콥터는 수평 비행 특성을 감안하여 고속에서 공기역학적인 성능과 BVI 소음 저감에 대한 노력이 주를 이룬다⁽⁴⁾. 이 중에서 블레이드 팁의 형상을

[†] Corresponding Author; Member, Department of Aerospace Eng., Chonbuk National University
E-mail : kwryu@chonbuk.ac.kr

A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

바꾸는 것은 다른 설계 인자를 크게 바꾸지 않으면서 소음 감소 효과를 확인 할 수 있는 매력적인 선택이라고 볼 수 있다. 하지만 블레이드 팁 형상변경이 소음에 미치는 영향에 대해서 무인기 프로펠러에 정량적인 비교분석을 한 사례는 많지 않다. 이 연구에서는 이미 많은 검증이 이루어지고 연구 목적의 참고용 헬리콥터 로터로 활용되고 있는 UH-1H 로터의 팁 원형과 여기에 30°의 후퇴각을 준 로터에 대한 공력 해석과 소음 해석을 수행하여 후퇴각의 효과가 소음 저감에 미치는 영향을 팁 마하수를 바꾸어 가면서 확인하기로 한다. 다음으로 전술급 무인기에 적용할 수 있는 모형 프로펠러에 대해서 팁 형상을 바꾸어 가면서 소음 특성을 파악하기로 한다.

2. 제원 및 해석 방안

2.1 무인기 및 프로펠러 제원

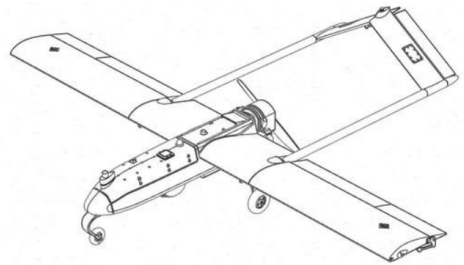
이 연구에서 다루고자 하는 전술급 무인 항공기와 프로펠러의 제원은 Table 1과 같다. Table 1의 상세 제원은 실제 운용되는 무인기에 대한 것이 아닌 사단급 전술 무인기를 가정하여 연구 목적으로 정한 제원이다⁽⁵⁾. 무인기의 분류는 작전 반경, 체공 시간, 운용 고도, 중량 등이 기준이 될 수 있으나 국제적인 통일된 기준이 있는 것도 아니고 국가마다 정한 기준도 서로 다르다. 다만 무인기의 프로펠러는 헬리콥터의 로터에 비해 그 직경이 훨씬 작다는 특징이 있다. 이 연구에서는 자체 설계한 2개의 블레이드로 이루어진 프로펠러를 소음해석에 적용하기로 한다. Fig. 1과 같이 전술급 무인기 (RQ7B)에 실제 쓰이고 있는

Sensenich 블레이드에 기반하여 직경을 0.743 m로 정한다. 블레이드의 반경 방향에 따른 시위길이 및 비틀림각 분포는 Fig. 2와 같다⁽⁵⁾. 반경방향의 형상 분포는 주어진 엔진 출력과 프로펠러 직경을 입력하여 Adkins의 최소에너지손실(minimum energy loss) 방법을⁽⁶⁾ 통해 얻어낸 자체 개발 코드의 블레이드 최적설계 결과를 Java-Prop의⁽⁷⁾ 것과 상호 비교 검증하여 신뢰도를 확인하였다.

2.2 수치해석 방안

(1) 유동장 해석

프로펠러의 유동장 해석을 위해서 포텐셜 흐름장으로 가정한다. 지배방정식은 라플라스 방정식이며, 이에 대한 일반해는 Green 정리로부터 다음과 같은 적분 형태로 표현된다⁽⁸⁾.



(a) RQ7B Shadow 200 (AAI)



(b) 29" wooden propeller (Sensenich) for RQ7B

Fig. 1 RQ7B UAV and its 29 inch propeller

Table 1 Specification of a tactical UAV

Parameters	Values
Gross weight (kg)	170
Cruise speed (m/s)	51.4
Operating altitude (m) (ft)	2400 (8000)
Required power (kW)	18.9
Propeller diameter (m)	0.743 (29 in)
Blade twist angle @ 0.75R (°)	21
Propeller efficiency @ J = 0.8 (%)	83.4
Propeller speed (r/min)	5500, 7000
Number of blades	2

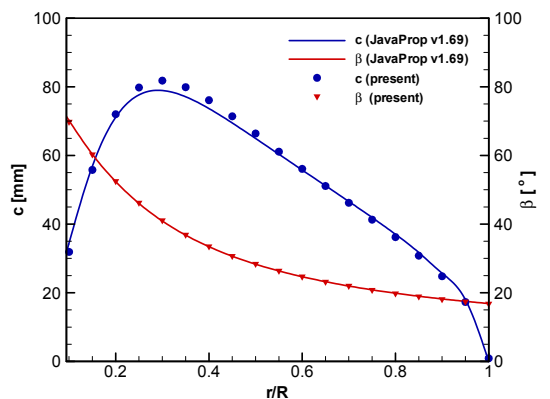


Fig. 2 Blade shape along the radial position including designed propeller shape

$$2\pi\mu_p = \int_{S_s} \mu \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{r} \right) dS + \int_{S_w} \mu_w \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{r} \right) dS - \int_{S_s} \sigma \frac{1}{r} dS \quad (1)$$

식 (1)은 프로펠러 표면과 프로펠러 후류면을 유한 크기의 사각면으로 근사화하여 다음과 같이 대수형태로 바꿀 수 있다. 이때 각 면의 도심에 조절점을 두고 그 위치에서의 용출과 중첩의 크기가 해당되는 패널을 대표하는 값으로 일정하게 가정한다.

$$\sum_{\substack{k=1 \\ k \neq j}}^{N_s} \mu_k C_{jk} - 2\pi\mu_j + \sum_{k=1}^{N_w} \mu_w C_{jk} + \sum_{k=1}^{N_s} \sigma_k B_{jk} = 0 \quad (2)$$

식 (2)에서 하첨자 j, k 는 조절점을 나타내며, B_{jk} 와 C_{jk} 는 각각 용출(source)과 중첩(doublet)에 의한 영향 계수 행렬, N_s, N_w 는 각각 프로펠러 표면과 후류면의 패널 개수이다. 식 (2)에서 미지수는 μ_j 이고, 후류의 세기 μ_w 는 프로펠러 뒷면 상하면의 중첩의 차이로 결정하고, k -패널의 용출의 세기는 아래와 같이 패널면에 수직하는 속도성분으로 얻어낸다.

$$\sigma_k = (\vec{v}_0 + \vec{\omega} \times \vec{r} - \vec{v}_w)_k \cdot \vec{n}_k \quad (3)$$

여기서 \vec{n}_k 는 k 번째 패널에서 수직 단위 벡터를 표시한다. $\vec{v}_0, \vec{\omega}, \vec{v}_w$ 는 무인기의 이동속도, 블레이드 회전 속도, 후류에 의해서 조절점에 유도되는 속도를 각각 나타낸다. 프로펠러 표면의 각 조절점에서의 압력은 다음과 같이 비정상 Bernoulli 방정식으로부터 얻을 수 있는 압력계수를 차원화하여 구한다.

$$c_{p_k} = 1 - \frac{q_k^2}{v_{ref}^2} - \frac{2}{v_{ref}^2} \frac{\partial \mu_k}{\partial t} \quad (4)$$

여기서 v_{ref} 는 프로펠러 팁 속도로 하였다. q_k 는 k -패널면에 접하는 속도벡터의 크기이며, 중첩을 직교하는 두 방향에 대한 거리 차분으로 구한다.

(2) 음향장 해석

프로펠러 음향장 해석은 음향상사 이론을 적용하기로 한다. 이 이론은 Lighthill의 식을 움직이는 물체에 대해서 확장시킨 Ffowcs Williams - Hawkins 식을⁽⁹⁾ 바탕으로 공간미분항을 다루기 쉬운 시간미분 항 꼴로 만든 Farassat Formula 1A 식을⁽¹⁰⁾ 적용하여 다음과 같이 두께소음과 하중소음으로 나누어 표현할 수 있다.

$$4\pi p'_T(\vec{x}, t) = \int_{S_s} \left[\frac{\rho_0 c_0 \dot{M}_n}{r(1-M_r)^2} \right] dS + \int_{S_s} \left[\frac{\rho_0 c_0 M_n (r \dot{M}_i \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M^2)}{r^2 (1-M_r)^3} \right] dS \quad (5)$$

$$4\pi p'_L(\vec{x}, t) = \frac{1}{c_0} \int_{S_s} \left[\frac{\dot{l}_i \hat{r}_i}{r(1-M_r)^2} \right] dS + \int_{S_s} \left[\frac{l_r - l_i M_i}{r^2 (1-M_r)^2} \right] dS + \frac{1}{c_0} \int_{S_s} \left[\frac{l_r (r \dot{M}_i \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M^2)}{r^2 (1-M_r)^3} \right] dS \quad (6)$$

여기서 c_0 와 ρ_0 는 유체의 음속과 밀도, $M_i = v_i/c_0$ 는 물체의 국부 이동 마하 수, $M_r = M_i \hat{r}_i$ 은 상대 마하 수, $M_n = v_i n_i/c_0$ 이다. $M = \sqrt{M_i M_i}$ 는 음원의 이동 마하수, $\hat{r}_i = \vec{r}/r$ 는 거리의 단위벡터, $r = \sqrt{r_i r_i}$ 는 음원과 관찰자까지의 거리이다. v_i, n_i 는 물체의 국부 이동속도와 수직 단위벡터를 각각 표시하며, 괄호 [] 기호는 지연시간 $\tau = t - r/c_0$ 을 고려한 연산을 의미한다. 식 (6)에서 l_i 는 단위면적당 유체에 가해지는 힘이다. 이 연구에서는 식 (5)와 식 (6)을 적용하여 UH-1H 로터의 소음 신호를 NASA RAPP 결과와 비교 검증한 자체 개발 코드를 이용하기로 한다⁽⁵⁾.

3. 해석 결과 및 토의

3.1 팁 마하수에 따른 후퇴각 효과

헬리콥터 블레이드에 후퇴각을 주면 조파항력을 줄여 헬기의 기동 속도를 높일 수 있을 뿐만 아니라, 위상 차이에 의한 상쇄간섭 효과에 의해 소음 저감도 기대된다⁽¹¹⁾. UH-1H는 블레이드 팁에 후퇴각이 없지만, UH-60의 경우에는 팁에서 20°의 후퇴각이 있다⁽¹²⁾. 이 연구에서는 블레이드 형상 변경에 의한 소음 저감 효과를 검토하기 위해 UH-1H 블레이드 팁에 후퇴각이 없는 경우와 있는 경우에 대한 정지비행 시의 소음 해석 결과를 상호 비교하기로 한다. UH-1H 로터의 제원은 Table 2와 같으며, 회전수는 고정되어 있고 정지비행 시의 팁 마하수는 0.73이다. 하지만 이 연구에서는 블레이드 팁의 후퇴각이 팁 마하수의 변동에 따른 차이를 확인하기 위해 회전수를 변수로 처리하기로 한다.

먼저 UH-1H 블레이드 팁 마하수가 0.8인 경우의 해석은 Kocurek et al.⁽¹³⁾ 지정후류 모델(prescribed

wake model) 방식을 적용하였다. 블레이드 반경방향으로 수치해석을 통해 얻어진 순환의 세기 변화를 확인하여 블레이드 팁 부근에서 강하게 말리는(roll-up) 후류는 와선(vortex filament)으로, 그 내부는 와면(vortex sheet)으로 각각 처리하였다. 블레이드 반경 위치 0.8 R에서 30°의 후퇴각을 준 UH-1H 로터의 수렴된 후류 형상은 Fig. 3과 같다. 무인기 프로펠러는 헬기 로터에 비해 훨씬 작기 때문에 로터의 크기 차이가 소음에 어떤 영향을 주는지 확인하기 위해 1/1 크기의 로터에 대해서 후퇴각의 존재 여부에 따른 소음해석을 수행하여 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 지정후류 식을 이용한 후류의 수렴과정은 Kocurek et al.⁽¹³⁾ 절차를 적용하였다.

Fig. 4 및 Fig. 5는 블레이드 팁에서의 후퇴각 유무와

Table 2 Dimensions of UH-1H rotor

Parameters	UH-1H
Number of blades	2
Twist (°)	10.9, linear
Tip sweep (°)	0.0
Diameter (m)	14.63
Chord (m)	0.53
Hub radius (m)	0.826
RPM (r/min)	324
Airfoil	NACA0012
Tip mach number ($c_0 = 340$ m/s)	0.73

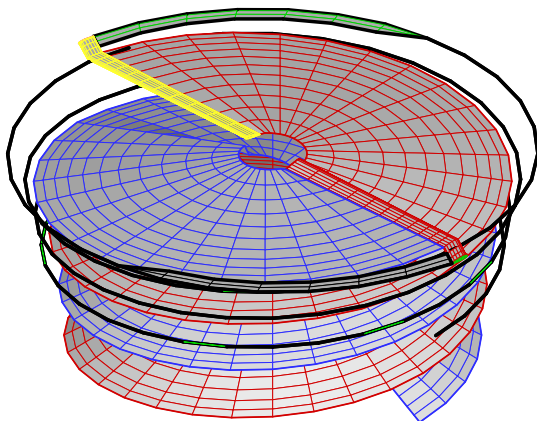


Fig. 3 Prescribed wake geometry for UH-1H rotor with 30° swept tip (tip mach number = 0.8)

팁 마하수 효과가 소음 신호에 어떤 영향을 주는 지 파악하기 위한 두께소음의 시간변동 결과이며, 정량적인 비교를 위해 두께 및 하중소음 수준의 합을 Table 3에 표시하였다. 음압의 계측위치는 중심으로부터 회전면상의 반경방향으로 1.5D 지점이다. Fig. 4(a)와 4(b)에서와 같이 $M=0.4$ 와 0.8 인 경우 1/1 척도에 대한 블레이드 팁의 후퇴각 유무가 소음신호의 차이에 기여하는 정도는 미미하다. 여기서 보여주는 시간 영역은 Fig. 4(a)인 경우 블레이드가 완전히 1회전 한 기간 동안 블레이드 2개에서 나온 음압신호이지만, Fig. 4(b)와 Fig. 4(c)는 블레이드 하나에 대한 소음 신호만을 보여준다. 실제로는 로터가 1회전하는 동안에는 동일한 피크 신호가 2회 관찰된다. Fig. 4(c)와 Fig. 5에서 나타낸 것처럼 $M=0.95$ 인 경우는 1/1 척도와 1/7 척도 모두 2 dB 정도의 소음 저감 효과를 보여주고 있다. 결론적으로 블레이드 팁에서 후퇴각에 의한 소음 저감을 얻어내기 위해서는 블레이드 팁 마하수가 마하수 1에 가까운 고속회전인 경우에만 가능하다.

1/7 척도의 로터에 대한 블레이드 통과 주파수 (blade passing frequency, BPF)는 1/1 척도의 로터의 7 배이다. 즉 팁 마하수가 0.95인 경우 1/1 척도 로터와 1/7 척도 로터의 BPF는 각각 14.1 Hz와 98.6 Hz이다. 따라서 Table 3과 같이 A-가중은 저주파에서 저감 효과가 크므로 1/7 로터의 dBA 값이 1/1 로터의 dBA 값보다 더 크게 됨을 알 수 있다.

3.2 전술급 무인기 프로펠러의 형상 변화

Table 1에 해당하는 전술급 무인기의 프로펠러는 직선(straight blade), 전향(forward-curved blade), 후향(backward-curved blade) 등, 3가지 블레이드 형상에 대해서 유동 및 음향장 해석을 수행하였다. 전향 및 후향 블레이드의 구부러진 형상은 에어포일의 전단에서부터 코드방향으로 33%의 위치가 다음 지점에 오도록 정한다.

Table 3 Simulated noise levels of UH-1H rotor

M_{tip}	No swept tip (dB) (dBA)		Swept tip (dB) (dBA)	
	1/1 scale	1/7 scale	1/1 scale	1/7 scale
0.4	50.4 (13.6)	76.4 (50.0)	50.5 (13.9)	76.2 (49.9)
0.8	110.2 (90.5)	110.5 (107.1)	110.0 (89.5)	110.1 (106.5)
0.95	133.5 (127.1)	133.6 (134.3)	131.8 (124.6)	131.8 (132.5)

$$y = -r_2 + \sqrt{r_2^2 - (r - r_1)^2} \quad (7)$$

여기서 r 은 프로펠러 허브 중심으로부터의 거리이며, 하첨자 1과 2는 프로펠러 허브 중심으로부터 곡률이 시작되는 지점까지의 거리와 블레이드 중양을 벗어난

구부러진 부위의 곡률 반경을 각각 나타내고, y 는 프로펠러 허브 중심을 지나는 축으로부터 수직으로 떨어진 거리를 나타낸다. 이 연구에서는 $r_1 = 0.5$, $r_2 = 0.6$ 을 선택하였다. 식 (7)은 프로펠러 반경으로 무차원화 된 값들이며, 전향 블레이드를 예로 블레이드 평면 향상을 도시하면 에어포일 앞전으로부터 코드의 33%가 되는 위치를 Fig. 6에 나타내었다.

후류 해석은 순차적 시간적분법을 통한 자유후류 방법을 적용하였으며, 그 형상들은 Figs. 7(a) ~ 7(c)에 나타내었다. 음압 수준의 계측위치는 중심으로부터 1.5D 만큼 떨어진 거리에서 방위각 $\psi = 0^\circ$ 와 -45° 지점에 대해 음향 신호를 취득한다. 여기서 $\psi = 0^\circ$ 는 로터 회전면 상을, - 부호는 프로펠러 후류 방향을 각각 의미한다. 블레이드 회전수 5500 r/min 및 7000 r/min에 대한 음압수준을 A-가중 처리하여 Table 4와 Table 5에

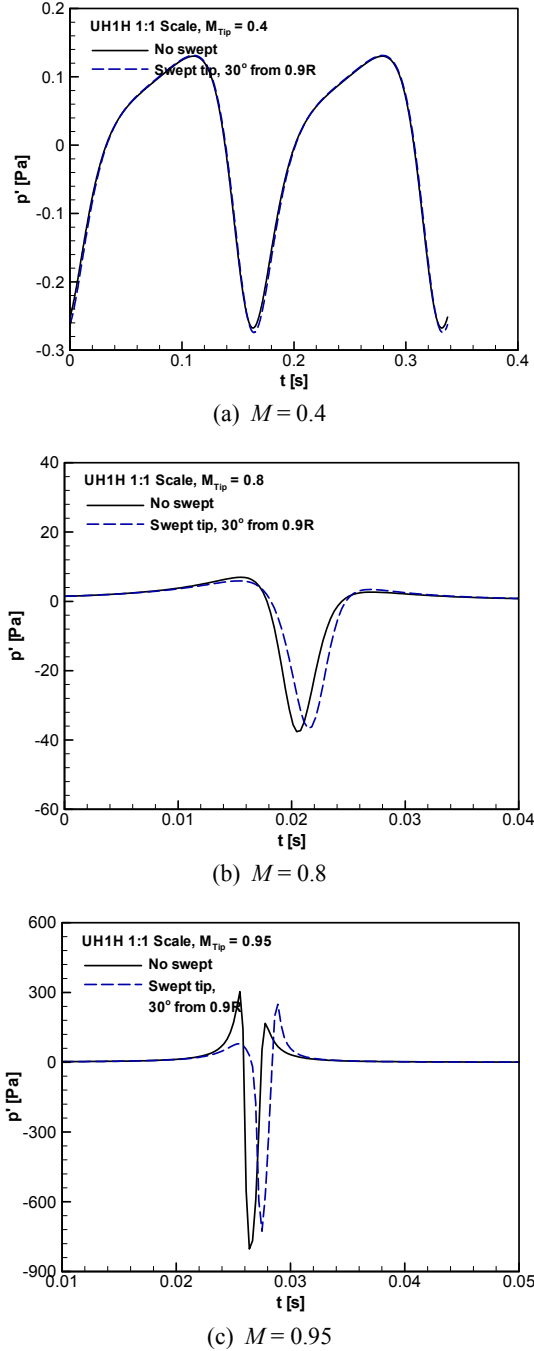


Fig. 4 Noise signal from UH-1H 1:1 scale rotor

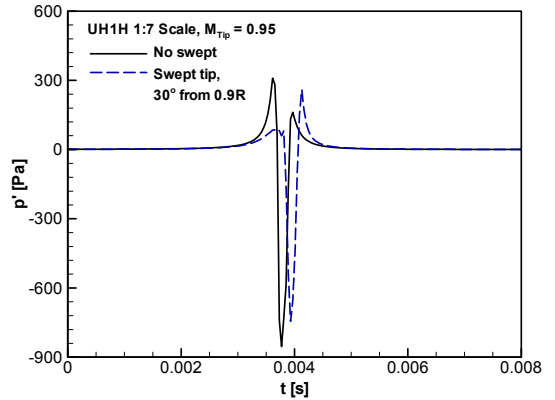


Fig. 5 Noise signal from UH-1H 1:7 scale rotor for tip mach number of 0.95

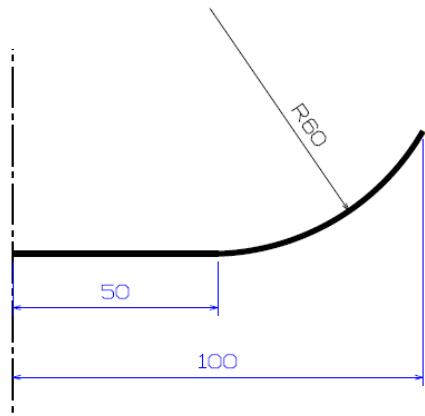
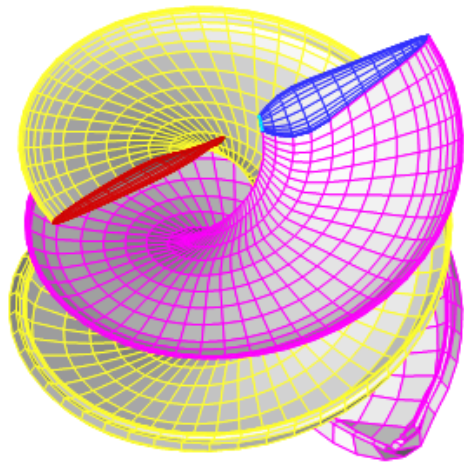
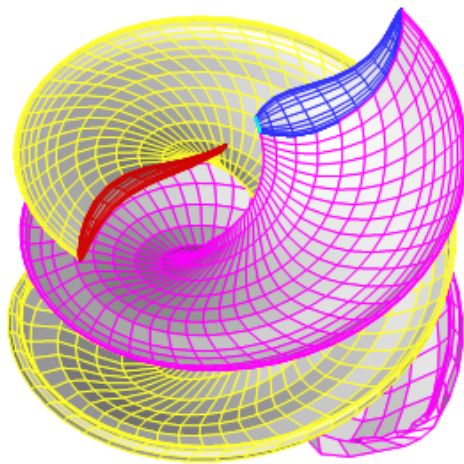


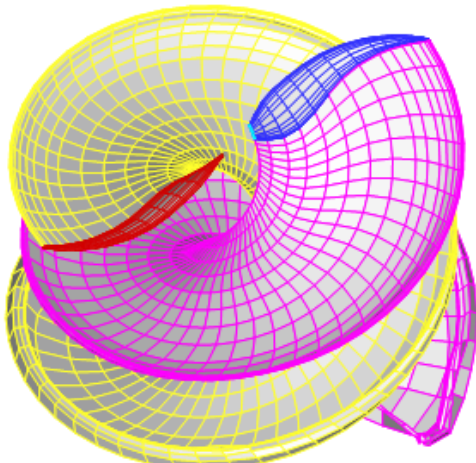
Fig. 6 Plan view of 33% chord location for a forward-curved blade



(a) Straight blade



(b) Forward-curved blade



(c) Backward-curved blade

Fig. 7 Various blade shapes of a UAV

Table 4 Simulated noise levels (dBA) of UAV propellers for 5500 r/min

ψ	Shapes	Thickness	Loading	Total
0	Straight	92	101	102
	Forward	92	101	103
	Backward	92	101	103
45	Straight	81	99	99
	Forward	81	98	98
	Backward	81	98	98

Table 5 Simulated noise levels (dBA) of UAV propellers for 7000 r/min

ψ	Shapes	Thickness	Loading	Total
0	Straight	109	122	123
	Forward	109	122	123
	Backward	109	123	123
45	Straight	94	117	117
	Forward	94	117	117
	Backward	93	118	118

두께소음, 하중소음, 합산소음 순으로 각각 정리하였다. 여기서 블레이드의 회전수 5500 r/min 및 7000 r/min 은 팁 마하수로 환산하면 진진속도가 없는 경우에 대해 각각 0.62와 0.79에 해당한다. 이 값들이라면 앞에서 헬리콥터 로터모형에 대해 이미 검증하였듯이 팁 마하수가 1에 가깝지 않은 경우에 형상변화에 따른 소음 수준의 차이는 기대하기 어렵다는 점을 다시 한 번 확인할 필요가 있다.

계산 결과 Table 4와 Table 5에서 $\psi = 0^\circ$ 와 -45° 지점에 대해서 하중소음은 두께소음에 비해 각각 약 10 dBA ~ 13 dBA와 20 dBA ~ 23 dBA 정도 높은 수치를 보여 줌으로써 하중소음이 두께소음에 비해 우세한 특성을 나타낸다. 프로펠러의 형상 변화 효과는 Table 4와 Table 5에서 수치로 확인할 수 있듯이 직선 형상과 곡선형상의 소음수준은 차이가 없음을 알 수 있다. 따라서 무인기 프로펠러의 운용범위라 할 수 있는 팁 마하수 0.8 미만에서 블레이드의 형상 변화가 소음수준에 미치는 영향은 미미하다 해도 무방하다.

4. 결 론

이 연구에서는 전술급 무인기에 사용되는 2엽 블레이드의 프로펠러에 대한 형상 변화가 소음 특성에 미치는 영향을 파악하였다. 블레이드의 팁 형상 변화가 회전수에 따라서 어떤 소음 특성이 있는지를 UH-1H

로터에 대해서 1/1과 1/7 축소 로터에 대해서 음향장을 예측 하였으며, 팁 마하수가 0.95인 경우 2 dB 정도의 소음수준의 감소가 있음을 확인하였다. 다만 팁 마하수 0.4와 0.8인 경우에는 소음 저감 효과를 기대할 수 없었다. 이러한 특성을 감안하여 전술급 무인기에 대해서 블레이드 형상변화에 따른 소음 특성을 해석한 결과 프로펠러 운전 범위에 대응하는 팁 마하수 0.62와 0.79 (최대 속도)에서 소음 저감 효과는 미미한 것으로 나타났다. 따라서 블레이드 팁 마하수 0.8 미만에서 소음수준의 저감을 목적으로 블레이드 팁에 후퇴각을 주거나 블레이드를 곡선 형태로 만드는 것은 소음 저감에 효과가 없는 것으로 결론지을 수 있다.

References

(1) Gwon, H. R., Hwang, K. L. and Park, S. R., 2016, Noise Characteristics of the Tactical Unmanned Aerial Vehicle Propeller, Proceedings of the KSAS Annual Fall Conference, pp. 683~684.

(2) Stoll, A., 2012, Design of Quiet UAV Propeller, Master's Thesis of the Degree of Engineer, Stanford University, Stanford, CA.

(3) Lee, A. and Mosher, M., 1978, A Study of the Noise Radiation from Four Helicopter Rotor Blades, NASA Conference Publication 2052: Part I, pp. 387~402.

(4) Brocklehurst, A. and Barakos, G. N., 2013, A Review of Helicopter Rotor Blade Tip Shapes, Progress in Aerospace Sciences, Vol. 56, pp. 35~74.

(5) Ryu, K. W., 2018, Discrete Noise Prediction of Small-Scale Propeller for a tactical Unmanned Aerial Vehicle, Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol. 21, No. 6, pp. 790~798.

(6) Adkins, C. N. and Liebeck, R. H., 1994, Design of Optimum Propellers, Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, No. 5, pp. 676~682.

(7) Hepperle, M., 2018, JavaProp v1.69, [https://](https://www.mh-aerotoools.de/airfoils/javaprop.htm)

www.mh-aerotoools.de/airfoils/javaprop.htm (accessed August 18, 2018).

(8) Maskew, B., 1981, Prediction of Subsonic Aerodynamic Characteristics: A Case for Low-order Panel Methods, Journal of Aircraft, Vol. 19, No. 2, pp. 157~163.

(9) Ffowcs Williams, J. E. and Hawkings, D. L., 1969, Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion, Philosophical Transactions of the Royal Society A, Mathematical and Physical Sciences, Vol. 264, No. 1151, pp. 321~342.

(10) Farassat, F. and Succi, G. P., 1983, The Prediction of Helicopter Rotor Discrete Frequency Noise, Vertica, Vol. 7, pp. 309~320.

(11) Kim, Y. S. and Rho, O. H., 1988, Noise Analysis for Propeller Blade using Time Domain Method, Proceedings of the KSAS Annual Fall Conference, pp. 117~123.

(12) Kim, Y. N., Kang, S. H. and Ryu, K. W., 2017, Performance Analysis and Noise Characteristics of YH-1H and UH-60 Helicopter Blades in Hovering Motion, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 483~492.

(13) Kocurek, J. D. and Tangler, J. L., 1977, A Prescribed Wake Lifting Surface Hover Performance Analysis, Journal of the American Helicopter Society, Vol. 22, No. 1, pp. 24~35.



Ki-Wahn Ryu received the B.S. degree in Aerospace Engineering from Korea Aerospace University in 1986, and the M.S. and the Ph.D. degrees from KAIST in 1989 and 1997 respectively. He is now a professor at the department of Aerospace Engineering in Chonbuk National University. His current fields of interest include aeroacoustics, aerodynamics, and flow-induced vibration.

2행정 저속 디젤 엔진용 종진동 댐퍼의 모델링 방법

Axial Vibration Damper Modelling Method on the Two Stroke Low Speed Diesel Engine

송명호*·이돈출†
Myeongho Song* and Donchool Lee†

(Received October 8, 2019 ; Revised November 1, 2019 ; Accepted November 5, 2019)

Key Words : Axial Vibration Damper(종진동 댐퍼), Two Stroke Low Speed Diesel Engine(2행정 저속 디젤 엔진)

ABSTRACT

The axial vibration of the crankshaft was first introduced in 1940 and related studies were conducted in the 1960s. An axial vibration countermeasure of a de-tuner, similar to a thrust bearing, was applied at an early stage. After the first and second oil shocks in the 1970s, MAN Energy Solutions developed the fuel-saving long-stroke MC engine and they began to apply the axial vibration damper (AVD) in earnest. Around that time, WinGD also developed the RTA engine and started to apply AVD. They installed the AVD as a separate structure on the crankshaft end. Currently, a compact structure is applied to all two-stroke low-speed diesel engines for ships, regardless of the number of cylinders. However, hull vibration caused by thrust variation force resulting from axial vibration is occasionally a problem. There have been studies on the damping adjustment method of AVD to reduce the thrust variation force in specific operation areas. In this paper the AVD was modeled by various functions between a damper and de-tuner. The axial vibration characteristics of a propulsion shaft system using the research model 11G90ME engine were investigated through theoretical analysis and measurement data according to the AVD modeling method. The results indicated that the suitable modeling method of AVD was the combined function of damper and de-tuner.

1. 서론

크랭크축의 종진동에 대한 연구는 1940년 처음으로 소개되었고 이후 1960년대 상당한 연구결과들이 발표되었다⁽¹⁾. 이러한 종진동 연구와 함께 초창기 추력 베어링과 유사한 디튜너(de-tuner)가 적용되었을 것으로 추정된다. 디젤엔진의 종진동 댐퍼(axial vibration damper : AVD)에 대한 연구는 문헌상 1962

년 코펜하겐에서 열렸던 제 6차 CIMAC(international council on combustion engines)의 A14번 논문에서 찾을 수가 있다⁽²⁾. 그리고 1970년대 1, 2차 오일 쇼크 이후 MAN ES사가 연료절약형 장행정 MC엔진을 개발하면서 크랭크축의 종진동뿐만 아니라 종진동에 의해서 발생하는 추력변동력이 선체상부에 전달되어 선박의 거주구 전후진동이 심해서 AVD를 본격적으로 적용하기 시작하였다. 당시 WinGD사도 RTA엔진을 개발하여 7실린더 등 특정 실린더 엔진에만

† Corresponding Author ; Member, Mokpo Maritime University
E-mail : ldevib@mmu.ac.kr

* Marine Engineering, Mokpo Maritime University

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

AVD를 적용하기 시작하였다. 그 당시에는 AVD는 크랭크축 선단에 별도 구조로 설치되었다. 현재는 실린더 수에 관계없이 선박용 2행정 저속 디젤엔진에 표준으로 모두 콤팩트 구조를 적용하고 있으며 감쇠와 함께 크랭크축의 종진동 자체는 큰 문제가 없다. 그러나 종진동에 의해서 발생하는 추력변동력 때문에 선체진동이 문제가 되어 특정한 영역에서 추력을 줄이기 위해 AVD의 감쇠 조절에 관한 연구를 한 사례도 있다³⁾.

이 논문은 11G90ME엔진을 주 기관으로 한 추진축계의 종진동을 연구 모델로 선정하여 AVD의 모델링 방법에 따른 이론적 해석과 측정 자료를 통해서 종진동 특성을 검토하고자 한다.

2. 종진동 댐퍼 구조와 모델링 방법

Fig. 1은¹⁾ 디튜너의 구조를 보이며 순수한 종진동을 줄일 목적으로 사용되기 때문에 중간에 미첼(Michell)형 추력 베어링 대신 롤러 베어링이 들어있어 크랭크축 선단과 기계적으로 접촉되며 종 방향으로 강성을 유지한다. 이후 1960년대 초기 이탈리아 GMT사에서 개발한 종진동을 위한 제동장치를 Fig. 2에 보인다²⁾. 이 그림에서 AVD의 실린더는 엔진 프레임 구조와 연결되어 있고 피스톤은 크랭크축 끝단에

서 연장되어 있다. 그리고 좀 더 상세한 우측 그림에서 피스톤에 홀이 있는데 양 실린더 사이에 오일의 통로로 오리피스 역할을 한다. AVD 구조와 역할은 최근 개발된 제품과 비교하여 손색이 없다. Fig. 3은²⁾ Fig. 2에서 오리피스의 홀 크기에 따른 종진폭을 측정한 결과로 비틀림진동에 의한 종진폭을 감소시킬 수 있다. 특히 엔진회전수가 120 r/min ~ 130 r/min에서 홀이 없을 경우 종진동이 오히려 증가함을 보이며 오리피스 홀을 조정하여 최적화가 요구된다. 그 당시에도 종진동에 의해서 크랭크축의 굽힘응력이 증가하고 비틀림진동 응력과 합성되어 크랭크축은 강도상 문제가 될 수 있었다. 그 후 MAN ES사가 연료절약형 장행정인 MC엔진을 개발하여 소개하면서 크랭크축의 종진동뿐만 아니라 종진동에 의해서 발생하는 추력변동력이 선체상부에 전달되어 종종 문제가 되어 왔다. 경쟁사인 WinGD사도 장행정인 RTA엔진이 개발하여 Fig. 4와 같이 AVD를 크랭크축 선단에 별도로 설치하였다¹⁾. 그 후 MAN ES사는 Fig. 5와 같이 콤팩트형의 댐퍼를 개발하여 지금까지 동일한 구조로 전 엔진에 표준으로 설치하고 있다. 여기서 라멜라 플레이트는 오리피스 역할을 하며 AVD에서 양 실린더 사이 한 개로 중앙이 개방된 플레이트는 서로 오일 통로가 된다. 그리고 두 개의 홀로 중간에 폐쇄된 플레이트는

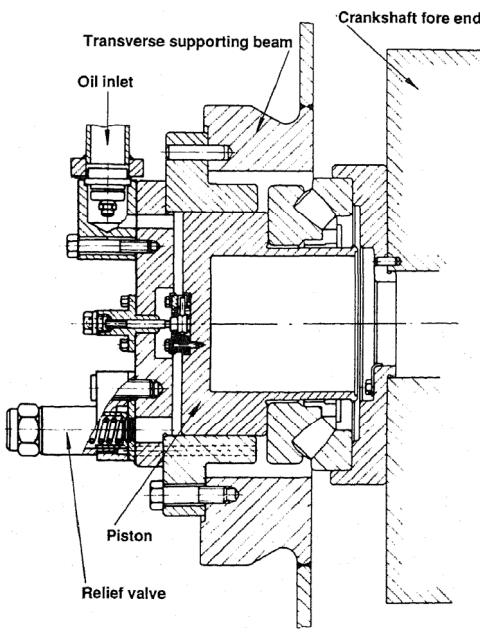


Fig. 1 Early design of de-tuner for axial vibration

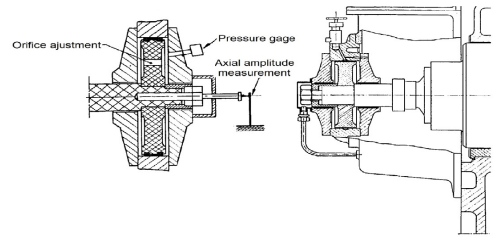


Fig. 2 AVD structure of GMT company

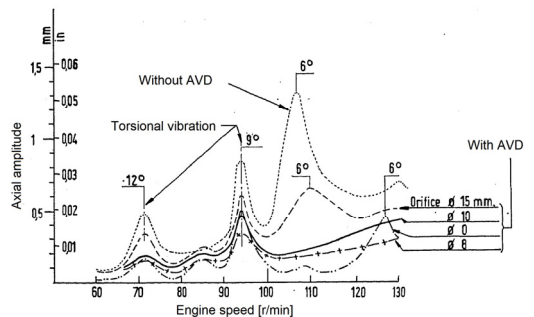


Fig. 3 Axial amplitude in active and inactive condition of AVD

양 실린더 간에 오일이 통과하지 못하도록 하여 종진동 감쇠를 조절할 수 있는 구조로 되어 있다. 이 플레이트들을 적합하게 겹쳐서 조립하면 AVD의 감쇠를 조절할 수 있다. WinGD사의 AVD 구조는 Fig. 6과 같으며 우측 그림에서 노즐을 이용하여 두 실린더 사이의 오일 흐름을 조절할 수 있으며 특이한 점은 우측 그림에서 실린더 사이에 사용된 링은 황동으로 제작되어 수리보수가 불필요한 반영구적이며 시운전시 종진폭을 체크하여 그 기능을 확인하고 별도로 모니터링 장치를 설치하지 않는다. Fig. 7은 종진동에 의해서 발생하는 추력변동력을 조정하기 위하여 실린더 간에 오일이 통과할 수 있는 라멜라 플레이트의 두께를 조정하여 선체진동을 감소시킨 사례이다⁽³⁾. 이 실험결과에서 AVD를 순수한 감쇠력만으로 작용하는데 큰 무리가 있다. 또한 순수한 강성으로 작용하는 디튜터로

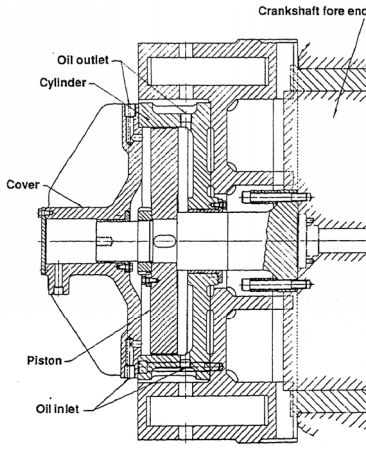


Fig. 4 Early design of damper for axial vibration

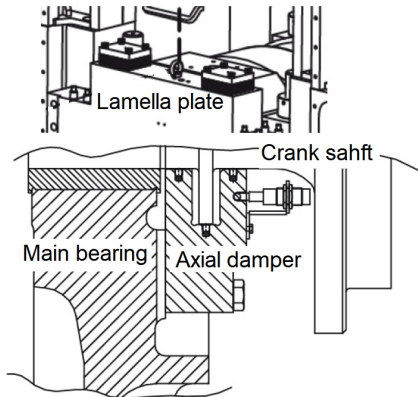


Fig. 5 AVD of MAN ES Company.

보기도 어려울 수 있다. 유사하게 비틀림진동 댐퍼로 사용되고 있는 실리콘유가 충전된 점성댐퍼의 경우도 제작사에서 점성과 강성을 동시에 고려한 값을 제시하고 있다. 식 (1)은 이러한 두 영역의 경계를 검토하여 감쇠와 강성이 복합된 수식이다. 그리고 AVD의 모델링 방법을 점성 비틀림진동댐퍼와 주 저자의 지금까지 경험을 고려하여 Fig. 8에 보인바와 같이 5가지로 구분하여 표시하였다. A 경우는 AVD가 작동되지 않을 경우이며 식 (1)에서 α , β 는 모두 영인 상태

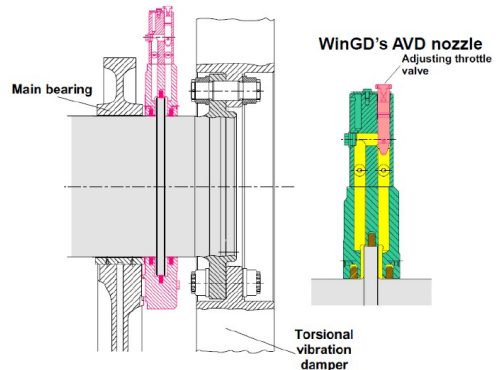


Fig. 6 AVD of WinGD Company

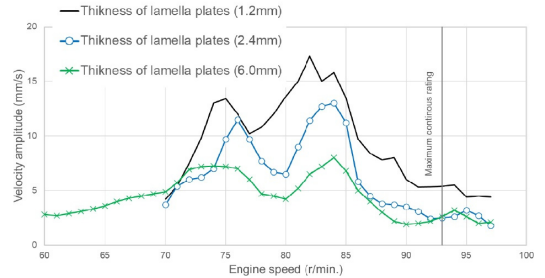


Fig. 7 Hull structure vibration by AVD damping adjustment

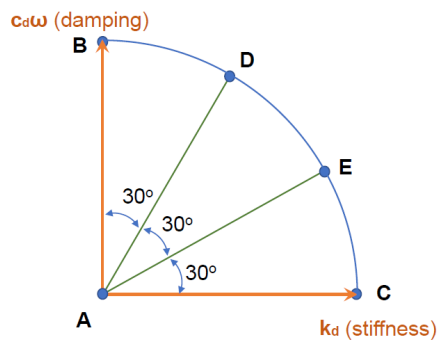


Fig. 8 AVD modelling methods

이다. B는 α 가 1인 순수한 감쇠만을 고려한 댐퍼 모델이고 C는 β 가 1인 순수한 강성만 고려한 디튜너 모델이다. 종진동 및 선체진동의 계측자료 그리고 점성 댐퍼의 모델링 기법을 참조하여 AVD도 감쇠와 강성이 동시에 작용하는 복합된 모델로 모델링할 수 있으며 D의 경우는($\alpha = 0.866, \beta = 0.5$) 감쇠에 E의 경우는($\alpha = 0.5, \beta = 0.866$) 강성에 가까운 모델이다. 여기서 $\alpha \times c_d \omega$ 는 감쇠 항이고 $\beta \times k_d$ 는 강성 항이며 위상은 90° 간격이다.

$$\alpha^2 + \beta^2 = 1 \quad (c_d \omega = k_d) \tag{1}$$

3. 종진동 댐퍼의 이론 모델에 따른 종진동해석

연구 대상 선박의 추진을 위한 엔진 및 프로펠러의 체원은 Table 1과 같다. 종진동 해석은 자체적으로 개발된 프로그램을 이용하였고⁽⁴⁾, MAN ES에서 추천하는 모델을 이용 실린더 당 2개의 집중질량계로 분할하였다. 종 및 비틀림 진동 하모닉 계수는 엔진제작

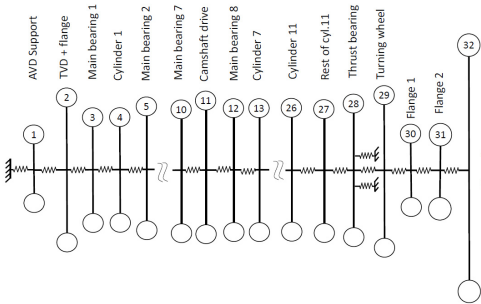


Fig. 9 Mass spring system for axial vibration

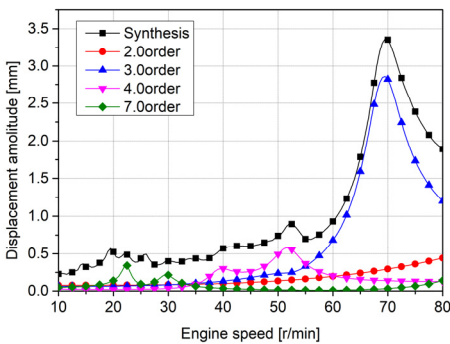


Fig. 10 Axial displacement amplitude at crank shaft free end of modelling method A

사에서 제공받았다.

C 모델을 기준으로 계산된 고유진동수를 Table 2에 보인다. Fig. 10은 Fig. 8의 A 모델에서 AVD가 작동하지 않을 경우 크랭크축의 선단진폭을 보이며 이 실험은 축의 안전과 베어링들의 손상을 고려하여 수행하기가 곤란하며, AVD의 성능을 항상 모니터링하기 위한 장치가 본선에 설치되어 있다. Fig. 11은 추

Table 1 Specification of the 11G90ME propulsion engine

Axial damper	Stiffness of thrust (MN/m)	590
	Rel. damping (MN/s)	6.0
	Weight (kg)	7300
Thrust bearing	Stiffness of thrust (MN/m)	3153
Torsional damper	Tuned type	D360/2/V/M
	Diameter (mm)	3600
	Outer/Inner inertia (kg·m ²)	56 500/4506
	Stiffness (MN·m/rad)	210
	Relative damping (kN·m/s)	1250
	Weight (kg)	31 565
Main engine	Type	11G90ME
	Cylinder bore×stroke (mm)	900×3260
	Power at MCR (kW×r/min)	46 360×75.7
	Pmi at full load (bar)	17.11
	Nominal torque (kN·m)	5848
	Reciprocating mass (kg/cyl.)	15 767
	Firing order	1-5-11-6-2-7-9-4-3-6-10(uneven)
	Dia. of crank shaft (mm)	1130
	Conn. ratio (r/l)	0.488
	No. of cylinder	11
	Weight (ton)	1786
	Propeller	Type
Diameter (m)		10.0
No. of blade (ea)		5
Moment of inertia (ton·m ² (in water))		512.2
Weight (ton)		88.46

Table 2 Natural frequencies of axial vibration

Number of node	Natural frequency (unit : cycle/min)	
	Inactive	Active
0	207.57	291.77
1	590.35	680.72
2	758.17	778.91

력베어링(Fig. 9의 Mass No. 28)의 추력 변동력을 보이며 60 r/min 이하에서 발생하는 힘은 비틀림진동에 의해서 기인된 것이며^(5,6) 60 r/min 이상에서는 순수한 종진동으로 0절 3차의 공진점이 엔진상용회전수 안에 존재한다.

Fig. 12는 Fig. 8의 B 모델인 AVD의 순수한 감쇠로 가정하여 해석한 진폭으로 4차 성분은 7차 성분보다 적어 그림 상에 표시가 되지 않았다. Fig. 13에서도 동일하게 추력변동력을 보이며 4차 성분은 비틀림진동에 의한 성분만 현저하게 크고 선체진동이 일어나기 쉬운 60 r/min이상에서는 크지 않다. Fig. 14는 Fig. 8의 C 모델에서 강성만 존재하는 순수한 디튜너 모델로 4, 5차의 피크 점을 보이며 Fig. 15에서 추력 변동력은 4차가 또 다른 피크 점을 70 r/min이상에서 보인다. Fig. 7과 같이 선체진동이 일어날 경우 AVD의 이러한 감쇠조정과 같은 효과를 확인할 수 있다. 이 실험 대상 선박은 14 000 TEU의 대형 컨테이너선으로 연돌과 거주구가 분리되어 있는 구조로 엔진이 있는 위치는 바로 연돌에 해당되어 선체진동의 체크

가 쉽지 않고 중요성도 떨어진 곳이다. 모델 A, B, C의 해석결과로부터 AVD는 순수한 감쇠 또는 강성 기능만으로 작용하는 것으로 보기는 어렵다. 이를 보완하기 위한 모델이 D, E의 모델이며 D 모델은 댐퍼의 특성이 강하고 E 모델은 디튜너 특성에 가까운 모델이다. 그리고 Fig. 16, Fig. 17은 Fig. 8의 모델 D, E에 대한 추력 베어링의 종진폭의 해석결과이며 E 모

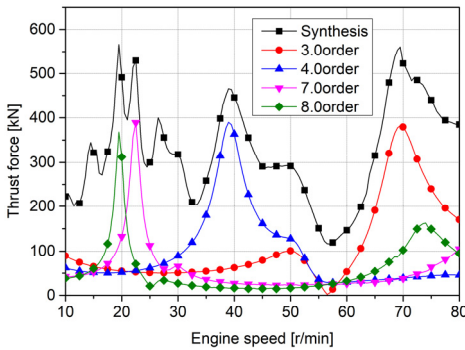


Fig. 11 Thrust variation force at thrust bearing of modelling method A

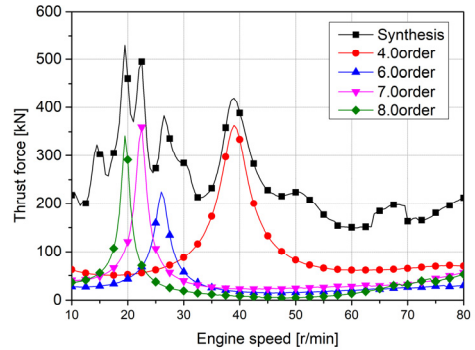


Fig. 13 Thrust variation force at thrust bearing of modelling method B

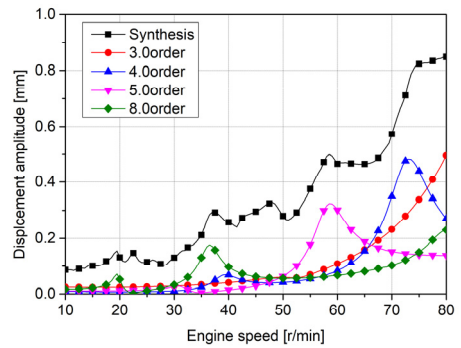


Fig. 14 Axial displacement amplitude at crank shaft free end of modelling method C

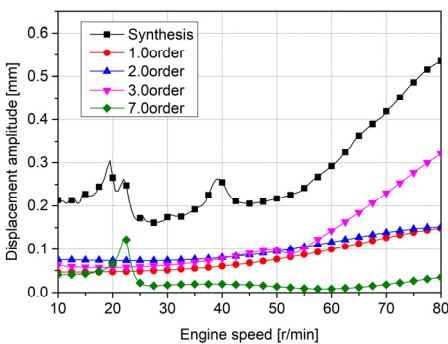


Fig. 12 Axial displacement amplitude at crank shaft free end of modelling method B

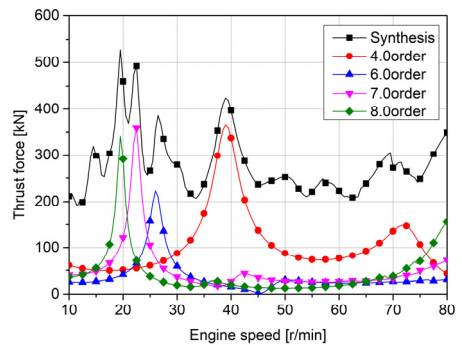


Fig. 15 Thrust variation force at thrust bearing of modelling method C

델은 종진동 3차 공진영역에서 종진폭이 증가함을 확인할 수 있다. 또한 이 값에 추력베어링의 강성 값을 곱하면 추력변동력이 된다.

4. 종진동 실험결과와 비교

크랭크축 선단진폭은 종진동 모니터링 시스템을 이용하였고 크랭크축과 연결된 중간축의 플랜지에서 종진폭을 측정하기 위하여 LVDT를 설치하였으며 전체적인 장비는 Fig. 18과 같이 배치하였다. 그리고 여기서 얻은 신호는 NI A/D 변환기를 이용하였고 분석 S/W는 자체 개발한 EVAMOS를⁽⁷⁾ 이용하였다. 또한 추력변동의 주원인인 비틀림진동을 측정하기 위하여 중간축에 스트레인게이지를 이용한 full bridge를 구성하여 부착하고 원격 시스템을 이용 비틀림진동을 동시에 측정하였다. Fig. 19는 크랭크축 선단에서 측정 한 종진폭이며 1차와 2차는 주 베어링의 상부 갭에 의해서 크랭크축이 회전하면서 생기는 런아웃(run-out)으

로 판단된다. 3차와 4차 성분의 진폭은 해석결과보다 적지만 오히려 디튜너 모델에 가깝고 비틀림진동의 공진점인 40 r/min에서는 종진폭이 크지 않아 감쇠값이 적게 평가되는 것으로 판단된다. Fig. 20은 중간축에서 측정한 종진폭 결과로 이론 해석상 0절의 진동모드는 추력베어링과 진폭과 같다. 여기서 1차와 2차는 크랭크축 선단과 유사하게 중간축의 런아웃으로 판단된다 해석상으로 3차와 5차는 크지 않지만 측정결과는 약간 큰 편이다. 4차는 AVD의 강성 성분이 강한 E 모

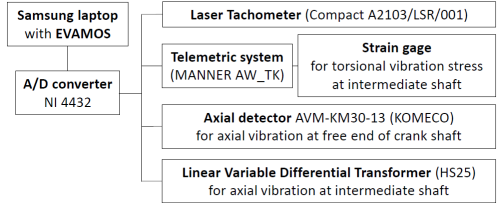


Fig. 18 Schematic diagram for torsional and axial vibration measurement

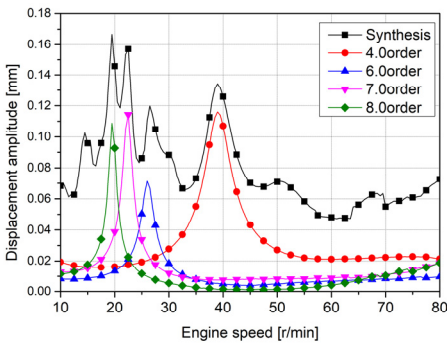


Fig. 16 Axial displacement amplitude at thrust bearing of modelling method D

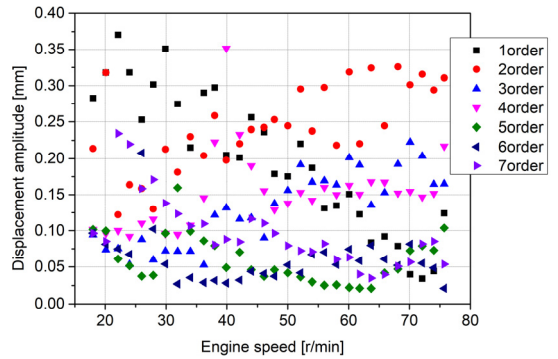


Fig. 19 Axial displacement amplitude measurement at crank shaft free end

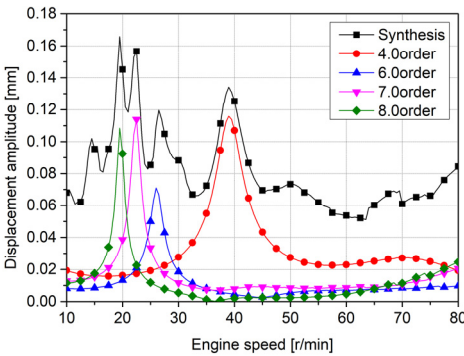


Fig. 17 Axial displacement amplitude at thrust bearing of modelling method E

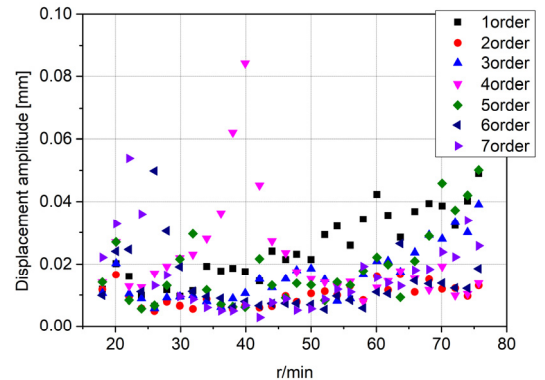


Fig. 20 Axial displacement amplitude measurement at intermediate shaft

델의 해석결과인 Fig. 17과 비교하여 비틀림진동의 공진점인 40 r/min에서는 약간 낮지만 60 r/min 이상에서는 해석결과와 유사하다.

5. 결 론

선박용 주기관으로 사용하는 2행정 저속 디젤엔진은 크랭크축을 보호하기 AVD를 부착하고 있다. 이 논문은 AVD의 모델링 방법을 연구하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 종진동의 공진영역에서는 AVD의 감쇠를 강성으로 전환하여 해석한 디튜너 모델이 적합하였다. 특히 선체 상부 전후진동의 기진원이 되는 종진동에 의한 추력베어링의 변동 추력을 추정하기 위해서는 이 모델이 실험결과와 유사하였다.

(2) 종진동의 비공진영역에서는 계측된 크랭크축의 선단 진폭을 검토할 때 AVD의 감쇠 모델이 적합하였다.

(3) 비틀림진동에 의한 추력 변동력은 댐퍼 모델과 디튜너 모델 모두 유사하게 동일하였다. 그리고 선박용 2행정 저속 디젤엔진의 실린더 및 유형별 특성에 따라 감쇠와 강성을 특성에 따라 적합하게 조합하여 적용하는 것이 바람직하며, 좀 더 정확한 해석 자료를 얻기 위해서는 축적된 실선의 측정 자료를 데이터베이스화하여 AVD 해석 모델을 개발하는 것이 바람직하다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부 소관 산업융합기반구축사업의 “중소형 선박엔진 및 관련기자재 공인시험인증센터 구축” 사업의 지원을 받아 수행되었습니다.

References

(1) Jacobsen, S. B. et. al., 1991, Axial Vibrations of Crankshafts of Long-stroke Diesel Engine, and the Control of Their Influence on Crankshaft Strength and Hull Vibration Controls, 19th CIMAC Congress, Florence, No. D61

(2) Guglielmotti, A. and Maciotta, R. 1962, Recherches Experimentales pour L'etude des Vibrations Axiales des Vilebrequins, 1962, 6th CIMAC Congress,

Copenhagen, No. A14, pp. 623~692.

(3) Lee, D. C., Choi, J. S. and Kim, U. K., 1994, Dynamic Characteristic of Axial Vibration Damper and its Application for Propulsion Shafting System with Marine Diesel Engine, Proceedings of the ICVE'94, pp. 471~476.

(4) Song, M. H. and Lee, D. C., 2018, Axial Vibration Analysis Model and Its Vibration Characteristics on the Ultra Long Stroke Low Speed Diesel Engine A Study of Axial Vibration of Two Stroke Low Speed Diesel Engine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 635~641.

(5) Fujii, K. and Tanida, K., 1984, Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System, ICMES'84.

(6) Hylarides, S. and van Gent, W., 1979, Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibrations, Schi en Werf, Vol. 46, p. 383.

(7) Lee D. C., Joo K. S., Nam T. K., Kim E. S. and Kim S. H., 2009, Development of Engine Vibration Analysis and Monitoring System(EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 155~161.



Myeongho Song received his M. Eng. from Mokpo Maritime University in 2008. He is now working Ship Repair Supporting Center. Also he is studying Doctor course at Dynamics Lab. of Mokpo maritime university.



Donchool Lee received his Dr. Eng. from Mechanical Engineering department at Korea Maritime University in 1995. He worked at Hyundai Heavy Industries from 1983 to 1999. He is now a professor of Mokpo National Maritime University.

압전 초음파 진동자를 이용한 차량엔진 월웨팅 저감 성능 고찰

Performance Investigation of Wall-Wetting Reduction in Vehicle Engines Utilizing Piezoelectric Ultrasonic Vibrator

한 영 민[†]
Young-Min Han[†]

(Received October 8, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted November 4, 2019)

Key Words : Piezoelectric Actuator(압전작동기), Ultrasonic Vibrator(초음파 진동자), Vehicle Engine(차량엔진), Fuel Injection(연료분사), Wall-wetting Reduction(월웨팅 저감)

ABSTRACT

This study proposes a droplet dispersion technology utilizing ultrasonic waves to reduce the wall-wetting phenomenon of the injected fuel droplets inside an engine, which can reduce the exhaust gas of vehicles. To achieve this goal, the wall-wetting reduction device was designed to generate ultrasonic waves utilizing a piezoelectric vibrator. The design parameters of the proposed piezoelectric vibrator were analytically determined based on the liquid film pattern and longitudinal vibration theories and verified by modal and harmonic analysis with the ANSYS finite element method. The effects of the ultrasonic levels of sound pressure on the behaviors of the droplets, which are injected inside the engine cylinder, were also evaluated by fluid dynamics analysis using ANSYS FLUENT. Subsequently, the designed piezoelectric vibrator was manufactured and the generated sound pressure level was measured. By applying the vibrator to a simulation environment of fuel injection, the behaviors of the injected droplets in the air and wetted droplets on the wall were experimentally observed under an ultrasonic sound pressure environment with a high-speed camera to evaluate the performances of the wall-wetting reduction.

1. 서 론

현재 대기 미세먼지는 가장 큰 환경문제의 하나로 대두되고 있으며, 그 주요한 원인이 되는 자동차 배출가스의 저감은 언제나 주요한 이슈로 등장하고 있다. 자동차 엔진의 복잡한 연소과정에서 연료의 분사와 공기와의 혼합은 연소효율과 배출가스에 영향을 미치는 매우 중요한 요인이다. 특히 시동초기나 가속 시에는 엔진의 연소특성이 가장 나쁘고 전체 배출가

스 양에도 큰 영향을 미치는데, 이 때 실린더 내부로 분사된 연료입자가 무화되지 못하고 연소실 벽면에 부착되어 유막이나 방울로 남는 월웨팅으로 인해 불완전 연소가 일어나는 것이 주요한 원인이다⁽¹⁾. 현재 국내외에서 차량의 연비와 배출가스를 개선하기 위한 다양한 노력이 이루어지고 있다. 그 중에서도 연료직분사 기술은 출력과 연비가 증대하는 효과로 인해 특히 가장 활발하게 연구되었으며, 현재 많은 가솔린 및 디젤 차량에 광범위하게 적용되고 있다.

연료 직분사 기술은 인젝터를 이용하여 실린더 내

[†] Corresponding Author ; Member, Ajou Motor College
E-mail : ymhan@motor.ac.kr

[‡] Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

에 연료를 고압으로 분사함으로써 연료 입자를 분산하여 동일한 부피 대비 표면적이 넓어지고 산소와 반응하는 필요한 시간이 단축되어 빠른 연소가 가능해진다. 그러나 저온 조건에서 연료를 분사하게 되면 낮은 온도로 인하여 분사된 연료의 미립화가 늦게 진행되면서 피스톤이나 연소실 벽면에 연료가 부착하는 월웨팅 현상이 발생하여 PM(particle matter)이 증가하는 문제가 발생하게 된다⁽¹⁾. 이를 개선하기 위해 분사된 연료가 보다 더 잘 무화되면서 공기와 혼합이 잘 되도록 하는 것이 필요하기 때문에 흡입압축 행정에서 실린더내의 스웰이 더 잘 일어나도록 흡기포트와 연소실의 최적설계를 하거나 더 높은 분사압력의 정밀 인젝터 개발 등과 같은 개선 연구가 진행되고 있다. 하지만 이러한 연구는 과도한 스웰에 의한 실린더 벽면으로의 열전달 손실의 증가로 인한 효율 저하란 문제를 발생시킨다. 그리고 더 높은 분사 압력은 요구에너지 증가와 함께 연료 입자의 관성력으로 인해 월웨팅이 증가하는 부작용이 발생하여 완전한 해결책이 되지 못하고 있다. 또한 급가속시에도 분사된 연료가 기화를 못하고 월웨팅을 발생시켜 정상적으로 연소되지 못하고 다량의 유해한 배출가스가 생성된다. 이와 같이 차량의 시동 초기나 가속시에 연료의 미립화 및 기화 문제와 관련하여 야기되는 문제는 매우 심각하여 아직까지 뚜렷한 해결책이 제시되지 못하고 있다. 따라서 연소실의 월웨팅을 방지하고 배출가스를 저감하기 위해서는 연료입자를 더욱 미세하고 균일하게 분산시킬 수 있는 새로운 접근방안을 필요로 한다.

최근 산업분야에서는 지능재료인 압전재료를 활용한 다양한 작동기가 적용되고 있다. 이러한 압전재료는 넓은 대역폭과 고속 응답 그리고 높은 분해능을 갖고 있어 다양한 형태의 작동기로서 자동차, 가전, 반도체 등의 분야에서 폭넓게 활용되고 있다. 최근에는 자동차 엔진의 연료 인젝터, 반도체 제조공정의 레진디스펜서 등을 위한 고성능 작동기로서 활발하게 채용되고 있다⁽²⁾. 특히 압전작동기를 이용한 초음파 트랜스듀서(ultrasonic transducer)는 소나 레이더, 초음파 세척기, 가습기 등에 활용되어 왔으며, 최근에는 LED(light-emitting diode) 절연보호막 코팅, 열전용해, 용광로의 용융금속 균질화, 그리고 자동차 연료 라인에 초음파를 조사하여 연료내의 방향족이나 복잡한 화합물을 단순한 성분으로 변화시켜 기화와 연소

를 빠르게 진행하도록 하는 연구 등으로 활용 영역이 확대되고 있다⁽³⁻⁵⁾.

이 연구는 고주파의 기계적 진동 에너지를 음향 에너지로 바꾸어 전달하는 압전진동자 기술이 이미 분사되고 있는 연료 입자의 미립화 및 월웨팅에 큰 영향을 발휘할 수 있음에 착안되었다. 즉 고주파의 음향에너지로 전달된 진동 에너지는 중력가속도의 수십 만배에 달하는 동력적 과위를 갖고 있기 때문에 연료 입자가 공기와 혼합하기 쉽도록 넓은 범위로 고르게 분산시켜 월웨팅을 억제하고 나아가 월웨팅이 일어난 연료막을 다시 입자로 분산시킬 수 있다. 초음파를 이용하여 액체를 입자화 시키는 연구는 이미 상당 부분 진행되어 왔다. 하지만 액체를 분무하는데 연구의 초점이 맞추고 있으며, 분무 이후의 입자 상태에 대한 고찰은 이루어지지 않았다. 이 연구는 자동차 엔진의 연소특성을 개선하여 배출가스를 저감하기 위해 이미 분사되고 있는 연료의 월웨팅을 억제하여 기화 및 연소를 촉진함으로써 배출가스를 저감시키는 연구이다. 이는 인젝터에 의해 이미 분무되고 있는 연료 입자에 고주파 음향에너지로 간섭하는 기술이며, 기존의 초음파 진동자를 이용한 액체의 분무와는 차별화되는 것이다.

따라서 이 연구에서는 압전진동자에 의한 고주파 음향에너지를 이용하여 기 분사된 연료입자가 벽면에 월웨팅되는 현상을 억제하고, 이미 형성된 유막의 연료를 재미립화하고자 한다. 이를 실험적으로 고찰하기 위해 먼저 ANSYS 유한요소 모달해석 결과를 바탕으로 4개의 압전 세라믹을 적용한 초음파 진동자를 설계하였으며, FLUENT를 이용하여 초음파에 의한 음압이 기 분사된 연료입자에 미치는 영향을 분석하였다. 이를 바탕으로 초음파 압전진동자를 실제 제작하고 모의 연료 분사 환경에 적용하였으며, 프라이작 역모델 보상기법에 기반하여 월웨팅 저감 및 재미립화 성능을 실험적으로 고찰하였다.

2. 압전 초음파 진동자

이 연구에서는 초음파 진동자를 구동하기 위해 도넛 형태의 압전 세라믹 소자(PI사, c181)가 적용되었으며, 외경과 내경은 각각 30 mm와 10 mm이며, 두께는 3 mm이다. 작동기는 4개의 압전 세라믹이 적층되어 구성되었으며 그 양쪽을 듀랄루민 블록으로 볼트

체결한 란주반 진동자(bolt-clamped Langevin transducer)의 구조를 채택하였다. Fig. 1은 제안된 압전 진동자의 구조를 보여준다. 압전소자는 2개씩 서로 마주 보도록 설치하여 전기적으로 병렬 연결하였다. 따라서 전기적 구동 신호를 기계적인 진동으로 변환 시켜주는 압전작동기에 의해 종(longitudinal) 방향의 공진주파수로 가진되며, 집중 혼에 의해 초음파의 음압이 증폭되도록 하였다.

이 때 압전작동기의 거동은 일반적으로 다음과 같이 표현된다⁽⁶⁾.

$$\begin{aligned} D &= d_{33}T + \epsilon_{33}^T E \\ S &= \frac{1}{c}T + d_{33}E \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 D 와 S 는 각각 압전변위텐서와 스트레인텐서이며, T 와 E 는 각각 스트레스텐서와 전기장이다. 그리고 d 는 압전재료 상수, ϵ^T 는 유전율, c 는 컴플라이언스를 나타낸다. 이로부터 압전 작동력 $f_p(t)$ 는 입력 전압 $V(t)$ 에 대해 다음과 같다⁽²⁾.

$$f_p(t) = \frac{AC}{l}\delta(t) - f_{ex}(t) = \frac{Acd_{33}}{l}V(t) \tag{2}$$

여기서 A 는 작동기 단면적, f_{ex} 는 프리로드, l 은 작동기의 길이를 나타낸다.

Fig. 2는 진동자에 의해 일어나는 전형적인 액체 입자의 무화과정을 보여주고 있으며, 고주파로 가진되는 진동자의 표면위에 형성된 액체 필름막이 표면장력파(capillary wave)에 의해 미세한 액체 입자 단위로 쪼개지고 있다. 이 때 표면장력파의 파장 λ 는 다음과 같다^(7,8).

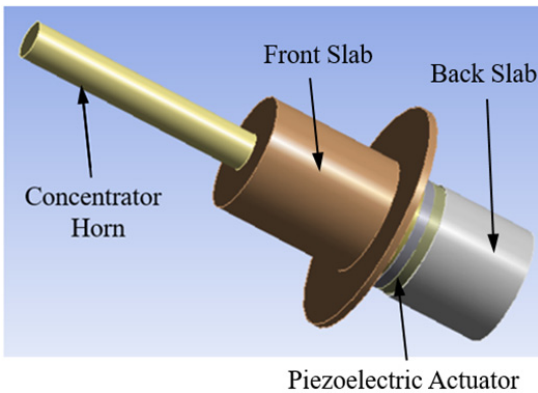


Fig. 1 Configuration of the proposed piezoelectric vibrator

$$\lambda = \frac{2}{f} \sqrt{\left(\frac{\lambda g}{2\pi} + \frac{2\pi\sigma}{\rho\lambda}\right) \tanh\left(\frac{2\pi h}{\lambda}\right)} \tag{3}$$

여기서 f 는 가진 주파수, g 는 중력가속도, σ 는 표면장력, ρ 는 액체밀도, h 는 유막 두께이다. 이 때 유막이 매우 얇고 질량이 극소하여 중력의 영향이 매우 적다고 가정하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda = \frac{2}{f} \sqrt{\frac{2\pi\sigma}{\rho\lambda}} \tag{4}$$

그리고, 오차를 보정하기 위해 실험적으로 결정되는 계수 $K=1.26$ 을 도입하여 표면장력파의 파장 λ 를 표현하면 다음과 같이 계산된다⁽⁹⁾.

$$\lambda^3 = K \frac{8\pi\sigma}{\rho f^2} \tag{5}$$

또한, 분사입자의 직경 D 는 유막에서 액체가 분리되어 입자로서 생성되는 현상에서 파의 에너지는 표면장력 에너지로 전환되므로 액체필름과 분사된 입자의 질량은 동일($m = N\rho V$)하다고 가정 하에 표면 장력에 영향을 미치는 것과 관련된 무차원수인 웨버 수(Weber number)를 도입하면 입자 직경은 다음과 같이 표현된다^(7,9).

$$D = \frac{1}{We_p} \cdot \frac{\sigma}{\rho v_p^2} \tag{6}$$

여기서 We_p 는 웨버 수이며 약 0.1의 값을 갖는다. We_p 는 파의 진행속도이며, $v_p = f\lambda$ 로 주어진다. 따라서 식 (6)을 식 (5)에 대입하면 입자의 평균 직경은 다음과 같이 결정된다.

$$D = 0.73 \left(\frac{\sigma}{\rho f^2}\right) \tag{7}$$

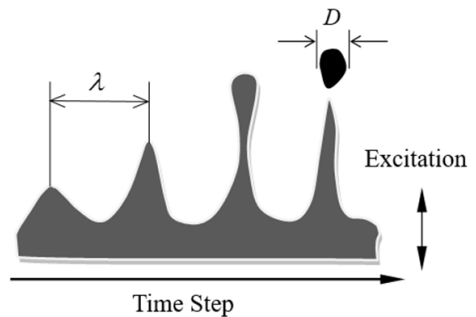


Fig. 2 Typical atomization process of liquid

엔진의 연료분사에서 입자의 평균 직경은 일반적으로 20 mm보다 작으므로 식 (7)로부터 압전진동자의 가진 주파수는 40 kHz 로 결정된다.

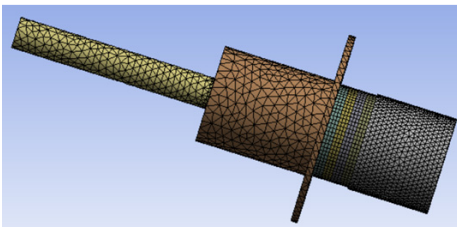
제안된 초음파 진동자의 동적 거동은 종방향 진동으로 표현할 수 있으며 homogeneous 경계조건하에서 다음과 같이 표현된다⁽¹⁰⁾.

$$\frac{d^2 V(x)}{dx^2} + k^2 V(x) = 0 \tag{8}$$

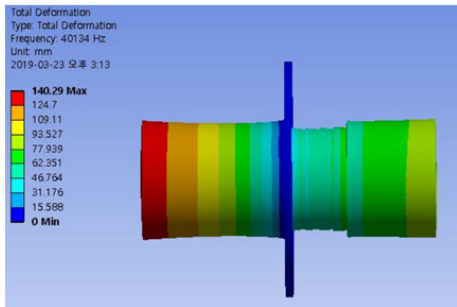
여기서 $V(x)$ 는 변위, $k = \omega_r/c$ 는 파수(circular wave number)이며, ω 는 각주파수, $c = \sqrt{E/\rho}$ 는 종파의 진파속도이며, ρ 는 밀도, E 는 영의 계수이다.

따라서 일정한 속도 c 로 진행되는 파형의 파장 λ 는 다음과 같이 주어진다.

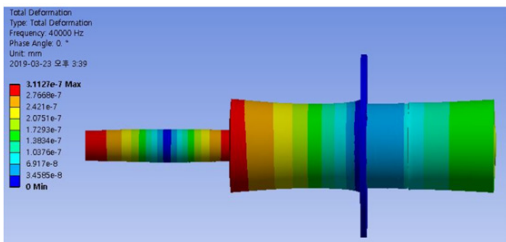
$$\lambda_r = 2\pi \frac{1}{k} = 2\pi \frac{c}{\omega_r} \tag{9}$$



(a) Mesh



(b) Modal response without horn



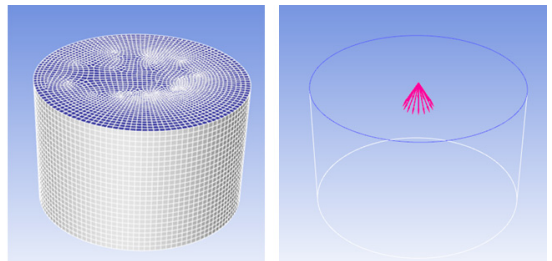
(c) Harmonic response with horn

Fig. 3 Modal&harmonic analysis results

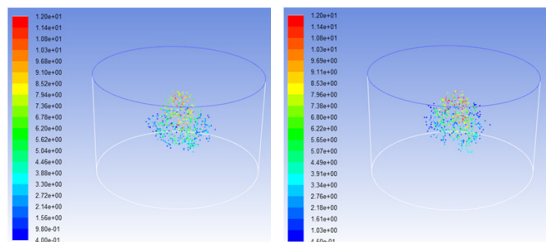
이 연구에서 진동자의 집중흔의 재질은 듀랄류민 (밀도 2800 kg/m³, 영의 계수 92 e9 N/m²)을 적용하였다. 따라서 압전진동자 가진 주파수 40 kHz에서 음파의 파장은 약 143 mm이다. 이로부터 이 연구에서는 초음파의 진동자의 길이를 결정하였으며 ANSYS를 이용한 유한요소 해석을 수행하여 그 결과를 기반으로 최적화하였다. 이 때 최대진폭을 얻기 위해서 흔의 길이는 음파의 절반이 되도록 하였다.

Fig. 3(a)는 ANSYS 모달 및 하모닉 해석을 위한 격자모델을 보여준다. 총 격자수는 25 795개이며, tetrahedron과 hexahedron 메쉬가 적용되었다. Fig. 3(b)의 모달해석 결과로부터 종 방향의 공진모드는 40.1 kHz로 나타났다. 그리고 Fig. 3(c)의 하모닉 해석에서는 집중흔이 적용되었으며, 파장의 절반에 가까운 72.2 mm의 길이를 갖는다. 해석결과에 따르면 공진모드에서 선단의 최대 변위는 0.031 mm이다.

제안된 진동자를 제작하기에 앞서 이 연구에서는 진동자에 의해 조사되는 음압에 의한 액체 입자의 거동 특성을 수치해석적으로 분석하였다. 이를 위해 상용 해석 프로그램인 ANSYS FLUENT를 이용하였다. 먼저 Fig. 4(a)와 같이 연소실 모델을 구성하고 point-cone 인젝션을 적용하였다. 그리고 유체동력학적 해석을 통해 분사입자의 속도의 변화를 고찰하였다. Fig. 4(b)와 (c)는 초음파 음압의 유무에 따른 입자의 분산결과를 비교하여 보여주고 있다. 결과에서



(a) Injection model



(b) Without sonic effect

(c) With sonic effect

Fig. 4 Fluid dynamics analysis results

보는 바와 같이 초음파 조사에 의해 분사 입자의 속도가 변화하면서 그 결과에 따라 유체 입자의 x, y, z 위치에 대한 평균분산값이 4.25^{-5} 에서 5.76^{-5} 로 상승하였으며 이로부터 보다 균일하게 분산이 이루어지고 있음을 알 수 있다.

3. 압전 월웨팅 저감 시험

Fig. 5는 이 연구에서 실제 제작된 압전진동자와 음파

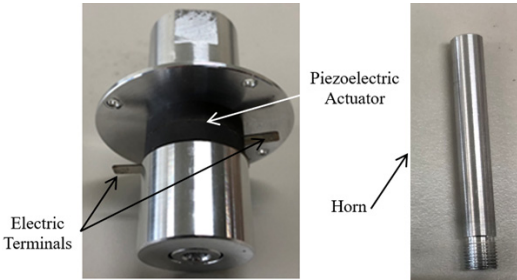


Fig. 5 Piezoelectric vibrator

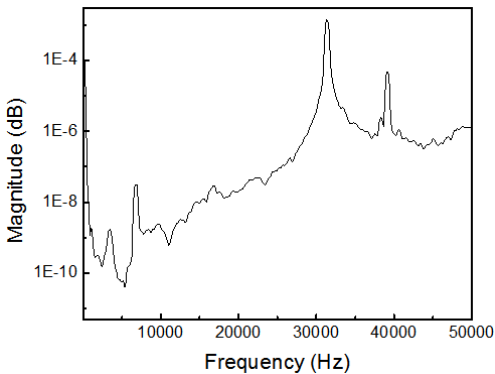


Fig. 6 Measured sound pressure in frequency domain

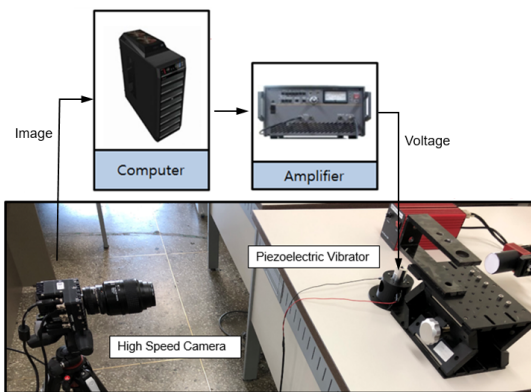


Fig. 7 Experimental setup for wall-wetting test

의 증폭을 위한 집중흔을 보여주고 있다. 먼저 Fig. 5(a)의 진동자는 상부와 하부의 듀랄루민 금속 블록 사이에 4개의 압전소자를 설치한 후 전체를 볼트로 체결하여 란주반 진동자의 구조를 갖고 있다. 이 때 압전소자는 같은 전극이 서로 마주 보도록 배치되었으며 전원을 인가하기 위한 터미널을 설치하였다. 여기서 상부의 듀랄루민 블록은 질량으로서 압전소자에서 발생하는 진동의 진폭을 증폭시키는 역할과 더불어 발생하는 열을 방열하는 작용을 한다. 또한 압전소자 하부의 블록은 하방의 파를 반사하는 역할을 한다. 그리고 압전작동기에 발생한 진동의 진폭을 증폭시키기 위해 혼이 설치되었다.

Fig. 6은 실제 제작된 압전진동자에 발생하는 음압을 음압센서(PCB Piezotronics사의 378B02 마이크로폰)로 측정한 결과이다. 이 때 인가된 전압은 진폭 70 V(0 V ~ 140 V)의 사인파형을 갖고 있으며, 주파수는 0.1 Hz에서 50 kHz까지 범위에서 가진 하였다. 결과에서 보는 바와 같이 진동자의 공진주파수는 1차 31.4 kHz와 2차 39.2 kHz로 측정되었으며 이 연구에서는 39.2 kHz를 적용하였다. 해석값과의 오차는 2.2%이며, 압전소자를 체결하기 위한 프리텐션의 차이가 오차의 주요 원인으로 판단된다.

이 연구에서 제안된 압전진동자가 자동차 엔진 분사연료의 월웨팅에 미치는 효과를 파악하기 위하여 모의 연료 분사 환경을 구축하였다. 그리고 인젝터에 의해 모의연료를 시험 공간으로 분사하고, 분사되는 순간부터 지속적으로 고주파 음향의 간섭을 받게함으로써 이 때 일어나는 연료입자의 거동, 월웨팅, 재미립화 과정을 고속카메라를 이용하여 관찰하여 비교 분석하였다. Fig. 7은 이러한 월웨팅 거동의 변화를 관측하기 위해 구축된 시험환경을 보여주고 있다. 모의 연료 분사 환경은 상운의 대기압하에서 구성되었으며 투명 아크릴로 제작된 실린더(직경: 100 mm, 높이: 100 mm)와 고압 노즐과 압전진동자로 구성되었다. 이 때 분사되는 모의 연료는 실험의 안전을 고려하여 불연성액체인 물을 적용하였으며 압전진동자에 의한 월웨팅 현상은 피스톤의 상면으로 가정된 알루미늄 표면에서 관찰되었고, 연소실 하부의 피스톤 헤드에서 음파가 반사되어 정상파가 형성된 조건을 상정하였다. 그리고 이 연구에서 월웨팅을 관찰하기 위해 초당 최대 1815회의 촬영이 가능한 고속카메라(Phantom micro C110-8G-Mono camera)와 Nikon

105 mm micro f2.8렌즈가 적용되었으며, 압전작동기는 고전압앰프(NF사의 HSA4012)로 구동되었다.

Fig. 8은 분사되는 미세입자의 거동에 초음파가 미치는 영향을 고속카메라로 관찰한 이미지(resolution: 512×320, sample rate: 2800 pps)이다. 1개 입자에 대해 0.00 036초 전후의 이미지를 비교한 것이며 초음파 음압의 영향에 의해 액체 입자가 거동이 영향을 받아 혼의 표면에서 중력을 이기고 이격되고 있음을 알 수 있다. Fig. 9는 연소실 벽면에 월웨팅이 일어난 액체의 변화를 고속카메라로 관찰한 이미지(resolution: 512×384, sample rate: 2300 pps)이다. 이는 연료 분사에 따라 벽면에 과다 부착되어 이미 월웨팅이 일어난 상태이며 초음파의 영향으로 0.00 043초 후에 월웨

팅 표면에서 9개의 미세입자가 생성되고 있다. 이로부터 월웨팅된 액체에 조사된 초음파에 의해 재미립화 과정이 일어남을 확인할 수 있다. Fig. 10은 실린더 벽면에 미세 입자가 부착된 후 기화가 일어나는 현상에 대해 초음파가 미치는 영향을 보여주는 것이다. 시험환경과 실제 엔진연소실의 환경이 다르고 시험에서는 가상연료인 물이 적용되었기 때문에 절대적인 시간보다는 초음파 조사 여부에 따른 상대적인 기화 정도를 비교하였다. 이 실험에서는 입자가 분사된 다음 3.4초 후의 액체입자의 개수 변화를 관찰하였으며, 초음파를 조사한 Fig. 10(a)는 13개에서 4개가 감소하여 9개가 남았지만, 조사하지 않은 Fig. 10(b)는 19개에서 2개만 소멸하여 17개가 남아있다. 또한 입자의 크기에도 유의미한 차이가 있음을 알 수 있다. 이로부터 벽면에 부착된 입자의 기화가 초음파에 의해 가속된다고 판단할 수 있다.

4. 결 론

차량엔진에서 분사된 연료 입자가 연소실 벽면에 부착되어 일어나는 월웨팅 현상은 엔진의 연소특성을 나쁘게 하고 배출가스를 증대시키는 주요한 원인이다. 이 연구에서는 압전진동자에 의한 초음파 음압이 월웨팅 현상에 미치는 영향을 고찰하였다. 이를 위해 도넛형태의 압전소자 4개를 적용한 고주파 음향 진동자를 고안하였고, 유막패턴 이론과 종방향 진동이론에 근거하여 가진주파수(40 kHz)와 음파 파장의 길이(143 mm)를 도출하였다. 그리고 상용 ANSYS를 이용한 모달 및 하모닉 해석을 통해 고안된 구조와 설계변수값을 검증하였다. 또한 FLUENT를 이용한 유체동력학적 해석을 실시하였으며, 초음파 조사에 따라 기 분사된 입자의 속도가 변화하면서 유체 입자의 위치가 보다 균일하게 분산될 수 있음을 확인하였다. 나아가 압전 진동자를 실제 제작하여 음압특성을 실험적으로 고찰하였고, 모의 연료 분사 환경에서 월웨팅에 미치는 영향을 고속카메라를 이용하여 관측하였다. 이로부터 초음파 음압이 연소실 내부로 분사된 입자의 거동, 월웨팅, 기화에 영향을 미칠 수 있음을 실험적으로 확인하였다. 이러한 기초연구 결과는 실제 엔진의 연소에서 완전연소와 배출가스 저감으로 나타날 것이다. 이는 후속연구에서 보다 자세한 규명이 필요하며 이 기초연구의 결과를 바탕으로 실용화

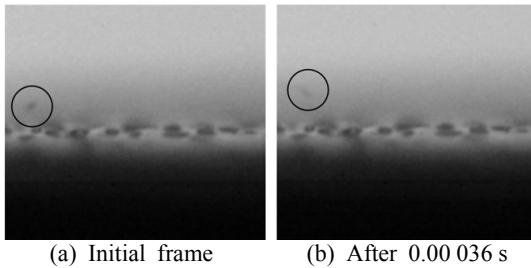


Fig. 8 Behavior of the injected particle

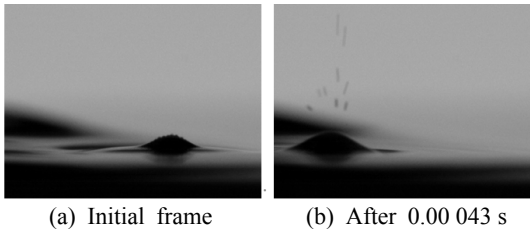


Fig. 9 Re-atomization of wall-wetted droplets

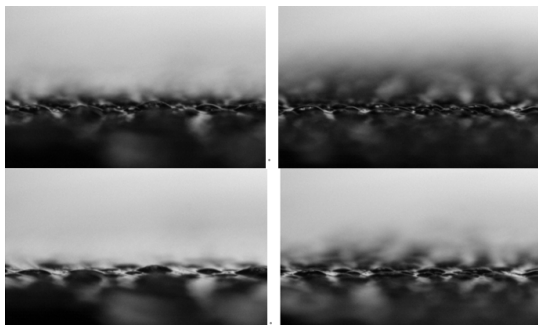


Fig. 10 Vaporization of wall-wetted droplet (top image: initial frame, bottom image: after 3.4 s)

Fig. 10 Vaporization of wall-wetted droplet

연구를 통해 제안된 시스템의 가능성을 입증해 나갈 것이다.

후 기

이 논문은 2017년 대한민국 교육부와 한국연구재단의 기초연구사업(중견연구)의 지원을 받아 수행된 연구임(NRF-2017R1A2B1009998).

References

(1) Fedor, W., Kazour, J., Haller J., Dauer K. and Kabasin, D., 2016, GDi Cold Start Emission Reduction with Heated Fuel, SAE 2016 World Congress and Exhibition, Technical Paper No. 2016-01-0825.

(2) Choi, S. B. and Han, Y. M., 2010, Piezoelectric Actuators: Control Applications of Smart Materials, CRC Press, Boca Raton, Chapter 3~8.

(3) Qiu, Y., Gigliotti, J. V., Wallace, M., Griggio, F., Demore, C. E. M., Cochran, S. and Trolier-McKinstry, S., 2015, Piezoelectric Micromachined Ultrasound Transducer(PMUT) Arrays for Integrated Sensing, Actuation and Imaging, Sensors, Vol. 15, No. 4, pp. 8020~8041.

(4) Medis, P. S. and Henderson, H. T., 2005, Micromachining Using Ultrasonic Impact Grinding, Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol. 15, No. 8, pp. 1556~1559.

(5) Muhlen, S. S., 1990, Design of an Optimized High-power Ultrasonic Transducer, IEEE Symposium on

Ultrasonics, pp. 1631~1634.

(6) Cady, W. G., 1964, Piezoelectricity: An Introduction to the Theory and Applications of Electro-mechanical Phenomena in Crystals, Dover, New York.

(7) Han, Y. M. and Choi, S. B., 2018, Performance Investigation of Piezoelectric Ultrasonic Vibrator for Uniform Atomization Application, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 752~758.

(8) Lang, R. J., 1962, Ultrasonic Atomization of Liquids, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 34, No. 1, pp. 6~8.

(9) Dobre, M. and Bolle, L., 1999, Visualization and Analysis of Liquid Film Surface Patterns Formed on Ultrasonic Atomisers, ILASS-Europe'99, Toulouse, France.

(10) Meirovitch, L., 1967, Analytical Methods in Vibrations, Macmillan, New York, Chapter 2.



Young-Min Han received the Ph.D. degree in mechanical engineering from Inha University, Incheon, Korea in 2005. Since 2011, he has been a Professor at Ajou Motor College, Chungman, Korea. His current research interest includes design and control of functional mechanisms utilizing smart materials.

바닥충격음 표준 중량 충격원과 평가지표 간의 대응관계

Correspondence Between Standard Heavy Impact Sources and Single Number Indexes of Floor Impact Sound

김 경 우[†] · 신 혜 경^{*}
Kyoung-woo Kim[†] and Hye-kyung Shin^{*}

(Received October 8, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

Key Words : Heavy Impact Sound(중량 충격음), Heavy Impact Source(중량 충격원), Correlation(상관성), Single Number Quantity(단일수치 평가량)

ABSTRACT

A bang machine and a rubber ball can be used as a heavy impact source. Rubber ball sources have recently been included in International and Korean Standards. Heavy impact sound evaluation indexes are used for the inverse-A characteristic curve, arithmetic mean, A-weighted impact sound pressure levels, and the L index. To improve the utilization of the measurement results of the two heavy impact sources, we looked at the relationship between two sources and their evaluation indexes. The correlation between the evaluation index and the impact source was good in some cases, but differences of more than 10 dB in the same performance also occurred. Therefore, it seems necessary to select an evaluation index suitable for each heavy impact source.

1. 서 론

바닥충격음은 경량 충격음과 중량 충격음으로 구분한다. 중량 충격음은 일본에서 개발된 충격원을 사용하여 국내와 일본에서 주로 평가하고 있다. 일본에서 처음 개발되어 사용된 타이어(bang machine)는 약 4200 N의 충격력으로 20 ms 충격시간으로 바닥을 가진하도록 제작되었다. 타이어 충격원의 과도한 충격력 때문에 경량 건축물과 경량 바닥구조를 측정하기 위하여 새로운 충격원 필요성에 따라 일본에서 고무공(rubber ball) 충격원 개발·검증이 이루어져 왔다^(1,2). 타이어 및 고무공은 표준 중량 충격원으로 KS규격에⁽³⁾

명시되어 있으며, 국제표준에는 고무공만이 포함되어 있다⁽⁴⁾. 고무공은 사람이 걸거나 달릴 때의 발생하는 소리에 대한 청감반응과 상관관계가 좋다고 알려져 있으며⁽⁵⁾, 고무공 충격시 진동과 사람의 반응관계를 검토하여 사람의 동작과 대응성도 양호함을 언급하고 있다⁽⁶⁾. 또한 고무공 충격원이 실제 충격원의 주파수 특성을 잘 재현하는 것으로 나타나 있다⁽⁷⁾. 중량 충격음 평가를 위한 지표는 역 A 특성 곡선 사용, A 특성 음압 레벨, 산술평균 방법을 규정하고 있다⁽⁸⁾. 일본은 등급곡선(L)을 이용한 평가, A 특성 음압 레벨, 산술 평균 방법을 사용하고 있으며⁽⁹⁾, 2가지 충격원이 같이 사용되고 있다. 타이어 충격원은 고무공 충격원보다 먼저 개발되었고 다양한 연구가 타이어 충격원을 통

[†] Corresponding Author; Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology
E-mail : kwj@kict.re.kr

^{*} Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology

[‡] Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

해 이루어져 왔기 때문에 고무공 충격원의 활용을 위해 타이어 충격원과의 관계를 검토한 연구결과도 소개되었다⁽¹⁰⁾. 최근 일본건축학회에서 차음설계관련 설계지침을 발간하여 중량 충격음 성능등급을 제시하였다. 성능등급을 위한 충격원과 평가지표는 타이어 충격원이 아닌 고무공으로 변경되었으며, 평가방법은 L 등급에서 A 특성 음압 레벨로 변경되었다⁽¹¹⁾.

이 연구는 중량 충격음 평가에 사용되는 평가지표 상호간의 활용도를 높이기 위하여 평가지표들과 표준 중량 충격원과의 상관성을 파악하였으며, 일본과 국제표준에 도입된 고무공 충격원과 기존에 사용하고 있는 타이어 충격원과의 대응관계를 살펴보았다.

2. 분석방법

대응관계를 파악하기 위한 데이터는 총 85개이며, 바닥충격음 차단구조 제도가 시행되기 전에 벽식구조로 지어진 공동주택 거실 측정결과이다. 슬래브 두께는 120 mm 내외이며, 타이어 및 고무공 충격원을 사용하여 중량 충격음을 각각 측정하였다. 준공 된지 오래된 공동주택으로 설계도면의 부재로 바닥구조 구



Fig. 1 Floor boring scene

Table 1 Single number indexes used for analysis

Single number indexes	Octave band	Frequency range (Hz)	Standard
Inverse-A	1/1	63 ~ 500	KS F 2863-2
A-weighted impact sound pressure level	1/1	31.5 ~ 500	
	1/1	63 ~ 500	
	1/3	25 ~ 630	
Arithmetic mean	1/3	50 ~ 630	JIS A 1419-2
	1/1	31.5 ~ 500	
L index	1/1	63 ~ 500	

성을 확인하기에는 한계가 있었다. 측정대상 일부 세대 바닥에 Fig. 1과 같이 구멍을 뚫어 바닥구성을 확인하였다. 슬래브 상부에 자갈층, 모래층, 모르타가 구성되어 전체 바닥두께는 대략 240 mm 정도였다. 최종감재는 많은 측정세대에서 톱류가 설치되었으며, 천장도 대부분 세대에서 설치되어 있었다.

분석에 사용된 지표는 Table 1과 같이 역 A 특성 곡선 이용, A 특성 음압 레벨, 산술평균이며, 추가로 일본 L지수와 관계도 살펴보았다. A 특성 음압레벨 평가는 소음계의 특성을 A로 하여 측정된 결과를 의미하지만 이 연구에서는 F 특성으로 측정된 결과를 주파수별로 A 보정한 후에 합성한 결과를 사용하였다. 합성하는 주파수 범위와 옥타브 밴드에 따라서 4 가지 방법 [1/1옥타브 (31.5 Hz ~ 500 Hz), 1/1옥타브 (63 Hz ~ 500 Hz), 1/3옥타브 (25 Hz ~ 630 Hz), 1/3옥타브(50 Hz ~ 630 Hz)]으로 구분하여 결과를 도출하였다. 일본 건축학회 설계지침에는⁽¹¹⁾ A 특성 음압 레벨은 A 특성으로 직접측정하거나 주파수별로 측정된 결과(최대치)를 dB(A) 합성하는 방법을 제시하고 있다. 합성 방법은 31.5 Hz(1/3 옥타브는 25 Hz)부터 500 Hz(1/3 옥타브는 630 Hz)까지 포함하여 31.5 Hz 대역을 포함하고 있다. 산술평균 방법도 1/1 옥타브 밴드를 기준으로 31.5 Hz가 포함된 방법과 포함되지 않은 방법으로 분석하였다. 85개 데이터 중에서 1/3 옥타브밴드에서 31.5 Hz(20 Hz ~ 40 Hz) 대역이 포함되지 않은 데이터는 20개였다. 상기 평가방법을 토대로 2가지 충격원과 평가지표 간의 관계 및 2가지 충격원 간의 대응을 분석하였다.

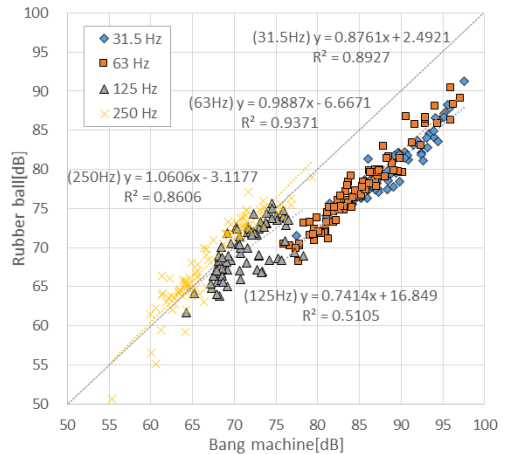
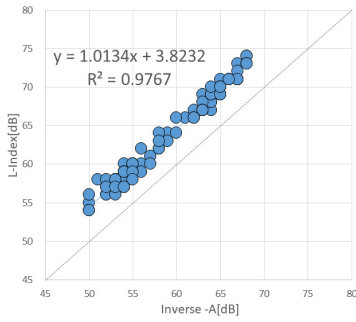
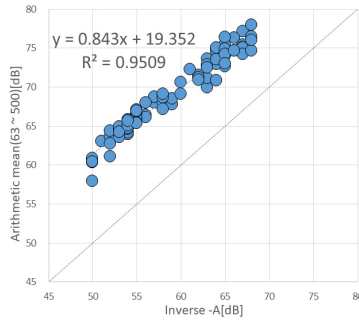


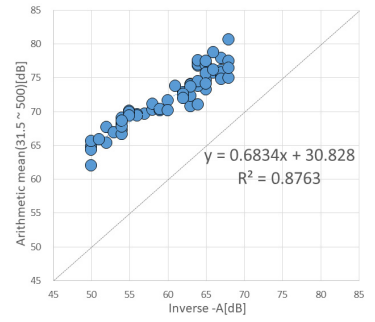
Fig. 2 Correspondence of impact sound levels by frequency band



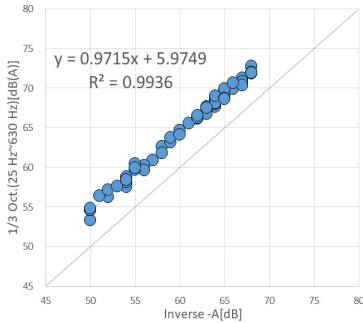
(a) Inverse-A and L



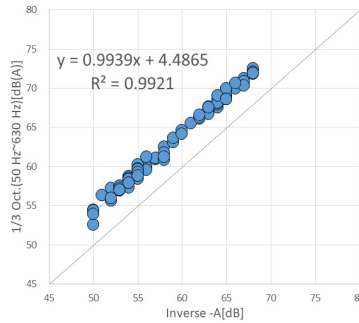
(b) Inverse-A and arithmetic mean (63~500)



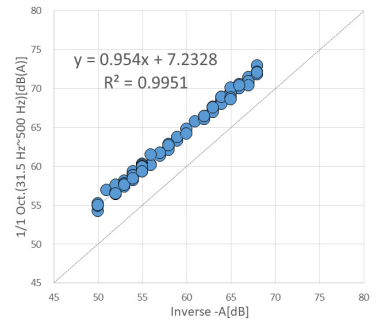
(c) Inverse-A and arithmetic mean (31.5~500)



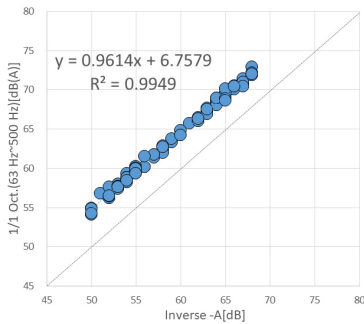
(d) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/3 Oct. (25~630)]



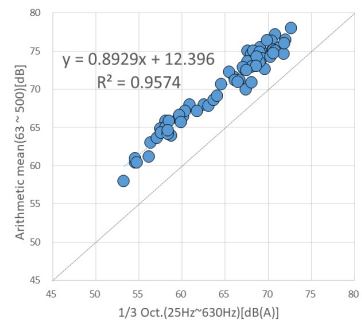
(e) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/3 Oct.(50~630)]



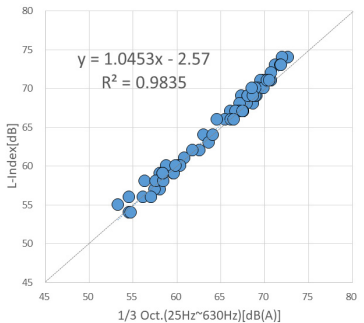
(f) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/1 Oct. (31.5~500)]



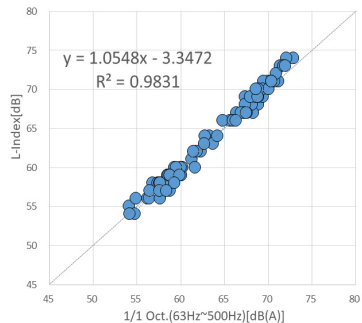
(g) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/1 Oct.(63~500)]



(h) 1/3 Oct.(25~630) and arithmetic mean (63~500)



(i) A-weighted impact sound [1/3 Oct.(25~630)] and L



(j) A-weighted impact sound [1/1 Oct.(63~500)] and L

Fig. 3 Correspondence of evaluation indexes (rubber ball)

3. 결과 및 분석

3.1 타이어 및 고무공 충격원 간의 주파수 대역별 대응

Fig. 2는 타이어 및 고무공 충격원의 1/1 옥타브밴드 주파수별 충격음레벨을 비교한 것이다. 31.5 Hz와 63 Hz는 2개 충격원 간의 상호간 대응이 다른 주파수에 비하여 양호한 것을 알 수 있으며, 결정계수는 63 Hz에서 0.9371로 가장 높게 나타났다. 31.5 Hz와 63 Hz에서 2개 충격원 간의 충격력 폭로레벨을 비교해보면 고무공 충격원의 폭로레벨이 타이어 충격원보다 8 dB, 9 dB 낮기³⁾ 때문에 측정결과도 고무공 충격원이 폭로레벨 차이만큼 낮은 레벨을 보이고 있는 것을 알 수 있다. 125 Hz 폭로레벨은 2개 충격원이 유사하기³⁾ 때문에 충격음레벨이 1:1 대응 선상에 위치할 것으로 예상되었으나 결정계수가 0.5105로 가장 낮게 나타났다. 보다 다양한 측정데이터를 토대로 주파수별 대응관계 검토가 필요해 보인다.

3.2 평가지표 간의 대응

Fig. 3은 고무공(rubber ball) 충격원 가진시 측정된 바닥충격음레벨을 여러 평가지표로 환산하고 지표 상호간의 대응을 분석한 결과이다. 역 A 평가지표와 L

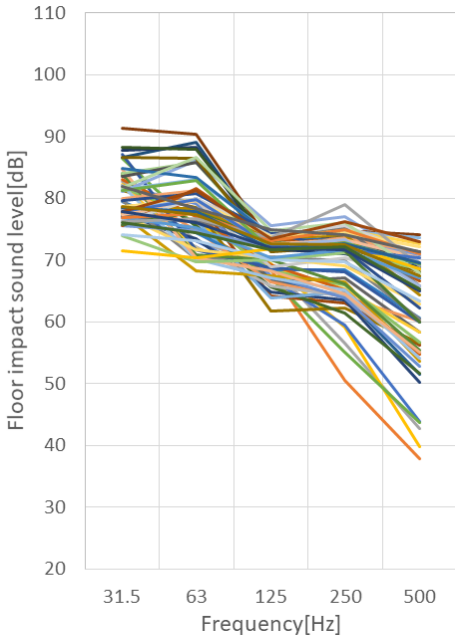


Fig. 4 Frequency characteristics of measurement results (rubber ball)

지표의 결정계수는 0.9767로 높음을 알 수 있으며, 대략 5 dB 정도 L지표가 높게 분석되었다. 역 A 평가지표 보다 L지표, 산술평균, dB(A) 합성 지표가 더 높은 값을 나타내고 있으며, 산술평균 지표가 다른 지표보다 대략 10 dB 이상 더 높은 값으로 분석되었다. 고무공 충격원 차단성능을 평가하는 여러 지표들 상호간의 대응은 양호한 것으로 나타났으며, 역 A 평가지표와 1/1 옥타브(31.5 Hz ~ 500 Hz)를 dB(A) 합성한 지표의 결정계수가 0.9951로 가장 높으며, 산술평균(31.5 Hz ~ 500 Hz) 지표가 0.8763으로 가장 낮게 분석되었다. 1/3 옥타브(25 Hz ~ 630 Hz) dB(A) 합성한 지표와 1/1 옥타브(63 Hz ~ 500 Hz) dB(A) 합성한 지표의 결과가 L지표와 레벨차이 없이 거의 1:1 대응이 가능한 것으로 나타났다.

Fig. 4는 고무공으로 측정된 바닥충격레벨의 주파수별 특성을 나타낸다. 모든 주파수 대역에서 레벨편차가 크게 발생되고 있으며, 31.5 Hz에서 충격음레벨이 가장 높거나 63 Hz 레벨이 가장 높은 다양한 주파수 특성이 혼재되어 있었다. 주파수 대역 중에서 125 Hz의 편차가 가장 작게 나타났다.

Fig. 5는 역 A 평가지표와 dB(A) 합성하는 4가지 방법 간의 레벨 차이를 계산한 그림이다. dB(A)로 합성하는 주파수 범위와 옥타브 밴드레벨 차이에 따라 합성된 결과치가 다를 수 있다. 역 A 평가지표보다 dB(A) 지표가 대략 4 dB ~ 5 dB 더 높은 수치를 보였으며, 4가지 dB(A) 지표 간의 차이는 (0 dB ~ 2.0 dB)를 나타내었다.

3.3 평가지표 간의 대응

타이어 충격원(bang machine)의 측정결과를 여러 평가지표와의 대응을 분석한 결과는 Fig. 6과 같다. 각 지표 간의 대응은 고무공 충격원 결과와 유사함을

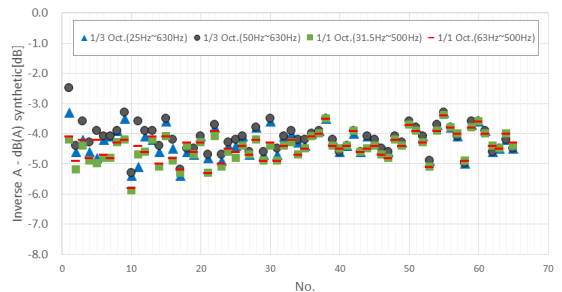
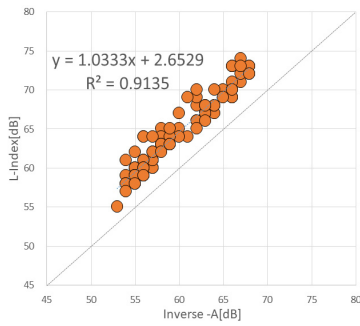
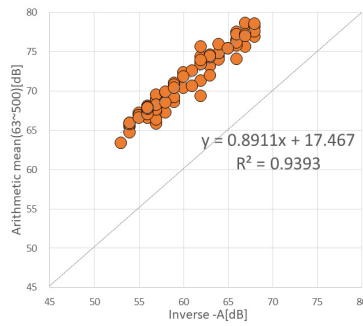


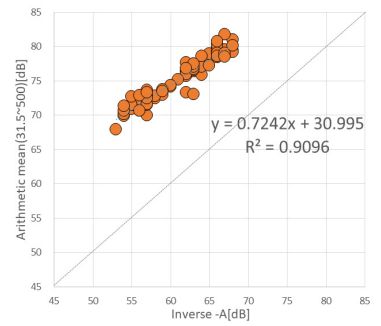
Fig. 5 Level difference between inverse-A and dB(A) synthetic method (rubber ball)



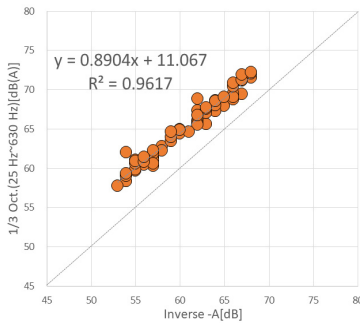
(a) Inverse-A and L



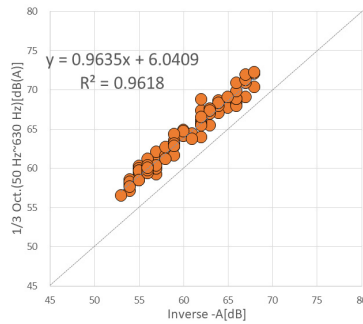
(b) Inverse-A and arithmetic mean (63~500)



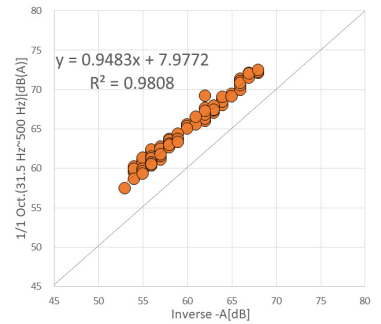
(c) Inverse-A and arithmetic mean (31.5~500)



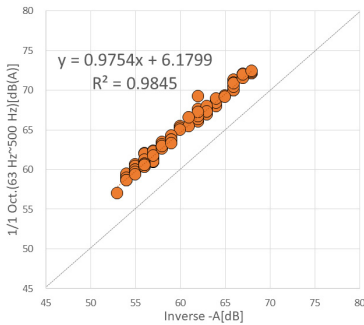
(d) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/3 Oct.(25~630)]



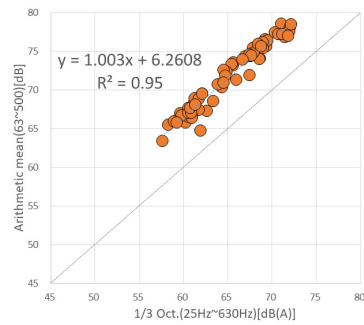
(e) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/3 Oct.(50~630)]



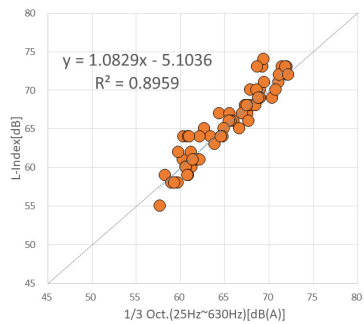
(f) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/1 Oct.(31.5~500)]



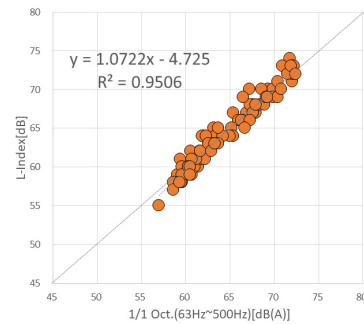
(g) Inverse-A and A-weighted impact sound [1/1 Oct.(63~500)]



(h) 1/3 Oct.(25~630) and arithmetic mean (63~500)



(i) A-weighted impact sound [1/3 Oct.(25~630)] and L



(j) A-weighted impact sound [1/1 Oct.(63~500)] and L

Fig. 6 Correspondence of evaluation indexes (bang machine)

알 수 있으나, 각 지표간의 결정계수가 Fig. 6(c)를 제외하고 낮아진 것으로 분석되었다. 결정계수가 가장 높은 지표는 역 A 평가지표와 1/1 옥타브(63 Hz ~ 500 Hz)를 dB(A)로 합성한 지표이며, 0.9845로 분석되었다. 산술평균 지표는 주파수 범위에 따라 역 A 평가지표와 레벨차이를 보이고 있는데, 31.5 Hz가 포함되는 경우가 31.5 Hz 포함되지 않는 경우에 비하여 레벨차이가 더 큰 것으로 나타났다. 31.5 Hz 충격음레벨이 63 Hz에 비하여 더 높은 주파수특성에 기인한 것으로 판단된다. 각 지표간의 결정계수는 0.8959 ~ 0.9845로 상호간의 대응이 높음을 알 수 있으며, 김홍식 외⁽¹²⁾연구에서도 지표간의 결정계수가 0.9 이상으로 분석되었으며, 역 A 평가지표와 L지표의 결정계수가 0.9169로 이 연구결과와 유사함을 알 수 있다.

Fig. 7은 타이어 충격음레벨의 주파수 특성을 보여준다. 고무공 충격음레벨과 유사한 특성은 보이고 있으며, 전체적으로 레벨이 고무공에 비하여 더 증가한 것을 알 수 있다. 측정 데이터 간의 편차는 크게 나타나고 있으며, 고무공과 같이 125 Hz의 편차가 다른 주파수에 비하여 낮았다.

Fig. 8은 타이어 충격원의 역 A 평가지표와 dB(A) 합성하는 4가지 방법 간의 레벨 차이를 구한 결과이다. Fig. 5 고무공 충격원에 비하여 합성 방법 간의 편차는 더 크게 발생하고 있는 것으로 알 수 있다. 4

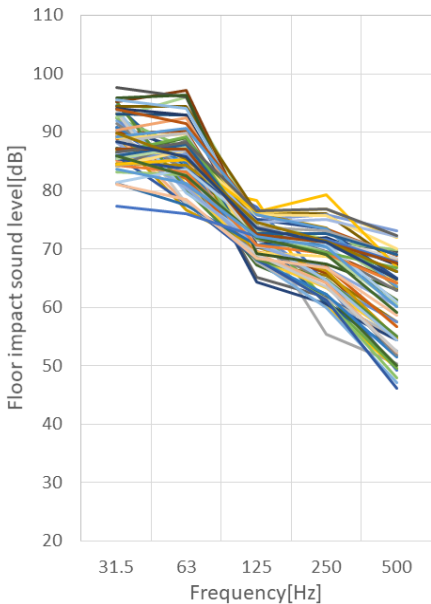


Fig. 7 Frequency characteristics of measurement results (bang machine)

가지 합성방법 간의 차이는 (0 dB ~ 4.0 dB)를 나타내어 고무공 보다 더 넓게 두지표의 차이가 분포되는 것으로 나타났으며, dB(A) 합성 방법에 따라 평가결과가 달라질 수 있음을 알 수 있다.

3.4 표준 중량 충격원 간의 대응

(1) 동일 평가지표

Fig. 9는 동일 지표에 대한 2개 충격원 간의 대응을 보여준다. 어느 지표가 2개 충격원간의 상관성이 좋은지 확인하기 위한 것으로 결정계수가 가장 높은지표는 산술평균(63 Hz ~ 500 Hz)으로 0.8554로 분석되었다. L지표는 다른 지표들 보다 결정계수가 가장 낮은 0.6468을 보이고 있다. Fig. 3과 Fig. 6의 동일 충격원 일 때 각 지표간의 대응보다는 상관성이 낮아지는 것을 알 수 있으며, 2개 충격원 사이의 편차는 ±5 dB 이상도 보이고 있기 때문에 충격원 상호간의 직접적인 결과 환산은 한계가 있을 것으로 판단된다. 타이어 충격원의 L지표와 고무공 충격원의 dB(A) 지표간의 상관성을 분석한 연구에서도⁽¹⁰⁾ 2개 지표를 직접적으로 유추하기에는 상관성이 낮음을 언급하고 있다.

(2) 타이어 충격원 역 A 평가지표와 고무공 평가지표

Fig. 10은 타이어 충격원 평가지표로 사용 중인 역 A 특성 곡선 평가지표와 고무공 충격음 레벨을 평가한 다른 지표들 사이의 관계를 나타낸다. 타이어 충격원의 역 A 평가지표와 1/1 옥타브 (31.5 Hz ~ 500 Hz)의 dB(A) 합성치가 0.7891의 가장 높은 결정계수를 보였다. 다른 평가지표도 거의 유사한 결정계수를 보이고 있으며, 다른 지표 모두 타이어 충격원의 역 A 평가지표 보다 추세선을 토대로 보면 평가량이 더 높음을 알 수 있다. 국내는 일본의 L등급과 같은 기울기의 곡선을 역 A 특성 곡선으로 사용하고 있으나 접선법으로 평가하는 L등급과의 직접적인 대응은 한계

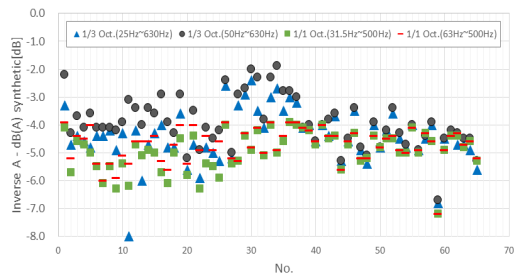


Fig. 8 Level difference between inverse-A and dB(A) synthetic method (bang machine)

가 있다고 판단된다. 일본 품질확보촉진법(住宅の品質確保の促進等に関する法律)의 중량 충격음 성능등급은 타이어 충격원을 사용한 L등급을 사용하고 있

으며, 일본건축학회에서⁽¹¹⁾ 고무공 충격원과 A 특성 음압레벨을 평가 충격원 및 지표로 사용하고 있다. Table 2에서 충격원별로 제시하고 있는 평가지표의

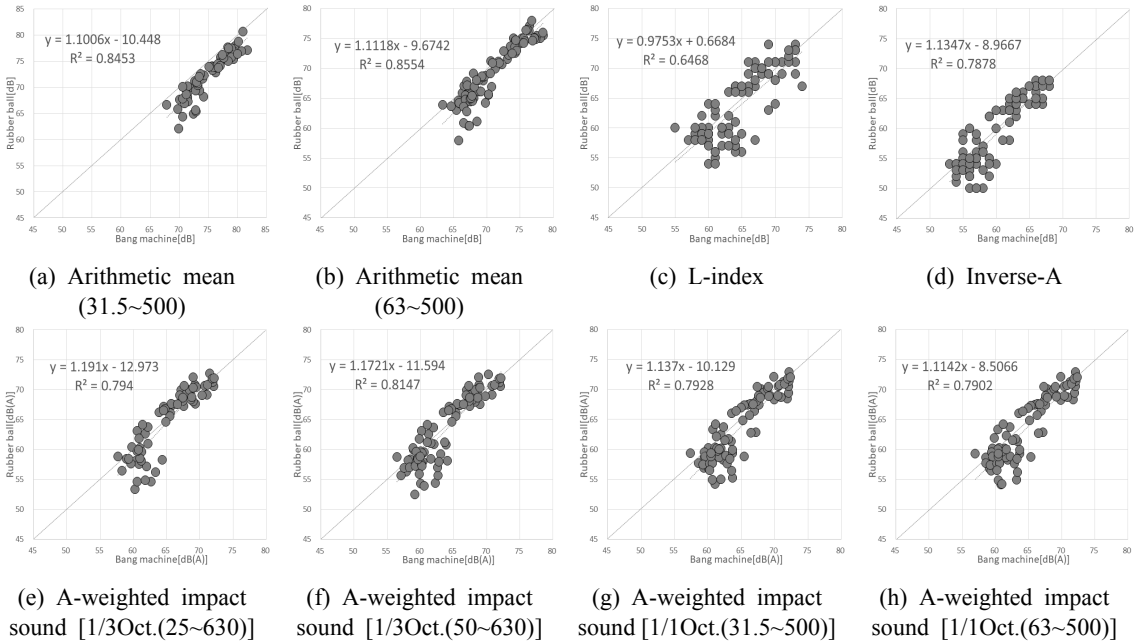


Fig. 9 Correspondence between two impact sources and indexes

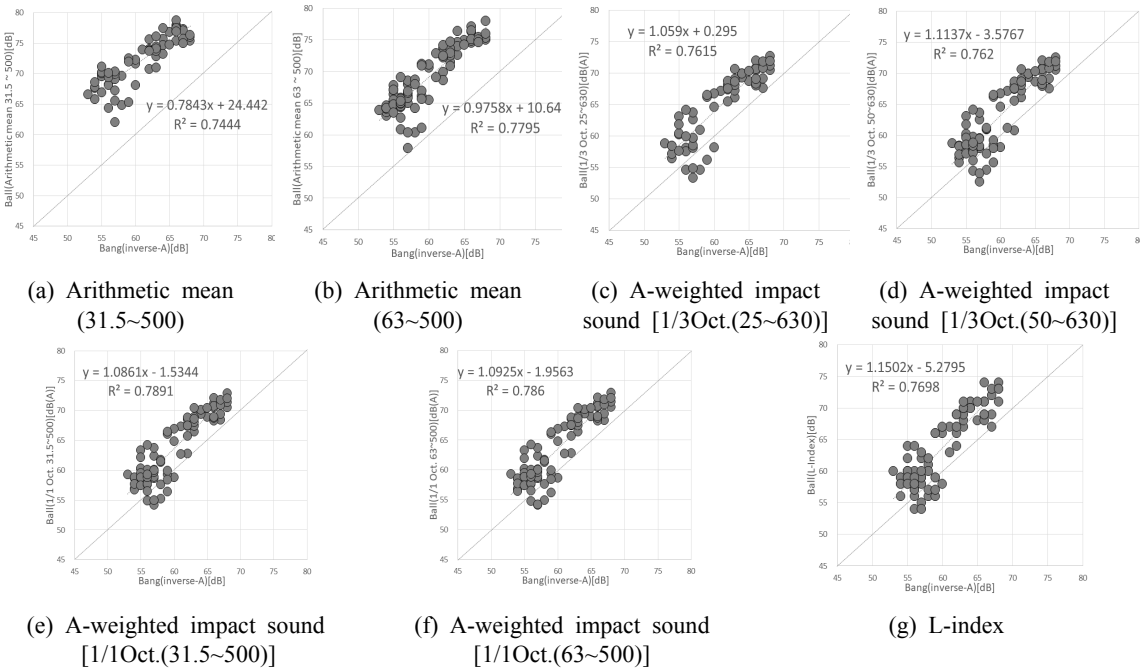


Fig. 10 Correspondence between bang machine inverse-A index and rubber ball indexes

Table 2 Statistical analysis of results

Impact source	Index	Max	Min	Ave.	Std.	
Bang machine	Inverse-A	68	53	59.9	4.4	
	dB(A)	1/3 Oct. (25~630)	72.2	57.7	65.2	4.1
		1/3 Oct. (50~630)	72.2	56.5	63.8	4.3
		1/1 Oct. (31.5~500)	72.4	57.4	64.8	4.2
		1/1 Oct. (63~500)	72.4	57.0	64.6	4.3
Rubber ball	Inverse-A	68	50	59	5.6	
	dB(A)	1/3 Oct. (25~630)	72.7	53.3	64.7	5.5
		1/3 Oct. (50~630)	72.5	52.5	63.2	5.6
		1/1 Oct. (31.5~500)	72.9	54.2	63.5	5.4
		1/1 Oct. (63~500)	72.9	54.1	63.5	5.4

간략한 통계치를 분석하였다. 타이어 충격원의 역 A 평가지표는 산술평균이 59.9 dB이며, dB(A) 환산방법의 산술평균은 (63.8 dB ~ 65.2 dB)로 dB(A) 환산치가 역 A 평가지표 보다 (3.9 dB ~ 5.3 dB) 더 높은 값을 보였다. 고무공 충격시 dB(A) 환산치의 산술평균은 (63.2 dB ~ 64.7 dB)로 타이어 충격원과 유사한 값을 보였다.

4. 결론

중량 충격음 평가에 사용되는 타이어 및 고무공 충격원의 대응관계를 여러 지표를 통해 살펴보았다. 각 충격원에 대응이 보다 더 양호한 지표도 있으며, 다소 낮은 결정계수를 보이는 대응도 있었다. 각 충격원은 충격력 폭도레벨 특성이 다르기 때문에 충격음 레벨 변화도 발생한다. 다양한 평가지표와 충격원 상호간의 대응은 일정 수준 평가량의 전환 및 충격원 대응이 가능한 것으로 판단되지만 동일 성능에서도 10 dB 이상의 편차를 보이기 때문에 주의가 필요해 보인다. 2개 충격원 사이의 편차는 ±5 dB 이상도 보이고 있기 때문에 충격원 상호간의 직접적인 결과 환산은 한계가 존재한다고 판단된다.

일본은 타이어와 고무공 충격원 모두를 사용하고 있으나, 2개 충격원이 동일한 평가지표를 사용하지

않고 타이어는 L등급, 고무공은 A 특성 음압 레벨을 적용하고 있다. 바닥충격음 평가지표로 여러 지표를 적용할 수 있을 것이지만 각 충격원에 특징에 맞는 평가지표를 선정하고 적용하는 것이 충격원의 특징을 보다 더 잘 반영할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 국토교통부 주거환경연구사업의 연구비 지원(19RERP-B082204-06)에 의해 수행되었습니다.

References

- (1) Inoue, K., Yasuoka, M. and Tachibana, H., 2000, New Heavy Impact Source for the Measurement of Floor Impact Sound Insulation of Building, Proceedings of Inter-noise 2000, pp. 1493~1496.
- (2) Inoue, K., Yasuoka, M. and Tachibana, M., 2001, Development of Standard Heavy Impact Source for Measurement of Floor Impact Sound, AIJ Journal of Technology and Design, Vol. 7, No. 14 pp. 143~148.
- (3) Korean Agency for Technology and Standards, 2012, Field Measurement of Floor Impact Sound Insulation of Buildings – Part 2: Method Using Standard Heavy Impact Sources, KS F 2810-2.
- (4) International Organization for Standardization, 2017, Acoustics - Laboratory Measurement of Sound Insulation of Building Elements – Part 5: Requirements for Test Facilities and Equipment, ISO 10140-5.
- (5) Hamada, Y., 2012, Impact Force Characteristics of Walking, Running and Jumping Children, Proceedings of Meeting of Architectural Institute of Japan.
- (6) Tomita, R., Inoue, K. and Ito, W., 2008, Floor Vibration Response on Various Movement of Persons and The Rubber Ball Impact, AIJ Journal of Technology and Design, Vol. 14, No. 27. pp. 179~182.
- (7) Jeong, J. H., Lee, S. C. and Jeon, J. Y., 2002, Investigating the Adequacy of Rubber Ball Impactor for Floor Impact Noise Evaluation, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 468~473.
- (8) Korean Agency for Technology and Standards, 2017, Rating of Floor Impact Sound Insulation for Impact Source in Buildings and Building Elements – Part 2: Floor Impact Sound Insulation against Standard

Heavy Impact Source, KS F 2863-2.

(9) Japanese Industrial Standards Committee, 2000, Acoustics-Rating of Sound Insulation in Buildings and of Building Elements – Part 2: Floor Impact Sound Insulation, JIS A 1419-2.

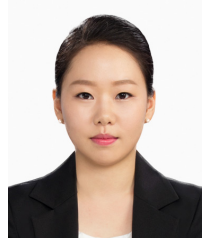
(10) Okano, T., 2016, Correspondence between two types of rating indices for the heavy weight floor impact sound insulation of residential buildings, Applied Acoustics, Vol. 106, pp. 10~15.

(11) Architectural Institute of Japan, 2016, Guidance for Evaluation and Design of Sound Insulation in Apartment Houses.

(12) Kim, H. S., Kim, M. J. and Kim, H. G., 2002, Correlation of Single-number Ratings for Sound Insulation by Floor Impact, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 791~723.



Kyoung-Woo Kim received Ph.D. in architecture engineering from Hanyang university in 2009. He is working at KICT(Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology) as a Research Fellow. His research interests are floor impact sound, vibration, insulation and absorption in architecture environment.



Hye-Kyung Shin is Research Specialist at KICT(Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology). She received the M.S. degree in Dept. of architectural engineering from University of Seoul in 2015. Her research interests are architectural acoustic and environmental noise.

유리의 단면구성과 미서기 창호 창틀이 창의 차음성능에 미치는 영향

Effect on Sound Insulation Performance of Double Sliding Window According to Glass Sectional Structures and Window Frame

양 관 섭[†]·신 혜 경^{*}·김 경 우^{*}

Kwan-seop Yang[†], Hye-kyung Shin^{*} and Kyoung-woo Kim^{*}

(Received October 8, 2019 ; Revised November 20, 2019 ; Accepted November 20, 2019)

Key Words : Window(창호), Sound Insulation Performance(차음성능), Glass Sectional Structure(유리 단면구조), Double Sliding(미서기창)

ABSTRACT

In general, indoor noise due to external noise such as automobiles and airplanes is determined by the sound insulation performance of the window. However, windows do not only provide sound insulation from external noise but also perform various functions such as providing views, ventilation, insulation, and airtightness. Among these functions, the national insulation standards, including windows, have been strengthened to achieve greenhouse gas reduction for the building sector. Therefore, the cross-sectional structure of glass (air-layer thickness between glasses, presence of argon filling in the air layer, etc.) or surface treatment state of glass is changed to meet the insulation standards for windows in each region. In this study, we investigated how the sound insulation performance of windows changes according to these changing conditions through laboratory tests.

1. 서 론

우리나라에서는 정온한 공동주택의 실내환경 확보를 위해 「주택건설기준 등에 관한 규정」 등 관련 법령에 벽체 차음, 바닥충격음, 교통소음, 화장실소음 등에 대한 음환경기준을 규정하여 운용하고 있다. 이들 음환경기준 중 교통소음은 외부 발생소음에 대한 기준으로서 2가지 형태로 운용되고 있는데, 하나는 단지 내 야외활동시 정온성을 확보할 수 있도록 공동주택 5층 이하의 실외소음은 무조건 65 dB(A) 미만

이 되도록 해야 하며, 6층 이상의 경우에는 공동주택 세대 안에 법에서 정하는 환기설비를 갖춘 경우에 한해 실내소음 기준 45 dB(A)을 적용할 수 있도록 하고 있다. 그러나 대부분의 공동주택은 도로나 철도 등 소음원에 근접하여 건설됨에 따라 6층 이상의 세대에 대해서는 실내소음기준을 적용하고 있다고 할 수 있다. 이와 같이 실내소음기준을 적용할 경우, 차음설계 부위는 외벽이며, 외벽 중에서도 차음성능이 상대적으로 떨어지는 창호가 주 차음설계 대상부위가 되므로 「주택건설기준 등에 관한 규정」 제 9조(소음방지 대책의 수립)에 따라 세부사항을 규정하고 있는 「공

[†] Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology
E-mail : ksyang@kict.re.kr

^{*} Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology

[‡] Recommended by Editor Jong Kwan Ryu
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

동주택의 소음측정기준」(국토교통부고시)에서도 창호의 차음성능만을 고려하여 실내소음도를 예측하도록 규정하고 있다⁽¹⁾.

또한 공향소음대책지역 거주자에게 일정 수준의 정온한 환경을 제공하기 위해 「공향 소음대책지역의 방음시설 설치기준」(국토교통부고시)이 시행되고 있는데, 주거시설, 교육시설, 의료시설 및 공공시설을 대상으로 동일한 실내 소음영향도 기준 60(WECPNL)을 적용하고 있다. 그리고 창에 대해서는 기존이나 신축 건축물 모두 소음영향도 기준별(제1종 구역, 제2종 구역, 제3종 구역(‘가’지구, ‘나’지구, ‘다’지구))로 차음성능기준과 시방기준을 정하여 운용하고 있다⁽²⁾.

이와 같이 자동차나 항공기 등 외부소음에 대해 실내소음 레벨을 결정하는 것은 결국 창호의 차음성능 수준이다. 그러나 창호의 기능에는 외부소음에 대한 차음기능만 있는 것이 아니라 조망, 환기, 단열, 기밀 등 다양한 기능들이 있으며, 이들 기능 중 건물부분에 대한 온실가스 감축량 달성을 위해 정부에서는 2008년 이후 4차례에 걸쳐 창을 포함한 「건축물 에너지절약설계기준」을 강화한 바 있다. 이 단열기준 강화정책에 따라 지역별 단열기준에 적합하도록 복층 유리의 단면구성이나 유리에 표면처리상태가 달라져야 되는데 창호의 차음성능에 대한 기존 연구에서는^(3,4) 단열성능보다는 차음성능 중심으로 실험실시험이나 현장시험 결과를 제시하고 있어 현 시점에서는 활용하기가 적절하지 않다.

따라서 이 연구에서는 단열성능과 관련되는 복층 유리의 단면구성방법(유리와 유리사이 공기층 두께, 공기층내 아르곤 충전유무 등)이나 유리의 표면처리 여부 등이 창호의 차음성능에 미치는 영향을 살펴보고, 또한 미서기(sliding) 창호에서 창틀이 차음성능 수준에 어떠한 영향을 미치는지를 실험실 시험을 통해 확인하고자 하였다.

2. 시험체 창의 구성 및 시험방법

현재 창에 대한 단열(열관류율)기준은 우리나라를 중부1지역, 중부2지역, 남부지역, 제주도 등 4개 지역으로 나누고, 각 지역별로 창이 외기에 직접 면하는 경우와 간접 면하는 경우, 그리고 공동주택과 공동주택 외의 건축물로 구분하여 정하고 있다⁽⁵⁾.

Table 1은 2015년 개정기준과 2018년 9월 개정기준

중 창이 외기에 직접 면하는 경우의 공동주택에 대한 지역별 열관류율 기준을 비교한 것이다.

그리고, Table 2는 「건축물의 에너지절약설계기준」

Table 1 Heat transmission rate standard when the window is directly exposed to outside air an apartment house (Unit : W/m² · K)

Division	Year	
	2015	2018.9
Central 1 area	-	0.90
Central 2 area	1.20	1.00
Southern area	1.40	1.20
Jeju Island	2.00	1.60

Table 2 Types of windows by heat transmission rate

Heat transmission rate	Window type
0.90 W/m ² ·K	No example window meets this criterion
1.00 W/m ² ·K	
1.20 W/m ² ·K	Double glass (Ar) 16 mm + low-e double glass 16 mm (S.Coat)
1.40 W/m ² ·K	Double glass (Ar) 16 mm + low-e double glass 16 mm
	Double glass (Ar) 16 mm + low-e single glass 5 mm (S.Coat)
	Double glass 16 mm + low-e double glass 16 mm (H.Coat)
	Double glass 12 mm + low-e double glass 12 mm (S.Coat)
1.60 W/m ² ·K	Double glass 16 mm + low-e single glass 5 mm (H.Coat)
	Double glass 12 mm + low-e single glass 5 mm (S.Coat)
	Double glass (Ar) 12 mm + low-e single glass 5 mm (H.Coat)
	Double glass (Ar) 16 mm + double glass 16 mm
	Double glass (Ar) 6 mm + low-e double glass 6 mm (H.Coat)
2.00 W/m ² ·K	Low-e (H.Coating) double glass 16 mm (Ar)
	Double glass 16 mm + single glass 5 mm
	Double glass 6 mm + low-e single glass 5 mm (S.Coat)
	Double glass (Ar) 12 mm + single glass 5 mm

(국토교통부고시) 별표4(창 및 문의 단열성능)에서 제시하고 있는 창외 종류별 열관류율 중 2015년과 2018년 창외 단열기준에 부합하는 창외 종류를 정리한 것이다. 그리고 창틀과 창밖의 재료는 우리나라에서 공동주택 시공현장에 가장 많이 적용되고 있는 플라스틱(PVC) 창호를 대상으로 하였다.

Table 2에서도 알 수 있듯이 제주도 지역은 창외 단열기준이 $2.00 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 에서 $1.60 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 로 강화될 경우 유리가 2장으로 구성된 복층유리는 사용할 수 없고, 최소한 삼중유리 이상을 사용하되 공기층의 두께를 늘리거나 공기층 안에 아르곤을 주입 또는 코팅한 로이유리를 사용해야 하는 것으로 나타나고 있다. 남부지역도 단열기준이 $1.40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 에서 $1.20 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 로 강화될 경우 삼중유리는 사용할 수가 없으며, 최소한 사중유리를 사용하되 유리의 재질이 단열성능에 유리한 소프트코팅을 한 제품을 사용해야 하는 것으로 나타나고 있다. 그리고 중부 1지역과 2지역에 적합한 창외에 대한 예시는 없으나 양 복층유리에 아르곤을 주입하거나 코팅한 로이유리 등을 사용해야 하는 등 유리의 구조나 재질 등이 달라질 것으로 판단된다.

2.1 시험체의 구성

먼저 창외 단열성능과 관련되는 요소들이 차음성능에 어떠한 영향을 미치는지를 파악하기 위해 단판유리(단판유리 2장)를 대상으로 공기층의 두께 등 복층유리의 단면구성방법이나 코팅유무, 공기층 내 아르곤가스 충전여부 등에 따른 차음성능시험을 실시하였으며, 단판유리와 단판유리를 2중으로 구성한 이중창과의 차음성능 비교를 위해 Table 5와 같이 시험체를 구성하였다. 그리고 창틀과 창밖 사이의 틈새에 의한 영향을 배제하고 유리의 가공조건 변화에 따른 차음성능 비교를 위해 창틀없이 유리가 부착되어 있는 창밖을 개구부 조정벽(창과 같이 소형 건축부재의 차음성능 시험을 실시할 때 시험대상 시험체 외의 공간을 차음성능이 6 dB 이상 좋은 재료로 막는 벽)에 직접 밀착하여 부착한 후 시험을 실시하였다.

두 번째로는 창틀과 창밖 사이의 틈새 등의 영향에 따른 차음성능을 파악하기 위해 1개의 창틀을 시험체에 설치한 후 각 타입별 창호를 교체해 가면서 차음성능시험을 실시하였다.

(1) 창밖에 부착된 복층유리의 가공조건별 시험체 창밖에 부착된 유리의 가공 조건이나 공기층 두께 등 유리의 조합 조건별 차음성능 현황을 파악하기 위해 Fig. 1과 같이 시험체를 구성하였다. 그리고 창틀이 없이 창밖에 유리가 부착된 상태 즉, 여단이 타입의 창호 형태로 시험체를 구성한 이유는 미서기 창호와 시험체 면적이나 이중창 구성조건 등을 동일하게 하여 2개 창호 타입 간에 차음성능 차이를 파악하기 위한 목적도 있다.

이 시험체는 창틀만 없을 뿐 현장에서의 설치조건과 유사하게 맞추기 위해 창틀 대신 각재를 사용하여 창밖을 고정하였으며, 차음시험용 창외의 크기는 2000 mm (가로) \times 1000 mm (세로)이다.

그리고 Tables 3~5는 비교분석 대상 시험체별 구성현황을 나타낸 것으로서 여기에서 말하는 복층유리 OO mm란 단판유리와 단판유리 사이의 공기층 두께가 OO mm라는 것을 의미하며, 양쪽의 단판유리 두께는 모든 시험체에 동일하게 5 mm를 사용하였다. 예를 들면 복층유리 6 mm라고 표시한 창외는 단판유리 5 mm + 공기층 6 mm + 단판유리 5 mm로 전체 두께는 16 mm 이나 이 연구에서는 복층유리 안의 공기층 두께만을 나타낸 것이다.

이들 시험체 중 로이유리를 제외하고는 일반유리를 사용하였으며, 아르곤(Ar)이라고 표시된 창외는 복층유리 내의 공기층에 아르곤이 충전되었다는 것을 의미한다. 그리고 로이유리(H.Coat)는 하드코팅한 로이유리를 나타낸 것이고, 로이유리(S.Coat)는 소프트코팅한 로이유리를 나타낸 것이다.

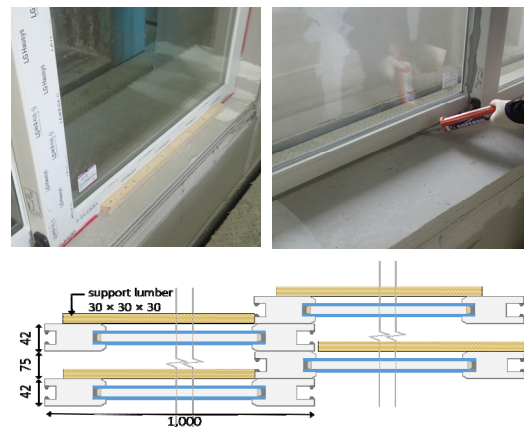


Fig. 1 Install test specimen without window frame

(2) 현장시공방법(창틀+창짝)을 준용한 시험체

미서기 창의 차음성능 현황을 파악하기 위해 현장에서 시공하는 방식대로 창틀에 창짝을 설치하여 차음시험을 실시하였다. 창틀 두께는 창짝 2세트(창짝으로 보면 이중창이고, 유리구성으로 보면 사중창임)가 설치될 수 있도록 235 mm로 하였으며, 1개의 창틀을 시험체틀에 설치한 후 Table 4에 나타난 시험체를 창틀에 설치한 후 시험을 실시하였다.

그리고 창틀이나 창짝에 사용하는 모헤어 등 기밀성 재료는 현장 시공시와 동일하게 제작하도록 하였으며, 창틀과 창짝의 재질은 PVC이다.

이 시험체 또한 유리 두께는 전부 5 mm를 사용하였으며, 시험체 이외의 부분은 개구부 조정벽으로 마감하였다.

Table 3 Test specimen considering the processing method of the double-layer window

Division	Window cross section
1-1	Double glass 16 mm
1-2	Double glass (Ar) 16 mm
1-3	Low-e (S.Coat) double glass (Ar) 16 mm
1-4	Low-e (H.Coat) double glass 16 mm
1-5	Low-e double glass 6 mm
1-6	Double glass 6 mm
1-7	Low-e double glass (Ar) 6 mm

Table 4 Test specimen considering air-layer thickness

Division	Window cross section
2-1	Double glass 6 mm
2-2	Double glass 12 mm
2-3	Double glass 16 mm

Table 5 Double glazing

Division	Window cross section
3-1	Double glass 16 mm + double glass 16 mm
3-2	Double glass 6 mm + single glass 5 mm
3-3	Double glass 12 mm + single glass 5 mm

2.2 시험방법

차음성능 시험은 ‘KS F ISO 10140-2 음향-건축 부재의 차음 성능 실험실 측정방법 -제2부:공기 전달음 차단 성능 측정방법’에 따라 실시하였으며, 가중음향계수(R_w)는 ‘KS F 2862 건물 및 건물 부재의 공기 전달음 차단 성능 평가 방법’에서 정하는 방법에 따라 산출하였다.

그리고 Fig. 2는 음원용 잔향실의 체적이 $57 m^3$, 수음용 잔향실 체적이 $52 m^3$ 인 차음시험용 잔향실험실을 나타낸 것이다. 이 2개의 실험실 사이에 차음시험 대상 시험체를 끼워넣어 시험을 실시하는데 Fig. 3은 $3600 mm \times 2750 mm$ 의 시험체 설치틀에 $2000 mm \times 2000 mm$ 규격의 창호가 설치된 모습을 나타낸 것이다.

- 차음시험에 사용된 시험 장비는 아래와 같다.
- 주파수분석장치 : SA-01, RION
- 마이크로폰: RION(GRAS 40AE, UC 59)
- 스피커 : CESVA(BP 012)
- 앰프 : NU1000, Behringer
- 프리앰프 : G.R.A.S.(Type 26CA), RION(NH-22)

Table 6 Test specimen with sliding window

Division	Window cross section
1	Low-e double glass 6 mm (single window)
2	Double glass 6 mm + single glass 5 mm
3	Double glass 6 mm (Ar) + single glass 5 mm
4	Double glass 6 mm + double glass 6 mm
5	Double glass 16 mm + single glass 5 mm
6	Double glass 12 mm + single glass 5 mm
7	Double glass 16 mm + double glass 16 mm
8	Double glass 16 mm (Ar) + double glass 16 mm (Ar)
9	Double glass 6 mm (Ar) + double glass 16 mm
10	Low-e (S.Coat) double glass (Ar) 16 mm + double glass 16 mm
11	Low-e (H.Coat) double glass 16 mm + double glass 16 mm
12	Low-e (S.Coat) double glass (Ar) 16 mm + low-e (H.Coat) double glass 16 mm

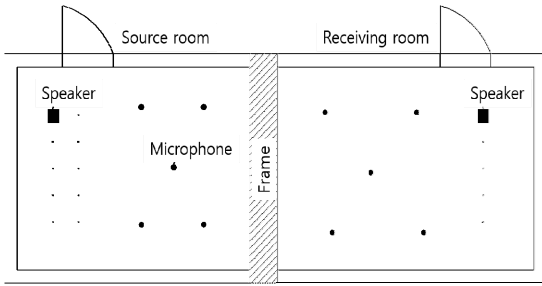


Fig. 2 Soundproofing laboratory floor plan



Fig. 3 Sound insulation performance measurement set-up

3. 차음성능 시험결과 및 분석

3.1 복층유리의 가공조건별 차음성능 시험결과

(1) 복층유리 가공조건별 차음성능

Table 7과 Fig. 4에서 알 수 있듯이 복층유리의 공기층 안에 아르곤을 주입한 경우나 그렇지 않은 경우, 그리고 유리의 종류가 일반유리이거나 소프트 코팅한 로이유리 또는 하드 코팅한 로이유리이던 관계없이 단일수치평가량($R_w(C)$)은 거의 유사한 것으로 나타났다. 다만 아르곤을 주입한 복층유리의 경우에는 저주파대역에서 아르곤을 주입하지 않은 복층유리보다 유리하나, 중고주파대역에서는 불리한 것으로 나타나 추가적인 연구가 필요하다.

이러한 경향은 공기층 두께가 6 mm에서도 동일하며, Table 8과 Fig. 5는 그 결과를 나타낸 것이다.

(2) 복층유리 안의 공기층 두께별 차음성능 현황

Table 9와 Fig. 6은 복층유리 안의 공기층의 두께가 다른 경우에 대한 차음성능 시험결과를 나타낸 것이다

Table 7 Sound insulation performance by multi-layer window processing condition (air layer 16 mm)

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)			
	Double glass 16 mm	Double glass 16 mm (Ar)	Low-e (S.Coat) double glass (Ar) 16 mm	Low-e (H.Coat) double glass 16 mm
100	26.5	29.7	27.4	26.5
125	30.8	34.7	31.4	31.8
160	27.0	30.1	27.2	26.8
200	20.0	29.2	19.2	18.9
250	21.2	25.1	19.7	19.2
315	25.0	23.7	24.3	23.3
400	29.4	24.5	28.6	28.7
500	29.1	27.6	28.8	28.6
630	33.4	30.4	32.8	32.6
800	36.6	34.4	36.7	36.1
1000	39.9	37.6	39.7	39.3
1250	39.6	38.0	39.6	39.8
1600	40.2	38.6	40.4	40.7
2000	37.6	35.3	38.4	37.4
2500	30.9	30.3	33.3	32.3
3150	33.8	31.0	35.0	34.3
4000	39.7	34.8	39.6	39.5
5000	43.7	40.6	43.8	44.2
$R_w(C)$	33(-1)	32(-1)	33(-1)	32(0)

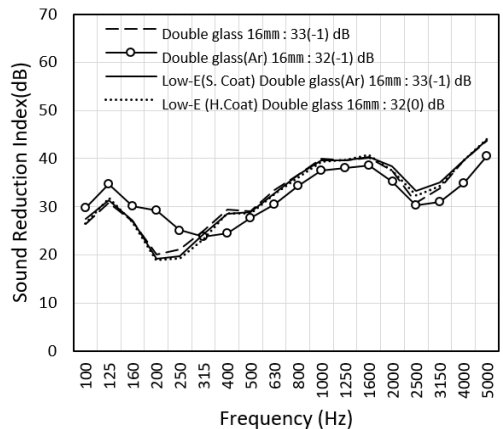


Fig. 4 Sound insulation performance by multi-layer window processing condition (air layer 16 mm)

Table 8 Sound insulation performance by multi-layer window processing condition (air layer 6 mm)

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)		
	Low-e double glass 6 mm	Double glass 6 mm	Low-e double glass (Ar) 6 mm
100	30.5	29.7	29.8
125	35.5	34.6	35.3
160	29.9	30.0	30.3
200	28.5	28.6	28.6
250	23.5	23.4	25.0
315	24.1	24.2	23.7
400	25.0	24.8	24.3
500	28.7	28.6	27.3
630	32.0	32.0	30.5
800	35.7	35.8	34.5
1000	38.4	38.5	38.1
1250	37.9	37.9	38.5
1600	37.2	37.4	38.2
2000	35.5	35.5	35.2
2500	30.5	30.7	30.6
3150	31.6	31.3	31.4
4000	36.0	35.4	35.2
5000	41.1	40.4	40.6
R _w (C)	32(0)	32(0)	32(-1)

Table 9 Sound insulation performance by air-layer thickness in double-glazed windows

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)		
	Double glass 6 mm	Double glass 12 mm	Double glass 16 mm
100	29.7	28.3	26.5
125	34.6	33.7	30.8
160	30.0	28.8	27.0
200	28.6	20.7	20.0
250	23.4	18.2	21.2
315	24.2	23.1	25.0
400	24.8	27.3	29.4
500	28.6	30.0	29.1
630	32.0	33.5	33.4
800	35.8	37.1	36.6
1000	38.5	40.6	39.9
1250	37.9	39.8	39.6
1600	37.4	39.5	40.2
2000	35.5	37.8	37.6
2500	30.7	31.9	30.9
3150	31.3	33.3	33.8
4000	35.4	38.3	39.7
5000	40.4	44.0	43.7
R _w (C)	32(0)	32(-1)	33(-1)

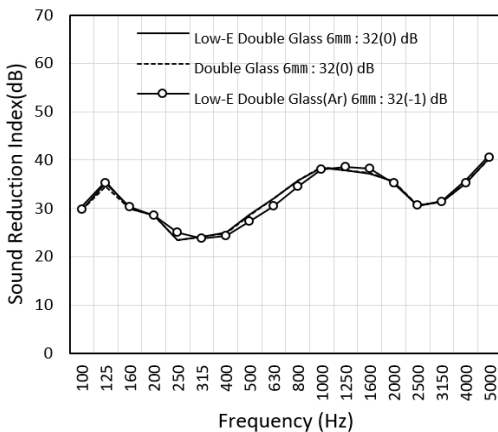


Fig. 5 Sound insulation performance by multi-layer window processing condition (air layer 6 mm)

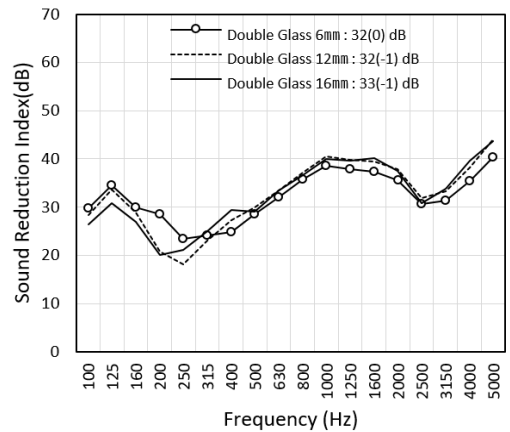


Fig. 6 Sound insulation performance by air-layer thickness in double-glazed windows

Table 10 Sound insulation performance of double glazing

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)		
	Double glass 16 mm + double glass 16 mm	Double glass 6 mm + single glass 5 mm	Double glass 12 mm + single glass 5 mm
100	37.9	35	36.1
125	45.1	43.7	44.7
160	42.4	39.7	42.4
200	43.4	36.5	37.4
250	43.8	39.3	37.5
315	38.9	41.1	43.3
400	40.1	41.9	44.1
500	42.3	40.7	43.4
630	45.0	41.1	43.7
800	46.9	43.1	46.4
1000	49.2	44.7	47.4
1250	50.3	46.6	48.9
1600	50.4	47.4	49.2
2000	47.8	46.2	48.0
2500	45.8	41.0	43.5
3150	44.9	40.6	43.8
4000	46.4	44.1	45.8
5000	48.8	47.4	48.3
$R_w(C)$	46(0)	44(-1)	46(-1)

다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 저주파수 영역에서는 공기층의 두께가 얇은 복층유리가 두꺼운 복층유리보다 차음성능이 다소 좋은 것으로 나타났으나 중고주파수 영역에서는 오히려 떨어지는 것으로 나타나고 있다. 그러나 Table 9에서도 알 수 있듯이 단일수치평가량은 복층유리 안의 공기층 두께와 관계없이 유사한 것으로 나타났다.

(3) 이중창의 차음성능 현황

Table 10과 Fig. 7은 복층유리 16 mm+복층유리 16 mm (각 복층유리 사이의 공기층 두께는 00 mm)로 구성된 이중창과 복층유리 6 mm(나머지 1개 시험체는 12 mm) + 단판유리 5 mm의 단판유리로 이중창을 구성하

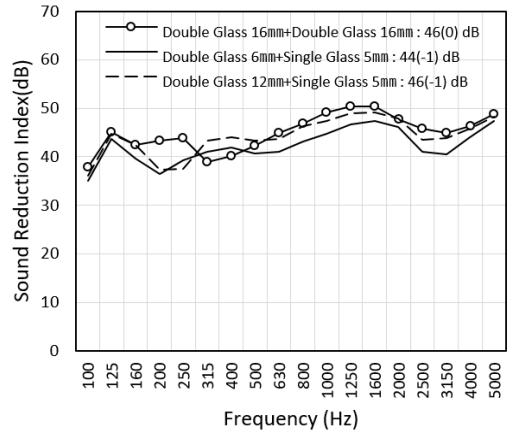


Fig. 7 Sound insulation performance of double glazing

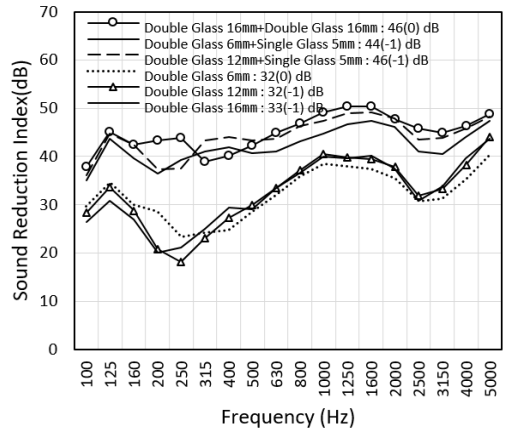


Fig. 8 Sound insulation performance of double glazing and single glazing

였을 때의 차음성능 시험결과를 나타낸 것이다. 그림과 표에서도 알 수 있듯이 차음성능은 복층유리 2개로 구성된 이중창의 차음성능이 다소 좋은 것으로 나타났으나 이 시험결과만 놓고 경향성을 파악하기는 어려울 것으로 판단된다.

Fig. 8은 창틀 없이 유리가 부착된 창작을 시험체에 틀에 밀착하여 부착한 후 코킹처리한 경우에 있어서의 이중창과 단판유리의 차음성능을 비교한 것으로서 틈새를 통한 음의 전달이 최소화됨에 따라 주파수별로 차음성능 차이가 명확하게 나타나고 있는 것으로 판단된다.

3.2 미서기 창호의 차음성능 현황

(1) 미서기 창호의 차음성능 측정결과

Tables 11~13, Fig. 9는 주택 시공현장에서 설치

Table 11 Sound insulation performance measurement result by sliding window type1

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)			
	Low-e double glass 6 mm (single window)	Double glass 6 mm + single glass 5 mm	Double glass 6 mm (Ar) + single glass 5 mm	Double glass 6 mm + double glass 6 mm
100	25.1	32.4	32.4	35.1
125	30.5	40.3	39.5	42.8
160	26.8	40.8	38.5	41.5
200	26.6	38.9	38.5	40.4
250	23.3	39.0	38.3	37.2
315	20.9	38.6	37.8	34.9
400	21.7	35.8	33.6	34.9
500	22.7	36.5	34.1	36.3
630	22.1	36.7	34.5	36.7
800	21.0	37.4	35.3	37.5
1000	19.8	35.9	32.8	35.9
1250	19.4	35.3	32.3	35.1
1600	21.3	36.2	35.3	36.2
2000	23.3	38.2	36.8	37.4
2500	24.2	38.9	38.1	38.5
3150	24.5	38.4	38.8	39.9
4000	25.9	42.7	42.4	42.5
5000	29.4	45.4	45.6	46.2
R _w (C)	22(0)	37(0)	35(0)	37(0)

되는 방식 그대로 창틀에 창짝을 설치하는 슬라이딩 (미서기) 방식의 창을 차음성능 시험실의 시험체틀에 설치한 후 실시한 차음성능 측정결과를 나타낸 것이다. 창짝에 설치된 유리는 단열성능을 고려하여 복층 유리 내의 공기층 두께를 달리하거나 공기층 안에 아르곤가스를 주입, 또는 코팅유리를 사용하여 제작하였다.

이렇게 창을 제작하여 차음성능 시험을 실시한 결과, 표에서도 알 수 있듯이 1번 시험체인 로이유리 복층유리 6 mm 단판유리를 제외하고는 복층유리+복층유리로 구성된 창이나 복층유리+단판유리로 구성된

Table 12 Sound insulation performance measurement result by sliding window type2

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)			
	Double glass 16 mm + single glass 5 mm	Double glass 12 mm + single glass 5 mm	Double glass 16 mm + double glass 16 mm	Double glass 16 mm (Ar) + double glass 16 mm (Ar)
100	31.7	32.0	33.1	33.3
125	38.7	39.6	38.1	38.9
160	39	39.6	37.7	38.3
200	35.9	34.9	31.8	26.4
250	36.5	33.1	31.5	29.0
315	38.3	38.3	36.7	35.1
400	36.2	36.1	35.9	35.9
500	35.8	36.3	36.3	36.2
630	37.0	36.8	36.7	36.8
800	37.1	37.2	37.0	37.7
1000	35.4	35.7	35.2	35.3
1250	36.0	35.7	34.8	34.7
1600	36.9	36.3	36.9	36.2
2000	38.4	37.9	37.4	36.5
2500	39.2	39.1	38.2	36.5
3150	38.8	39.2	40.5	39.6
4000	42.7	43.3	41.7	42.1
5000	44.8	45.4	45.1	44.8
R _w (C)	37(0)	37(0)	37(0)	37(-1)

모든 이중창의 단일수치평가량(R_w)은 36 dB 전후로 거의 유사한 것으로 나타나고 있다. 이는 단열성능향상을 위해 취하는 아르곤 충전, 복층유리 내부 공기층 두께 증가, 유리코팅 등의 조치가 차음성능에는 큰영향을 미치지 못하고 있음을 나타내는 것이라고 판단되며, 다만 기밀성이 약한 미서기 창이라 할지라도 창짝의 수는 차음성능에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다.

Fig. 9는 차음성능 측정결과를 나타낸 것으로서 창의 타입별로 저주파수대역에서는 차음량의 폭이 다소

Table 13 Sound insulation performance measurement result by sliding window type3

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)			
	Double glass 6 mm (Ar) + double glass 16 mm	Low-e (S.Coat) double glass 16 mm (Ar) + double glass 16 mm	Low-e (H.Coat) double glass 16 mm + double glass 16 mm	Low-e (S.Coat) double glass 16 mm (Ar) + Low-e (H.Coat) double glass 16 mm
100	32.5	33.1	33.6	33.3
125	37.6	38.9	37.8	38.0
160	38.2	38.8	37.9	38.2
200	30.3	30.6	30.2	28.3
250	30.6	31.5	32.2	31.0
315	35.5	36.5	36.9	35.2
400	36.2	36.5	36.9	36.1
500	36.6	37.0	37.0	36.8
630	37.1	37.5	37.9	37.0
800	37.6	37.6	38.3	37.3
1000	34.9	35.9	36.5	35.6
1250	34.6	35.8	36.3	36.0
1600	36.1	37.6	38.0	37.7
2000	36.7	37.8	38.9	38.2
2500	37.4	38.5	39.8	38.7
3150	39.9	41.8	42.0	42.1
4000	41.7	43.9	44.2	43.9
5000	44.6	45.6	46.2	46.1
R _w (C)	37(-1)	38(-1)	38(0)	38(-1)

크게 분포하고 있으나 단일수치평가량은 큰 차이가 없는 것으로 나타났다.

(2) 틈새처리 방법에 따른 창호의 차음성능 변화

옆으로 밀어서 여는 미서기 창호는 창짝 하부에 레일을 설치하여 움직임이 좋도록 하고 있으며, 움직임이 용이하도록 창틀과 창짝 사이에는 일정한 유격을 두게 된다. 이렇게 함으로서 개폐의 용이성은 좋아지나 상대적으로 기밀성은 떨어지기 때문에 소리에 대한 차단능력 또한 떨어지기 마련이다. 이 문제를 보완하기 위해 모헤어 등 기밀재를 설치하여 성능개선을 도모하고는 있으나 유리의 두께 등 동일한 조건의 여닫이 창호보다는 차음성능이 낮다는 것이 일반적인 의견이다.

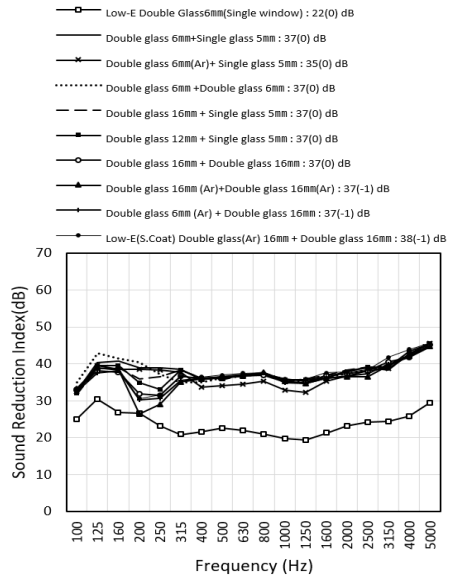


Fig. 9 Sound insulation performance measurement result by sliding window type

Table 14 Comparison of sound insulation performance according to clearance treatment

Frequency (Hz)	Sound reduction index (dB)			
	Sliding window	One side taping	Double sided taping	No window frame
100	33.3	34.4	36.4	37.9
125	38.9	39.2	39.2	45.1
160	38.3	38.8	39.7	42.4
200	26.4	25.7	26.3	43.4
250	29.0	28.0	28.1	43.8
315	35.1	35.3	35.4	38.9
400	35.9	37.6	38.4	40.1
500	36.2	37.4	37.6	42.3
630	36.8	38.2	38.8	45.0
800	37.7	40.2	41.3	46.9
1000	35.3	39.8	41.1	49.2
1250	34.7	41.0	43.0	50.3
1600	36.2	43.3	45.5	50.4
2000	36.5	43.0	44.8	47.8
2500	36.5	41.8	43.1	45.8
3150	39.6	44.3	44.9	44.9
4000	42.1	45.7	46.0	46.4
5000	44.8	47.8	48.0	48.8
R _w (C)	37(-1)	40(-1)	41(-1)	46(0)

따라서 이 절에서는 복층유리 16 mm(아르곤)+복층유리 16 mm(아르곤)의 이중유리 구조(창틀이 없는 창은 복층유리 내에 아르곤 충전되지 않았으나 차음 성능은 유사함)에 대해 시험조건을 달리하여 실시한 차음 성능 시험결과를 분석하였다. 첫 번째 시험조건은 창틀없이 창짝을 시험체 틀에 고정하고, 모든 틈새는 코킹처리하는 것이고, 두 번째 방법은 창틀에 창짝을 개폐가 가능하도록 설치(미서기 창)하는 것이며, 세 번째는 두 번째 방법으로 설치된 창의 창틀과 창짝 사이 등의 틈새를 면테이프로 한쪽 면만 막거나 양쪽 모두를 막고 차음시험을 실시하는 것이다.

이러한 방법으로 차음 성능 시험을 실시한 결과를 Table 13에 나타낸 것처럼 아무 처리도 없는 미서기 창의 경우보다 음원실 쪽에 면해 있는 창의 각 틈새(창틀과 창짝 사이, 창짝과 창짝 사이 등)를 면테이프로 막은 경우가 3 dB, 양쪽을 모두 막은 경우에는 4 dB 정도로 차음 성능은 개선된 것으로 나타났다. 그리고 창틀이 없이 창짝을 시험체틀에 바로 맞대어 설치하고 모든 틈새는 코킹처리한 경우에는 같은 창의 구조라 할지라도 차음 성능이 미서기 창보다 무려 10 dB 정도 좋은 것으로 나타났다.

결국 창의 차음 성능은 개폐 방식에 따라 달라지며, 차음 성능을 높이기 위해서는 틈새가 없도록 제작과 시공 과정에서 관심을 가져야 할 것으로 판단되며, 창의 차음량이 40 dB 이상이 요구되는 지역에 건설되는 공동주택 6층 이상의 창에 대해서는 슬라이딩 창의 차음 성능 한계를 고려하여 시스템 창과의 조합을 통해 안정적인 차음 성능을 확보하는 방안의 검토도 필요하다.

4. 결 론

지역별 창의 단열기준이 강화됨에 따라 달라지는 창 구조에 대한 차음 성능 변화를 확인하고, 유리의 단면구성(유리와 유리사이 공기층 두께, 공기층내 아르곤 충전유무 등)이나 유리의 표면처리상태, 그리고 틈새처리 방법 등의 차이가 차음 성능에 어떠한 영향을 미치는지를 파악하기 위해 몇 가지 조건을 설정하여 실험실 시험을 실시하였다. 다음은 그 결과를 정리한 것이다.

(1) 복층유리의 공기층 안에 아르곤을 주입한 경우나 그렇지 않은 경우, 그리고 유리의 종류가 일반유

리이거나 소프트 코팅한 로이유리 또는 하드 코팅한 로이유리이던 관계없이 단일수치평가량($R_w(C)$)은 거의 유사한 것으로 나타났으며, 또한 복층유리 내의 공기층 두께와도 관계가 없는 것으로 나타났다.

(2) 주파수별로 차음 성능 차이가 명확하게 나타날 정도로 창짝이 이중으로 구성되어 있는 이중창(복층유리+복층유리와 복층유리+단판유리)가 창짝 1개로 구성되어 있는 단판유리보다 차음 성능이 10 dB 이상 양호한 것으로 나타났다.

(3) 복층유리+복층유리나 복층유리+단판유리로 구성된 모든 미서기 이중창의 단일수치평가량(R_w)은 36 dB 전후로 거의 유사한 것으로 나타나고 있는데 이는 단열 성능 향상을 위해 취하는 아르곤 충전, 복층유리 내부 공기층 두께 증가, 유리코팅 등의 조치가 차음 성능에는 큰 영향을 미치지 못하고 있음을 나타내는 것이라고 판단되며, 다만 기밀성이 약한 미서기 창이라 할지라도 창짝의 수는 차음 성능에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다.

(4) 틈새에 대해 아무 처리도 없는 미서기 창의 경우보다 음원실 쪽에 면해 있는 창의 각 틈새(창틀과 창짝 사이, 창짝과 창짝 사이 등)를 면테이프로 막은 경우가 3 dB, 양쪽을 모두 막은 경우에는 4 dB 정도로 차음 성능은 개선된 것으로 나타났으며, 같은 창의 구조라 할지라도 틈새가 없도록 제작하고 시공할 경우에는 차음 성능이 미서기 창보다 10 dB 정도 좋은 것으로 나타나 미서기 창의 차음 성능 향상을 위해서는 틈새처리 등 기밀성 확보가 무엇보다 중요한 것으로 나타나고 있다.

창의 차음량이 40 dB 이상이 요구되는 지역에 건설되는 공동주택 6층 이상의 창에 대해서는 슬라이딩 창과 시스템 창의 조합을 통해 안정적인 차음 성능을 확보하는 방안의 검토도 필요하다.

References

- (1) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2017, Noise Criteria for Apartment(Seperate Table 1): Indoor Noise Prediction Method, Notice.
- (2) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2018, A Study on the Revised Plan for Soundproofing and Air Conditioning Facilities in Airport Noise Control Areas.
- (3) Kim, S. W., Kim, H. G. and Kim, M. J., 1993, Improvement of Sound Insulation Performance of Exterior

Windows, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 3, No. 3, pp. 209~219.

(4) Kim, S. W., Jung, J. Y., Lee, O. K. et al., 2001, A Study on the Improvement of Sound Insulation Performance of Windows through Laboratory Experiments, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 2, pp. 307~314.

(5) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2015, Energy Saving Design Standard of Building(Separate Table 1) Heat Transmission Rate Table of Building Parts by Region, Notice.



Kwan-seop Yang is senior researcher at KICT (Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology). He received his Ph.D. in architecture engineering from ChonBuk university in 1997. his research interest is sound quality, apartment room mode analysis and floor impact sound. especially base on architecture environment.

철도소음 측정망에 대한 적절한 소음측정방법의 비교 연구

A Comparative Study on the Noise Measurement Methods for Proper Monitoring of Railway Network Noise

이 창 혁* · 노 유 진* · 김 인 규** · 이 병 찬†

Chang Hyeok Lee*, Yu Jin Noh*, In Kyu Kim** and Byung Chan Lee†

(Received October 17, 2019 ; Revised December 5, 2019 ; Accepted December 5, 2019)

Key Words : Noise Measurement Network(소음측정망), Railway Noise(철도소음)

ABSTRACT

The railway noise measurement network shows the noise around the railway area by one manual measurement every half year. This method suffers with limitations in determining the railway noise levels. To obtain more reliable measurement data and to obtain basic data for noise reduction procedures, the railway noise was measured for one year at six railway stations in three cities, using a portable automatic sound meter. The noise levels were averaged daily, monthly and annually. Notably, the automatically measured noise levels were lower than those measured manually (-1 to -18 dBA), at all the six stations. Further, the noise levels during the nighttime, due to lower train traffic, were -18 dBA lower than those by manual measurement methods. At all the six stations during the nighttime, the automatically measured noise levels were within the reference range, whereas those measured manually, exceeded. According to the train traffic volume and complaint of the railway noise, either the stationary or portable automatic methods, or the manual methods should be employed for measuring the railway noise.

1. 서 론

환경소음측정망에 대한 분기·반기·연간 측정된 데이터 등은 국가소음정보시스템을⁽¹⁾ 통해 일반인들에게 공개하고 있으나 소음측정망 지점 수가 많지 않아 일반 이용자가 필요로 하는 지점에 대한 자료가 없어 측정데이터의 활용성이 낮다는 문제점을 나타내고 있다. 현재의 측정주기 및 측정시간으로 얻어진 데이터는 해당지점의 대표 소음도로 판단하기 어려워 측정데이터의 대표성이 떨어지고 도시의 발전 및 인구변화로

인하여 소음측정방법에 대한 재검증이 필요한 상황이다. 도로교통소음 측정에 관련된 연구는⁽²⁻⁶⁾ 많이 진행되었으나 철도소음 측정에 관련된 연구와⁽⁷⁻⁸⁾ 철도소음 노출에 관한 연구는⁽⁹⁾ 미미한 실정이다. 환경소음 측정망 중 철도소음 측정망은 반기에 1회 수동측정으로 철도주변지역의 소음을 나타내고 있다. 이러한 측정 방법으로 철도변 지역의 소음도를 정확히 파악하기에는 한계가 있다. 소음진동공정시험기준에 명시된 철도소음관리기준 측정방법에는⁽¹⁰⁾ 평균 철도 통행량 이상인 시간대를 포함하여 주간 시간대는 2시간 간격을 두고 1시간씩 2회 측정하여 산술평균하며, 야간 시

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Environmental Engineering, Korea National University of Transportation
E-mail : bclee@ut.ac.kr

* Member, Dept. of Environmental Engineering, Korea National Univ. of Transportation

** Korea Environment Corporation

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

간대는 1회 1시간 동안 측정하도록 되어 있다. 1시간 동안 연속 측정하여 자동 연산기록한 등가소음도를 그 지점의 측정소음도로 한다. 그러나 배경소음과 철도의 최고소음의 차이가 10 dB 이하인 경우 등 배경소음이 상당히 크다고 판단되는 경우에는 열차통과시 최고소음도를 측정하여 노선별로 따로 계산하도록 명시되어 있다. 이 연구에서는 보다 신뢰성 있는 측정 자료를 획득하고 소음저감대책 수립에 필요한 기초자료 확보를 위하여 다양한 소음측정방법을 비교하여 적절한 철도소음측정방법을 제시하고자 한다.

2. 철도소음 측정 및 분석

2.1 측정개요

(1) 측정 기간, 지점 및 방법

소음진동공정시험기준에 명시된 방법으로 철도소



(a) Point A at daejeon



(b) Point B at yeongcheon



(c) Point C at jecheon

Fig. 1 Automatic noise measuring device installation points.

음측정망에 소음 표시를 위해 일반적으로 사용되는 수동소음 측정과 이동식을 고정으로 설치하여 24시간 측정되는 자동소음측정을 측정방법으로 사용하였다. 측정지점은 노선별 각 2개 지점으로 총 6개 지점을 측정지점으로 하였다. 자동측정방법으로 1년간 연속 측정하였고, 수동측정방법으로 반기에 1회 측정하였다. Fig. 1은 자동소음측정장치가 설치된 모습이다.

2.2 측정자료 분석 및 결과

(1) 측정 자료 통계처리

측정된 자료의 통계처리는 「소음·진동측정망 통합 운영지침」의 ‘환경소음자동측정망 측정지점별 자료의 통계처리’ 기준을 적용하여 수행하였다. 위의 통계처리 기준의 유효 측정값은 아래와 같다.

- ① 5분 유효측정값 : 5분 중 유효한 1초 등가소음도가 240회 이상인 경우
 - ② 1시간 유효측정값 : 1시간 중 유효한 5분 등가소음도가 9회 이상인 경우
 - ③ 일 유효측정값 : 1시간 유효측정값이 일일 12회 이상인 경우
- 자동측정방법으로 수집된 자료는 1일 연속 측정된 1

Table 1 Railway traffic analysis

Time	Number of railway vehicles passing (average)					
	A point		B point		C point	
	Day	Month	Day	Month	Day	Month
Total	300 (100%)	8973 (100%)	59 (100%)	1749 (100%)	78 (100%)	2322 (100%)
00:00~06:00	33 (11%)	997 (11%)	7 (12%)	194 (11%)	9 (12%)	272 (12%)
06:00~12:00	86 (29%)	2557 (29%)	13 (22%)	395 (23%)	24 (31%)	714 (31%)
12:00~18:00	82 (27%)	2458 (27%)	19 (32%)	556 (32%)	26 (33%)	782 (34%)
18:00~24:00	99 (33%)	2961 (33%)	20 (34%)	604 (34%)	19 (24%)	554 (24%)

시간 자료들을 주간/야간대로 구분 후 평균하여 사용하였다. 수동측정인 반기 1회는 하루를 선택하여 주간 소음도는 11시, 18시에 측정하여 산술평균한 값으로 하고, 야간소음도는 22시에 측정한 자료를 사용하였다.

(2) 측정 자료 분석 결과

소음진동공정시험기준에 명시된 철도소음한도 측정자료 분석방법을 적용하였다. 일, 월, 시간대별에 대한 열차 운행 횟수는 Table 1과 같다.

3개 지점 중 경부선·KTX노선이 교차하는 대전 A 지점(일평균: 300회, 월평균: 8973회)이 가장 높으며, 철도노선 중 지선노선(대구선·중앙선, 태백선)에 위치한 영천 B지점(일평균: 59회, 월평균: 1749회) 및 제천 C지점(일평균: 78회, 월평균: 2322회)은 열차운행 횟수가 상대적으로 낮은 것으로 분석되었다. 시간대별 열차운행횟수 분석결과 A지점 일평균 운행횟수가 300대(최대: 342대, 최소: 257대), 시간별 운행횟수는 수동측정시간(06시~12시: 86대, 18시~24시: 99대) 및 기타시간(00시~06시: 33대, 12시~18시: 82대), 월평균 8973대(00시~06시: 997대, 06시~12시: 2557대, 12시~18시: 2458대, 18시~24시: 2961대) B지점 일평균 운행횟수가 59대(최대: 69대, 최소: 44대), 시간별 운행횟수는 수동측정시간(06시~12시: 13대, 18시~24시: 20대) 및 기타시간(00시~06시: 7대, 12시~18시: 19대), 월평균 1749대(00시~06시: 194대, 06시~12시: 395대, 12시~18시: 556대, 18시~24시: 604대) C지점 일평균 운행횟수가 78대(최대: 101대, 최소: 18대), 시간별 운행횟수는 수동측정시간(06~12시: 24대, 18시~24시: 19대) 및 기타시간(00시~06시: 9대, 12시~18시: 26대), 월평균 2322대(00시~06시: 272대, 06시~12시: 714대, 12시~18시: 782대, 18시~24시: 554대) 3개 지점 모두 새벽 시간대(00시~06시)는 철도교통량이 가장 적은 시간대였으며, 오전(06시~12시)·오후(12시~18시)·저녁(18시~24시)시간대는 비교적 변화가 적은 철도교통량을 가지는 것으로 나타났다.

(3) 등가소음도 및 계산식 소음도 분석 결과

소음진동공정시험기준에 명시된 철도소음한도 측정자료 분석방법을 적용하여 측정자료는 소음도의 계산 과정에서는 소수점 첫째자리를 유효숫자로 하고, 측정 소음도(최종값)는 소수점 첫째자리에서 반올림한다.

등가소음도($L_{eq,1h}$)는 샘플주기를 1초 내외로 결정하고 1시간동안 연속 측정한다.

계산식소음도(L_{eq})는 최대소음도를 측정하여 다음식을 적용하여 계산한다.

- 경부·호남선 등 복선구간(A지점)

$$L_{eq} = \overline{L_{max}} + 10 \log (2.4n / T) \tag{1}$$

- 중앙,태백,영동선 등 단선구간(B지점, C지점)

$$L_{eq} = \overline{L_{max}} + 10 \log (8n / T) \tag{2}$$

여기서,

- $\overline{L_{max}}$: 열차 개별 통과시의 파워평균치, dB(A)
- n : T시간 동안의 열차 통과대수
- T : 관리대상 시간(초), 1시간(3600초)

등가소음도 분석결과 Fig. 2와 같이 A지점은 수동측정 소음도 대비 자동측정 소음도(일·월·연평균)는 낮 (06:00~22:00)에 지면 위(일·월·연평균) 소음도가 모두 -2 dB(A) 낮고, 최고치예상층(maximum noise expected floor) 소음도(일·월·연평균)는 모두 -5 dB(A)~-6 dB(A), 밤(22:00~06:00) 지면 위 (일·월·연평균) 소음도는 모두

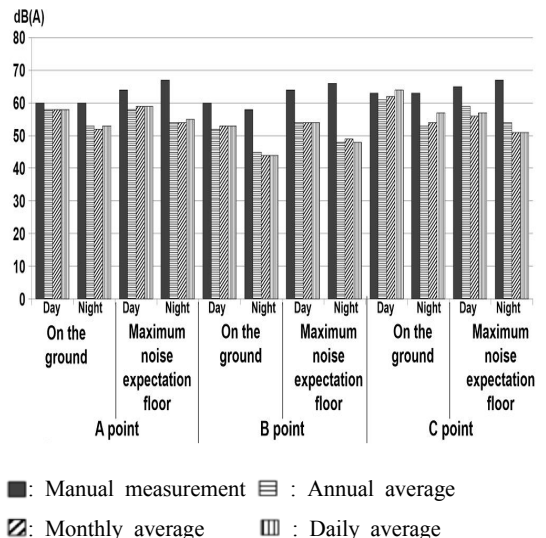
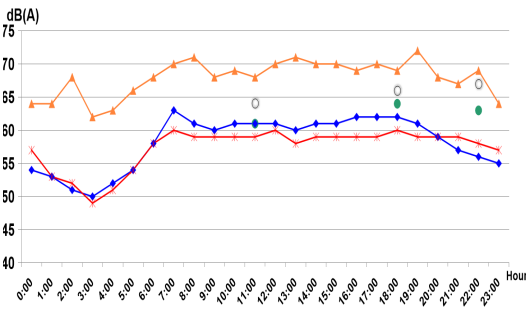
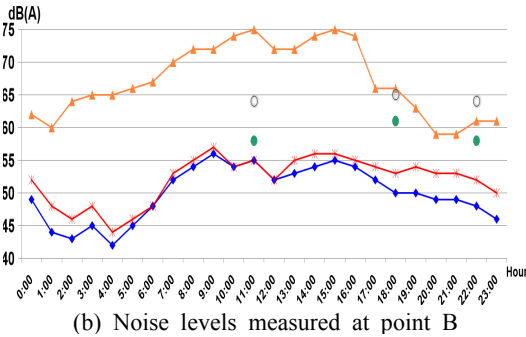
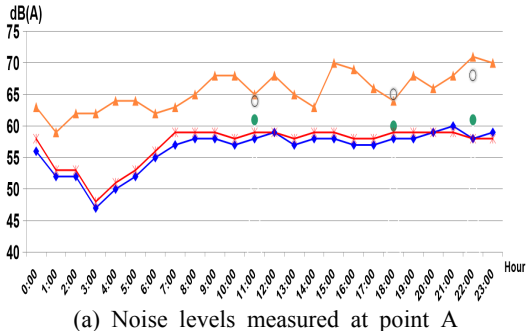


Fig. 2 Comparison of automatically and manually measured noise levels.

-7 dB(A) ~ -8 dB(A), 최고치예상층 소음도(일·월·연평균)는 모두 -12 dB(A) ~ -13 dB(A)로 방음벽이 설치된 지면 위의 낮 소음도 편차가 -2 dB(A)로 가장 적게 분석되었고, 방음벽이 없으면서 열차운행횟수가 적은 최고치예상층 밤 소음도 편차가 -12 dB(A) ~ -13 dB(A)로 가장 큰 것으로 분석되었다. B지점은 수동측정 대비 자동측정소음도(일·월·연평균)는 낮(06:00~22:00) 지면 위 소음도(일·월·연평균)는 모두 -7 dB(A) ~ -8 dB(A),

최고치예상층 소음도(일·월·연평균)는 모두 -10 dB(A) 밤(22:00~06:00) 지면 위(일·월·연평균) 소음도는 모두 -13 dB(A) ~ -14 dB(A), 최고치예상층 소음도(일·월·연평균)는 모두 -17 dB(A) ~ -18 dB(A)로 자동측정 소음도가 모두 낮은 것으로 분석되었다. C지점은 수동측정 대비 자동측정소음도(일·월·연평균)는 낮(06:00~22:00) 지면 위 소음도(일·월·연평균)는 모두 1 dB(A) ~ 2 dB(A), 최고치예상층 소음도(일·월·연평균)



- : Manually measured noise levels on the ground
- ◆ : Automatically measured noise levels on the ground
- ▲ : Automatically measured L_{max}
- : Maximum noise level predicted at the floor (Manual measurement)
- ✱ : Maximum noise level predicted at the floor (Automatic measurement)

Fig. 3 Hourly noise levels measured at all the 3 points

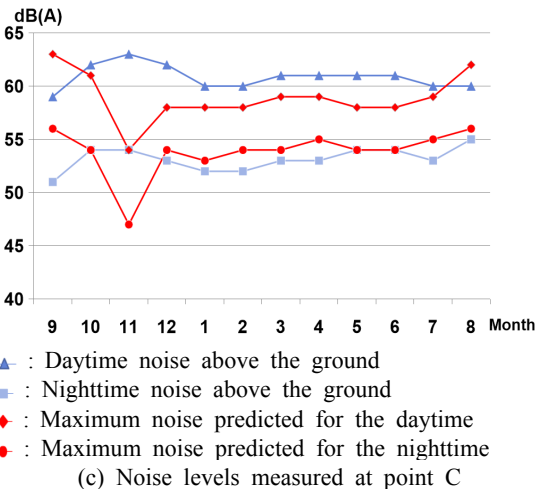
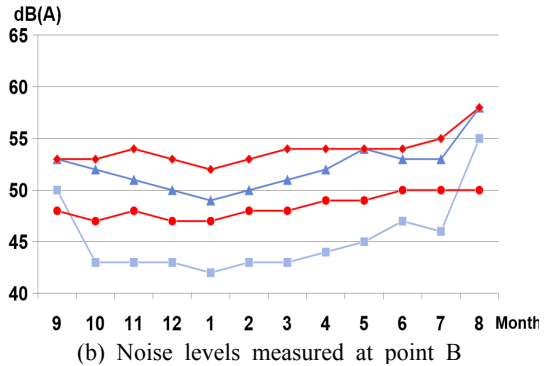
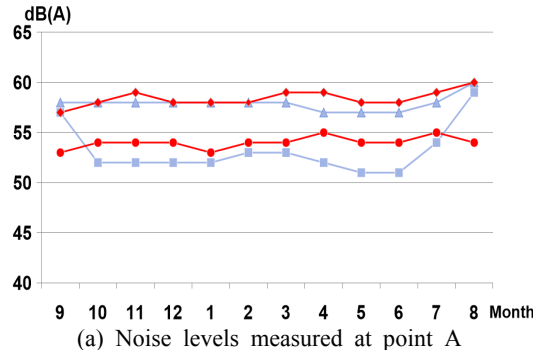
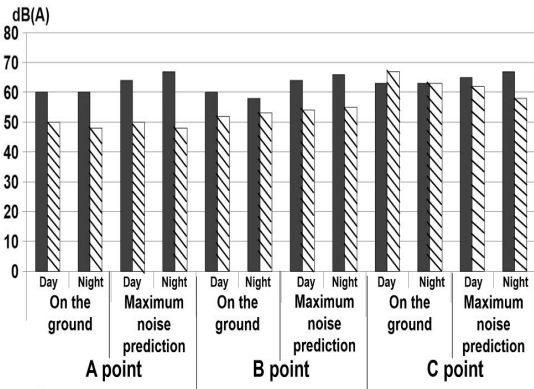


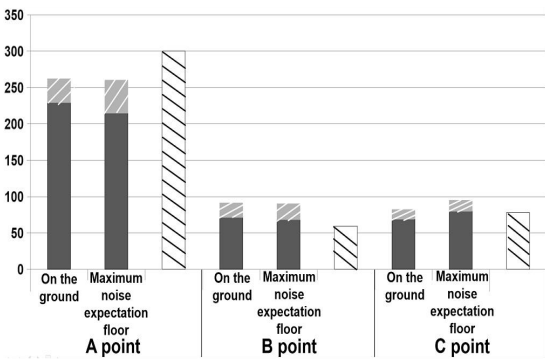
Fig. 4 Monthly averaged noise levels at the 3 points

는 모두 -7 dB(A) ~ -9 dB(A) 밤(22:00~06:00) 지면 위 소음도(일·월·연평균)는 모두 -6 dB(A) ~ -10 dB(A), 최고치예상층 소음도(일·월·연평균)는 모두 -13 dB(A) ~ -16 dB(A)로 지면 위 일평균 낮 소음도를 제외하고 모두 낮게 분석되었다. 시간대별 자동측정 등가소음도의 경우 3개 지점 모두 철도교통량(열차운행횟수)에 비례하여 소음도가 증감하는 경향을 보였으며, 최대소음도 값은 평균소음도 값과 비교시 Fig. 3와 같은 경향을 보이며, 평균 10 dB(A)[3 dB(A) ~ 26 dB(A)] 이상 높

은 것으로 분석되었다. 철도교통량이 적은 시간대(23시 ~ 06시)에는 비교적 일정한 소음도를 나타내었다. 월평균 소음도는 철도교통량에 비례하여 증가하는 경향을 보였고 3개 지점의 월별 소음도 편차는 평균적으로 3 dB(A) 증가 또는 감소하는 것으로 분석되었다. 또한, 측정시간(11시, 18시, 22시) 대비 연속시간(00시 ~ 24시) 월평균소음도 편차는 낮 시간대 3 dB(A) 이하, 밤 시간대 7 dB(A) 이하로 Fig. 4과 같이 분석되었다. 시간대별, 철도운행횟수에 따른 분석결과 3개 지점 모두 수동측정 대비 자동측정소음도(일·월·연평균)가 낮게(-1 dB(A) ~ -18 dB(A)) 분석되었고, 특히 철도운행횟수가 적은 밤 시간대의 소음도가 수동측정 대비 최대 -18 dB(A) 낮았으며, 모두 기준치 이내(수동측정: 야간 3개 지점 초과) 소음도로 분석되었다. 또한, 자동측정 소음도의 평균소음 편차는 4 dB(A) 이내로 분석되었다. 단, 새벽시간대(00:00~06:00) 철도교통량의 감소로 인한 연속시간 밤 시간대(22:00~06:00)는 4 dB(A) 이상 소음편차가 발생하였다. 수동측정소음도와 비교 분석결과 지면 위 소음편차가 3 dB(A)이내(단, B지점 제외), 최고치예상층 소음편차는 4 dB(A) ~ 13 dB(A) 정도 발생하였다. 계산식 소음도 분석시 열차 통과시 녹음된 MP3데이터를 분석(철도운행횟수(n), 최고소음도(L_{max}))하여 철도소음도를 산정하였으며 계산식소음도 산정결과 MP3녹음조건설정(trigger level 설정값)에 따라 철도운행횟수(n) 및 최고소음도(L_{max})가 결정된다. 또한, 철도운행횟수와 철도소음 녹음조건설정(trigger level 설정값)에 따라 소음도가 결정된다. 3개 지점에 대한 자동측정 계산식 소음도(측정시간 일평균, 연속시간 일평균) 산정결과 Fig. 5와 같이 배경소음의 영향이 적은 A지점 및 B지점은 수동측정 소음도 대비 평균 -11(-3 ~ -19) dB(A) 차이로 소음도가 작고, 배경소음의 영향(4차선 도로인접에 따른 도로교통소음)이 있는 C지점은 수동측정 소음도 대비 지면 위는 0 dB(A) ~ 5 dB(A) 높고, 최고치예상층은 -2 dB(A) ~ -9 dB(A) 낮게 분석되었다. 철도소음 평균감지횟수 대비 일 평균 운행대수가 Fig. 6에 나타나있다. A지점은 일 평균 운행대수 300대, 철도소음 감지횟수는 지면 위에는 주간 229회, 야간 33회, 최고치예상층에는 주간 215회, 야간 45회로 분석되었다. B지점은 일 평균 운행대수 59대, 철도소음 감지횟수는 지면 위에는 주간 71회, 야간 20회, 최고치예상층은 주간 68회, 야간 22회로 분석되었다. C지



■: Manually measured noise levels
 ▨: Automatically measured noise levels
Fig. 5 Comparison of automatically and manually measured noise levels



▨: Number of railway
 ▧: Averaged railway noise detected during the night-time
 ■: Averaged railway noise detected during the day-time
Fig. 6 Comparison of the train traffic with the averaged railway noise

점은 일 평균 운행대수 78대, 철도소음 감지횟수는 지면 위는 주간 69회, 야간 13회, 최고치예상층은 주간 80회, 야간 15회로 3개 지점 모두 철도통행량이 많은 주간 시간대에 많이 감지되었다. 또한, A지점은 일 평균 운행대수에 비해 철도소음 감지횟수가 낮게 분석이 되었고, B지점 및 C지점은 일 평균 운행대수에 비해 철도소음 감지횟수가 높게 분석되었음을 알 수 있다. 따라서 정확한 감지를 위해 MP3녹음조건 설정을 지점별 특성에 따라 설정할 필요가 있다.

계산식 소음도의 시간대별 분석결과 3개 지점 모두 열차 통과시 최고소음도(L_{max})에 비례하여 소음도가 증감하는 경향을 보였으며 수동측정 대비 최고소음도(L_{max}) 분석결과 배경소음의 영향이 적은 A지점 및 B지점은 수동측정소음도가 높고, 배경소음의 영향(도로교통소음)이 있는 C지점은 최고소음도(L_{max})가 높은 것으로 분석되었다.

3. 결 론

수동측정방식의 경우 다른 측정망에 비하여 소요 인력 및 소요 비용이 적으며, 매 분기별 1회 측정하므로 측정의 편이성이 있으나 측정자의 성실성 및 주관적 판단에 따라 측정오차가 발생한다. 측정지점별 반기 1회 수동 측정한 소음도로 해당 지역의 철도소음 대표값으로 활용하기에는 어려움이 있다. 또한, 소음 측정으로 인한 인력활용의 효율성 저하, 특정시간대의 소음도 파악 불가, 일정지역의 시간대별 요일별 소음도 차이를 파악할 수 없어 소음방지 대책 수립 시 어려움이 따른다.

자동측정방식 중 이동식의 경우 여러 측정지점의 소음도를 관리할 수 있어서 측정데이터의 반복성에 대하여 유연하게 대처할 수 있으며, 소음지도와 연계하여 소음지도의 검증 데이터로 사용할 수 있다. 하지만, 측정 기간의 한계가 있으므로 장기간의 소음도 변화에 대한 통계 현황파악이 곤란하며, 초기 장비구입 및 유지관리 비용이 필요하다. 고정식의 경우 측정기간의 한계 없이 실시간 소음의 현황파악이 가능하고, 시간대별, 요일별, 월별, 분기별 등의 소음도 변화에 대한 통계 현황파악이 가능하다. 또한, 장기간 실시간 측정데이터를 이용하여 정확한 소음관리 정책 수립 및 평가지표로 사용할 수 있으며 소음지도와 연계하여 소음지도의 검증 데이터로 사용할 수 있다.

그러나 소음도 변화의 특성상 일정한 패턴으로 반복하는 경향이 있으며, 이동식 자동측정방식과 같이 초기 장비구입 및 유지관리 비용이 필요하다.

따라서 철도운행횟수가 적고 철도소음 민원이 적은 측정지점(B지점, C지점)의 경우 수동측정방식 또는 이동식 소음자동측정 방식을 적용한다. 철도운행횟수 및 철도소음 민원이 많은 측정지점(A지점)의 경우 고정식 자동측정방식을 적용한다. 이와 같이 철도변 지역의 지점별 특성, 철도교통량, 최대소음도, 인구밀집 지역 및 측정지점의 측정기 설치 가능여부 등을 고려하여, 각 측정방식의 장단점을 파악 후 효율적으로 활용하는 것이 필요하다. 측정 방법의 적절한 활용으로 철도 주변 지역의 신뢰성 있는 측정자료 확보를 통한 소음저감대책 수립에 필요한 철도 주변 소음특성 파악 및 장기적인 소음저감 대책 수립에 많은 도움이 될 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2018년 한국교통대학교 지원을 받아 수행하였습니다. 이 논문은 한국연구재단의 지원을 받아 수행하고 있는 이공분야기초연구지원사업의 중견연구자지원사업(No. 2019R1A2C1009356) 성과입니다.

References

- (1) Korea Environment Corporation, National Noise Information System, <http://www.noiseinfo.or.kr/index.jsp>.
- (2) Kim, C. H., Chang, T. S., Kang, H. J. and Youn, J. W., 2018, Road Traffic Noise Calculation Model Comparison by Case Measurements, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, p. 74.
- (3) Ahn, S. Y., Lee, J. K., Moon, S. J., Ryu, H. J. and Chang, S. I., 2015, Relocalization of Road-traffic Noise Measurement Points for Effective Noise Exposure Evaluation, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 602.
- (4) Choung, T. R., Son, J. H., Cho, J. C., Park, W. H. and Park, Y. M., 2015, Noise Comparison of Indoor and Outdoor by the Measurement Method of Road Traffic Noise (II), Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 718~719.
- (5) Choung, T. R., Son, J. H., Chun, H. J., Park, W.

H. and Park, Y. M., 2015, Noise Comparison of Indoor and Outdoor by the Measurement Method of Road Traffic Noise (I), Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 628~629.

(6) Jang, C. M., Kim, P. L. and Chang, S. I., 2017, Analysis of Relation between Measured Noise Level from Road Traffic and Urban Forms, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 253.

(7) Lee, C. H., Kim, I. K., Song, K. B. and Lee, B. C., 2017, A Study on Selection of Automatic Measurement Point according to Railway Traffic Volume, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 183.

(8) Kim, B. S., Kim, D. J. and Won, C. H., 2001, A Study on Field Measurement and Analysis of Train Noise at Elevated Railway in Jeolla Line, Proceedings of the KSME Annual Autumn Conference, pp. 269~274.

(9) Son, J. H., Lee, K. and Chang, S. I., 2011, Railway Noise Exposure-response Model based on

Predicted Noise Level and Survey Results, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 5, pp. 400~407.

(10) National Institute of Environmental Research, 2018, Measurement Method of Exterior Noise Emitted by Railbound Vehicle for Management Standards, Noise and Vibration Process Test Standard, No. 2018-15.



Byung Chan Lee received B.S. degree from Seoul National University in 1985, M.S. and Ph.D. degrees from KAIST in 1987 and 1996. He worked LG Electronics Lab. Dr. Lee is currently a professor at the department of environmental engineering at Korea National University of Transportation in Chungju, Korea. His research interests are in the areas of environmental noise and vibration.

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⁽¹⁾...
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method⁽²⁾.
- (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?

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 윤리헌장에 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) (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.

- (3) (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

- (4) (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.

- (5) (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.

- (6) (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.

- (7) (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.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)

본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)

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. | 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, 위업을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

Authorship | 저자의 윤리의식

- 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 처신하며, 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.

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. 한국소음진동공학회의 논문집에 게재된 논문은 이 후 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 심사 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(편당 5만원) 및 게재회비(일반논문 : 기본6면 10만원/초과면당 2만원, 연구비 지원 : 기본 6면 15만원/초과면당 3만원, 긴급논문 : 기본 6면 20만원/초과면당 4만원, 학술회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단
법인 한국소음진동공학회

The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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