

한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

한국소음진동공학회논문집

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

<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 1 February 2019

Published by The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Published on February 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

(LIG 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(Secretary General)

한국소음진동공학회논문집

2019년 2월

제 29 권 제 1 호 통권 246호

목 차

명상효과에 대한 싱잉볼 소리의 의미구조 분석	문정순·박현구	5
하우징 위에 전자석코일을 갖고 있는 MR 브레이크의 최적설계	구오홍·한철희·이태훈·안진희·최승복	13
병진 및 회전 동흡진기를 사용한 평판의 진동저감	박성규·이시복·최주형	21
내부 및 외부 압전 원판이 결합된 초음파 트랜스듀서의 진동 해석	박춘광·김진오	30
진동대 시험을 이용한 전기캐비닛 앵커의 거동특성 분석	윤다운·전법규·정우영·장성진·신용재	43
기초 질량부가 포함된 마운트 모듈 지지 시스템의 응답 특성 분석	김 찬 중	51
방진마운트 적용 장비의 진동규격 분석절차에 관한 연구	김상현·김미영·전종익·손동훈·이종학·이희승	57
반복가력시험을 이용한 유동식 그루브 조인트로 연결된 입상 배관의 지진거동 연구	김성완·전법규·안성우·위성우	67
잔향실에서의 고무공 충격음 반복성 평가	정정호·박정욱	75
섭동법에 의한 캡슐열차용 대차의 상하방향 불안정성 연구	유원희·이진호·이창영	83
고속열차 좌석 및 입석 조건에 따른 승차감 평가	김덕만·김득하·최성훈·박준홍	90
전달행렬법을 이용한 유성기어형 반공진 진동 절연기 특성 연구	윤중환·곽규빈·이형일	98
병진 및 회전 운동을 하는 내향 외팔보의 모델링 및 진동해석	이원범·유홍희	107
표준 측정 방법에 기반한 가속도 지진 센서 특성 평가	이용봉·조완호·정성수·전병수	114
입력진동 주파수 특성에 따른 원자력 발전소 배터리 차저의 응답특성 비교	정영수·임승현·전법규·박동욱	120
응답의존 모달 데이터를 이용한 고층건물의 FE모델 향상	조 순 호	131
고속열차의 바람소리에 따른 실내소음 예측을 위한 표면압력 섭동의 파수-주파수 분석	이송준·정철용·김재환·김병희	141

C • O • N • T • E • N • T • S

- Analysis of the Meaning of Singing Bowl Sounds
on the Effect of Meditation Moon, J. S. and Park, H.-K. ... 5
- Optimal Design of MR Brake with Magnetic Coils Located
on the Housings Nguyen, Q. H., Han, C. H., Lee, T.-H., An, J.-H. and Choi, S.-B. ... 13
- Plate Vibration Suppression with Translational
and Rotational Dynamic Vibration Absorbers Park, S. G., Lee, S. B. and Choi, J. H. ... 21
- Vibration Analysis for an Ultrasonic Transducer Coupled with Interior
and Exterior Piezoelectric Discs Piao, C. and Kim, J. O. ... 30
- Analysis of Anchorage Behavior Characteristics of the Electrical Cabinet Using Shaking
Table Tests Yun, D.-Y., Jeon, B.-G., Jung W.-Y., Chang, S.-J. and Shin, Y.-J. ... 43
- Response Analysis of Supported System with Mount Module
Including Basement Mass-block Kim, C.-J. ... 51
- Study on Vibration Specification Analysis Procedure of Equipment
with Isolator Kim, S.-H., Kim, M.-Y., Jeon J.-I., Son, D.-H., Lee, J.-H. and Lee, H.-S. ... 57
- A Study for Sesimic Behavior of a Riser Pipe with Flexible Groove Joints
Using Cyclic Loading Test Kim, S.-W., Jeon, B.-G., Ahn, S.-W. and Wi, S.-W. ... 67
- Repeatability Evaluation of Rubber Ball Impact Sound
in a Reverberation Chamber Jeong, J.-H. and Park, J.-O. ... 75
- Vertical Instability of Capsule Train Bogie
by Perturbation Method You, W. H., Lee, J. H. and Lee, C. Y. ... 83
- Ride Comfort Evaluation for Seated and Standing Human
in High-speed Trains Kim, D. M., Kim, D. H., Choi, S. H. and Park, J. H. ... 90
- Study on Performances of the Planetary Gear Type Anti-Resonant Vibration Isolator
Using Transfer Matrix Method Yun, J.-H., Kwak, G. B. and Lee, H. I. ... 98
- Modeling and Vibration Analysis of an Inward Cantilever Bean
Undergoing Translational and Rotational Motion Lee, W. B. and Yoo, H. H. ... 107
- Evaluation of Seismic Sensors Based on
the International Standard Lee, Y.-B., Cho, W.-H., Jung, S.-S. and Jeon, B.-S. ... 114
- Comparison of Response of Battery Charger in Nuclear Power Plant Depending on Frequency
Characteristics in Seismic Motions Jeong, Y.-S., Eem, S.-H., Jeon, B.-G. and Park, D.-U. ... 120
- FE Model Updating of Tall Buildings Using Output-only Modal Data Cho, S. H. ... 131
- Wavenumber-frequency Analysis of Surface Pressure Fluctuations for Prediction
of Interior Noise of High-speed Train
Due to Wind Noise Lee, S. J., Cheong, C. U., Kim J. H. and Kim, B.-H. ... 141

명상효과에 대한 싱잉볼 소리의 의미구조 분석

Analysis of the Meaning of Singing Bowl Sounds on the Effect of Meditation

문정순* · 박현구†
Jung Soon Moon* and Hyeon-Ku Park†

(Received December 18, 2017 ; Revised January 11, 2019 ; Accepted January 11, 2019)

Key Words : Singing Bowl(싱잉볼), Korean Vocabularies(한국어 어휘), Subjective Evaluation(주관 평가)

ABSTRACT

The singing bowl, also called Tibetan meditation bowl, is a tool used for meditation. It produces a unique sound when rubbed that is believed to promote a state of mental calm. Currently, there is no research about how this type of sound actually affects people's minds. This study was, therefore, initiated to investigate the relationship between the sound of the singing bowl and its commonly held beneficial effect, starting with an investigation into the subjective meaning of the singing bowl to users. An evaluation was carried out to better understand the experience of the sound of the singing bowl using Korean adjectives, and the meaning structure was analyzed using a factor analysis. Three factors were extracted as significant to users: a sense of calm, a sense of mystery, and a sense of reverence. These three factors appear vital to the meditative effect of listening to the singing bowl sound. Future studies are required to consider the relationship between each factor and the contribution of each factor to the total effect. However, this novel study lays an important foundation for deeper investigation.

1. 서론

스탠딩벨(standing bell, 직립하는 종)은 앉은 종(resting bell)이라고도 하며 아랫부분은 지탱하는 부분이고 윗부분은 테두리로 되어 있는 형태이다(wikipedia). 이러한 종은 크기가 다양하며 명상과 종교 목적뿐만 아니라 음악 제작과 개인적인 놀이를 위해서도 사용된다. 이 연구에서 대상으로 하는 싱잉볼(singing bowl, 명상 주발)은 스탠딩벨의 형태이며 명상을 위한 도구이다.

명상의 관점에서 이 벨은 티벳 명상 주발(Tibetan

singing bowl)이라고도 하는데 ‘깊은 명상 상태로 유도하여 자연 치유력을 극대화시키는 사운드 마사지 도구’로 널리 알려져 있다. 주발을 막대로 문지르거나 두들기면 신비로운 공명과 강한 파동이 발생한다. 도구를 막대로 문지르거나 두드리면 신비로운 소리가 발생하게 되는데 이는 도구의 고유진동수에 의해 발생된다. 이 소리가 마음을 안정시키고 잡념을 떨치게 한다고 알려지는데 그 소리가 갖는 의미와 명상의 효과에 관한 상관성에 관한 연구는 아직까지 발견되지 않고 있다.

Goldsby⁽¹⁾는 싱잉볼을 사용한 명상의 효과로서 싱잉볼 명상 전후 심리적인 차이를 분석하였다. 그 결과 명상의 효과로서 분위기, 긴장감 및 심리적 평안함에 관한

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

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

효과가 있음을 발견하였다. Humphries⁽²⁾는 그의 논문에서 티베트 명상 주발의 현대적 사용에로서 치유하는 소리의 다양한 사용방법을 다루고 있다. Landry⁽³⁾도 싱잉볼이 명상 수행에 미치는 심리적 및 물리적인 효과에 대하여 다루고 있으나 혈압, 심장박동 등을 통한 직접적인 이완효과를 살펴보고 있다. 그 외 몇 가지 연구들은^(4,5) 싱잉볼이 갖는 물리적인 측면에 초점을 맞추고 있다.

이 연구는 싱잉볼 소리가 갖는 의미구조를 파악하기 위한 것으로, 싱잉볼 소리의 평가에 적합한 한국어 형용사를 찾아낸 후 청취시험을 통해 그 의미를 분석하고자 한다.

2. 실험계획

이 연구를 위해 싱잉볼 소리의 물리지수 측정과 주관 반응 평가를 진행하였다. 물리지수 측정은 음압레벨을 비롯하여, 주파수 특성, 음질지수(sound quality index)를 대상으로 하였다. 주관반응 평가는 한국어 형용사를 사용한 설문조사를 하였으며, 요인분석을 통해 싱잉볼 소리의 의미구조를 분석하였다.

3. 물리지수 측정

3.1 싱잉볼 소리의 재생 및 측정 환경

소리의 물리지수는 소리가 갖는 특성에 따라 측정 및 분석을 하게 된다. 싱잉볼 소리는 명상을 위한 도구로서 사용되기 때문에 심리적 특성을 분석하기에 적합한 값을 찾아내야 할 것이다. 따라서 싱잉볼 소리가 실내에서 들리게 될 때 소리의 기본적인 특성을 나타내는 주파수 특성을 측정하였으며, 음질 특성을 나타내는 음질지수를 분석하였다. 여기에 추가로 음원의 주파수 특성을 단일 수치로 나타낼 수 있는 G(spectrum gravity center)값을 사용하였다.

싱잉볼은 재질과 형태, 크기가 다양하다. 이 연구에서 사용된 싱잉볼은 웹상에서 제공된 영상 및 소리자료를 사용하였다. 사용된 싱잉볼의 특성은 Table 1과 같다. 재질은 크리스탈이며, 도구를 사용하여 볼의 모서리 부분을 문지를 때 발생하는 3개의 서로 다른 높이의 소리를 선정하였다.

Fig. 1은 싱잉볼 소리의 측정실 및 측정 위치를 나타낸다. 측정은 광주 소재 S 대학교 본부동 강의실 601호에서 실시되었다. 강의실 내부 벽면은 콘크리트 위 페

인트 마감이며, 바닥은 PVC 타일로 반사면이며, 천장은 흡음텍스로 구성되어 있다. Fig. 2 및 Fig. 3은 각각 빈 강의실에서 측정된 시간별 음압레벨 및 잔향시간 특성을 보여주고 있으며, 중간주파수 대역(250 Hz, 500 Hz, 1 kHz, 2 kHz)에서 평균 0.85초로 나타났다. 측정위치는 실내 균등하게 5곳을 선택하였으며, 각 위치에서의

Table 1 Picture of sound producing by rubbing bowl (<https://www.youtube.com/watch?v=oCPoG3EGwVw>)

Bowl type	Picture
Type 1	
Type 2	
Type 3	

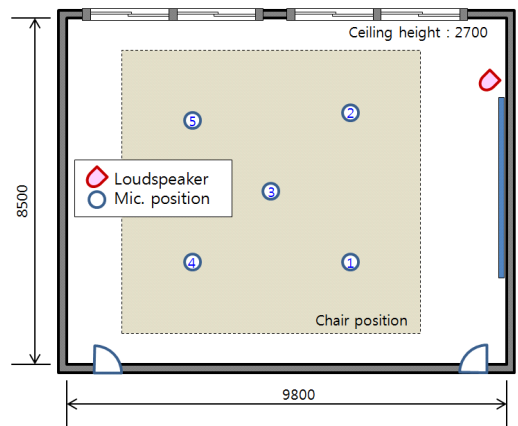


Fig. 1 Lecture room and measuring positions

값을 산술평균하였다. 측정기기는 smart noise monitor DUO(01 dB)를 사용하였으며, 라우드스피커를 통한 음원 재생시간 동안 측정을 실시하였다.

3.2 싱잉볼 소리의 주파수 특성

측정위치 5개소에서 측정된 값을 산술평균한 결과는 Fig. 4와 같다. 그림은 세 종류의 싱잉볼이 재생되는 동안 측정되었으며, 배경소음과의 관계를 나타내고 있다.

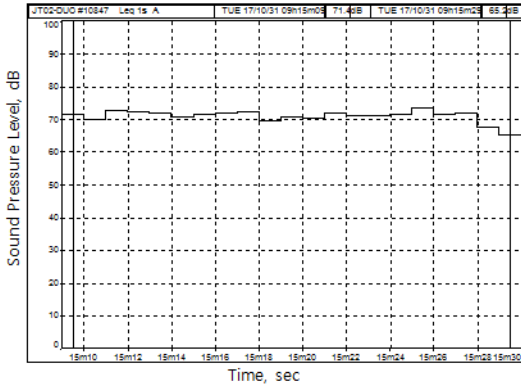


Fig. 2 SPL by time at measurement position 2 with the sound of Type 2

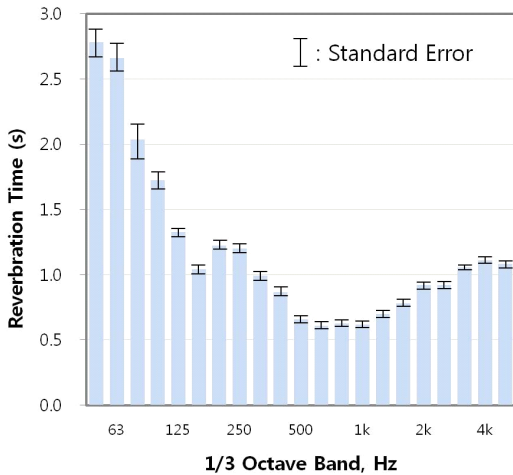


Fig. 3 Reverberation time averaged at lecture room

Type 1 및 Type 2 음원은 315 Hz에서 각각 65.6 dB, 69.2 dB로 가장 높게 나타나고 있으며, Type 3 음원은 약간 높은 400 Hz에서 가장 높은 64.7 dB을 보이고 있다. 이는 Inácio 등의 연구(4)에서 측정된 2번 볼(무게 563 g, 지름 152 mm)의 고유진동수와 근접한 특성으로 보인다. 등가소음레벨(Leq)로 비교하면 Type 2의 크기가 가장 크며, Type 1이 가장 작다.

Fig. 5는 G값¹⁾을 비교한 것으로, 음원의 종류에 따

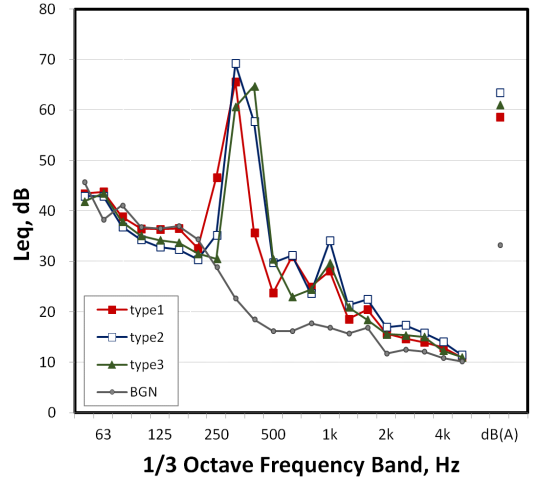


Fig. 4 Spectrum of three types of singing bowl by Leq

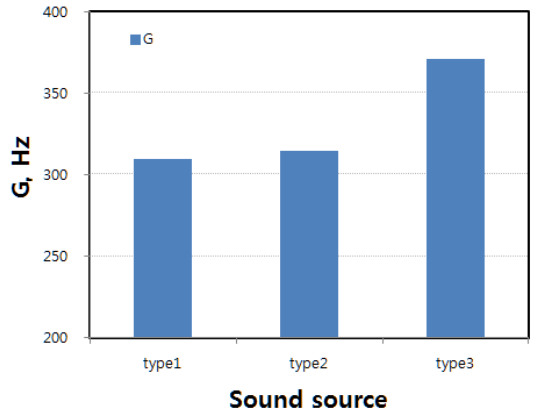


Fig. 5 G-value representing spectrum gravity by singing bowl types

1) Manon(2003)이 제시한 스펙트럼 중력중심(G)값으로서 $G = \frac{\sum_i \left[10^{\frac{Li}{10}} \times B_i \right]}{\sum_i \left[10^{\frac{Li}{10}} \right]}$ 로 정의되며, 여기에서, Li 값

은 Manon의 논문과는 달리 측정주파수 대역인 50 Hz에서 50 kHz까지의 1/3 옥타브 밴드폭(B_i)에서의 레벨(dB)을 사용하였다.

른 주파수 중심값을 나타내며 3번 음원의 값이 1번, 2번 음원에 비해 높게 나타나고 있다. 이는 주파수 성분이 Fig. 3에 나타난 공진주파수를 반영하기 때문으로 판단된다.

3.3 음질지수(sound quality index)

음질지수는 음질을 평가하기 위한 지수로서 소음과 같이 소리의 크기 위주로 평가하는 것과 달리 소리의 특성을 평가하는 데 사용되는 물리지수이다. 음질지수는 자동차 및 기계의 소리를 평가할 뿐만 아니라 도시에서 발생하는 다양한 환경음에도 적용되어진다⁸⁾.

Table 2는 음원의 세 종류에 대한 음질지수값을 측정한 결과이다. Loudness⁹⁾는 Fig. 3에서 살펴본 바와 같이 소리의 크기를 나타내기 때문에 Type 2가 가장 크고, Type 1이 가장 작게 나타난다. Sharpness¹⁰⁾는 소리의 날카로움의 크기를 나타내는 지수로서 G값에서 살펴본 바와 같이 Type 3이 가장 높게 나타나며, Type 2,

Type 1의 순서로 나타나고 있다.

음의 변동 강도를 나타내는 fluctuation strength (F. S)¹¹⁾ 값은 2번, 3번 음원에 비해 1번 음원이 매우 낮게 나타난다. Tonality 및 roughness¹²⁾ 값은 음원에 따라 큰 차이는 없지만 반대의 값을 나타내고 있다. 복합지수인 unbiased annoyance(U. A)⁹⁾ 값은 F. S 값과 유사한 순위를 나타내고 있다.

4. 어휘의 유형화 및 요인분석

4.1 개요

싱잉볼 소리의 의미구조 분석 방법으로 소리를 평가하는 한국어 형용사를 사용하였다. 이 연구에서는 정광용⁷⁾이 발표한 소리 표현 형용사 361개를 기본 형용사로 사용하였다. 정광용은 361개의 형용사를 사용하여 소음만을 대상으로 형용사의 개수를 축소하였으며, 이 연구에서는 싱잉볼의 소리를 표현할 수 있는 형용사로 한정하여 개수를 축소하였다. 1차 설문조사 결과 361개의 형용사를 100개로 압축하였으며, 100개의 형용사는 다시 16개의 형용사로 축소되어 소리의 주관반응 평가에 사용되었다. Table 3은 설문조사에 관한 세부 내용을 나타내고 있다. 설문조사에서는 공통적으로 청력에 이상이 없는 사람만을 대상으로 하였으며, 음원은 불을 문지를 때 발생하는 서로 다른 세 종류의 싱잉볼

Table 2 Sound quality index by singing bowl types

Sound quality index*	Unit	Singing bowl		
		Type 1	Type 2	Type 3
Loudness	sones	6.29	8.86	7.43
Sharpness	acum	0.42	0.51	0.58
Fluctuation strength	vacil	0.08	1.08	0.99
Tonality	tu	0.42	0.55	0.44
Roughness	asper	12.19	11.74	12.02
Unbiased annoyance	au	12.47	26.44	21.40

* 음질지수 설명(파라미터는 DUO(01 dB)에서 측정한 후 dBtrait32에서 산출한 값임)
 - Loudness: 음에너지의 척도로써 사람 귀에 의해 감지되는 소리의 강도를 나타내는 지수
 - Sharpness: 소리의 날카로움 정도를 나타내는 지수
 - Fluctuation strength: Roughness와 기본적으로 유사하지만 20 Hz까지 음의 완만한 진폭변조(slower amplitude modulation)에 대한 주관적 인지를 나타내는 지수
 - Tonality: 음의 전체레벨과 각 주파수성분의 레벨을 비교하여 음의 스펙트럼에서 음조 요소를 정량화하는 지수
 - Roughness: 20 Hz ~ 300 Hz의 범위인 중간주파수 대역에서의 급격한 진폭변조(rapid amplitude modulation)에 대한 주관적 인지를 나타내는 지수, 주로 엔진이나 기계음의 거칠기 정도(harshness)를 평가함
 - U. A.: Unbiased Annoyance, 소음이 얼마나 불쾌한지를 측정하는 척도이며, Zwicker loudness, fluctuation strength, sharpness의 가중된 합으로 표현됨

Table 3 Detail of questionnaire for each stage

Stage	Purpose and subjects	Questionnaire contents	Survey period
1st	- To get adjectives expressing singing bowl (frequency) - University student 64 person (male 38, female 26) with average 21 years old	1. 361 adjectives 2. Department, age, gender 3. Proper adjectives	10.31 ~ 11.1. (2017)
2nd	- To get adjectives expressing singing bowl (frequency) - Meditation class student 11 person (male 2, female 9) with average 55 years old	1. 100 adjectives: from the result of 1st survey 2. Occupation, age, gender 3. Proper adjectives	11.7 (2017)
3rd	- To evaluate of singing bowl sound (Likert scale) - University student 63 person (male 40, female 23) with average 21 years old with meditation	1. 16 adjectives 2. Evaluation for the singing bowl sounds	11.14 ~ 11.16 (2017)

의 소리를 사용하였다. 음원의 제시 방법은 컴퓨터에서 발생하는 소리를 스피커(loudspeaker, creative inspire 12)를 통해 재생시켰다. 1차, 2차 설문조사에서는 세 종류의 싱잉볼 소리를 설문조사가 진행되는 동안 지속적으로 재생하였으며, 3차 설문조사에서는 각각의 종류에 대한 소리(각각 20초씩 교대로 재생)를 들으면서 명상을 진행한 후 설문에 응답하도록 하였다.

4.2 1차 설문조사 결과

사용된 361개의 형용사 중 빈도수가 높은 100개를 선정하였다. 선택된 형용사의 최대 빈도수는 32회, 최소 빈도수는 9회이다(Table 4 참조).

4.3 2차 설문조사 결과

1차 조사를 통해 도출된 100개의 형용사를 사용하여 명상수련을 공부하는 보다 전문화된 그룹을 통해 2차 조사를 실시하였다. Table 4에는 2차 조사결과 형용사의 선택된 빈도를 보이고 있으며, 1차 조사결과에

서 선정되었음에도 불구하고 상당수의 형용사가 선택되지 않는 결과를 보였다. 이와 같은 이유는 1차 조사시 음원이 가지는 의미정보보다는 소리 자체의 특성에 집중했기 때문인 것으로 사료된다.

4.4 3차 설문조사 결과

2차 조사를 통해 빈도수가 높은 상위 16개를 최종 형용사로 결정하였다. 최종 선정된 형용사를 사용하여 Table 5와 같이 5단계 리커트(likert) 척도를 구성하였으며, 싱잉볼 소리의 의미구조 분석에 사용되었다.

설문조사 결과 형용사별 평균득점은 Table 6과 같이 나타났다. 울려퍼지다가 3.54로 가장 높은 득점을 보이며, 미묘하다, 고요하다, 경건하다, 은은하다, 잔잔하다, 그윽하다는 순으로 높은 득점을 보이고 있다.

4.5 요인분석을 통한 의미구조 분석

3차 조사를 통해 빈도수가 높은 상위 16개 형용사의 요인구조를 확인하였다. 주성분분석 방식과 사각회

Table 4 Frequencies through two surveys of vocabularies proper for the evaluation of singing bowl sound

Adjective	Frequency		Adjective	Frequency		Adjective	Frequency		Adjective	Frequency	
	1st	2nd		1st	2nd		1st	2nd		1st	2nd
(간담이)서늘하다	25	0	기괴하다	21	1	무겁다	11	2	애달프다	11	1
가냘프다	14	1	기묘하다	32	2	무미건조하다	13	0	애매하다	12	0
가늘다	22	0	기운없다	20	0	무섭다	10	1	애잔하다	12	2
가라앉다	12	0	긴장되다	13	1	미묘하다	19	4	애처롭다	12	1
가없다	12	0	깊이있다	19	4	방해되다	14	2	어둡다	17	0
간결하다	10	0	꺼림직하다	25	1	불안정하다	12	3	언짢다	12	1
간지럽다	22	0	끊임없다	12	1	불안하다	9	0	엄숙하다	12	1
감정이 없다	17	0	나쁘다	9	0	불쾌하다	9	0	외롭다	11	0
갑갑하다	16	1	날카롭다	15	1	불편하다	14	1	울려퍼지다	25	6
강렬하다	11	4	낯설다	13	0	빈약하다	9	0	울적하다	10	1
강압적이다	10	2	느리다	16	0	삭막하다	16	0	은은하다	15	4
거북하다	12	2	단순하다	12	0	서늘프다	20	2	음울하다	17	2
거슬리다	30	1	단조롭다	14	0	섬뜩하다	21	0	음침하다	22	0
건조하다	14	0	답답하다	13	1	섬뜩하다	10	0	잔잔하다	15	3
경건하다	17	3	독특하다	10	3	성가시다	13	1	재미없다	17	0
고독하다	21	1	돌보이다	9	0	소름끼치다	16	0	정숙하다	10	1
고상하다	11	1	듣기싫다	32	2	속연하다	19	4	지루하다	14	0
고요하다	18	3	따갑다	10	1	숨막히다	13	2	짜증스럽다	12	1
공허하다	20	0	또렷하다	9	0	시끄럽다	11	2	차분하다	13	4
괴롭다	14	0	리듬있다	9	1	신경쓰이다	19	1	침울하다	20	0
구슬프다	22	1	맑다	13	3	신비롭다	14	5	특이하다	10	1
규칙적이다	15	0	매끄럽다	9	0	싫다	19	1	피곤하다	11	0
균일하다	16	0	매섭다	10	0	심오하다	22	3	호리다	12	0
균형있다	10	1	메스껍다	10	1	쓸쓸하다	12	0	희미하다	15	0
그윽하다	20	5	모호하다	14	2	암울하다	22	0	힘없다(힘이없다)	23	0

전을 사용하여 요인분석을 실시한 결과 KMO적합성 지수는 0.824였고 Bartlett 검증결과는 $\chi^2 = 1037.39$, $df = 120$, $p < .001$ 드러나 요인분석에 적합한 행렬임이 판명되었다. 고유치(eigen value) 1이상 요인이 3개로 드러나 3요인 구조를 확인할 수 있었다. 1요인에는 ‘잔잔하다’, ‘차분하다’, ‘고요하다’, ‘은은하다’, ‘숙연하다’, ‘맑다’, ‘강렬하다’, ‘미묘하다’ 등이 묶였다. 그러나 강렬하다와 미묘하다는 요인2에도 높은 부하량을 보여 해석의 명확성을 위하여 요인1과 요인2 모두에서 제거하였다. 따라서 요인1은 ‘잔잔하다’, ‘차분하다’, ‘고요하다’, ‘은은하다’, ‘숙연하다’, ‘맑다’와 같은 문항들이 묶여 ‘차분함’으로 명명하였다. 요인 2는 독특하다, 신비롭다, 심오하다, 울려퍼지다 등이 묶여 ‘신비로움’으로, 요인 3은 경건하다, 깊이있다. 그윽하다, 불안정하다(-) 등이 묶여 ‘경건함’으로 명명하였다.

요인분석의 결과 도출된 1요인의 ‘차분함’은 Goldsby⁽¹⁾의 연구에서 명상의 효과로 나타난 긴장완화(tension) 및 심리적 평온함(well-being)과 관련된 요인과 관련성이 높을 것으로 사료된다. ‘신비로움’ 및 ‘경건함’의 요인도 명상의 효과 중 믿음(faith) 및 영성

(spirituality)과 관련되는 요인으로 사료된다. 이와 같은 결과는 또한 Humphries⁽²⁾의 연구에서 소개한 바와 같이 싱잉볼의 기원이 종교적인 것으로부터 발생했다는 것과, 싱잉볼 소리가 치료와 영적인 목적이었다는 사실에 근접한 결과라 판단할 수 있다.

4.6 요인과 물리지수의 상관관계 분석

앞에서 세 요인으로 분류된 요인내 각 형용사의 득점값과 물리지수의 상관관계 분석을 실시하였다. Table 8은 형용사 득점값과 물리지수의 상관관계를 나타낸 것으로 1요인으로 분류된 ‘차분함’ 요인은 변동 강도(fluctuation strength)와 높은 상관성을 보이고 있으며, 2요인인 ‘신비로움’ 요인은 sharpness와 그리고 3요인

Table 5 Likert scale for the evaluation of singing bowl sound (3rd survey)

	Extremely						Not at all		
Adjective	5	-	4	-	3	-	2	-	1

Table 6 Average scoring by adjectives

Adjective	Average score	S.D.
강렬하다	2.44	1.19
경건하다	3.05	1.22
고요하다	3.09	1.25
그윽하다	3.00	1.14
깊이있다	2.99	1.11
독특하다	2.64	1.19
맑다	2.67	1.11
미묘하다	3.14	1.04
불안정하다	2.71	1.12
숙연하다	2.99	1.06
신비롭다	2.67	1.10
심오하다	2.94	1.14
울려퍼지다	3.54	1.13
은은하다	3.04	1.10
잔잔하다	3.04	1.12
차분하다	2.87	1.19

Table 7 Result by factor analysis

Adjective	Factor			Naming
	1	2	3	
잔잔하다	0.829	-0.060	0.056	차분함
차분하다	0.762	-0.056	0.277	
고요하다	0.747	-0.003	0.361	
은은하다	0.744	-0.035	0.113	
숙연하다	0.604	0.130	0.316	
맑다	0.582	0.189	0.213	
강렬하다	-0.523	0.504	-0.093	신비로움
미묘하다	449	409	-0.280	
독특하다	-0.164	0.758	0.036	
신비롭다	0.271	0.736	0.096	
심오하다	0.170	0.633	-0.024	
울려퍼지다	-0.079	0.531	0.122	
경건하다	0.344	0.077	0.687	깊이있음
깊이있다	0.041	0.387	0.669	
그윽하다	0.484	0.105	0.624	
불안정하다	-0.190	0.262	-0.500	
Eignevalues	4.926	2.506	1.209	
% of Variance	30.786	15.665	7.558	
Cumulative %	30.786	46.451	54.009	
Kaiser-Meyer-Olkin measure of sampling adequacy				0.824
Bartlett's test of sphericity	Approx. Chi-Square			1037.39
	df			120
	Sig.			0.00

Table 8 Correlation between adjectives and sound quality index

Adjective	dB(A)	Loudness	Sharpness	F.S	Tonality	Roughness	U.A	G
잔잔하다	0.60	0.55	1.00	0.88	0.28	-0.47	0.72	0.84
차분하다	0.34	0.28	0.97	0.71	-0.02	-0.19	0.48	0.96
고요하다	0.86	0.83	0.89	1.00	0.63	-0.77	0.93	0.57
은은하다	0.06	-0.01	0.87	0.48	-0.30	0.10	0.22	1.00
숙연하다	-0.99	-0.98	-0.66	-0.96	-0.87	0.95	-1.00	-0.22
맑다	0.50	0.56	-0.45	0.09	0.78	-0.63	0.36	-0.82
강렬하다	-0.77	-0.73	-0.95	-0.97	-0.49	0.66	-0.86	-0.69
미묘하다	-0.43	-0.37	-0.99	-0.77	-0.08	0.28	-0.56	-0.93
독특하다	-0.37	-0.30	-0.98	-0.73	-0.01	0.21	-0.50	-0.96
신비롭다	-0.71	-0.66	-0.98	-0.94	-0.41	0.59	-0.81	-0.76
심오하다	-0.47	-0.41	-1.00	-0.80	-0.12	0.32	-0.60	-0.92
울려퍼지다	-1.00	-1.00	-0.50	-0.89	-0.95	0.99	-0.98	-0.03
경건하다	-0.30	-0.36	0.64	0.13	-0.62	0.45	-0.15	0.93
깊이있다	-0.85	-0.88	-0.02	-0.54	-0.98	0.92	-0.76	0.46
그윽하다	-0.18	-0.25	0.73	0.25	-0.52	0.34	-0.03	0.97
불안정하다	0.99	1.00	0.40	0.83	0.98	-1.00	0.95	-0.08

인 ‘경건함’ 요인은 tonality 및 roughness와 상관성이 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 ‘차분함’의 요인은 변동성을 나타내는 지수와 ‘신비로움’과 관련된 요인은 공진주파수와 그리고 ‘경건함’의 요인은 소리의 음색과 밀접한 관련이 있음을 보여주는 것으로 판단된다. 그러나 이러한 상관관계 분석에도 불구하고 사용된 음원의 개수가 3개이며, 그에 따른 음의 물리지수값의 다양성이 부족하여 그 관계를 일반화하는 것은 다소 무리가 따르는 것으로 판단된다.

5. 결 론

이 연구는 싱잉볼의 소리에 대한 청취실험 및 형용사를 사용한 주관반응 평가를 실시함으로써 싱잉볼 소리가 갖는 의미를 찾고자 하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 형용사 어휘는 싱잉볼을 평가할 수 있는 것으로 최종 16개로 축소되었으며, 리커트 척도를 구성하는 설문항목으로 사용되었다.
- (2) 싱잉볼 소리에 대한 평가결과를 요인분석 하였으며 세 가지의 요인으로 구분할 수 있었다. 첫 번째 요인은 차분함의 요인이었으며, 두 번째 요인은 신비로움,

세 번째 요인은 경건함으로 나타났다. 결과적으로 싱잉볼 소리를 들으면서 명상을 할 때 명상의 효과를 주는 것은 이들 세 가지 요인 때문인 것으로 사료된다.

(3) 각 요인을 이루는 형용사 득점값과 물리지수값의 상관관계 분석을 통해 상관계수를 산출하였으며, 높고 낮은 관계를 확인하였으나 단언적으로 관련성을 평가하기에는 음원의 사례수와 그에 따른 물리지수값의 다양성이 적은 것으로 사료되어 추후 연구에 지속되어야 할 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2017년도 송원대학교 학술연구비 지원을 받아 연구되었음. 물리지수 측정에 도움을 주신 동신대학교 신용규 교수님께 감사드립니다.

References

(1) Goldsby, T. L., Goldsby, M. E., McWalters, M. and Mills, P. J., 2017, Effects of Singing Bowl Sound Meditation on Mood, Tension, and Well-being: An Observational Study, *Journal of Evidence-based Complementary & Alternative Medicine*, Vol. 22, No. 3, pp. 401~406.

(2) Humphries, K., 2010, Healing Sound: Contemporary Methods for Tibetan Sing Bowls, Digital Commons at Loyola Marymount University and Loyola Law School, <http://digitalcommons.lmu.edu/ultra/awards/2010/2>.

(3) Landry, J. M., 2014, Physiological and Psychological Effects of a Himalayan Singing Bowl in Meditation Practice: A Quantitative Analysis, American Journal of Health Promotion, Vol. 28, No. 5, pp. 306~309.

(4) Inácio, O., Henrique, L. and Antunes, J., 2003, The Physics of Tibetan Singing Bowls, Paper presented at TECNIAUSTICA 2003 (34th International Acoustics Congress an Acoustics), Bilbao, Spain.

(5) Wijesiriwardana, R., 2017, Resonance Frequency Variations of Metallic Tibetan Singing Bowl with Temperature, Proceedings of 54th IASTEM International Conference, pp. 19~25.

(6) Raimbault, M., Lavandier, C. and Bérengier, M., 2003, Ambient Sound Assessment of Urban Environments: Field Studies in Two French Cities, Applied Acoustics, Vol. 64, No. 12, pp. 1241~1256.

(7) Jeong, K. Y., 2000, A Study on the Korean Vocabularies for the Evaluation of Residential Environmental Noise, Doctoral Thesis, Chonnam National University, Gwangju, Korea.

(8) Park, H. K. and Jang, G. S., 2008, Feasibility of Alternative Physical Parameters by Subjective Evaluation for Urban Environmental Sounds, Journal of the KIEAE, Vol. 8, No. 1, pp. 31~36.

(9) Zwicker, E. and Fastl, H., 1990, Psychoacoustics: Facts and Models, Springer, New York.

(10) Bismarck, V., 1974, Sharpness as an Attribute of

the Timbre of Steady State Sounds, Acustica, Vol. 30, pp. 159~172.

(11) Fastl, H., 1982, Fluctuation Strength and Temporal Masking Patterns of Amplitude-modulated Broadband Noise, Hearing Research, Vol. 8, No. 1, pp. 59~69.

(12) Terhardt, E., 1974, On the Perceptions of Periodic Sound Fluctuation (Roughness), Acustica, Vol. 30, No. 4, pp. 201~213.

(13) Lee, J. K., Chai, J. B. and Jang, H. K., 2005, Study on the Evaluation of Sound Quality of a Vehicle Interior Noise, Journal of KSNVE, Vol. 15, No. 8, pp. 945~953.



Jung Soon Moon received Ph.D. in Dept. of Psychology from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 2010. She is currently a Professor at Songwon University. Her research interests are the area of social and personality psychology, and she is devoted to the study of mindfulness.



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.

하우징 위에 전자석코일을 갖고 있는 MR 브레이크의 최적설계

Optimal Design of MR Brake with Magnetic Coils Located on the Housings

구 오 흥* · 한 철 희** · 이 태 훈** · 안 진 희** · 최 승 복†
Quoc Hung Nguyen*, Chulhee Han**, Tae-Hoon Lee**,
Jin-Hee An** and Seung-Bok Choi†

(Received February 13, 2018 ; Revised November 27, 2018 ; Accepted November 27, 2018)

Key Words : Magneto-rheological Fluid(MR 유체), MR Brake(MR 브레이크), Magnetic Coil(자기 코일), Multiple Coils(다중 코일), Optimal Design(최적설계)

ABSTRACT

This work presents a new design structure for a magneto-rheological brake (MRB) with magnetic coils located on either side of the housing. With this structural configuration, the designed MRB is expected to provide higher braking torque at a more compact brake unit size than can be offered by conventional MRBs in which the magnetic wire coils are wound onto the non-magnetic bobbin. The working principle underlying MRBs is briefly outlined, and thereafter, the Bingham-plastic rheological model of MR fluid braking torque is used to calculate the braking torque of the MRBs under consideration. To determine the principal design parameters, an optimization is undertaken by considering the minimum mass of the new brake necessary to meet the torque requirement. To demonstrate some of the intended merits of the proposed design configuration, a comparison between the proposed MRB and the existing conventional MRBs is drawn. It is shown that the proposed MRB can provide both a much higher torque level and a wider torque control range than can be achieved by conventional MRBs.

1. 서 론

최근 들어 MR(magneto-rheological) 유체가 차량 현가시스템 등 여러 산업분야에서 실용화가 이루어짐에 따라, 성능이 우수한 MR 유체의 개발은 물론 이를 이용한 각종 제어시스템 개발이 한창 진행 중이다. 그 중에서 이미 상용화가 되어 가장 많이 연구되고 있는 MR 댐퍼의 경우는 전단 모드형, 유동 모드형, 그리고 두 작

동모드를 결합한 하이브리드 모드형 등 다양한 설계구조가 연구되고 있다. MR 댐퍼 이외도 실용화 단계에 있는 MR 클러치, MR 브레이크, MR 서보밸브 등 다양한 응용장치 연구 및 개발이 활발하게 진행되고 있다⁽¹⁻⁸⁾. 이 연구에서는 차량을 비롯한 여러 분야에서 사용되고 있는 유압브레이크 및 마찰브레이크를 대체할 수 있는 MR 브레이크 설계에 대하여 연구하고자 한다. 잘 알려진 바와 같이 MRB(magneto-rheological brake)의 장점은 시스템의 작동조건에 따라 브레이크 토크를 간

† Corresponding Author ; Fellow Member, Mechanical Engineering of Inha University

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

* Division of Computational Mechatronics, Ton Duc Thang University, Ho Chi Minh City, Vietnam

** Mechanical Engineering of Inha University

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

단한 제어로직으로 쉽게 제어할 수 있다는 점이다. 다시 말하여, 유압브레이크나 마찰브레이크가 가지고 있지 못한 실시간 피드백제어시스템을 통하여 언제나 원하는 브레이크 토크를 재생할 수 있다는 것이 가장 큰 특징이다. 또한 기존 브레이크 시스템에 비하여 브레이크 작동시간이 매우 빠르기 때문에 매우 광범위한 동적 제어영역(dynamic controllable range)을 가지고 있어 작동속도가 낮은 시스템에서부터 매우 높은 시스템까지 응용범위가 매우 넓다.

MRB의 성능을 향상시키기 위하여 지금까지 제안된 설계구조를 보면, 디스크형⁽⁹⁾, 드럼형⁽¹⁰⁾, 디스크-드럼 하이브리드형⁽¹¹⁾, T-형⁽¹²⁾ 등이 있으며 이들 MRB에 대한 최적설계에 대한 연구가 비교적 많이 수행되어 왔다. 또한 MRB만의 고유특성인 브레이크 토크제어에 대한 연구도 여러 가지 제어로직을 통하여 실현되어 왔다⁽¹³⁾. 이 연구에서는 제어보다는 설계관점에서 MRB의 토크레벨 성능을 향상시키는 연구에 초점을 두고 있다. 특히 기존 디스크형 혹은 드럼형 MRB와 동일 혹은 작은 사이즈로 보다 큰 토크발생을 할 수 있는 설계구조를 제안하고자 한다. 이 설계구조에서는 기존 MRB에서 발생하는 자속 흐름의 막힘 현상(bottle-neck of the magnetic flux) 문제를 해결하기 위하여 전자석 코일이 MRB 하우징 위에 직접 위치하도록 하였다. 또한 전자석 코일의 개수를 다양하게 할 수 있도록 하여 시스템에 따라 요구되는 토크레벨을 만족할 수 있도록 새로운 설계구조를 제안하였다. 다시 말하여 전자석 코일이 1개인 경우에는 “single side-coil MRB”로 하고 여러 개의 전자석 코일이 위치하는 경우를 “multi side-coil MRB”로 명명하여 브레이크 토크 성능을 해석하고자 한다.

이 연구를 수행하는 가장 중요한 목적은 가능한 한 작은 크기의 MRB를 이용하여 현재의 MR 유체 특성으로 얼마나 높은 브레이크 토크를 얻을 수 있는지, 따라서 어느 분야에 실용화가 가능한지 파악하고자 하는 것이다. 이를 위하여 이 연구에서는 제안된 MRB의 토크계산을 위한 수학적 모델을 유도하고 최적설계를 수행한다. 최적설계의 목적함수는 요구토크(required or desired torque)를 얻기 위하여 가장 작은 MRB무게로 선택하였으며, 이를 결정하는 주된 설계변수로는 디스크, 하우징, 샤프트 무게 등이 고려되었다. 최적설계를 통하여 결정된 설계변수를 이용하여 브레이크에 분포되는 자기장세기를 분석하고 여러 조건에서 브레이크 토크를 계산한 후, 제안한 MRB의 우수성을 보이기 위

하여 기존의 MRB와 성능해석을 비교 분석하였다.

2. MRB의 토크 계산

우선 MRB의 작동원리를 이해하기 위하여 기존에 많이 연구되어왔던 디스크형 MRB의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 구동축의 회전에 의하여 토크발생이 일어나면 MR 유체가 흐르는 덕트(혹은 gap)에 자기장이 형성되어 MRF의 입자들이 체인을 형성하고, 이에 따른 유체흐름의 저항력(resistance force)이 발생하여 이로 인한 브레이크 토크가 발생하게 된다. 와이어 코일이 비 자성체인 보빈(bobbin)에 감겨있기 때문에 자속의 흐름이 원활하지 못하여 높은 전류공급에도 불구하고 낮은 브레이크 토크가 발생한다. 반면에 Fig. 2에 나타낸 이 연구에서 제안하는 MRB의 경우에는 자기장 형성이 하우징과 같은 방향으로 형성되고 하우징 위에 코일이 직접 위치하기 때문에 작은 크기로의 설계가 가능하고 자속의 흐름도 원활하며, 낮은 전류공급에도 큰 토크를 얻을 수 있다. 이 연구에서는 기존 MRB와의 비교 연구를 수행하기 위하여 1개 및 3개의 코일 전자석이 하우징 위에 설치된 경우를 고려하여 브레이크 토크 특성을 분석하였다.

MR 유체를 빙햄유체(Bingham fluid)로 가정하고 브

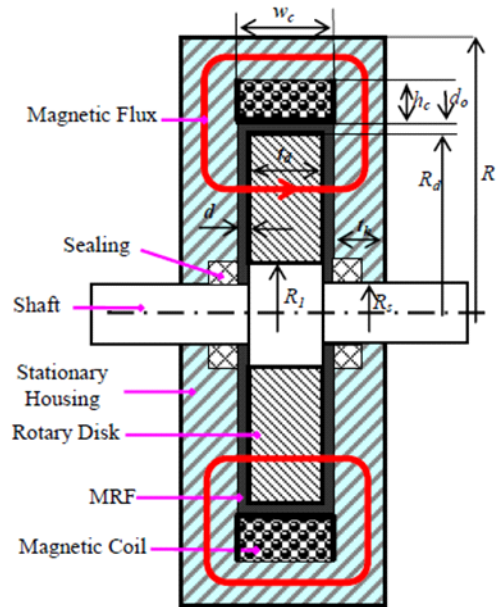
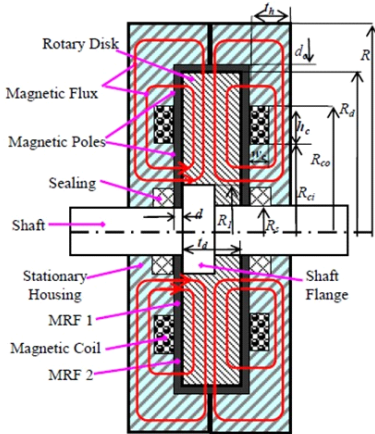


Fig. 1 Design structure of conventional disc-type MRB

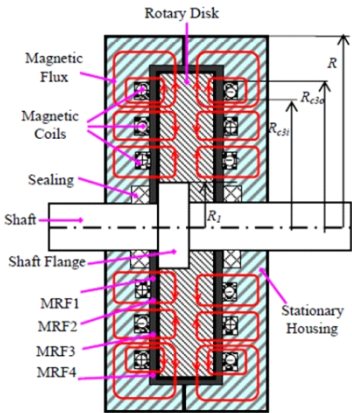
레이크 내에서 MR 유체의 거동이 선형속도 분포를 갖는다고 가정하면 MRB의 토크는 다음과 같이 계산할 수 있다^(11,15-18).

$$T_c = \frac{\pi\mu_c R_d^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_d} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{yc}}{3} (R_d^3 - R_i^3) + 2\pi R_d^2 t_d \left(\tau_{y0} + \mu_0 \frac{\Omega R_d}{d_0} \right) + 2T_{sf} \quad (1)$$

$$T_{s1} = \frac{\pi\mu_1 R_{ci}^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{ci}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{y1}}{3} (R_{ci}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_2 R_d^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_{co}}{R_d} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{y2}}{3} (R_d^3 - R_{co}^3) + 2\pi R_d^2 t_d \left(\tau_{ya} + \mu_a \frac{\Omega R_d}{d_0} \right) + 2T_{sf} \quad (2)$$



(a) Single side-coil MRB



(b) Three side-coil MRB

Fig. 2 Design structure of the proposed MRB with magnetic coils on the housing

$$T_{s2} = \frac{\pi\mu_1 R_{cli}^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{cli}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{y1}}{3} (R_{cli}^3 - R_i^3) + \frac{\pi\mu_2 R_{2i}^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_{clo}}{R_{2i}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{y2}}{3} (R_{2i}^3 - R_{clo}^3) + \frac{\pi\mu_3 R_d^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_{c2o}}{R_d} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{y3}}{3} (R_d^3 - R_{c2o}^3) + 2\pi R_d^2 t_d \left(\tau_{ya} + \mu_a \frac{\Omega R_d}{d_0} \right) + 2T_{sf} \quad (3)$$

$$T_{sN} = \frac{\pi\mu_1 R_{cli}^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_i}{R_{cli}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{y1}}{3} (R_{cli}^3 - R_i^3) + \sum_{j=1}^N \left\{ \frac{\pi\mu_j R_{cji}^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_{c(j-1)o}}{R_{cji}} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{yj}}{3} (R_{cji}^3 - R_{c(j-1)o}^3) \right\} + \frac{\pi\mu_{(N+1)} R_d^4}{d} \left[1 - \left(\frac{R_{c(N+1)o}}{R_d} \right)^4 \right] \Omega + \frac{4\pi\tau_{y3}}{3} (R_d^3 - R_{cNo}^3) + 2\pi R_d^2 t_d \left(\tau_{ya} + \mu_a \frac{\Omega R_d}{d_0} \right) + 2T_{sf} \quad (4)$$

상기 식에서 각 토크의 성분은 다음과 같이 정의된다. T_c 는 Fig. 1에 나타낸 기존 MRB의 토크, T_{sN} 은하우징 위에 N 개의 전자석 코일을 가지고 있는 MRB의 토크이며, T_0 는 자기장 비인가 시 MRB의 토크를 나타낸다. 그리고 기하학적 변수들은 다음과 같이 정의된다. R_d : 디스크의 바깥 반경, R_i : 유효 MRF 부피 내부 반경, R_s : 샤프트 직경, d : 브레이크 측면 겹 크기, d_0 : 환형 덕트 겹 크기, t_d : 디스크 두께, Ω : 로터의 각속도, T_{sf} : 마찰력에 의한 토크, R_{ci} : 첫 번째 코일 내부 반경, R_{co} : 첫 번째 코일 외부 반경, R_{cji} : j 번째 코일 내부 반경, R_{cjo} : j 번째 코일 외부 반경, μ_c : 평균 점성 계수, τ_{yc} : 평균 항복 계수, μ_j : 유효 MR 부피의 j 번째 평균 점성 계수, τ_{yj} : 유효 MR 부피의 j 번째 평균 항복 응력, μ_a : 환형 덕트 점성계수, τ_{ya} : 환형덕트 전단응력, τ_{y0} : 초기 전단응력, μ_0 : 초기 점성계수를 나타낸다.

한편, MR 유체에서 발생하는 항복응력 τ_{yc} , τ_{yj} , τ_{ya} 및 이에 해당되는 항복점 후의 평균 점성계수 μ_c , μ_j , μ_a 는 자기장 세기에 따라 변하는 MR 유체의 고유 특성값이며 일반적으로 다음의 식을 이용하여 예측한다⁽¹⁹⁾.

$$Y = Y_\infty + (Y_0 + Y_\infty) (2e^{-B\alpha_{sy}} - e^{-2B\alpha_{sy}}) \quad (5)$$

여기서, Y 는 자기장 세기에 따라 변하는 MR 유체 자체

의 물성치 ($\tau_{yes}, \tau_{yj}, \tau_{ya}$) 및 (μ_e, μ_j, μ_a) 등을 나타낸다. Y 값의 변화는 자기장 영 일 때의 값 Y_0 에서 자기장이 saturation 되는 시점의 값 Y_{∞} 까지이다. Y_{SY} 는 Y 값의 saturation 모멘트 인덱스이며, 변수 B 는 MR 유체에 인가된 자기장 강도를 나타낸다. 한편, MR 유체의 누유를 방지하기 위하여 사용한 실(seal)로부터 발생하는 마찰 토크 T_{sf} 는 다음과 같이 계산할 수 있다⁽¹³⁾.

$$T_{sf} = 0.65(2R_s)^2 \Omega^{1/3} \tag{6}$$

위의 식에서, Ω 는 브레이크 축의 분당 회전속도이며, R_s 는 실링을 포함한 축의 지름을 나타낸다.

3. MRB의 최적설계 및 결과

MRB 설계 시 중요한 성능은 제동토크의 크기와 MRB 자체의 무게이다. 따라서 이 연구에서는 요구토크 (required torque)를 얻기 위하여 필요한 최소의 질량을 갖는 MRB를 설계하는 것을 목표로 하였다. 이 연구에서 선택한 목적함수는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$m_b = V_d \rho_d + V_h \rho_h + V_s \rho_s + V_{MR} \rho_{MR} + V_{bob} \rho_{bob} + V_c \rho_c \tag{7}$$

위 식에서 $V_d, V_h, V_s, V_{MR}, V_{bob}$ 및 V_c 는 각각 디스크, 하우징, 축, MR 유체, 보빈 및 코일의 기하학적 부피를 나타낸다. 그리고 $\rho_d, \rho_h, \rho_s, \rho_{MR}, \rho_{bob}$ 및 ρ_c 는 각각의 변수에 해당하는 밀도를 나타낸다. 따라서 목적함수 (7)은 MRB구조의 기하학적 변수로서, 동일한 재료를 사용할 경우 MRB크기를 의미하기도 한다. 이러한 최적화기법은 “식(1)~(4)의 계산되는 일정한 요구 토크(required torque)의 크기를 만족하는 제약조건하에서 목적함수 (7)의 해를 구한다”로 요약할 수 있다. 이 연구에서는 이를 수행하기 위해 ANSYS 유한요소해석 프로그램을 사용하였으며, 2D요소(PLANE 13)로 해석하였다.

이 연구에서 사용한 MR 유체는 미국 Lord사의 MRF 132-DG로서 차량 댐퍼 및 브레이크에 많이 사용되는 유체이다. 이 연구에서 제안한 MRB는 전단모드에서 작동하기 때문에 전단모드형 rheometer를 이용하여 MR 유체의 특성을 실험한 후 커브 피팅을 통하여 다음의 값을 구했다.

$$\begin{aligned} \mu_0 &= 0.1pa \cdot s; \mu_{\infty} = 3.8pa \cdot s; \alpha_{s\mu} = 4.5 T^{-1} \\ \tau_{y0} &= 15pa; \tau_{y\infty} = 40000pa; \alpha_{s\tau} = 2.9 T^{-1} \end{aligned}$$

한편, 구리로 된 전자석 코일은 24 게이지(지름 0.511 mm)를 사용하였으며, 코일에 인가하는 최대 전류는 2.5 A로 제한하였다. 전자석 코일의 단면은 사각형이며 사이즈는 다음 식에 의하여 결정된다.

$$w_c = n_w \cdot d_c, h_c = n_h \cdot d_c \tag{8}$$

위 식에서, w_c 및 h_c 는 코일의 높이 및 폭을 나타내며, n_w 및 n_c 는 각각의 코일 turn 수이고, d_c 는 와이어의 지름이다. 전자석 코일이 하우징 축 위에 정확하게 정렬되어 감겨있다고 가정하면 코일에 인가되는 전류밀도는 다음 식에 의하여 계산된다.

$$j = \frac{NI}{S_{coil}} = \frac{n_w \cdot n_h I}{w_c \cdot h_c} = \frac{n_w \cdot n_h I}{n_c \cdot n_h \cdot d_c^2} = \frac{I}{d_c^2} \tag{9}$$

위 식에서, N 및 S_{coil} 은 감은 코일의 수와 단면적을 각각 나타낸다. 이 연구에서 제안한 MRB의 가장 중요한 설계변수는 전자석 코일의 높이(h_c, h_{cj}), 전자석 코일의 폭(w_c, w_{cj}), MR 유체가 흐르는 덕트의 반경(R_i), 그리고 디스크 두께(t_d) 및 하우징 두께(t_h) 등이다. 여기서 한 가지 주의해야 할 사항은 MR 유체의 덕트 크기가 작으면 작을수록 자기장의 인가 유무에 관계없이 제동토크가 증가하게 된다. 그러나 덕트 사이즈를 매우 작게 설계할 경우 제작상의 어려움이 있으며, 또한 MR 유체의 거동현상이 제대로 발생하지 않아 정상적인 작동이 어려운 경우가 발생할 수 있다. 따라서 이 최적설계에서는 MR 유체가 흐르는 덕트의 갭(gap) 사이즈는 설계변수로 사용하지 않았으며 고정된 값을 이용하였다. 또한, 최적설계를 진행함에 있어 모든 초기값은 10 mm로 주어졌으며, 모든 기하학적 조건을 만족하는 범위에서 non-constraint 최적화기법을 이용하였다. 사용된 최적화 기법은 공역 기울기법(conjugate gradient method)으로 목적함수의 구배(gradient)를 기초로 계산을 수행하며, 목적함수 변화의 기울기를 계산하여 목적함수의 변화가 최소가 되는 지점을 찾는다⁽²⁰⁾. 최대 반복계산 횟수는 100, 수렴조건은 목적함수의 변화율 10e-5이하로 정의하였다.

Fig. 3은 갭사이즈를 0.8 mm, 샤프트 직경을 6 mm로 고정하고 요구토크를 10 Nm로 설정했을 경우에 얻은 최적 해를 나타낸다. 세 경우 모두 2% 오차 내에서 요구토크로 빠르게 잘 수렴하는 것을 볼 수 있다. 요구토크를 만족하는 시점에서 기존의 MRB의 무게는 약 1.69 kg, 이 연구에서 제안한 single side-coil MRB

의 무게는 약 1.68 kg, 그리고 three side-coil MRB의 무게는 약 1.28 kg으로 계산되었다. 따라서 MRB의 무게를 최소화하면서 요구토크를 만족시키기 위한 최적 설계기법의 유용성이 확인되었다. 이를 보다 확실하게 증명하기 위하여 MRB의 자기장 해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4로부터 제안된 MRB가 기존의 MRB의 경우보다 자기장이 보다 균일하게 분포되어 있는 것을 알 수 있으며, 이러한 결과는 MRB의 사이즈를 보다 작게 설계하는데 직접적인 영향을 준다. 또한 제안된 MRB인 Fig. 3(b)와 (c)를 비교할 경우 자기장 세기가 보다 강하고 균일하게 분포되

어있는 것을 알 수 있다.

요구토크 10 Nm를 만족하기 위한 최적설계 해를 Table 1에 자세히 나타내었다. 모든 MRB가 요구토크 조건 10 Nm를 만족하였으며, 이 연구에서 제안된 three side-coil MRB의 경우가 가장 가벼운 것을 알 수 있다. 여러 설계변수 중에서 제안된 MRB가 기존의 MRB 보다 사이즈면에서 작으며, 하우징부가 매우 작게 설계될 수 있음을 알 수 있고, 디스크의 반경도 작은 크기로 만들 수 있음을 알 수 있다. 한편 자기장 비인가의 즉, off-state 상에서의 토크는 기존 MRB와 제안된 MRB가 거의 동일하며, 제안된 MRB의 경우 전자석 코일의 수가 많을수록 전력소비(power consumption)가 많아짐을 쉽게 알 수 있다. 그러나 Fig. 4에서 알 수 있듯이 각각의 브레이크는 이미 자기 포화 상태임을 알 수 있으며, 이는 전력을 더욱 증가한다고 하여도 더 이

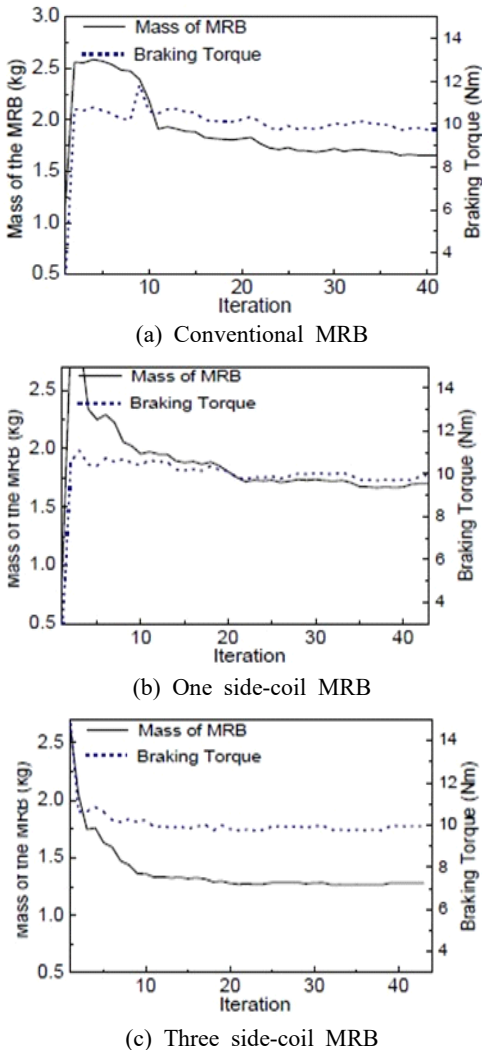


Fig. 3 Optimization solution of the MRBs with required braking torque is 10 Nm and the MRF duct size is 0.8 mm

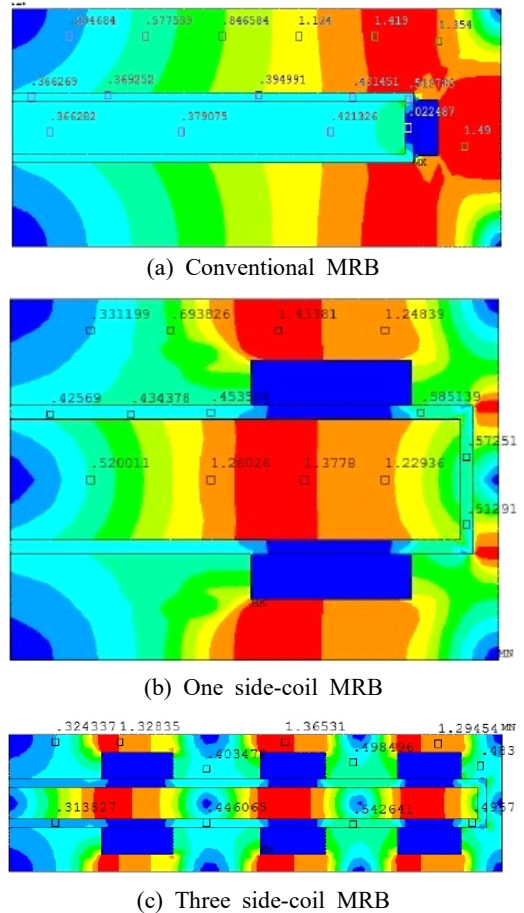


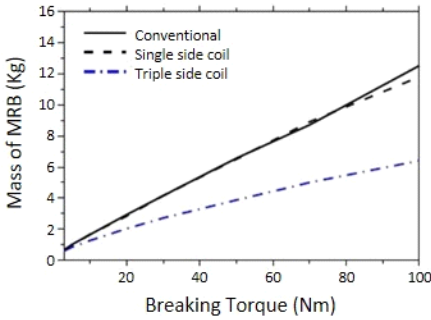
Fig. 4 Magnetic flux density of the brake at the optimum

상의 토크가 증가하지 않음을 의미한다. 제안된 MRB의 최대 토크크기와 자기장 세기에 따른 토크제어 영역을 알아보기 위하여 요구토크를 다르게 설정하여 시뮬레이션을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)에서 보듯이 기존 MRB와 제안된 one side-coil MRB의 경우는 요구토크가 70 Nm 이하에서는 매

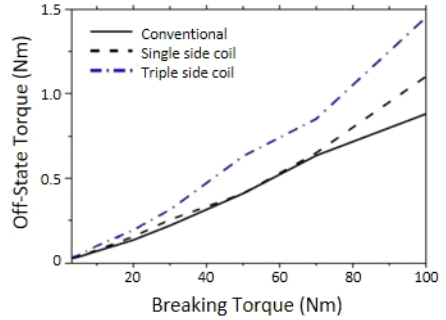
우 유사한 무게와 off-state 토크를 갖는다. 그러나 제안된 three side-coil MRB의 경우는 100 Nm까지 기존의 MRB보다 가볍게 설계할 수 있음을 알 수 있다. 이러한 설계가 가능한 이유는 Fig. 5(c), (d)에서 볼 수 있듯이 제안된 MRB의 경우에는 동일한 요구토크를 얻기 위하여 디스크 등 외경과 길이 등을 많이 줄일 수

Table 1 Optimal solution of the MRBs when the required torque is 10 Nm and the MR duct gap is 0.8 mm

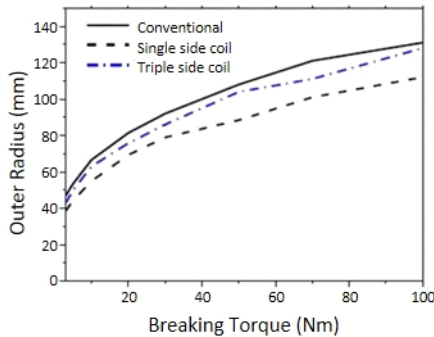
MRB types	Design parameter (mm)	Characteristics
Conventional	Coil: Width $w_c = 6.6$; Height $h_c = 4.6$; Radius $R_h = 54.2$; No. of turns: 116 Housing: $R_s = 6$, $R = 65.2$, $t_h = 7.2$, $L = 20$ Disc: Radius $R_i = 13.1$, $R_d = 53.8$; Thickness $t_d = 4$ MRF duct gap: 0.8	Max. torque: 10 Nm Mass: 1.69 kg Off-state torque: 0.08 Nm Power cons.: 15.17 W Coil resistance(Ω): $R_c = 2.43$
Single coil	Coil: Width $w_c = 3.1$; Height $h_c = 8.2$; Radius $R_{ci} = 45$; No. of turns: $2 \times 96 = 192$ Housing: $R_s = 6$, $R = 58.8$, $t_h = 6.3$, $L = 20.7$ Disc: Radius $R_i = 31.8$, $R_d = 57.3$; Thickness $t_d = 6.4$ MRF duct gap: 0.8	Max. torque: 10 Nm Mass: 1.69 kg Off-state torque: 0.09 Nm Power cons.: 21.8 W Coil resistance(Ω): $R_c = 1.75$
Three-coil	Coil: Width $w_{c1} \cong w_{c2} = 3.1$; Height $h_{c1} = 6.6$; $h_{c2} = 7.2$; $h_{c3} = 7.2$ Radius $R_{c1i} = 15.6$, $R_{c2i} = 31.7$, $R_{c3i} = 48.2$; No. of turns: $2 \times (78 + 84 + 84) = 492$; Housing: $R_s = 6$, $R = 59.6$, $t_h = 4.9$, $L = 15.5$ Disc: Radius $R_i = 8.6$, $R_d = 58.1$; Thickness $t_d = 4$ MRF duct gap: 0.8	Max. torque: 10 Nm Mass: 1.28 kg Off-state torque: 0.08 Nm Power cons.: 40.7 W Coil resistance(Ω): $R_{c1} = 0.5$, $R_{c2} = 1.1$, $R_{c3} = 1.6$



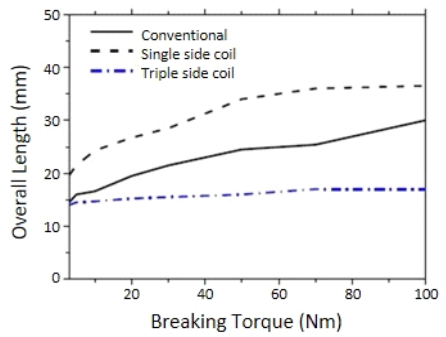
(a) Mass vs. braking torque



(b) Off-state torque vs. braking torque



(c) Overall radius vs. braking torque



(d) Overall length vs. braking torque

Fig. 5. Optimal results of the MRBs as a function of maximum braking torque with $d = 0.8$ mm

있기 때문이다.

이 해석에서 고정된 MRB 덕트 사이즈 0.8 mm를 1.0 mm로 변경하여 해석하여도 Fig. 5에 나타난 결과와 유사한 경향을 보인다. 따라서 이 연구에서 제안된 MRB의 설계구조는 MR 유체가 흐르는 덕트(혹은 갭) 사이즈와 관계없이 가벼운 무게로 보다 큰 제동 토크 발생이 가능하며 자기장 비 인가시와 자기장 인가시 발생하는 토크의 제어영역을 보다 넓게 할 수 있는 장점이 있다.

3. 결 론

이 연구에서는 기존의 MRB 구조와 다른 하우징 위에 전자석 코일이 직접 위치하는 새로운 MRB 설계구조를 제안하여 여러 가지 장점을 해석을 통해 증명하였다. 우선 제안된 MRB와 기존의 MRB의 구조를 비교하고 토크 계산식을 유도하였으며, 주요 설계변수를 결정하기 위하여 최적설계 해석을 수행하였다. MRB의 질량을 목적함수로 선정하고 요구 토크를 구속조건으로 한 최적 해를 구했으며 이를 증명하기 위한 자기장해석과 off-state 상에서의 토크 등 여러 성능을 분석하고 비교하였다. MR 유체가 흐르는 덕트 사이즈를 0.8 mm로 고정시키고 요구 토크 10 Nm를 만족하는 최적 해를 구한 결과 제안된 three-side coil MRB가 기존의 MRB보다 적은 무게로 설계가 가능하며, 보다 큰 토크발생이 가능함을 확인하였다. 나아가서 off-state의 토크는 기존 MRB와 제안된 MRB의 경우 동일하게 설정할 수 있기 때문에 자기장의 세기로 제어할 수 있는 토크영역이 제안된 MRB가 매우 넓은 것을 확인할 수 있었다. 특히, 이러한 경향은 MR 유체가 흐르는 덕트 사이즈에 관계없이 나타났으며, 이로부터 제안된 MRB의 설계구조는 MR 유체를 이용한 여러 가지 다른 응용장치에도 적용이 가능한 일반성을 지니고 있다고 할 수 있다.

References

(1) Choi, S. B. and Han, Y. M., 2012, *Magnetorheological Fluid Technology: Applications in Vehicle Systems*, CRC press, New York.
 (2) Wang, J. and Meng, G., 2001, *Magnetorheological Fluid Devices: Principles, Characteristics and Applications*

in *Mechanical Engineering, Journal of Materials: Design and Applications*, Vol. 215, No. 3, pp. 165~174.

(3) Muhammad, A., Yao, X. L. and Deng, J. C., 2006, *Review of Magnetorheological (MR) Fluids and Its Applications in Vibration Control*, *Journal of Marine Science and Application*, Vol. 5, No. 3, pp. 17~29.

(4) Rabinow, J., 1951, *Magnetic Fluid Torque and Force Transmitting Device*, US Patent 2,575,360.

(5) An, J. and Kwon, D. S., 2003, *Modeling of a Magnetorheological Actuator Including Magnetic Hysteresis*, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 14, No. 9, pp. 541~550.

(6) Liu, B., Li, W. H., Kosasih, P. B. and Zhang, X. Z., 2006, *Development of an MR-brake-based Haptic Device*, *Smart Mater. Struct.*, Vol. 15, pp. 1960~1969.

(7) Gang, H. G., Choi, S. B. and Sohn, J. W., 2017, *Torque Tracking Control of MR Brake Using a Fuzzy-PID Control Algorithm*, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 27, No. 4, pp. 444~450.

(8) Kim, W. H., Park, J. H., Yang, S. Y. and Choi, S. B., 2016, *Control Performance Evaluation of MR Brake Depending on Durability*, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 26, No. 6, pp. 660~666.

(9) Huang, J., Zhang, J. Q., Yang, Y. and Wei, Y. Q., 2002, *Analysis and Design of a Cylindrical Magnetorheological Fluid Brake*, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 129, pp. 559~562.

(10) Nguyen, Q. H. and Choi, S. B., 2010, *Optimal Design of an Automotive Magneto-rheological Brake Considering Geometric Dimensions and Zero-field Friction Heat*, *Smart Mater. Struct.*, Vol. 19, No. 11, p. 115024, doi: 10.1088/0964-1726/24/6/067001.

(11) Nguyen, Q. H. and Choi, S. B., 2012, *Optimal Design of a Novel Hybrid MR Brake for Motorcycles Considering Axial and Radial Magnetic Flux*, *Smart Mater. Struct.*, Vol. 21, No. 5, p. 055003, doi: 10.1088/0964-1726/21/5/055003.

(12) Nguyen, Q. H., Lang, V. T., Nguyen, N. D. and Choi, S. B., 2014, *Geometric Optimal Design of MR Brake Considering Different Shapes of the Brake Envelope*, *Smart Matter. Struct.*, Vol. 23, No. 1, p. 015020, doi: 10.1088/0964-1726/23/1/015020.

(13) Park, E. J., Stoikov, D., Luz, L. F. and Suleman, A., 2006, A Performance Evaluation of an Automotive Magnetorheological Brake Design with a Sliding Mode Controller, *Mechatronics*, Vol. 160, No. 7, pp. 405~416.

(14) Nguyen, Q. H. and Choi, S. B., 2012, Selection of Magnetorheological Brake Types via Optimal Design Considering Maximum Torque and Constrained Volume, *Smart Mater. Struct.*, Vol. 21, No. 1, p. 015012, doi: 10.1088/0964-1726/21/1/015012.

(15) Nguyen, Q. H., Lang, V. T., Nguyen, N. D. and Choi, S. B., 2014, Geometric Optimal Design of Magnetorheological Brake Considering Different Shapes of the Brake Envelope, *Smart Matter. Struct.*, Vol. 23 No. 1, p. 015020, doi: 10.1088/0964-1726/23/1/015020.

(16) Nguyen, Q. H., Nguyen, N. D. and Choi, S. B., 2014, Optimal Design of a Novel Configuration of MR Brake with Coils Placed on the Side Housings, *Proc. SPIE 9059, Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*, p. 905901, doi: 10.1117/12.2044561.

(17) Nguyen, Q. H., Nguyen, N. D. and Choi, S. B., 2015, Design and Evaluation of a Novel Magnetorheological Brake with Coils Placed on the Side Housings, *Smart Mater. Struct.*, Vol. 24, No. 4, p. 047001, doi: 10.1088/

0964-1726/24/4/047001.

(18) Zubieta, M., Eceolaza, S., Elejabarrieta, M. J., and Bou-Ali, M. M., 2009, Magnetorheological Fluids: Characterization and Modeling of Magnetization, *Smart Mater. and Struct.*, Vol. 18, No. 9, p. 095019, doi: 10.1088/0964-1726/18/9/095019.

(19) Powell, M. J. D., 1977, Restart Procedures for the Conjugate Gradient Method. *Mathematical Programming*, Vol. 12, No. 1, pp. 241~254.



Seung-Bok Choi received the B.S. degree in Mechanical Engineering from Inha University in 1979, MS degree and Ph.D. degrees from Michigan State University in 1986 and 1990, respectively. He is currently Dean of the Graduate School and fellow professor in Inha University. He is a fellow of NAEK (National Academy Engineering of Korea), KAST (The Korean Academy of Science and Technology). His research interests are robust controller design and control of various systems using smart actuators.

병진 및 회전 동흡진기를 사용한 평판의 진동저감

Plate Vibration Suppression with Translational and Rotational Dynamic Vibration Absorbers

박성규* · 이시복† · 최주형*
Sung Gyu Park*, Shi Bok Lee† and Joo Hyoung Choi*

(Received April 24, 2018 ; Revised January 17, 2019 ; Accepted January 17, 2019)

Key Words : Dynamic Vibration Absorber(동흡진기), Plate Vibration(평판진동), Galerkin Method(갈러킨 방법), Modal Analysis(모드해석), Robustness(강인성), Optimum Design(최적설계)

ABSTRACT

Dynamic vibration absorbers (DVAs) have long been used to suppress excessive vibration in structural systems. This paper deals with a dynamic vibration absorber system comprising both a translational absorber and a rotational absorber for vibration control of a plate. First, it is proven that the combined translational and rotational DVAs of the absorbers with no damper can effectively isolate the vibration for a specific vibration control-area of the plate. Then, the damping's role for the combined DVAs is investigated to facilitate increased robustness of the DVA system to withstand variation of excitation force frequency. The determined optimization is then performed, and used to find the optimum parameters for the combined DVAs.

1. 서 론

동흡진기(dynamic vibration absorber, DVA)는 기계나 구조물의 진동을 저감하기 위해 부착되는 스프링-질량계로 20세기 초반에 Frahm⁽¹⁶⁾ 의해 소개되었다. 원래의 시스템을 바꾸지 않고도 효과적으로 진동을 억제할 수 있으며 구조가 간단하고 비용이 적게 드는 장점을 가진다.

Den Hartog⁽¹⁾ 1자유도 시스템을 대상으로 동흡진기를 최적설계하기 위한 고정점(fixed-points) 이론을 소개했다. 이후, 주파수대역에서 응답의 최대값을 최소로 하는 minimax 방법(혹은 H_∞ 최적화방법)과 모든 주파수대역에서 시스템의 총 에너지를 최소화하는 H_2 최

적화방법 등 다양한 동흡진기 최적화방법이 제시되었다. 동흡진기 최적화방법을 다자유도계나 연속계에 적용한 연구도 많이 이루어졌다. Jacquot^(2,3) 보와 평판을 대상으로 동흡진기를 부착하여 최적설계하였다.

그 외에도 동흡진기의 형태를 다양하게 변형시키려는 노력이 있었다. 동흡진기의 구성인 스프링과 감쇠기의 위치를 달리하는 것부터 보 형태의 동흡진기와 2개 이상의 동흡진기를 직렬로 연결한 방식 등의 연구가 행해졌다⁽⁴⁻⁶⁾. Cha⁽⁷⁾, Wong⁽⁸⁾, Cheung⁽⁹⁾ 등은 기존의 병진 스프링을 사용한 병진 동흡진기뿐만 아니라 비틀림 스프링을 사용한 회전 동흡진기에 대해 연구하였다. 또한 Waldemar Latas⁽¹⁰⁾ 가진력을 받는 보의 운동에너지를 최소로 하는 병진 및 회전 동흡진기의 최적 위치를 찾는 연구를 하였다.

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

* Korea Marine Equipment Research Institute

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

현재까지 연구들을 살펴보면 병진 동흡진기와 회전 동흡진기가 함께 사용되면 일정한 진동수에 대해서는 매우 큰 효과를 보인다. 그러나 이러한 연구들에서 가진 진동수 변화에 대한 강인성을 고려한 설계는 이루어지지 않았고 대상이 보로 국한되어있다.

이 논문에서는 특정 위치에 조화가진력을 받는 평판의 진동저감을 위해 회전 동흡진기와 병진 동흡진기를 복합적으로 사용하였다. 평판은 Hamilton 원리에 근거하여 연속체로 모델링하였고 운동방정식을 풀기 위해 Galerkin 방법을 사용하였다. 감쇠가 없는 병진 및 회전 동흡진기를 사용하여 평판의 특정 구역에 대해 진동저감 효과를 증명한 후 주파수응답함수를 확인하였다. 그리고 가진진동수의 변화에 대한 강인성을 부여하기 위해 감쇠기를 함께 설치하고 그 효과를 연구하였다. 설계변수와 목적함수를 정의하고 근사된 경사도 (gradient)와 헤시안(hessian) 행렬을 이용한 순차이차계획(sequential quadratic programming, SQP) 알고리즘을 이용하여 최적설계를 수행하였다.

2. 이 론

2.1 시스템 모델링

Fig. 1에 동흡진기가 설치된 진동제어 대상 평판을 보여준다. 평판은 xy 평면에 수직 방향으로 변위가 발생하는 얇고 균일한 전단효과가 작은 얇은 사각평판을 가정한다.

평판의 x 방향, y 방향 길이는 각각 a , b 이고 평판의 횡변위는 $w(x, y, t)$ 이다. (x_p, y_p) 위치에 조화가진력 $P(t)$ 가 작용하고 병진 및 회전 동흡진기는 (x_a, y_a) 위치에 설치되었다.

2.2 운동방정식

Fig. 2는 병진 및 회전 동흡진기가 설치된 평판의

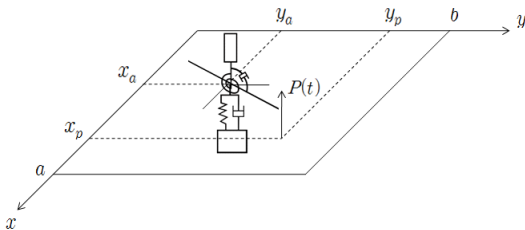


Fig. 1 Plate model with translational and rotational DVAs subject to a harmonic point excitation

자유물체도이다. $F(t)$, $M(t)$ 는 병진, 회전 동흡진기에 의해 평판이 받는 힘과 모멘트이다. 평판의 경우 회전 동흡진기의 설치 각도 α 에 따라 모멘트의 방향이 달라지므로 설치 각도 또한 중요한 변수이다. 평판의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 D\nabla^4 w(x, y, t) + \rho h \ddot{w}(x, y, t) = & \\
 & P(t)\delta(x - x_p)\delta(y - y_p) \\
 & + F(t)\delta(x - x_a)\delta(y - y_a) \\
 & + \frac{\partial}{\partial x} [M(t)\delta(x - x_a)\delta(y - y_a)] \cos\alpha \\
 & + \frac{\partial}{\partial y} [M(t)\delta(x - x_a)\delta(y - y_a)] \sin\alpha
 \end{aligned} \tag{1}$$

식 (1)에서 D , ∇^4 는 아래와 같으며, ρ , E , h , ν 는 평판의 밀도, Young을, 두께, 푸아송비이다.

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \tag{2}$$

$$\nabla^4 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \tag{3}$$

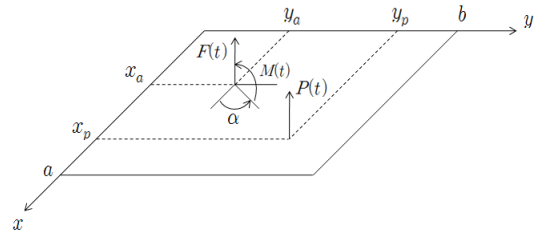


Fig. 2 Free body diagram of the plate with translational and rotational DVAs subject to a harmonic point excitation

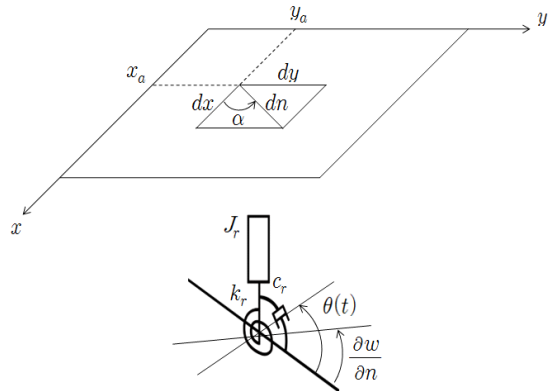


Fig. 3 Rotational DVA attached to the plate

병진 동흡진기의 운동방정식과 평판에 전달되는 힘 $F(t)$ 는 식 (4), (5)와 같다. Fig. 3은 평판에 설치된 회전 동흡진기 모델로서 운동방정식과 평판에 전달되는 모멘트 $M(t)$ 는 식 (6), (7)과 같다. 여기서 $m_b, c_b, k_b, z(t)$ 는 병진 동흡진기의 질량, 점성감쇠계수, 스프링상수, 변위이고 $J_r, C_r, k_r, \theta(t)$ 는 회전 동흡진기의 질량관성모멘트, 점성감쇠계수, 스프링상수, 각변위이다.

$$m_i \ddot{z}(t) = k_i(w(x_a, y_a, t) - z(t)) + c_i(\dot{w}(x_a, y_a, t) - \dot{z}(t)) \tag{4}$$

$$F(t) = -k_i(w(x_a, y_a, t) - z(t)) - c_i(\dot{w}(x_a, y_a, t) - \dot{z}(t)) \tag{5}$$

$$J_r \ddot{\theta}(t) = k_r \left(\frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial n} - \theta(t) \right) + c_r \left(\frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial n} - \dot{\theta}(t) \right) \tag{6}$$

$$M(t) = -k_r \left(\frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial n} - \theta(t) \right) - c_r \left(\frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial n} - \dot{\theta}(t) \right) \tag{7}$$

여기서 $\frac{\partial w}{\partial n}$ 은 회전 동흡진기가 설치된 방향(각도 α 방향)에 대한 평판의 기울기로 연쇄법칙(chain rule)에 의해 식 (8)과 같이 표현할 수 있다. Fig. 3에서 확인할 수 있듯이 $\frac{dx}{dn} = \cos\alpha, \frac{dy}{dn} = \sin\alpha$ 이므로 식 (8)은 식 (9)과 같이 정리된다.

$$\frac{\partial w}{\partial n} = \frac{\partial w}{\partial x} \frac{dx}{dn} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{dy}{dn} \tag{8}$$

$$\frac{\partial w}{\partial n} = \frac{\partial w}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial w}{\partial y} \sin\alpha \tag{9}$$

식 (9)를 식 (6), (7)에 대입하면 다음과 같다.

$$J_r \ddot{\theta}(t) = k_r \left(\frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \theta(t) \right) + c_r \left(\frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \dot{\theta}(t) \right) \tag{10}$$

$$M(t) = -k_r \left(\frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \theta(t) \right) - c_r \left(\frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \dot{\theta}(t) \right) \tag{11}$$

식 (5)와 식 (11)을 식 (1)에 대입한 뒤 전체시스템의 운동방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$D \nabla^4 w(x, y, t) + \rho h \ddot{w}(x, y, t) + k_i(w(x_a, y_a, t) - z(t)) \delta(x - x_a) \delta(y - y_a) + c_i(\dot{w}(x_a, y_a, t) - \dot{z}(t)) \delta(x - x_a) \delta(y - y_a) + \frac{\partial}{\partial x} \left[k_r \left(\frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \theta(t) \right) \delta(x - x_a) \delta(y - y_a) \right] \cos\alpha + \frac{\partial}{\partial x} \left[c_r \left(\frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \dot{\theta}(t) \right) \delta(x - x_a) \delta(y - y_a) \right] \cos\alpha + \frac{\partial}{\partial y} \left[k_r \left(\frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \theta(t) \right) \delta(x - x_a) \delta(y - y_a) \right] \sin\alpha + \frac{\partial}{\partial y} \left[c_r \left(\frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \dot{\theta}(t) \right) \delta(x - x_a) \delta(y - y_a) \right] \sin\alpha = P(t) \delta(x - x_p) \delta(y - y_p) \tag{12}$$

$$m_i \ddot{z}(t) - k_i(w(x_a, y_a, t) - z(t)) - c_i(\dot{w}(x_a, y_a, t) - \dot{z}(t)) = 0 \tag{13}$$

$$J_r \ddot{\theta}(t) - k_r \left(\frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial w(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \theta(t) \right) - c_r \left(\frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial x} \cos\alpha + \frac{\partial \dot{w}(x_a, y_a, t)}{\partial y} \sin\alpha - \dot{\theta}(t) \right) = 0 \tag{14}$$

2.2 평판의 동적 응답

시스템의 운동방정식을 풀기 위해 평판의 횡변위를 유한급수 형태로 근사하는 Galerkin 방법을 사용하였다.

$$w(x, y, t) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \phi_{ij}(x, y) q_{ij}(t) \tag{15}$$

여기서 $\phi_{ij}(x, y)$ 는 동흡진기가 설치되지 않은 평판의 고유함수(eigenfunction)이고 $q_{ij}(t)$ 는 (i, j) 모드의 일반좌표이다. 직교성을 가지는 고유함수를 식 (16)과 같이 정규화하였다.

$$\int_0^a \int_0^b \rho h \phi_{ij}(x, y) \phi_{rs}(x, y) dy dx = \delta_{ij,rs}, \tag{16}$$

$$\int_0^a \int_0^b D(\nabla^4 \phi_{ij}(x, y)) \phi_{rs}(x, y) dy dx = \omega_{rs}^2 \delta_{ij,rs}$$

여기서 ω_{rs} 는 (r, s) 차 모드의 고유진동수, $\delta_{ij,rs}$ 는 Kronecker delta 함수로서 $ij = rs$ 이면 1이고 그렇지 않으면 0이다.

식 (15)를 식 (12)에 대입한 후 양변에 $\phi_{rs}(x, y)$ 를 곱하고 x 에 대해 0에서 a 까지, y 에 대해 0에서 b 까지 정적분하면 식 (16)의 성질에 의하여 다음과 같이 정리된다.

$$\ddot{q}_{rs}(t) + \omega_{rs}^2 q_{rs}(t) + k_t \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \phi_{ij}(x_a, y_a) q_{ij}(t) - z(t) \right) \phi_{rs}(x_a, y_a) + c_t \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \phi_{ij}(x_a, y_a) \dot{q}_{ij}(t) - \dot{z}(t) \right) \phi_{rs}(x_a, y_a) + k_r \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial x} q_{ij}(t) \cos \alpha + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial y} q_{ij}(t) \sin \alpha - \theta(t) \right) \times \left(\frac{\partial \phi_{rs}(x_a, y_a)}{\partial x} \cos \alpha + \frac{\partial \phi_{rs}(x_a, y_a)}{\partial y} \sin \alpha \right) + c_r \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial x} \dot{q}_{ij}(t) \cos \alpha + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial y} \dot{q}_{ij}(t) \sin \alpha - \dot{\theta}(t) \right) \times \left(\frac{\partial \phi_{rs}(x_a, y_a)}{\partial x} \cos \alpha + \frac{\partial \phi_{rs}(x_a, y_a)}{\partial y} \sin \alpha \right) = P(t) \phi_{rs}(x_p, y_p) \tag{17}$$

식 (17)에서 $r = 1, 2, \dots, m, s = 1, 2, \dots, n$ 이다. 식 (15)를 식 (13)과 (14)에 대입하면 다음과 같다.

$$m_t \ddot{z}(t) - k_t \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \phi_{ij}(x_a, y_a) q_{ij}(t) - z(t) \right) - c_t \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \phi_{ij}(x_a, y_a) \dot{q}_{ij}(t) - \dot{z}(t) \right) = 0 \tag{18}$$

$$J_r \ddot{\theta}(t) - k_r \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial x} q_{ij}(t) \cos \alpha + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial y} q_{ij}(t) \sin \alpha - \theta(t) \right) - c_r \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial x} \dot{q}_{ij}(t) \cos \alpha + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \frac{\partial \phi_{ij}(x_a, y_a)}{\partial y} \dot{q}_{ij}(t) \sin \alpha - \dot{\theta}(t) \right) = 0 \tag{19}$$

식 (17), (18), (19)를 행렬 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} [J] & [0] & [0] \\ [0] & m_t & 0 \\ [0] & 0 & J_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\ddot{q}(t)\} \\ \ddot{z}(t) \\ \ddot{\theta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_p] & [R_{cp1}] & [R_{cp2}] \\ [R_{cp1}]^T & c_t & 0 \\ [R_{cp2}]^T & 0 & c_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{q(t)\} \\ \dot{z}(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_p] & [R_{kp1}] & [R_{kp2}] \\ [R_{kp1}]^T & k_t & 0 \\ [R_{kp2}]^T & 0 & k_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{q(t)\} \\ z(t) \\ \theta(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P(t) \{\phi(x_p, y_p)\} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{20}$$

식 (20)의 행렬의 성분은 다음과 같다.

$$[C_p] = c_t \{\phi(x_a, y_a)\} \{\phi(x_a, y_a)\}^T + c_r \left[\left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial x} \right\} \cos \alpha + \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial y} \right\} \sin \alpha \right] \times \left[\left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial x} \right\} \cos \alpha + \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial y} \right\} \sin \alpha \right]^T \tag{21}$$

$$[K_p] = [\lambda] + k_t \{\phi(x_a, y_a)\} \{\phi(x_a, y_a)\}^T + k_r \left[\left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial x} \right\} \cos \alpha + \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial y} \right\} \sin \alpha \right] \times \left[\left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial x} \right\} \cos \alpha + \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial y} \right\} \sin \alpha \right]^T \tag{22}$$

$$[\lambda] = \begin{bmatrix} \omega_{11}^2 & & & \\ & \omega_{12}^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \omega_{mm}^2 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$[R_{cp1}] = -c_t \{ \phi(x_a, y_a) \} \quad (24)$$

$$[R_{cp2}] = -c_r \left[\begin{array}{l} \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial x} \right\} \cos \alpha \\ + \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial y} \right\} \sin \alpha \end{array} \right] \quad (25)$$

$$[R_{kp1}] = -k_t \{ \phi(x_a, y_a) \} \quad (26)$$

$$[R_{kp2}] = -k_r \left[\begin{array}{l} \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial x} \right\} \cos \alpha \\ + \left\{ \frac{\partial \phi(x_a, y_a)}{\partial y} \right\} \sin \alpha \end{array} \right] \quad (27)$$

$$\{q(t)\} = [q_{11}(t), q_{12}(t), \dots, q_{mm}(t)]^T \quad (28)$$

$$\{\phi(x, y)\} = [\phi_{11}(x, y), \phi_{12}(x, y), \dots, \phi_{mm}(x, y)]^T \quad (29)$$

$$\left\{ \frac{\partial \phi(x, y)}{\partial x} \right\} = \left[\frac{\partial \phi_{11}(x, y)}{\partial x}, \frac{\partial \phi_{12}(x, y)}{\partial x}, \dots, \frac{\partial \phi_{mm}(x, y)}{\partial x} \right]^T \quad (30)$$

$$\left\{ \frac{\partial \phi(x, y)}{\partial y} \right\} = \left[\frac{\partial \phi_{11}(x, y)}{\partial y}, \frac{\partial \phi_{12}(x, y)}{\partial y}, \dots, \frac{\partial \phi_{mm}(x, y)}{\partial y} \right]^T \quad (31)$$

외력 $P(t)$ 는 ω 의 가진진동수를 가지는 조화가진력 이고 시스템은 이와 같은 진동수의 단순 조화운동을 한다. 그러므로 식 (20)은 식 (32)와 같이 정리된다.

$$\begin{bmatrix} [K_p] - \omega^2 [I] + j\omega [C_p] & [R_{kp1}] + j\omega [R_{cp1}] & [R_{kp2}] + j\omega [R_{cp2}] \\ [R_{kp1}]^T + j\omega [R_{cp1}]^T & k_t - \omega^2 m_t + j\omega c_t & 0 \\ [R_{kp2}]^T + j\omega [R_{cp2}]^T & 0 & k_r - \omega^2 J_r + j\omega c_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\bar{q}\} \\ \bar{z} \\ \bar{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P\{\phi(x_p, y_p)\} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (32)$$

여기서 $\{\bar{q}\} = [\bar{q}_{11}, \bar{q}_{12}, \dots, \bar{q}_{mm}]^T$ 로 일반좌표 벡터 $\{q(t)\}$ 의 진폭을 나타내는 벡터이다. 식 (32)에서 가우스 소거법을 통해 $\{\bar{q}\}$ 를 구한 뒤 식 (15)에 대입

하여 평판의 동적 변위응답을 구할 수 있다.

$$w(x, y, t) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \phi_{ij}(x, y) q_{ij}(t) = W_p(x, y) e^{j\omega t} \quad (33)$$

여기서 $W_p(x, y)$ 는 평판의 변위진폭을 나타내는 x, y 에 대한 함수로서 다음과 같다.

$$W_p(x, y) = \{\phi(x, y)\}^T \{\bar{q}\} \quad (34)$$

3. 동흡진기 설계

3.1 감쇠기를 포함하지 않는 경우

가진진동수 변화에 대한 강인성을 고려하지 않는 경우에는 동흡진기에 감쇠기를 사용하지 않는 것이 최고의 진동억제 성능을 보인다.

평판은 단순지지 경계조건을 가진다고 가정하였고, 고유함수와 고유진동수는 다음과 같다.

$$\phi_{ij}(x, y) = \frac{2}{\sqrt{\rho h a b}} \sin\left(\frac{i\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{j\pi y}{b}\right) \quad (35)$$

$$\omega_{ij} = \pi^2 \sqrt{\frac{D}{\rho h}} \left[\left(\frac{i}{a}\right)^2 + \left(\frac{j}{b}\right)^2 \right] \quad (36)$$

여기서 $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$ 이다.

Fig. 4와 같이 특정 면적으로 제어 영역을 정의하여 그 부분에서의 응답을 줄이는 것을 목표로 하였다. Table 1은 평판과 동흡진기의 제원이다.

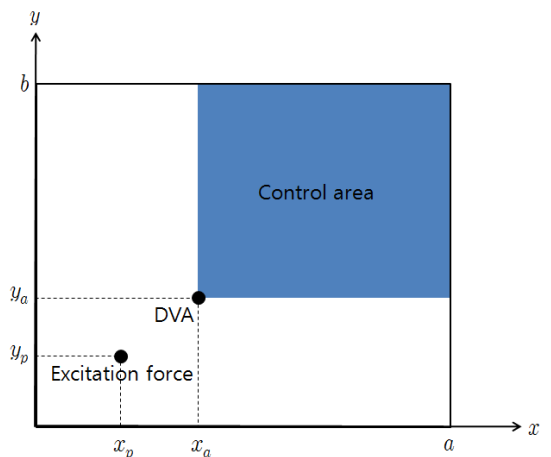


Fig. 4 Control area of the plate

Galerkin 방법에서 (5,5)차 모드까지 총 25개의 모드가 사용되었다. 가진력은 $(x_p, y_p) = (0.2a, 0.2b)$ 위치에 가해지고 가진진동수는 평판의 1차 모드 고유진동수보다 20% 큰 110 rad/s로 가정하였다. 비감쇠 동흡진기가 $(x_a, y_a) = (0.4a, 0.4b)$ 위치에 설치되었고 동흡진기의 질량은 평판 질량의 5%이고 회전 동흡진기의 질량관성모멘트는 질량을 고려하여 선정하였다.

그리고 (x_a, y_a) , (a, y_a) , (a, b) , (x_a, b) 를 꼭지점으로 가지는 사각형을 제어 영역으로 한다. 이 영역에서의 변위응답의 제곱평균값(mean square value)을 다음과 같이 정의하였다. $M_p(\omega)$ 의 단위는 m^2/N^2 이다.

$$M_p(\omega) = \frac{1}{(a-x_a)(b-y_a)} \int_{x_a}^a \int_{y_a}^b \left| \frac{W_p(x,y)}{P} \right|^2 dydx \quad (37)$$

가진진동수 $\omega = 110$ rad/s에서 $M_p(\omega)$ 값을 최소화 하는 병진 및 회전 동흡진기의 고유진동수 ω_t, ω_r 와 회전 동흡진기의 설치 각도 α 를 찾는 최적화문제를 다음과 같이 정의하였다.

Find $\omega_t, \omega_r, \alpha$
 that minimizes
 $M_p(\omega)$ at excitation frequency
 subject to
 $\omega_t, \omega_r \geq 0$
 $0 \leq \alpha < \pi$

병진 및 회전 동흡진기를 1개씩 복합 사용한 경우 뿐만 아니라 1개의 병진 동흡진기만 사용한 경우, 그리고 병진 동흡진기를 서로 다른 위치인 $(0.4a, 0.4b)$, $(0.7a, 0.7b)$ 에 2개 설치한 경우에 대해서도 최적화문

Table 1 Properties of plate and DVAs

	Notation	Value
Plate	ρ	2710 kg/m ³
	a, b	1 m
	h	0.003 m
	E	69 GPa
	ν	0.33
Translational DVA	m_t	0.4 kg
Rotational DVA	J_r	0.01 kg/m ²

제를 풀었다.

Table 2에서는 최적화문제를 풀어 나온 설계변수 값과 목적함수 값을 나타낸다. Fig. 5는 병진 및 회전 동흡진기를 복합 사용한 경우, 가진진동수인 $\omega = 110$ rad/s에서 평판의 위치에 따른 응답($W_p(x,y)/P$)을 보여준다. 제어 영역에서 진동차단에 가까운 효과를 확인할 수 있다.

Fig. 6은 병진 및 회전 동흡진기를 복합 사용한 경우와 1개의 병진 동흡진기만 사용한 경우에 대한 주파수응답함수인 $M_p(\omega)$ 그래프이다. 110 rad/s에서의 응답을 비교해볼 때, 병진 및 회전 동흡진기를 복합 사용한 경우에 응답이 98.9% 더 작다. Fig. 7은 병진 및 회전 동흡진기를 복합 사용한 경우와 2개의 병진 동흡진기를 사용한 경우에 대한 $M_p(\omega)$ 그래프이다. 여전히 병진 및 회전 동흡진기를 함께 사용한 경우가 110 rad/s에서의 응답이 95.2% 더 작다. 그러나 110 rad/s보다 5.9% 작은 진동수와 13.6% 큰 진동수에서 새롭게 공진점이 나타나므로 가진진동수 변동에 대해 강인한 설계를 필요로 한다.

Table 2 Optimum values of undamped DVAs

	1-translational DVA	2-translational DVA	Translational and rotational DVA
ω_t	107.2 rad/s	$\omega_{t1} = 108.1$ rad/s $\omega_{t2} = 110.4$ rad/s	109.9 rad/s
ω_r			107.9 rad/s
α			0.785 rad/s (= 45°)
Objective function value	2.6×10^{-13}	6.2×10^{-14}	3.0×10^{-15}

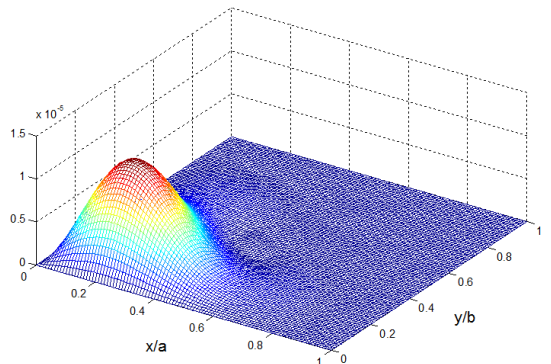


Fig. 5 Vibration amplitude of the plate with undamped translational and rotational DVAs at the excitation frequency (110 rad/s)

3.2 감쇠기를 포함하는 경우

가진진동수 변화에 대한 강인성을 제고하기 위해 가진진동수의 예상되는 변동 범위 내에서 $M_p(\omega)$ 의 최대값을 제한하면서 $M_p(\omega = 110 \text{ rad/s})$ 값을 최소로 하는 최적화문제를 다음과 같이 정의하였다.

Find $\omega_t, \omega_r, \zeta_t, \zeta_r, \alpha$
 that minimizes
 $M_p(\omega)$ at excitation frequency
 subject to
 $\max(M_p(\omega)) \leq M_{p,res}$ (in variation range)
 $\omega_t, \omega_r, \zeta_t, \zeta_r \geq 0$
 $0 \leq \alpha < \pi$

ζ_t 는 병진 동흡진기의 감쇠비, ζ_r 은 회전 동흡진기의 감쇠비이다. Fig. 8은 $\zeta_r = 0$ 인 경우 ζ_t 에 따른 $M_p(\omega)$

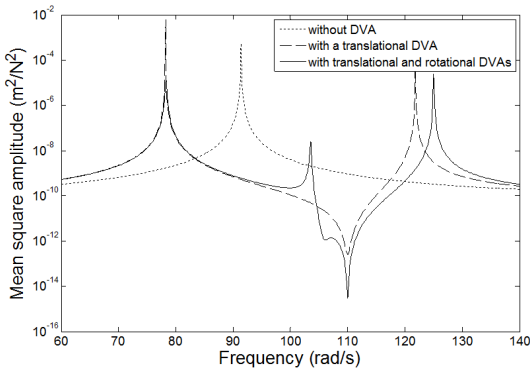


Fig. 6 Mean square amplitudes of the control area of the plate with undamped sole translational and combined DVAs

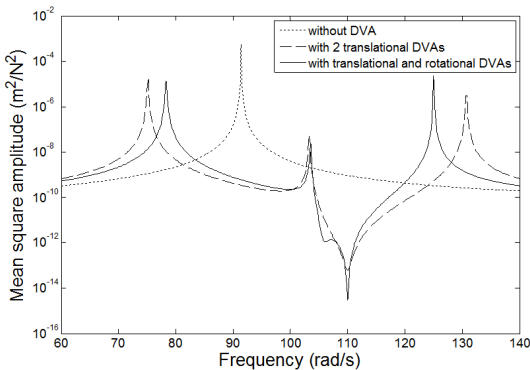


Fig. 7 Mean square amplitudes of the control area of the plate with undamped two translational and combined DVAs

그래프이다. Fig. 9는 $\zeta_t = 0$ 인 경우 ζ_r 에 따른 $M_p(\omega)$ 그래프이다. 이러한 경우들에서 두 공진점 중 하나에서는 응답저감 효과가 미미하다. 그러므로 양쪽 공진점의 응답을 동시에 큰 폭으로 낮추기 위해 병진 동흡진기와 회전 동흡진기의 감쇠비를 설계변수에 포함하여 사용하여 최적화문제를 풀었다.

SQP 알고리즘으로 최적화를 수행하였고 예상되는 진동수 변동 범위는 가진진동수의 $\pm 15\%$ 인 $93.5 \text{ rad/s} \leq \omega \leq 126.5 \text{ rad/s}$ 로 하였고 이 범위 내에서 $M_p(\omega)$ 의 최대값이 $M_{p,res} = 10^{-9}$ 이하가 되도록 설계하였다.

Table 3에서는 최적화문제를 풀어 나온 설계변수 값과 목적함수 값을 나타내었다. Fig. 10은 이 때의 주파수응답함수 $M_p(\omega)$ 그래프이다. $93.5 \text{ rad/s} \leq \omega \leq 126.5 \text{ rad/s}$ 범위에서 응답 크기가 $M_{p,res}$ 를 초과하지 않

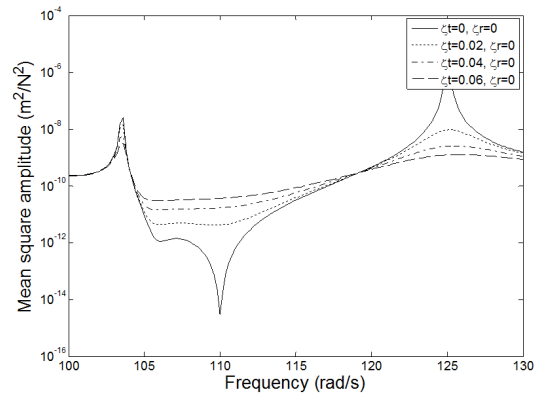


Fig. 8 Mean square amplitudes of the control area of the plate with damped translational and undamped rotational DVAs

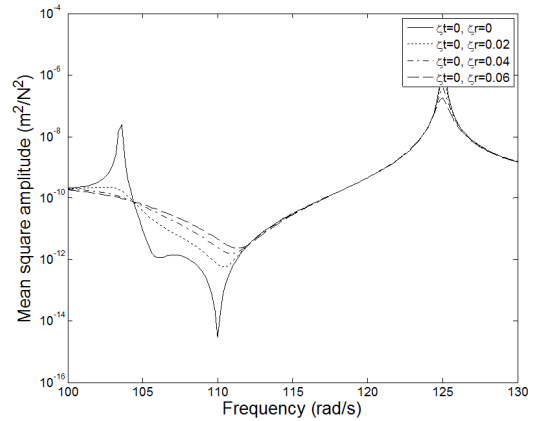


Fig. 9 Mean square amplitudes of the control area of the plate with undamped translational and damped rotational DVAs

Table 3 Optimum values of damped DVAs

	Translational and rotational DVAs
ω_t	110.0 rad/s
ω_r	113.4 rad/s
ζ_t	0.066
ζ_r	0.028
α	0.785 rad/s (= 45°)
Objective function value	1.6×10^{-12}

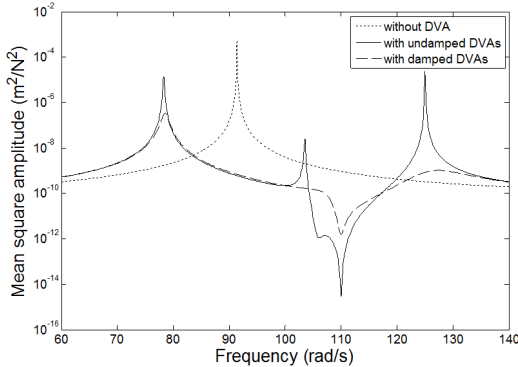


Fig. 10 Mean square amplitudes of the control area of the plate with optimized damped translational and rotational DVAs

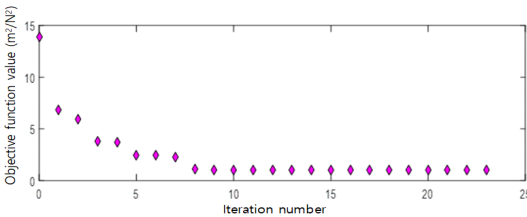


Fig. 11 History plot of objective function in optimization process

는다. 110 rad/s에서의 응답은 비감쇠 동흡진기를 설치했을 때에 비해 커졌지만 동흡진기를 설치하지 않은 평판의 응답보다 99.8 %의 진동저감 효과가 있다.

Fig. 11은 최적화문제를 계산함에 있어 목적함수의 수렴 과정을 보여준다. 계산 과정에서 목적함수의 스케일은 10^{12} 배로 진행하였다.

4. 결 론

이 논문에서는 평판을 대상으로 진동을 저감하기 위해 병진 및 회전 동흡진기를 복합 사용하여 그 효과를

확인했다. 먼저 감쇠기를 포함하지 않고 병진 및 회전 동흡진기를 함께 설치하는 경우의 응답을 병진 동흡진기만 설치하는 경우와 비교하여 진동제어 효과를 확인하였다. 다음으로 감쇠기를 포함하여 강인성을 확보하기 위해 목적함수와 제약조건을 설정하고 최적설계를 수행하여 병진 및 회전 동흡진기의 설계변수를 구하였고 그 응답을 확인하였다.

최적설계를 통해 제어 영역의 응답을 최소로 하는 병진 및 회전 비감쇠동흡진기의 설계변수를 구하여 응답을 확인하였을 때, 제어 영역에서 진동차단에 가까운 효과를 보인다. 그러나 주파수응답함수에서 가진 진동수에 인접한 진동수에 공진점이 위치한다.

가진진동수의 변화에 따른 강인성 제고를 위해 감쇠동흡진기를 사용하고, 예상되는 변동 범위 내에서 응답의 최대값을 제한하는 동시에 가진진동수에서의 응답을 최소로 하는 최적화문제를 풀었다. 이를 통해 병진 및 회전 감쇠동흡진기의 설계변수를 구하였다. 비감쇠동흡진기를 설치하는 경우에 비해 가진진동수에서의 응답은 증가하지만 동흡진기를 설치하기 전에 비해 여전히 상당한 진동저감 효과를 보인다.

후 기

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

References

- (1) Den Hartog, J. P., 1985, Mechanical Vibrations, Dover Publications, New York.
- (2) Jacquot, R. G., 1978, Optimal Dynamic Vibration Absorbers for General Beam Systems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 60, No. 4, pp. 535~542.
- (3) Jacquot, R. G., 2001, Suppression of Random Vibration in Plates Using Vibration Absorbers, Journal of Sound and Vibration, Vol. 248, No. 4, pp. 585~596.
- (4) Park, N. C., Lim, S. H., Kim, K. T., Cho, U. R., Park, Y. P., Park, K. S. and Soh, W. Y., 2008, Vibration Reduction in Optical Disk Drive Using Cantilever Type Dynamic Vibration Absorber, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 414~416.
- (5) Yamaguchi, H., 1985, Vibrations of a Beam with an Absorber Consisting of a Viscoelastic Beam and a Spring-

Viscous Damper, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 103, No. 3, pp. 417~425.

(6) Zuo, L., 2009, Effective and Robust Vibration Control Using Series Multiple Tuned-mass Dampers, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 131, No. 3, p. 031003, doi: 10.1115/1.3085879.

(7) Cha, P. D. and Zhou, X., 2006, Imposing Points of Zero Displacements and Zero Slopes along any Linear Structure during Harmonic Excitations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 297, No. 1-2, pp. 55~71.

(8) Wong, W. O., Tang, S. L., Cheung, Y. L. and Cheng, L., 2007, Design of a Dynamic Vibration Absorber for Vibration Isolation of Beams under Point or Distributed Loading, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 301, No. 3-5, pp. 898~908.

(9) Cheung, Y. L. and Wong, W. O., 2008, Isolation of Bending Vibration in a Beam Structure with a Translational Vibration Absorber and a Rotational Vibration Absorber, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 14, No. 8, pp. 1231~1246.

(10) Latas, W., 2015, Optimal Positions of Tunable Translational and Rotational Dynamic Absorbers in Global Vibration Control in Beams, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 53, No. 2, pp. 467~476.

(11) Soedel, W., 2004, *Vibrations of Shells and Plates*, 3rd Edition, CRC Press, New York.

(12) Rao, S. S., 2004, *Mechanical Vibrations*, 4th Edition, Prentice-Hall, Upper Saddle River, N. J.

(13) Meirovitch, L., 1967, *Analytical Methods in Vibrations*, Macmillan Publishing, New York.

(14) Timoshenko, S. and Woinowsky-Krieger, S., 1989, *Theory of Plates and Shells*, McGraw-Hill Book Company, New York.

(15) Park, S. G. and Lee, S. B., 2016, Beam Vibration Suppression with Translational and Rotational Damped Dynamic Vibration Absorbers, *Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 26, No. 6, pp. 721~728.

(16) Frahm, H., 1911, Device for damping vibrations of bodies, US Patent No. 989,958.



Sung Gyu Park received his M.S. in the school of mechanical engineering in 2017 from Pusan National University. He has been working as a researcher in Korea Marine Equipment Research Institute.



Shi Bok Lee received Ph.D. degree in mechanical engineering from KAIST in 1992. He has been working as a professor in school of mechanical engineering at Pusan National University.



Joo Hyoung Choi received Ph.D. degree in mechanical engineering from Pusan National University in 2007. He has been working as a head researcher in Korea Marine Equipment Research Institute.

Vibration Analysis for an Ultrasonic Transducer Coupled with Interior and Exterior Piezoelectric Discs

내부 및 외부 압전 원판이 결합된 초음파 트랜스듀서의 진동 해석

Chunguang Piao* and Jin Oh Kim†

박 춘 광* · 김 진 오†

(Received August 21, 2018 ; Revised October 23, 2018 ; Accepted October 23, 2018)

Key Words : Vibration(진동), Ultrasound(초음파), Piezoelectricity(압전), Transducer(트랜스듀서), Disc(원판), Resonance(공진)

ABSTRACT

This research deals with an ultrasonic transducer coupled with piezoelectric discs of two types, solid and hollow. The interior solid disc is an exciter and the exterior hollow disc is an ultrasound sensor. The characteristics of the radial and axial vibrations in the axisymmetric motions were investigated theoretically, and verified experimentally. The piezoelectric governing equations were derived theoretically by virtue of mechanical displacements and electric potential, and their solutions produced characteristic equations yielding natural frequencies. The theoretical analysis was enhanced by three-dimensional mode shapes obtained using finite element analysis. The experimental results verified the theoretical analysis. Another experiment showed that the transducer excites ultrasound at the interior disc, and senses it at the exterior disc. The study showed that an ultrasonic transducer coupled with piezoelectric solid and hollow discs could be designed by determining a suitable diameter for each disc.

요 약

이 논문은 압전 원판과 환판이 결합된 초음파 트랜스듀서를 다룬다. 내부 원판은 초음파 가진기이고 외부 환판은 감지기이다. 축대칭 운동에서 반경방향과 축방향 진동 특성을 이론적으로 파악하고 실험으로 검증하였다. 이론적으로, 역학적 변위 및 전기적 포텐셜로써 압전 지배방정식을 유도하고 특성방정식을 구하여 고유진동수를 산출하였다. 유한요소해석으로 3차원 모드 형상을 구하여 이론적 해석을 보강하였다. 이론적 결과를 실험 결과와 비교하여 이론적 해석을 검증하였다. 추가적인 실험으로, 트랜스듀서가 내부 원판에서 초음파를 방출하고 외부 환판에서 감지하는 것을 확인하였다. 압전 원판과 환판이 결합된 트랜스듀서가 적절한 지름 치수로 설계될 수 있게 되었다.

Nomenclature

C	: Speed of wave propagation	J, K	: Bessel functions of the first kind
		V_0	: Applied voltage
		a, b	: Inner and outer radii of the discs

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

* Member, Soongsil University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

c^E	: Elastic stiffness
e	: Piezoelectric stress constant
f	: Natural frequency
k	: Wave number
l	: Thickness of the transducer
u	: Radial displacement
ϕ	: Electric potential
ρ	: Mass density
σ	: Normal stress
ω	: Angular velocity

1. Introduction

Piezoelectric discs are used in many ultrasonic sensors⁽¹⁾. In many cases of distance measurement, such as liquid-level measurement⁽²⁾ and vehicle obstacle detection^(3,4), a piezoelectric transducer simultaneously plays the role of an ultrasound transmitter and receiver. Some transducers consist of a single piezoelectric disc that alternately generates and receives ultrasound^(2,3). They have to use special signal forms to prevent overlapping transmission and reception signals. Others consist of a couple piezoelectric discs located nearby each other, where one generates and another receives ultrasound⁽⁴⁾. They have slightly different transmitter and receiver center locations. This work aims to design a disc-shape transducer consisting of separate transmitter and receiver which have same operating frequency and same center location.

Kim et al.⁽⁵⁾ studied the radial-mode in-plane vibration characteristics of piezoelectric disc transducers. They reported theoretical and experimental results for the natural frequencies and mode shapes. Piao et al.⁽⁶⁾ presented the radial vibration characteristics for ring-shaped piezoelectric transducers. Li et al.⁽⁷⁾ considered concentric electrode patterns on ring-shaped piezoelectric transducers and reported vibration characteristics obtained using finite element analysis. These literatures considered either a disc or a ring made of piezoelectric material. Theoretical approaches concerning piezoelectric disc vi-

bration characteristics appear in much of the literatures. Meitzler et al.⁽⁸⁾ explained the coupling factor of radial modes in piezoelectric discs. Kunkel et al.⁽⁹⁾ showed the dependence of the vibrational mode on the disk diameter-to-thickness ratio calculated by the finite element method. Lee et al.⁽¹⁰⁾ reported vibration characteristics depending on the thickness-graded material properties. Ho⁽¹¹⁾ presented a generalized form of Hamilton's principle for a coupled electro-mechanical system. He compared theoretically and experimentally obtained impedance curves. Lin and Ma⁽¹²⁾ compared experimental results obtained using several techniques with numerical ones. They displayed mode shapes qualitatively to show vibration distribution. Piezoelectric rings, which mean hollow-disks, were also considered theoretically in much of literature^(7,13,14). The previous works⁽⁵⁻¹³⁾ considered only a single disc or ring.

Based on the analysis for a single piezoelectric disc, Piao and Kim studied the vibration characteristics of a piezoelectric disc covered with an elastic disc⁽¹⁵⁾ and a stack transducer made of two piezoelectric discs and coupled axially⁽¹⁶⁾. Guo et al.⁽¹⁷⁾ used finite element and modal analysis to predict the piezoelectric disc vibration characteristics. In that study they identified five types of modes, including radial mode, according to the mode shape characteristics. Heyliger and Ramirez⁽¹⁸⁾ introduced a numerical model to compute natural frequencies of free vibration of laminated circular piezoelectric discs. They combined one dimensional finite elements in the thickness direction for approximation and analytic functions in the plane. Wang et al.⁽¹⁹⁾ investigated resonance frequencies of piezoelectric hollow-disc stack. Laoratanakul and Uchino⁽²⁰⁾ fabricated the laminated piezoelectric devices and designed a high power transformer. These stacked transducers includes the piezoelectric discs or plates with the same sizes in thickness and planar dimensions.

The transducer suggested in this paper is composed of radially coupled interior and exterior piezoelectric discs. The interior disc is solid and transmits

ultrasound. The exterior disc is hollow and receives the returning ultrasound. The hollow disc is also called ring shaped. This research investigates the vibration characteristics of the transducer theoretically, numerically and experimentally.

2. Theoretical Analysis

As schematically shown in Fig. 1, an ultrasonic transducer consists of piezoelectric interior and exterior discs; a and b are the inner and outer radii, and l is the thickness. The adhesive thickness between the discs is about $10\ \mu\text{m}$, and it is negligible compared to the PZT disc diameter, which is larger than $15\ \text{mm}$. The transducer is coated with electrodes uniformly on each surface at $z=0$ and l . The piezoelectric differential equations are derived in terms of radial and axial displacements of motion and electric potential. The equations satisfying boundary conditions are solved to obtain characteristic equations. Radial modes of in-plane vibration are considered in the analysis, and the result predicts vibration characteristics depending on the geometric parameters.

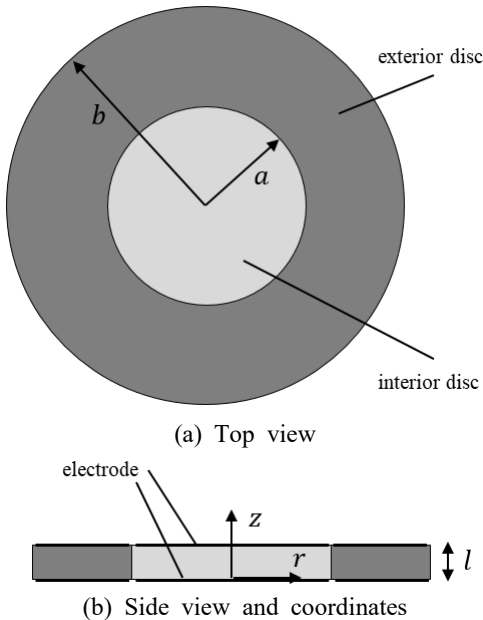


Fig. 1 Schematic diagram of the ultrasonic transducer of interior and exterior piezoelectric discs.

The constitutive equations for piezoelectric discs are summarized in the Appendix. The equation of motion is derived from force equilibrium in the radial direction as follows⁽²¹⁾:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \tag{1}$$

where ρ is the mass density. Eqs. (A8a) and (A8b) are inserted in Eq. (1) and yield the following governing equation for the interior disc ($i=1$) and exterior disc ($i=2$):

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_i}{\partial r} - \frac{u_i}{r^2} = \frac{1}{C_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \quad (i=1,2) \tag{2}$$

where $C_i = [(e_{11}^p/\rho_i)]^{1/2}$, which is the speed of wave propagating in the radial direction.

The radial displacement at the center is zero and circumferential outer face is free of traction. Boundary conditions are therefore

$$u_1(0, z, t) = 0 \quad \text{at } r = 0 \tag{3a}$$

$$\sigma_{r,2}(b, z, t) = 0 \quad \text{at } r = b \tag{3b}$$

At the interface of the two discs, the radial displacement and normal stress are continuous; therefore,

$$\begin{aligned} u_1(a, z, t) &= u_2(a, z, t) \\ \text{and } \sigma_{r1}(a, z, t) &= \sigma_{r2}(a, z, t) \\ \text{at } r &= a \end{aligned} \tag{3c,d}$$

When the electrodes are derived by the voltage of a harmonic function of time with frequency ω , the displacement u and electric potential ϕ are also regarded as harmonic functions with the same frequency. It was reported that the radial displacement does not depend on the axial coordinate z in a piezoelectric transducer excited by a uniform electric field in the thickness direction^(5,6). Therefore, via separation of variables $u(r, t)$ and $\sigma_r(r, t)$ can be expressed as follows:

$$u_i(r, z, t) = U_i(r) e^{j\omega t} \quad (i=1,2) \tag{4a}$$

$$\sigma_{ri}(r, z, t) = \bar{\sigma}_{ri}(r) e^{j\omega t} \quad (i=1,2) \tag{4b}$$

The electric field is regarded to vary linearly in the thickness direction, and it is expressed as

$$\phi(z,t) = \frac{V_0}{l} z e^{j\omega t} \tag{5}$$

Eq. (4a) is inserted in Eq. (2) and yields the following Bessel equation:

$$r^2 U_i'' + r U_i' + (k_i^2 r^2 - 1) U_i = 0 \quad (i = 1, 2) \tag{6}$$

where $k_i (= \omega / C_i)$ is the wavenumber. This equation describes the radial mode of the transducer related to the radial boundary conditions. Eqs. (3a) ~ (3d) reduce to

$$U_1(0) = 0 \quad \text{at } r = 0 \tag{7a}$$

$$U_1(a) = U_2(a) \quad \text{and} \quad \bar{\sigma}_{r1}(a) = \bar{\sigma}_{r2}(a) \tag{7b,c}$$

at $r = a$

$$\bar{\sigma}_{r2}(b) = 0 \quad \text{at } r = b \tag{7d}$$

For the interior disc, the solution of Eq. (6) with the boundary condition (7a) has the following form of radial motion⁽⁵⁾:

$$U_1(r) = A_1 J_1(k_1 r) \tag{8}$$

where J_1 is the Bessel function of the first kind of order 1. For the exterior disc, the solution of Eq. (6) has the following form of radial motion⁽⁶⁾:

$$U_2(r) = A_2 J_1(k_2 r) + B_2 Y_1(k_2 r) \tag{9}$$

Inserting Eqs. (8) and (9) into Eqs. (7b), (7c), (7d) yields the following equations:

$$A_1 J_1(k_1 a) - A_2 J_1(k_2 r) - B_2 Y_1(k_2 a) = 0 \tag{10a}$$

$$A_1 F_f(k_1 a) - A_2 F_f(k_2 a) - B_2 F_Y(k_2 a) = 0 \tag{10b}$$

$$A_2 F_f(k_2 b) + B_2 F_Y(k_2 b) = 0 \tag{10c}$$

where

$$F_f(k_i r) = \frac{1}{r} \left\{ \begin{aligned} & (c_{11}^p)_i [k_i r J_0(k_i r) - J_1(k_i r)] \\ & + (c_{12}^p)_i J_1(k_i r) \end{aligned} \right\} \tag{11a}$$

$$F_Y(k_i r) = \frac{1}{r} \left\{ \begin{aligned} & (c_{11}^p)_i [k_i r Y_0(k_i r) - Y_1(k_i r)] \\ & + (c_{12}^p)_i Y_1(k_i r) \end{aligned} \right\} \tag{11b}$$

The condition for Eqs. (10a), (10b), (10c) to have nontrivial solutions yields the following characteristic equation:

$$\Delta = J_1(k_1 a) \Delta_1 - F_f(k_1 a) \Delta_2 = 0 \tag{12a}$$

where

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= F_Y(k_2 a) F_f(k_2 b) - F_f(k_2 a) F_Y(k_2 b) \\ &= F_Y(s k_1 a) F_f(q s k_1 a) - F_f(s k_1 a) F_Y(q s k_1 a) \end{aligned} \tag{12b}$$

and

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= Y_1(k_2 a) F_f(k_2 b) - J_1(k_2 a) F_Y(k_2 b) \\ &= Y_1(s k_1 a) F_f(q s k_1 a) - J_1(s k_1 a) F_Y(q s k_1 a) \end{aligned} \tag{12c}$$

where radius ratio $q = b/a$ and property ratio $s = k_2/k_1$.

The expressions of A_2 and B_2 in terms of A_1 are inserted into Eq. (9), and then

$$U_2(r) = \frac{A_1}{\Delta_1} F_f(k_1 a) \left[\begin{aligned} & -F_Y(k_2 b) J_1(k_2 r) \\ & + F_f(k_2 b) Y_1(k_2 r) \end{aligned} \right] \tag{13a}$$

or

$$U_2(r) = \frac{A_2}{\Delta_2} J_1(k_1 a) \left[\begin{aligned} & -F_Y(k_2 b) J_1(k_2 r) \\ & + F_f(k_2 b) Y_1(k_2 r) \end{aligned} \right] \tag{13b}$$

The natural frequencies of the radial mode can be calculated from Eq. (12). Frequency f is related with wavenumber k_i and wave speed C_i as follows:

$$f = \frac{k_i C_i}{2\pi} \tag{14}$$

3. Numerical Calculations

The theoretical analysis described in Section 2 is the basis for numerically calculating the vibration characteristics of the transducer in this section. The theoretical results are enhanced by a finite element analysis as a complementary work.

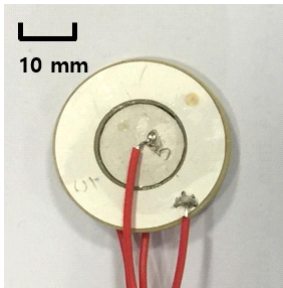
3.1 Theoretical Calculations

The diameter and thickness of the transducer specimens composed of the piezoelectric discs are listed

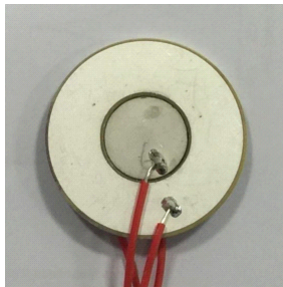
in Table 1. The outer diameter is 10 times larger than the thickness. Three specimens are shown in Fig. 2. The interior disc material is PZT-4. This material is a hard piezoelectric ceramic usually used in ultrasonic actuators. The exterior disc material is PZT-5A. This material is a soft piezoelectric ceramic usually

Table 1 Sizes and material of piezoelectric disc specimens

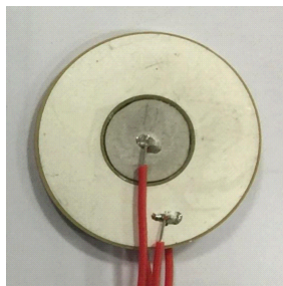
Specimen	Size (mm)		
	Outer diameter, $2b$	Inner diameter, $2a$	Thickness, l
A	30.0	15	2.0
B	35.3		
C	38.0		



(a) Specimen A



(b) Specimen B



(c) Specimen C

Fig. 2 Specimens of an ultrasonic transducer

used in ultrasonic sensors. Their properties are well known and listed in Table 2. The material properties in Table 2 were converted for insertion into the equations, and the resulting properties⁽²²⁾ are in Table 3.

Table 2 Material properties of PZT-4 and PZT-5A

Properties			Values	
			PZT-4	PZT-5A
Mechanical	Mass density ($\times 10^3 \text{ kg/m}^3$)	ρ	7.60	7.70
	Elastic compliance ($\times 10^{-12} \text{ m}^3/\text{N}$)	s_{11}^E	12.30	16.40
		s_{12}^E	-4.05	-5.74
		s_{13}^E	-5.31	-7.22
		s_{33}^E	15.50	18.80
		s_{44}^E	39.0	47.5
		s_{66}^E	32.9	44.3
Dielectric	Relative permittivity ($= \epsilon_{33}^S / \epsilon_0$)	k_{33}^E	635	830
Electro-mechanical	Piezoelectric strain constant ($\times 10^{-12} \text{ C/N}$)	d_{31}	-123.0	-171.0
		d_{33}	289	374
		d_{15}	496	584

Table 3 Material properties of PZT-4 and PZT-5A, converted from the properties in Table 2

Properties			Values	
			PZT-4	PZT-5A
Mechanical	Elastic stiffness ($\times 10^9 \text{ N/m}^2$)	c_{11}^E	139.0	120.4
		c_{12}^E	77.8	75.2
		c_{13}^E	74.3	75.1
		c_{33}^E	115.4	110.9
		c_{44}^E	25.6	21.1
		c_{66}^E	30.6	22.6
Dielectric	Permittivity ($\times 10^{-9} \text{ C}^2 / \text{N} \cdot \text{m}^2$)	ϵ_{33}^S	5.62	7.35
Electro-mechanical	Piezoelectric stress constant (C/m^2)	e_{31}	-5.20	-5.40
		e_{33}	15.10	15.80
		e_{15}	12.70	12.30

Table 4 The values of k_{1a} calculated from the characteristic equation

Radial mode number	k_{1a} values		
	$q = 2.0$	$q = 2.4$	$q = 2.5$
1	0.96	0.80	0.74
2	2.47	2.09	1.94
3	3.99	3.33	3.07

The unknown variable $k_1 a$ in the characteristic equation⁽¹²⁾ can be determined using a numerical tool. We used Mathematica⁽²³⁾ in this work. The calculated results are displayed in Table 4.

3.2 Finite-element Analysis

The theoretical analysis explained in Section 2 has the advantage that the expressions can be conveniently used to calculate the natural frequencies and mode shapes. However, the analysis has the disadvantage that the real physical phenomenon was simplified by some assumption. Therefore, the theoretical analysis was complemented using a finite element analysis. Then the analysis results were compared with the experimental ones.

We used a commercial software ANSYS to calculate natural frequencies and mode shapes. Modal analysis and harmonic analysis were carried out with suitable boundary conditions. Mechanically, all outer boundaries are traction free. Electrically, a uniform electric field is formed in the thickness direction by the electrodes on the top and bottom surfaces of the transducer. The analysis model of specimen A is shown in Fig. 3 for example. It consists of 10 668 nodes and 9504 SOLID185 elements.

The results of the harmonic analysis are displayed in Fig. 4 in the form of impedance curves for three specimen models. The curves of impedance magnitude indicate the resonances of the transducers at the minimum points.

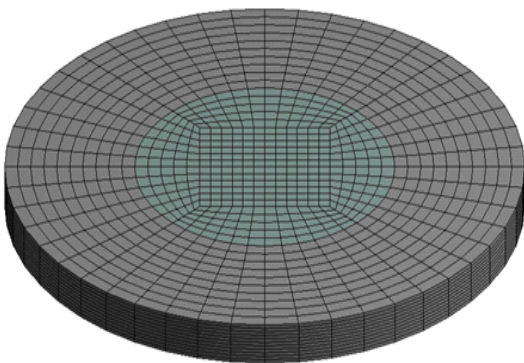


Fig. 3 A finite element model of specimen A

4. Experiments

This section experimentally determines the ultrasonic transducer vibration characteristics using two methods. The specimens used in the experiments were listed in Table 1 and shown in Fig. 2.

4.1 Impedance Analysis

We used an impedance analyzer (Agilent Technology 4192A) to measure natural frequencies. Measurements were carried out with three pieces of three kind specimens. The experimentally obtained impedance curves using one piece of three specimens are displayed in Fig. 5. The minimum points of the impedance magnitude curves indicate the resonances.

4.2 Laser In-plane Interferometry

The shape of the first radial mode was measured by laser interferometry. We used a laser in-plane vibrometer, which consists of Polytec LSV-065-306F optical sensor head and Polytec OFV-3320 controller. As described in Ref. [5], the apparatus measured the velocity of the moving plane normal to the central

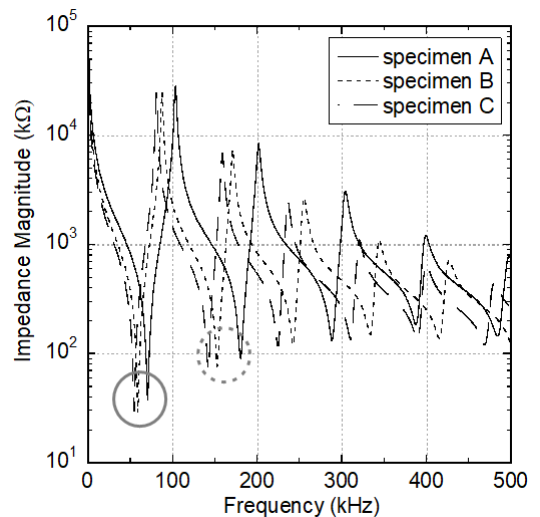


Fig. 4 Impedance curves obtained by finite-element analysis of ultrasonic transducer of two piezoelectric discs of various thicknesses

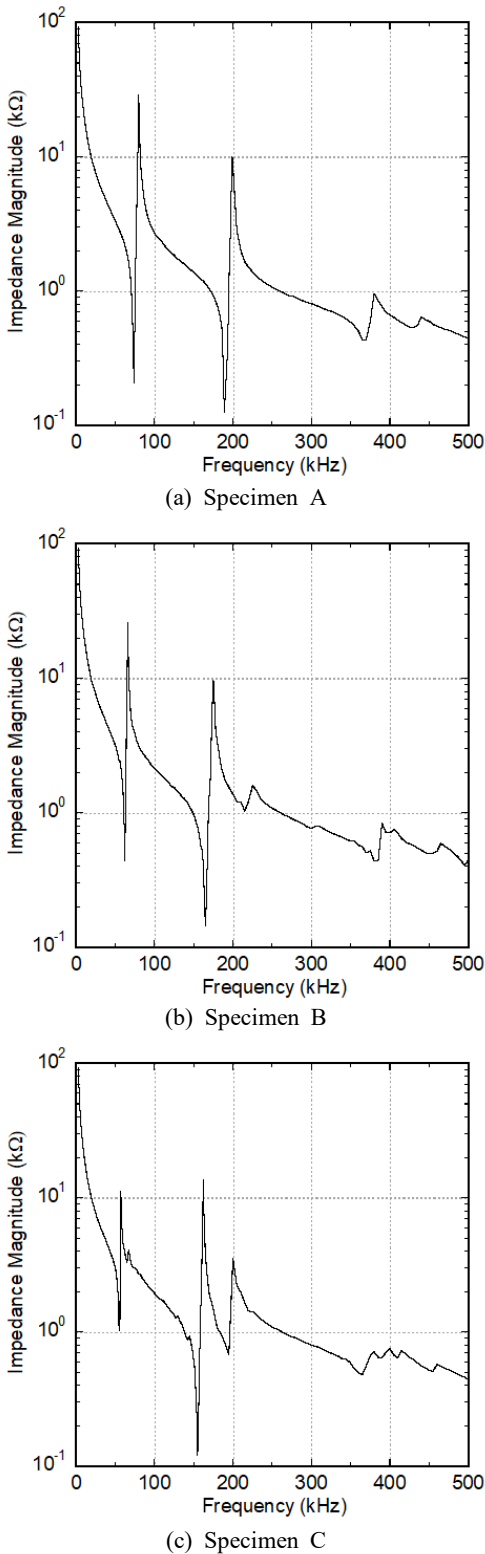


Fig. 5 Impedance curves obtained by experiment

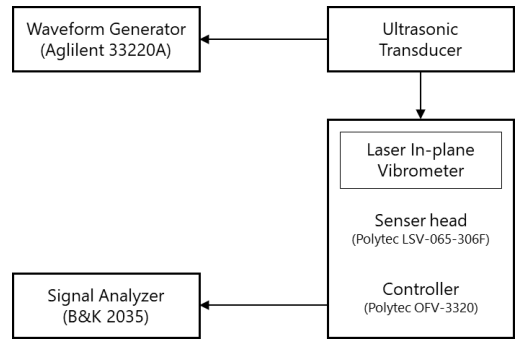


Fig. 6 Experimental equipment with a laser in-plane vibrometer

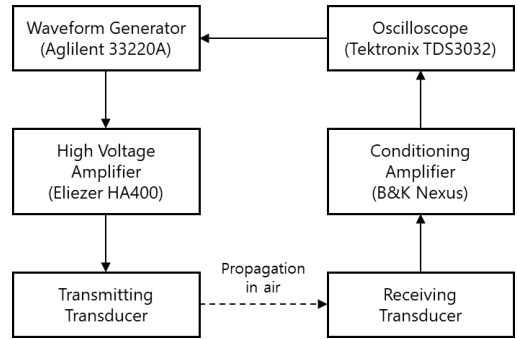


Fig. 7 Experimental equipment for wave transmission and reception

line of laser beams. The experimental equipment was connected as shown in Fig. 6.

A waveform generator (Agilent 33220A) generated electric signals with variable frequencies and a constant voltage onto a transducer. The controller output was monitored on B&K 2035 signal analyzer. The measured amplitude was proportional to the vibration velocity, and it was converted to the vibration displacement. The measurement was performed along a radial line from the center to the outside at every 1 mm. The vibration amplitude was measured and normalized to the maximum amplitude.

4.3 Transmission and Reception of Ultrasound

Other experiment was performed to demonstrate the separate transmission and reception of ultrasound in a transducer. The experimental equipment was composed of the devices as shown in Fig. 7. The trans-

ducer specimen chosen for the experiment is type C in Table 1. The interior solid disc of the transducer is a transmitter, and it is excited by the high frequency signal generated and amplified by a waveform generator and high voltage amplified, respectively. The signal is one-period harmonic wave of 55 kHz, which corresponds to the fundamental frequency of the transducer. Fig. 8(a) shows the signal exciting the interior solid disc of the transducer.

Second transducer of same type was located at a specific distance from the first transducer. The exterior hollow disc detects the ultrasound and converts it to the electric signal. Fig. 8(b) shows an example of the received signal monitored at the oscilloscope. The time 383 μ s corresponds to the flight time of the wave to 130 mm at the speed 340 m/s with the error less than 1 %.

5. Results

Natural frequencies calculated from Eq. (14) are listed in Tables 5, 6 and 7 for various values of the

Table 5 Comparison of radial mode natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and measurement for specimen A($q = 2.0$)

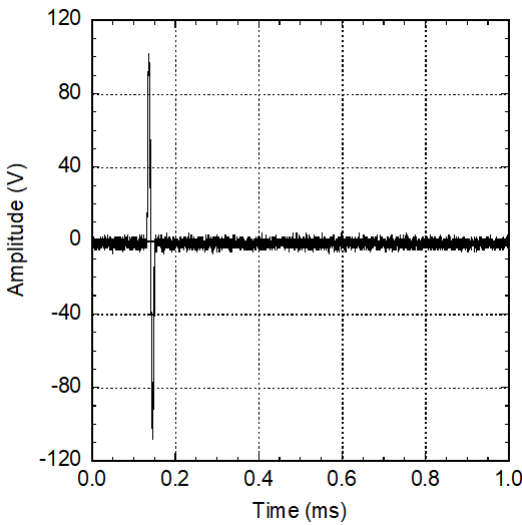
Radial mode number	Fundamental frequency (kHz)		
	Calculation	FEA	Measurement
1	70.6	70.6	70.3 \pm 1.2
2	181.8	180.6	184.7 \pm 1.2
3	293.2	288.7	-

Table 6 Comparison of radial mode natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and measurement for specimen B($q = 2.4$)

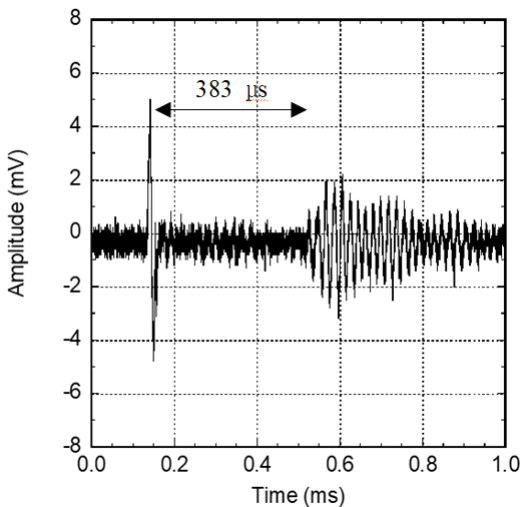
Radial mode number	Fundamental frequency (kHz)		
	Calculation	FEA	Measurement
1	59.1	59.2	60.1 \pm 1.4
2	153.6	153.1	164.2 \pm 0.3
3	244.5	241.8	-

Table 7 Comparison of radial mode natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and measurement for specimen C($q = 2.5$)

Radial mode number	Fundamental frequency (kHz)		
	Calculation	FEA	Measurement
1	54.6	54.7	55.2 \pm 0.8
2	142.4	142.1	153.3 \pm 0.9
3	225.7	224.6	-

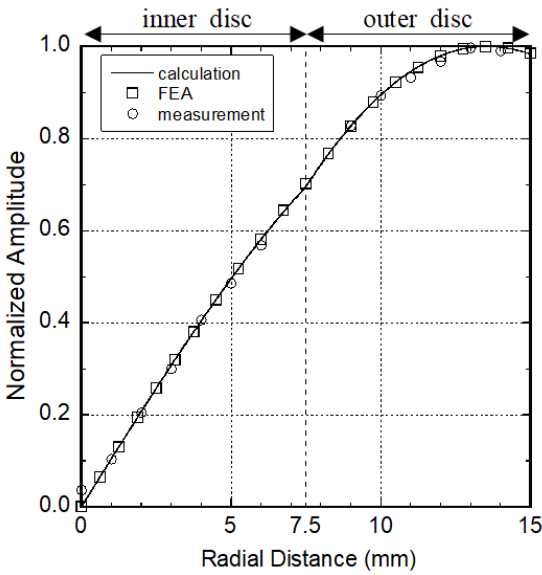


(a) Signal transmitted at the inner disc

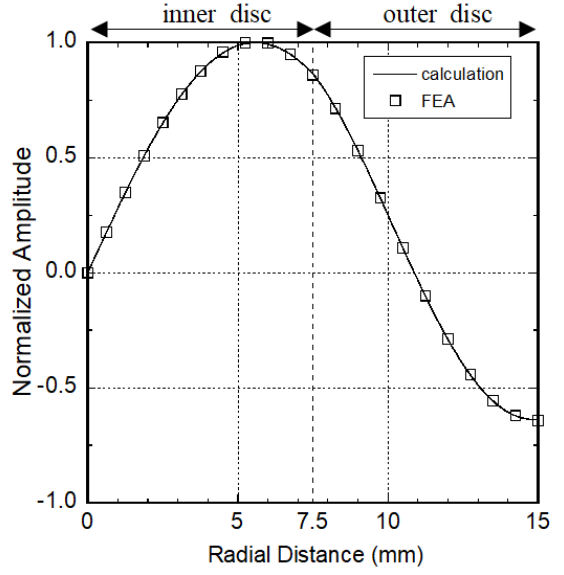


(b) Signal received at the outer disc of the transducer apart 130 mm from the first one

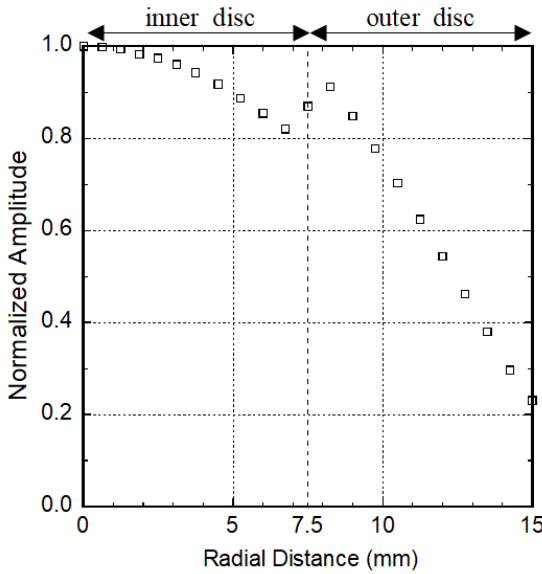
Fig. 8 Ultrasound signals transmitted and received at the transducer (type C in Table 1)



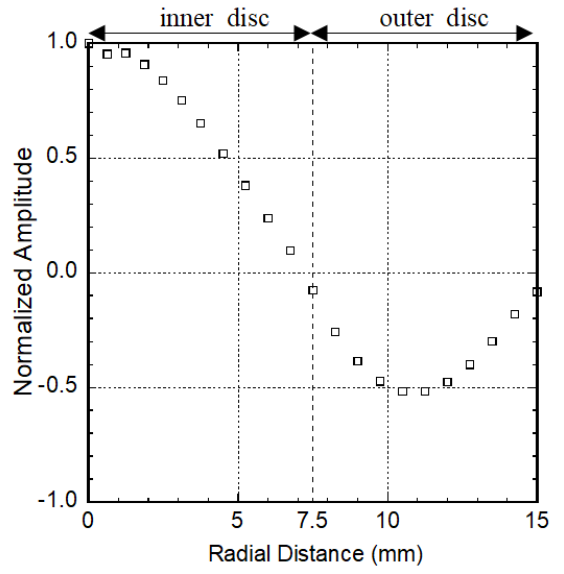
(a) Radial motion



(a) Radial motion



(b) Axial motion



(b) Axial motion

Fig. 9 Mode shapes of the radial first mode in specimen A

Fig. 10 Mode shapes of the radial second mode in specimen A

radius ratio q . They are compared with the finite element analysis and experimental results in the tables and discussed in Section 6. Mode shapes are calculated from Eqs. (8) and (13), and the results are displayed in Figs. 9(a) and 10(a).

The first mode shape is compared with the finite element analysis and experimental results in Fig. 9(a)

and discussed in Section 6.

Figs. 9 and 10 display the mode shapes of the radial and axial vibrations in the radial first and second modes. The axial vibration in the interior disc would be used to radiate ultrasound into the air. The axial vibration in the exterior disc would be used to detect ultrasound from the air.

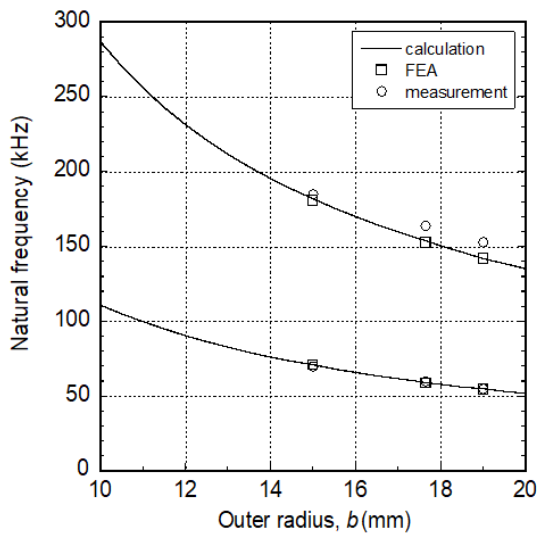


Fig. 11 Comparison of natural frequencies obtained by calculations, finite element analysis, and measurements for the radial first and second modes of three specimens

6. Discussions

The natural frequencies and mode shapes obtained theoretically in Section 3 and experimentally in Sections 4 are compared with each other in this section.

The natural frequencies of the in-plane radial modes obtained by calculations, finite element analysis, and measurements are listed in Tables 5, 6 and 7 for three specimens. The theoretical and experimental results agree well within a 3.2 % discrepancy of each other. The natural frequencies listed in Tables 5, 6 and 7 are displayed in Fig. 11. It is clearly shown that the natural frequencies are smaller when the outer radius of the piezoelectric disc is larger. This trend is same as that observed for a single piezoelectric disc⁽⁵⁾.

The radial in-plane motion of the first radial mode obtained using the laser vibrometer was compared with the calculated results in Fig. 9(a). It is observed that the results agree well within 1.0 % with each other. In addition, the displacement distribution was not monotonic from the center to the outer surface. The location of the maximum ampli-

Table 8 Comparison of radial mode natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and measurement for specimen A made of PZT-4

Radial mode number	Fundamental frequency (kHz)			
	Calculation	FEA	Measurement	Single disc (calculation)
1	75.9	74.7	67.7±1.2	76.1
2	198.2	184.9	177.3±2.1	198.4
3	315.1	268.8	-	315.3

Table 9 Comparison of radial mode natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and measurement for specimen B made of PZT-4

Radial mode number	Fundamental frequency (kHz)			
	Calculation	FEA	Measurement	Single disc (calculation)
1	64.5	64.7	57.7±2.5	64.7
2	168.5	162.6	160.1±6.1	168.6
3	267.8	245.5	-	268.0

Table 10 Comparison of radial mode natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and measurement for specimen C made of PZT-4

Radial mode number	Fundamental frequency (kHz)			
	Calculation	FEA	Measurement	Single disc (calculation)
1	60.0	59.6	54.7±0.6	60.1
2	156.5	149.4	146.3±1.0	156.7
3	248.8	225.6	-	248.9

tude is 0.7 % away from the perimeter, as observed in a single disc⁽⁵⁾.

If the material of the exterior disc is same as that of the interior disc, the characteristics of the transducer are the same as those of a single piezoelectric disc. This statement was confirmed by repeating the calculations and measurements of natural frequencies with the specimens of interior and exterior discs made of PZT-4 only. The results, listed in Tables 8, 9 and 10, were compared with the natural frequencies of a single piezoelectric disc having the same radius as the outer radius of the exterior hollow disc.

7. Conclusions

This research presented the vibration characteristics of an ultrasonic transducer composed of interior and exterior piezoelectric discs. In-plane radial vibration characteristics were investigated theoretically and experimentally, and natural frequencies and mode shapes were compared.

In the theoretical analysis, the equations of piezoelectric motions were derived by using radial displacements and electric potential. With boundary conditions the equations were solved and produced characteristic equations providing the natural frequencies and mode shapes. In the experiments, the natural frequencies were measured at an impedance analyzer and the first radial in-plane mode were measured using a laser in-plane vibrometer. The theoretical and experimental results agreed with each other within 1.0%. Experiments also confirmed that the transducer transmits ultrasound at the interior disc and receives it at the exterior disc.

Similarly as observed in a single piezoelectric disc, the radial vibration distribution of the first mode was not monotonic from the center to the outer surface, and the maximum amplitude appears 0.2% away from the outer surface. We found that the characteristics of the transducer is similar to those of a single piezoelectric disc.

The frequencies of the radial modes were shown as a function of outer radius of the disc. It is concluded that the vibration in the interior solid disc would radiate ultrasound into air and that in the exterior hollow disc would detect ultrasound from air.

References

- (1) Busch-Vishniac, I. J., 1999, *Electromechanical Sensors and Actuators*, Springer, New York, pp. 140~154.
- (2) Lynnworth, L. C., 1989, *Ultrasonic Measurements for Process Control*, Academic Press, Boston, pp. 487~507.
- (3) Alonso, L., Milantes, V., Torre-Ferrero, C., Godoy, J., Oria, J. P. and Pedro, T., 2011, *Ultrasonic Sensors*

in *Urban Traffic Driving-aid Systems, Sensors*, Vol. 11, No. 1, pp. 661~673.

- (4) Shrivastava, A. K., Verma, A. and Singh, S. P., 2010, Distance Measurement of an Object or Obstacle by Ultrasound Sensors Using P89C51RD2, *International Journal of Computer Theory and Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 64~68.

- (5) Kim, D. J., Oh, S. H. and Kim, J. O., 2015, Measurements of Radial In-plane Vibration Characteristics of Piezoelectric Disc Transducers, *Transactions of the Korean Soc. for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 25, No. 1, pp. 13~23.

- (6) Piao, C. and Kim, J. O., 2014, In-plane Vibration Characteristics of Piezoelectric Ring Transducers, *Transactions of the Korean Soc. for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 24, No. 10, pp. 780~787.

- (7) Li, H. H., Hu, J. H. and Chan, H. L. W., 2004, Finite Element Analysis on Piezoelectric Ring Transformer, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, Vol. 51, No. 4, pp. 1247~1254.

- (8) Meitzler, A. H., O'Bryan, Jr., H. M. and Tiersten, H. F., 1973, Definition and Measurement of Radial Mode Coupling Factors in Piezoelectric Ceramic Materials with Large Variations in Poisson's Ratio, *IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics SU-20*, Vol. 12, No. 1, pp. 233~239.

- (9) Kunkel, H. A., Locke, S. and Pikeroen, B., 1990, Finite-element Analysis of Vibrational Modes in Piezoelectric Ceramic Disks, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, Vol. 37, No. 4, pp. 316~328.

- (10) Lee, P. C. Y., Yu, J.-D., Li, X. and Shih, W.-H., 1999, Piezoelectric Ceramic Disks with Thickness-graded Material Properties, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, Vol. 46, No. 1, pp. 205~215.

- (11) Ho, S.-T., 2007, Modeling of a Disk-type Piezoelectric Transformer, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, Vol. 54, No. 10, pp. 2110~2119.

- (12) Lin, Y.-C. and Ma, C.-C., 2004, Experimental Measurement and Numerical Analysis on Resonant Characteristics of Piezoelectric Disks with Partial Electrode Designs, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, Vol. 51, No. 8, pp. 937~947.

(13) Iula, A., Lamberti, N. and Pappalardo, M., 1996, A Model for the Theoretical Characterization of Thin Piezoceramic Rings, IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, Vol. 43, No. 3, pp. 370~375.

(14) Ho, S.-T., 2007, Modeling and Analysis on Ring-type Piezoelectric Transformers, IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, Vol. 54, No. 11, pp. 2376~2384.

(15) Piao, C. and Kim, J. O., 2016, Vibration Characteristics of a Piezoelectric Disk Laminated with an Elastic Disk, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30, No. 12, pp. 5351~5362.

(16) Piao, C. and Kim, J. O., 2017, Vibration Characteristics of an Ultrasonic Transducer of Two Piezoelectric Discs, Ultrasonics, Vol. 74, pp. 72~80.

(17) Guo, N., Cawley, P. and Hitchings, D., 1992, The Finite Element Analysis of the Vibration Characteristics of Piezoelectric Discs, Journal of Sound and Vibration, Vol. 159, No. 1, pp. 115~138.

(18) Heyliger, P. R. and Ramirez, G., 2000, Free Vibration of Laminated Circular Piezoelectric Plates and Discs, Journal of Sound and Vibration, Vol. 229, No. 4, pp. 935~956.

(19) Wang, L. K., Wang, G. and Dong, T. X., 2011, Analyses for Radial Vibration of Piezoceramic Disc Stack, Ferroelectrics, Vol. 413, No. 1, pp. 443~451.

(20) Laoratanakul, P. and Uchino, K., 2004, Designing a Radial Mode Laminated Piezoelectric Transformer for High Power Application, IEEE International Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control Joint 50th Anniversary Conference, pp. 229~232.

(21) Achenbach, J. D., 1975, Wave Propagation in Elastic Solids, North Holland, Amsterdam, pp. 73~75.

(22) Hussein, M. and Heyliger, P. R., 1996, Discrete Layer Analysis of Axisymmetric Vibrations of Laminated Piezoelectric Cylinders, Journal of Sound and Vibration, Vol. 192, No. 5, pp. 995~1013.

(23) Wolfram, S., 1999, The Mathematica Book, 4th ed., Wolfram Media Inc., Champaign, pp. 100~107.

the general electromechanical relation⁽¹⁾. The piezoelectric constitutive equations are expressed as follows:

$$\mathbf{T} = \mathbf{c}^E \mathbf{S} - \mathbf{e}^T \mathbf{E} \tag{A1}$$

$$\mathbf{D} = \mathbf{e} \mathbf{S} + \boldsymbol{\epsilon}^S \mathbf{E} \tag{A2}$$

where \mathbf{T} , \mathbf{S} , \mathbf{D} , and \mathbf{E} are the matrix forms of stresses, strains, electric displacements, and electric fields, respectively. In addition, \mathbf{e} is the matrix form of piezoelectric stress constants, \mathbf{c}^E is the coefficient matrix of stiffness with a constant electric field, and $\boldsymbol{\epsilon}^S$ is the matrix of permittivity with constant strain.

Vibrations with axisymmetry can be formulated with cylindrical coordinates r, θ, z , and time t in terms of radial displacement $u(r, z, t)$ and axial displacement $w(r, z, t)$. Normal strains $\epsilon_r, \epsilon_\theta, \epsilon_z$ and shear strains $\gamma_{\theta z}, \gamma_{zr}, \gamma_{r\theta}$ are related as follows:

$$\epsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \quad \epsilon_\theta = \frac{u}{r}, \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \tag{A3a,b,c}$$

$$\gamma_{\theta z} = 0, \quad \gamma_{zr} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r}, \quad \gamma_{r\theta} = 0 \tag{A4a,b,c}$$

Electric field E_z is related with electric potential $\phi(z, t)$ in the piezoelectric transducer as follows:

$$E_z = -\frac{\partial \phi}{\partial z} \tag{A5}$$

Eqs. (A3) ~ (A5) are inserted in Eqs. (A1) and (A2) and they yield normal stresses $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$, and electric displacement D_z as follows⁽⁸⁾:

$$\sigma_r = c_{11}^E \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) + c_{12}^E \left(\frac{u}{r} \right) + c_{13}^E \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) + e_{31} \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A6a}$$

$$\sigma_\theta = c_{12}^E \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) + c_{11}^E \left(\frac{u}{r} \right) + c_{13}^E \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) + e_{31} \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A6b}$$

$$\sigma_z = c_{13}^E \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) + c_{13}^E \left(\frac{u}{r} \right) + c_{33}^E \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) + e_{33} \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A6c}$$

Appendix

A.1 Piezoelectric Constitutive Equations

Piezoelectric relations were well formulated from

$$D_r = e_{15} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right) - \varepsilon_{13}^S \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A6d}$$

$$D_z = e_{31} \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) + e_{31} \left(\frac{u}{r} \right) + e_{33} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) - \varepsilon_{33}^S \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A6e}$$

$$c_{12}^p = c_{12}^E - \frac{(c_{13}^E)^2}{c_{33}^E} \tag{A9b}$$

$$e_{31}^p = e_{31} - \frac{c_{13}^E e_{33}}{c_{33}^E} \tag{A9c}$$

$$\varepsilon_{33}^p = \varepsilon_{33}^S + \frac{e_{33}^2}{c_{33}^E} \tag{A9d}$$

A.2 Constitutive Equations under Plane Stress Condition

When the thickness of a disc is much larger than its diameter, i.e. the diameter-to-thickness ratio is bigger than 10, the disc is assumed to satisfy plane stress conditions in the thickness direction, and thus, $\sigma_z = 0$. Eq. (A6c) is rewritten to present the normal strain ε_s as⁽⁸⁾:

$$\frac{\partial w}{\partial z} = - \frac{c_{13}^E}{c_{33}^E} \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{c_{13}^E}{c_{33}^E} \left(\frac{u}{r} \right) - \frac{e_{33}}{c_{33}^E} \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A7}$$

Eq. (A7) is inserted in Eqs. (A6a), (A6b) and (A6e) and they are rewritten as follows:

$$\sigma_r = c_{11}^p \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) + c_{12}^p \left(\frac{u}{r} \right) + e_{31}^p \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A8a}$$

$$\sigma_\theta = c_{12}^p \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) + c_{11}^p \left(\frac{u}{r} \right) + e_{31}^p \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A8b}$$

$$D_r = e_{31}^p \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right) + e_{31}^p \left(\frac{u}{r} \right) - \varepsilon_{33}^p \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \tag{A8c}$$

In Eq. (A8) superscript p is used to define the constants as follows:

$$c_{11}^p = c_{11}^E - \frac{(c_{13}^E)^2}{c_{33}^E} \tag{A9a}$$



Chunguang Piao received the M.S. and Ph.D. degrees in mechanical engineering from Soongsil University in 2013 and 2017, respectively. During his stay at Soongsil as a graduate student, he worked on ultrasonic wave propagation and vibration characteristics of piezoelectric transducers. He is now working as a post-doctoral researcher at Seoul National University,



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 areas of ultrasonic sensors and actuators using mechanical vibrations and waves.

진동대 시험을 이용한 전기캐비닛 앵커의 거동특성 분석

Analysis of Anchorage Behavior Characteristics of the Electrical Cabinet Using Shaking Table Tests

윤 다 운* · 전 범 규* · 정 우 영** · 장 성 진† · 신 용 재*
Da-Woon Yun*, Bub-Gyu Jeon*, Woo-Young Jung**, Sung-Jin Chang†
and Yong-Jae Shin*

(Received September 14, 2018 ; Revised November 26, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

Key Words : Electric Cabinet(전기캐비닛), Shaking Table Test(진동대 시험), Rocking Mode(로킹 모드), Anchorage Load(앵커하중)

ABSTRACT

In this study, a shaking table test was performed to analyze the anchor behavior with or without rocking in the base plate of an electric cabinet. Two cabinets, differentiated by whether their base plates were anchored or fixed, were mounted simultaneously on a shaking table to enable a comparison of their behavior when subjected to seismic motion. Three seismic waves were used in this experiment to facilitate temporal history and resonance search. Results indicated that the impact load occurred due to mutual collision with the local mode of the cabinets' internal components. Moreover, in the case of a single-door cabinet with a bolt fastening, it was observed that rocking mode occurred due to upliftment of the base plate. To address this problem the cabinet was tested again after being reinforced and the results achieved before and after the reinforcement procedure were discussed.

1. 서 론

최근 국내외 큰 규모의 지진발생 빈도와 지진피해가 증가함에 따라 각종 시설물들의 내진설계에 대한 관심 또한 증대되고 있다. 특히 2016년 규모 5.8의 경주지진과 2017년 규모 5.4의 포항지진이 발생하면서 국내 시설물들의 지진피해사례가 상당수 보고되었다. 최근 국내외 지진피해사례를 살펴보면 구조요소보다 비구조요소의 손상 및 파괴에 의한 피해가 많이 발생하고 있으며 이러한 비구조요소의 피해복구비용은 전

체 피해복구비용 중 상당한 비중을 차지하고 있는 것으로 보고된 바 있다⁽¹⁾.

비구조요소는 건축구조기준(KBC)에서 건축비구조요소와 기계·전기 비구조요소로 구분되었으며, 비구조요소 중 기계·전기 비구조요소는 건축물에 설치하는 기계 및 전기 시스템과 이를 지지하는 부착물 및 장비⁽²⁾로서 전기회로의 유지 및 중앙제어, 통신 등과 같이 시설의 고유기능을 유지하기 위해 쓰이는 중요한 설비이다. 특히 발전소, 병원, 소방서 등과 같이 특수한 목적을 가진 중요 사회기반시설에 설치되는 전기캐비닛의 경우, 지진 등으로 인하여 고유기능에 장애가 발생하면

† Corresponding Author ; Member, Seismic Research and Test Center, Pusan National University.
E-mail : jjinimax@naver.com

* Seismic Research and Test Center, Pusan National University.

** Gangneung-Wonju National University

A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

인명피해와 막대한 경제적 손실 등을 야기할 수 있다⁽³⁾. 따라서 캐비닛의 지진거동을 분석하여 내진성능을 확보하기 위한 노력이 필요하다. 유한요소해석 및 진동대 시험으로 지진하중에 의한 전기캐비닛의 거동특성을 분석하고 내진성능을 평가하기 위한 연구는 전기, 원자력 등의 분야에서 꾸준히 수행되어져 오고 있다. 조성국 등에 의하여 지진에 의한 캐비닛내부응답을 작성하기 위한 연구가 국내에서 진행된 바 있으며⁽⁴⁾ 정확한 캐비닛내부응답스펙트럼을 평가하기 위해 캐비닛 하부의 로킹 강성을 수치적으로 계산하기 위한 연구 또한 진행되고 있다^(5,6).

캐비닛의 유한요소해석은 일반적으로 캐비닛이 바닥에 단단히 고정되어 있다고 가정하여 수행된다. 하지만 이 가정은 캐비닛이 고정되는 방법에 따라 유효하지 않을 수 있다. 특히 캐비닛이 앵커볼트로 정착된 경우 하부 판재의 국부 변형으로 로킹이 발생할 수 있다. 로킹은 캐비닛 하부와 구조물 바닥의 충돌로 인한 충격을 유발할 수 있으나 유한요소해석은 캐비닛과 바닥의 충돌을 묘사하는 것이 난해한 실정이다. 그러므로 실증시험을 통한 평가와 분석이 필요할 수 있다. 하지만 시험적인 접근으로 로킹에 의한 충돌영향을 분석한 사례는 많지 않다. 따라서 이 연구에서는 정착방식이 서로 다른 두 캐비닛을 진동대에 설치하고 지진모사시험을 수행하였으며, 캐비닛의 로킹에 의한 충격으로 판단되는 앵커하중을 계측하였다. 뿐만 아니라 로킹의 유무에 따른 캐비닛의 상부와 하부의 변위응답을 계측하고 비교하였다.

2. 캐비닛의 로킹

일반적으로 유한요소해석 시 캐비닛의 하부기초 경계조건은 대부분 바닥에 고정된 것으로 간주된다. 하지만 Fig. 1(a)와 같이 박판으로 구성된 캐비닛바닥판은 강한 지진동에 의해 앵커볼트 주변에서 국부변형(anchor localized deformation)이 발생할 가능성이 있으며, 따라서 Fig. 1(b)와 같이 앵커부를 제외한 바닥판은 들림(uplifting)현상이 발생할 수 있다.

그 결과 Fig. 1(c)와 같이 바닥 모서리에 강성회전 스프링(K_θ)으로 나타나는 강체회전인 로킹이 유발될 수 있으며 로킹으로 인해 캐비닛 하부와 바닥의 충돌로 앵커부에 충격이 가해질 수 있다. 뿐만 아니라 이러한 로킹 및 충격으로 인하여 캐비닛의 가속도 응답이 증폭될 수도 있다⁽⁷⁾. 따라서 로킹과 로킹으로 유발

되는 충격은 캐비닛의 지진거동 분석 시 필요에 따라 고려해야 할 것으로 판단된다.

3. 캐비닛의 진동대 시험

3.1 시험대상설비의 상세 및 고정

진동대 시험에 사용된 시험대상설비는 캐비닛만으로 구성된 단문형 캐비닛과 MCC(moter control center)와 계기용 변압변류기 등의 실제 장비가 포함된 양문형 캐비닛으로 두 캐비닛의 제원을 Table 1에 나타내었다. 캐비닛 바닥판의 앵커링에 따른 거동특성을 확인하기 위하여 Fig. 2와 같이 진동대에 두 캐비닛을 함께 설치하였다. IEEE Std. 693⁽⁸⁾을 참조하여 인발력 계측 시 진동대 시험방법에 따라 거동특성을 파악하기 위해 양문형 캐비닛은 바닥판과 강재 지그를 용접 연결하여 설치하였다. 단문형 캐비닛은 실제현장 상황에 적용되는 앵커설치 경계조건을 고려하여 바닥판과 지그 8개소에 볼트로 연결하여 설치하였다.

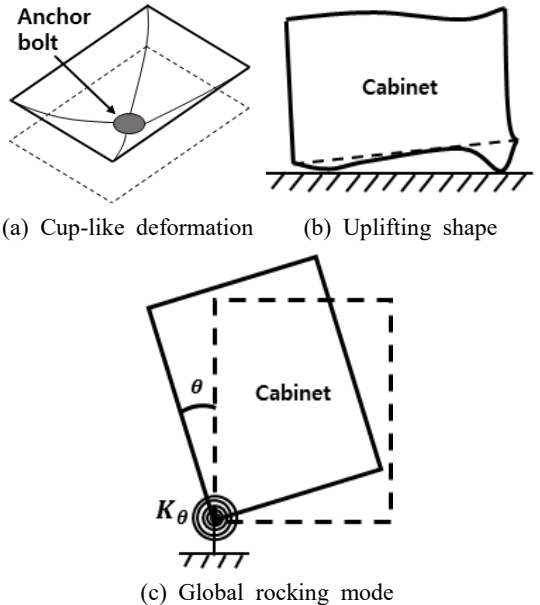


Fig. 1 Rocking mode description

Table 1 Specimens specifications

Specimen	Dimensions (mm)			Weight (kg)
	Length	Width	Height	
Single door cabinet	800	800	2350	480
Double door cabinet	1200	600	2350	549

3.2 입력지진

이 시험에서는 보다 다양한 특성의 지진파로 진동대 시험을 수행하기 위하여 입력지진파는 3개를 선정하였다. ICC-ES AC156⁽⁹⁾의 RRS(required response spectrum), 원자력발전소 내진설계 기준인 Reg. 1.60⁽¹⁰⁾, 울진지역의 등재해도 스펙트럼(uniform hazard spectrum, UHS)⁽¹¹⁾의 가속도 배율을 조정하여 시험을 수행하였다.

국외에서 주로 사용되는 비구조요소 진동대 시험 방법인 ICC-ES AC156은 ASCE 7과 IBC(international building code)를 바탕으로 하고 있으며 국내의 건축구조기준에도 적용이 가능하다⁽¹²⁾. 따라서 연약지반을 제외하고 건축구조기준에 의해 가장 큰 가속도 값을 가지도록 하였으며 단주기설계스펙트럼 가속도(S_{DS})의 계산을 위해 지진구역계수는 0.22 g, 단주기지반증폭계수(F_a)는 1.5를 적용하였다. 층 응답의 경우, ICC-ES AC156에 따라 건물 최고층에 시험대상설비가 설치되는 것을 고려하여 구조물과 시험대상설비 높이의 비(z/h)를 1로 가정하였다. 요구응답스펙트럼 작성을 위하여 수평·수직방향의 스펙트럼가속도 값은 식 (1)과 식 (2)를 이용하여 계산하였다. 규정에 따라 A_{FLEX-H} 의 최댓값은 $1.6 S_{DS}$ 를 초과할 수 없고 A_{FLEX-V} 와 A_{RIG-V} 는 각각 A_{FLEX-H} 의 0.67배, A_{RIG-H} 의 0.27배 이하가 되어야 한다. 여기서 A_{FLEX-H} 와 A_{FLEX-V} 는 유연한 요소(flexible component)의 수평·수직방향 스펙트럼 가속

도 값이며 A_{RIG-H} , A_{RIG-V} 는 튼튼한 요소(rigid component)의 수평·수직방향 스펙트럼 가속도 값이다.

$$A_{FLEX-H} = S_{DS} \left(1 + 2 \frac{z}{h} \right) \tag{1}$$

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

ICC-ES AC156의 RRS를 Fig. 3에 나타내었으며 건축구조기준을 바탕으로 ICC-ES AC156에 따라 계산된 요구응답스펙트럼의 주요계수 산정 결과를 Table 2에 나타내었다. ICC-ES AC156의 RRS와 동일하게 감쇠비는 5%로 Reg. 1.60과 UHS의 영주기가속도 값을 수평방향 0.67 g, 수직방향 0.14 g로 정규화하여 Fig. 4에 나타내었다. ASCE 4-98⁽¹³⁾과 IEEE Std. 344⁽¹⁴⁾를

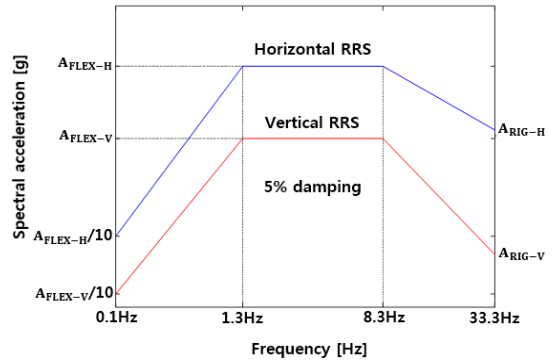


Fig. 3 Required response spectrum of AC156

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. 2 Specimens

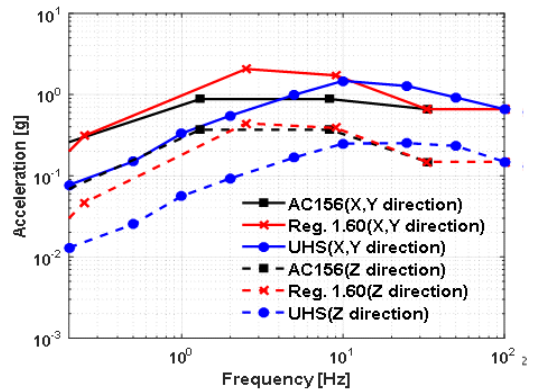


Fig. 4 Required response spectrum (5% damping)

참조하여 서로 다른 두 방향(XY, XZ, YZ)의 시간이력적은 상관계수 값이 0.3이하가 되도록 하였다.

3.3 시험방법 및 절차

진동대 시험은 부산대학교 지진방재연구센터의 6 자유도 진동대를 이용하여 수행하였다. 시간이력시험(time history test)을 수행하기 전에 캐비닛의 공진주파수를 확인하고 동특성을 확인하기 위하여 공진탐색시험(resonance search test)을 우선적으로 수행하였다. 해당시험은 좌우(X), 진후(Y), 상하(Z) 각 축 방향에 대해 1회씩 주파수 소인시험을 수행하였다. 시료의 손상을 최소화하기 위하여 가속도 신호의 크기는 0.07 g 수준으로 탐색범위는 1 Hz ~ 50 Hz, 주파수 증가는 2 octave/min으로 수행하였다. 캐비닛의 공진주파수는 식 (3)과 같이 진동대에 입력된 가속도에 대한 캐비닛 각 위치의 응답가속도로 전달함수를 결정하였다.

$$T_{xy}(f) = P_{yx}(f)/P_{xx}(f) \tag{3}$$

시험절차는 Table 3과 같으며 시간이력시험은 3개의 지진파에 대하여 각 1회씩 수행하였다. 방송통신설비의 내진시험 방법⁽¹⁵⁾, IEEE std. 344, ICC-ES AC 156 등을 참조하여 진동 지속시간은 30초, 강진 지속시간은 20초로 수행하였으며 시험 전·후 캐비닛의 변형 및 파손상태 등을 육안으로 확인하였다.

각 센서들의 위치 및 설치사항은 Fig. 5에 나타내었으며 센서들의 상세는 Table 4에 나타내었다. 두 캐비닛 주요 위치의 거동특성 파악을 위하여 12개의 3축 가속도 센서를 설치하고 가속도 응답을 계측하였다. 양문형 캐비닛은 지그와 진동대의 볼트연결부, 단문형 캐비닛은 바닥판과 지그의 볼트연결부 각 8개소에 16개의 로드셀을 설치하여 앵커하중을 계측하였다. 또한 단문형 캐비닛에 2개의 와이어 변위 센서를 설치하여 캐비닛 상·하단의 상대변위를 계측하였다. 진동대

바닥에 설치한 3축 가속도 센서의 응답으로 TRS(test response spectrum)를 작성하여 RRS의 포락여부를 확인하였으며 각 방향 계측신호의 상관관계 함수가 0.3 이하인 것을 확인하였다.

4. 시험결과 및 분석

공진탐색시험결과 내·외부 판재들의 국부모드(local mode)와 캐비닛의 쿵광거림(banging), 덜컹거림(rattling) 등의 충격신호로 캐비닛의 특성과는 다른 공진주파수가 계측되었다. 시간이력시험에서도 동일한 이유로 쿵광거림, 덜컹거림이 발생하였으며 앵커부의 경우 캐비닛의 로킹으로 의심되는 충격하중이 전달되었다. 계측의 불확실성을 줄이고 로킹의 확인 및 비교를 위해

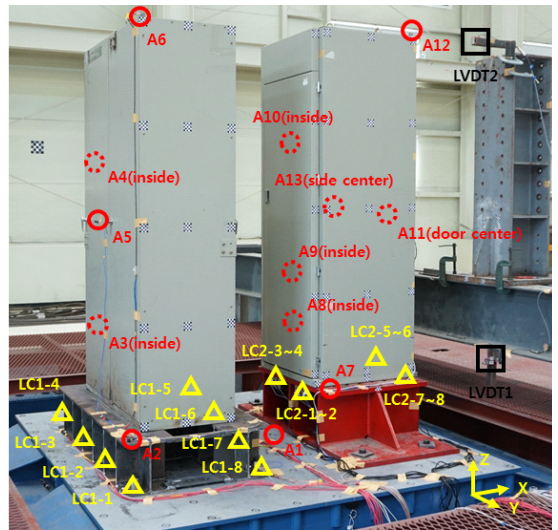


Fig. 5 Sensor location

Table 4 Sensor specifications

Sensor	Manufacturer	Model	
Accelerometer	A1	Kistler	8315A010D0TA00
	A2 ~ A3 A7, A13	PCB	356A17
	A4 ~ A5 A8 ~ A11		356A16
	A6, A12		3713B1130G
Loadcell	LC1-1 ~ LC1-8	Dacell	CWH123-T10
	LC2-1 ~ LC2-8		CWH-T10
LVDT	D1, D2	TML	DP-1000E

Table 3 Test sequence

Step	Test name	
1	Resonance search test	X
2		Y
3		Z
4	Time history test	Reg. 1.60
5		UHS
6		AC 156

캐비닛의 문을 고정하였으며 단문형 캐비닛의 경우 하부에 10 mm의 강판을 용접으로 보강하여 재시험하였다. 시험결과는 두 캐비닛의 보강 전·후의 결과 값으로 비교하였다.

4.1 공진탐색시험 결과

보강 전·후 차이가 명확한 단문형 캐비닛의 전달함수 산정 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 보강 전 결과에서 캐비닛 측면 중앙(A13) Y방향의 경우 일정간격의 공진주파수를 확인하였으며 내부 2층 판재 중앙(A9)

X방향의 경우 뚜렷하지 않은 1차 공진점을 확인하였다. 특히 강체(rigid body)에서 나타나는 응답과 같이 40 Hz 이상의 고주파수 영역에서 높은 TR값이 계속되었다. 이에 따라 캐비닛의 문, 내부 프레임, 판재 등의 국부모드와 상호 충돌로 인한 가속도 응답의 증폭과 충격신호로 예측하였으며 보강 후 결과에서 Table 5와 같이 캐비닛의 명확한 공진주파수를 확인하였다.

4.2 시간이력시험의 앵커하중

Fig. 7은 보강 전·후 단문형 캐비닛의 각 지진파에 대한 앵커하중의 최대절대값을 로드셀 위치에 따라 나

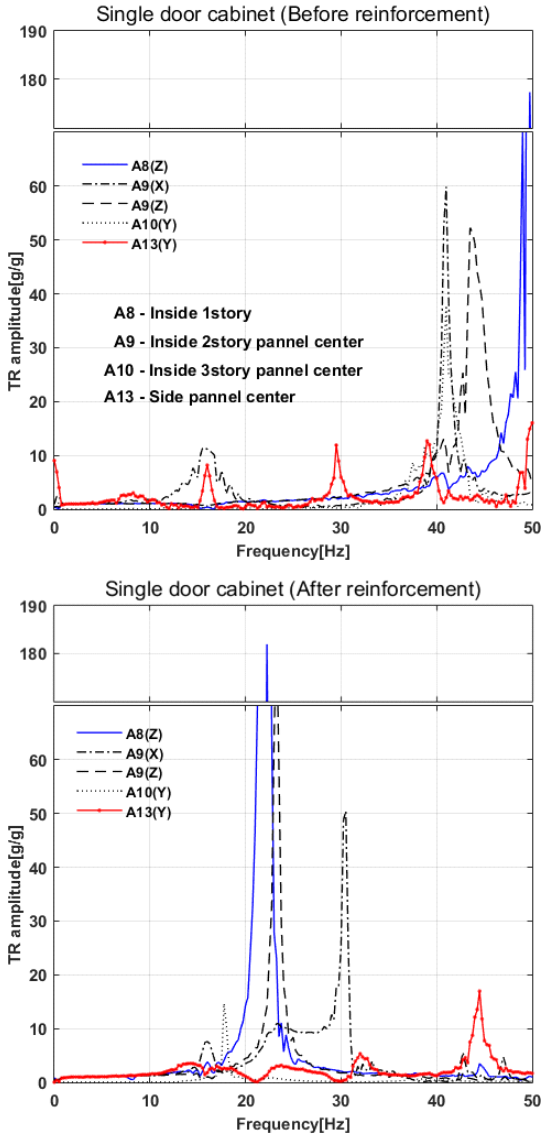


Fig. 6 Comparison of resonance search test results

Table 5 Resonance search test results

Specimen	Location	Resonant frequency (Hz)					
		Before reinforcement			After reinforcement		
		X	Y	Z	X	Y	Z
Double door cabinet	Bottom jig (A2)	16.0	16.0	16.0	16.0	N/A	16.0
	Inside 1story (A3)	15.0	16.0	26.0	15.0	18.8	32.5
	Inside 2story (A4)	15.0	18.5	16.0	15.3	21.0	31.8
	Door center (A5)	15.0	16.0	16.0	15.0	20.8	16.0
	Top (A6)	18.0	16.0	16.0	15.0	20.8	16.0
Single door cabinet	Bottom jig (A7)	N/A	N/A	16.0	N/A	N/A	16.0
	Inside 1story (A8)	N/A	44.3	49.8	16.0	16.0	22.3
	Inside 2story panel center (A9)	15.8	16.0	40.8	16.0	13.8	23.3
	Inside 3story panel center (A10)	41.0	41.0	17.8	15.8	17.8	16.0
	Door center (A11)	N/A	20.3	16.0	16.0	16.3	16.0
	Top (A12)	13.5	16.0	N/A	15.3	14.3	16.0
	Side panel center (A13)	12.8	16.0	N/A	23.0	14.3	16.0

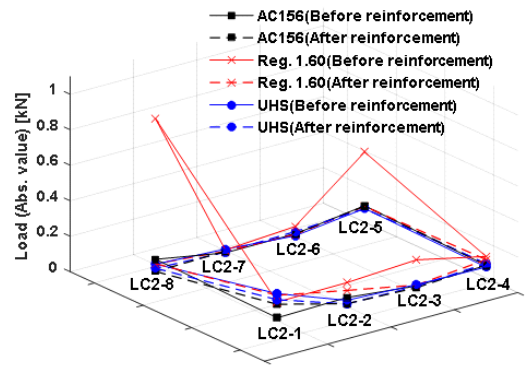


Fig. 7 Max. anchorage load of single door cabinet

타낸 것이다. Fig. 7에서 Reg. 1.60의 스펙트럼을 이용하여 작성된 입력지진을 가진하였을 경우, 보강 전 단문형 캐비닛의 바깥쪽에 위치한 앵커들에서 다른 두 지진파의 결과보다 상대적으로 큰 하중이 계측된 것을 확인하였다. Fig. 8은 보강 전 서로 다른 입력지진에 대한 단문형 캐비닛의 앵커하중응답으로서 Fig. 7의 결과와 같이 Reg. 1.60의 스펙트럼을 이용하여 작성된 입력지진을 가진하였을 때 충격과 같이 짧은 시간에 큰 하중응답이 계측된 것을 확인할 수 있다.

동일한 크기의 영주기가속도 값을 가지는 서로 다른 주파수 특성의 입력지진을 가진한 결과, 10 Hz 이하 주파수 성분의 스펙트럼 가속도 값이 큰 Reg. 1.60의 경우 로킹이 발생하였으며 충격하중이 계측되었다. 그러나 캐비닛의 고유주기가 포함된 13 Hz 이상영역에서 스펙트럼 가속도 값이 큰 UHS의 경우 로킹이 발생하지 않았다. 또한 가장 낮은 스펙트럼 가속도 값을 가지는 ICC-ES AC 156의 입력지진으로 가진하였을 경우 계측된 앵커하중이 가장 낮은 것을 알 수 있었다. 따라서 입력신호의 강도가 낮으면 캐비닛의 로킹은 발생하지 않을 수 있음을 알 수 있었으며, 10 Hz 이상의 주파수영역에서 스펙트럼 가속도 값이 큰 경우와 비교하여 10 Hz 이하 주파수 영역에서 스펙트럼 가속도 값이 큰 경우에 로킹이 유발될 가능성이 있음을 실험을 통하여 확인하였다.

Reg. 1.60의 입력지진으로 가진하였을 경우에 대하여 서로 다른 방식으로 고정된 두 캐비닛의 최대앵커 하중 응답을 상세히 비교하고자 보강 전과 후의 하중

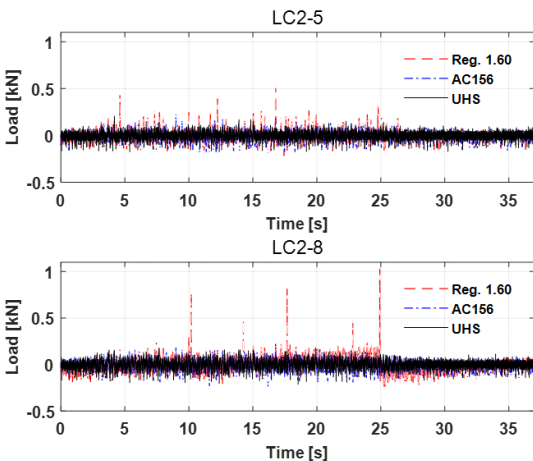


Fig. 8 Measured anchorage load by time history tests: Single door cabinet case

시간이력을 Fig. 9에 나타내었다. 보강 전 단문형 캐비닛의 결과에서 충격에 의하여 급격한 하중응답의 증가가 관찰되지만 캐비닛의 보강 후 충격 신호가 계측되지 않았다. 양문형 캐비닛은 충격으로 판단되는 급격한 하중 증가현상은 계측되지 않았으며, 보강 후 LC1-8 로드셀에서 하중응답이 감소하였으나 그 차이는 크지 않다. 따라서 로킹의 발생과 이에 따른 하부의 충격은 캐비닛의 고정방식 또는 캐비닛 하부형상 등의 요인이 지배적인 것으로 판단된다. 두 캐비닛의 앵커 하중의 최대절댓값을 Table 6에 정리하였다.

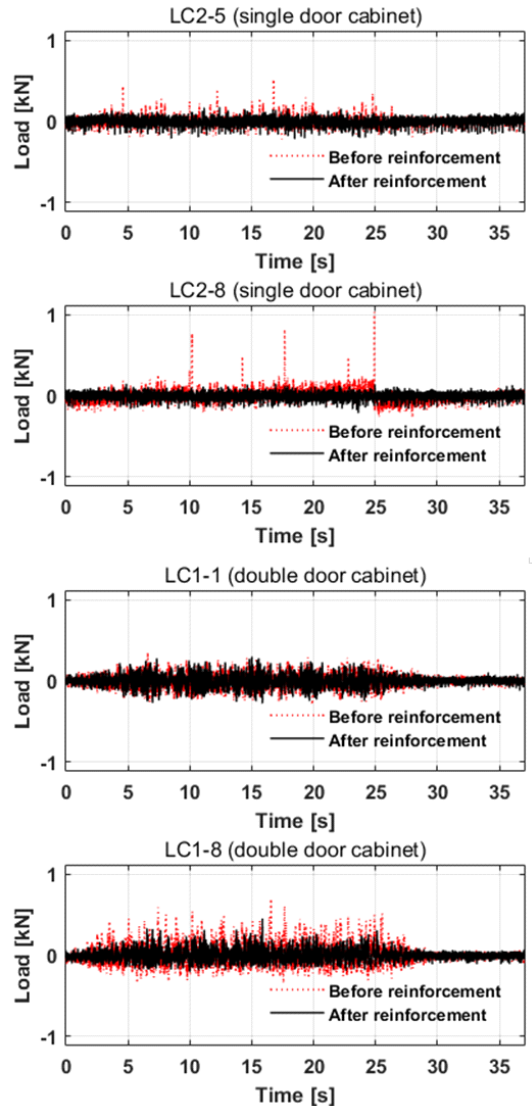


Fig. 9 Measured anchorage loads under seismic condition: Input motion Reg. 1.60

Table 6 Max. anchorage load results

Specimen	Location	Anchorage load (Abs. value, kN)					
		Before reinforcement			After reinforcement		
		AC156	Reg.	UHS	AC156	Reg.	UHS
Double door cabinet	LC1-1	0.208	0.318	0.329	0.198	0.299	0.383
	LC1-2	0.155	0.195	0.154	0.135	0.183	0.159
	LC1-3	0.123	0.137	0.140	0.129	0.160	0.153
	LC1-4	0.150	0.194	0.206	0.218	0.234	0.311
	LC1-5	0.229	0.290	0.306	0.205	0.252	0.295
	LC1-6	0.139	0.127	0.154	0.139	0.129	0.154
	LC1-7	0.118	0.143	0.121	0.126	0.128	0.148
	LC1-8	0.302	0.453	0.414	0.208	0.453	0.486
Single door cabinet	LC2-1	0.225	0.314	0.361	0.301	0.352	0.327
	LC2-2	0.233	0.317	0.217	0.198	0.273	0.197
	LC2-3	0.192	0.339	0.200	0.182	0.197	0.190
	LC2-4	0.201	0.252	0.192	0.207	0.234	0.212
	LC2-5	0.223	0.525	0.207	0.221	0.219	0.206
	LC2-6	0.170	0.212	0.159	0.170	0.166	0.183
	LC2-7	0.170	0.186	0.191	0.179	0.179	0.174
	LC2-8	0.240	1.030	0.213	0.171	0.215	0.189

Table 7 Relative displacement results

Relative displacement (mm)	Before reinforcement			After reinforcement		
	AC156	Reg.	UHS	AC156	Reg.	UHS
Max.	4.02	6.28	4.12	1.23	1.40	1.12
Min.	-3.93	-5.49	-4.16	-1.39	-1.21	-1.19

상대변위 응답을 Fig. 10에 나타내었으며 Table 7은 상대변위의 최댓값과 최솟값을 나타내었다. 보강 전 결과에서는 상단과 하단에서 상대변위가 최대 6.28 mm까지 발생하였으나 보강 후 1.4 mm 이하로 약 72 % 감소한 것을 확인하였다. 따라서 로킹의 발생이 억제되면 상대변위가 큰 폭으로 감소할 수 있음을 실험으로 확인하였다.

5. 결 론

이 연구에서는 지진에 의한 캐비닛의 거동특성을 분석하기 위하여 실제 현장 상황에 적용되는 앵커부의 경계조건을 최대한 고려하여 진동대 시험을 수행하고 로킹의 발생 여부에 따른 차이를 확인하였으며 그 결과는 다음과 같다.

- (1) 캐비닛의 문과 내부 구성품들의 상호충돌 및 국부모드로 쿵광거림, 덜컹거림이 발생하여 저주파수의 지진동에도 40 Hz 이상의 고주파수 응답이 생성되며 캐비닛의 가속도응답이 증폭될 수 있다.
- (2) 입력신호의 강도가 낮으면 캐비닛의 로킹은 발생하지 않을 수 있으며 10 Hz 이상의 주파수영역에서 스펙트럼가속도 값이 큰 입력지진과 비교하여 10 Hz 이하의 비교적 낮은 주파수 영역에서 스펙트럼가속도 값이 큰 입력지진의 경우에 로킹이 유발될 가능성이 있음을 확인하였다.
- (3) 캐비닛이 앵커볼트로 고정될 경우 지진에 의한 로킹으로 캐비닛 상단과 하단의 상대변위가 크게 증가하고 캐비닛 하부와 바닥의 충격이 발생할 수 있으며, 이 충격으로 앵커 하중응답이 증가하는 것을 확인하였다. 하부 보강 등을 통하여 로킹이 차단되면 캐비닛 상부와 하부의 상대변위가 약 72 %, 앵커하중의 응답이 최대 79 % 감소될 수 있음을 확인하였다.
- (4) 이 연구결과는 캐비닛 고정 앵커의 지진하중에 대한 내진성능평가를 위한 기초 연구자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

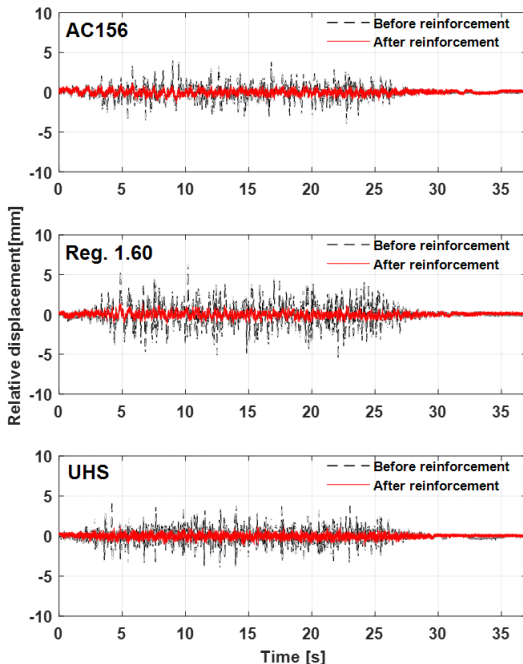


Fig. 10 Comparison of relative displacement (single door cabinet)

4.3 시간이력시험의 상대변위

캐비닛 로킹의 발생을 상단과 하단의 상대변위로 확인할 수 있다⁽⁸⁾. 이에 따라 볼트로 고정한 단문형 캐비닛을 대상으로 상단과 하단 상대변위를 계측하였다. 보강 전과 보강 후의 각 지진파에 대한 단문형 캐비닛의

후 기

이 연구는 국토교통부 플랜트 연구개발 사업의 연구비 지원(과제번호 18IFIP-B128598-02)에 의해 수행되었습니다.

References

(1) Oh, S. H., Park, H. Y. and Choi, K. K., 2018, Status and Characteristics of Earthquake Damage of Nonstructural Components, Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 2, pp. 71~77.

(2) Ministry of Land, Infrastructure, and Transport, 2016, Korean Building Code-Structural.

(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, Earthquake Engineering & Structural Dynamics. Vol. 44, pp. 23~40, doi: 10.1002/eqe.2456.

(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 EESK (Earthquake Engineering Society of Korea) Annual Spring Conference, pp. 55~62.

(5) Yang, J., Rustogi, S. K. and Gupta, A., 2002, Rocking Stiffness of Mounting Arrangements in Electrical Cabinets and Control Panels, Nuclear Engineering and Design, Vol. 219, pp. 127~141.

(6) 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, Paper presented at Transactions of the Korean Nuclear Society Spring Meeting.

(7) Di Sarno, L., Magliulo, G., D'Angela, D. and Cosenza, E., 2018, Experimental Assessment of The Seismic Performance of Hospital Cabinets Using Shake Table Testing, Earthquake Engineering & Structural Dynamics, Vol. 48, pp. 103~123.

(8) IEEE 693, 2005, IEEE Recommended Practice for Seismic Design of Substations.

(9) ICC-ES, 2015, AC156-2010 Acceptance Criteria for Seismic Certification by Shake-table Testing of Nonstructural Components.

(10) US NRC Regulatory Guide 1.60, Design Response Spectra for Seismic Design of Nuclear Power Plants.

(11) Rhee, H. M., Kim, M. K., Sheen, D. H. and Chol, I. K., 2013, Analysis of Uniform Hazard Spectra for Metro-polises in the Korean Peninsula, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 17, No. 2, pp. 71~77.

(12) Park, D. U., Jeon, B. G., Shin, Y. J. and Jung, W. Y., 2017, A Study of Shake Table Test Input Motion for Electronic Equipments in Korean Power Plants, Korea Academia-Industrial Cooperation Society.

(13) ASCE 4-98, 2000, Seismic Analysis of Safety-Related Nuclear Structures and Commentary.

(14) IEEE 344, 2013, IEEE Standard for Seismic Qualification of Equipment for Nuclear Power Generating Stations.

(15) National Radio Research Agency, 2015, Seismic Test Method for Telecommunication Facilities.



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.



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.



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.

기초 질량부가 포함된 마운트 모듈 지지 시스템의 응답 특성 분석

Response Analysis of Supported System with Mount Module Including Basement Mass-block

김 찬 중[†]
Chan-Jung Kim[†]

(Received September 14, 2018 ; Revised November 26, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

Key Words : Basement Mass-block(기초 질량), Response Index(응답 인덱스), Response Analysis(응답 분석),
Emergency Electric Generator(비상 발전기), Mount Module(마운트 모듈)

ABSTRACT

The characteristics of response of a supported system with a mount module are subject to the selection of mechanical sub-components such as mass, spring, damper, and basement mass-block. The role of a basement mass-block, normally installed beneath the target system, is to control the dynamics of the supported system. The dynamic effect of the mount module varies according to the combination of sub-components. If the basement mass-block is tightly connected with the target system, it will solely lower the critical frequency of the modified system, and the resultant system may display rigid body motion during operational frequency range. However, the contribution of the basement mass-block becomes difficult to predict accurately in cases where it is located between mechanical sub-components such as the spring or damper. In a recent study, we proposed a simplified mount module for use in mounting a heavy emergency electric power plant over the reaction force at the plant side. The investigation of the dynamic contribution of the base mass-block beyond that of the original mount module, required to verify the proposed simplified mount module is still appropriately fit for purpose, remained outstanding. In this paper, the contribution of the basement mass-block is assessed by comparison of the response index for different basement mass-block weights.

1. 서 론

중량이 큰 대상체를 지지하는 마운트 모듈에서 자주 사용되는 기초 질량부는 마운트 모듈에서 사용되는 요소부품들인 스프링, 댐퍼 등과 함께 자주 사용되는 요소이다. 마운트 모듈은 작동 방식에 따라 수동(passive), 반 능동(semi-active) 및 능동(active)으로 구

분할 수 있다⁽¹⁻⁵⁾. 특히 수동형 마운트 모듈은 타 방식 대비 가격이 저렴하고 수리가 쉬운 장점 등에 따라 발전기 등의 산업용으로 많이 활용되고 있다. 기초 질량부는 통상 지지되어야 하는 대상 시스템에 직접 단단히 연결시킴으로써 대상체의 전체 질량을 증가시켜 대상체의 1차 공진점을 최소화시키는 역할을 수행할 수 있다. 이와 같은 경우에는 기초 질량부가 동적으로 시스템에 영향을 주지 않는 경우이기 때문에 마운트 모

[†] Corresponding Author ; Member, Assistant Professor, Department of Mechanical Design Engineering, Pukyong National University
E-mail : cjkim@pknu.ac.kr

A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

들이나 대상체에 동적으로 영향을 주는 가능성이 없기 때문에 대상체 아래에 고정된 강체의 중량을 고려하여 시스템 전체의 모달 파라미터를 예측함으로써 기초 질량의 최소값을 얻어낼 수 있다. 하지만 만약 기초 질량이 지지되어야 하는 대상체와 직접적으로 단단히 고정되지 않는 상황에서는 기초 질량과 연결되어 있는 마운트 요소 부품들 간의 상호 작용에 의해 대상 시스템의 응답 특성을 변경시키는 역할을 하게 된다. 따라서 마운트 모듈의 구조에서 중간 부분에 기초 질량을 가진 복잡한 경우에 대해 동적 거동을 파악하기 위해서는 기초 질량부의 민감도 해석 등을 통해 지지되는 시스템과의 관계를 식별하는 것이 바람직하다.

기존 연구에서 비상발전기에 사용되는 기존 복잡한 구조의 마운트 모듈을 보다 간단한 형태로 변경하기 위해 기초 질량부를 제거한 신규 모델을 제안하였다. 해당 연구에서는 기초 질량 값을 업체에서 보유하고 있는 시공 규격 안에 따라 6900 kg으로 고정한 다음 해석을 진행하였다. 시뮬레이션 결과에 따라 신규 마운트 모듈의 최적 상태를 도출하기는 하였으나 해당 조건은 기초 질량부를 고정한 상태에서 얻어진 결과이며 만약 기존 마운트 구조에서 기초 질량부의 동적 민감도가 큰 경우 신규 마운트 모듈이 기존 마운트 대비 우수한 응답 특성을 보였다는 기존 연구결과가 달라질 가능성도 존재한다.

이 연구에서는 기초 질량부를 가지는 복잡한 구조의 마운트와 신규 마운트의 응답 특성을 기초 질량부의 값을 변경시켜가면서 비교 평가하였다. 응답 특성의 변화는 응답 인덱스를 활용하여 나타내었으며 해당 인덱스가 유효한 이유는 신규 마운트 구조에서 기초 질량부가 없기 때문에 민감도 해석을 수행하는데 있어서 기준값으로 적당하기 때문이다. 2가지 마운트 모듈에 대한 조건을 이론적으로 해석하기 위해 발전기를 포함한 전체 시스템을 선형 등가 모델로 구성하였다. 이론 모델에 대한 응답 시뮬레이션 결과를 통해 다양한 기초 질량부 조건을 가진 기존 마운트 구조와 신규 마운트 구조를 비교 평가하였다.

2. 구조물의 이론적 가진 응답

2.1 대상 구조물 및 이론적 마운트 모델

마운트 모듈을 통해 지지하고자 하는 대상 구조물은 비상용 발전기로서 기존 연구에서 활용되었던 대상

체와 동일하다^(6,7). 용량은 750 kW 급이며 자체 무게는 6070 kg이고 부산 소재의 (주)대흥기전 업체에서 생산한 제품이다. 이 발전기는 정전 등의 특수한 상황에서 전기에너지를 계속적으로 공급해야 하는 건물의 지하에 통상 설치되며 전기에너지를 생산하기 위해 디젤엔진(두산인프라코어/한국)을 활용하여 1800 rev/min 회전속도로 작동된다. 따라서 관심 영역의 주파수 대역은 회전 주파수의 4차 하모닉 성분인 120 Hz 정도까지의 저주파 영역으로 한정하였다. Fig. 1은 대상 750 kW급 비상발전기 시스템을 보여준다.

해당 발전기 시스템은 운전 중 상당한 진동이 발생되기 때문에 마운트 모듈을 부착하여 발전기 자체의 반력으로 나타나는 진동 혹은 바닥으로 전달되는 진동을 동시에 방지하는 것이 필요하다. 기존 마운트 모듈은 스프링, 댐퍼 및 기초 질량부로 이루어져 있으며 특히 기초 질량부의 경우 초기 시공하는 과정에서 상대적으로 까다로운 시공 노력이 필요하다. 또한 바닥면과 이격시키기 위한 감쇠 패널이 시간이 지남에 따라 기존 감쇠 역할을 수행하지 못하는 경우 변경하는 과정에서 기초 질량부는 큰 부담이 될 수밖에 없다. 이를 극복하기 위해 기존 연구에서 기초 질량부를 배제시킨 간단한 구조의 마운트 모듈을 제안하였으며 해당 마운트 모듈의 기계적 특성에 대한 시뮬레이션 결과를 획득하였다⁽⁷⁾. 기존 마운트 모듈과 신규 마운트 모듈의 간략화된 모델을 Fig. 2와 Fig. 3에⁽⁴⁾ 도시하였으며 해당 모델에 대한 물성치는 Table 1에 정리하였다. 해당 물성치 중 대상 발전기와 직접 연결되는 부분의 기계 특성은 전용 시험기인 MTS 835 모델 장비를 활용하여 측정된 값을 사용하였으며, 나머지 기계요소들의 값들은



Fig. 1 Emergency electric generator (750 kW, Daehung electric machinery company)

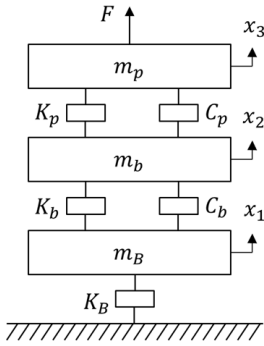


Fig. 2 Simplified theoretical models of current mount module

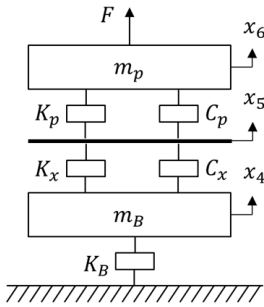


Fig. 3 Simplified theoretical models of proposed mount module

Table 1 Mechanical property of mount module

Variable	Value
M_p (kg)	6070 (kg)
M_b (kg)	6900 (kg)
M_B (kg)	$10 \times M_p$
K_p (kN/m)	1020(20 Hz), 1030(40 Hz), 1246(60 Hz), 1575(80 Hz), 2306(100 Hz), 4400(120 Hz)
K_b (kN/m)	$5 \times 10^6 \times K_p$
K_B (kN/m)	$10^{-1} \times K_p$
K_x (kN/m)	$5 \times 10^6 \times K_p$
C_p (Ns/m)	412(20 Hz), 157(40 Hz), 216(60 Hz), 225(80 Hz), 157(100 Hz), 0.1(120 Hz)
C_b (Ns/m)	$1.5 \times 10^6 \times C_p$
C_x (Ns/m)	$1.5 \times 10^6 \times C_p$

실제 계측된 응답 값과 이론적인 응답 값을 비교하여 주요 주파수 대역 내에서 보정된 값을 사용하였다⁽³⁾. 신규 마운트 모듈은 스프링 요소와 감쇠 패널 부분이 상하 직렬로 연결되어 있으나 물리적으로 각각의 기계요소가 등가강성과 등가감쇠를 각각 보유하고 있기 때문에 양쪽 사이에 질량이 존재하지 않는 직렬연결

형태로 모델링을 하였다.

여기서, 등가중량 변수인 M_p, M_b, M_B 는 각각 비상발전기, 기초 질량, 빌딩 중량을 나타낸다. K_p, K_b, K_B, K_x 는 각각 상부 스프링, 기존 마운트 감쇠 패널, 빌딩 바닥부, 제안된 마운트 감쇠 패널의 각각의 등가 스프링 상수이다. C_p, C_b, C_x 는 각각 상부 스프링, 기존 마운트 감쇠 패널, 제안된 마운트 감쇠 패널의 각각의 등가 감쇠계수이다.

기존 연구에서 선정된 등가모델의 상수 값들과 Table 2에서 정리된 이 연구에서의 상수 값의 차이는 제안된 마운트 모듈의 감쇠 패널에 대한 등가 강성 (K_x)과 감쇠 계수(C_x)이다. 기존 연구에서는 해당 값이 응답 인덱스에 미치는 영향을 분석하였으나 결론적으로 상부 반력 응답에는 어떤 값을 선정하더라도 큰 차이가 없다는 결론을 얻었기 때문에 기존 마운트 모듈의 감쇠 패널에 적용된 값을 그대로 사용하였다.

2.2 이론적 가진 응답

기존 비상발전기용 마운트 모듈을 간략하게 나타낸 시스템 모델(Fig. 2 참고)에 대한 운동방정식은 아래와 같다.

$$M_p \ddot{x}_3(t) + C_p(\dot{x}_3(t) - \dot{x}_2(t)) + K_p(x_3(t) - x_2(t)) = F \tag{1a}$$

$$M_b \ddot{x}_2(t) + C_p(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_3(t)) + C_b(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)) + K_p(x_2(t) - x_3(t)) + K_b(x_2(t) - x_1(t)) = 0 \tag{1b}$$

$$M_B \ddot{x}_1(t) + C_b(\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + K_b(x_1(t) - x_2(t)) + K_B x_1(t) = 0 \tag{1c}$$

발전기에서 발생한 하중(F)에 대한 마운트 상단 (X_3)의 응답은 식 (2)로 정리가 된다.

$$\frac{X_3(s)}{F(s)} = \frac{\left[\begin{matrix} (s^2 M_b + s C_b + s C_p + K_b + K_p) \\ \times (s^2 M_B + s C_b + K_b + K_B) - (s C_b + K_b)^2 \end{matrix} \right]}{\left[\begin{matrix} (s^2 M_p + s C_p + K_p) \\ \times (s^2 M_b + s C_b + s C_p + K_b + K_p) \\ \times (s^2 M_B + s C_b + K_b + K_B) \\ - (s^2 M_p + s C_p + K_p)(s C_b + K_b)^2 \\ - (s^2 M_B + s C_b + K_b + K_B)(s C_p + K_p)^2 \end{matrix} \right]} \tag{2}$$

신규 마운트 구조에 대해서도 운동방정식은 식 (3a) ~ (3c)로 나타낼 수 있으며, 마운트 상단(X_6)에서의 응

답은 식 (4)로 표현된다. 여기서, x_5 에 해당하는 질량은 다른 질량들 대비 상대적으로 작아 식 (3c)의 계산 과정에서 생략하였다.

$$M_p \ddot{x}_6(t) + C_p (\dot{x}_6(t) - \dot{x}_5(t)) + K_p (x_6(t) - x_5(t)) = F \tag{3a}$$

$$M_B \ddot{x}_4(t) + C_x (\dot{x}_4(t) - \dot{x}_5(t)) + K_x (x_4(t) - x_5(t)) + K_B x_4(t) = 0 \tag{3b}$$

$$C_p (\dot{x}_6(t) - \dot{x}_5(t)) + K_p (x_6(t) - x_5(t)) = C_x (\dot{x}_5(t) - \dot{x}_4(t)) + K_x (x_5(t) - x_4(t)) \tag{3c}$$

$$\frac{X_6(s)}{F(s)} = \frac{(s C_p + s C_x + K_x + K_p) \times (s^2 M_B + s C_x + K_x + K_B) - (s C_x + K_p)^2}{\begin{matrix} (s^2 M_p + s C_p + K_p) \\ \times (s C_p + s C_x + K_x + K_p) \\ \times (s^2 M_B + s C_x + K_x + K_B) \\ - (s^2 M_p + s C_p + K_p) (s C_x + K_p)^2 \\ - (s^2 M_B + s C_x + K_x + K_B) (s C_p + K_p)^2 \end{matrix}} \tag{4}$$

기존 마운트를 설치한 조건 대비 제안 마운트의 응답 특성을 상대적으로 판단하기 위해 기존 연구에서 응답 인덱스(response index)를 제안하였으며 식 (2)와 식 (4)를 통해 식 (5)로 표현이 된다⁽⁶⁾. 응답 인덱스는 기존 마운트 대비 신규 마운트의 응답의 크기 비를 나타내는 값으로 관심 있는 주파수 대역에서 응답을 크기를 비교함으로써 신규 마운트의 응답 특성을 효율적으로 평가하는 값이다. 해당 인덱스 값을 활용하여 모든 주파수 대역에서 1보다 작은 값을 가지는 경우에 한정하여 신규 마운트의 진동저감 특성이 우수함을 보일 수 있다.

$$I_{resp}(s) = \frac{X_6}{F(s)} \frac{F(s)}{X_3} = \frac{X_6}{X_3} \tag{5}$$

3. 기초 질량부의 민감도 분석

기초 질량부의 민감도 해석은 식 (5)로 나타낸 응답 인덱스를 활용하였다. 신규 마운트 모듈에서는 기초 질량부가 존재하지 않을 것이기 때문에 기초 질량부가 변화함에 따라 응답 인덱스가 변화하는 것은 기존 마운트 모듈 부분에서만 영향을 줄 것이다. 업체에서 내부 규정으로 사용되는 기초 질량부가 750kW 발전기에 대해 6900 kg이므로 해당 값을 기준으로 5개의 조건에 대

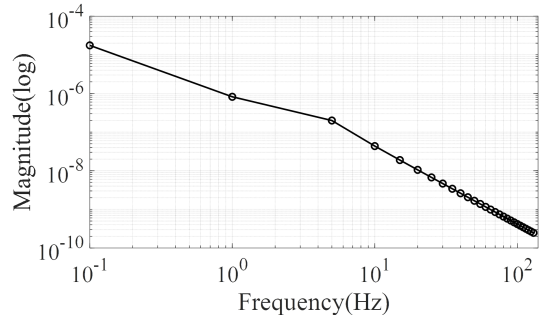


Fig. 4 Frequency response function for current mount module case

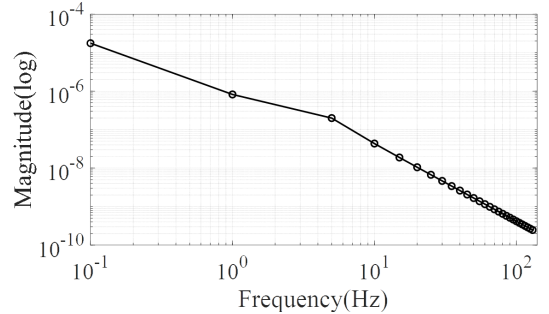


Fig. 5 Frequency response function for proposed mount module case

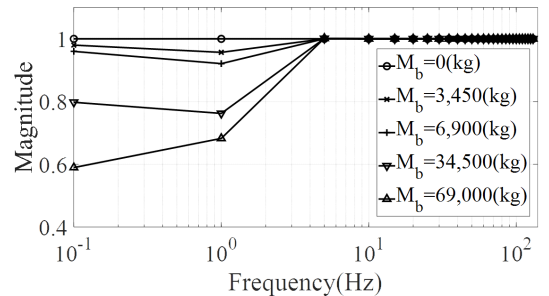


Fig. 6 Response index for different mass of basement mass-block

해 시뮬레이션을 진행하였다. 기존 마운트 모듈에 해당하는 식 (2)의 주파수응답함수, 식 (4)의 제안 마운트의 주파수응답함수는 각각 Fig. 3과 Fig. 4에 각각 나타내었으며 5개의 응답함수 중 6900 kg 조건에 대해서만 대표로 도시를 하였다. 다른 질량을 갖는 주파수응답함수들은 유사한 그래프 형태를 보여 도시를 생략하였다. 도시된 모든 주파수응답함수들은 모두 주파수가 높아짐에 따라 응답이 급격하게 줄어들고 있음을 확인할 수 있다. 2가지 주파수 응답함수를 활용하여 식 (5)의 응답 인덱스 값을 얻을 수 있으며 해당 시뮬레이션 결과를 Fig. 6에 보여준다.

주파수응답함수 값들은 서로 유사한 경향을 보임에 따라 서로 다른 점을 확인하기 어려우나 Fig. 6의 응답 인덱스 값을 통해서 기초 중량의 변화에 따라 5 Hz 이하의 저주파에서 응답 특성이 차이가 나타남을 확인할 수 있다. 기본적으로 기초 중량이 존재하지 않는 경우에는 Fig. 2와 Fig. 3의 모델이 동일한 값을 가질 수밖에 없다. 하지만 기초 중량이 증가함에 따라 저주파에서의 응답이 기존 마운트 대비 신규 마운트의 경우에 낮은 값을 가짐을 알 수 있다.

이러한 결과가 나타난 원인을 판단하기 위해 주파수의 변화에 따라 주파수응답함수에 영향을 주는 인자를 확인해 볼 필요가 있다. 관심 주파수가 증가(최대 120 Hz)함에 따라 식 (2)와 식 (4)의 주파수응답함수는 강성보다는 질량 부분이 주요한 응답 값을 보일 수밖에 없다. 따라서 주파수응답함수 값들은 아래와 같이 근사적으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{X_3(s)}{F(s)} \approx \frac{1}{s^2 M_p} \tag{6}$$

$$\frac{X_6(s)}{F(s)} \approx \frac{1}{s^2 M_p} \tag{7}$$

따라서 이와 같은 관계에서는 응답 인덱스 값이 모두 “1”의 값을 가지는 것을 알 수 있다. 하지만 주파수 값이 작아지는 경우에는 질량 성분의 기여도가 급격하게 줄어들기 때문에 강성의 영향이 증가할 수밖에 없다. 물론 주파수응답함수에는 강성이나 질량 이외에도 감쇠 항이 존재하지만 상대적으로 해당 항은 값이 상대적으로 작기 때문에 고려 대상에서 제외하였다. 관심 주파수가 낮은 경우에는 강성의 영향이 상대적으로 매우 부각되며 강성 중 K_b 의 값이 상대적으로 매우 크기 때문에 K_x 의 값이 유사하다고 할 때 아래와 같이 근사식이 도출된다.

$$\frac{X_3(s)}{F(s)} \approx \frac{1}{K_b} \tag{8}$$

$$\frac{X_6(s)}{F(s)} \approx \frac{1}{K_x} \tag{9}$$

따라서 관심 주파수가 DC 성분으로 수렴하는 과정에서 K_b 와 K_x 의 값이 동일하다고 하면 다시 응답 인덱스 값이 “1”로 수렴할 것이다. Fig. 6에서 감소하던 응답 인덱스가 다시 증가하는 것은 이러한 저주파 특

성이 반영되었다고 판단된다.

중요한 변화는 약 1 Hz 근방의 성분인데 기초 중량이 증가할수록 갑자기 응답 인덱스 값이 크게 감소함을 알 수 있다. 해당 조건에서는 질량의 영향이 줄어들고 강성이 영향이 증가하는 천이 과정으로 2개의 주파수 값을 근사적으로 표현하기 어렵다. 이 경우 기초 중량은 응답 크기를 줄이는데 기여하기 때문에 저주파 대역에서 기초 중량은 중요한 역할을 수행한다고 볼 수 있다. 특히, 해당 주파수 대역은 내구 측면에서 변위 값이 상대적으로 큰 영역이기 때문에 대상 발전기의 피로 손상도를 증가시키는 원인이 된다. 하지만 대상 발전기의 경우 작동 환경이 30 Hz(= 1800 rev/min)으로 고정되어 있기 때문에 가진 조건이 해당 주파수를 만족하는 조건은 엔진이 기동하여 회전수를 높이는 과정에서 잠깐 지나가는 구간이므로 큰 영향이 없을 가능성이 크다.

시뮬레이션 결과는 기존 연구⁷⁾에서 기초 질량을 제거한 간단한 마운트지지 구조가 대상 시스템의 신규 마운트 조건으로 적당하는 결론과 상이한 점이다. 하지만 서로 다른 조건은 관심 주파수 대역의 차이에서 나오는 것이다. 이 연구 결과는 기초 중량이 스프링이나 댐퍼의 증가에 존재하는 마운트 구조에서 저주파 영역에서의 기여도를 확인하였다는 점에서 의미가 있다. 더불어 최소 주파수 대역을 30 (Hz)으로 설정하여 최적의 마운트 조건을 찾은 기존의 연구⁷⁾ 결과에 대해서는 유사한 결과를 제공하는 것으로 기존 최적 마운트 조건은 유효하다.

다른 관점에서는 마운트의 역할이 바닥면으로 전달되는 진동을 방지하는데 중요한 역할을 수행하기 때문에 하부 진동이 전달되는 측면에서는 하부 전달력을 증가시킴으로써 부정적인 영향을 줄 가능성이 크다⁸⁾. 관심 주파수 영역이 아닌 상황에서 저주파 대역의 전달을 개선을 위해 기초 질량부를 증가시키는 것은 시공 측면에서도 비용이나 설치비용이 상당한 부담을 준다. 따라서 실제 마운트 시공 시 기초 질량부의 증가 여부는 바닥면 진동전달 측면까지를 고려하여 신중하게 결정되어야 한다.

4. 결 론

이 연구에서는 기초 중량이 지지된 시스템 자체에 어떤 응답 기여를 하는지를 판단하기 위해 선형화된 전체

시스템에 대해 주파수응답함수를 획득한 후 서로 다른 기초 중량 조건에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 해당 시뮬레이션 결과 대상 시스템인 750 kW급 비상발전기 시스템에서는 큰 영향이 없음을 확인하였다. 하지만 만약 지지 시스템의 작동 영역에 5 Hz 이하의 저주파 영역을 포함하는 경우에는 응답 값을 줄여주는 역할이 있음을 확인하였다. 따라서 마운트 구조가 기계요소 부품인 스프링이나 댐퍼 중간에 기초 중량이 존재하는 경우에 저주파의 진동을 줄이는데 효과적이라고 판단된다.

후 기

이 연구는 한국연구재단에서 주관하는 이공학개인 기초연구지원사업(2017R1D1A1B3034520)의 성과물로 관계 분들에게 감사드립니다.

References

(1) Moshrefi-Torbati, M., Forrester, J. A., Forrester, A. I. J., Keane, A. J., Brennan, M. J. and Elliott, S. J., 2012, Novel Active and Passive Anti-vibration Mountings, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, No. 7, pp. 1532~1541.

(2) Yang, B., Hu, Y., Fang, H. and Song, C., 2017, Research on Arrangement Scheme of Magnetic Suspension Isolator for Multi-degree Freedom Vibration Isolation System, *Journal of Industrial Information Integration*, Vol. 6, pp. 47~55.

(3) Wu, Z., Jing, X., Sun, B. and Li, F., 2016, A 6DOF Passive Vibration Isolator Using X-shape Supporting Structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 380, pp. 90~111.

(4) Yang, J., Xiong, Y. P. and Xing, J. T., 2016, Vibra-

tion Power Flow and Force Transmission Behavior of a Non-linear Isolator Mounted on a Nonlinear Base, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 115~116, pp. 238~252. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2016.06.023.

(5) Siami, A., Karimi, H. R., Cigada, A., Zappa, E. and Sabbioni, E., 2018, Parameter Optimization of an Inerter-based Isolator for Passive Vibration Control of Michelangelo's Rondanini Pieta, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 98, pp. 667~683.

(6) Kim, C. J., Seo, J. K. and Hwang, J. B., 2017, Simplified Structure Design of Supporting Mount Module at Emergency Electric Generator, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 27, No. 7, pp. 863~869.

(7) Kim, C. J., 2018, Design Criterion of Damper Component of Passive-type Mount Module without Using Base Mass-block, *Energies*, Vol. 11, No. 6, p. 1548, doi: 10.3390/en11061548.

(8) Rao, S. S., 2011, *Mechanical Vibration*, 5th Edition, Pearson, Singapore.



Chan-Jung Kim received Ph. D. degree from Seoul National University in 2011. He was senior researcher at Korea Automotive Technology Institute over 12 years (2003-2015). Since 2015, he has been joined as the faculty of Pukyong National university, where he is assistant professor of Mechanical Design Engineering. His research interests are in the area of the vibration fatigue, noise and vibration issue of mechanical systems.

방진마운트 적용 장비의 진동규격 분석절차에 관한 연구

Study on Vibration Specification Analysis Procedure of Equipment with Isolator

김 상 현[†] · 김 미 영^{*} · 전 종 익^{*} · 손 동 훈^{*} · 이 중 학^{*} · 이 휘 승^{**}
Sang-Hyun Kim[†], Mi-Young Kim^{*}, Jong-Ik Jeon^{*}, Dong-Hun Son^{*},
Jong-Hak Lee^{*} and Hwee-Seung Lee^{**}

(Received September 14, 2018 ; Revised December 11, 2018 ; Accepted January 11, 2019)

Key Words : Vibration(진동), Response(응답), Isolator(방진마운트), Vibration Profile(진동 프로파일), MIL-STD-810(미 군사용 환경 규격), Forward Supply Area(전방공급지역), Port Staging Area(항구집합장소), Rack Equipment(랙 장비), Power Spectrum Density(에너지 스펙트럼 밀도)

ABSTRACT

A shelter mounted on a vehicle is equipped with an equipment rack, and a vibration-proof mount is implemented for isolation from the vehicle input vibration originating from the road surface condition. It is often different to select an appropriate vibration-proof mount at an early stage; in general, a different type of equipment rack is required for each weapons system, and various pieces of equipment are developed simultaneously during the design process. In addition, it is necessary to derive the vibration profile for the independent rack-mounting vibration-proof mount, and the vibration compatibility of commercial rack equipment. However, there is no process for the conversion of a selected vibration-proof mount to the external vibration profile presented in the Military standard. Therefore, in this study, a conversion profile is derived from a 1-degree-of-freedom vibration system and CAE vibration analysis, by separating the initial and completion stages of design. Moreover, an application method for use in the design stage of military equipment is suggested.

기 호 설 명

FSA : Forward supply area
PSA : Port staging area
 m : Mass [kg]
 c : Viscous damping coefficient
 k : Stiffness [N/m]
 y : Displacement of the mass [m]
 $f(t)$: Applied force [N]

ω_n : Natural frequency [rad/s]
 f_n : Natural frequency [Hz]
 ζ : Damping ratio
 U : Front height unit of rack equipment

1. 서 론

최근 무기체계 분야에서는 설계의 효율성/확장성, 비용의 절감을 위해 환경규격의 테일러링(tailoring) 및 산업용 표준 장비에 대한 적용 수요가 증가하고 있다.

[†] Corresponding Author ; Member, LIG Nex1
E-mail : kimsh1207@lignex1.com
^{*} LIG Nex1
^{**} Agency for Defense Development(ADD)

A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

진동 분야에 있어서 군사용 장비의 환경 적합성은 MIL-STD-810 규격으로 제시되고 있는데 과거 개발 장비는 이 규격에서 제시하는 프로파일(profile)을 시스템 레벨에 적용하면서도 내부 구성장비에도 동일하게 적용하는 보수적인 방법을 적용하고 있었다. 최근 들어 CAE(computer aided engineering) 기법이 발전하면서 설계하는 시스템을 해석모델로 구현하여 입력에 대한 응답(response)를 CAE를 통해 확인이 가능해졌고 방진마운트의 적용으로 인해 절연된 수준으로 구성장비에 전달되는 것을 알 수 있게 되었다. 그러나 대형 무기체계 시스템 전체를 해석모델로 구현하여 내부 장비로 전달되는 응답을 확인한다는 것은 개발 프로세스 중반 설계사양이 확정된 이후에 가능하며 이러한 해석으로 확인될 때까지 구성 장비의 표준품 구매 결정, 개발 결정, 개발 장비의 설계 적절성은 지연될 수밖에 없다. 따라서, 시스템 내부 구성장비에 요구될 수 있는 진동규격을 설계 초기에 알 수 있다면 효율적인 설계, 제품 선정, 산업용 장비 적용 가능성 등에 대한 의사결정을 할 수 있다.

이 논문은 시스템의 독립적인 구성 장비 비중이 높은 차량에 탑재되는 군사용 무기체계를 예로 들어 시스템 설계 초기와 설계완료 단계를 구분하여 1자유도계의 운동방정식과 CAE 진동 해석을 통한 변환 프로파일을 도출하고 설계 단계에 맞는 적용방법을 제시하고자 한다.

2. 연구내용

2.1 관련 연구 및 선행 연구 분석

(1) 관련 연구

이 연구와 관련된 연구를 살펴보면, MIL-STD-810은 무기체계의 수명단계(life phase)에 따라 진동 노출 상황을 생산/정비단계(manufacture/maintenance phase), 운송단계(transportation phase), 작전단계(operational phase), 추가단계(supplemental phase)의 4개로 구분한다. 생산/정비단계는 제조사의 제조공정 상에서 노출될 수 있는 진동 환경을 지칭하며 조립-정비 공정/선적취급/ESS(environmental stress screening) 시험으로 구분될 수 있다. 운송단계는 무기체계가 제조사로부터 제작완료되어 이동수단에 의해 전방공급지역(FSA)까지 운반되는 상황시 노출되는 진동에 대해 무기체계에 요구하고 있으며 이동수단 형태별로 다양한 측정결과의 프로파일을 제공하고 있다. 작전단계는 무기체계가 운

용환경 수명사이클 기간 동안 노출되는 진동 수준에 대해 플랫폼별로 카테고리별 분류하여 그 특성과 관련규격을 제시하고 있다⁽¹⁾.

장진 등은 시험조건이 만들어진 배경과 변화의 흐름을 전반적으로 이해하여 목적에 맞는 시험조건으로 테일러링하는 것이 중요하다고 하였다⁽²⁾.

이종학 등은 진동 프로파일을 고려하지 않는 방진마운트 적용은 오히려 부품의 파손을 야기시키기 때문에 진동 특성을 고려한 분석이 필요하며 최적화 설계 시 부피 및 질량을 절감하고 더 나아가 방진마운트를 배제하는 방안도 얻을 수 있다고 하였다⁽³⁾.

손동훈 등은 차량 탑재 방식으로 발생하는 진동 입력 조건시 캐비닛 구조물 설계에서는 미 군사 규격에서 제시하는 진동규격을 통해 요구되는 시스템 주파수를 선정하고 이를 수치해석으로 분석하여 구조적 강건성을 확인하는 것이 필요하다고 하였다⁽⁴⁾.

이에 따라 무기체계가 노출되는 진동 환경을 관련 규격을 통해 목적에 맞는 조건을 정립하고 적절한 방진마운트 선정 및 신뢰성 있는 검증이 필요하다.

(2) 일반적인 진동 프로파일 적용 방안

통상 개발되는 무기체계는 개발 단계 초기에는 전체 수명단계가 완성되지 못하기 때문에 우리는 MIL-STD-810에 제시되어 있는 미국의 사례와 측정결과를 적용하는 것이 일반적이다. 실측데이터를 사용할 수 없는 차륜형 차량 탑재 장비의 진동 가진 프로파일로 지정되는 Category-4 composite wheeled vehicle의 경우도 운송단계(무기체계의 배송)를 대표하며 804 km 당 각 측당 40분씩의 가진시간을 제시하고 있다.

미국의 경우 항만집결지역(PSA)~전방공급지역(FSA)의 거리가 일반적으로 804 km를 적용하고 있다. 한국의 경우는 국토가 작기 때문에 제조사에서 사용부대까지 운반되는 경우 항공/선박에 의한 이동은 거의 없으며, 대부분 최대 450 km 이하의 육상 도로를 이용한 이동형태이므로 측정결과가 없다면 MIL-STD-810을 활용하여 실제보다 약조건으로 검토를 수행할 수 있다.

작전단계에서도 실측데이터를 사용할 수 없는 경우에는 Figure 514.7C-4 프로파일을 적용하는 것을 제시하고 있다. 그러나 가능하다면 실제 노출되는 진동 환경의 동특성 실측데이터를 적용하는 것이 운송단계와 작전단계 모두 규격에서 추천되는 방법이다. 통상 무기체계의 개발단계에서는 시제장비가 제작되는 과정이므로 개발시험평가 시에는 규격에서 제시되는 프

로파일을 적용하여 진동시험을 수행하며, 시제장비가 통합된 이후에 포장/비포장/야지 주행시험시 동특성 실측데이터를 확보할 수 있으므로 향후 양산품에 테일러링된 진동규격을 적용하게 된다.

2.2 분석대상 소개

(1) 차량 탑재 무기체계의 예와 내부 구성장비
 이 연구에 적용한 무기체계는 Fig. 1과 같이 군용 트럭 적재부에 쉘터 형태로 탑재되는 전자장비 시스템으로 지휘통제, 통신, 감시정찰, 교전/통제 분야에 일반적으로 적용되는 유형이다. 이러한 탑재 형태는 랙장비가 시스템의 전자적/전기적 핵심 구성품으로 적용되며 이동 간 입력되는 노면의 진동으로부터 보호하기 위해 방진마운트를 통해 저감시키는 방법을 주로 적용하고 있다.

통상적으로 약 20 U(1 U = 44.45 mm) 이상의 랙 높이를 갖게 되는 랙조립체는 Fig. 2와 같이 하부와 후면의 방진마운트를 적용하고 있다.

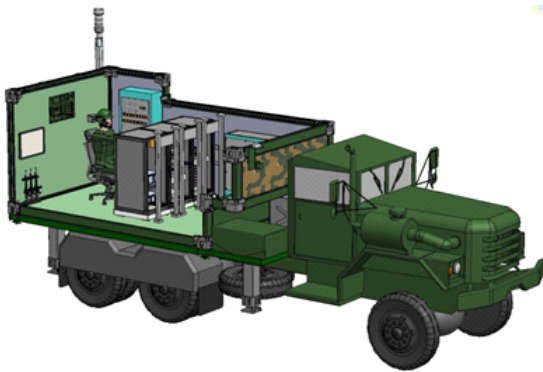


Fig. 1 Mobile system of shelter type

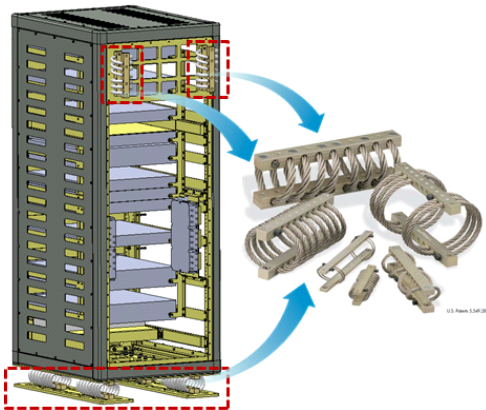


Fig. 2 Application of isolator (wire rope)

따라서, 주행 중 노면을 통해 입력되는 진동은 Figs. 3~4와 같이 지면 → 차량 샤시 → 차량 적재부 → 구조물 또는 쉘터 → 랙조립체 하부/후면 방진마운트 → 랙장비에 이르는 경로로 전달되며 랙조립체의 방진마운트에서 대부분의 진동을 저감하게 된다.

이렇게 방진마운트 적용 구조에 적용되는 장비를 진동시험으로 검증하기 위한 프로파일은 통상 노면과 차량에 의해 적재부로 입력되는 시스템 진동 수준을 적용해 왔다. 이는 방진마운트의 적용 유무에 따라 설계변경을 예방하기 위해 보수적이고 과도한 시험으로 검증하였다는 것이다.

그러나 최근 장비는 첨단화, 소형화, 경량화의 요구가 높기 때문에 진동 프로파일이 실제 랙장비에 전달되는 수준을 예측하여 방진마운트에 의해 저감된 수준을 적용하는 것이 합리적이다.

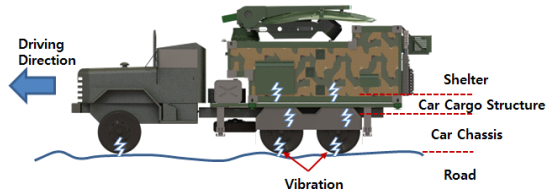


Fig. 3 Vibration transfer of outside the shelter



Fig. 4 Vibration transfer of inside the shelter

2.3 분석방안

(1) MIL-STD-810 진동규격 검토

차량 탑재형 셀터시스템의 수송 중 진동은 실 장비의 제작 전에 정립되어야 하며 탑재차량 및 적용장비의 제원이 무기체계별로 상이하기 때문에 입력 진동의 실측데이터 확보가 불가능하여 Fig. 5, Table 1과 같이 MIL-STD-810규격에서 제시하는 Category-4 Composite wheeled vehicle vibration exposure 프로파일을 따르는 것이 일반적이다.

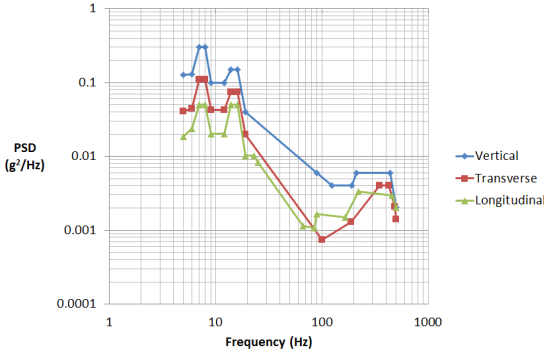


Fig. 5 Vibration profile (MIL-STD-810, category 4)

Table 1 Vibration profile (data)

Vertical		Transverse		Longitudinal	
Frequency, Hz	PSD, g²/Hz	Frequency, Hz	PSD, g²/Hz	Frequency, Hz	PSD, g²/Hz
5	0.12765	5	0.0407	5	0.01848
6	0.12926	6	0.04415	6	0.02373
7	0.3	7	0.11	7	0.05
8	0.3	8	0.11	8	0.05
9	0.1	9	0.0425	9	0.02016
12	0.1	12	0.0425	12	0.02016
14	0.15	14	0.074	14	0.05
16	0.15	16	0.074	16	0.05
19	0.04	19	0.02	19	0.0103
90	0.006	100	0.00074	23	0.0103
125	0.004	189	0.0013	25	0.00833
190	0.004	350	0.004	66	0.00114
211	0.006	425	0.004	84	0.00107
440	0.006	482	0.0021	90	0.00167
500	0.00204	500	0.00142	165	0.00151
				221	0.00333
				455	0.00296
				500	0.00204
rms = 2.24 g		rms = 1.45 g		rms = 1.32 g	

(2) 시스템 설계 초기 (1자유도 진동응답 계산)

무기체계의 개발 프로세스상 환경시험에 해당하는 진동사양은 실제 장비가 구현되지 않는 상세설계 단계에 정립되어야 한다. 특히, 진동 사양은 각 장비가 다양한 설계방안을 검토하게 되는 시스템 설계 초기단계에서부터 설정되어야 부품 선정, 설계 구조를 결정하게 된다. 따라서, 다양한 기계적 설계 사양이 가설정 형태로 정립되는 설계 초기 단계에서 1차적 진동 응답을 예측하는 방법은 랙조립체를 단순 하부 방진마운트만 반영된 1자유도계로 간주하여 빠르고 쉽게 획득하는 것이 효과적이다.

랙장비조립체는 내부 가진요소없이 주행시 차량에 의한 외부 가진만 받는 구조이다. 따라서, 1자유도계 진동모델은 대상물(m)인 랙장비조립체를 질량으로 표현하고 외부 가진에 의한 입력 변위가 발생하는 바닥을 기준으로 강성요소와 댐핑요소에 연결된 Fig. 6 좌측 그림과 같이 나타낼 수 있으며, Fig. 6 우측 그림으로 단순화하면 식 (1)~식 (2)와 같이 표현할 수 있다. 이때, 상대변위 $x - y = z$ 로 치환하면 식 (3)~식 (4)로 표현할 수 있고 감쇠율과 고유주파수로 치환하면 식 (5)를 얻을 수 있다⁽⁵⁾.

$$\sum F = m\ddot{x} \tag{1}$$

$$m\ddot{x} = c(\dot{y} - \dot{x}) + k(y - x) \tag{2}$$

상대변위(z)를 $z = x - y$ 로 표현하면,

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y} \tag{3}$$

$$\ddot{z} + (c/m)\dot{z} + (k/m)z = -\ddot{y} \tag{4}$$

$(c/m) = 2\xi\omega_n$, $(k/m) = \omega_n^2$ 이므로

$$\ddot{z} + 2\xi\omega_n\dot{z} + \omega_n^2z = -\ddot{y} \tag{5}$$

가진을 조화함수로 간주하여 라플라스 변환을 통

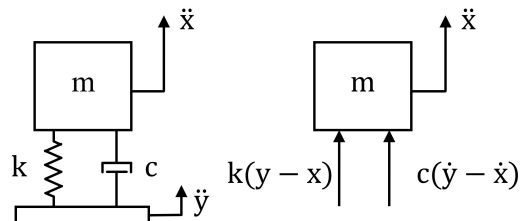


Fig. 6 Single-degree of freedom system

해 식을 정리하고 감쇠된 고유주파수의 변수로 식 (6) ~ 식 (7)을 적용하면 상대변위의 함수는 식 (8)과 같이 정리할 수 있다.

$$\ddot{y}(t) = A \sin(\omega t) \tag{6}$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \tag{7}$$

$$Z(s) = \frac{\dot{z}(0) + \{s + 2\xi\omega_n\}}{(s + \xi\omega_n)^2 + \omega_d^2} + \left\{ \frac{-A\alpha}{s^2 + \alpha^2} \right\} \left\{ \frac{1}{(s + \xi\omega_n)^2 + \omega_d^2} \right\} \tag{8}$$

식 (8)을 활용하여 시스템 초기의 가정조건을 반영한 랙장비에 전달되는 진동 응답 수준을 분석한 결과는 Table 2, Figs. 7~9와 같다. 시스템 설계 초기에는 랙장비조립체의 고유주파수를 알 수 없기 때문에 가선정된 방진마운트의 고유주파수와 가선정한 방진마운

트의 카탈로그 제시 감쇠비를 반영하였다.

계산결과 5 Hz ~ 30 Hz 구간에서 입력 대비 높은 PSD(power spectrum density)값으로 나타났다. 이것은 3축 모두 입력 프로파일이 5 Hz ~ 15 Hz에서 높은 수준으로 가진되고 있으며 입력한 시스템의 고유주파수 21 Hz이기 때문에 나타나는 경향을 나타내는 결과라 볼 수 있다. 시스템 고유주파수를 21 Hz로 선정하 이유는 외란주파수가 5 Hz ~ 15 Hz 범위에서 높게 입력되기 때문에 외란/고유 주파수 비를 최대한 낮게 설정하여 진동 전달률을 1에 근접하도록 설계하였기 때문이다. Fig. 10 진동 전달률 그래프에서 나타나는 바와 같이 외란/고유 주파수 비가 $\sqrt{2}$ 이상이어야 진동 감쇠가 일어나지만 외란주파수가 5 Hz ~ 15 Hz와 같이 범위를 갖는 저주파수 대역일 경우 5 Hz 이하에서는 $1/\sqrt{2}$ 배인 3.54 Hz 이하의 고유주파수를 갖는 방진

Table 2 Input & Results of calculation

Item	Input
Input	MIL-STD-810, category 4 profile
f_n	21
ξ	0.15
Item	Results
Vertical	Input: 2.24 Grms, Response: 2.7 Grms
Transverse	Input: 1.45 Grms, Response: 1.81 Grms
Longitudinal	Input: 1.32 Grms, Response: 1.4 Grms

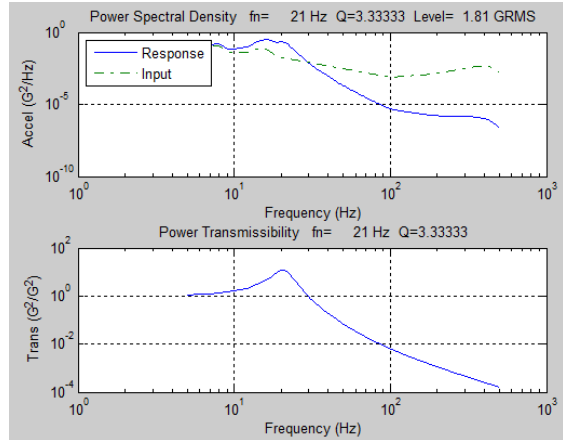


Fig. 8 Results of calculation (transverse)

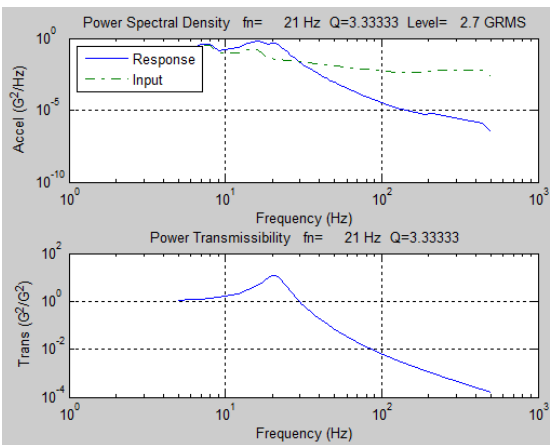


Fig. 7 Results of calculation (vertical)

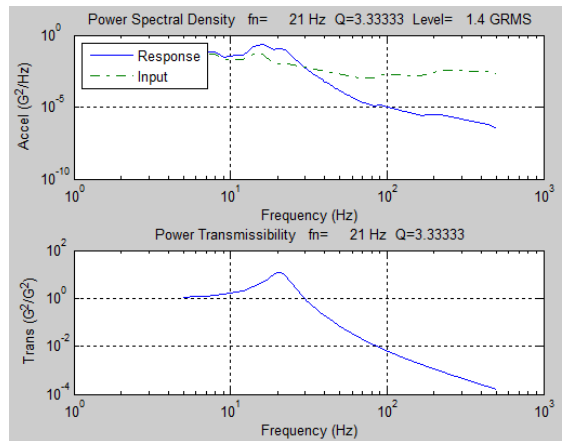


Fig. 9 Results of calculation (longitudinal)

마운트를 적용해야 하는데 군용 환경조건을 만족하면서 요구되는 특성을 만족하는 방진마운트 형태가 없다. 따라서 외란주파수의 상한인 15 Hz를 기준으로 주파수 비의 반대방향인 낮은 주파수 비로 설계하는 것이 현실적인 방법이다.

(3) 설계 확정 후 검증 (CAE 해석)

무기체계 개발 중 설계 확정 후 제작진행 단계에서는 실물과 거의 유사한 형태가 정립되기 때문에 시스템 초기에 할 수 없었던 구체적인 분석을 진행할 수 있다. 설계된 장비의 형상, 제원, 물성값 등을 활용하여 방진마운트의 사양, 위치 등을 CAE를 통해 모델링하고 모드해석 및 랜덤진동해석을 수행함으로써 방진 대상 장비인 랙조립체의 모드특성과 가진 입력 프로파일이 랙장비에 전달하는 진동 응답을 Table 3, Figs. 12 ~ 14와 같이 얻을 수 있다.

해석모델은 각각의 랙장비의 물성값을 모델링하여 무게중심과 제공된 예상중량을 반영하였으며, 랙장치

대와 기계적인 인터페이스는 구속조건을 활용하여 반영하였다. 방진마운트도 제조사에서 제공되는 방향별 강성값을 반영하여 설계와 동일한 인터페이스에 적용하였다.

모드해석 검토결과 Fig. 5, Table 1의 가진 입력 프로파일의 주파수 중 높은 PSD가 입력되는 5 Hz ~ 16 Hz 구간을 최대한 회피하기 위해 설계 변경을 반복하였으나 1차 모드는 12.8 Hz로 불가피하게 중첩되어 있음을 확인할 수 있다. 랙조립체는 일반적으로 6면이 개방된 형상의 타워형으로 무게중심이 높고 전방에 치우쳐져 있기 때문에 1차 모드 고유주파수를 20 Hz 이상 높이는 것은 매우 어려운 조건이 필요하다. 형상 설계 초기

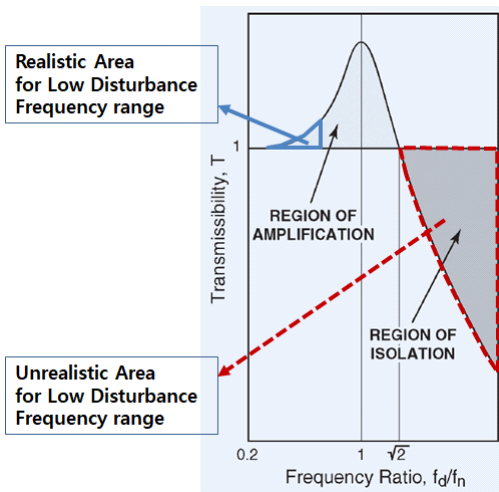


Fig. 10 Vibration transmissibility

Table 3 Natural frequency & mode shape

Mode	Frequency [Hz]	Mode shape
		Deformation
1	12.8	Left & right mode (Fig. 12 / 1st. mode)
2	20.4	Front & rear mode (Fig. 13 / 2nd. mode)
3	23.9	Up & down mode (Fig. 14 / 3rd. mode)

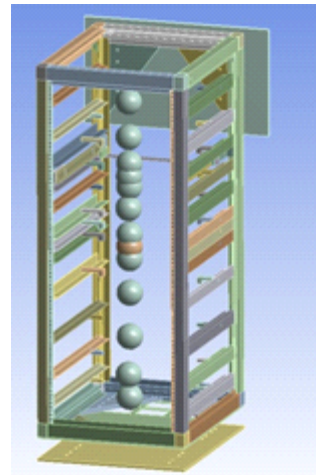


Fig. 11 CAE analysis model

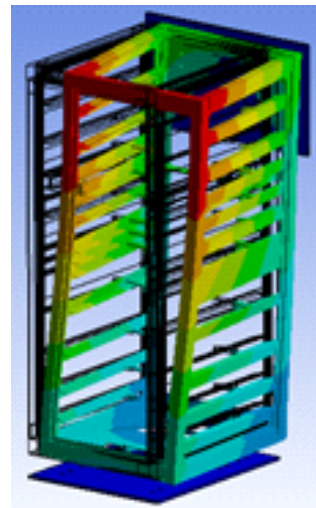


Fig. 12 Shape of 1st. mode (12.8 Hz)

1차~5차까지 입력 주파수와 중첩하였으나 탑재 랙장비의 설계 확정 및 그에 맞는 방진마운트 및 프레임의 설계 변경을 반복한 결과 좋은 특성을 보이는 설계방안을 도출할 수 있었다. 결론적으로 Fig. 12의 1차 모드 거동은 축방향에 직접적인 방진마운트가 없는 가로방향 / 12.8 Hz에서 발생하고 있고, Fig. 13 2차 모드 거동은 무게중심의 전방 쏠림현상과 후면 방진마운트 2개소에 의한 전후방향 / 20.4 Hz에서 발생하고 있다. 끝으로 Fig. 14 3차 모드 거동은 수직방향 / 23.9 Hz에서 발생하고 있다.

다음으로 랜덤 진동해석을 수행하여 차량을 통해 입력되는 진동 프로파일은 Table 4, Figs. 15 ~ 17과

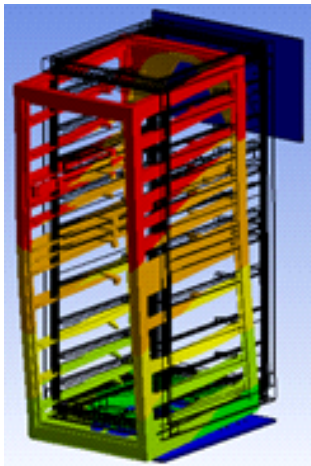


Fig. 13 Shape of 2nd. mode (20.4 Hz)

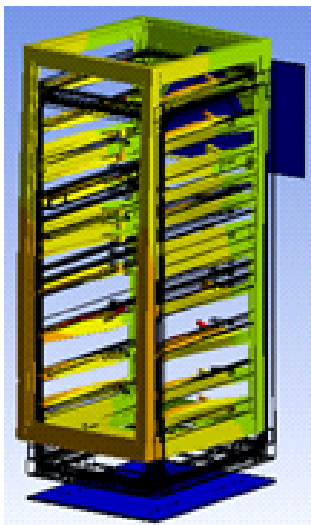


Fig. 14 Shape of 3rd. mode (23.9 Hz)

같이 10 Hz ~ 20 Hz 구간에서 증폭되며 30 Hz를 기점으로 크게 감소되는 경향을 나타내고 있다.

저주파수에서 증폭되는 현상은 대상 랙조립체의 유효 질량분포가 높은 1차 모드~3차 모드가 각각 12.8 Hz, 20.4 Hz, 23.9 Hz에서 발생하기 때문으로 해석된다. 증폭 현상에 의한 응력 수준을 살펴보면 3시그마 조건에서도 랙프레임 재질인 알루미늄의 항복응력 270 MPa를 넘지 않는 수준으로 랙조립체 구조 및 전자모듈에 응력을 가하고 있기 때문에 문제를 발생시키지 않을 것으로 판단된다.

Table 4 Input information of analysis

Item	Input
Input	MIL-STD-810, category 4 profile
Isolation	Wirelope type (WR16)
Point	C.G of Top rack unit
ζ	0.143

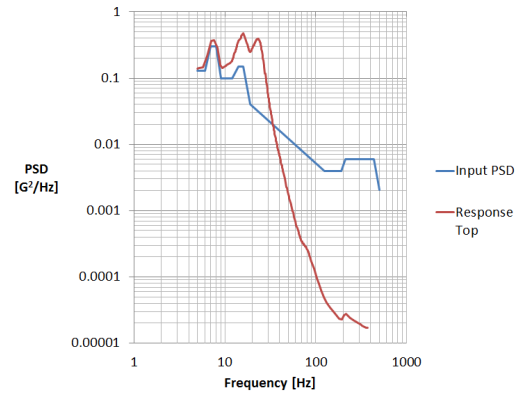


Fig. 15 Results of CAE analysis (vertical)

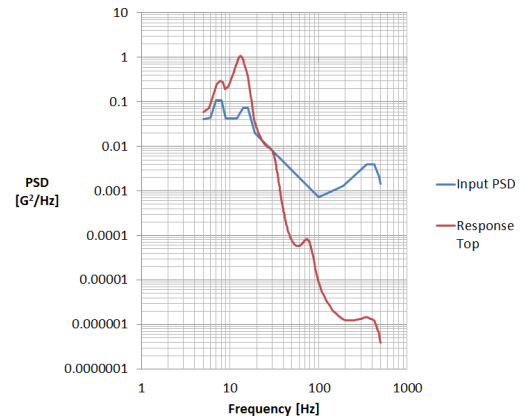


Fig. 16 Results of CAE analysis (transverse)

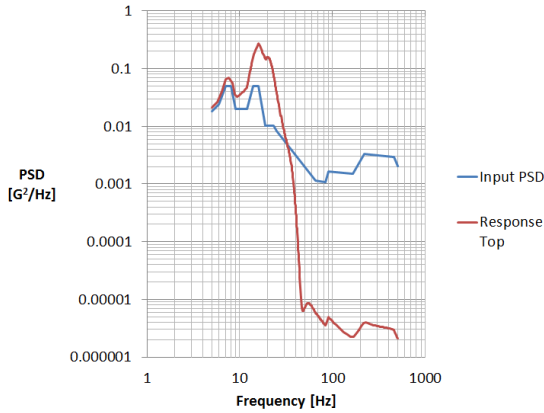


Fig. 17 Results of CAE analysis (longitudinal)

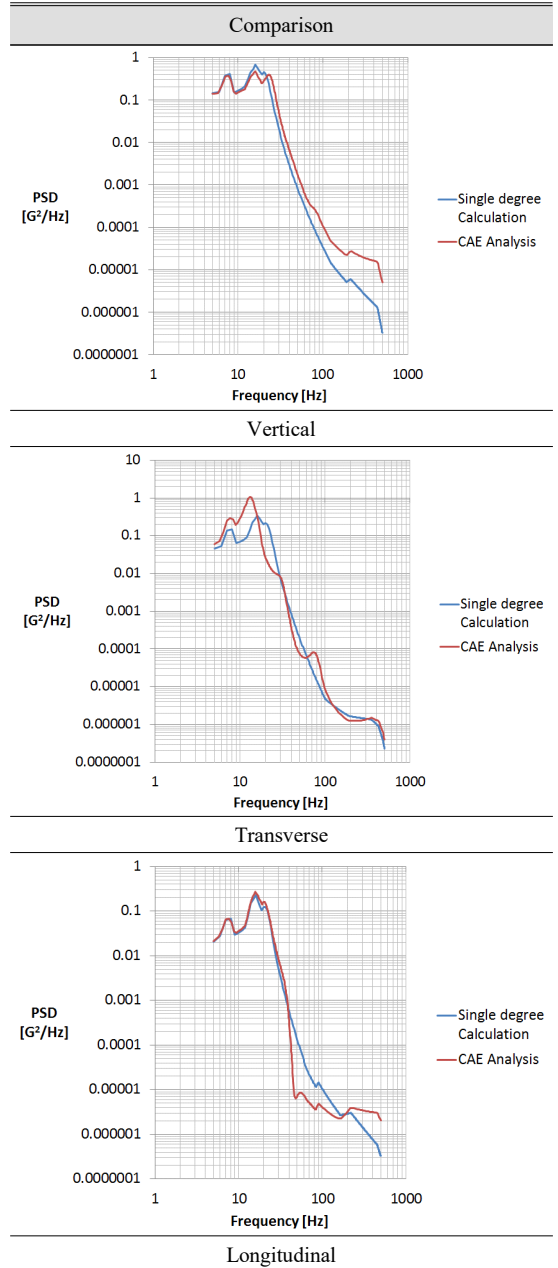
결국 산출된 응답은 장비가 방진마운트를 통과하여 저감된 진동 수준으로 전달됨을 나타내며, 장비의 단독 진동시험 검증 시에는 이 프로파일이 입력 프로파일로 적용되어 적합성에 대한 판단을 수행할 수 있다. Table 4의 감쇠비는 상세설계간 최종 선정된 방진마운트의 제조사 제시 감쇠비이며, 적색 응답그래프는 개별 질량으로 반영한 랙장비 중 높은 PSD와 응력을 나타낸 최상단 랙장비의 무게중심을 기준으로 도시하였다. 실제 진동시험 입력 프로파일로 적용 시에는 산출된 경향을 포함할 수 있으며 보다 단순화된 그래프 형태로 보완이 필요하다.

(4) 위 2개의 기법 차이 비교

Table 2, Figs. 7~9와 Table 4, Figs. 15~17을 비교한 결과 Table 5와 같이 2개의 진동 응답 결과는 가로 방향을 제외한 나머지 2개 방향에서 매우 유사한 경향을 나타내고 있다. 가로방향에서 차이를 보이는 이유는 대상 랙조립체가 입력 프로파일 주파수와 중첩되는 12.8 Hz에서 좌/우 모드의 공진이 발생하기 때문으로 해석된다. 30 Hz 이상 주파수 대역에서 발생하는 차이는 그 수준이 미미하기 때문에 무시하였다.

결과적으로 이 논문에서 제안하는 설계 초기 1차우도 계산 추정 후 CAE 해석 검증 방안은 대상물의 공진주파수 특성을 제외하면 매우 유사한 결과를 얻을 수 있음을 확인할 수 있었다. 단지, 대상물의 고유주파수는 PSD가 높은 입력 주파수 대역을 충분히 회피하도록 설계 최적화를 수행해야 하며, 불가피하게 중첩되는 주파수에 대해서는 그 수준을 보고 설계 확정 여부를 결정해야 한다.

Table 5 Results of calculation



3. 결론

지금까지 진동 환경에 노출된 장비가 방진마운트를 통과하여 실질적으로 받는 진동의 수준에 대해 무기체계의 설계단계를 고려하여 2가지 방법으로 분석하여 비교하였다. 검토된 내용을 요약하면 아래와 같다.

(1) 방진마운트로 완충되는 환경의 장비가 실질적으로 전달받는 진동 수준은 방진마운트와 장비의 모드특성에 영향을 받으며 입력프로파일 대비 저주파수에서 다소 높은 수준이며, 일정 주파수 이상에서는 현격히 저감된 수준이 전달된다.

(2) 랙조립체에 장착되는 전자모듈(랙장비)은 일반적으로 100 Hz ~ 200 Hz에서 취약한 특성을 가지고 있기 때문에 이 연구에서 선정된 방진마운트를 통해 전달되는 진동은 크게 저감된 수준이라 할 수 있다. 유사한 진동 응답 검토에서도 관심 주파수 범위를 기준으로 검토하여 적절성을 판단하여야 한다.

(3) 실제 장비의 단독 진동시험 검증 시 산출된 진동 응답 수준을 입력 프로파일로 적용하여 생존 여부를 검토함이 타당하다. 설계 초기에는 계산에 의한 산출값으로 우선 적용하고 설계 확정시 CAE에 의한 보정 업데이트를 적용하더라도 유사성을 유지하고 있기 때문에 개발 단계별 적용이 가능하다.

(4) 개선정한 방진마운트의 고유주파수와 감쇠비를 활용한 1자유도 계산결과는 동일 성능의 방진마운트를 적용하여 랜덤진동 해석결과와 유사한 결과를 얻을 수 있다.

(5) 방진 대상물의 모드특성은 위 비교의 차이를 발생시키므로 가진 입력 프로파일의 지배적인 주파수 구간과 중첩되지 않도록 회피 설계가 필수적이다.

무기체계 분야에서 방진마운트를 적용한 장비는 무수히 많이 개발되고 있었지만 설계 초기 방진마운트 선정은 설계인자가 미확정되어 정량적으로 선정할 수 없었다. 또한, 진동 특성에 대한 검토는 설계 확정 후 가능하였기 때문에 장비의 제작 중/제작 후 설계 변경이 빈번하여 개발일정과 비용에 큰 지장을 초래하였다. 하지만 이 논문에서 제안하는 설계 초기와 설계 확정 단계를 구분한 2단계 접근법을 적용한다면 설계 초기에도 방진마운트 사양을 정립할 수 있고 CAE 해석을 통하여 큰 편차 없는 신뢰성을 확인 할 수 있다. 또한, 다양한 상용제품의 무기체계 진동 환경 적합성 검증 시 실질적이고 정량적인 시험조건을 부여할 수 있고 합불 판정이 가능하여 결국 개발일정과 비용 절감에 도움이 될 것으로 판단된다.

향후 실장비 제작 후 진동시험을 통하여 방진마운트의 강성값 측정 및 진동 응답 측정시험을 진행하여 보완한다면 설계 초기 예측, 설계 확정시 검증, 제작된 실제 대상물의 진동 특성을 유사하게 추정할 수 있

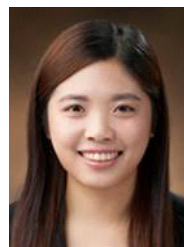
는 인자와 프로세스로 보완 발전될 수 있을 것이다.

References

- (1) MIL-STD-810G w/Change 1, 2014, Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Department of Defense, US.
- (2) Jang, J., Kim, D.-S. and Choi, B.-O., 2016, Review on Revision History of Secured Cargo Transportation Vibration by Ground Vehicles in MIL-STD-810G w/Change 1, Proceedings of the KSME (Korean Society of Mechanical Engineers) Conference, pp. 1416~1420.
- (3) Lee, J.-H., Kwon, B.-H., Park, N.-C. and Park, Y.-P., 2013, Dynamic Characteristic Analysis Procedure of Helicopter-mounted Electronic Equipment, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 8, pp. 759~769.
- (4) Son, D.-H., Kang, K.-H., Choi, J.-H. and Park, D.-H., 2014, Analysis of the Structural Robustness of Cabinet Structure Equipped with Military Vehicles, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 273~276.
- (5) Tom Irvine, 2012, The Response of a Single-degree-of-freedom System Subjected to Combined force and Base Excitation, Revision A, http://www.vibrationdata.com/tutorials_alt/sdof_force_accel.pdf.



Sang-Hyun Kim received his B.S. degrees from Korea Aerospace University in 1998 and 2001. He is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. His research interests are design and analysis about military satellite system, actuator, vibration, shock and noise environments.



Mi-Young Kim received her B.S. degrees from Chonnam National University in 2008 and 2012. She is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. Her research interests are design and analysis about military system.



Jong-Ik Jeon is research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received his the degree of master from Hanyang University. His research interests are shock/vibration and fatigue/fracture.



Jong-Hak Lee is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received his the degree of master from Yonsei University. His research interests are shock/vibration and dynamics.



Dong-Hun Son is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received a Master degree in Dept. of Mechanical Engineering from Yonsei University in 2011. His research interests are shock/vibration and dynamics.



Hwee-Seung Lee is a researcher at the Agency for Defense Development (ADD). He received the degree of master from Seoul National University of Science & Technology. His research interests are design and analysis about military satellite system.

반복가력시험을 이용한 유동식 그루브 조인트로 연결된 입상 배관의 지진거동 연구

A Study for Seismic Behavior of a Riser Pipe with Flexible Groove Joints Using Cyclic Loading Test

김성완* · 전범규† · 안성우** · 위성우**

Sung-Wan Kim*, Bub-Gyu Jeon†, Seong-Woo Ahn** and Seong-Woo Wi**

(Received September 30, 2018 ; Revised November 26, 2018 ; Accepted December 4, 2018)

Key Words : Riser Pipe(입상배관), Seismic Behavior(지진거동), Flexible Groove Joint(유동식 그루브 조인트)

ABSTRACT

In this study, seismic simulation testing of a stainless steel riser pipe with a flexible groove joint was carried out using the cyclic loading test. The deformation of the stainless steel riser pipe and the response in terms of the relative displacement between the components were analyzed by an image measurement system that measured the deformation angle between the elbow and tee joint. Neither deformation/destruction nor other external changes to the pipe resulted from the cyclic loading test. As the maximum von Mises stress values measured from the cyclic loading test fell beneath the allowable stress threshold, the results of the cyclic loading test were evaluated as having met the acceptance criteria for allowable stress.

1. 서 론

생활수준의 향상 및 산업의 발전에 따라 공조용 기계, 산업용 기계 및 배관기자재의 중요성이 인식되고 있다. 배관은 기계, 전기, 전자, 섬유, 냉동 공조 및 플랜트 등 모든 산업분야의 응용기기로서 이용되고 있을 뿐만 아니라 소방, 화학 등 안전과 관련된 영역에서도 폭넓게 활용되고 있어 배관 분야의 중요성이 날로 부각되고 있다. 배관은 주요 구조부에 연결되어 있지만 외부하중을 지지하지 않으며 주어진 고유 기능을 수행하는 시설로서 비구조요소로 분류할 수 있다. 자연재해 중 지진의 발생 추이를 보면 세계적으로

규모 5.0~규모 5.9의 지진이 증가 추세를 보이고 있다. 이러한 경향으로 인하여 지진이 발생하는 국가를 중심으로 비구조요소에 대한 내진안전성을 확보하기 위한 연구가 수행중이다^(1,2). 국내에서도 건축구조기준(2016)의 0306.10절에서 비구조요소에 대한 내진설계를 다루고 있으며 0205절에서 지진하중에 대한 특별검사를 수행하도록 요구하고 있다. 또한 0208절에서 필요할 경우 비구조요소의 내진성능 검증을 수행할 것을 권고하고 있다⁽³⁾. 2016년 소방시설의 내진설계기준(국민안전처고시 제2015-138호) 시행에 따라 소방배관에 대한 내진성능 확보가 요구되고 있는 실정이다.

배관 관련 제품의 진동, 굽힘, 내압 등의 기계적인 성능을 평가하기 위한 검증 기준은 제시되어 있다. 그러

† Corresponding Author ; Member, Seismic Research and Test Center, Pusan National University.

E-mail : bkjeon79@pusan.ac.kr

* Seismic Research and Test Center, Pusan National University.

** Korea Testing Certification

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

나 지진하중 발생 시 서로 다른 두 지점의 거동 차에 의해 발생할 수 있는 특성과 반복되는 변위에 의한 지진 동수 피로파괴의 손상경향이 나타나는 배관의 특징을 고려한 내진성능평가에 대한 연구가 필요하다. 미국의 경우 NFPA(national fire protection association)13에서 배관을 포함한 소방시설의 내진설계 기준을 제시하고 있다⁽⁴⁾. 국내에서는 2016년 건축구조기준이 개정되고 소방시설의 내진설계기준이 시행됨에 따라 주요 비구조요소인 배관에 대한 내진성능 확보가 요구되고 있다. 그러나 이러한 기준들에서는 특정요소의 적용규정과 지진하중에 대한 설계를 제시하고 있을 뿐 해당 요소의 내진성능검증을 위한 평가 기술이 명확하지 않다.

이 연구에서는 NFPA13과 소방시설의 내진설계기준을 참조하여 배관계통을 구성하였다. 배관의 연결은 최소 변형각이 ±1° 이상이 요구되는 유동식 그루브 조인트를 사용하였으며 정적 반복가력에 의한 지진모사 시험을 수행하였다. 지진하중 발생 시 구조물의 변형 또는 구조부재간의 상대변위에 의한 변위지배적인 거동에 따른 시험대상설비의 거동을 분석하였다.

2. 이미지 상관법을 이용한 변형각 측정

이미지 상관법을 이용한 계측 방법은 구조물 표면의 명암 값을 이용하여 상관관계를 비교하는 방법이다^(5,6). 이 연구에서는 두 이미지 간의 상관관계 비교를 위한 방법으로 식 (1)의 NSSD(normalized sum of squared differences) 방법을 이용하여 구조물의 변위를 측정하였다. 식 (1)에서 $f(x_i, y_i)$ 는 참조 이미지에서 분리한 정사각형의 명암의 패턴을 참조 윈도우라고 하며, $g(x'_i, y'_j)$ 는 외력에 의한 물체의 변형된 이미지에서 분리한 정사각형의 명암의 패턴을 변형된 윈도우라고 한다. 윈도우의 크기는 $(2M + 1) \times (2M + 1)$ 의 정사각형 사이즈의 부분 이미지를 나타내며, 참조 윈도우와 변형된 윈도우의 상관관계를 분석하여 가장 상관관계가 높은 좌표를 검출함으로써 변형의 측정이 가능하다.

단위 픽셀 이하를 계산하기 위해서는 각각의 지점에서 측정된 변위를 바탕으로 주변 지점에 대한 변형의 예측을 위해 형상함수를 이용한다. 외력에 의한 물체의 굽힘 및 비선형적인 거동의 영향을 고려하기 위하여 식 (3)의 2차 형상함수를 적용하여 단위픽셀이하를 계산하였다. 식 (3)에서 $\xi_2(x_i, y_j)$ 는 x 좌표의 2차 형상함수, $\eta_2(x_i, y_j)$ 는 y 좌표의 2차 형상함수, $\Delta x = x_i - x_0$, $\Delta y = y_j - y_0$ 이며, u, v 는 참조 윈도우 중심에 대한 $x,$

y 방향의 변위 성분을 나타낸다. u_x, u_y, v_x, v_y 는 참조 윈도우의 1차 변위 구배를 $u_{xx}, u_{xy}, u_{yy}, v_{xx}, v_{xy}, v_{yy}$ 는 2차 변위 구배를 나타낸다. M 은 변형 전 이미지에서 변위를 측정하고자 하는 격자점의 크기를 나타낸다.

$$C_{NSSD} = \sum_{i=-M}^M \sum_{j=-M}^M \left[\frac{f(x_i, y_j)}{\bar{f}} - \frac{g(x'_i, y'_j)}{\bar{g}} \right]^2 \quad (1)$$

$$\bar{f} = \sqrt{\sum_{i=-M}^M \sum_{j=-M}^M [f(x_i, y_j)]^2}, \quad (2)$$

$$\bar{g} = \sqrt{\sum_{i=-M}^M \sum_{j=-M}^M [g(x'_i, y'_j)]^2}$$

$$\begin{aligned} \xi_2(x_i, y_j) &= u + u_x \Delta x + u_y \Delta y \\ &\quad + \frac{1}{2} u_{xx} \Delta x^2 + \frac{1}{2} u_{yy} \Delta y^2 \\ &\quad + u_{xy} \Delta y^2 + u_{xy} \Delta x \Delta y \\ \eta_2(x_i, y_j) &= v + v_x \Delta x + v_y \Delta y \\ &\quad + \frac{1}{2} v_{xx} \Delta x^2 + \frac{1}{2} v_{yy} \Delta y^2 \\ &\quad + v_{xy} \Delta y^2 + v_{xy} \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3)$$

$(i, j = -M : M)$

Fig. 1은 영상계측시스템을 이용한 변형각 측정 알

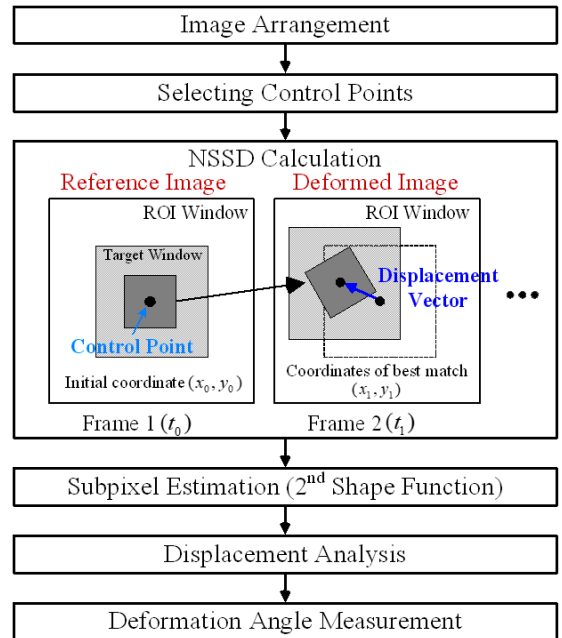


Fig. 1 Algorithm for measuring deformation angle

고리들을 나타내었으며, 총 6단계로 분류된다. 획득된 이미지를 시간순서대로 배열하며, 참조 이미지에서 변위를 알고 싶은 지점인 기준점들을 지정한다. 변위를 알고 싶은 지역에서 참조 윈도우와 변형된 윈도우의 상관관계를 분석하기 위하여 NSSD를 계산하여 좌표를 나타낸다. NSSD로 계산된 좌표는 정수이며 단위 픽셀 이하는 2차 형상함수를 이용하여 단위픽셀 이하를 계산한다. 마지막으로 각 지점에서 해석된 변위응답을 이용하여 변형각을 측정하게 된다.

3. 시험조건 및 방법

이 연구에서는 수직배관계통을 시험대상설비로 선정하고, 구조부재간의 상대변위를 이용한 층간변위를 구현할 수 있도록 Fig. 2와 같이 강재프레임을 설계 및 제작하였다. 시험대상설비인 수직배관계통은 NFPA13을 참조하여 2개의 90° 엘보와 1개의 티 조인트가 적용되었으며, 지진분리이음뿐만 아니라 배관의 연결은 모두 유동식 그루브 조인트를 이용하여 연결되었다.

대한민국의 원자력 설계기준인 운전기준지진 하중배제에 따른 대체설계 고려사항에서 지진에 대한 피로해석을 수행하고자 할 경우, 안전정지지진을 기준으로 지진 사건 1회당 10회의 최대 응력 사이클을 고려할 것을 요구하고 있다⁽⁷⁾. 또한 배관을 지지하는 지

기구조물들의 서로 다른 거동에 의한 상대변위로부터 야기될 수 있는 피해를 검토하기 위하여 지진 정착부 운동을 고려할 것을 요구하고 있다. 따라서 반복가력 횟수는 최소 10회 이상으로 하는 것이 타당할 것으로 판단하였다.

이 연구에서는 실제 운용조건을 최대한 고려하기 위하여 배관내부에 물을 채우고 부스터를 이용하여 2 MPa의 내압을 가압하였다. 또한 Table 1의 건축구조기준에서 제시하고 있는 최대허용층간변위에 대하여 정형과로 10회 정적 반복가력시험을 수행하였으며 h는 해당 층의 층고로서 3000 mm이다. 액추에이터는 변위제어로 분당 20 mm로 가력하였다.

Fig. 3은 영상계측시스템을 이용하여 획득된 유동식 그루브 조인트가 적용된 입상 배관을 나타내었다. Table 2는 시험대상설비의 주요 구성품과 하위부품들을 나타내었다. 시험대상설비의 높이는 3000 mm이고 로드셀과 연결을 위한 플레이트를 포함하면 3040 mm이다.

Fig. 4는 수직배관계통의 층간변위 시험을 위해 설치

Table 1 Allowable side sway

Level		
Special	I	II
0.010 h	0.015h	0.020 h

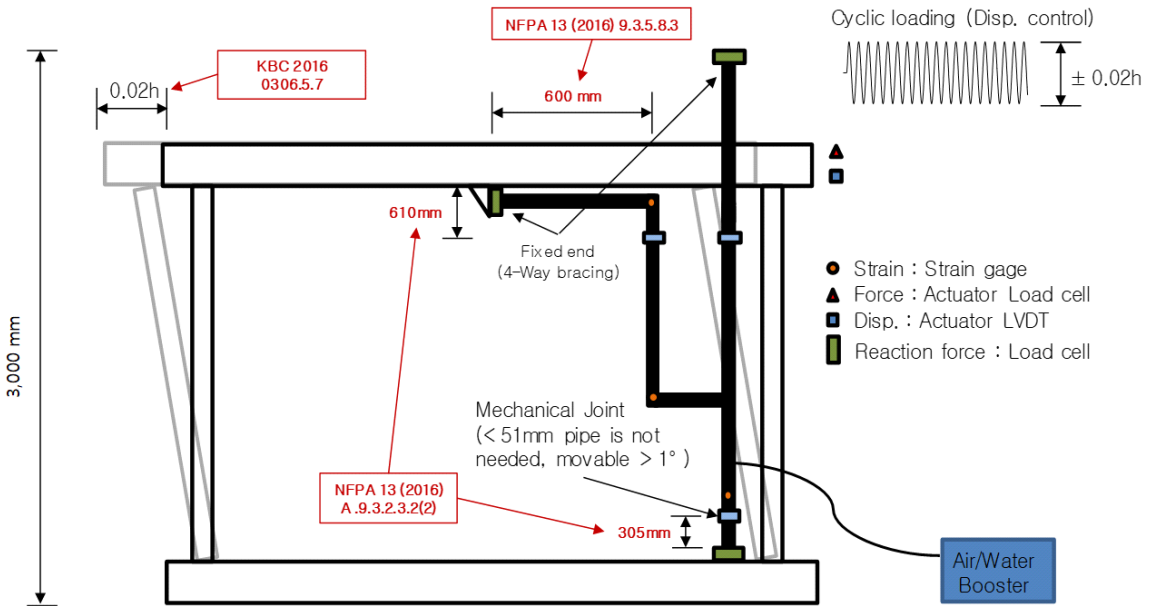


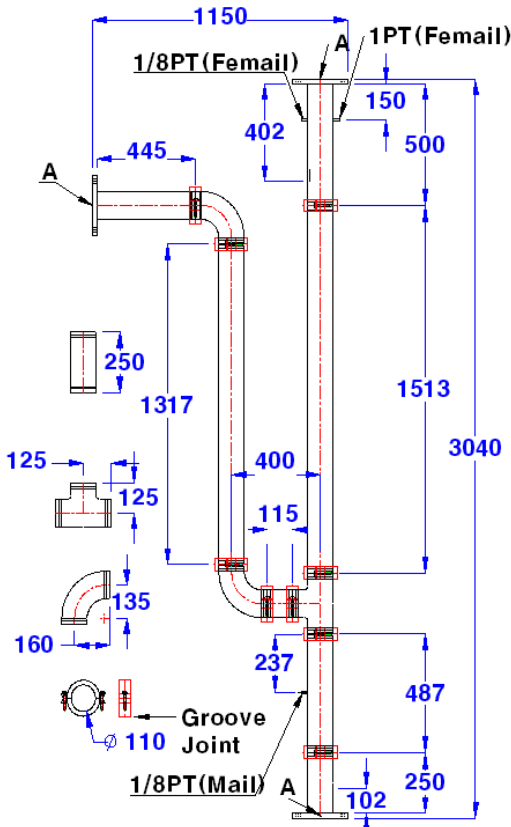
Fig. 2 Test schematic for seismic behavior of riser pipe with flexible groove joint

된 시험대상설비이며 센서의 설치 위치를 나타내었다. 센서는 입상배관에 모든 끝단은 3축 로드셀(MC63-3A, Dacell)로 연결되며 볼트로 결합하여 인발력을 계측하였다. 선행연구에서 지진에 의해 발생하는 배관의 파손은 저진동수 피로파괴로서, 비선형 거동이 집중되는 엘보와 티 조인트 등의 피팅에서 변위지배

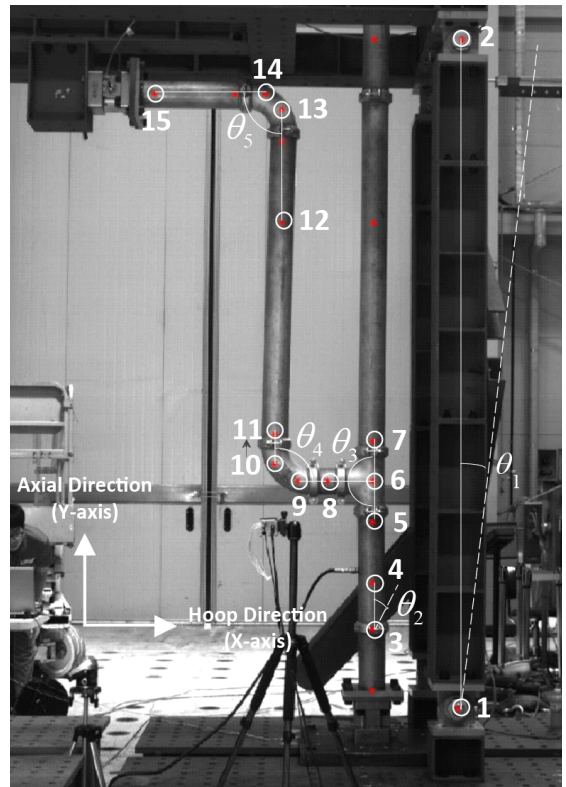
적인 거동에 의한 파손이 발생할 수 있는 것으로 나타났다⁽⁸⁾. 또한 소방시설의 내진설계 기준 해설의 3절 소방시설 지진 피해 사례에서 조인트, 플랜지 등의 배관 연결부는 지진으로 인한 손상이 나타날 수 있음을 확인하였다. 이 연구에서는 배관연결부 특히 유동식 그루브 조인트는 형상과 구조적인 특징으로 인하여 변형률을 계측하기 어려우므로 육안검사를 통하여 누수 또는 파손을 점검하였다. 그리고 배관에서 비선형 거동이 집중될 것으로 예상되는 주요 지진취약요소인 엘보에 변형률 센서를 부착하여 지진거동에 의한 특성을 확인하였다. Fig. 5와 같이 엘보의 crown 지점에서 3축 변형률 센서(FRA-5-11-5L, Tokyo Sokki)를 3SG-1 및 3SG-2 지점에 설치하였으며, 배관 연결재가 주변 배관에 미치는 영향을 파악하기 위하여 조인트에서 가까운 하부의 1SG-1 지점에 1축 변형률 센서(FLA-3-11, Tokyo Sokki)를 설치하였다. 반복가력을 위해 2기의 액추에이터를 강재프레임의 상부 슬래브

Table 2 Major component and subassembly list

Part	Specification	Quantity
Pipe	SUS 304(KS D 3576), 100A 3.0T	-
Elbow	SUS 304(KS D 3576), 100A 3.0T, 90° elbow	2
Tee	SUS 304(KS D 3576), 100A 3.0T	1
Joint	Flexible groove joint, Stainless steel	9



(a) Specimen drawing



○ Target

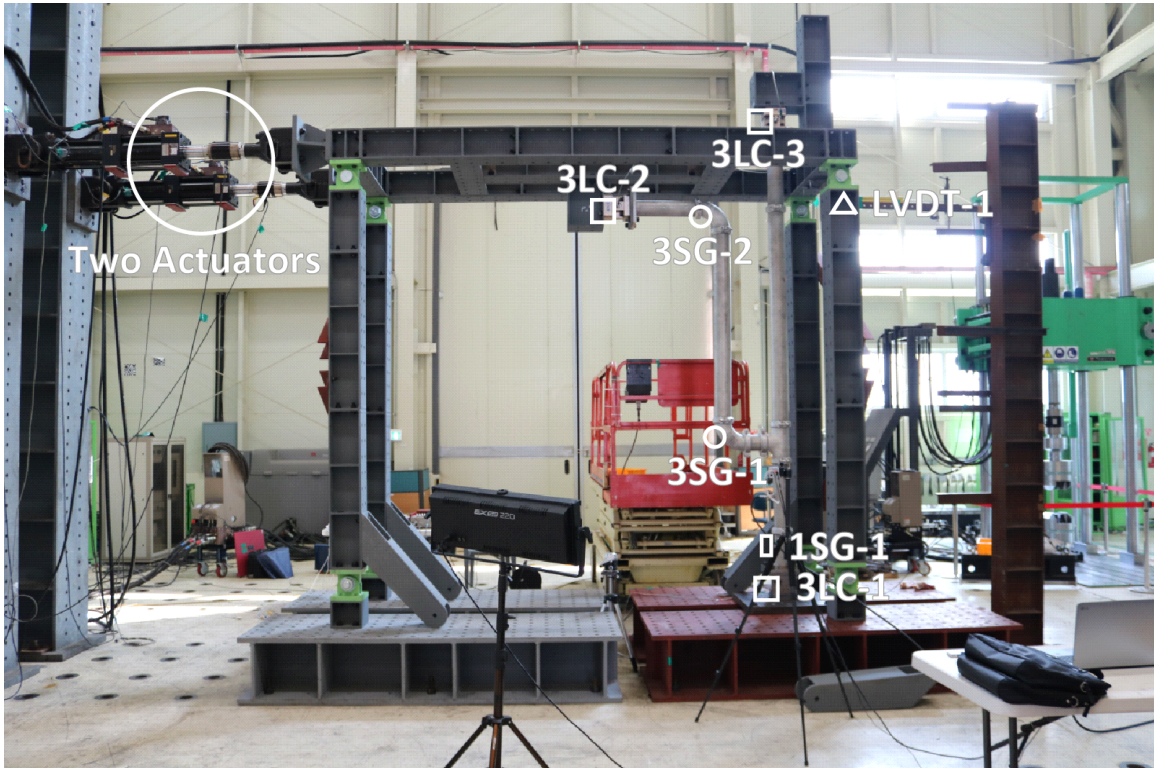
(b) Measurement points of deformation angle

Fig. 3 Riser pipe with flexible groove joint

에 연결하였으며 힌지로 연결된 프레임을 이용하여 반복가력 수행 시 배관시스템에만 하중이 발생하도록 구성하였다. 가력 변위 및 하중은 액추에이터의 로드셀과 LVDT(SDP-300D, Tokyo Sokki)로 측정하였다. 실험은 영상계측시스템(IMB-7050G)을 이용하여 2448 × 2048의 image를 초당 2프레임으로 획득하였으며, UTM(universal testing machine) 및 액추에이터는 데이터 취득속도 1 Hz, 변형률 센서는 0.25 Hz로

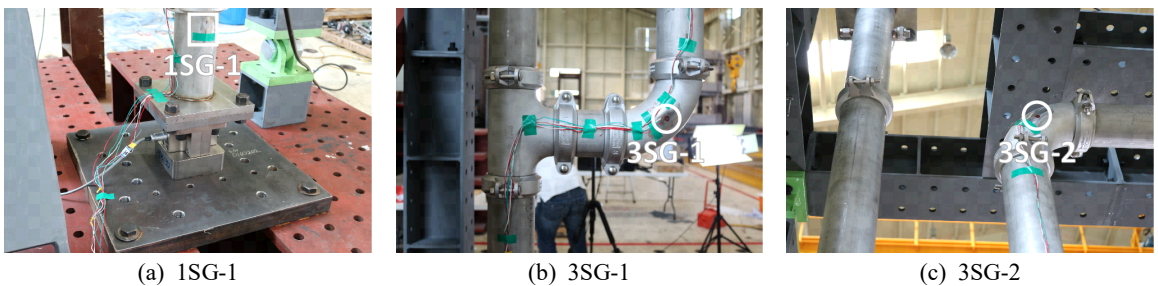
계측하였다.

유동식 그루브 조인트는 지진발생시 최소 ±1° 이상의 변형이 가능하여야 하며, 선행 연구결과에 따르면 그루브 조인트가 적용된 티는 점진 증폭되는 반복가력에 의해 변형각의 크기가 1.15° 이하에서 누수가 발생할 수 있음을 확인하였다⁹⁾. 그러므로 배관의 주요 지진취약요소인 배관연결재에 대한 지진안전성 평가를 수행하고자 한다면, 배관 주요요소의 변형각에



- 1-axis Stain Gage (1SG) △ Linear Variable Differential Transformer (LVDT)
- 3-axis Strain Gage (3SG) □ 3-axis Load Cells (3LC)

Fig. 4 Sensor location



(a) 1SG-1

(b) 3SG-1

(c) 3SG-2

Fig. 5 Installed strain gage

대한 고려가 필요하다. 변형각은 영상계측시스템을 이용하여 Fig. 1에서 제시된 알고리즘을 이용하여 측정하였다. 시험대상설비의 변형각($\theta_1 \sim \theta_5$)은 Fig. 3의 표시된 원 내부의 마크된 각 지점의 변위응답을 선형적인 직선으로 가정하여 측정하였다. 시험은 Table 3의 순서와 방법으로 수행하였다.

4. 시험결과 및 분석

이 시험은 건축구조기준에서 제시하고 있는 최대 허용층간변위(0.02 h, ± 60 mm)에 대하여 10회 반복가력시험을 수행하였다. 시험결과 시험대상설비의 변형, 누수, 균열, 부품의 탈락 및 파손 등은 발생하지 않았다. 이 연구에서는 영상계측시스템을 이용하여 입상배관의 지진취약요소인 엘보, 티 조인트 및 강재프레임 상부-하부의 층간 변형각을 측정하였으며, 최대 및 최소 변형각은 Table 4에 나타내었다. 시험대상설비의 최대 변형각은 상부 엘보에서 나타났다.

Fig. 6(a)에서 상부 엘보에서 발생한 최대 변형각의 폭은 3.59° 이며, 하부 엘보에서 발생한 최대 변형각의 폭은 3.26° 이다. 따라서 층고 3000 mm 구조물에 대하여 0.02 h로 가력하였을 경우, 입상배관의 엘보에 가해지는 최대 변형각은 $\pm 1.5^\circ$ 이상이며 지진발생시 유동식 그루브 조인트의 최소 변형 기준인 $\pm 1^\circ$ 이상의 변형각이 나타났다. 단방향 층간 변형각의 범위는 2.64° 로 측정되었으나, 직관과 직관을 연결하는 하부 조인트에서 발생하는 변형각의 폭은 1.52° 로서 층간 변위각도보다 작은 경향이 확인되었다.

Fig. 6(b)는 시험대상설비의 엘보에서 3축 변형률 센서에 의해 계측된 응답을 나타내었다. Table 5는 계측된 최대 및 최소 변형률 값을 나타내었으며 시험대상설비에서 계측된 변형률은 비교적 작은 값을 나타내고 있음을 확인할 수 있었다.

배관 재료인 SUS 304 스테인리스의 강의 최소 인장강도(0.2% off set)는 205 MPa이며 허용응력은 재료의 인장강도의 2/3이므로 137 MPa이다⁽¹⁰⁾. Fig. 6(c)는 시험대상설비의 상부 및 하부 엘보에서 계측된 3축 변형률 응답을 이용하여 측정된 von Mises 응력을 나타내었다. Table 6에서 엘보에서 측정된 von Mises 응력은 허용응력(S_m) 기준 이하로 나타났다. Fig. 6(c)와 Table 6에서 NFPA13에서 제시하고 있는 방법을 따라 시공할 경우, 유동식 그루브 조인트가 적용된 배관

Table 3 Test procedure

No.	Item	Method
1	Pre-inspection	Visual inspection
2	Internal pressurization	Water filling Internal pressured by air/water booster: 2 MPa
3	Cyclic loading test	Loading control: displace control Loading cycles: Sinusoidal, 10 cycles Loading displacement: ± 60 mm, Loading velocity: 20 mm/min
4	Post-inspection	Visual inspection

Table 4 Deformation angle at critical component

Position	Target	θ	Max. deformation angle		
			+	-	Max. range
Drift angle	1~2	1	1.34	-1.30	2.64
Lower joint	3~4	2	1.11	-0.41	1.52
Tee	5~8	3	0.27	-0.39	0.66
Lower elbow	8~11	4	1.62	-1.65	3.26
Upper elbow	12~15	5	1.90	-1.69	3.59

Table 5 Max. strain

Location	Orientation	Measured strain ($\mu\text{m/m}$)	
		Max.	Min.
Lower joint	Axial	83.6	-47.0
Lower elbow	Axial	169.7	-38.9
	Cross	225.6	-59.7
Upper elbow	Hoop	282.5	-57.8
	Axial	203.8	-19.0
	Cross	232.2	-20.9
	Hoop	215.2	-23.7

Table 6 Comparison of measured stress and allowable stress

Location	Max. von Mises stress (S, MPa)	Allowable stress (S_m)
Lower elbow	66.92	137
Upper elbow	65.22	

부재에 발생하는 변형률과 von Mises 응력은 낮게 나타났다으며 허용응력 기준을 만족하는 것으로 나타났다.

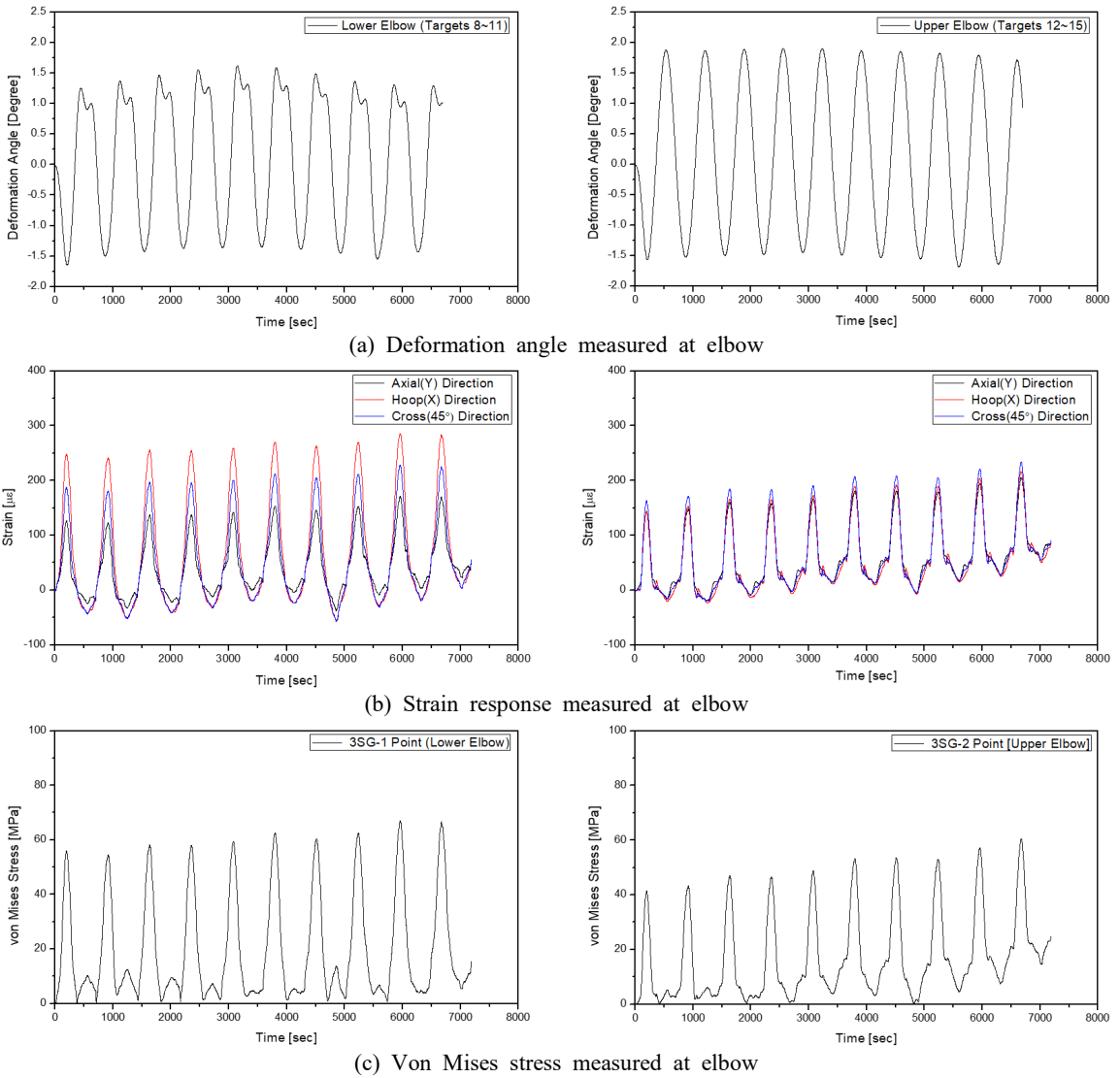


Fig. 6 Results measured at the tee joint and elbows

5. 결 론

이 연구에서는 유동식 그루브 조인트가 적용된 입상배관의 내진성능을 NFPA13에서 제시하는 배관 설치방법과 건축구조기준의 최대허용충간변위에 대해 반복가력시험을 수행하였다. 시험을 수행 종료 후 육안검사 결과 시험대상설비의 외부 변형 및 누수, 균열, 부품의 탈락 및 파손 등은 발견되지 않았으며, 구성요소의 미소변형 역시 확인되지 않았다. 또한 입상배관의 취약 부위이며 최대 변형각이 발생한 지점인 엘보에서의 von Mises 응력은 허용응력 이하로 나타

났으며 시험대상설비는 내진성능을 만족하는 것을 확인하였다.

추후 배관 연결부의 내진성능을 평가할 수 있는 시험 방법을 제시하기 위하여 다양한 형식의 배관 계통과 배관 연결재에 대한 시험적 연구가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 2017년도 산업통상자원부 및 산업기술 평가관리원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구(10078266)

이며 해당기관의 지원에 감사드립니다.

References

- (1) Oh, S. H. and Shin, S. H., 2016, Correlation Analysis of Gyeongju Earthquake Waveform and Structural Damage Scale, Journal of the Architectural Institute of Korea Structure & Construction, Vol. 32, No. 12, pp. 33~44.
- (2) Yoon, B. I., 2018, Nonstructural Elements Resulting from Pohang Earthquake and Direction of Future Seismic Design Nonstructural Elements, Review of Architecture and Building Science, Vol. 62, No. 4, pp. 23~28.
- (3) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2016, Korea Building Code.
- (4) National Fire Protection Association, 2013, NFPA 13 Standard for the Installation of Sprinkler Systems.
- (5) Kim, S. W., Choi, H. S., Jeon, B. G., Hahm, D. G. and Kim, M. G., 2018, Strain and Deformation Angle for a Steel Pipe Elbow Using Image Measurement System under In-plane Cyclic Loading, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 50, No. 1, pp. 183~195.
- (6) Kim, S. W., Choi, H. S., Park, D. U., Baek, E. R. and Kim, J. M., 2018, Water Level Response Measurement in a Steel Cylindrical Liquid Storage Tank Using Image Filter Processing under Seismic Excitation, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 101, pp. 274~291.
- (7) Korea Institute of Nuclear Safety, 2015, KINS/RG-N04.29.
- (8) Bursi, O. S., Reza, M. S., Abbiati, G. and Paolacci, F., 2015, Performance-based Earthquake Evaluation of a

Full-scale Petrochemical Piping System, Journal of Loss Prevention in the Process Industries, Vol. 33, pp. 10~22.

(9) Soroushian, S., Zaghi, A. E., Maragakis, E., "Manos" Echevarria, A., Tian, Y. and Filiatrault, A., 2015, Seismic Fragility Study of Fire Sprinkler Piping Systems with Grooved Fit Joints, Journal of Structural Engineering, Vol. 141, No. 6, p. 04014157, doi: 10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0001122.

(10) ASME Section II, Part D.



Sung-Wan Kim received his Ph. D. degree from Pusan National University with the topic health monitoring of civil structures using image measurement system. He is currently the senior researcher in Seismic Research and Test Center. His research interests include structural health monitoring and ambient vibration tests of civil infrastructures.



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 Research and Test Center. His research interests include seismic evaluation of nonstructural elements and seismic behavior of internal pressured piping system.

잔향실에서의 고무공 충격음 반복성 평가

Repeatability Evaluation of Rubber Ball Impact Sound in a Reverberation Chamber

정 정 호[†] · 박 정 옥^{*}
Jeong-Ho Jeong[†] and Jeong-Ok Park^{*}

(Received September 30, 2018 ; Revised September 30, 2018 ; Accepted October 23, 2018)

Key Words : Rubber Ball(고무공 충격원), Repeatability(반복성), Rubber Ball Dropping Machine(고무공 충격원 자동 낙하 장치)

ABSTRACT

Real impact sound, such as child's running and jumping in an apartment building, is best simulated using a rubber ball as this is the impact source established to be the most similar. As such, the rubber ball is the only heavy/soft impact source included the ISO standards, and a single numeric value for the rubber ball impact-sound is being standardized. However, it is necessary to check the repeatability of the results of a rubber ball drop from a 1 m height when using different operators, specifically a human operator and a rubber ball dropping machine. In this study, the repeatability of rubber ball drop-results was evaluated under reverberation conditions. Results indicated that the floor impact sound pressure level differed very little between the different operators. Testing using the rubber ball dropping machine showed that the reproducibility of the dropping machine's sound was highest in the low-frequency band, excluding the 80 Hz band. Establishing results for a human operator dropping the rubber ball proved to be useful for improving the quality of the ball-drop test in the test room, and offers the additional benefit of extensibility into the field, as a human operator is easy to move and can check the impact force exposure level of the rubber ball.

1. 서 론

고무공 충격원은 실제 공동주택에서 발생하는 충격음과 매우 유사한 충격음을 발생시키는 충격원으로 알려져 있다. 공동주택에서의 거주과수 대역 충격음 평가 등을 위한 고무공 충격원은 ISO 국제표준에 표준 중량 충격원(heavy/soft impact source)로 표준화

되어 있다. 고무공 충격원은 바닥 표면으로부터 1 m의 높이에서 시험자가 자유낙하시켜 고무공 충격음을 발생시킨다. 고무공 충격원이 시험자에 의해 낙하되므로 같은 시험자가 여러 번 낙하하는 경우와 서로 다른 시험자가 고무공을 낙하시키는 경우의 반복성에 대한 의견이 제시되고 있다.

고무공 충격원 낙하시 시험자에 의한 편차 발생을 최소화하기 위한 고무공 충격원 자동 낙하 장치를 확

[†] Corresponding Author ; Member, Fire Insurers Laboratories of Korea
E-mail : jhjeong92@gmail.com

^{*} Member, SNV Korea

A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

용하는 방안이 지속적으로 제시되었다. 이를 통해 시험자가 고무공 충격원을 낙하시키는 경우 발생하는 편차를 최소화할 수 있으며, 이를 통해 신뢰도 높은 시험 결과 도출이 가능하다. 최근 고무공 충격음 낙하 장치에 대한 특허가 등록되었으며, 이를 바탕으로 한 고무공 충격원 자동 낙하 장치가 개발되고 있다. 이 논문에서는 고무공 충격원을 고무공 충격원 자동 낙하 장치와 시험자가 낙하시키는 경우의 반복성 차이에 대하여 비교하였다.

2. 고무공 충격음 관련 기존 연구

고무공 충격원은 1990년 후반 일본에서 개발되었다. 고무공 충격원은 실제 충격음과 유사한 충격음을 발생시켜 중량 충격음 차단성능을 평가하고, 타이어와 뱀머신을 이용하여 일본의 목구조 주택의 바닥 충격음 차단성능을 측정하는 경우, 목구조 차체에 발생하는 피해를 방지하기 위해 개발되었다.

고무공 충격원 개발시 다양한 환경조건에서 사용되는 경우의 충격력 폭로 레벨의 온도 의존성을 평가하기 위한 실험 설정을 개발하여 뱀머신과 개발 중인 고무공 충격원의 특성을 비교하였다^(1,2). 또한 실제 마감이 완료된 주택에서 고무공 충격음과 뱀머신 충격음의 특성을 비교하였다⁽³⁾. 이후 온도 변화에 따른 반발계수 차이를 조사한 결과 -30 °C ~ 40 °C 범위에서는 0.02 ~ 0.01 차이가 발생되었으며^(4,5), 충격력 폭로 레벨의 차이는 63 Hz 대역에서는 최대 0.7 dB, 125 Hz 대역에서는 0.8 dB 차이가 발생하는 것으로 보고하였다⁽⁶⁾.

Hiramitsu et al.⁽⁷⁾은 바닥 구조의 충격음 차단성능을 고무공 충격원과 뱀머신으로 측정하고, 두 가지 충격원의 충격력 폭로 레벨 차이를 이용하여 충격음 레벨을 보정하는 방법을 적용하였다. Tanaka et al.⁽⁸⁾은 고무공 충격원 낙하 높이에 따른 바닥 충격음 레벨 변화를 90 cm ~ 130 cm 범위를 대상으로 측정하여 제시하였다. 이와 같은 결과를 바탕으로 고무공 충격원은 표준 중량 충격원 2로 JIS A 1418-2⁽⁹⁾에 표준화되었다.

우리나라의 고무공 충격음 관련 연구는 2000년 이후에 시작되었다. 우리나라 공동주택에서 실제 충격음과 고무공 충격음의 특성 조사 결과 125 Hz 대역의 경우 기존의 뱀머신 충격음보다 높게 나타나며⁽¹⁰⁾, 충격음 레벨 특성, 심리음향 지표 분석 및 청감실험 결과 고무공 충격음이 세 가지 표준 충격원 중에서 실

제 충격음과 가장 유사한 특성을 갖는 것으로 보고하였다⁽¹¹⁻¹³⁾. 또한 청감실험 결과 고무공 충격원은 기존의 평가 방법과는 다른 평가 방법을 적용하는 것이 합리적인 것으로 제안하였다^(14,15).

고무공 충격원은 가볍고 충격음 발생이 쉽기 때문에 현장에서의 품질 관리 등을 위한 측정 및 평가 간편법에 대한 연구 결과 중앙부 가진 - 중앙부 수음 등을 활용할 수 있는 것으로 보고하였다⁽¹⁶⁾. 고무공 충격음과 기존 뱀머신 충격음 레벨을 비교한 연구 결과 단일수치 평가량 차이가 발생되고 있어, 고무공 충격음에 맞는 측정, 평가 방법 수립을 제안하였다⁽¹⁷⁾.

Yoo et al.⁽¹⁸⁾은 고무공 충격음 측정시 수음실의 음압 레벨 분포 등을 조사한 결과, 수음실의 음장 특성 변화에 따라 단일 수치 평가량이 변화되는 것을 확인하였다. 이에 대한 대안으로 고무공 충격음 측정시 수음실 음장 보정 방법을 연구⁽¹⁹⁻²¹⁾하였으며, 이와 같은 연구 결과를 바탕으로 중량 충격음 측정시 음장 보정 방법에 대한 내용이 고무공 충격음 표준화와 함께 국제 표준에 반영되었다^(22,23).

Lee et al.⁽²⁴⁾과 Ryu et al.⁽²⁵⁾은 다양한 고무공 충격원에 대한 청감실험 결과를 여러 가지 단일 수치 평가량과 비교하여 분석하였으며, 측정 및 평가 과정의 단순함 등을 고려하여 L_{Amax} , L_{Aeq} 를 제안하였다. 고무공 충격음 평가 방법 제안을 위한 대규모 청감실험 결과에서도 L_{iAmax} 가 고무공 충격음 평가 방법으로 적절한 것으로 나타났으며⁽²⁶⁻²⁸⁾, 이와 같은 결과를 국제표준으로 추진하고 있다⁽²⁹⁾.

You et al.⁽³⁰⁾은 고무공 충격음 시험에 대한 측정 불확도 모델을 제안하였으며, 고무공 충격음 시험시 낙하 방법과 반복 측정에 대한 영향을 조사하였다. 고무공 충격원은 1 m 높이에서 자유낙하시켜 충격음을 발생시키는 경우 실제 어린이가 달릴 때 발생하는 충격음 레벨과 유사하고, 고무공 충격원 낙하 높이를 20 cm ~ 30 cm에서 낙하시키는 경우 어린이가 제자리에서 뛰는 경우와 유사한 것으로 조사되었다⁽³¹⁾. 최근에는 고무공 충격음 평가 등급을 제안하기 위해 ISO/CD 19488⁽³²⁾에 제시된 평가 등급을 활용하여 고무공 충격음에 대한 등급 수립을 위한 청감실험을 수행하였다⁽³³⁾. 이상과 같이 고무공 충격음과 관련된 다양한 연구가 우리나라에서 수행되었다. 그러나 실제 고무공 충격원을 활용한 시험시 고무공 낙하 높이를 일정하게 유지하기 위한 방안에 대한 연구, 개발은 부족하였다. 또한 고무공 충격

음 시험실 시험자별 반복성 시험 결과 제시가 필요하다.

이에 이 연구에서는 고무공 낙하 높이를 일정하게 유지할 수 있는 고무공 자동 낙하 장치와 시험자별 반복성 실험을 수행하였다.

3. 고무공 충격음 반복성 실험

이 연구에서는 고무공 충격음 발생시 반복성 평가를 위해 150 mm 두께의 슬래브가 설치된 잔향실에서 3명의 시험자와 고무공 충격원 자동 낙하기(Fig. 1 참고)에 대한 반복성 실험을 실시하였다.

실험에 참가한 3명의 시험자는 Table 1에서와 같이



Fig. 1 Rubber ball dropping machine

Table 1 Experience of three rubber ball impact source operators on building acoustic test field

Operator	Test experience on building acoustics	Knowledge on rubber ball impact source
A	More than 10 years	Middle
B	None	None
C	More than 10 years	Enough

고무공 충격원 낙하 경험이 많은 사람과 적은 사람으로 구성하였다. 시험자 A는 건축음향 분야 시험 경력이 10년 이상으로 고무공 충격원에 대한 일반적인 지식이 있으며, 시험자 B는 건축음향 분야 시험 경험과 고무공 충격원에 대한 지식이 없는 상태에서 반복 실험을 진행하였다. 시험자 C는 건축음향 분야 시험, 연구 경력이 10년 이상이며, 고무공 충격원에 대한 많은 지식과 연구 경험을 갖고 있었다. 시험자가 고무공 충격원을 자유낙하시키는 경우 표준에 규정된 낙하 높이 (1 m)를 일정하게 유지하기 위한 보조 장치를 사용하여 실험을 진행하였다. 고무공 충격음 자동 낙하 장치는 Fig. 1에서와 같이 고무공을 지그로 규정된 낙하 높이로 이동시킨 후 고무공이 위치하고 있는 검은색 지그를 개방하여 바닥 표면으로 낙하시키는 방식으로 고안되었다. 바닥 표면을 충격하고 튀어 오르는 고무공은 모터 장치에 의한 아래 방향으로 신속히 이동한 지그를 원상태로 좁혀 고무공을 받을 수 있도록 구성되었다. 이와 같은 일련의 동작은 연속으로 작동 가능하지만, 이 연구에서는 1회씩만 충격할 수 있도록 설정을 변경하여 실험에 활용하였다.

고무공 충격원 반복성 실험은 상하로 연결된 잔향실에 설치된 150 mm 두께의 콘크리트 슬래브(크기 4.2 m × 3 m)를 대상으로 하였다. 상부 잔향실의 바닥을 고무공 충격원으로 충격하고, 하부 잔향실의 5개 지점에서 고정 마이크로폰 방법을 적용하여 고무공 충격음 레벨을 측정하였다. 5개 측정 지점에서 바닥면으로부터의 마이크로폰 높이는 1.2 m로 하였으며, 하부 잔향실 바닥면이 경사면으로 구성되어 있어 슬래브 하부면으로부터 마이크로폰까지의 수직 거리는 각각 다르게 배치되었다.

고무공 충격원의 반복성 평가를 위해 슬래브의 중앙 부분을 충격하였다. 3명의 시험자와 자동 낙하기 실험시 1회 충격에 대한 바닥 충격음 최대 음압 레벨 ($L_{i,Fmax}$)를 각각 10회씩 측정하였다. 5개 마이크로폰 측정한 결과는 산술평균하여 비교하였다.

4. 고무공 충격음 반복성 실험 결과

Fig. 2는 자동 낙하 장치를 이용하여 10회 측정된 결과를 나타낸 것이다. 고무공 충격원 자동 낙하 장치를 사용한 경우 10회 충격에 따른 레벨 차이는 Fig. 2에서와 같이 매우 작은 것으로 나타났다. 50 Hz ~ 80 Hz

대역의 레벨 차이는 다소 발생하는 것으로 나타났다. 그러나 50 Hz ~ 80 Hz 대역의 바닥 충격음 레벨은 상대적으로 다른 대역에 비해 낮아 단일 수치 평가량 결정에는 크게 영향을 주지 않을 것으로 판단되었다.

Fig. 3 ~ Fig. 5는 3명의 시험자에 대한 10 고무공 충격 실험 결과를 나타낸 것이다. Fig. 3은 시험자 A의 반복 시험 결과로 5개 마이크로폰으로 측정된 결과를 평균한 결과이다. 이때 시험자 A는 고무공 충격원의 낙하 방향을 일정하게 유지하지 않고 10회 충격하였다. Fig. 4는 건축음향 시험 경험 및 고무공 충격원에 대한 지식이 전혀 없이 처음으로 고무공 충격원을 사용한 시험자 B에 대한 측정 결과를 나타낸 것이다. 시험자 B의 결과는 시험자 A의 레벨 분포보다 상대적으로 좁은 분포를 갖는 것으로 나타났다. 시험자 B의 실험 결과에서 250 Hz ~ 400 Hz 대역의 레벨 차이가 다른 대역에 비하여 상대적으로 큰 것으로 나타났다.

Fig. 5는 시험자 C의 반복 실험 결과를 나타낸 것이다. 시험자 C는 건축음향 분야 시험 경험이 많으며 고

무공 충격음에 대한 지식이 많은 시험자로 고무공 충격원 낙하시 일정한 높이를 유지하고 항상 일정한 방향으로 고무공 충격원이 낙하되도록 노력하였다. 3명의 시험자 중에서 가장 좁은 레벨 분포를 갖는 결과를 나타내었다. 200 Hz 대역의 경우 상대적으로 레벨 분포가 넓은 것으로 나타났으나, 다른 시험자의 분포와 비교하였을 경우 가장 좁은 레벨 분포를 갖는 것으로 판단된다.

3명의 시험자에 대한 고무공 충격원 반복 실험 결과 해당 분야의 시험 경험과 고무공 충격원에 대한 지식과 함께 고무공 충격원을 충격하는 경우 일정한 높이와 고무공 충격원의 낙하 방향을 일정하게 유지하려는 노력이 중요한 것으로 판단된다. 시험자 B의 경우에서와 같이 고무공 충격원에 대한 경험이 없어도 고무공 충격원 충격 시 주의 사항을 잘 준수하면 일정한 수준 이상의 반복성을 확보할 수 있는 것으로 판단된다. 또한 고무공 충격원 자동 낙하기를 사용할 경우 일정한 반복성을 확보할 수 있는 것으로 나타났다.

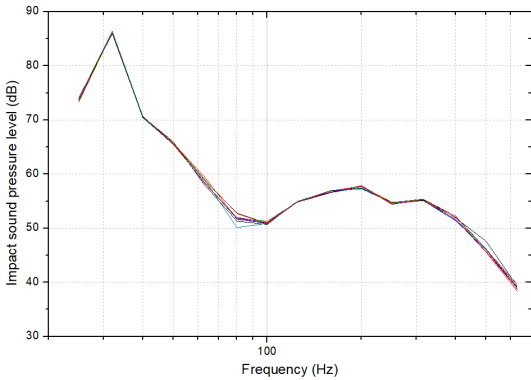


Fig. 2 10 rubber ball impact sound spectra using rubber ball dropping machine - Arithmetically averaged

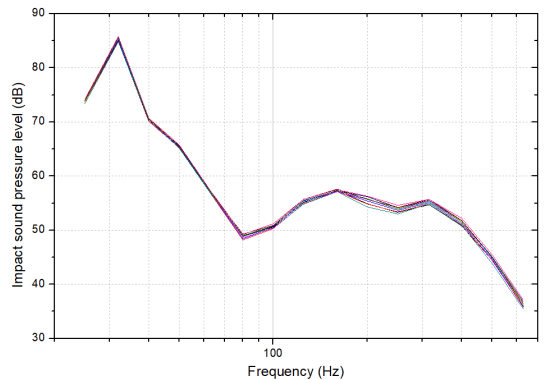


Fig. 4 10 rubber ball impact sound spectra of operator B

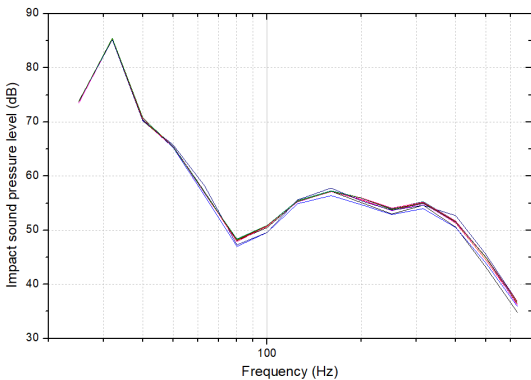


Fig. 3 10 rubber ball impact sound spectra of operator A

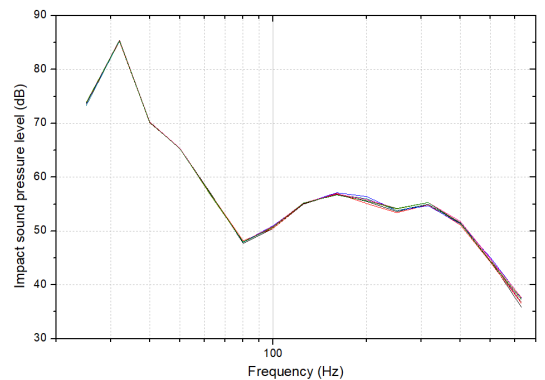


Fig. 5 10 rubber ball impact sound spectra of operator C

Fig. 6은 3명의 시험자와 자동 낙하 장치를 사용하여 측정된 10회 고무공 충격음 레벨의 평균 스펙트럼을 비교한 것이다. 3명의 시험자와 자동 낙하 장치 실험 결과의 평균 주파수 특성에 대한 상관관계 분석결과 3명의 시험자 사이의 상관계수는 $1.000^{**}(0.01$ 수준(양쪽)에서 유의)로 나타났으며, 3명의 시험자와 자동 낙하 장치 실험 결과의 주파수 특성은 0.996^{**} 으로 매우 유사한 것으로 나타났다. 자동 낙하 기계를 사용한 경우 63 Hz, 80 Hz와 200 Hz 대역의 고무공 충격음 레벨이 시험자 실험결과보다 높은 것으로 나타났다. 이는 고무공 자동 낙하 기계가 고무공 충격원 낙하 동작 이후 지그가 곧바로 되튀어 오르는 고무공 충격원을 잡기 위해 아래로 작동하는 것에 의한 영향과 시험자의 위치와 같이 슬래브에 가해지는 고정하중의 위치 차이 등에 의해 발생하는 것으로 사료된다.

Fig. 7은 3명의 시험자와 자동 낙하 기계의 반복 시

험결과에 대한 표준편차를 각 주파수 대역별로 비교한 것이다. 주파수 대역별 표준편차 특성은 고주파수 대역으로 갈수록 표준 편차는 증가하는 경향을 갖는 것으로 나타났다. 그러나 주파수 대역이 증가할수록 고무공 충격음 레벨은 낮아져 단일 수치 평가량 등에 미치는 영향은 적을 것으로 판단된다. 고무공 충격음 단일 수치 평가량에 주로 영향을 미치는 200 Hz 이하 대역의 반복성 실험에 대한 표준편차는 대부분 0.4 dB 이하로 나타났다.

시험자 A의 경우 고무공 충격원의 낙하 방향을 일정하게 유지하지 않아 상대적으로 다른 시험자에 비해 높은 표준편차 값을 갖는 것으로 나타났다. 고무공 충격원 자동 낙하 기계의 경우 63 Hz, 80 Hz 대역을 제외한 300 Hz 이하 대역에서 표준편차가 0.2 dB 이하로 나타났다. 63 Hz, 80 Hz 대역의 경우 시험자 실험의 결과보다 높은 표준편차를 갖는 것으로 나타났는데, 이는 고무공 자동 낙하 기계의 동작 등에 의한 영향으로 사료된다.

Table 2와 Table 3은 고무공 충격음 반복성 실험 결과에 대한 단일 수치 평가량을 계산하여 비교한 것이다. Table 2는 KS F 2863-2에 규정된 역A 특성 가중 바닥 충격음 레벨($L_{i,Fmax,AW}$)을 계산하여 비교한 것이다. Table 3은 현재 ISO/NP 717-2에 고무공 충격음의 단일 수치 평가량으로 제안된 A특성 가중 바닥 충격음 레벨($L_{i,Fmax}$)을 계산하여 나타낸 것이다.

역A 특성 가중 바닥 충격음 레벨의 경우 자동 낙하 기계를 사용한 결과를 평균한 스펙트럼은 10회 모두

Table 2 Inverse A-weighted floor impact sound pressure level on repeatability test

No.	Machine	Operator		
		A	B	C
1	51	49	50	50
2	51	50	50	50
3	51	49	50	50
4	51	50	49	50
5	51	50	50	50
6	51	50	49	50
7	51	51	49	50
8	51	50	50	50
9	51	50	51	50
10	51	50	50	50
Stdev.	0.000	0.568	0.632	0.000
Average	51.0	49.9	49.8	50.0

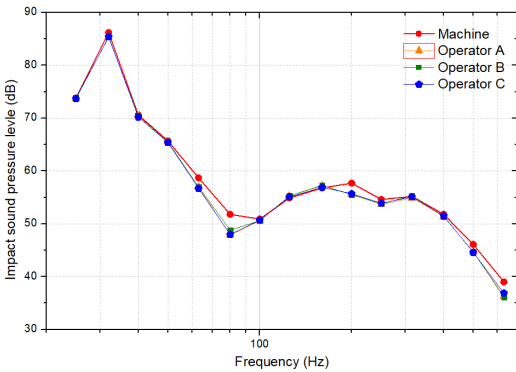


Fig. 6 Comparison of rubber ball impact sound pressure level spectrum between 3 operators and rubber ball dropping machine

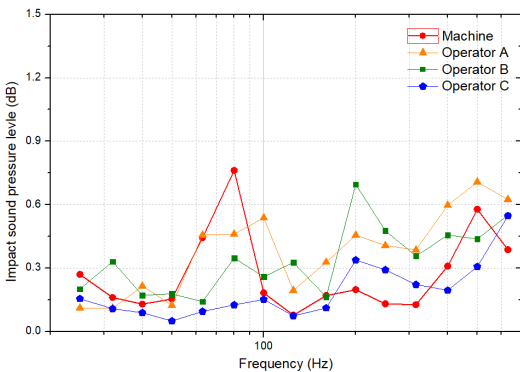


Fig. 7 Comparison of standard deviation on rubber ball impact sound pressure level between 3 operators and rubber ball dropping machine

Table 3 A-weighted floor impact sound pressure level on repeatability test

No.	Machine	Operator		
		A	B	C
1	55	54	54	54
2	55	54	54	54
3	55	53	54	54
4	55	55	54	54
5	55	54	55	55
6	55	55	55	54
7	55	55	55	55
8	55	55	55	55
9	55	55	55	55
10	55	54	55	54
Stdev.	0.000	0.699	0.516	0.516
Average	55.0	54.4	54.6	54.4

동일한 단일 수치 평가량으로 산출되었다. 3명의 시험자 중에서 시험자 C의 실험 결과는 자동 낙하 기계의 경우와 같이 모두 동일한 단일 수치 평가량을 갖는 것으로 나타났다. 시험자 A, 시험자 B의 실험 결과에 대한 표준편차는 각각 0.568, 0.632로 나타났다. 고무공 충격음 자동 낙하 기계를 사용하여 고무공 충격원을 낙하시키는 경우 단일 수치 평가량에 대한 반복성에서도 시험자가 고무공을 낙하시키는 경우보다 다소 높은 것으로 확인되었다. 그러나 시험자의 경우 일정한 높이를 유지하고, 고무공 충격원 낙하 방향을 일정하게 유지하면 자동 낙하 장치와 유사한 수준의 재현성 확보도 가능한 것으로 판단된다.

Table 3은 A 특성 가중 바닥 충격음 레벨로 평가한 결과로 Table 2의 결과와 유사하게 고무공 충격원 자동 낙하 장치를 사용한 경우 단일 수치 평가량의 표준편차가 가장 작은 것으로 나타났다. 시험자들의 경우 낙하 높이와 방향에 주의하여 낙하시키는 경우 가장 작은 표준편차를 나타냈으며, 고무공 충격원 사용에 대한 경험이 없는 시험자의 경우도 큰 차이는 없는 것으로 판단된다.

고무공 충격원 자동 낙하 장치와 시험자의 반복 측정에 대한 단일 수치 평가량 산출 결과 고무공 충격원 자동 낙하 장치와 시험자 실험 결과와의 차이는 약 1 dB 정도 발생되는 것으로 나타났다. 이와 같은 이유는 Fig. 8에서와 같이 역A 특성 바닥 충격음 레벨의 결정은 250 Hz, 500 Hz 대역에 의해 결정되기 때문인 것으로 판단된다. 250 Hz, 500 Hz 대역의 경우 고무공

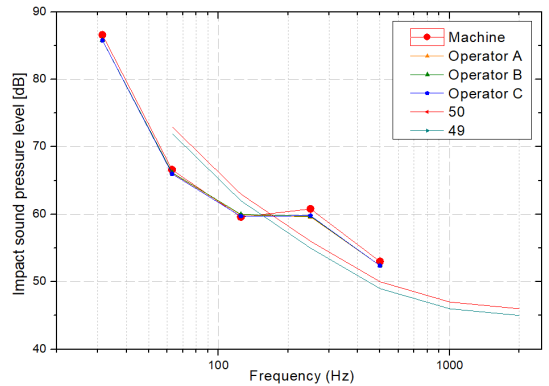


Fig. 8 Inverse A-weighted impact sound pressure level between rubber ball dropping machine and operators

자동 낙하 장치의 장치 작동으로 발생하는 소음 등에 의한 영향이 큰 것으로 사료된다. 이 실험은 잔향실에 설치된 150 mm 두께의 콘크리트 슬래브를 대상으로 수행한 것으로 실제 공동주택에 시공되는 바닥 충격음 저감용 완충재, 단열층, 모르타르와 마감재가 적용되지 않았다.

Fig. 8의 고무공 충격음 스펙트럼에서 바닥 충격음 완충재, 모르타르와 마감재에 의한 충격음 저감 성능을 고려하면 250 Hz, 500 Hz 대역의 고무공 충격음 레벨은 낮아져서 단일 수치 평가량 결정에 영향을 주지 않을 것으로 판단된다. 이와 같은 경우, 고무공 충격원 자동 낙하 장치와 시험자 사이의 레벨 차이 발생은 낮아질 것으로 판단된다.

5. 결 론

고무공 충격원에 대한 반복성 평가 결과 시험자별 바닥충격음 레벨은 매우 유사하였으며, 시험자별 반복성은 대부분 0.5 dB 이내로 나타났다. 시험자의 숙련도, 낙하 방향 등 고무공 낙하에 대한 주의에 따라 반복성은 다소 차이가 발생되었다. 고무공 자동 낙하기를 사용한 경우 80 Hz 대역을 제외한 저주파수 대역에서는 고무공 자동 낙하기의 재현성이 가장 우수한 것으로 나타났다. 고무공 낙하기의 경우 시험실 시험시 시험품질 향상에 유의할 것으로 판단되며, 고무공 충격원의 충격력 측정 등에도 활용할 수 있을 것으로 판단된다. 또한 자동 낙하기 이동이 용이한 현장 조건에서도 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

References

- (1) Abe, K., Inoue, K. and Yasuoka, M., 1999, Dependence on Temperature of Impact Force Characteristics on Standard Heavy Impact Sources: Part 1 Equipments and Techniques of Experiments, Proceedings of the Architectural Institute of Japan Autumn Conference, pp. 141~142.
- (2) Yasuoka, M., Inoue, K. and Abe, K., 1999, Dependence on Temperature of Impact Force Characteristics on Standard Heavy Impact Sources: Part 2 Study on Experimental Results, Proceedings of the Architectural Institute of Japan Autumn Conference, pp. 143~144.
- (3) Akao, S., Nakamura, T., Iwamoto, T., Yasuoka, H., Yano, H., Inoue, K. and Tachibana, H., 1999, Measurement of Floor Impact Sound Level at Completion of Dwelling. Trial Time Saving Measuring and Characteristics of Rubber Ball and Bang Machine, Proceedings of the Architectural Institute of Japan Autumn Conference, pp. 147~148.
- (4) Yasuoka, M., Nakamori, S., Tomita, R., Kise, K., Inoue, K. and Tachibana, H., 2000, Development of New Heavy Impact Source. Part 1: Points of Development and Technique of Experiments, Proceedings of the Architectural Institute of Japan Spring Conference, pp. 229~230.
- (5) Inoue, K., Yasuoka, M. and Tachibana, H., 2000, New Heavy Impact Source for the Measurement of Floor Impact Sound Insulation of Buildings, Proceedings of the Inter-Noise 2000, <http://www.conforg.fr/internoise2000/cdrom/data/articles/000579.pdf>.
- (6) Inoue, K., Kamori, S., Tomita, R., Kise, K., Tachiban, H. and Yasuoka, M., 2000, Development of New Heavy Impact Source. Part 2: Impact Force Characteristics of Impact Source, Proceedings of the Architectural Institute of Japan Spring Conference, pp. 231~232.
- (7) Hiramitsu, A., Nakamori, S., Tomita, R., Kise, K., Inoue, K., Tachibana, H. and Yasuoka, M., 2000, Development of New Heavy Impact Source. Part 3: Study on Floor Impact Sound, Proceedings of the Architectural Institute of Japan Spring Conference, pp. 233~234.
- (8) Tanaka, M. and Murakami, T., 2005, A Study on the Standardized Heavy and Soft Impact Source for the Measurement of Floor Impact Sound Pressure Level, Proceedings of the Symposium on Floor Impact Sound, Tokyo, pp. 19~24.
- (9) JIS A 1418-2:2000, Acoustics — Measurement of Floor Impact Sound Insulation of Buildings — Method Using Standard Heavy Impact Sources.
- (10) 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 Spring Conference, pp. 468~473.
- (11) Jeon, J. Y., Jeong, J. H. and Lee P. Y., 2005, Use of Impact Ball for Evaluation of Floor Impact Sound, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 808~811.
- (12) You, J., Lee, H. M. and Jeon, J. Y., 2006, Sound Quality Characteristics of Heavy-weight Impact Sounds Generated by Impact Ball, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 634~637.
- (13) Kim, J. H., Lee, P. J. and Jeon, J. Y., 2007, Evaluation of Heavy-weight Impact Sounds Generated by Impact Ball through Classification, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1112~1113.
- (14) Jeong, J. H. and Jeon, J. Y., 2004, Characteristics and Subjective Responses for the Impact Ball in Evaluating Floor Impact Sound, Proceedings of the Architectural Institute of Korea Spring Conference, pp. 617~618.
- (15) Jeong, J. H. and Jeon, J. Y., 2005, Floor Impact Noise Measurement and Evaluation Method Using Impact Ball, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 1160~1168.
- (16) Kim, Y. H., Lee, S. L. and Jeon, J. Y., 2006, Simplified Method on Measurement and Evaluation of Floor Impact Sound Using Impact Ball, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 594~598.
- (17) Shin, H., Back, G. J., Song, M. J. and Jang, G. S., 2008, A Study on the Impact Sound Level Distribution of Impact Ball and Bang Machine for Introducing New Heavy-weight Impact Source, Proceedings of the KIAEBSA Autumn Conference, pp. 215~218.
- (18) Yoo, S. Y., Lee, S. Y., Jeong, Y. and Jeon, J. Y., 2006, Effects of the Sound Field Characteristics of the Receiving Room on Heavy-weight Sound Measurement Generated by Impact Ball, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 585~588.
- (19) Stefan, S., Berndt, Z. and Trevor, N., 2010, Influence of Receive Room Properties on Impact Sound

Pressure Level Measured with Heavy Impact Sources, 1st EAA – EuroRegio 2010 Congress on Sound and Vibration.

(20) Jeong, J. H., Kim, J. U. and Jeong, J. G., 2013, Floor Impact Sound Pressure Level Characteristics by the Change of Reverberation Time in a Reverberation Chamber, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 3, pp. 274–281.

(21) Jeong, J. H., Lee, B. K., Yeon, J. O. and Jeon, J. Y., 2014, Floor Impact Sound Pressure Level Characteristics by the Change of Reverberation Time in Mock-up Test Rooms, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 4, pp. 339–347.

(22) ISO 10140-3:2010, Acoustics – Laboratory Measurement of Sound Insulation of Building Elements – Part 3: Measurement of Impact Sound Insulation.

(23) ISO 16283-2:2016, Acoustics – Field Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Building Elements – Part 2: Impact Sound Insulation.

(24) Lee, P. Y., Jeong, Y. and Jeon, J. Y., 2006, Metrics for Evaluation of Heavy-weight Impact Noise Generated by Impact Ball, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 599–603.

(25) Ryu, J. K., Sato, H., Kurakata, K., Hiramitsu, A. and Hirota, T., 2011, Relation Between Annoyance and Single-number Quantities for Rating Heavy-weight Floor Impact Sound Insulation in Wooden Houses, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 129, No. 5, pp. 3047–3055.

(26) Jeong, J. H., Kim, Y. H., Ryu, J. K. and Kim, K. H., 2017, Single Number Quantity of Heavy & Soft Impact Sound, Proceedings of the Inter-Noise 2017, pp. 3814–3817.

(27) Jeong, J. H., 2017, Annoyance Evaluation of Rubber Ball Impact Sound, Proceedings of the Architectural Institute of Korea Autumn Conference, p. 591.

(28) Jeong, J. H., 2017, Comparison between Subjective Evaluation Results of Frequency Component Varied Rubber Impact Sound and Single Numerical Quantities, Journal of Korean Institute of Architectural Sustainable Environment and Building Systems, Vol. 11, No. 6, pp. 517–526.

(29) ISO/NP 717-2, Acoustics – Rating of Sound Insulation in Building and Building Elements – Part 2: Impact Sound Insulation.

(30) You, J., Yoo, S. Y., Kim, Y. H. and Jeon, J. Y., 2008, Measuring Heavy-weight Impact Sound Pressure Levels Using Impact Ball, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 321–322.

(31) Lee, W. H. and Haan, C. H., 2011, Floor Impact Noise Characteristics Depending on the Experimental Conditions Using Impact Ball, Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 30, No. 2, pp. 92–99.

(32) ISO/FDIS 19488, Acoustics – Acoustic Classification of Dwellings.

(33) Jeong, J. H., 2018, Auditory Experiment for Classification Scheme on Rubber Ball Impact Sound, Proceedings of the Inter-Noise 2018, pp. 5036–5043.



Jeong-Ho Jeong is currently a senior researcher at Fire Insurers Laboratories of Korea (FILK). He received his MS and Ph. D degree in architectural engineering from Hanyang University, Korea. His research interests include standardization in building acoustics field. Also, he has interest on the sound localization research for AES (Acoustic Evacuation Signal).



Jeong-Ok Park is President of sound and vibration division of SNV Korea. He has lot of experience on the test equipments and facilities in building acoustics field. He made bang-machine in Korea. Nowadays, developed the idea automatic rubber ball dropping machine and made the first automatic rubber ball dropping machine.

섭동법에 의한 캡슐열차용 대차의 상하방향 불안정성 연구

Vertical Instability of Capsule Train Bogie by Perturbation Method

유 원 희[†] · 이 진 호^{*} · 이 창 영^{*}
Wonhee You[†], Jinho Lee^{*} and Changyoung Lee^{*}

(Received October 23, 2018 ; Revised December 11, 2018 ; Accepted December 11, 2018)

Key Words : Superconduct Magnet(초전도 전자석), Magnetic Levitation(자기부상), Perturbation Method(섭동법), Nonlinear Dynamics(비선형 동역학)

ABSTRACT

A levitation and propulsion system of a 1000 km/h subsonic capsule train is built on. The same conceptual basis as that used by electrodynamic suspension (EDS) levitation trains equipped with an electromagnetic coil on the side walls. The characteristics of the levitation spring of the capsule train are, therefore, the same as those of the levitation spring of the EDS levitation train, with both the linear spring and the nonlinear spring present simultaneously, and the spring constants varying by train speed. This is a phenomenon caused by an 8-shaped coil installed on the side wall of the guideway, which is expected to have a considerable influence on the vertical movement of the capsule train. In this study, the effect of the nonlinear characteristics of the floating springs on the EDS floating capsule train were investigated. The governing equations of the capsule train bogie were derived by consideration of the linear and nonlinear characteristics of the levitation springs. The influence of the nonlinear characteristics of the levitation springs on the instability of the system was analyzed theoretically using the perturbation method.

1. 서 론

최대속도 1000 km/h 이상의 속도로 주행하는 아음속 캡슐열차의 부상/추진시스템은 측벽에 전자기 유도 부상시스템이 설치된 반발식(electrodynamic suspension, EDS) 자기부상열차와 동일한 방식을 채택하고 있다. 이에 따라 캡슐열차의 부상스프링의 특성은 자기부상열차의 부상스프링의 특성과 동일하게 선형스프링과 비선형스프링이 동시에 나타나게 되며, 속도에 따라 강성이 변화하는 특성을 가지게 된다⁽¹⁾. 이는 가이드웨이의 측벽에 설치된 8자형 코일에 의해 일어나

는 현상으로서 캡슐열차의 수직방향 운동에 많은 영향을 줄 것으로 보이며, 실제로 초전도전자석이 장착된 대차의 경우 측벽의 8자 코일에 의해 발생하는 전자기력에 의해 상하방향의 주기적인 움직임이 많이 나타나고 있다^(2,3). 이에 따라 EDS 자기부상열차의 경우 상하방향의 진동저감에 많은 노력을 기울이고 있다. 이 연구에서는 이러한 EDS 부상 캡슐열차에 가해지는 부상스프링의 비선형 특성이 캡슐열차에 주는 영향을 검토하여 보았다. 계산의 복잡성을 줄이고 비선형 특성에 의한 영향을 위주로 검토하기 위하여 캡슐열차의 대차를 대상으로 부상스프링의 선형 및 비선형 특성을 고려한 지배방정식을 유도하였다. 무차원 파라미

[†] Corresponding Author ; Member, Korea Railroad Research Institute
E-mail : whyou@krii.re.kr
^{*} Korea Railroad Research Institute

[‡] Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

터를 이용하여 지배방정식을 단순화하고, 이를 토대로 섭동법을 이용하여 부상스프링의 비선형 특성이 시스템의 불안정에 미치는 영향을 이론적으로 분석하고 그 래프를 통해 파악하고자 하였다.

2. EDS 자기부상시스템의 특성

2.1 측벽 EDS 시스템의 특성

측벽 EDS 부상 캡슐열차의 대차는 Fig. 1에서 보는 바와 같이⁽¹⁾ 측벽에 설치된 8자 코일에 의해 그 부상특성이 영향을 받으며, 이로 인해 나타나는 부상스프링의 상하방향 강성은 식 (1)에서 보는 바와 같이 선형 성분과 3차 비선형 성분으로 표현된다⁽¹⁾.

$$K_w = K_{ave} + K_{osc} \sin(2\pi f_w t) \tag{1}$$

여기서 $K_{ave}z = k_1z - k_2z^3$, $K_{osc}z = k_{o1}z - k_{o2}z^3$ 이며 z 는 초전도전자석이 장착된 대차의 상하 변위를 나타낸다. K_{osc} 는 측벽 부상코일과 초전도 전자석에 의한 상하방향 부상강성의 주기적인 변동성분의 크기를 나타내며, K_{ave} 는 평균값을 나타낸다. k_1, k_2, k_{o1} 및 k_{o2} 은 각각 K_{ave} 의 선형 성분과 3차 비선형 성분 및 K_{osc} 의 선형 성분과 비선형 성분을 나타내는데, 이들은 모두 z 와는 무관하고 차량의 주행속도에 따라 변하는 특성을 가지며, k_1, k_2, k_{o1} 및 k_{o2} 사이에는 $k_1k_{o2} \approx k_2k_{o1}$ 인 관계가 있다. 또한, f_w 는 대차가 측벽의 전자석 코일을 지나감에 따라 주기적으로 발생하는 전자기부상력의 주파수이다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이 초전도전자석이 장착된 자기부상차량의 주행 동특성은 이와 같은 부상특성을 고려하여 검토되어야 하지만 대부분의 경우 계산의 용이성을 위하여 부상스프링을 비선형 성분을 제외하고

변위에 선형적으로 비례하는 선형스프링으로만 가정하여 검토하고 있다⁽²⁻⁴⁾.

2.2 1-D EDS 부상 대차의 비선형 방정식

이 연구에서는 이와 같은 선형스프링의 특성보다는 비선형 스프링의 특성에 초점을 두고 측벽 EDS 대차의 주행 중 상하 방향의 비선형 동특성을 파악하고자 하였다. 이 때 주행속도는 임의의 속도로 일정하다고 가정하였으며, 초전도 전자석이 장착된 캡슐열차용 대차는 1자유도 수송체로 가정하였다. 또한, 대차와 궤도 사이에는 전자기력의 특성에 따라 매우 약한 댐핑과 선형 및 3차 비선형 특성을 갖는 스프링이 있다고 가정하였다. 이를 그림으로 표현하면 Fig. 2와 같다⁽⁵⁾.

Fig. 2에 보여주고 있는 캡슐열차용 대차의 상하방향 운동방정식은 대차의 질량 M , 부상댐핑 C_w 및 부상스프링 K_w 를 이용하여 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$M\ddot{z} + C_w\dot{z} + K_wz = 0 \tag{2}$$

식 (2)에 식 (1)을 적용하여 정리하면

$$M\ddot{z} + C_w\dot{z} + (k_1 + k_{o1}\cos(2\pi f_{sc}t))z - (k_2 + k_{o2}\cos(2\pi f_{sc}t))z^3 = 0 \tag{3}$$

와 같이 된다. 계산의 용이성을 위하여 다음과 같은 무차원 파라미터를 도입한다.

$$u = \frac{z}{z_0}, \quad \tau = \pi f_{sc}t, \quad \alpha = \frac{C_w}{M\pi f_{sc}}, \tag{4}$$

$$\delta = \frac{k_1}{M(\pi f_{sc})^2}, \quad \epsilon = \frac{k_{o1}}{2M(\pi f_{sc})^2}, \quad \gamma = -\frac{k_2z_0^2}{k_1}$$

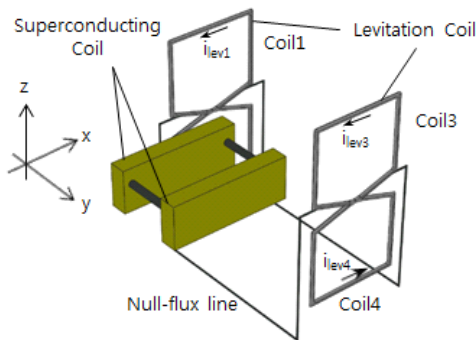


Fig. 1 Side wall electrodynamic suspension

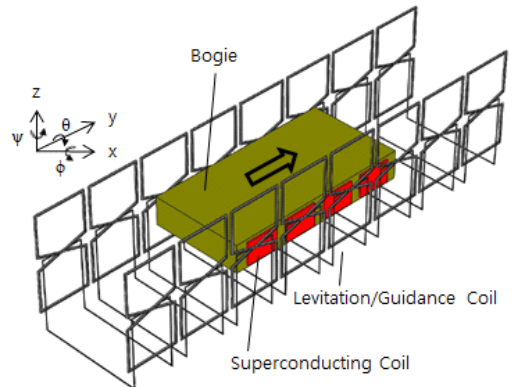


Fig. 2 Bogie system for capsule train

즉, δ 는 평균 부상스프링의 1차항에 대한 것이고, ϵ 은 평균 부상스프링의 주기 항에 대한 것이며, γ 는 평균 부상스프링의 1차 및 3차 항의 비에 관한 것을 나타낸다. 아울러 k_1, k_2, k_{o1} 및 k_{o2} 사이에는 $k_1 k_{o2} \approx k_2 k_{o1}$ 인 관계가 있으므로⁽¹⁾ 식 (3)은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\ddot{u} + \alpha \dot{u} + (\delta + 2\epsilon \cos(2\tau))u + \gamma(\delta + 2\epsilon \cos(2\tau))u^3 = 0 \tag{5}$$

매우 작은 감쇠를 가지는 자기부상스프링의 특성을 고려하여 식 (5)에서 감쇠항을 제외하면 최종적으로 다음 식 (6)을 얻을 수 있다.

$$\ddot{u} + (\delta + 2\epsilon \cos(2\tau))u + \gamma(\delta + 2\epsilon \cos(2\tau))u^3 = 0 \tag{6}$$

3. 섭동법에 의한 비선형 동특성 해석

3.1 3차항을 제외한 표준 Mathieu 식

식 (6)에서 3차항을 제외하면 다음 식 (7)과 같은 표준 Mathieu 식이 된다⁽⁶⁾.

$$\ddot{u} + (\delta + 2\epsilon \cos(2\tau))u = 0 \tag{7}$$

표준 Mathieu 식에 대한 동특성은 여러 자료에서 볼 수 있으며, 대체로 다음과 Fig. 3과 같은 특성을 가진다. 이 그림에서⁽⁷⁾ 그늘진 영역이 불안정 영역을 나타낸다. 이 그림에서 볼 수 있는 변이곡선(transient curve)의 식은 ϵ^3 이상의 고차항을 제외하면 식 (8)과 같이 표현된다^(7,8).

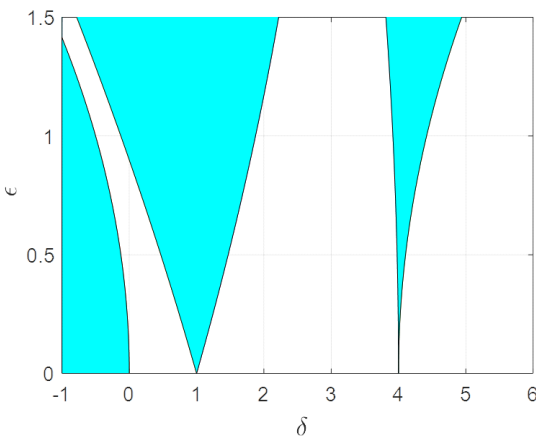


Fig. 3 Unstable zone of Standard Mathieu Equation

$$\begin{aligned} \delta &= -\frac{1}{2}\epsilon^2 \\ \delta &= 1 - \epsilon - \frac{1}{8}\epsilon^2 \\ \delta &= 1 + \epsilon - \frac{1}{8}\epsilon^2 \\ \delta &= 4 + \frac{5}{12}\epsilon^2 \\ \delta &= 4 - \frac{1}{12}\epsilon^2 \end{aligned} \tag{8}$$

3.2 3차항을 포함한 Mathieu 식

이 절에서는 식 (6)에 대하여 섭동법을 이용하여 변이곡선을 찾고자 한다. 일반적으로 고차 비선형항을 가지는 미분방정식의 경우 공진주파수 부근의 전달함수의 모양이 한 쪽으로 기울어지는 현상을 나타내며, 위상 또한 선형 미분방정식과는 약간 다르게 나타난다^(6,7). 또한 고차 비선형항에 의해 Mathieu 식의 불안정성을 그림으로 나타내고 있는 Fig. 2의 변이곡선의 형태가 바뀔 것으로 예상된다.

고차 비선형항이 있는 경우 식 (6)으로부터 변이곡선을 도출하기 위하여 다음 식 (9)와 같이 가정한다^(6,7).

$$\begin{aligned} u &= \epsilon u_0 + \epsilon^2 u_1 + \epsilon^3 u_2 + \dots \\ \delta &= \delta_0 + \epsilon \delta_1 + \epsilon^2 \delta_2 + \dots \end{aligned} \tag{9}$$

식 (9)를 식 (6)에 대입하여 ϵ 에 대해 정리하면 다음과 같다. 여기서는 ϵ^3 까지만 고려하고, 고차항은 제외한다.

$$\epsilon^1 : \ddot{u}_0 + \delta_0 u_0 = 0 \tag{10}$$

$$\epsilon^2 : \ddot{u}_1 + \delta_0 u_1 = -\delta_0 u_0 - 2 \cos(2\tau) u_0 \tag{11}$$

$$\begin{aligned} \epsilon^3 : \ddot{u}_2 + \delta_0 u_2 &= -\delta_1 u_1 - 2 \cos(2\tau) u_1 \\ &\quad - \delta_2 u_0 - \gamma \delta_0 u_0^3 \end{aligned} \tag{12}$$

식 (10)의 해는 다음과 같다.

$$u_0 = a \cos(\sqrt{\delta_0} \tau), \quad b \sin(\sqrt{\delta_0} \tau) \tag{13}$$

표준 Mathieu 식을 만족하는 해의 주기는 $2\pi n$ ($n = 0, 1, 2, \dots$)이므로 식 (13)으로부터 $\sqrt{\delta_0}$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_0 = n^2, \quad n = 0, 1, 2, \dots \tag{14}$$

식 (14)에서 보는 바와 같이 Mathieu 식을 만족하는 해는 매우 많다. 그러나 비선형 시스템의 불안정성을 해

석하는 경우 n 값이 작을 때 그 특성이 잘 나타나므로 이 연구에서는 $n=0, 1, 2$ 인 경우를 위주로 해석하였다.

(1) $n=0$ 인 경우

$n=0$ 인 경우 식 (14)로부터 $\delta_0=0$ 가 되고 이를 식 (10)에 대입하면 다음을 얻을 수 있다.

$$u_0 = a \tag{15}$$

여기서 a 는 상수이다. 식 (15)를 식 (11)에 적용하면

$$\ddot{u}_1 = -a\delta - 2a\cos(2\tau) \tag{16}$$

이 되며, 이로부터 다음을 구할 수 있다.

$$u_1 = \frac{a}{2}(-1 + \cos(2\tau) - \delta_1\tau^2) \tag{17}$$

u_1 에서 시간이 지남에 따라 증가하는 영년항(secular term)이 없어야 하므로 $\delta_1=0$ 이 되어야 한다. 이를 식 (17)과 함께 식 (12)에 적용하면

$$\ddot{u}_2 = -\frac{1}{2}(a + 2a\delta_2 - 2a\cos(2\tau) + a\cos(4\tau)) \tag{18}$$

이 되고, u_2 에서 영년항이 존재하지 않아야 하므로 $\delta_2 = -\frac{1}{2}$ 가 되어야 한다. 따라서 최종해와 변이곡선은 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$u = \epsilon A - \frac{1}{2}\epsilon^2 A(1 - \cos(2\tau)) + O(\epsilon^3) \tag{19}$$

$$\delta = -\frac{1}{2}\epsilon^2 + O(\epsilon^3) \tag{20}$$

(2) $n=1$ 인 경우

$n=1$ 인 경우 식 (14)로부터 $\delta_0=1$ 이 되고 이를 식 (10)에 대입하면

$$u_0 = a\cos(\tau), \quad b\sin(\tau) \tag{21}$$

와 같이 된다. 이로부터 $u_0 = a\cos(\tau)$ 와 $u_0 = b\sin(\tau)$ 각각에 대하여 해를 구한다.

(i) $u_0 = a\cos(\tau)$ 인 경우

$u_0 = a\cos(\tau)$ 를 식 (11)에 대입하여 정리하면

$$\ddot{u}_1 + u_1 = -a\delta_1\cos(\tau) - a\cos(\tau) - a\cos(3\tau) \tag{22}$$

을 얻게 되고, u_1 에 영년항이 존재하지 않아야 하므로 $\delta_1 = -1$ 이 되어야 한다. 그러면 식 (22)는

$$\ddot{u}_1 + u_1 = -a\cos(3\tau) \tag{23}$$

이 되며 u_1 의 해는 $u_1 = \frac{1}{8}a\cos(3\tau)$ 가 된다. 이를 식 (12)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \ddot{u}_2 + u_2 = & -a\frac{1}{8}(1 + 6a^2\gamma + 8\delta_2)\cos(\tau) \\ & + a\frac{1}{8}(1 - 2a^2\gamma)\cos(3\tau) - a\frac{1}{8}\cos(5\tau) \end{aligned} \tag{24}$$

여기에서 u_2 에 영년항이 존재하지 않으려면 $\delta_2 = -\frac{1}{8}(1 + 6a^2\gamma)$ 가 되어야 한다. 따라서 최종해와 변이곡선을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$u = \epsilon a\cos(\tau) + \frac{1}{8}\epsilon^2 a\cos(3\tau) + O(\epsilon^3) \tag{25}$$

$$\delta = 1 - \epsilon - \frac{1}{8}(1 + 6a^2\gamma)\epsilon^2 + O(\epsilon^3) \tag{26}$$

(ii) $u_0 = a\sin(\tau)$ 인 경우

$u_0 = a\sin(\tau)$ 를 식 (11)에 대입하여 정리하면

$$\ddot{u}_1 + u_1 = -b\delta_1\sin(\tau) + b\sin(\tau) - b\sin(3\tau) \tag{27}$$

을 얻게 되고, u_1 에 영년항이 존재하지 않으려면 $\delta_1 = 1$ 이 되어야 한다. 그러면 식 (27)은

$$\ddot{u}_1 + u_1 = -b\sin(3\tau) \tag{28}$$

이 되며 u_1 의 해는 $u_1 = \frac{1}{8}b\sin(3\tau)$ 가 된다. 이를 식 (12)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \ddot{u}_2 + u_2 = & -b\frac{1}{8}(1 + 6b^2\gamma + 8\delta_2)\sin(\tau) \\ & - b\frac{1}{8}(1 - 2b^2\gamma)\sin(3\tau) - b\frac{1}{8}\sin(5\tau) \end{aligned} \tag{29}$$

이 되고 u_2 에서 영년항이 존재하지 않으려면 $\delta_2 = -\frac{1}{8}(1 + 6b^2\gamma)$ 가 되어야 한다. 따라서 최종해와 변이곡선을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$u = \epsilon b\sin(\tau) + \frac{1}{8}\epsilon^2 b\sin(3\tau) + O(\epsilon^3) \tag{30}$$

$$\delta = 1 + \epsilon - \frac{1}{8}(1 + 6b^2\gamma)\epsilon^2 + O(\epsilon^3) \quad (31)$$

(3) $n=2$ 인 경우

$n=2$ 인 경우 식 (14)로부터 $\delta_1=4$ 가 되고 이를 식 (10)에 대입하여 초기조건 (10)을 적용하면 다음을 얻을 수 있다.

$$u_0 = a \cos(2\tau), \quad b \sin(2\tau) \quad (32)$$

따라서 $u_0 = a \cos(2\tau)$ 와 $u_0 = b \sin(2\tau)$ 각각에 대하여 다음과 같이 해를 구한다.

(i) $u_0 = a \cos(2\tau)$ 인 경우

$u_0 = a \cos(2\tau)$ 를 식 (11)에 대입하여 정리하면

$$\ddot{u}_1 + 4u_1 = -a - a\delta_1 \cos(2\tau) - a \cos(4\tau) \quad (33)$$

을 얻게 되고, u_1 에 영년항이 존재하지 않으려면 $\delta_0=1$ 이 되어야 한다. 그러면 식 (33)은

$$\ddot{u}_1 + 4u_1 = -a - a \cos(4\tau) \quad (34)$$

가 되며 u_1 의 해는 $u_1 = -\frac{1}{4}a + \frac{1}{12}a \cos(4\tau)$ 가 된다.

이를 식 (12)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \ddot{u}_2 + 4u_2 &= a \frac{1}{12}(5 - 36a^2\gamma - 12\delta_2) \cos(2\tau) \\ &\quad - a \frac{1}{12}(1 + 12a^2\gamma) \cos(6\tau) \end{aligned} \quad (35)$$

u_2 에 영년항이 없으려면 $\delta_2 = \frac{5}{12} - 3a^2\gamma$ 가 되어야 하며, 이에 따라 최종해와 변이곡선을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$u = \epsilon a \cos(2\tau) - \frac{1}{12}\epsilon^2 a(3 - \cos(4\tau)) + O(\epsilon^3) \quad (36)$$

$$\delta = 4 + \epsilon^2 \left(\frac{5}{12} - 3a^2\gamma \right) + O(\epsilon^3) \quad (37)$$

(ii) $u_0 = a \sin(2\tau)$ 인 경우

$u_0 = a \sin(2\tau)$ 를 식 (11)에 대입하여 정리하면

$$\ddot{u}_1 + 4u_1 = -b\delta_1 \sin(2\tau) + b \sin(4\tau) \quad (38)$$

을 얻게 되고, u_1 에 영년항이 존재하지 않으려면 $\delta_1=0$ 이 되어야 한다. 그러면 식 (38)은

$$\ddot{u}_1 + 4u_1 = -b \sin(4\tau) \quad (39)$$

가 되며 u_1 의 해는 $u_1 = \frac{1}{12}b \sin(4\tau)$ 가 된다.

이를 식 (12)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \ddot{u}_2 + u_2 &= -b \frac{1}{12}(1 + 36b^2\gamma + 12\delta_2) \sin(2\tau) \\ &\quad - b \frac{1}{12}(1 - 12b^2\gamma) \sin(6\tau) \end{aligned} \quad (40)$$

u_2 에 영년항이 없으려면 $\delta_2 = -\left(\frac{1}{12} + 3b^2\gamma\right)$ 가 되어야 한다. 따라서 최종해와 변이곡선을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$u = \epsilon b \sin(2\tau) - \frac{1}{12}\epsilon^2 b \sin(4\tau) + O(\epsilon^3) \quad (41)$$

$$\delta = 4 - \epsilon^2 \left(\frac{1}{12} + 3b^2\gamma \right) + O(\epsilon^3) \quad (42)$$

이상에서 해석한 바와 같이 δ 와 ϵ 사이의 관계를 ϵ^3 이상의 고차항을 제외하고 정리하면 최종적으로 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \delta &= -\frac{1}{2}\epsilon^2 \\ \delta &= 1 - \epsilon - \frac{1}{8}(1 + 6a^2\gamma)\epsilon^2 \\ \delta &= 1 + \epsilon - \frac{1}{8}(1 + 6b^2\gamma)\epsilon^2 \\ \delta &= 4 + \left(\frac{5}{12} - 3a^2\gamma \right) \epsilon^2 \\ \delta &= 4 - \left(\frac{1}{12} + 3b^2\gamma \right) \epsilon^2 \end{aligned} \quad (43)$$

식 (8)과 식 (43)을 비교해 보면 첫 번째 곡선은 $\delta = -\frac{1}{2}\epsilon^2$ 로서 동일한 곡선을 나타내고 있으며, 그 외의 곡선은 ϵ^2 항에서 a 와 b 및 γ 에 따라 다르게 나타남을 알 수 있다. a 와 b 는 초기조건과 관계가 있으며, γ 는 평균 부상스프링의 1차 및 3차 항의 비에 관한 것이므로 이들의 변화에 따른 불안정 영역과 안정영역 사이의 변이곡선을 Fig. 3 및 Fig. 4와 같이 나타낼 수 있다.

Fig. 4는 $a=1, b=1$ 인 경우를 나타낸다. γ 값이 0인 경우는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 표준 Mathieu 식의 경우와 동일하게 나타남을 볼 수 있으며, γ 값이 0보다 작은 경우에는 변이곡선이 오른쪽으로 기울어지고, 0보다 큰 경우에는 왼쪽으로 기울어짐을 알 수 있다.

Fig. 5는 $\gamma=0.1$ 인 경우를 나타내고 있다. 초기조건과 관계가 있는 a 와 b 에 대하여 $a=2, b=2$ 인 경우 $a=1, b=1$ 인 경우보다는 변이곡선이 왼쪽으로 기울어짐을 알 수 있다. 즉, 초기조건에 따라 불안정 영역이 달라짐을 알 수 있다.

따라서, 초전도전자석-부상코일 설계 시 부상스프링에 의한 대차의 비선형 불안정성을 반드시 고려해야 하며, 특히 초기조건과 평균 부상스프링의 1차 및 3차 항의 비에 유의하여야 함을 알 수 있다.

3.3 안정성에 영향을 주는 요소에 대한 검토

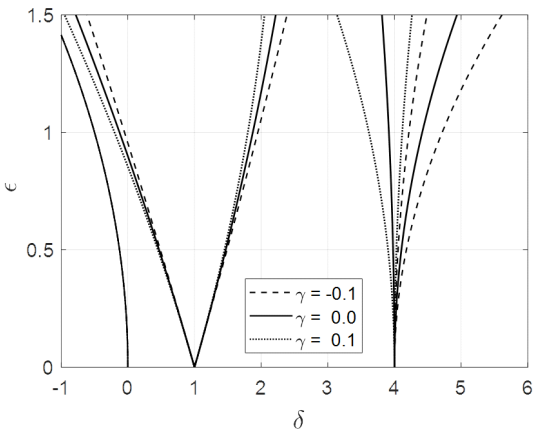


Fig. 4 Unstable zone ($a=1, b=1$)

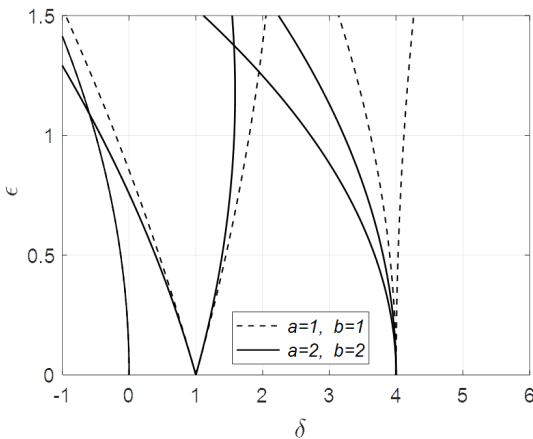


Fig. 5 Unstable zone($\gamma=0.1$)

앞 절에서 언급한 바와 같이 EDS 자기부상 대차의 비선형 불안정성을 해소하기 위해서는 초기조건과 평균 부상스프링의 1차 및 3차 항의 비에 유의하여 설계를 수행해야 한다.

자기부상열차가 저속에서 바퀴를 이용하여 주행하다가 정해진 주행속도에서 부상을 하게 되는데, 이때 열차의 무게중심의 변화가 이 연구의 초기조건과 관계가 있다. 즉, 바퀴 주행 시의 무게중심과 부상 주행 시의 무게중심의 변화가 급격히 이루어지지 않도록 설계하거나 혹은 그 변화가 최소화되도록 하는 것이 중요하다. 이는 캡슐열차에 탑재되는 초전도 전자석의 위치와 주행 바퀴의 접는 메커니즘 및 부상코일, 추진코일의 배치와 관계가 있다.

한편, 평균 부상스프링의 1차 항과 3차 항의 비 또한 중요한 사항인데, 이는 평균 부상스프링의 특성으로부터 결정된다. 부상스프링의 특성을 결정하는 가장 중요한 요소는 초전도 전자석의 성능 즉, 초전도 전자석을 이루는 금속의 조성과 매우 큰 관계가 있다. 초전도 전자석의 성능 및 경제성을 동시에 판단하여 고려해야 할 사항이다. 초전도 전자석의 성능과 함께 부상스프링의 특성을 결정짓는 중요한 요소는 측벽 부상코일의 배치에 관한 것이다. 즉, 초전도 전자석과 부상코일의 거리에 따라 부상스프링의 특성이 변하게 된다. 아울러 부상코일에 흐르는 전류 또한 부상스프링의 특성을 변화시키는 요소이다. 이 외에도 여러 가지 많은 요소가 부상스프링의 특성을 변화시킬 수 있는데, 가능한 한 이러한 요소들을 최대한 반영하여 대차의 비선형 불안정성을 검토해야 할 것으로 보인다.

4. 결 론

초전도전자석과 측벽 부상코일 방식의 최대 주행속도 1000 km/h의 아음속 캡슐열차의 대차에 대하여 섭동법을 이용한 비선형 동특성 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 평균 부상스프링의 1차 및 3차 항의 비가 클수록 불안정 영역과 안정영역을 구분하는 변이곡선은 왼쪽(음의 방향)으로 기울어지는 현상을 보인다.
- (2) 초기조건이 커짐에 따라 변이곡선은 왼쪽(음의 방향)으로 기울어지는 현상을 보인다.
- (3) 초전도전자석-부상코일 설계 시 부상스프링에 의한 대차의 비선형 불안정성을 반드시 고려해야 하

며, 특히 초기조건과 평균 부상스프링의 1차 및 3차 항의 비에 유의하여야 한다.

후 기

이 논문은 한국철도기술연구원의 주요사업인 ‘아음속 캡슐트레인 핵심기술개발’ 과제의 연구결과임.

References

(1) Ohashi, S., Ohsaki, H. and Masada, E., 1997, Equivalent Model of the Side Wall Electrodynamic Suspension System, *Denki Gakkai Ronbunshi*, Vol. 117, No. 6, pp. 758~767.

(2) Watanabe, K., Yoshioka, H., Suzuki, E., Toatake, T. and Nagai, M., 2007, A Study of Vibration Control Systems for Superconducting Maglev Vehicles, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol. 1, No. 4, pp. 703~713.

(3) Hoshino, H., Suzuki, E. and Watanabe, K., 2008, Reduction of Vibrations in Maglev Vehicles Using Active Primary and Secondary Suspension Control, *Quarterly Report of RTRI*, Vol. 49, No. 2, pp. 113~118.

(4) Song, M. K., 2008, Dynamic Analysis of Guideway Structures by Considering Ultra High-speed Maglev Train-guideway Interaction, *Structural Engineering and Mechanics*,

Vol. 29, No. 4, pp. 355~380.

(5) Yonezu, T., Watanabe, K, Suzuki E. and Sasakawa, T., 2018, Characteristics of Magnetic Springs for the Guidance of Superconducting Maglev Vehicles, *RTRI Report*, Vol. 32, No. 3, pp. 11~16.

(6) Nayfeh, A. H. and Mook, D. T., 1993, *Nonlinear Oscillations*, John Wiley & Sons, New York.

(7) Nayfeh, A. H., 1993, *Introduction to Perturbation Techniques*, John Wiley & Sons, New York.

(8) Park, C. I., 2013, Stability Analysis of Mathieu Equation by Floquet Theory and Perturbation Method, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 8, pp. 734~741.



Wonhee You received his Ph.D. from Department of Mechanical Engineering at Yonsei University in 1993. He has working for Rolling Stock Research Division and New Transportation Innovative Research Center at Korea Railroad Research Institute. His research interest includes railway vehicle dynamics, active suspension, noise and vibration.

고속열차 좌석 및 입석 조건에 따른 승차감 평가

Ride Comfort Evaluation for Seated and Standing Human in High-speed Trains

김 덕 만* · 김 득 하* · 최 성 훈** · 박 준 홍†

Deokman Kim*, Deukha Kim*, Sunghoon Choi** and Junhong Park†

(Received October 23, 2017 ; Revised December 12, 2018 ; Accepted December 12, 2018)

Key Words : Ride Comfort(승차감), Seated/standing(좌석/입석), High-speed Train(고속열차), Human Vibration(인체 진동)

ABSTRACT

Various factors including vibration levels influenced ride comfort recognized by passengers during transits by high-speed trains. The vibration level was measured on the floor of the train. The measurement on the surface on the seat cushion and the seatback is also being considered for evaluations. The frequency weightings were applied to evaluate the ride comfort. In this study, three axis vibration on the passenger body was measured to analyze the human body vibration and its effect on the ride comfort. The vibration levels were measured for passengers in the seated and the standing positions. The vibrations of the seat and the human body were measured at constant speed of 300 km/h. The frequency weightings defined in ISO 2631-1 were applied to the body vibration levels for finding the ride comfort. The ride comfort in the seated position was compared to that in the standing position using the proposed level. The comparison shows information about the importance of the vibration measurement locations for ride comfort evaluation.

1. 서 론

철도 기술의 향상과 열차의 주행 속도 증가로 인해 고속열차에 대한 승객들의 기대감과 요구 사항이 증가하면서 차량의 승차감이 중요한 요소로 대두되고 있다. 승차감은 진동, 소음, 시트의 디자인, 착좌감, 자세, 차량 내부 구조, 온도, 습도 등 다양한 요소에 의해 영향을 받는다^(1,2). 승차감에 대한 평가는 물리적인 인자와 주관적인 느낌에 대한 복합적인 요소가 고려되

어 이루어진다. 열차의 주행 속도가 증가하면서 열차 및 승객에게 전달되는 진동이 커진다. 따라서 승차감을 평가하는데 동적인 요소가 중요해진다^(3,4). 고속열차의 성능이 향상됨에 따라 고속 주행 시 발생하는 진동 인자를 기반으로 하는 승차감 평가가 이루어져야 한다^(5,6).

진동 레벨을 기반으로 철도 차량의 승차감을 평가하는 방법 중 진동 가속도의 실효값(r.m.s.)으로 평가하는 ISO 2631-1과 통계적인 방법으로 평가하는 UIC 513이 있다. 국가기술표준원은 KS R 9216:2000에서

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University
E-mail : parkj@hanyang.ac.kr

* Department of Mechanical Engineering, Hanyang University

** Member, Korea Railroad Research Institute

A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

철도 차량의 승차감에 대한 평가법을 제시하고 있다. 여러 열차 승차감 평가법은 측정 위치와 방법은 비슷하지만 인체의 민감도 보정 곡선이 조금씩 다르다. 하지만 ISO, UIC, EN에서 사용된 민감도를 분석한 연구에서 주행 열차의 승차감 지수 평가 결과 편차가 7.6% 이내로 발생하는 것을 확인할 수 있었다⁽⁷⁾.

고속 주행 시 열차 바닥에서 발생하는 진동은 수직 방향의 진동이 가장 크게 발생하지만 고속 주행 시 횡 방향 진동도 승차감에 영향을 미친다. 충격성 신호에 대한 승차감을 확인해 보면 동일한 진동 크기에서 횡 방향 진동에 대해 더 불편하다고 평가하며 저주파수 대역에서 더 민감하게 반응하는 것을 확인할 수 있었다⁽²⁾.

직선 구간과 곡선 구간의 선로를 연결하는 완화 곡선 구간에서 좌석과 입석에 대한 평가 결과 좌석의 승차감이 입석에 비해 상대적으로 우수하게 나타났다⁽⁸⁾. 좌좌 시 승객의 승차감에 대한 인지 특성을 분석하기 위해, 시트와 인체의 진동 특성을 수학적으로 모델링하여 승차감에 영향을 미치는 인자를 분석하는 연구가 많이 진행되었다. 1자유도나 2자유도 시스템으로 모델링하여 좌좌 조건과 스탠딩 조건에서의 자세 변화에 대한 진동 응답을 분석한 연구^(9,10)와 47개 변수를 사용하여 시트와 인체의 진동 특성을 수학적으로 분석한 연구⁽¹¹⁾ 등이 있다.

인체 진동은 주행 중 승차감에 많은 영향을 미치며, ISO 등 여러 규정에서 진동 응답 크기를 사용하여 단일 수치로 승차감을 표현하는 평가법을 제시하고 있다. 이런 규정에서 좌석 조건의 승차감을 평가하기 위해 바닥 진동, 시트 쿠션과 시트백에 대한 진동 응답을 사용하며, 입석 조건에서는 바닥 진동을 사용한다. 인체 각 부위는 고유의 공진주파수가 있으며 진동에 대한 민감도가 서로 다르게 영향을 미치는 특징을 보인다⁽¹²⁾.

이 연구에서는 고속열차에서 발생하는 진동 응답과 좌석 및 입석 조건에서의 인체 진동 특성을 확인하기 위하여 모든 방향에 대한 진동 응답을 측정하였다. 시트와 인체의 주파수 특성을 분석하였고 주요 공진주파수에 의한 시트-인체 사이에서 발생하는 상호작용을 확인하였다. 주요 인체 부위에서 발생하는 인체 진동 응답과 ISO 등에서 활용되는 인체 민감도 함수를 활용하여 승차감을 평가하고 좌석 및 입석 조건의 승차감 평가 점수를 비교하였다.

2. 실험 및 평가 방법

2.1 실험 장치 구축 및 측정 위치 선정

열차 주행 중 승객의 승차 조건에 따른 인체 진동 신호 측정 실험을 HEMU-430X 차량 특실에서 진행하였다. 실험은 호남선(오송 ↔ 모암IEC) 구간의 상/하행 선로에서 300 km/h 고속주행 조건으로 진행하였으며 속도 편차는 5 km/h 이내였다. 정속 구간에서 25 초 동안 진동 신호를 측정하여 데이터를 분석하였다. 이때 열차로부터 승객에게 직접적으로 전달되는 진동 신호를 측정하기 위해 Fig. 1(c)와 같은 3축 가속도 측정 패드를 제작하였다. 가속도계가 하중을 받게 되면 기준 전압이 달라지기 때문에 측정 오차가 발생하게 된다. 측정 패드는 승객의 피부에 직접적으로 접촉하는 아크릴 면 위에 3축 가속도계를 부착하고, 고무 패킹으로 착석 시 발생할 수 있는 가속도계 눌림과 같은 현상을 방지하도록 제작하였다. 가속도계는 Endevco사의 isotron accelerometer model 65으로 저주파수 영역 측정이 가능하였으며, 각 축 방향 민감도는 10.3 mV/m/s² ~ 10.7 mV/m/s²이다. 이 측정 패드는 승차감 평

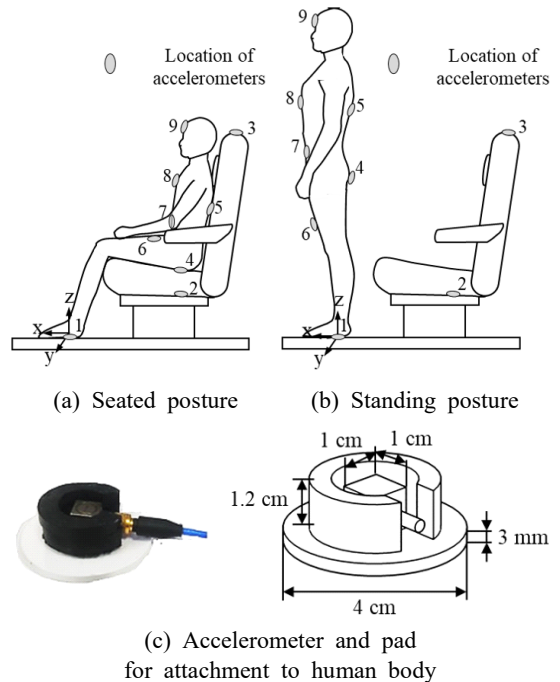


Fig. 1 Experimental setup in high-speed train to measure vibration of human body and seat

가에 일반적으로 사용되는 시트 패드 타입과 달리 소 형으로 제작되어 인체에 직접적으로 접촉하여 인체 진 동 신호를 직접 계측할 수 있다는 장점이 있다. 측정 패드는 피실험자의 머리, 가슴, 배, 허벅지, 엉덩이와 열 차 바닥, 시트 쿠션, 시트백에 직접 부착하여 열차 및 인체 진동신호를 측정하였다. 피실험자는 신장 175 cm, 체중 71 kg의 남성으로 KS R 9216 조건을 만족한다. 이 실험에서 진동 응답 측정을 위해 NI 장비가 사용되 었다. 계측 샘플링 주파수는 1600 Hz이고 시험의 재 현성을 확보하기 위해 각 실험조건 별 3회 반복 측정 을 진행하였다. 착석 자세의 피실험자는 손을 무릎에 얹고 등받이에 등을 기대고 시선은 정면을 응시하였 다. 입석 자세에서는 다리를 어깨너비로 벌리고 허리 를 곧게 펴고 정면을 응시하였다.

2.2 진동 및 안락감 평가 방법

진동은 시간에 따라 진폭이 변하기 때문에 진동을 평가하는 방법으로 주어진 시간 동안에 가해진 진동 의 평균값을 구하는 L_{eq} (equivalent vibration level)를 많이 사용한다. L_{eq} 는 시간 영역과 주파수 영역에서 구할 수 있다. 시간 영역에 대해서 진동 실효치(r.m.s.) 를 계산하면

$$x_{r.m.s.} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}} \tag{1}$$

이다. 여기서 $x(t)$ 은 시간 영역에서 가속도 응답 신호 이고 T 는 측정시간을 의미한다. 등가 진동 레벨 L_{eq} 를 구하면

$$L_{eq} \text{ (dB)} = 20 \log_{10} \frac{x_{r.m.s.}}{x_0} \tag{2}$$

이다. 여기서 $x_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 은 KS R 9216에서 사용 하는 진동 기준값을 적용하였다.

ISO 2631-1에서는 인체의 진동 평가를 위해 인체 민감도 함수가 적용된 주파수 영역의 진동 응답 신호 의 실효치를 이용하여 진동 노출량을 계산한다. 실효 치를 계산하기 위해 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$a_{w,i} = \left(\int_{f_1}^{f_2} W_i^2(f) P_i(f) df \right)^{\frac{1}{2}} \tag{3}$$

여기서, $i = x, y, z$, W_i 는 주파수 보정 곡선, P_i 는 가 속도의 파워 스펙트럼 밀도, f_1 과 f_2 는 계산하는 주 파수 범위이다. ISO 2631-1의 주파수 보정 곡선은 수평 방향과 수직 방향에 대해 각각 0.6 Hz ~ 2 Hz와 4 Hz ~ 12 Hz에서 가장 민감하게 나타난다.

주파수 보정과 진동 방향을 고려한 가속도 실효값은

$$a_{abs} = (k_x a_{w,x} + k_y a_{w,y} + k_z a_{w,z})^{\frac{1}{2}} \tag{4}$$

로 계산된다. 여기서, k_x, k_y, k_z 는 축 방향 보정 계수이 다.

ISO 규정은 다음과 같이 입석 상태의 승차감을 간 단하게 평가하기 위해 바닥에서 측정된 진동 가속도 의 실효값을 사용하였다.

$$a_{ISO,standing} = a_{v,feet} \tag{5}$$

그리고 착좌 상태의 승차감은 바닥, 시트 쿠션, 시 트백에서 측정된 진동 가속도의 실효값에 대한 제곱 합계곱근을(SRSS: square root of the sum of the squares) 사용하였다.

$$a_{ISO,seated} = \left(a_{abs,feet}^2 + a_{abs,seat \text{ cushion}}^2 + a_{abs,seatback}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \tag{6}$$

ISO의 규정을 사용한 승차감 평가로는 실제 인체에 전달되는 진동 특성을 대변하기에 한계가 있다. 인체 에 전달되는 진동 신호는 자세 및 인체 부위의 공진주 파수에 따라 다르게 나타난다. 이런 한계를 보완하기 위해 인체 각 부위의 진동을 측정하고 인체 민감도 함수를 적용한 실효값을 사용하여 인체의 진동 특성 을 분석하였다. ISO 규정에서는 좌석과 입석 조건의 승차감을 평가하기 위한 진동 측정 위치, 주파수 보정 곡선, 축 방향 보정 계수가 다르기 때문에 이를 적용 하여 직접적으로 비교하기 어렵다. 따라서 좌석과 입 석의 승차감을 평가하고 비교하기 위해 주파수 보정 곡선은 수평 방향(x, y -axis)과 수직 방향(z -axis)에 기 본적으로 사용되는 W_d 과 W_k 를 적용하였고 축 방향 보정 계수(k_x, k_y, k_z)는 1로 동일하게 적용하였다. 승차 감을 대변할 수 있는 인체 진동 크기를 도출하기 위 해 각 위치에 대한 진동 실효값의 SRSS를 계산하였 다. 인체 진동 레벨은

$$a_{\text{Body}} = \left(\sum_i a_{\text{abs},i}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

이다. 여기서, $i = 1, 4-9$ 는 인체 각 부위의 진동 측정 위치이다.

3. 진동 측정 및 승차감 평가

3.1 진동 특성 분석

Fig. 3은 고속 주행 시 열차 바닥에서 발생하는 3축 방향의 가속도 신호의 주파수 응답이다. 전 주파수 대역에서 수직 방향 진동이 수평 방향 진동에 비해 10 dB 정도 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. 열차 구조의 특성에 따라 공진주파수가 발생하는데 3축 방향에 대한 공진주파수를 확인할 수 있다. x 와 z 축 방향의 공

진은 2.3 Hz에서 발생하며 y 축 방향의 공진은 1.3 Hz에서 발생하는 것을 확인할 수 있다. 저주파수에서 발생하는 공진의 경우 주행 조건에 따라 0.5 Hz 정도의 편차를 보인다. 31.1 Hz에서 3축 방향 모두 공진이 발생하는데, 동력 엔진이 꺼진 상태에서도 발생하는 것을 확인하였다. 따라서 내부 시스템(모터, 공조기 등)에 의한 조화 성분으로 추정된다. 열차 바닥의 평행 방향(x, y 축) 공진은 인체 민감도 함수의 수평방향 가중치 최대값 범위와 비슷한 범위에서 나타난다. 이는 열차 공진에 의한 진동이 승객에게 불편함을 유발하는데 영향이 크다는 것을 의미한다.

Fig. 4(a)와 (b)는 좌석과 입석 조건에서 고속 주행 시 열차 바닥의 수직 방향으로 발생하는 진동에 대한

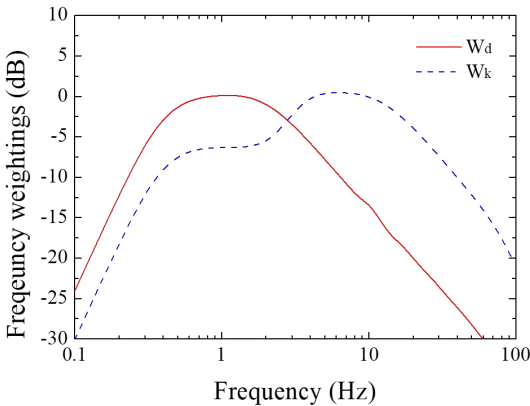


Fig. 2 Frequency weighting curves for horizontal (W_d) and vertical (W_k) directions in ISO 2631-1

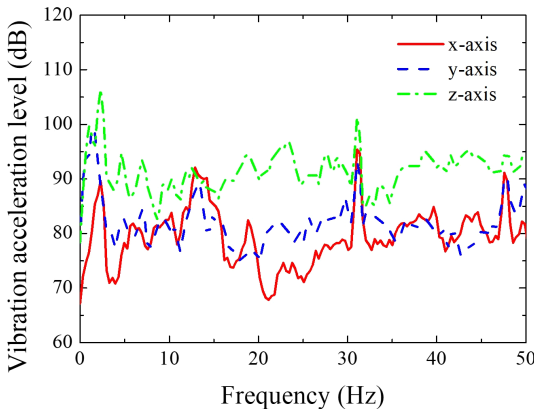
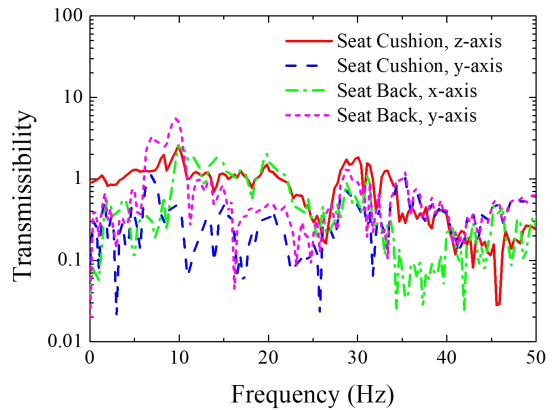
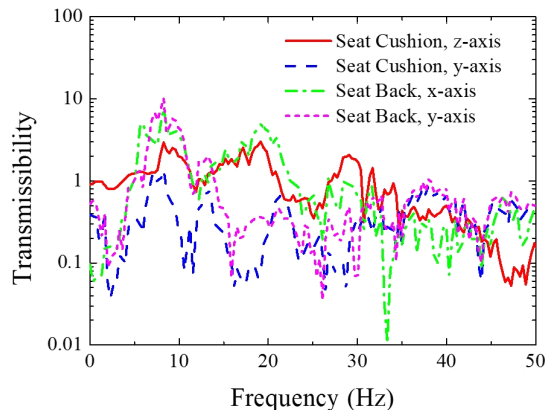


Fig. 3 Vibration acceleration level of three axis accelerometers on the floor of the train



(a) In seated positions



(b) In standing positions

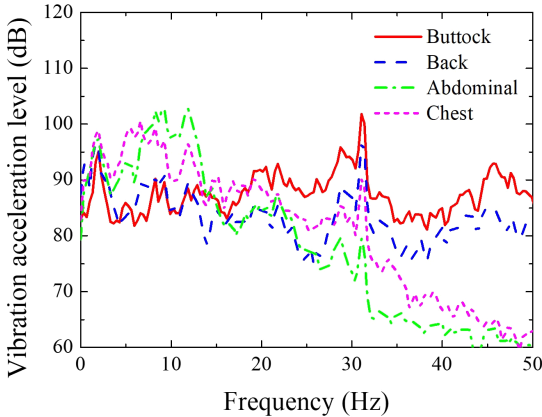
Fig. 4 Transmissibility from vertical direction on the floor of the train to vertical and horizontal direction on the surface of the seat cushion and the seat back

시트 쿠션과 시트백의 수직 및 수평 방향 진동에 대한 전달률이다. 시트 쿠션의 수직 방향 전달률은 30 Hz 이하에서 1보다 크게 나타난다. 이것은 시트 쿠션의 진동 특성으로 인해 열차 바닥의 진동보다 시트 쿠션에서의 진동이 더 크게 발생한다는 것을 보여준다. 시트의 공진주파수는 8.3 Hz, 19.2 Hz, 29.0 Hz이다. 전달률을 보면 시트백의 공진주파수인 8.3 Hz에서 수평 방향의 진동 응답 크기가 가장 큰 것을 확인할 수 있다. 이는 시트백의 수평 방향 진동이 수직 방향 진동과 시트 쿠션의 진동에 비해 크게 나타나는 것을 보여준다.

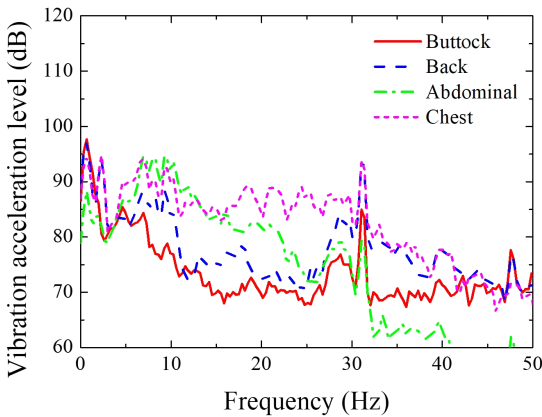
Figs. 5, 6, 7의 (a)와 (b)는 좌석과 입석 상태의 x , y , z 축 방향 진동 크기를 나타낸 것이다. 좌석 상태의 경우 시트와 접촉해 있는 부분의 인체 진동 응답이 50 Hz 까지 비슷한 크기로 유지되는 것을 확인할 수 있다. 이

는 시트 쿠션과 시트백에 접촉해 있는 부분을 통해서 입석 조건인 경우에 비해 진동 전달이 많이 발생하는 것을 의미한다.

입석(비좌좌) 상태에서 시트백의 y 축 공진주파수는 8.3 Hz에서 발생하였지만 좌석 상태에서는 시트백과 인체의 상호작용이 발생하여 y 축 공진주파수는 9.6 Hz로 1.3 Hz 이격되었다. 시트백과 접촉해 있는 인체의 진동 응답 함수(Fig. 6(a))를 보면 9.6 Hz에서 진동 응답이 가장 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. 시트백을 지지하고 있는 시트 쿠션 역시 동일한 주파수 영역에서 공진이 발생하며 인체의 진동 응답 역시 크게 발생하게 된다. 이는 좌석 상태에서 진동 응답이 전반적으로 크게 발생하므로 승차감에 안 좋은 영향을 미치게 됨을 의미한다.

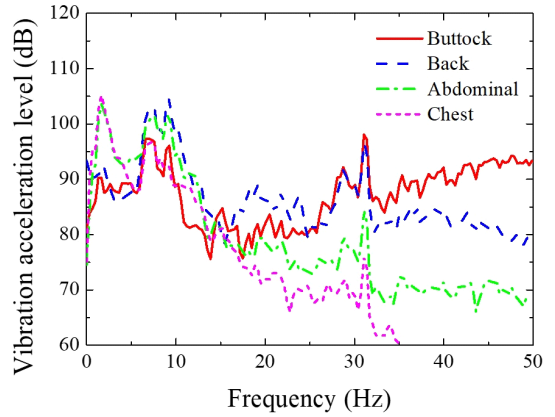


(a) In seated human bodies

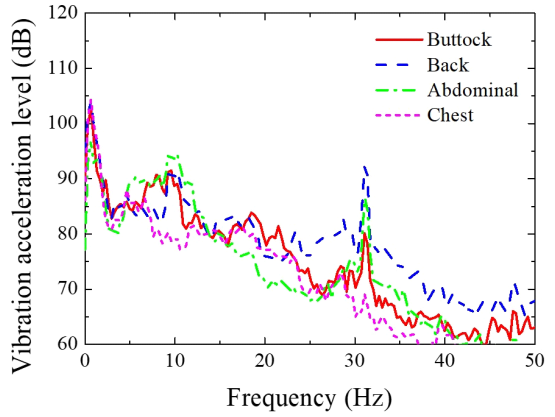


(b) In standing human bodies

Fig. 5 Vibration acceleration level of x-axis in human bodies

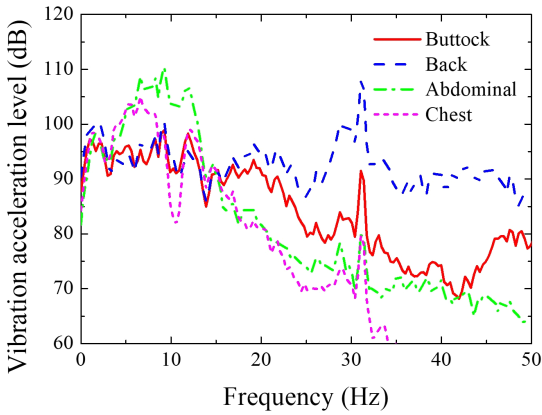


(a) In seated human bodies

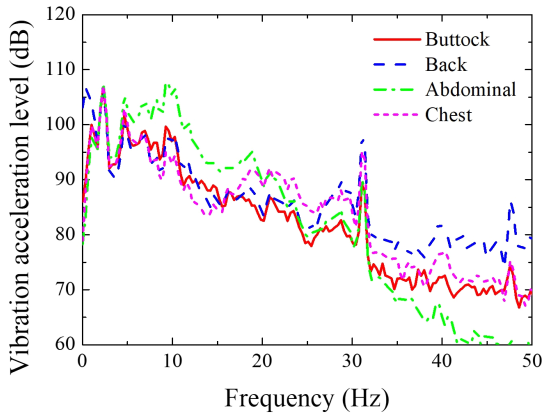


(b) In standing human bodies

Fig. 6 Vibration acceleration level of y-axis in human bodies



(a) In seated human bodies



(b) In standing human bodies

Fig. 7 Vibration acceleration level of z-axis in human bodies

3.2 좌석/입석 승차감 평가

Table 1과 Table 2에서는 좌석과 입석 조건에서 측정된 진동 크기를 각 위치와 방향 별로 정리하였다. 여기서 SVM(sum vector magnitude)은 3축 방향 가속도의 벡터 합이다. 열차의 승차감을 평가하기 위해 인체진동 레벨을 구하였다. 인체 진동 레벨은 식 (7)과 같이 1, 4 ~ 9번 가속도계에서 측정된 진동 실효값의 SRSS를 사용하여 구하였다. 3회 측정된 진동 레벨의 평균과 표준편차는 좌석에서 $1.047 \pm 0.023 \text{ m/s}^2$ 이며 입석에서 $0.810 \pm 0.063 \text{ m/s}^2$ 로 계산되었다. 측정된 데이터의 편차가 크게 발생하지 않아 실험의 재현성이 높으며 좌석보다 입석에서 편차가 조금 더 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. Table 1과 Table 2에서 열차 바닥에서 들어오는 진동 크기가 좌석 상태에서 더 작게 발생하는데도 인체 진동 레벨은 좌석 상태에서 더 크게 나타났다. 이는 인체로 전달되는 진동 경로가

Table 1 Weighted vibration level for seated position

Acc. No.	Location	X-dir. (m/s ²)	Y-dir. (m/s ²)	Z-dir. (m/s ²)	SVM (m/s ²)
1	Floor	0.032	0.085	0.165	0.187
2	Seat cushion	0.036	0.073	0.214	0.229
3	Seat back	0.066	0.129	0.223	0.266
4	Buttock	0.053	0.054	0.200	0.214
5	Back	0.071	0.082	0.244	0.267
6	Thigh	0.068	0.151	0.477	0.504
7	Abdominal	0.099	0.156	0.584	0.612
8	Chest	0.107	0.173	0.336	0.392
9	Head	0.089	0.332	0.244	0.422

Table 2 Weighted vibration level for standing position

Acc. No.	Location	X-dir. (m/s ²)	Y-dir. (m/s ²)	Z-dir. (m/s ²)	SVM (m/s ²)
1	Floor	0.026	0.086	0.184	0.206
2	Seat cushion	0.035	0.076	0.263	0.276
3	Seat back	0.115	0.166	0.236	0.311
4	Buttock	0.061	0.093	0.241	0.266
5	Back	0.063	0.118	0.231	0.267
6	Thigh	0.118	0.089	0.319	0.351
7	Abdominal	0.037	0.067	0.460	0.466
8	Chest	0.062	0.119	0.231	0.266
9	Head	0.094	0.154	0.207	0.275

입석 상태보다 좌석 상태에서 더 많이 존재하며 시트와의 상호작용으로 시트의 진동에너지가 승객에게 전달되기 때문에 판단된다. 실제로 시트 쿠션과 시트백의 진동 크기는 좌석 상태에서 더 작게 발생한다. ISO 2631-1 기준의 승차감 지수는 좌석에서 $0.262 \pm 0.010 \text{ m/s}^2$ 이며 입석에서 $0.278 \pm 0.049 \text{ m/s}^2$ 로 평가되었다. 하지만 ISO 평가 방법은 좌석과 입석의 측정 기준이 다르기 때문에 좌석과 입석의 승차감을 직접적으로 비교하기 어렵다.

4. 결론

열차 주행 중 승객이 느끼는 승차감을 평가하기 위해 기존에 사용했던 열차 바닥, 시트 쿠션과 시트백의 접촉 부분뿐만 아니라 인체 각 부위로 전달되는 진동 응답을 측정하고 주파수 영역에서의 민감도 함수를 적용한 평가 점수를 제시하였다. 좌석 상태에서 승객은 시트 쿠션과 시트백과 접촉하게 되어 바닥의 진동 외에

도 외부 진동을 더 많은 영역에서 전달받게 된다. 시트의 진동 특성에 영향을 받아 30 Hz 이하에서는 바닥 진동에 비해 인체로 전달되는 진동은 더 커진다. 결과적으로 좌석과 입석의 인체 진동 레벨을 비교하면 좌석의 승차감이 더 안 좋게 나타난다. 입석 상태에서는 인체 민감도 함수의 특징으로 인해 열차의 공진주파수나 가속 시 발생하는 2 Hz 이하의 진동 응답에 취약할 것으로 예측된다. 이 연구에서는 고속의 정속 주행 조건에서 좌석 및 입석 승차감을 비교하였지만 향후 가속 상태의 인체 진동 응답 특성과 승차감에 대한 추가적인 연구가 진행된다면 고속열차 승차감을 종합적으로 평가하는데 도움이 될 것이다.

후 기

이 연구는 국토교통부 철도기술연구사업의 연구비 지원(18RTRP-C139247-02)에 의해 수행되었습니다.

References

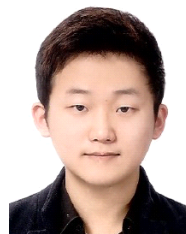
- (1) Grujicic, M., Pandurangan, B., Arakere, G., Bell, W., He, T. and Xie, X., 2009, Seat-cushion and Soft-tissue Material Modeling and a Finite Element Investigation of the Seating Comfort for Passenger-vehicle Occupants, *Materials & Design*, Vol. 30, No. 10, pp. 4273-4285.
- (2) Suzuki, H., 1998, Research Trends on Riding Comfort Evaluation in Japan, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 212, No. 1, pp. 61-72.
- (3) Kargarnovin, M., Younesian, D., Thompson, D. and Jones, C., 2005, Ride Comfort of High-speed Trains Travelling Over Railway Bridges, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43, No. 3, pp. 173-197.
- (4) Ebe, K. and Griffin, M. J., 2000, Qualitative Models of Seat Discomfort Including Static and Dynamic Factors, *Ergonomics*, Vol. 43, No. 6, pp. 771-790.
- (5) Kim, Y. G., Kim, S. W., Mok, J. Y., Kim, S. S. and Kim, K. H., 2007, Estimation of Ride Comfort for Korean High Speed Train at High Speed, *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 10, No. 2, pp. 146-152.
- (6) Kim, J. M., Park, J. H., Ahn, S. J. and Jeong, W. B., 2015, Evaluation of Human Exposure to Vibration on Domestic High-speed Train Using ISO 2631-1, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*,

Vol. 25, No. 4, pp. 266-274.

- (7) Kim, Y., Park, C., Kim, S., Kim, K. and Paik, J., 2010, Analysis of the Frequency Weighting Curve for the Evaluation of Ride Comfort, *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 13, No. 6, pp. 552-558.
- (8) Choi, I. Y., 2015, Analysis of Comfort on Transition Curve Based on the Measured Data, *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol. 16, No. 5, pp. 3573-3578.
- (9) Wei, L. and Griffin, M., 1998, Mathematical Models for the Apparent Mass of the Seated Human Body Exposed to Vertical Vibration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 212, No. 5, pp. 855-874.
- (10) Matsumoto, Y. and Griffin, M., 2003, Mathematical Models for the Apparent Masses of Standing Subjects Exposed to Vertical Whole-body Vibration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 260, No. 3, pp. 431-451.
- (11) Brogioli, M., Gobbi, M., Mastinu, G. and Pennati, M., 2011, Parameter Sensitivity Analysis of a Passenger/seat Model for Ride Comfort Assessment, *Experimental Mechanics*, Vol. 51, No. 8, pp. 1237-1249.
- (12) Heißing, B. and Ersoy, M., 2011, Ride Comfort and NVH, In *Chassis Handbook*, Springer, Wiesbaden, pp. 421-448.



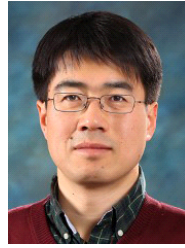
Deokman Kim received B.S. degree in the mechanical engineering from Hanyang University in 2011. He received his Ph.D degree in mechanical engineering from Hanyang University in 2018. He is currently a postdoctoral researcher at Hanyang University. His research interests include structure vibration analysis and ride comfort.



Deukha Kim received B.S. degree in the mechanical engineering from Hanyang University in 2017. Now he is currently a student for unified master's and doctor's course at the department of mechanical convergence engineering, Hanyang University. His research interests include human vibration and structure-borne noise analysis.



Sunghoon Choi received the B.S. degree in mechanical engineering from Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 1990, and the M.S. and Ph.D. degrees in theoretical and applied mechanics from Northwestern University in 1992 and 1995, respectively. He joined the technical staff of Samsung Advanced Institute of Technology and worked for five years in the computational science and engineering group. Then, he joined KAIST as a Research Professor in the Department of Mechanical Engineering. Since 2002, he has been with Korea Railroad Research Institute, where he is involved in the development project of the high-speed train system. His research activities focus on structural acoustics and vibration, and he is currently working on the identification and mitigation of noise and vibration of rail vehicles.



Junhong Park received his B.S. and M.S. from the Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 1991 and 1993, respectively. He worked at the Samsung Electronics Co. Ltd. from 1993 to 1998. He received his Ph.D. from Purdue University in 2002. He is currently a professor of the Mechanical Engineering, Hanyang University. His research interests include signal processing, wave analysis, and noise control for improving the acoustic and dynamic comfort of automobiles, trains, and residential buildings.

전달행렬법을 이용한 유성기어형 반공진 진동 절연기 특성 연구

Study on Performances of the Planetary Gear Type Anti-resonant Vibration Isolator Using Transfer Matrix Method

윤종환* · 곽규빈** · 이형일†
Jong-Hwan Yun*, Gyubin Kwak** and Hyeongill Lee†

(Received October 23, 2018 ; Revised December 27, 2018 ; Accepted January 11, 2019)

Key Words : Transfer Matrix(전달행렬), Planetary Gear(유성기어), Anti-resonance(반공진), Vibration Isolator(진동 절연기), Accelerance(가속도 주파수 응답 함수), Dynamic Characteristics(동특성)

ABSTRACT

As a follow-up to a previous study on the transfer matrix for a lever-type anti-resonance vibration isolator (L-DAVI), a transfer matrix for a planetary-gear-type dynamic anti-resonance vibration isolator (PG-DAVI) is defined by the vector-type four pole parameter method. Both the system's angular acceleration determined using the transfer matrix method (TMM) and the derived matrix are compared with those from the conventional method to validate the use of the transfer matrix for the PG-DAVI. Then, TMM is used to calculate the angular displacement transmissibility of a 3-DOF target system, and to study the application of the PG-DAVI to improve the transmissibility of a target system. The optimal configuration of the PG-DAVI is investigated using the transfer matrix derived in the first step. The displacement transmissibility of the modified system is compared with that of the original system to determine the effect of the PG-DAVI. Finally, the displacement transmissibility of a system modified by the PG-DAVI is compared with that of a system that uses a classical dynamic absorber. Results indicate that the PG-DAVI is more effective than the classical absorber in improving the displacement transmissibility of the target system.

1. 서 론

기계 및 전기 시스템 내의 각 요소 사이에서 진동 전달을 저감하기 위하여 수동형 진동 절연기(passive vibration isolator) 또는 동흡진기(dynamic absorber) 등이 전통적으로 사용되어 왔다^(1,2). 이러한 방법들과 함께 시스템 내에 관성 연성을 이용한 반공진 특성을

도입하여 진동 전달을 저감하는 반공진 진동 절연기(dynamic anti-resonance vibration isolator: DAVI)에 대한 연구도 진행되어 왔다⁽³⁻⁹⁾. 전통적으로 DAVI는 주로 병진운동(translational motion) 시스템을 대상으로 검토 및 연구되어 왔으나⁽³⁻⁷⁾ 최근에는 회전운동(rotational motion) 시스템을 대상으로 유성기어형 반공진 절연기(planetary gear type dynamic anti-resonance vibration isolator: PG-DAVI)가 소개되었다^(8,9). 회전

† Corresponding Author ; Member, School of Automotive Engineering, Kyungpook National University
E-mail : hilee@knu.ac.kr

* Member, Department of Automobile, Yeosu Institute of Technology

** Member, School of Automotive Engineering, Kyungpook National University

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

운동 시스템을 대상으로 하는 PG-DAVI는 유성기어를 이용하여 시스템 내의 관성요소들을 연성시키는 방법의 절연기이다^(8,9).

공학에서는 복잡한 대형 시스템을 여러 하위 시스템으로 나누고 각 하위 시스템의 특성을 이용하여 전체 시스템의 특성을 정의하는 방법이 많이 사용되고 있다⁽⁷⁾. 이들 중 하나가 각 하위 시스템의 전달행렬을 정의하고 이를 이용하여 전체 시스템에 대한 전달행렬을 유도하여 시스템 특성을 파악하는 전달행렬법이다⁽¹⁰⁾. 단수 입력-단수출력(single-input/single-output: SISO) 시스템의 경우 각 하위 시스템의 전달행렬을 시스템의 입력단과 출력단 사이의 관계를 네 개의 주파수 함수를 이용하여 정의하는 기계적 4단 정수법으로 유도하는 경우가 많다⁽¹¹⁾. 이러한 접근 방법은 전체 시스템의 전달행렬을 단순히 시스템을 구성하고 있는 하위 시스템의 전달행렬을 곱하여 구할 수 있다는 장점이 있다^(12~14).

L-DAVI 시스템에 대한 전달행렬을 유도했던 이전 연구의 후속 연구로 이 연구에서는 PG-DAVI 시스템에 대한 전달행렬을 유도한다. 이렇게 정의된 PG-DAVI 시스템 전달행렬의 타당성을 검증하기 위하여 이 시스템이 포함된 간단한 진동계의 응답 특성을 유도된 행렬을 적용한 전달행렬법으로 계산한 다음 그 결과를 전통적으로 사용해오던 행렬과 주파수전달함수를 이용한 결과와 비교한다. 다음으로 3자유도 회전진동계의 각변위 전달률을 개선하기 위하여 PG-DAVI 시스템을 적용하는 방법을 검토한다. 위에서 유도된 전달행렬을 이용하여 주어진 목표주파수 영역의 응답특성을 개선하기 위한 PG-DAVI 시스템의 최적 구성을 검토하고, 도출된 PG-DAVI 시스템을 적용했을 때 나타나는 응답특성 개선 효과를 전달행렬법을 이용하여 검토한다. 마지막으로 동일한 목표주파수에 대해 선정된 종래의 동흡진기를 적용한 경우와 비교하여 PG-DAVI의 효율성을 검증한다.

2. 유성기어형 반공진 절연기(PG-DAVI)

반공진 진동 절연기는 연성된 관성을 이용, 반공진 효과를 도입함으로써 진동 전달을 감소시키는 시스템이다⁽³⁻⁹⁾. 병진운동 진동계의 경우에는 레버 메커니즘, 회전운동 진동계의 경우에는 유성기어를 이용하여 관성요소를 연성시킨다^(8,9). 이러한 진동 절연기는 기존의 질량, 스프링 및 감쇠요소로 구성된 일반 절연기나 동흡진기와 달리 감쇠가 작음에도 불구하고 충분한 절연 효과를

나타내는 동시에 시스템의 반공진 주파수 이상 영역에서의 진동 전달률이 우수하므로 고주파수 절연 성능 개선에 적합하다. 따라서 시스템의 주요 변수를 적절하게 선정하면 광대역 진동 절연기를 구현하는 것이 가능하다⁽⁹⁾.

2.1 PG-DAVI의 개념

유성기어형 반공진 진동 절연기(PG-DAVI)는 제어 관성과 입·출력 축 사이의 관성 연성을 이용하여 특정한 주파수 영역 내에 반공진 효과를 유도하는 진동 절연기이다. PG-DAVI 시스템의 개략적인 설명도가 Fig. 1에 주어지 있다⁽⁹⁾. 그림에서 알 수 있는 바와 같이, PG-DAVI 시스템은 시스템의 중심축을 기준으로 회전하는 링기어, 태양기어와 캐리어에 고정된 자체 중심축을 기준으로 자전하는 동시에 시스템 중심축을 기준으로 공전하는 피니언 및 스프링으로 구성되어 있다. 시스템 내부에는 피니언, 태양기어로 구성된 절연기와 스프링이 병렬로 연결되어 있다. 입력 축 캐리어에 가해진 토크는 스프링과 피니언을 통해 출력 축 링기어로 전달된다. 이 과정에서 태양기어는 피니언의 도움을 받아 입력 및 출력 축에 관성 연성을 발생시킨다. 이 연구에서는 시스템 내에서 관성 연성을 유도하는 피니언의 관성모멘트는 무시할 수 있다고 가정하였다. 실제 상황에서는 피니언의 관성모멘트는 다른 기어에 비해 아주 작은 경우가 대부분이다.

2.2 PG-DAVI의 운동방정식

위의 PG-DAVI 시스템의 운동방정식은 스프링의 질량과 기어의 변형을 무시하면 Lagrange 방정식을 이용하여 유도할 수 있다. PG-DAVI 시스템 내의 기어들의 관성모멘트와 잇수를 각각 I_r / N_r (링기어), I_s / N_s (태양

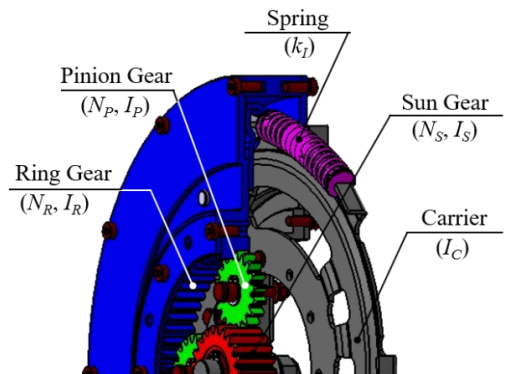


Fig. 1 Schematic model of the PG-DAVI system

기어), I_p / N_p (피니언)라 정의한다. 또한 원래 시스템에는 별도의 감쇠요소가 포함되어 있지 않으나 각 구성 요소의 재료 및 구조 감쇠를 고려하여 적절한 비례 감쇠요소를 도입하였다. 이와 같은 가정을 기초로 시스템의 모든 기계적 에너지와 Lagrange 방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j^{NC} \quad (1a)$$

$$T = \frac{1}{2} \left[I_c \dot{\theta}_c^2 + I_R \dot{\theta}_R^2 + I_s \{ (1 + \beta) \dot{\theta}_c - \beta \dot{\theta}_r \}^2 \right] \quad (1b)$$

$$V = \frac{1}{2} k_f (\theta_C - \theta_R)^2 \quad (1c)$$

$$Q_j^{NC} = -c_f (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_R) \quad (1d)$$

이들 식에서 T 와 V 는 각각 시스템의 전체 운동 에너지와 위치에너지이며 q_j 는 일반화된 좌표이며 $\beta = N_R / N_S$ 는 태양기어와 링기어 사이의 기어비, Q_j^{NC} 는 시스템 내의 비보존력이다. 또한 θ_C 와 θ_R 은 각각 carrier 및 링기어의 회전 변위이며, k_f 와 c_f 은 각각 기어절연기의 강성과 점성감쇠 계수이다.

시스템의 일반화된 두 좌표를 각각 $q_1 = \theta_C$ 및 $q_2 = \theta_R$ 로 두면 Hamilton 법칙을 이용하여 자유진동 운동 방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\{ I_C + I_S(1 + \beta)^2 \} \ddot{\theta}_C - I_S \beta(1 + \beta) \ddot{\theta}_R + c_f (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_R) + k_f (\theta_C - \theta_R) = 0 \quad (2a)$$

$$\{- I_S \beta(1 + \beta) \} \ddot{\theta}_C + \{ I_R + I_S \beta^2 \} \ddot{\theta}_R - c_f (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_R) - k_f (\theta_C - \theta_R) = 0 \quad (2b)$$

3. PG-DAVI의 전달행렬

3.1 PG-DAVI 전달행렬의 유도

PG-DAVI 시스템의 작동 원리가 Fig. 2에 설명되어 있다. 앞 장에서 설명한 바와 같이 링기어, 태양기어, 캐리어는 전체 시스템의 중심축을 기준으로 회전하며 피니언은 캐리어에 고정된 자체 중심축을 기준으로 자전하는 동시에 캐리어와 함께 시스템 중심축을 기준으로 공전한다⁽⁹⁾.

이전 연구⁽⁷⁾에서 레버형 반공진 절연기 운동방정식을 유도하기 위해 사용되었던 방법을 참고하여 주어진

조건 하에서 캐리어에 고정된 피니언 축에 가해진 입력 토크(T_i) 및 회전속도(Ω_i)와 출력 측 링기어에 전달되는 출력 토크(T_o) 및 회전속도(Ω_o) 사이의 관계를 분석하면 다음과 같이 유성기어 쌍에 대한 전달행렬을 유도할 수 있다. 앞에서 언급한 바와 같이, 이 과정에서 피니언의 관성모멘트는 무시할 수 있다고 가정하였다.

$$\Gamma_I = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_I & (\alpha_{12})_I \\ (\alpha_{21})_I & (\alpha_{22})_I \end{bmatrix} \quad (3a)$$

$$(\alpha_{11})_I = \left. \frac{T_i}{T_o} \right|_{\Omega_o=0} = \frac{\beta + 1}{\beta} \quad (3b)$$

$$(\alpha_{12})_I = \left. \frac{T_i}{\Omega_o} \right|_{T_o=0} = 0 \quad (3c)$$

$$(\alpha_{21})_I = \left. \frac{\Omega_i}{T_o} \right|_{\Omega_o=0} = \frac{1}{i\omega\beta(\beta + 1)I_S} \quad (3d)$$

$$(\alpha_{22})_I = \left. \frac{\Omega_i}{\Omega_o} \right|_{T_o=0} = \frac{\beta}{\beta + 1} \quad (3e)$$

또한 Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이, 전체 PG-DAVI 시스템은 절연기와 관성체, 스프링 및 감쇠기 등이 연결되어 있으므로 이들 요소에 대한 전달행렬도 정의되어야 한다. 이전의 연구결과에 따르면 상기 요소들의 전달행렬은 Table 1과 같이 정의된다⁽¹⁰⁾.

위에서 정의된 절연기, 스프링, 관성요소 및 감쇠요소의 전달행렬들을 이용하여 전체 PG-DAVI 시스템의 전달행렬(Γ_{DAVI})을 유도할 수 있다. Fig. 2에서 유추할 수 있는 바와 같이, 전체 시스템은 기어절연기와 직렬로 연결된 캐리어 및 링기어의 관성요소로 모델링할 수 있으며 기어 절연기는 기어쌍과 병렬 연결된 스프링, 감쇠기로 모델링될 수 있다. 따라서 기어 절연기의 전달

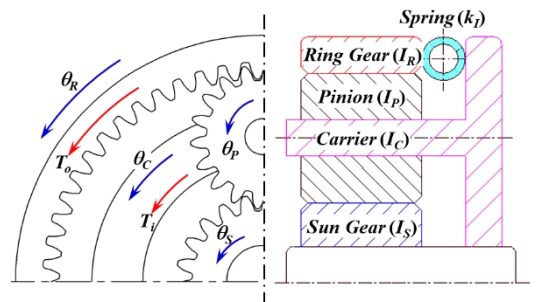


Fig. 2 Dynamic model of the PG isolator

행렬은 각 요소들의 전달행렬들을 이용하여 다음 식과 같이 구할 수 있다⁽¹⁰⁾.

$$\Gamma_{GI} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{GI} & (\alpha_{12})_{GI} \\ (\alpha_{21})_{GI} & (\alpha_{22})_{GI} \end{bmatrix} \quad (4a)$$

$$\begin{aligned} (\alpha_{11})_{GI} &= P/Q, & (\alpha_{12})_{GI} &= (PR - Q^2)/Q, \\ (\alpha_{21})_{GI} &= 1/Q, & (\alpha_{22})_{GI} &= R/Q \end{aligned} \quad (4b)$$

$$P = \sum_{i=1}^3 \frac{(\alpha_{11})_i}{(\alpha_{21})_i}, Q = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{(\alpha_{21})_i}, R = \sum_{i=1}^3 \frac{(\alpha_{22})_i}{(\alpha_{21})_i} \quad (4c)$$

이 식에서 $(\alpha_{mn})_{GI}$ 은 기어 절연기에 대한 전달행렬의 각 요소이며 $(\alpha_{mn})_i$ 는 각각 기어쌍 ($i=1$), 스프링 ($i=2$) 및 감쇠요소 ($i=3$)에 대한 전달행렬의 각 요소이다. 식 (4)와 Table 1에 주어진 이들 행렬을 이용하여 기어 절연기의 전달행렬을 다음 식 (5)과 같이 구할 수 있다.

$$(\alpha_{11})_{GI} = \frac{\{k_I - (\beta + 1)^2 I_S \omega^2\} - i\omega c_I}{\{k_I - \beta(\beta + 1) I_S \omega^2\} - i\omega c_I} \quad (5a)$$

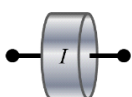
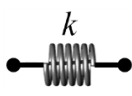
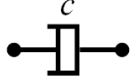
$$(\alpha_{12})_{GI} = \frac{-\omega^2 c I_S + i\omega k_I}{\{k_I - \beta(\beta + 1) I_S \omega^2\} - i\omega c_I} \quad (5b)$$

$$(\alpha_{21})_{GI} = \frac{i\omega}{\{k_I - \beta(\beta + 1) I_S \omega^2\} - i\omega c_I} \quad (5c)$$

$$(\alpha_{22})_{GI} = \frac{\{k_I - \beta^2 I_S \omega^2\} - i\omega c_I}{\{k_I - \beta(\beta + 1) I_S \omega^2\} - i\omega c_I} \quad (5d)$$

이 식에서 k_I 는 DAVI 내의 코일 스프링의 강성이고 c_I 는 도입된 감쇠요소의 감쇠계수이다.

Table 1 Transfer matrices for the basic vibration elements

Element	Symbol	Transfer matrix (T)
Inertia		$\begin{bmatrix} 1 & i\omega I \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$
Spring		$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ i\omega/k & 1 \end{bmatrix}$
Damper		$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/c & 1 \end{bmatrix}$

앞에서 설명한 바와 같이 전체 PG-DAVI 시스템은 기어절연기와 직렬 연결된 캐리어 및 링기어의 관성 요소로 이상화될 수 있으므로 전체 시스템의 전달행렬 (Γ_{DAVI})은 다음 식과 같이 두 관성요소와 기어절연기 행렬을 곱하여 구할 수 있다.

$$\Gamma_{DAVI} = \Gamma_C \Gamma_{GI} \Gamma_R = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix} \quad (6a)$$

$$\Gamma_C = \begin{bmatrix} 1 & i\omega I_C \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \Gamma_R = \begin{bmatrix} 1 & i\omega I_R \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6b)$$

위에서 얻어진 행렬을 이용하여 전체 PG-DAVI 시스템의 입력 및 출력 축 토크와 각속도 사이의 관계가 다음 식으로 주어진다.

$$\begin{Bmatrix} T_i \\ \Omega_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_o \\ \Omega_o \end{Bmatrix} \quad (7)$$

따라서, 위의 식으로부터 PG-DAVI 시스템의 입력토크와 출력 각속도 사이의 관계는 다음 식으로 주어진다.

$$\Omega_o = \frac{T_i}{(\alpha_{12})_{DAVI}} \Big|_{T_o=0} \quad (8a)$$

$$(i\omega) \frac{\Omega_o}{T_i} = \frac{i\omega}{(\alpha_{12})_{DAVI}} \Big|_{T_o=0} \quad (8b)$$

3.2 전달행렬의 검증

위에서 유도된 전달행렬을 이용한 전달행렬법으로 간단한 검증 시스템의 응답 특성을 구한 다음 그 결과를 관성, 강성 및 감쇠행렬을 이용하여 전통적인 주파수전달함수를 이용한 결과와 비교함으로써 PG-DAVI 시스템의 전달행렬의 정확도를 확인한다. 이 과정에서 사용된 검증시스템의 개략도가 Fig. 3에 설명되어 있다. 그림에서 보는 바와 같이 이 시스템은 PG-DAVI 시스템에 연결된 두 개의 디스크로 구성되어 있다. 두 디스크 D_i 및 D_o 는 각각 캐리어와 링기어에 직접, 강체로 연결되어 있다. 또한 이 시스템의 기계적인 체원은 Table 2에 설명되어 있다. 이 시스템에서 D_i 및 D_o 의 관성모멘트를 무시할 수 있다고 가정하면 그 결과는 PG-DAVI 시스템만의 응답특성이라고 할 수 있다. 그림과 Table에 주어진 시스템의 각 엑셀러런스(angular acceleration: α_o / T_i)를 아래에 설명한 두 방법을 이용하여 계산한 다음 그 결과를 비교하였다.

식 (8)에 주어진 운동방정식은 관성, 강성 및 감쇠행렬을 이용하여 다음 식 (9)와 같이 행렬식의 형태로 재구성할 수 있다.

$$[J]\{\ddot{\Theta}\} + [C]\{\dot{\Theta}\} + [K]\{\Theta\} = \{T\} \tag{9a}$$

$$[J] = \begin{bmatrix} I_i + I_C + I_S(1 + \beta)^2 - I_S\beta(1 + \beta) & \\ -I_S\beta(1 + \beta) & I_R + I_S\beta^2 + I_o \end{bmatrix} \tag{9b}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_I - c_I & \\ -c_I & c_I \end{bmatrix} \tag{9c}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_I - k_I & \\ -k_I & k_I \end{bmatrix} \tag{9d}$$

따라서, 검증시스템의 D_i 에 조화함수 형태의 토크가 가해지는 경우에 D_o 에서 발생하는 각변위 응답은 식 (9)의 행렬들을 이용하여 다음 식과 같이 계산할 수 있다.

$$\{\Theta\} = (-\omega^2 [J] + i\omega [C] + [K])^{-1} \{T\} \tag{10}$$

Table 2 Specifications of the validation system

Description		Unit	Value
Input/output	Input disc	Inertia (I_i)	kgm ² -
	Output disc	Inertia (I_o)	kgm ² -
DAVI system	Spring (k_i)		Nm/rad 383.88
	Damper (c_i)		Ns/m 0.39
	Sun gear	Inertia (I_S)	kgm ² 2.95e-04
		# of Teeth (N_S)	EA 12
	Pinion gear	Inertia (I_P)	kgm ² -
		# of Teeth (N_P)	EA 28
	Carrier	Inertia (I_C)	kgm ² 0.0403
	Ring gear	Inertia (I_R)	kgm ² 0.0960
# of Teeth (N_R)		EA 58	

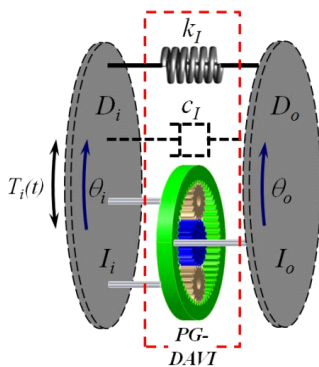


Fig. 3 Mechanical model of the validation system

이 식에서 $\{\Theta\} = \{\theta_i, \theta_o\}^T$ 는 입·출력 측의 응답 벡터이고 ω 는 입력 토크와 출력 변위의 각진동수이며 $\{T\} = \{T_i, 0\}^T$ 는 입력 토크 벡터이다.

Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이, 검증 시스템은 두 개의 디스크와 PG-DAVI 시스템이 직렬로 연결되어 있다. 이러한 시스템의 전체 전달행렬은 각 요소의 전달행렬을 순서대로 곱해서 구할 수 있다⁽¹⁰⁾. 결과적으로 검증시스템의 입·출력단 사이의 관계는 식 (11a)로 주어지며, 전체 전달행렬 Γ_{14} 는 다음 식과 같이 각 구성 요소의 행렬을 순서대로 곱한 행렬로 정의된다.

$$\begin{Bmatrix} T_i \\ \Omega_i \end{Bmatrix} = \Gamma_{14} \begin{Bmatrix} T_o \\ \Omega_o \end{Bmatrix} = \Gamma_{12} \Gamma_{23} \Gamma_{34} \begin{Bmatrix} T_o \\ \Omega_o \end{Bmatrix} \tag{11a}$$

$$\Gamma_{12} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega(I_i + I_C) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{11b}$$

$$\Gamma_{23} = \Gamma_{DAVI} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix} \tag{11c}$$

$$\Gamma_{34} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega(I_R + I_o) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{11d}$$

이 식에서 $\Gamma_{i(i+1)}$ 는 i 번째 요소의 전달행렬이다.

위의 전달행렬을 이용하여 계산된 샘플 시스템의 조화응답을 다음 그림에 전통적인 방법을 이용하여 계산된 결과와 비교하였다(Fig. 4).

그림에서 알 수 있는 바와 같이 전달행렬법을 이용하여 계산된 α_o/T_i 는 주어진 주파수 영역 내에서 전통적인 방법을 이용한 결과와 정확하게 일치하고 있다. 이 결과를 바탕으로 전체 PG-DAVI 시스템에 대하여 정의된 전달행렬은 이와 같은 절연기를 포함한 회전진동계의 진동 전달 특성을 충분히 정확하게 해석할 수 있다고 할 수 있다.

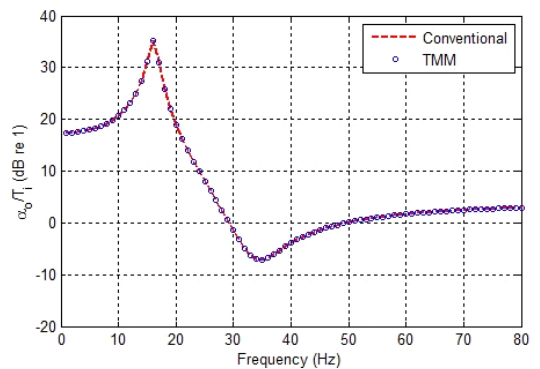


Fig. 4 α_o/T_i of the validation system

4. 제안된 전달행렬의 적용

이 장에서는 유성기어형 반공진 절연기를 적용하여 회전진동계의 각변위 전달률을 저감하는 방법에 대해 검토한다. 앞 장에서 유도된 절연기의 전달행렬을 적용한 전달행렬법을 이용하여 시스템의 응답특성을 계산한다. 절연기 적용의 효과는 전달행렬법을 이용하여 계산된 원래 시스템과 절연기 적용 시스템의 전달특성을 비교하여 파악한다. 또한, 동일한 방법을 통하여 주어진 목표주파수 범위에서 가장 효과적인 절연기 제원을 검토한다.

4.1 대상 시스템

이 연구에 사용된 3자유도 회전 진동계의 구성이 Fig. 5에 설명되어 있다. 그림에서 보는 바와 같이 대상 시스템은 관성모멘트가 무시할 수 있는 기저에 연결된 2자유도 회전 진동 시스템이며 시스템의 제원은 Table 3에 설명되어 있다. 그림에서 유추할 수 있는 바와 같이 대상 시스템은 관성모멘트를 무시할 수 있는 기저부와 두 개의 관성요소 및 이들을 연결하는 두 개의 스프링+감쇠기 결합요소로 이루어진 2자유도, 비고정 회전 진동계이다.

또한 이 진동계를 전달행렬로 나타내면 Fig. 5와 같이 각 부분에 대한 전달행렬 4개로 표현할 수 있으며 전체 전달행렬은 다음 식과 같이 각 행렬을 순서에 따라 곱한 것으로 나타난다.

$$\Gamma_{15} = \Gamma_{12}\Gamma_{23}\Gamma_{34}\Gamma_{45} \tag{12a}$$

$$\Gamma_{2(i)(2i+1)} = \Gamma_i = \begin{bmatrix} 1 & i\omega I_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad i = 1, 2 \tag{12b}$$

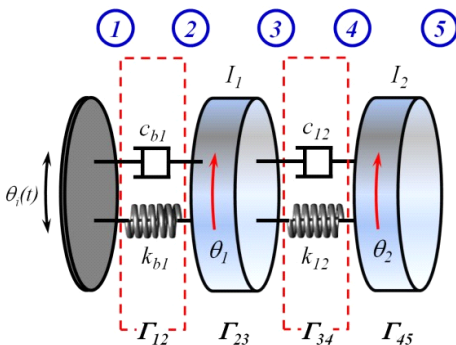


Fig. 5 Mechanical model of the target system for the PG-DAVI system

$$\Gamma_{12} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{b1} + i\omega c_{b1}} & 1 \end{bmatrix} \tag{12c}$$

$$\Gamma_{34} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{12} + i\omega c_{12}} & 1 \end{bmatrix} \tag{12d}$$

다음으로 대상 시스템의 각변위 전달률 θ_2/θ_1 은 다음 식 (13)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} T_i \\ \Omega_i \end{Bmatrix} = \Gamma_{12}\Gamma_{23}\Gamma_{34}\Gamma_{45} \begin{Bmatrix} T_2 \\ \Omega_2 \end{Bmatrix} \tag{13}$$

위 식을 이용하여 계산된 각변위 전달률 θ_2/θ_1 이 Fig. 6에 설명되어 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 전달률은 9 Hz 및 34 Hz 부근에 두 개의 peak을 가지고 있다.

4.2 PG-DAVI 전달행렬의 적용

이 절에서는 Fig. 6에 주어진 대상 시스템의 변위 전달률을 저감하기 위한 최적 PG-DAVI의 제원을 검토하고 이를 적용했을 경우 나타나는 변위전달률 저감효과를 파악한다. 대상 시스템에 PG-DAVI를 적용한 예가 Fig. 7에 설명되어 있다.

절연기의 제원은 대상 시스템의 두 번째 고유진동수 부근의 전달률을 저감할 수 있도록 최적화한다. 이 연구에서는 간이적으로 계산된 대상 시스템의 고유진동특성을 고려하여 PG-DAVI 시스템의 위치를 I_1 와 I_2 사이로 선정하였다. 또한 기존 시스템에 사용되었던 스

Table 3 Specifications of the validation system

	Mass (kgm ²)	Spring (Nm/rad)	Damper (Nms/rad)
I_1	0.100	k_{b1}	c_{b1} 0.5650
I_2	0.300	k_{12}	c_{12} 0.4691

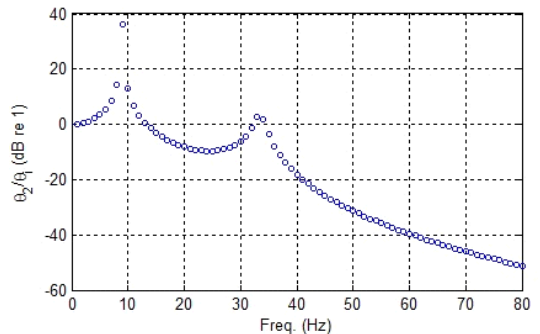


Fig. 6 θ_2/θ_1 of the target system obtained by TMM

프링(k_{12})와 감쇠기(c_{12})는 그대로 적용한다.

(1) PG-DAVI의 최적 제원

앞에서 언급한 바와 같이 이 연구에서는 PG-DAVI 시스템을 통하여 34 Hz 부근의 전달률을 감소시키고자 한다. 따라서, PG-DAVI 시스템의 반공진 진동수 (ω_{AR})를 이 주파수와 일치하도록 설정한다. 식 (6)에 주어진 PG-DAVI 시스템의 전달행렬을 고려하면 ω_{AR} 은 다음 식으로 계산될 수 있다.

$$\omega_{AR} = \sqrt{\frac{k_{12}}{\beta(1+\beta)I_S}} \tag{14}$$

따라서, 주어진 목표주파수에 반공진 현상을 유도하기 위해서는 위 식에 따라 β 와 I_S 를 적절하게 설정하여야 한다. k_{12} 를 원래 시스템과 동일하게 적용하였으므로 $\omega_{AR} \cong 34 \times 2\pi$ (rad/s)이 될 수 있도록 β 와 I_S 를 각각 2.6364 및 0.0042 kgm²으로 선정하였다. 또한, 간이적으로 계산된 대상 시스템의 고유진동 특성을 고려하여 PG-DAVI 시스템의 위치를 I_1 와 I_2 사이로 선정하였다.

전체 전달행렬은 식 (12a)에 주어진 방법을 동일하게 이용하여 구할 수 있으나 PG-DAVI 시스템이 추가된 Γ_{34} 는 다음 식 (13)에 설명된 Γ_{34}' 로 대체되어야 한다.

$$\Gamma_{34}' = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix}_{34} \tag{15}$$

위 식의 주어진 전달행렬의 각 요소는 식 (6)을 이용하여 계산할 수 있다.

(2) PG-DAVI의 효과

PG-DAVI 시스템을 적용하여 개선된 대상 시스템

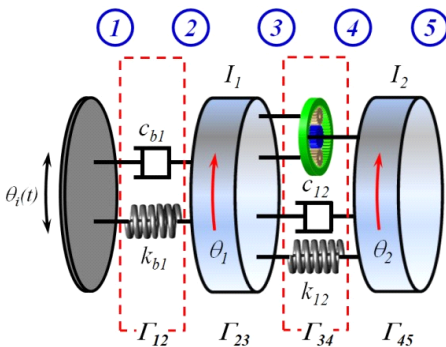


Fig. 7 Configuration of the target system modified with PG-DAVI system

의 변위전달률 θ_2/θ_1 을 위의 전달행렬을 이용하여 계산한 다음 원래 시스템의 θ_2/θ_1 와 비교한 결과가 Fig. 8에 설명되어 있다. 그림에서 보는 바와 같이, PG-DAVI를 적용함에 따라 도입된 반공진 효과로 인해 두 번째 peak 주변의 θ_2/θ_1 가 크게 저감되는 반면 23 Hz 부근에 새로운 peak이 나타남을 알 수 있다.

(3) 전통적 동흡진기와 성능 비교

이 절에서는 PG-DAVI 시스템 적용 시 나타나는 각 변위전달률 저감 효과를 전통적인 동흡진기의 저감 효과와 비교함으로써 해당 시스템의 효율성을 확인한다. 전통적인 동흡진기를 적용한 대상 시스템의 개략도가 Fig. 9에 설명되어 있다.

그림에서 보는 바와 같이 이 시스템은 PG-DAVI 시스템과 동일한 위치에 관성요소 I_a , 강성요소 k_a 및 감쇠요소 c_a 로 구성된 동흡진기를 구비하고 있다. $\omega_A = \sqrt{k_a/I_a} \cong 34 \times 2\pi$ (rad/s)를 만족할 수 있도록 I_a 및 k_a 를 선정하였으며 c_a 는 비례감쇠를 이용하여 선정하였다. 이와 같이 I_1 과 I_2 연결부위가 변경됨에 따라 해

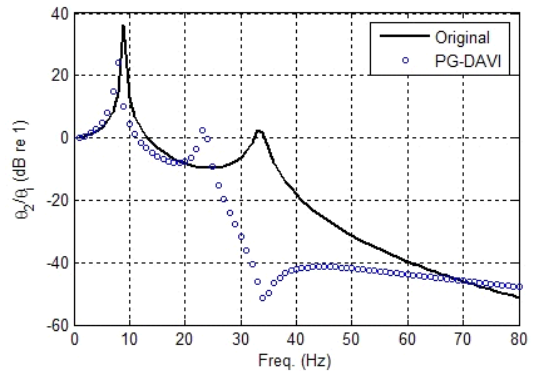


Fig. 8 θ_2/θ_1 s of original and modified systems

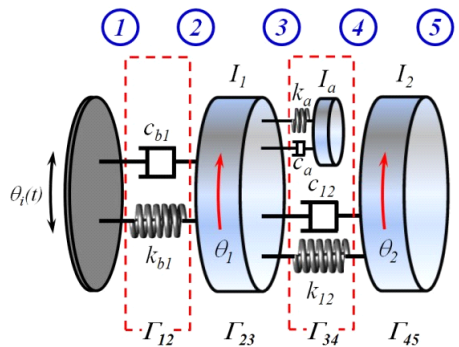


Fig. 9 Configuration of the target system modified with classical dynamic absorber

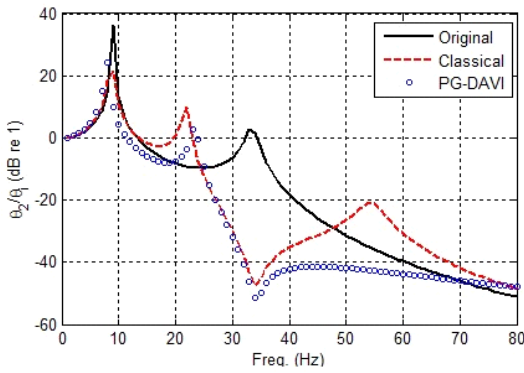


Fig. 10 θ_2/θ_1 of original and modified systems

Table 4 Comparison of θ_2/θ_1 for 3 systems

System	θ_2/θ_1 (dB re 1)		
	23 Hz	34 Hz	54 Hz
Original	-9.4	2.6	-35.0
PG-DAVI	2.6	-51.5	-42.6
Classical	9.9	-47.6	-20.9

당 부분의 전달행렬은 다음과 같이 수정되어야 한다⁽¹⁰⁾.

$$\begin{Bmatrix} T_3 \\ \Omega_3 \end{Bmatrix} = \Gamma_{34}^T \begin{Bmatrix} T_4 \\ \Omega_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_a \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{12} + i\omega c_{12}} & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_4 \\ \Omega_4 \end{Bmatrix} \quad (16)$$

이 식에서 Z_a 는 동흡진기의 구동점 임피던스로 다음 식과 같이 주어진다.

$$Z_a = \frac{i\omega I_a}{1 + i\omega I_a \left(\frac{i\omega}{k_a + i\omega c_a} \right)} \quad (17)$$

동흡진기를 적용한 시스템의 변위전달률은 식 (12)의 Γ_{34} 를 식 (16)에 주어진 Γ_{34} 로 대치함으로써 구할 수 있다.

이렇게 계산된 결과를 위에서 얻어진 원래 시스템 및 PG-DAVI 시스템 적용 시의 결과와 Fig. 10에 비교하였다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 동흡진기를 적용하는 경우 목표주파수에는 PG-DAVI 시스템과 유사한 변위전달률 저감효과를 얻을 수 있으나 23 Hz 인근의 peak 외에 54 Hz 인근에도 추가로 peak이 발생하여 θ_2/θ_1 가 오히려 증가함을 알 수 있다. 이 결과를 Table 4에 정리하여 나타냈다.

따라서, 목표주파수 이상의 주파수 영역에서 각변위

전달률의 증가를 초래하지 않는 PG-DAVI 시스템이 전통적인 동흡진기에 비해 우월한 절연성능을 갖는다고 할 수 있다.

5. 결 론

L-DAVI에 대한 전달행렬을 유도했던 이전 연구를 응용하여 PG-DAVI 시스템에 대한 전달행렬을 유도하였다. 이 행렬을 적용한 전달행렬법으로 계산한 단순한 검증시스템의 각 액셀러런스를 주파수 응답 특성을 이용한 전통적인 방법의 결과와 비교하여 유도된 행렬의 정확도를 검증하였다.

이 전달행렬을 적용한 전달행렬법으로 3자유도 회전진동 시스템의 각변위 전달률을 저감하는 방안을 검토하였다. 초기 시스템의 전달률을 기준으로 설정된 목표주파수에 대한 최적의 PG-DAVI 시스템을 전달행렬을 이용하여 검토하였다. 이렇게 정의된 PG-DAVI 시스템을 대상 시스템에 적용했을 경우 얻어지는 전달률과 초기 시스템의 전달률을 비교하여 PG-DAVI 시스템이 충분한 전달률 저감 효과를 제공함을 확인하였다. 또한, PG-DAVI 시스템이 포함된 회전진동계의 응답특성을 유도된 행렬을 적용한 전달행렬법으로 정확히 계산할 수 있음을 알 수 있었다. 마지막으로 목표주파수를 기준으로 설계된 전통적인 동흡진기를 적용했을 경우의 전달률을 전달행렬법으로 계산한 다음 그 결과를 PG-DAVI 시스템을 적용한 결과와 비교, 검토하여 PG-DAVI 시스템이 우월한 효율성을 나타냄도 확인하였다.

향후 연구에서는 이 연구에서 유도된 행렬을 이용하여 PG-DAVI 시스템을 자동차 구동계와 같은 실제적인 진동계에 적용하는 방안에 대하여 검토하고자 한다.

후 기

이 논문은 2018년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(No. 2010-0020089).

References

(1) Lee, D. O. and Han, J. H., 2007, A Comparison of Vibration Isolation Characteristics of Various Forms of

Passive Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 9, pp. 817~824.

(2) Kwag, D. G., Bae, J. S., Hwang, J. H. and Kim, H. S., 2011, An Experimental Study on the Vibration Absorber for Vibration Attenuation of Cantilever Beam Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 991~996.

(3) Flannely, W. G., 1967, Dynamic Anti-resonant Vibration Isolator, U.S. Patent No. 3,322,379.

(4) Yilmaz, C. and Kikuchi, N., 2006, Analysis and Design of Passive Band-stop Filter-type Vibration Isolators for Low-frequency Applications, Journal of Sound and Vibration, Vol. 291, No. 3, pp. 1004~1028.

(5) Li, K. and Gohnert, M., 2010, Lever Mechanism for Vibration Isolation, Applied Technologies & Innovations, Vol. 1, No. 1, pp. 21~28.

(6) Yun, J. H., Kim, G. W. and Lee, H., 2016, Study on Performances of the Lever Type Anti-resonance Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 187~194.

(7) Yun, J. H. and Lee, H., 2018, Study on Performances of the Lever Type Anti-resonance Vibration Isolator Using Transfer Matrix Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 574~581.

(8) Ngoc, M. V., Yun, J. H. and Kim, G. W., 2018, Vibration Transmissibility Analysis and Measurement of Band-stop Type Torsional Vibration Isolator Using Anti-resonance, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 582~588.

(9) Kim, G. W., Yun, J. H., Lee, H. and Shin, S. C., 2017, Torsional Vibration Isolation for Automotive Clutch Dampers Using Anti-resonance, Proceedings of Torsional Vibration Symposium, p. 24.

(10) Snowdon, J. C., 1971, Mechanical Four-pole Parameter and Their Application, Journal of Sound and Vibration, Vol. 15, No. 3, pp. 307~323.

(11) Ha, J. Y. and Kim, K. J., 1994, Analysis of MIMO Mechanical Systems Using the Vectorial Four Pole Parameter Method, Ph.D. Thesis, Korean Advanced Institute of Technology, Daejeon, Korea.

(12) Ha, J. Y. and Kim, K. J., 1995, Analysis of MIMO Mechanical Systems Using the Vectorial Four Pole Parameter Method, Journal of Sound and Vibration, Vol. 180, No. 2, pp. 333~350.

(13) Attar, M. A., 2012, Transfer Matrix Method for Free Vibration Analysis and Crack Identification of Stepped Beams with Multiple Edge Cracks and Different Boundary Conditions, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 57, No. 1, pp. 19~33.

(14) Lee, J. W. and Lee, J. Y., 2016, Development of a Transfer Matrix Method to Obtain Exact Solutions for the Dynamic Characteristics of a Twisted Uniform Beam, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 105, pp. 215~226.



Hyeongill Lee Ph. D. in mechanical engineering and Associate Professor in School of Automotive Engineering, Kyungpook National University. Prof. Lee is teaching Dynamics, Automatic Control and Mechanical Vibration, etc. He has academic interests in automotive NVH, Brake squeal, Sound radiation from vibrating structures, etc.



Gyubin Kwak received bachelor's degree in Automotive Engineering from the Kyungpook National Univ. in 2019. Also he is studying for his Master's degree in the Kyungpook National University.



Jong-Hwan Yun received M.S in mechanical engineering from Inha University in 2010. He is a professor in Dept. of Automotive, Yeosu Institute of Technology. His research interests are simulation and experiment of the automotive NVH.

병진 및 회전 운동을 하는 내향 외팔보의 모델링 및 진동해석

Modeling and Vibration Analysis of an Inward Cantilever Beam Undergoing Translational and Rotational Motion

이 원 범* · 유 흥 희†

Won Beom Lee* and Hong Hee Yoo†

(Received November 2, 2018 ; Revised December 20, 2018 ; Accepted December 20, 2018)

Key Words : Inward Cantilever Beam(내향 외팔보), Euler-Bernoulli Beam Theory(오일러-베르누이 보 이론), Hybrid Deformation Variable Modeling(복합 변형 변수 모델링), Vibration Analysis(진동해석)

ABSTRACT

Modeling and vibration analysis of an inward cantilever beam undergoing translational and rotational motion is carried out based on the Euler-Bernoulli beam theory. The equations of motion are derived using the hybrid deformation variable modeling method along with the Rayleigh-Ritz assumed mode method. Spin-up rotational motion and sinusoidal translational motion are simultaneously prescribed for the inward cantilever beam. As the result of the simultaneous motion, coupled phenomena occur and combinatory excitation frequencies are generated. Therefore, resonance occurs at the combinatory frequencies that are obtained from the frequencies of rotational and translational motions.

1. 서 론

자동차에 여러가지 편의 기능들이 연구되고 적용되면서 주요 부품인 타이어도 지능형 구성요소로 발전하고 있다. 자동차는 운전자에게 여러 정보를 제공하는데, 그 중 주행 중 타이어 상태를 알려주는 TPMS(타이어 압력 감지 시스템) 장착이 의무화되어 있다. 현재 TPMS는 소형 배터리를 사용하고 있어 주기적인 교체를 필요로 한다. 이것은 사용자에게 비용의 증가와 번거로움을 야기시키므로 배터리를 대신하거나 수명을 연장시킬 수 있는 에너지 공급 장치에 대한 관심이 증대되고 있으며 이와 관련한 연구가 활발하게 이루어지고 있다.

이 연구는 운동에너지를 이용하는 압전 에너지 하베스팅 장치와 같이 자동차 타이어에의 적용을 목적으로 하는 발전시스템을 위한 기초적인 연구로, 회전과 병진운동을 하는 내향 외팔보를 모델링하고 진동 특성을 파악하였다. 이 연구와 유사한 주제의 연구들은 그동안 여러 연구자들에 의해 수행되어 왔다. Mostaghel et al.⁽¹⁾는 회전하는 내향 외팔보의 진동 특성을 연구하였다. Fox et al.⁽²⁾는 Mostaghel et al.의 연구 결과를 발전시켜서 장착각을 고려하여 내향 외팔보의 진동 특성 변화에 관한 연구를 수행하였다. Naguleswaran⁽³⁾은 내향 외팔보의 경계조건 변화에 따른 진동 특성을 연구하였다. Turhan et al.⁽⁴⁾은 장착각을 가진 내향 외팔보의 각속도 변화에 따른 안정성 해석을 수행하였다. Lee et al.⁽⁵⁾는 집중질량과 초기 비틀림각을 고려한 내

† Corresponding Author; Fellow Member, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University
E-mail : hhyoo@hanyang.ac.kr

* Member, Department of Mechanical Convergence Engineering, Hanyang University

A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

향 외팔보의 진동특성을 연구하였다. Oh et al.⁽⁶⁾은 장착각과 집중질량을 고려하여서 내향 외팔보의 진동특성을 연구하였다. 이 같은 기존의 연구들은 회전운동 효과만을 고려하여 연구가 수행되었고 자동차 바퀴의 운동과 같이 병진과 회전 운동이 동시에 발생하는 운동으로 인한 내향 외팔보의 진동해석은 수행되지 않았다. 또한 이제까지 이전 어느 논문에서도 병진운동과 회전운동의 연성 현상으로 인해 발생하는 가진주파수 변화가 연구되지 않았다.

이 논문에서는 병진 및 회전운동을 동시에 하는 내향 외팔보의 모델링을 수행하고, 그의 진동특성을 조사하였다. 이 시스템의 운동방정식⁽⁷⁾은 복합 변형 변수 모델링과 Kane의 방법을 이용하여 유도하였고, 상용 프로그램인 ANSYS와 Recurdyn을 통해 얻은 결과와 비교해 제안된 모델의 정확성을 검증하였다. 또한 병진 및 회전운동이 연성됨으로써 가진주파수 분기 현상이 발생하고 이 주파수에서 공진 현상이 발생하는 것을 규명하였다.

2. 시스템의 형태

2.1 시스템 소개

Fig. 1은 제안된 시스템의 모습을 보여주고 있다. Fig. 1에는 세 좌표계가 나타나 있는데 $(\hat{n}_1, \hat{n}_2, \hat{n}_3)$ 는 절대기준틀의 좌표계, $(\hat{a}_1, \hat{a}_2, \hat{a}_3)$ 는 타이어 림을 나타내는 기준틀 A의 좌표계, 그리고 $(\hat{b}_1, \hat{b}_2, \hat{b}_3)$ 는 기준틀 A의

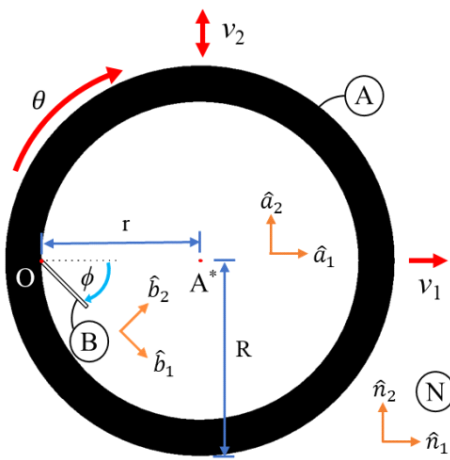


Fig. 1 Configuration of an inward cantilever beam mounted on reference frame A with a setting angle ϕ

중심점인 A*에서 r만큼 떨어진 O점에 장착각 ϕ 의 기울기로 설치된 외팔보 고정단 단면 기준틀 B에 고정된 좌표계이다.

2.2 병진 및 회전 운동

Fig. 1에는 바퀴의 움직임을 나타내기 위한 병진 및 회전 운동의 구성이 나타나 있다. θ 는 강체 A가 평면 상에서 $-\hat{n}_3$ 방향으로 회전하는 회전 각이다. 회전 운동에 의한 각속도는 다음 식과 같이 각도를 미분한 형태를 이용하여 나타낼 수 있다.

$$\vec{\omega} = -\dot{\theta}\hat{n}_3 \tag{1}$$

병진 운동은 \hat{n}_1 및 \hat{n}_2 방향으로 나누어 구성하였다. \hat{n}_1 방향 병진 운동은 자동차 주행 속도를 나타내고 \hat{n}_2 방향 병진 운동은 도로 표면 높이 변화에 의하여 발생한다. 그러므로 두 방향의 속도 성분은 다음과 같다.

$$\vec{v}_1 = R\omega\hat{n}_1 \tag{2}$$

$$\vec{v}_2 = C\sin\left(2\pi\frac{R\omega t}{\lambda}\right)\hat{n}_2 \tag{3}$$

여기서 R은 지면과 A*사이의 거리, C는 노면 진폭의 크기, λ 는 파장 길이, 그리고 t는 시간을 나타낸다.

2.3 운동방정식

Fig. 2는 Fig. 1의 강체 A에 부착된 외팔보 변형 시 형상을 함께 보여주고 있다. x는 외팔보와 고정점 O

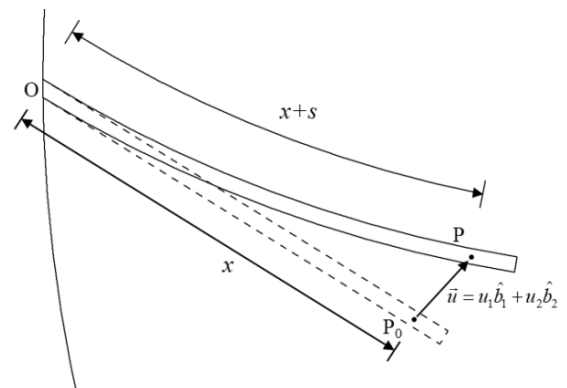


Fig. 2 Undeformed and deformed shapes of the inward cantilever beam

로부터 변형 전 중립 축 상의 임의의 점까지의 거리, s 는 중립 축 상의 임의의 점에서 보가 인장된 길이를 나타낸다. 비틀림 변형은 매우 작아 무시할 수 있다 가정하였다. P_0 는 변형 후 $x+s$ 의 길이를 갖는 P의 위치로 이동한다. s 와 u 는 Rayleigh-Ritz 근사화 방법을 통해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$s(x,t) = \sum_{j=1}^{\mu_1} \Phi_{1j}(x)q_{1j}(t) \tag{4}$$

$$u_2(x,t) = \sum_{j=1}^{\mu_2} \Phi_{2j}(x)q_{2j}(t) \tag{5}$$

여기서 Φ_{1j} , Φ_{2j} 는 보의 j 번째 모드함수, q_{1j} , q_{2j} 는 j 번째 일반좌표, 그리고 μ_1 , μ_2 는 각각의 일반좌표의 수이다.

P의 속도 \vec{v}^P 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{v}^P = \begin{bmatrix} \dot{u}_1 + \omega u_2 + \cos\phi(v_1 \cos\theta - v_2 \sin\theta) \\ -\sin\phi(v_1 \sin\theta + v_2 \cos\theta + \dot{\omega}r) \end{bmatrix} \hat{b}_1 + \begin{bmatrix} \dot{u}_2 - \omega(x + u_1) + \sin\phi(v_1 \cos\theta - v_2 \sin\theta) \\ +\cos\phi(v_1 \sin\theta + v_2 \cos\theta + \dot{\omega}r) \end{bmatrix} \hat{b}_2 \tag{6}$$

위 식을 시간에 대해 미분하여 P의 가속도 \vec{a}^P 를 구하면 다음과 같다.

$$\vec{a}^P = \begin{bmatrix} \ddot{u}_1 + \dot{\omega}u_2 + 2\omega\dot{u}_2 + \cos\phi\omega^2r - \omega^2(x + u_1) \\ +\cos\phi(\dot{v}_1 \cos\theta - \dot{v}_2 \sin\theta) \\ -\sin\phi(\dot{v}_1 \sin\theta + \dot{v}_2 \cos\theta + \dot{\omega}r) \end{bmatrix} \hat{b}_1 + \begin{bmatrix} \ddot{u}_2 - \dot{\omega}(x + u_1) - 2\omega\dot{u}_1 + \sin\phi\omega^2r - \omega^2u_2 \\ +\sin\phi(\dot{v}_1 \cos\theta - \dot{v}_2 \sin\theta) \\ +\cos\phi(\dot{v}_1 \sin\theta + \dot{v}_2 \cos\theta + \dot{\omega}r) \end{bmatrix} \hat{b}_2 \tag{7}$$

식 (6)과 (7)에서 u_1 은 근사화를 위해 s 와 u_2 로 나타내야 하며, 다음의 관계식이 유도되어⁽⁸⁾ 사용된다.

$$s = u_1 + \frac{1}{2} \int_0^x \left(\frac{\partial u_2}{\partial \sigma} \right)^2 d\sigma \tag{8}$$

외팔보의 Kane에 의한 운동방정식⁽⁸⁾은 다음과 같이 표현된다.

$$F_i^* + F_i = 0 \quad (i = 1, \dots, \mu) \tag{9}$$

여기서

$$F_i^* = - \int_0^L \left(\frac{\partial v}{\partial q_i} \right) \cdot \rho a \vec{v}^P dx \tag{10}$$

$$F_i = - \frac{\partial U}{\partial q_i} \tag{11}$$

여기서 U 는 탄성에너지를 나타내며 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EA \left(\frac{ds}{dx} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{d^2 u_2}{dx^2} \right)^2 dx \tag{12}$$

여기서 E 는 탄성계수, A 는 단면적, I 는 면적 2차 모멘트를 나타낸다.

이제 속도, 가속도, 그리고 탄성에너지를 식 (10)과 (11)에 대입하여 식 (9)를 정리하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{\mu_1} K_{ij}^S q_{1j} - \omega^2 \sum_{i=1}^{\mu_1} M_{ij}^{11} q_{1j} + \sum_{j=1}^{\mu_1} M_{ij}^{11''} q_{1j} \\ & + \dot{\omega} \sum_{j=1}^{\mu_2} M_{ij}^{12} q_{2j} + 2\omega \sum_{j=1}^{\mu_2} M_{ij}^{12'} q_{2j} - \omega^2 Q_{1i} \\ & + \left[\cos\phi\omega^2r + \cos\phi(\dot{v}_1 \cos\theta - \dot{v}_2 \sin\theta) \right] P_{1i} \\ & - \left[\sin\phi(\dot{v}_1 \sin\theta + \dot{v}_2 \cos\theta + \dot{\omega}r) \right] P_{1i} \\ & = 0 \end{aligned} \tag{13} \quad (i = 1, \dots, \mu_1)$$

$$\begin{aligned} & \omega^2 \sum_{j=1}^{\mu_2} K_{ij}^{GB} q_{2j} + \sum_{j=1}^{\mu_2} K_{ij}^B q_{2j} \\ & + \sum_{j=1}^{\mu_2} M_{ij}^{22''} q_{2j} - \omega^2 \sum_{i=1}^{\mu_2} M_{ij}^{22} q_{2j} \\ & - \left[\cos\phi\omega^2r + \cos\phi(\dot{v}_1 \cos\theta - \dot{v}_2 \sin\theta) \right] \sum_{j=1}^{\mu_2} K_{ij}^{GA} q_{2j} \\ & - \left[\sin\phi(\dot{v}_1 \sin\theta + \dot{v}_2 \cos\theta + \dot{\omega}r) \right] \sum_{j=1}^{\mu_2} K_{ij}^{GA} q_{2j} \\ & - \dot{\omega} \sum_{j=1}^{\mu_1} M_{ij}^{21} q_{1j} - 2\omega \sum_{j=1}^{\mu_1} M_{ij}^{21'} q_{1j} - \dot{\omega} Q_{2i} \\ & + \left[\sin\phi\omega^2r + \sin\phi(\dot{v}_1 \cos\theta - \dot{v}_2 \sin\theta) \right] P_{2i} \\ & + \left[\cos\phi(\dot{v}_1 \sin\theta + \dot{v}_2 \cos\theta + \dot{\omega}r) \right] P_{2i} \\ & = 0 \end{aligned} \tag{14} \quad (i = 1, \dots, \mu_2)$$

식 (13)은 s 방향, 식 (14)는 u_2 방향 운동방정식이다. 여기서

$$M_{ij}^{ab} \equiv \int_0^L \rho \Phi_{ai} \Phi_{bj} dx \tag{15}$$

$$K_{ij}^S \equiv \int_0^L EA \Phi_{1i,x} \Phi_{1j,x} dx \tag{16}$$

$$K_{ij}^B \equiv \int_0^L EI \Phi_{2i,xx} \Phi_{2j,xx} dx \tag{17}$$

$$K_{ij}^{GA} \equiv \int_0^L \rho(L-x) \Phi_{2i,x} \Phi_{2j,x} dx q_{2j} \tag{18}$$

$$K_{ij}^{GB} \equiv \frac{1}{2} \int_0^L \rho(L^2 - x^2) \Phi_{2i,x} \Phi_{2j,x} dx q_{2j} \tag{19}$$

$$Q_{ai} \equiv \int_0^L \rho x \Phi_{ai} dx \tag{20}$$

$$P_{ai} \equiv \int_0^L \rho \Phi_{ai} dx \tag{21}$$

3. 수치 해석

3.1 유도된 방정식의 검증

앞장에 유도된 운동방정식의 정확성을 검증하기 위해 수치 예제를 통해 진동 및 과도 해석을 수행하여 얻은 결과를 상용 프로그램을 이용하여 구한 결과와 비교하였다.

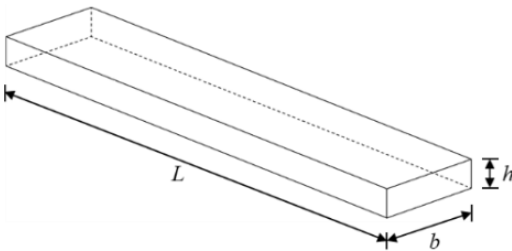


Fig. 3 Configuration of cantilever beam

Table 1 The properties used in the analysis

Parameter	Value (unit)	Parameter	Value (unit)
L	0.05 (m)	E	200 (GPa)
b	0.01 (m)	r	0.215 (m)
h	0.0002 (m)	R	0.3 (m)
ρ	7850 (kg/m ³)	λ	0.3 (m)
C	0.01 (m)		

진동해석은 ANSYS Mechanical APDL v19.1을 사용하였으며, 유한요소 모델은 beam 188 요소들을 사용하였다. Fig. 3과 Table 1은 해석에 사용된 파라미터와 물성치들을 보여준다. 해당 예제에 사용된 재료의 물성은 steel의 물성을 사용하였다. 먼저 장착각 ϕ 가 0°인 경우 각속도에 따른 고유진동해석을 수행하였다. 제안된 해석 모델과 ANSYS를 사용해 얻은 결과는 Fig. 4와 Table 2에 보여주고 있으며, 상대오차

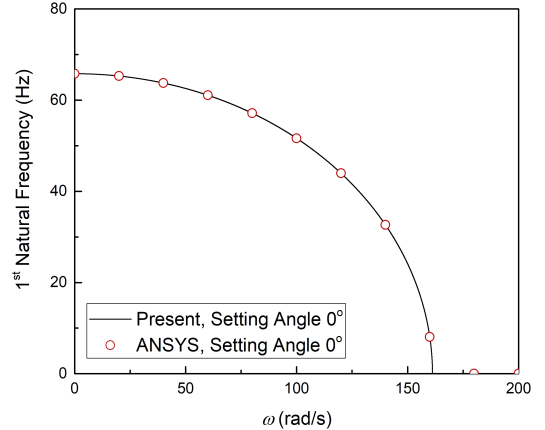


Fig. 4 Comparison of the first natural frequency obtained with proposed model and ANSYS

Table 2 Comparison of the 1st Natural frequencies

Angular velocity (rad/s)	Propose model (Hz)	ANSYS (Hz)	Relative error (%)
0	65.231	65.230	0.001533
50	61.963	61.963	0
100	50.907	50.907	0

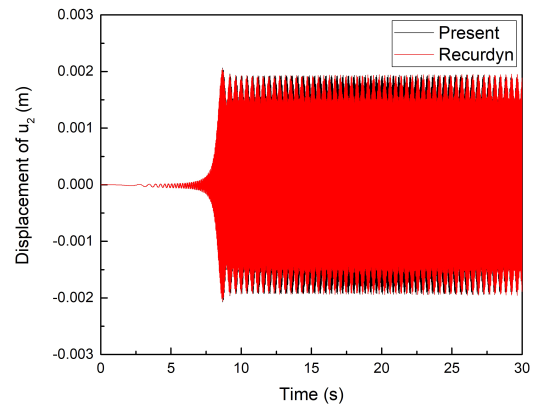


Fig. 5 Comparison of transient analysis results obtained with proposed model and Recurdyn

0.002% 미만의 일치도를 보여준다.

과도 해석은 Recurdyn V9R1을 사용한 결과들과 비교하였으며, 그 유한요소 모델은 Force의 Beam(G) 요소들을 사용하였다. 이 해석에 사용된 물성치들은 진동해석의 경우와 같다. 과도해석에서 속도의 경우, 0초 ~ 10초는 가속을 하며 10초 ~ 30초는 일정한 속도가 유지되는 spin-up motion을 적용하였다. Fig. 5는 모델 장착각이 0°이고 정상상태 시의 각속도가 55 rad/s에 다다른 spin-up 운동을 하는 0초 ~ 30초 동안 제안된 모델과 Recurdyn을 사용하여 구한 결과를 비교하여 나타낸 그림이다. Table 3은 과도해석 결과에서

Table 3 Comparison of the transient analysis results

Propose model	Recurdyn	Relative error
0.00194 m	0.00196 m	1.03 %

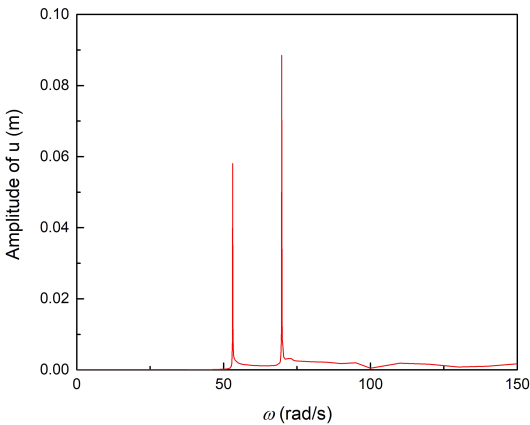


Fig. 6 Transient Analysis result by angular velocity

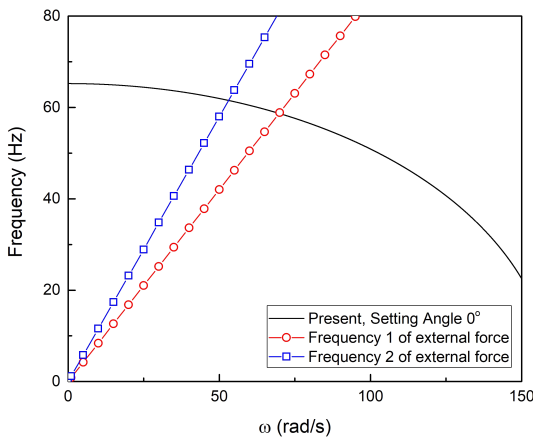


Fig. 7 The first natural frequency locus and two excitation frequencies generated by coupled motion

20초 ~ 30초 구간에서 제안된 모델과 Recurdyn 해석 결과의 최대 진폭 상대오차를 나타낸 것으로, 1.03 % 정도의 미세한 차이만을 보여주고 있다. 이상의 진동해석과 과도해석 결과 비교를 통해 제시된 모델링 방법의 정확성과 신뢰성을 파악할 수 있었다.

3.2 가진주파수 분기현상

이 장에서는 제안된 모델의 장착각이 0°일 때 각속도 별 과도해석을 수행하고, 해석결과 중 20~30초 구간에서 최대 진폭을 계산하여 Fig. 6에 나타냈다. 이를 통해 0 rad/s ~ 150 rad/s 범위에서 진폭이 크게 나오는 2개의 구간이 존재함을 확인할 수 있다. 이와 같은 현상은 식 (14)의 밑줄로 표시된 두 항에 의해 발생하는 것으로서 병진방향 성분과 회전방향 성분의 곱은 삼각함수 곱셈 공식에 의해 2개의 삼각함수 성분으로 나뉘게 되어 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{v}_2 \sin\theta &= C\bar{\omega} \cos(\bar{\omega}t) \cdot \sin\omega t \\
 &= \frac{C\bar{\omega}}{2} [\sin(\bar{\omega} + \omega)t - \sin(\bar{\omega} - \omega)t]
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

따라서 병진운동과 회전운동의 연성으로 가진력은 2개의 주파수를 갖게 되고, Fig. 7에서 보듯 제안된 모델의 1차 고유진동수와 가진주파수가 만나게 되는 2개의 지점이 생기는데 이 지점들의 각속도들로 운동을 하면 공진이 발생하게 되며 Fig. 6이 보여주는 결과처럼 큰 진폭이 발생하는 구간이 2개 생기게 된다.

3.3 장착각 별 고유진동수의 변화 추이

앞장에서는 임의의 장착각을 갖는 내향 외팔보의 운동방정식을 유도하였다. 내향 외팔보의 경우에는 장착각별로 회전각속도에 따른 고유진동수의 변화 추이가 다르게 나타난다. 변화 추이는 크게 3가지로 구분할 수 있다. 첫 번째는, 장착각이 0° ~ 88.35°의 범위에서는 회전 각속도가 증가함에 따라서 고유진동수가 단순 감소하는 경향을 보여준다.

두 번째는, 장착각이 88.36° ~ 89.62° 범위인 경우로 회전각속도가 증가함에 따라 고유진동수가 증가하다가 감소하는 경향을 보여준다. 세 번째는, 장착각 89.63° 이상인 경우로 회전각속도가 증가함에 따라 고유진동수가 단순 증가하는 경향을 보여준다. Fig. 8과 Fig. 9는 각 경향 별 경계 장착각들에서의 고유진동수 변화를 보여주고 있다.

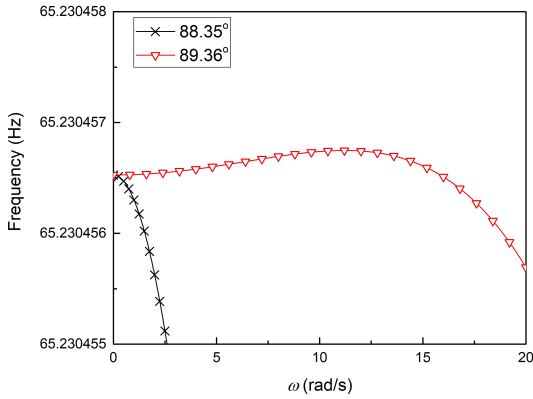


Fig. 8 The first setting angle range of the first natural frequency characteristic change

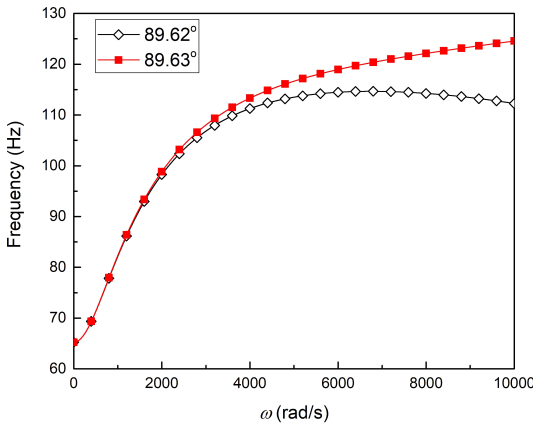


Fig. 9 The second setting angle range of the first natural frequency characteristic change

4. 결 론

이 연구에서는 회전 및 병진운동을 하는 시스템의 가진주파수 분기현상을 규명하고 이를 이용해 공진 현상을 유도하여 에너지 하베스팅 시스템에 적용할 수 있음을 보였다. 가진주파수 분기현상에 의해 회전운동 주파수와 병진운동 주파수는 서로 가깝되어 두 개의 주파수 항으로 나타나게 되며 이는 에너지 하베스팅 장치를 설계하기 위해 공진주파수를 결정할 때 고려해야 할 핵심적인 사항이다. 에너지 하베스팅을 목적으로 큰 떨림이 요구되는 경우 공진의 발생을 필요로 한다. 그런데 자동차 바퀴 같이 낮은 회전각속도로 움직이는 시스템의 경우 시스템 고유진동수가 높으면 공진을 유도하기 어렵다. 그렇기 때문에 회전각속도 증가에 따라 고유진동수의 감소 폭이 큰 장차각이 0°

인 모델을 사용할 수가 있다. 그러나 만일 동작 조건 내에서 고유진동수가 0에 도달하면 동적 좌굴 현상이 일어나 설계 시에 목표했던 시스템 거동과 다른 경향이 나타날 수 있다. 그러므로 주파수 분기 현상과 장차각 변화에 따른 고유진동수 변화 추이를 동시에 고려하여 외팔보 구조형태를 갖는 에너지 하베스팅 기구를 설계하는 것이 필요할 것이다.

후 기

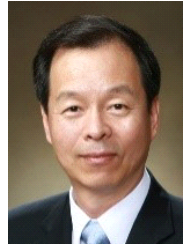
이 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아서 수행한 연구 과제입니다(No. 2018201010636A).

References

- (1) Mostaghel, N. and Tadjbakhsh, I., 1973, Buckling of Rotating Rods and Plates, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 15, No. 6, pp. 429-434.
- (2) Fox., C. H. J. and J. S. Burdess, 1979, The Natural Frequencies of a Thin Rotating Cantilever with Offset Root, Journal of Sound Vibration, Vol. 65, No. 2, pp. 151-158.
- (3) Naguleswaran, S., 1997, Out-of-plane Vibration of a Uniform Euler-Bernoulli Beam Attached to the Inside of a Rotating Rim, Journal of Sound Vibration, Vol. 200, No. 1, pp. 63-81.
- (4) Turhan, Ö. and Bulut, G., 2005, Dynamic Stability of Rotating Blades (Beams) Eccentrically Clamped to a Shaft with Fluctuating Speed, Journal of Sound and Vibration, Vol. 208, pp. 945-964.
- (5) Lee, G. H. and Yoo, H. H., 2015, Vibration Analysis of Rotating Pre-twisted Inward Beams with a Concentrated Mass, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 6, pp. 384-390.
- (6) Oh, Y. T. and Yoo, H. H., 2016, Vibration Analysis of Rotating Cantilever Beams Orienting Inward, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30, No. 9, pp. 4177-4184.
- (7) Yoo, H. H., Ryan, R. R. and Scott, R. A., 1995, Dynamics of Flexible Beams Undergoing Overall Motions, Journal of Sound and Vibration, Vol. 181, No. 2, pp. 261-278.
- (8) Kane, T. R. and David, A. L., 1985, Dynamics: Theory and Applications, McGraw Hill, New York.



Won Beom Lee received his B.S. degree in the department of Mechanical Engineering in Chungnam National University, Daejeon, Korea in 2015. He is working as M.S. candidate in the Department of Mechanical Engineering in Hanyang University, Seoul, Korea. His research interests include structural vibration and energy harvester.



Hong Hee Yoo received his B.S and M.S. degrees in the department of Mechanical Design in Seoul National University in 1980 and 1982. He received his Ph.D. degree in the department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics in the University of Michigan at Ann Arbor in 1989. He is a professor in the department of Mechanical Engineering at Hanyang University, Seoul, Korea. His research interests include multi-body dynamics, structural vibration, and statistical uncertainty analysis in mechanics.

표준 측정 방법에 기반한 가속도 지진 센서 특성 평가

Evaluation of Seismic Sensors Based on the International Standard

이 용 봉* · 조 완 호† · 정 성 수* · 전 병 수*

Yong-Bong Lee*, Wan-Ho Cho†, Sung-Soo Jung* and Byung-Soo Jeon*

(Received November 16, 2018 ; Revised December 13, 2018 ; Accepted December 13, 2018)

Key Words : Seismic Sensor(지진센서), Seismometer(지진계), Calibration(교정)

ABSTRACT

The current calibration process for seismometers is not in accordance with the international meteorological standard. The contemporary increase in seismic and volcanic activity around the Korean Peninsula has highlighted the necessity for and importance of compliance with the international meteorological system. This paper details the evaluation of a characteristic seismic accelerometer according to the international standard procedure. The dynamic and static sensitivities of the seismic accelerometer are calibrated, and the degree of uncertainty of the calibration process is also evaluated based on the standard procedure for vibration accelerometers. Results indicate that the seismic accelerometer is notably sensitive to changes to the excitation frequency and direction of vibration. Therefore, the results show that the conventional method widely used in the field of seismology, of merely noting a single nominal value when using a seismometer, is subject to clear limitations.

1. 서 론

최근 들어 한반도 지역의 지진 활동 증가로 인하여, 지진 예보 및 모니터링과 관련된 사회적 관심이 증가하고 있으며, 지진 센서의 신뢰성 확보와 관련된 요구도 증가하고 있다.

현재 지진 센서와 관련해서는 국제 측정 표준 체계와 분리되어 운영되어 왔다⁽¹⁻³⁾. 이는 지진계 자체가 측정값의 동등성보다는 탐지의 민감도 등이 더 중요시되는 경향이 강했고, 관심 대역도 다른 진동 측정 범위와는 차이가 있었기 때문으로 볼 수 있다. 그러나 최근에는 국제 모니터링 망(international monitoring system, IMS) 등을 통하여 데이터가 전세계적으로 공유되고 있으며,

예측의 정확성을 높이기 위하여 국제적인 동등성 및 데이터의 신뢰성이 보장될 필요가 있다.

미국지질조사국(U.S. geological survey, USGS)에서 제안하고 있는 지진 센서들에 대한 등급 및 요구조건⁽¹⁾을 보면 일반적으로 지진센서의 측정 범위는 평탄 특성이 요구되는 범위를 기준으로 할 때, 광대역 속도 센서가 0.01 Hz ~ 50 Hz, 단주기 속도 센서의 경우 1 Hz ~ 35 Hz, 가속도 센서의 경우 0.02 Hz ~ 50 Hz이다⁽¹⁾. 그러나 국제적 동등성을 확인하기 위한 기본 과정인 국가측정표준기관(national metrology institute, NMI)간의 국제 비교에서 현재까지 수행된 주파수 하한은 0.1 Hz로⁽⁴⁾, 현 단계에서 지진계에서 요구되는 모든 주파수 범위를 대상으로 하는 데에는 한계가 있다. 이에 이 연구에서는 0.1 Hz ~ 40 Hz에서의 동적 감도를 평가하고 추가적으로

† Corresponding Author ; Member, Korea Research Institute of Standards and Science

E-mail : chowanho@kriss.re.kr

* Korea Research Institute of Standards and Science

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

로 정적 감도에 대한 평가를 수행하였다.

2. 국제 표준에 기반한 가속도계 평가

2.1 가속도 센서 표준 소급 체계

측정의 소급성(traceability)은 연속적인 교정을 통해 측정 결과를 단위의 정의에 해당하는 기준까지 연결할 수 있는 특성을 말한다⁽⁵⁾. 가속도의 단위는 m/s^2 이므로 길이와 시간에서 소급된 단위이며, 센서의 출력이 전압 신호이기 때문에 전압과도 소급성을 가져야 한다.

Fig. 1은 가속도 센서에 대한 소급체계를 간략히 보여주고 있다. 앞서 언급한 기본 단위에서 소급된 절대 교정 방법을 이용하여 기준 센서를 교정하고, 이 기준 센서를 이용하여 비교교정을 수행하여 대상 센서(device under test, DUT)에 대한 교정값을 얻게 된다.

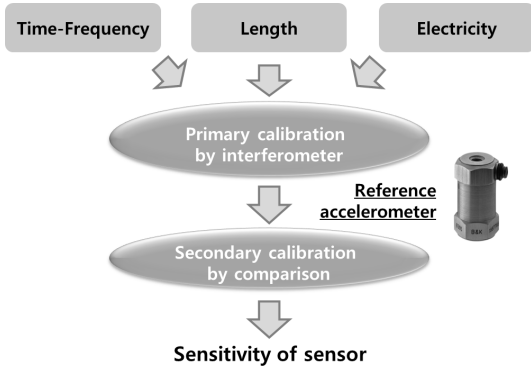


Fig. 1 Traceability chain of vibration sensors

2.2 절대 교정 방법을 이용한 기준 센서 교정

기준 센서의 교정을 위해서는 레이저 간섭계를 이용한 절대 교정 방법이 적용된다^(6,7). Fig. 2는 가속도 센서의 절대교정을 위한 시스템 구성을 보여주고 있다. 기본적인 원리는 가진기에 가속도계를 설치하고 가진부의 움직임을 레이저 간섭계를 이용하여 측정한 뒤, 가속도 센서의 출력과의 비를 가지고 감도를 결정한다.

지진 센서는 상대적으로 크기가 크고 무게가 무겁기 때문에 간섭계를 이용한 절대교정에 어려움이 있다. 그러므로 다른 형태의 정밀 계측용 기준 가속도계를 사용하는 것이 바람직하다. 이 논문에서는 기준센서로 Sherborne A263-0001-1G를 사용하였다. 이 센서를 절대 교정 시스템을 이용하여 교정한 결과 및 불확도 범위는 Fig. 3과 같다. 절대 교정과 관련된 불확도 평가 과정은 기존의 국제 비교 결과를 참조한다⁽⁸⁾.

2.3 가속도 센서의 비교교정

가속도 센서의 비교교정을 위한 시스템의 기본 구성은 Fig. 4와 같다. 기본 원리는 가진기가 연결된 동일한 구동면에 기준센서와 교정대상 센서를 동시에 부착하고, 가진기로 가진하면서 양 센서에서 나오는 출력을 비교한다⁽⁹⁾. 비교교정에 의한 감도 값은 다음의 식과 같이 표현된다.

$$S_2 = \frac{V_2}{V_1} S_1 = V_R S_1 \quad (1)$$

이 때, S_1 은 기준센서의 감도, S_2 는 교정 대상 센서의 감

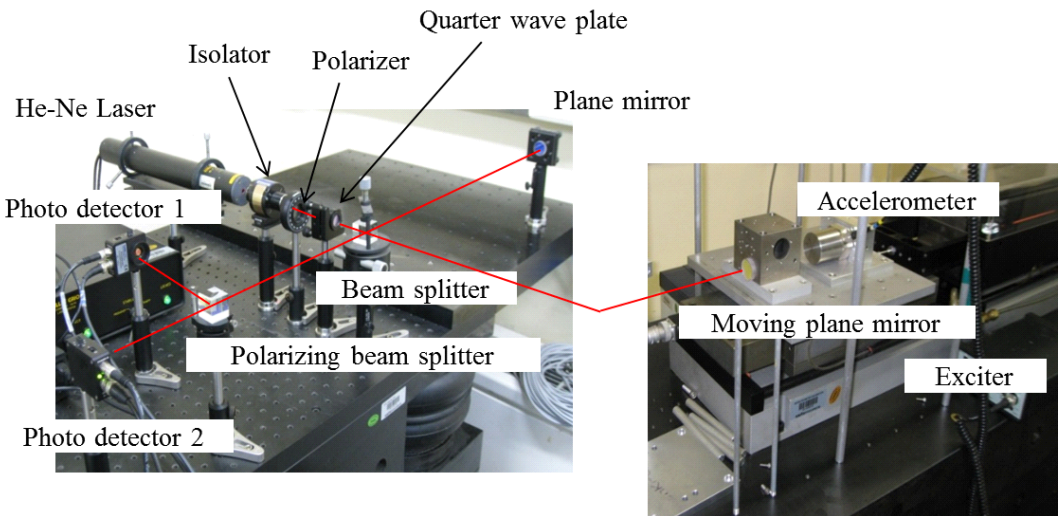


Fig. 2 Primary standard system of the accelerometer calibration

도, V_1 는 기준센서의 출력 전압, V_2 는 교정 대상 센서의 출력 전압을 의미한다.

가속도 센서 비교교정에서 기여도가 큰 주요 불확도 인자는 기준 가속도계 감도와 전압 측정 불확도이다. 두 인자에 대한 합성표준불확도는 다음 식과 같이 표현된다⁽¹⁰⁾.

$$\frac{u_c^2(S_2)}{S_2} = \frac{u^2(S_1)}{S_1} + \frac{u^2(V_R)}{V_R} \quad (2)$$

기준 가속도계에 대한 불확도는 앞 절의 Fig. 3에 표시된 값을 사용한다. 상세 불확도 평가에서는 기준 센서의 장기 안정도도 포함되어야 하나, 이 측정에서는 직전에 수행된 결과를 사용하여, 장기 안정도에 의한 변화는 없는 것으로 가정하였다. 전압비 V_R 에 대한 측정 불확도는 반복 측정에 결과에 대한 표준편차를 비롯하여, 측정 기기의 측정 불확도, 분해능, 장기 안정도에 대한 합성 불확도로 표현되나, 이 측정에서는 측정 기기와 관련된 부분은 기여도가 작아 무시할 수 있다고 가정하였다. 그 외에도 측정 치구 및 온도와 같이 환경 변수의 영향도 불확도에 영향을 미치지만 그 기여도가 상대적으로 작기 때문에 반복 측정에서의 우연효과에 포함하여 평가하였다.

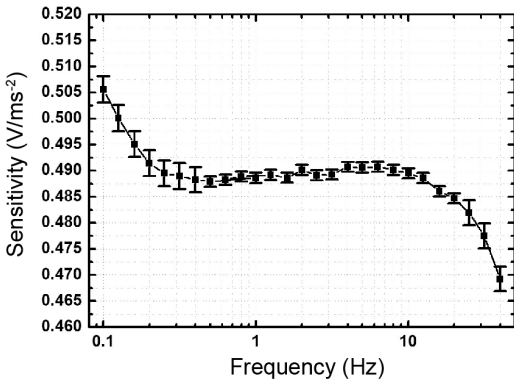


Fig. 3 Calibration result of the reference accelerometer (Sherborne A263-0001-1G)

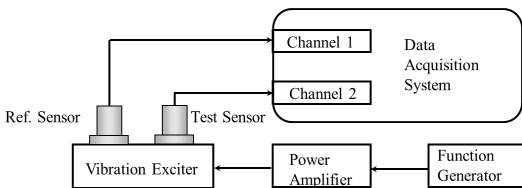


Fig. 4 Conceptual configuration of the comparison calibration system

3. 가속도 지진 센서 감도 평가

3.1 종래의 지진 센서 평가 방법

현재 지진센서의 평가에 관해서는 국제 규격으로 정해진 바는 없으며, 주로 미지질조사국 USGS에서 제시한 가이드라인⁽¹⁾을 참고로 평가가 이루어지고 있다.

이 가이드라인에서는 인수 시험을 위한 주요 평가 인자로 필요 전력, 감도, 주파수 응답 및 대역폭, 자체잡음, 동작범위, 방향성, 온도 영향 등을 들고 있다. 이 중 진동 측정 측면에서의 중요 인자는 감도 및 주파수 응답을 들 수 있다. 그러나 USGS 가이드라인에서의 감도의 측정은 교정 테이블(calibration table)이라고 불리는 장치⁽¹¹⁾를 이용하는 방법과 배정잡음에 대한 응답을 기준 센서와 비교하는 방법을 제시하고 있으며, 이는 국제 표준에 의한 진동 센서 측정 방법과는 거리가 있으며, 국제 소급체계와도 연결되어 있지 않다.

주파수 응답의 경우에도 지진 센서에 기계적인 신호를 주는 것이 아니라 교정 코일 부분에 전기적인 입력을 가하여 그에 대한 응답을 구하는 방법이 제시되어 있다⁽¹⁾. 그러나 이 방식은 실제 기계적인 입력에 대한 응답 특성이라고 보기는 어렵다. 일반적으로 지진센서의 사양을 표시할 때에도, 측정 가능 범위만 표시되거나 감도의 대표값만을 표시하며, 감도값이 측정된 주파수는 명시되어 있지 않다.

위와 같이, 지진 센서의 평가 방법은 일반적인 진동 센서의 방식과는 거리가 있으며, 국제 표준 측면에서 다양한 문제점을 내포하고 있다. 그러므로 이러한 부분을 검증하고 국제적 동등성 및 신뢰성을 보장할 수 있는 새로운 방법을 제시할 필요가 있다.

3.2 가속도 센서의 정적 감도 평가

진동 계측 센서의 경우 동적 감도만을 평가하는 것이 일반적이다. 그러나 지진 계측용 센서의 경우 매우 낮은 주파수 대역까지 측정을 해야 하기 때문에 정적 신호에 대한 특성 평가도 필요하며, 이 값을 공칭 값으로 사용하는 경우도 있다.

정적 감도의 평가를 위해서는 중력가속도에 의한 응답을 측정하는 것이 일반적이다⁽¹⁾. 중력 벡터의 크기와 방향은 일정하게 고정되어 있기 때문에, 센서를 기울이면 가속도계 기준면과 중력 벡터의 상대적인 위치 변화에 의하여 각 축에 인가되는 가속도의 크기가 변화된다. 이를 이용하여, 정적 가속도에 대한 선형성을 평

가할 수 있으며, 감도는 가속도에 대한 센서 출력의 기울기로 얻어진다. 정적 감도에 대한 소급성은 중력 가속도와 각도에서 얻을 수 있다.

Fig. 5는 정적 감도 측정을 위한 회전 테이블(tilting table)을 보여주고 있다. 테이블은 센서의 바닥면 중심을 기준으로 직교하는 2개의 회전축을 갖도록 설계되었으며, 회전각도는 0.01° 간격으로 측정할 수 있도록 구성하였다. 측정이 수행된 실험실의 중력 가속도는 9.7982 m/s², 불확도는 10⁻⁶ 수준⁽¹²⁾이며, 회전각도 분해능에 의해 발생할 수 있는 최대 오차도 0.009 % 수준으로 충분히 작다고 가정하면, 선형 근사(linear regression) 모델에서의 기울기 오차로 감도의 측정 불확도를 정의할 수 있다.

센서의 출력전압과 가속도 입력간의 관계가 선형이라고 가정하면, 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$y = S_{2,s}x + b \tag{3}$$

이 때, S_{2,s}는 센서의 정적감도, y는 전압 출력, x는 센서에 가해지는 가속도, b는 y축 절편을 의미한다. 위 관계에서 N개의 측정값을 이용하여 최소 자승(least-square) 방법으로 기울기와 절편을 구하면 다음과 같다⁽¹³⁾.

$$S_{2,s} = \frac{N\sum_i x_i y_i - \sum_i x_i \sum_i y_i}{N\sum_i x_i^2 - \left(\sum_i x_i\right)^2} \tag{4a}$$

$$b = \frac{\sum_i y_i - S_{2,s} \sum_i x_i}{N} \tag{4b}$$

여기서, 각 항에 대한 불확도는 다음식과 같이 구할 수 있다⁽¹⁰⁾.

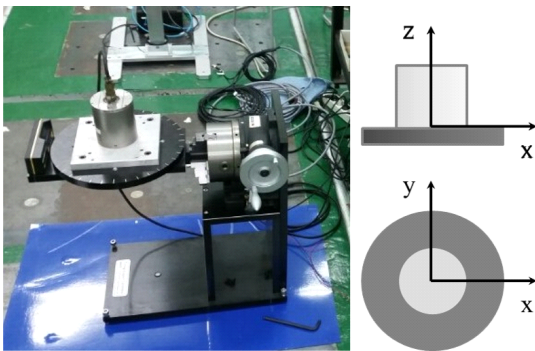


Fig. 5 Tilting table system to measure the static sensitivity of seismic sensor and its axis

$$u(y) = \left[\left(\frac{1}{n-2} \right) \sum_i (y_i - \hat{y}_i)^2 \right]^{1/2} \tag{5a}$$

$$u(S_m) = \frac{u(y)}{\left[\sum_i (x_i - \bar{x})^2 \right]^{1/2}} \tag{5b}$$

$$u(b) = u(y) \cdot \left[\frac{\sum_i x_i^2}{N \cdot \sum_i (x_i - \bar{x})^2} \right]^{1/2} \tag{5c}$$

Fig. 6은 가속도 지진계에 대하여, 기울임 각도에 따른 출력 변화를 측정된 결과를 보여주고 있으며, 이를 이용하여 구한 감도 및 불확도는 Table 1과 같다. 결과에서 보면, 0.07 % ~ 0.24 %의 수준의 불확도로 측

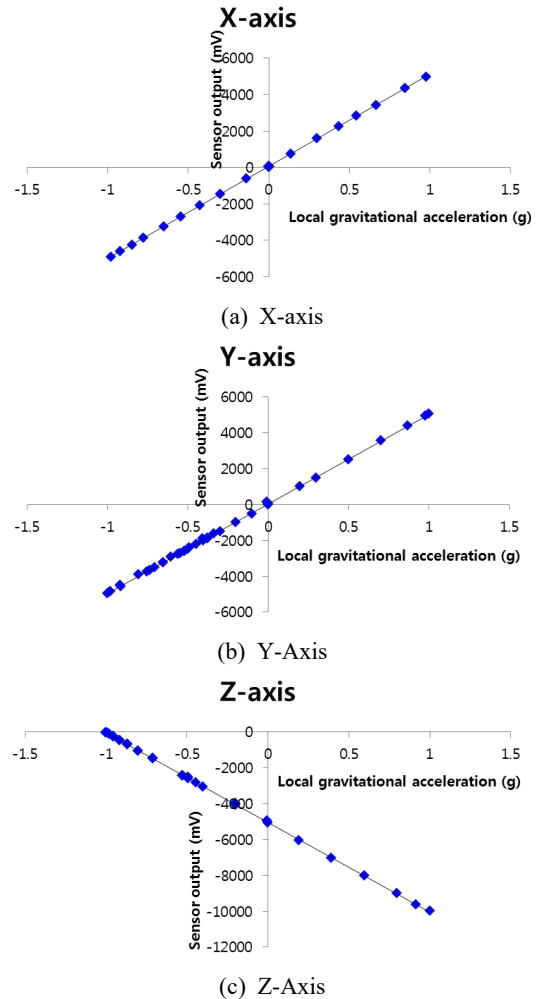


Fig. 6 Change of the sensor output according to static gravitational acceleration

정되고 있음을 알 수 있으며, 이는 일반적인 가속도계 교정과 유사한 수준이다²⁾. 또한 각 방향에 따라서 최대 1% 정도 감도의 차이가 있음을 알 수 있다. 일반적으로 지진 가속도계의 사양을 표시할 때, 감도는 각 방향별로 구분하여 표시하지 않고 있기 때문에, 향후 이러한 부분에 대해서는 검토가 필요하다.

3.3 가속도 센서의 동적 감도 평가

전술한 바와 같이 지진 센서의 교정을 위해서는 2.2절에서 교정할 기준 가속도계를 이용하여 비교교정을 수행한다. 측정 시스템은 Fig. 7와 같다. 가진기는 SPEKTRA APS-129, 신호 발생기는 Agilent 33220A를 사용하였으며, 신호 수집은 Brüel & Kjær LAN-XI Type 3053 및 PULSE 소프트웨어를 이용하였다. 기준 가속도계는 앞 장에서 언급된 Sherborne A263-0001-1G를 사용하였다.

현재 시판되는 지진 센서의 많은 수는 3축 방향에 대하여 동시에 측정을 수행하는 형식이다. 교정에 사용되는 가진 시스템은 기본적으로 하나의 축에 대하여 가진이 되기 때문에 센서를 회전시키거나 가진축을 회전시켜 측정을 하여야 한다. 실험에 사용된 시스템은 수평 가진기로 수직 방향(Z 방향)의 경우 별도의 치구를 제작하여 설치하여야 한다. 일반적인 계측용 가속도계의

경우에는 비교적 용이하게 제작이 가능하나, 지진 센서의 경우 그 크기가 크고 무거우며, 가진축과 센서의 무게중심 간의 정렬 등 고려되어야 하는 사항이 많아서 이 실험에서는 수평 방향만 고려하였다.

Fig. 8은 평면상의 두 축 방향(X, Y 방향)에 대하여 감도를 측정된 결과를 보여주고 있다. 검은색 심볼로 표시한 것은 10회 측정의 평균값이며, 확장불확도⁽¹⁰⁾($k=2$)를 오차막대 형태로 표시하였다. 결과에서 보면 동적 감도는 주파수에 따라서 3% 내외까지 차이를 보이며, 비교적 평탄한 영역인 1 Hz ~ 10 Hz 대역에 대해서도 정적 감도와 1% 내외의 차이가 존재하고 있음을 알 수 있다. 이는 정적 감도와 동적 감도가 주파수 대역에 따라서 불확도 범위 이상의 차이를 가질 수 있으며, 정적 감도나 평탄 영역의 한 점(예를 들어 1 Hz)을 대표값으로 사용할 경우 이러한 특성을 무시하게 된다는 것을 의미한다.

Table 1 The properties used in the analysis

Direction	Sensitivity (mV/g)	Sensitivity (mV/ms ²)	Uncertainty (%)
X	5053.4	515.75	0.07
Y	5008.1	511.12	0.24
Z	-5003.3	-510.64	0.18

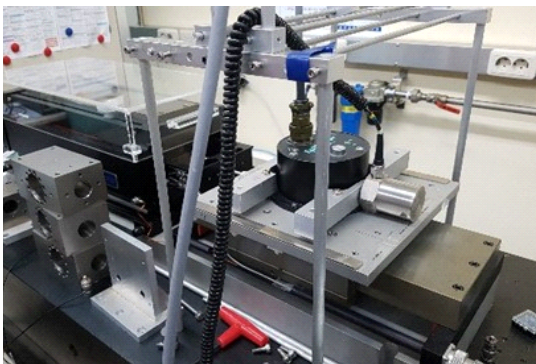
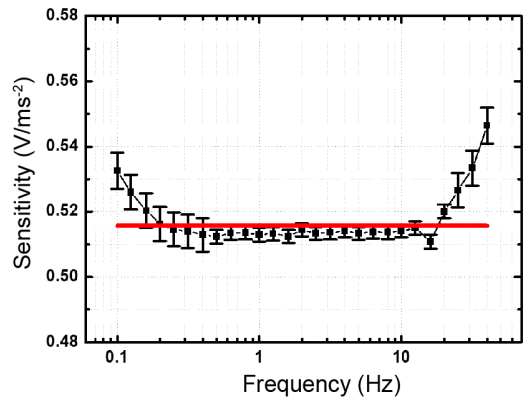
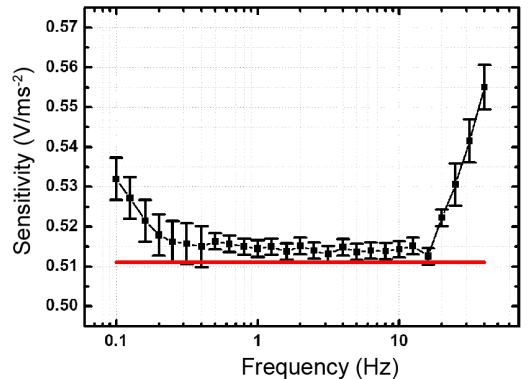


Fig. 7 System setup for comparison calibration of seismic accelerometer



(a) X-direction



(b) Y-direction

Fig. 8 Measured sensitivity of the accelerometer (black square: dynamic sensitivity, red line: static sensitivity)

4. 결 론

이 연구에서는 진동 센서의 표준 교정 방법에 기초하여, 지진 센서에 대한 감도 평가를 수행하였다. 회전 테이블을 이용한 정적 감도 측정과 가속도계 비교교정 방법에 기반한 동적 감도 측정을 적용하였으며, 주파수 및 가진 방향에 따른 센서의 감도 변화를 검토하였다.

결과에서 보면, 가진주파수, 방향, 정적/동적 감도 등에서 불확도 범위 이상의 유의한 차이들이 존재하고 있음을 확인할 수 있었다. 그러므로, 이러한 차이들이 지진 관련 측정에 미치는 영향에 대하여 정량적인 검토가 필요하며, 이에 기반하여 지진 센서에 대한 검/교정 방법들에 대한 새로운 표준이 제안될 필요가 있다.

후 기

이 연구는 기상청 기상·지진See-At기술개발연구/지진화산기술사업(KMI2017-9100)의 지원으로 수행되었습니다.

References

- (1) Hutt, C. R., Evans, J. R., Followill, F., Nigbor, R. L. and Wielandt, E., 2009, Guidelines for Standardized Testing of Broadband Seismometers and Accelerometers, USGS Open-File Report 2009-1295.
- (2) ANSS Technical Integration Committee, 2007, Instrumentation Guidelines for the Advanced National Seismic System.
- (3) Merchant, B. and Slad, G., 2017, Next Generation Qualification: Nanometrics T120PH Seismometer Evaluation, Sandia Report SABD2917011186.
- (4) Sun, Q., Lifeng, Y., Bartoli, C., Veldman, I., Ripper, G. P., Bruns, T., Licht, T. R., Kolasa, J., Hof, C., Pineda, G. S., Dickinson, L., Ota, A., Cheung, W. S., Yankovsky, A. and Shan, C., 2017, Final Report of CCAUV.V-K3: Key Comparison in the Field of Acceleration on the Complex Charge Sensitivity, Metrologia, Vol. 54, p. 09001, doi: 10.1088/0026-1394/54/1A/09001.
- (5) ISO/IEC Guide 99:2007, International Vocabulary of Metrology – Basic and General Concepts and Associated Terms (VIM).
- (6) ISO 16063-11:1999, Methods for the Calibration of

Vibration and Shock Transducers – Part 11: Primary Vibration Calibration by Laser Interferometry.

(7) Lee, D. H., Cho, S. I., Lee, Y. B., Jeon, B. S. and Lee, J. K., 2005, Automation of Primary Vibration Calibration System Using Laser Interferometer, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 11, pp. 1241~1247.

(8) Sun, Q., and Veldman, I., 2013, Final Report on Key Comparison APMP.AUV.V-K3, Metrologia, Vol 50, p. 09001, doi: 10.1088/0026-1394/50/1A/09001.

(9) ISO 16063-21:2003, Methods for the Calibration of Vibration and Shock Transducers – Part 21: Vibration Calibration by Comparison to a Reference Transducer.

(10) ISO/IEC Guide 98-3:1995, Uncertainty of Measurement – Part 3: Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement.

(11) Lennatz Electronic Document No. 990-0062, 2005, The CT-EW1 Calibration Table, Lennatz Electronic GmbH.

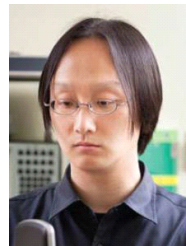
(12) Choi, I. M., 2017, Test Procedure of Absolute Gravity Measurement, KRISS Documents for Test Procedure, T-01-052-2017.

(13) Taylor, R., 1996, An Introduction to Error Analysis: the Study of Uncertainties in Physical Measurements, University Science Books, Sausalito, California.



and seismology.

Yong-Bong Lee received M.S. and Ph. D. degree in Mechanical Engineering at KAIST. He is currently working at Korea Research Institute of Standards and Science as a senior researcher. His research interests are standard for vibration measurement



and seismology.

Wan-Ho Cho received M.S. and Ph. D. degree in Mechanical Engineering at KAIST. He is currently working at Korea Research Institute of Standards and Science as a senior researcher. His research interests are in the area of acoustic metrology, sound field control, and acoustical array system. He also interests in the product sound quality (PSQ) and noise control.

입력진동 주파수 특성에 따른 원자력 발전소 배터리 차저의 응답특성 비교

Comparison of Response of Battery Charger in Nuclear Power Plant Depending on Frequency Characteristics in Seismic Motions

정영수* · 임승현** · 전범규* · 박동욱†

Young-Soo Jeong*, Seung-Hyun Eem**, Bub-Gyu Jeon* and Dong-Uk Park†

(Received November 27, 2018 ; Revised November 27, 2018 ; Accepted December 11, 2018)

Key Words : Battery Charger(배터리 차저), Electronic Cabinet(전기 캐비닛), Seismic Amplification(지진 증폭), High Frequency Motion(고주기진동), Shaking Table Test(진동대 실험)

ABSTRACT

Past earthquake events have shown that seismic damage to electrical power systems in nuclear power plants can cause both serious economic losses and operational problems. In this study, to assess the integrity of electrical power systems at nuclear plant plants, seismic tests of a battery charger (B/C) were conducted using the shanking table under three conditions, specifically low frequency, high frequency, and a combination of low and high frequencies. Accelerometers were installed both inside and outside the test cabinet to evaluate the dynamic characteristics of the B/C. The peak accelerations and amplification factors by transfer function occurring both inside and outside the cabinet, depending on input motion, were evaluated and compared. In addition, relay chatter during the seismic test was checked by reference to the relay output signal.

1. 서 론

상업용 건물, 병원 및 공공 서비스 시설과 같은 기타 시스템의 전력 시스템에 지진발생에 의한 피해에 따라 심각한 경제적 손실과 운영상의 문제를 일으킬 수 있음이 보고되고 있다. 특히 원자력발전소의 소내 전력계통에는 다양한 형태의 전기기기가 운용되고 있으며, 가상사고 조건에서 발전소를 안전하게 정지시키고 안전 정지상태로 유지하는데 필요한 안전설비에

전력을 공급한다. 하지만 지진과 같은 자연재해로 인하여 기기의 정지 또는 오작동으로 인하여 전력생산 차질 및 원자로 긴급정지 등에 의한 2011년 후쿠시마 원전사고와 같은 불안감이 가중되고 있다. 최근 국내의 원전의 전기기기 고장사건은 무정전 인버터설비의 빈번한 고장이 발생하고 있으며, 고장의 유형이 공통 원인고장 특성을 지니고 있어 원전 전력계통에 대한 설계개념에 대한 재평가의 필요성이 제기되기도 한다.

배터리 차저(battery charger, B/C)는 원자력 발전소에서 안전 및 비안전 부하에 공급하는 인버터 전원 및

† Corresponding Author; Member, Korea Construction Engineering Development Collaboratory Management Institute
E-mail : kwenry@pusan.ac.kr

* Korea Construction Engineering Development Collaboratory Management Institute

** Member, Structural and Seismic Safety Research Team, Korea Atomic Energy Research Institute.

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

발전소 배터리에 충전전류를 공급하기 위하여 설치된다. B/C의 고장은 발전소 운전 및 안전에 직접적인 영향을 미치지 않아야 한다. 하지만 국내 표준 원전 기기 신뢰도 분석 자료⁽¹⁾에 따르면 총 34개의 B/C에 대하여 기능상실 4건, 기능저하 1건으로 보고되고 있으며, 고장모드는 기능상실로 정의하고 있다.

원자력 발전소에 설치되는 전기기기들은 일반적으로 캐비닛 형태로 설치되고 있으며, 캐비닛의 내진성능 평가는 진동대 실험과 해석모델을 이용한 고유치 해석으로 동특성을 평가하고 있다. 국내외의 진동대를 이용하여 입력운동의 크기에 따라 캐비닛의 동특성 분석을 실시하였으며⁽²⁻⁴⁾, 진동대 실험방법 이외의 운영 중인 설비에서 실현가능한 장비를 사용하여 동특성 분석을 실시하였다^(5,6). 또한 국내 실정을 고려한 원전에 설치된 캐비닛 기기의 취약도를 재평가하였으며⁽⁷⁾, 유한소해석 기법을 이용하여 캐비닛의 비선형성을 고려한 단순모델을 제안하고 있다^(8,9). 그리고 캐비닛 내부 부품의 내진검증에 입력운동으로 사용되는 캐비닛 내부응답스펙트럼(in-cabinet response spectrum, ICRS)의 작성방법에 대한 연구가 진행되었으며⁽¹⁰⁾, 캐비닛 내부의 응답스펙트럼 평가가 실시되어 지고 있다⁽¹¹⁻¹³⁾.

일반적으로 원자력 발전소는 NRC regulatory guideline 1.60(이하 R. G 1.60)의 표준지진 설계응답스펙트럼 또는 수정된 버전의 응답스펙트럼을 기반으로 스펙트럼 형상이 비슷한 저주파 지진동을 고려하여 설계한다⁽¹⁴⁾. R. G 1.60은 원자력 발전소가 위치한 지진구역에 따라 주어진 최대지반가속도(peak ground acceleration, PGA)에 맞춰 조정할 수 있다. 또한 우리나라 원전 부지에 대한 등재해도 스펙트럼(uniform hazard spectrum, UHS) 작성결과 미국 중동부 지역과 유사하게 설계응답스펙트럼에 비하여 저주파 영역에서는 낮은 스펙트럼 가속도 값을 나타냈으며, 고주파 영역에서 크게 증폭되는 것으로 나타났다⁽¹⁵⁾. 따라서 고주파 지진동에 대한 영향을 고려하여 내진성능 평가가 필요성이 증대되고 있으나 구조물에 부착된 설비에 대한 저주파 및 고주파 진동을 포함하는 지진동에 관한 실험적 해석적 연구는 부족한 실정이다.

이 연구에서는 DC 125 V B/C 전기설비를 대상으로 NRC 표준지진 설계응답스펙트럼(R. G 1.60), 울진 지역의 등재해도 스펙트럼(UHS)^(16,17) 및 설계와 등재해도 스펙트럼을 고려한 응답스펙트럼(combined response spectrum, CRS)을 이용하여 진동대 실험을 실

시하였다. B/C의 캐비닛 외부와 내부에 가속도계를 설치하여 캐비닛의 동특성 평가를 실시하였으며, 입력하중에 따른 캐비닛 외부의 증폭효과와 캐비닛 내부의 주요 부품 위치별 증폭효과를 평가하였다. 또한 전기설비는 지진시 혹은 그 이후에도 원래의 기능을 유지할 수 있어야 하며, 내진실험중에 계전기(relay)의 떨림 현상(chattering) 유무를 확인하였다.

2. 가동원전 특성 평가 및 입력지진 응답스펙트럼 선정

일반적으로 원자력 발전소에 설치되는 기기들의 내진성능은 진동대 실험을 통하여 실시되고 있으며, 입력운동은 기기가 설치되는 건물의 층응답스펙트럼(floor response spectrum, FRS)을 적용하고 있다. 하지만 구조물의 진동수에 따라 지반응답스펙트럼이 층응답스펙트럼에 미치는 영향이 크게 달라짐에 따라 구조물 내부에 설치된 기기의 고주파 진동에 대한 영향 평가가 이루어져야 한다. 특히 고주파 지진동에 의한 기기의 기능적 파괴에 대한 검토가 이루어져야 하며, 구조물 내부에 설치된 기기에 대하여 고주파 지진동에 의한 손상모드가 보고되었다⁽¹⁸⁾. 따라서 국내 가동원전 특성을 고려한 원자력 발전소에 설치된 설비의 내진성능 검증에 사용되는 요구응답스펙트럼(required response spectrum, RRS)은 매우 중요하다. 이 연구에서는 B/C가 설치되는 격납건물에 대하여 R. G 1.60 및 울진 지역의 UHS 지진파에 대한 시간이력 해석결과를 이용하여 FRS 산출을 통하여 저주파와 고주파 성분을 포함하는 입력지진 응답스펙트럼(CRS)을 형상화하였다. 그리고 안전정지지진(safe shutdown earthquake, SSE) 기준인 PGA 0.2 g를 기준으로 R. G 1.60과 UHS 및 CRS의 응답스펙트럼 비율을 조절하여 Table 1과 Fig. 1에 나타내었다.

Table 1 ZPA of RRS based on PGA 0.2 g

Input motion	Zero period acceleration	
	Longitudinal and transverse direction	Vertical direction
UHS	0.293	0.366
R. G 1.60	0.330	0.293
CRS	0.380	0.380

3. 125V DC Battery Charger의 내진성능 실험

원자력 발전소에서 사용 중인 전기설비는 캐비닛 형태가 가장 많이 차지하고 있으며, 전기 캐비닛 내부에 설치된 전기장치의 오작동으로 인하여 원자력 발전소의 안전에 영향을 미칠 수 있다.

3.1 B/C의 제원

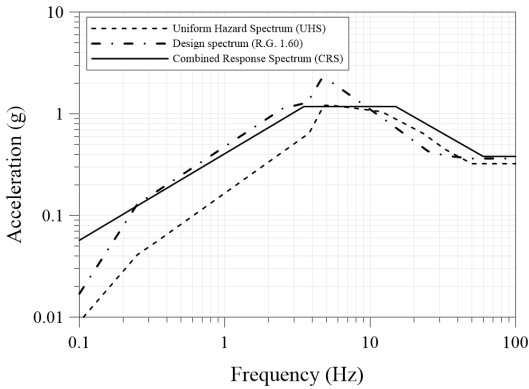
B/C는 교류입력을 직류로 변환하는 순변환기 기능을 수행하며 480 V 교류를 정류회로를 거쳐 직류로 변환하여 125 V DC 모선을 가압하여 발전소 직류부하에 전원을 공급 또는 배터리를 충전한다. B/C의 내진성능 검증을 위하여 원자력 발전소에 납품 실적이 있는 A사의 B/C를 제작하였으며, 제원 및 형상을 Table 2와 Fig. 2에 나타내었다.

3.2 B/C의 내진성능 실험방법

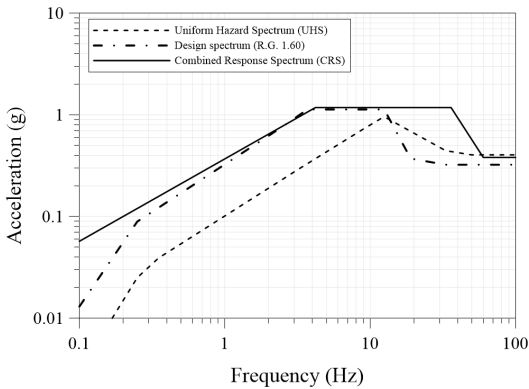
B/C의 외함의 구조적 응답 및 캐비닛 내부의 진동 증폭효과를 분석하기 위하여 Fig. 3과 같이 가속도계를 설치하였다. 캐비닛 외함의 응답을 평가하기 위하여 높이방향으로 등분하여 3축 가속도를 계측하였으며, 캐비닛 내부의 주요 전기부품(coil, circuit breaker, relay, fuse)이 설치된 위치에서 가속도를 계측하였다.

입력 지진파는 원전의 설계지진으로 사용하고 있는 R. G 1.60의 설계스펙트럼, 울진(Uljin) 지역의 등재해도 스펙트럼(UHS) 및 설계와 고주파 성분을 포함하는 인공지진파(CRS)를 사용하였다. 각 방향 요구 응답스펙트럼을 만족하는 지진파를 1축 방향 가진하였으며, 감쇠율(damping ratio)는 5 %로 하였다. 그리고 주파수 범위는 1.0 Hz ~ 60.0 Hz로 진동 지속 시간은 30초, 강진 지속 시간은 20초로 B/C의 내진성능 실험을 실시하였다. 각 입력지진의 주요 가속도 이력을 Fig. 4에 나타내었다.

공진주파수 탐색실험의 입력파는 random wave를 이용하여 B/C의 구조적 손상을 발생시키지 않는 크기 (root mean square 0.1 g, RMS)로 하였으며, 주파수 범위는 진동대 및 입력파형의 특성을 고려하여 0.5 Hz ~ 50.0 Hz로 진동지속시간은 60초 이상으로 하였다. B/C의 내진성능 실험순서를 Table 3에 정리하였으며, 부산대학교 지진방재연구센터의 고성능 진동대를 이용한



(a) Longitudinal and transverse direction



(b) Vertical direction

Fig. 1 Compare of acceleration for different seismic response spectrum

Table 2 Description of B/C cabinet

Battery Charger	Dimensions (mm)			Weight (kN)
	Width	Length	Height	
125V DC 600A	920	1,600	2,215	170

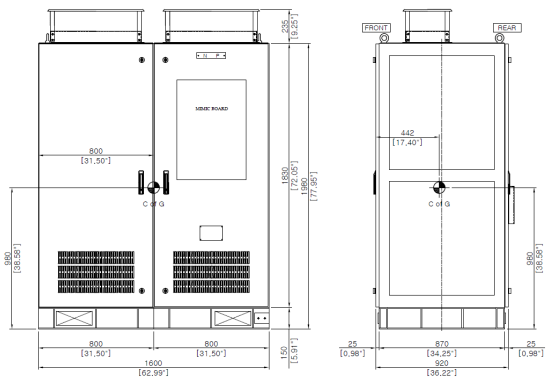
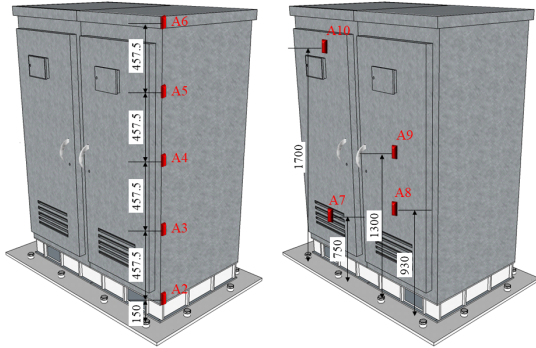


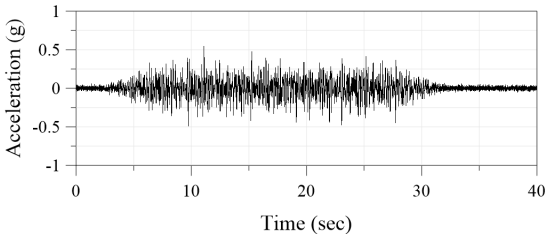
Fig. 2 Dimension and shape of tested B/C

시험전경을 Fig. 5에 나타내었다. B/C를 진동대에 고정하기 위하여 두께 25 mm의 강재를 하부에 용접으로 연결하였으며, 강재와 진동대는 볼트체결을 통하여 설치하였다.

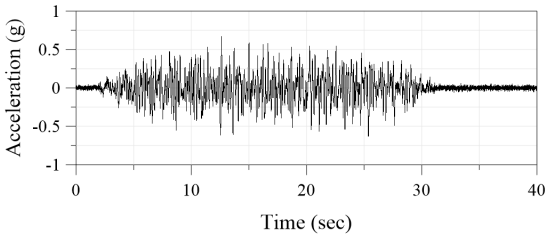


(a) Structural response (b) In-cabinet response

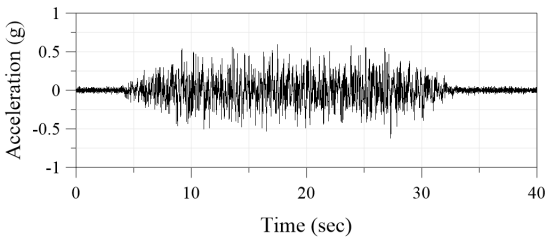
Fig. 3 Location of installed accelerometers



(a) Uniform hazard spectrum (UHS)



(b) Reg. Guide 1.60 design spectrum (R. G 1.60)



(c) Combined response spectrum (CRS)

Fig. 4 Acceleration time history in longitudinal direction

4. 125V DC Battery Charger의 내진성능 실험결과

4.1 공진주파수 실험결과

B/C의 공진주파수를 결정하기 위하여 전달 함수를 산정하는 방법을 적용하였다. 전달함수는 공진주파수 탐색실험동안 진동대에서 입력된 가속도에 대한 응답 가속도의 비를 이용하였으며 식(1)과 같다.

Table 3 Seismic test sequence

No.	Earthquake motion	Remarks
1	Modal test	Resonant frequency check (X, Y, Z)
2	SSE	UHS longitudinal direction
3	Modal test	Resonant frequency check (X)
4	SSE	UHS transverse direction
5	Modal test	Resonant frequency check (Y)
6	SSE	UHS vertical direction
7	Modal test	Resonant frequency check (Z)
8	SSE	R. G 1.60 longitudinal direction
9	Modal test	Resonant frequency check (X)
10	SSE	R. G 1.60 transverse direction
11	Modal test	Resonant frequency check (Y)
12	SSE	R. G 1.60 vertical direction
13	Modal test	Resonant frequency check (Z)
14	SSE	CRS longitudinal direction
15	Modal test	Resonant frequency check (X)
16	SSE	CRS transverse direction
17	Modal test	Resonant frequency check (Y)
18	SSE	CRS vertical direction
19	Modal test	Resonant frequency check (Z)



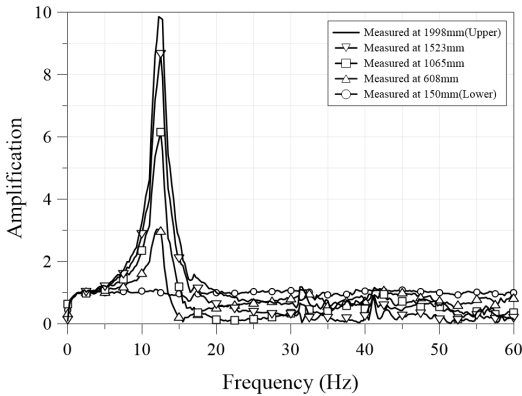
Fig. 5 Seismic test

$$T_{xy}(f) = \frac{P_{yx}(f)}{P_{xx}(f)} \quad (1)$$

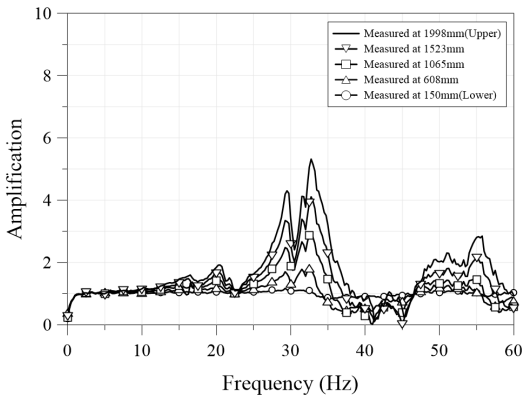
여기서, P_{yx} 는 두 신호의 cross power spectral density 이고, P_{xx} 는 입력신호의 auto power spectral density 이다. 공진주파수 탐색실험 결과의 주파수 왜곡을 피

하기 위하여 각 가속도 신호에 symmetric hamming window를 적용하여 산정하였다. 전달함수를 이용한 캐비닛 외함과 내부의 위치에 따른 공진탐색 결과를 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었으며, 각 실험별 공진주파수 산정결과를 Table 4에 나타내었다.

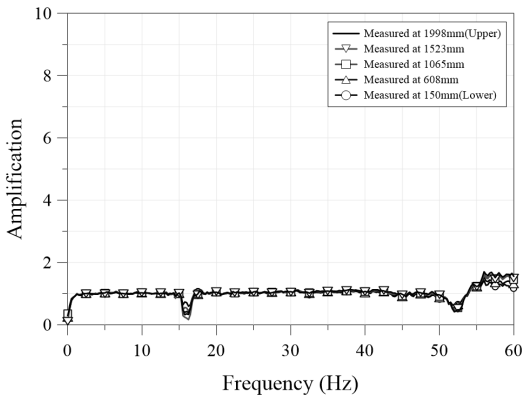
Fig. 6과 같이 B/C 캐비닛의 종방향 고유진동수는



(a) Longitudinal direction (X)

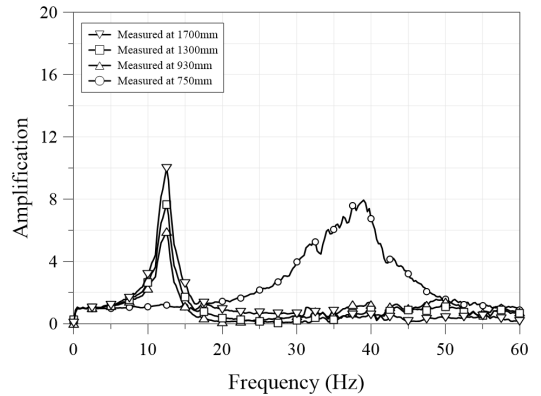


(b) Transverse direction (Y)

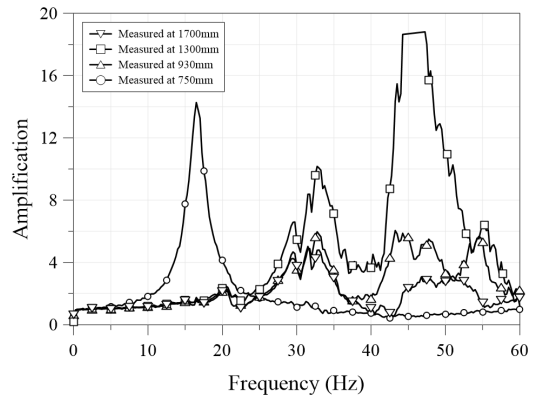


(c) Vertical direction (Z)

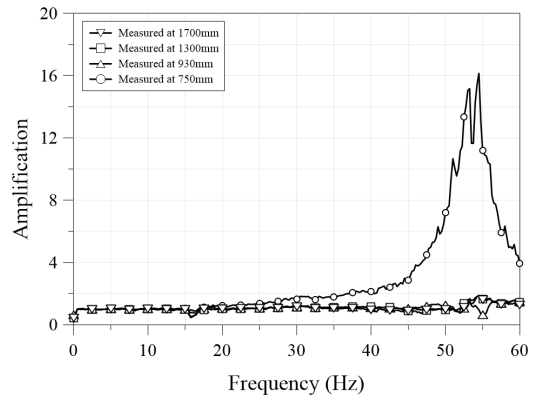
Fig. 6 Resonant frequency test results at out-cabinet



(a) Longitudinal direction (X)



(b) Transverse direction (Y)



(c) Vertical direction (Z)

Fig. 7 Resonant frequency test results at in-cabinet

약 12.5 Hz이며, 횡방향 고유진동수는 약 29.5 Hz로 나타났으며 높이에 따른 변화는 나타나지 않았다. 그러나 캐비닛 내부 주요부품의 고유진동수는 부품의 설치 위치 및 방법, 무게 등에 따라 고유진동수는 다르게 나타났다. Fig. 7에 나타난 것과 같이 캐비닛 내부의 패널(panel)에 부착된 부품의 종방향 및 횡방향 고유진동수는 외함의 경우와 유사하게 나타났으며, 외함의 바닥에 직접적으로 연결된 전기코일의 경우에는 약 39.0 Hz 및 16.5 Hz로 다르게 나타났다. 수직방향에 대한 공진 주파수는 대부분 나타나지 않았으며, 전기코일의 경우에만 약 53.5 Hz로 측정되었다.

4.2 가속도 응답스펙트럼 및 B/C의 기능성 점검 결과

각 인공지진파의 요구응답스펙트럼과 시험응답스펙트럼(tested response spectrum, TRS)을 Fig. 8에 나타내었으며, 진동대의 가진이 충분함을 확인하였다.

캐비닛에 설치되는 기기는 일반적으로 기능적 요건에 따라 배열되며 무거운 부품은 기초부근, 가벼운 부품은 상부에 설치되고 있다. 또한 캐비닛 내부에는 다양한 소형의 전자부품이 설치되고 있으며, 전자부품은 일반적으로 패널에 그룹화하여 캐비닛 골조에 연결되어 진다. 전기기기의 경우에는 지진하중에서도 본래의 기능을 유지할 수 있는 기능성에 대한 평가도 이루어져야 하며, 일반적으로 relay의 chattering 유무로 평가되어진다. 이 연구에서는 relay의 출력 전압을 측정하여 relay의 chattering 유무를 확인하였으며, SSE 지진에 대한 B/C 기능성을 평가하였다. SSE 지진하중 하에서는 relay의 chattering이 발견되지 않았다.

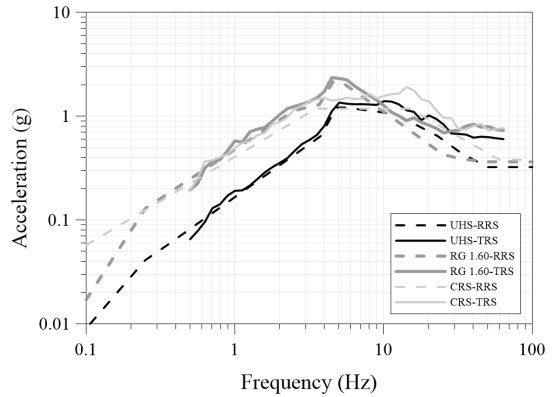
Table 4 Summary of resonant frequency test

Accelerometer	Resonant frequency (Hz)		
	X	Y	Z
A2	N/A	29.25	N/A
A3	12.25	29.25	N/A
A4	12.50	29.25	N/A
A5	12.50	29.25	N/A
A6	12.50	29.25	N/A
A7	12.50	29.25	53.50
A8	12.50	29.25	N/A
A9	12.50	29.25	N/A
A10	39.00	16.50	N/A

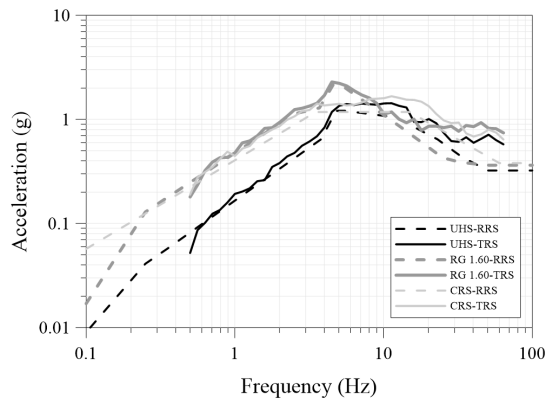
5. 125V DC Battery Charger의 응답분석

5.1 최대가속도 응답

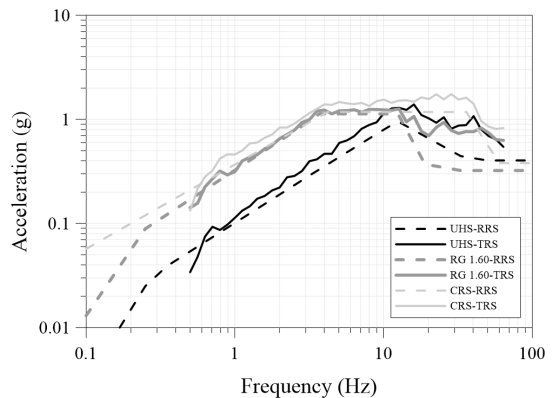
구조적 증폭 특성은 측정된 최대가속도를 이용하여 분석하였으며, 캐비닛 내외부의 위치별 및 입력 지진



(a) Longitudinal direction (X)



(b) Transverse direction (Y)



(c) Vertical direction (Z)

Fig. 8 Acceleration response spectrum of seismic test

별 최대응답 가속도를 비교하여 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다. 종방향 가진실험의 경우, 캐비닛 외함은 바닥으로부터 높이 1/4지점까지는 R.G 1.60의 최대가속도가 가장 크게 나타났으며, 1/4지점 이후부터 최상부까지는 R.G 1.60, UHS, CRS 순으로 측정되었다. 하지만 횡방향 가진 실험의 경우에는 위치별 및 입력

지진별 경향은 나타나지 않았다. 그리고 수직방향 가진 실험의 경우에는 높이별 최대가속도는 유사하였으며, UHS, R.G 1.60, CRS순으로 증가하였다.

종방향 가진 실험의 경우, 캐비닛 내부의 패널 위치에서의 최대가속도는 CRS 지진이 가장 크게 나타났으며, 캐비닛 외함과 동일하게 R.G 1.60, UHS, CRS 순으

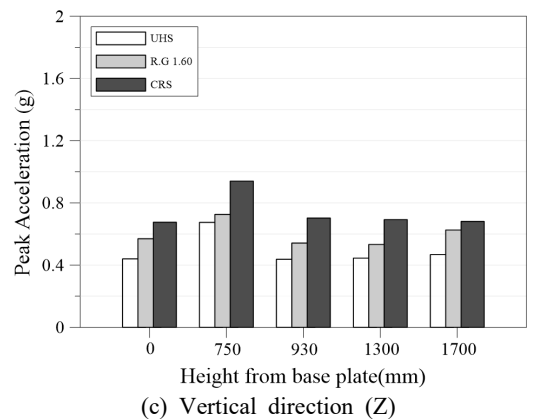
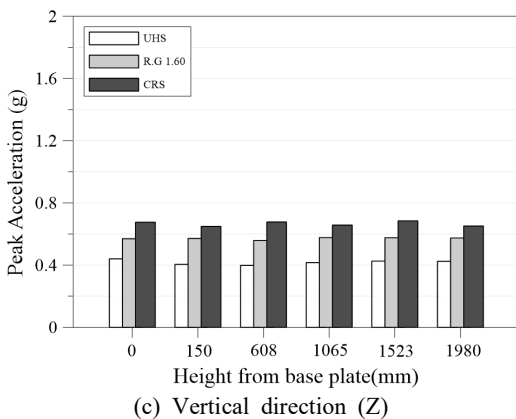
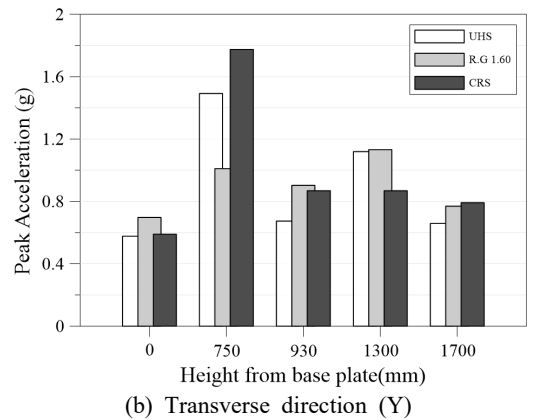
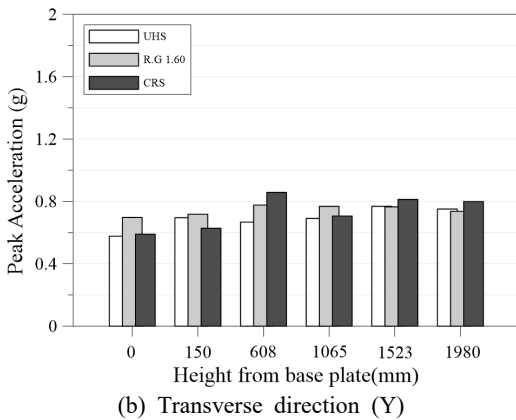
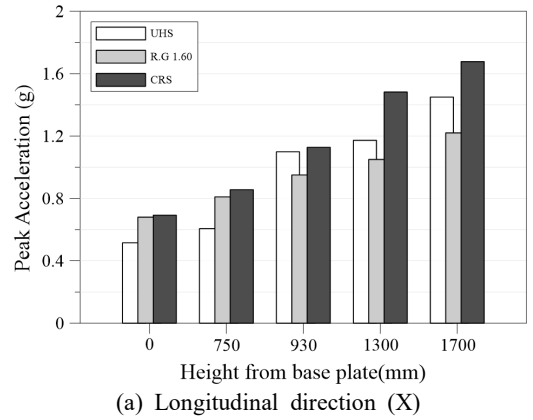
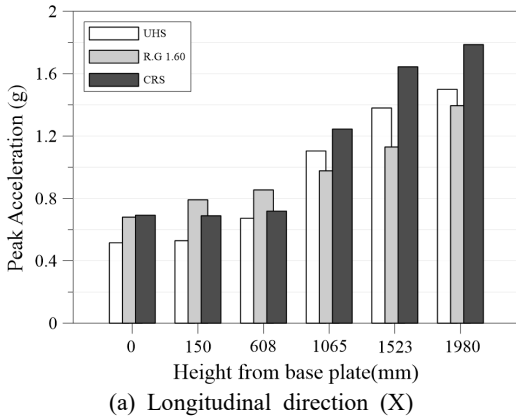


Fig. 9 Comparison of peak acceleration depending on input motion at out-cabinet

Fig. 10 Comparison of peak acceleration depending on input motion at in-cabinet

로 크게 나타났다. 또한 기초부근에 설치된 전기코일의 최대가속도 CRS 지진이 가장 크게 나타났다. 하지만 횡방향 가진 실험의 경우에는 위치별 및 입력지진별 경향은 나타나지 않았으며, 전기코일 위치에서 최대가속도가 패널 위치보다 크게 나타났다. 또한 수직방향 가진 실험의 경우에는 각각 패널의 최대가속도는 유사하였으며, UHS, R. G 1.60, CRS순으로 증가하였다.

5.2 캐비닛 내외부 증폭계수

선행연구결과 최대가속도 비교를 통하여 캐비닛 외함의 경우에는 R. G 1.60보다 UHS의 경우에 큰 증폭이 발생함을 보고하였으며, 내부의 경우에는 외함과 반대로 UHS보다 R. G 1.60의 경우에 큰 증폭이 발생함을 발표하였다⁽⁷⁾.

전달함수를 이용하여 캐비닛 내외부의 증폭계수를

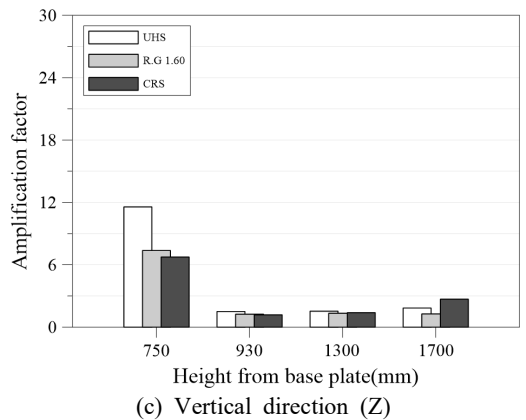
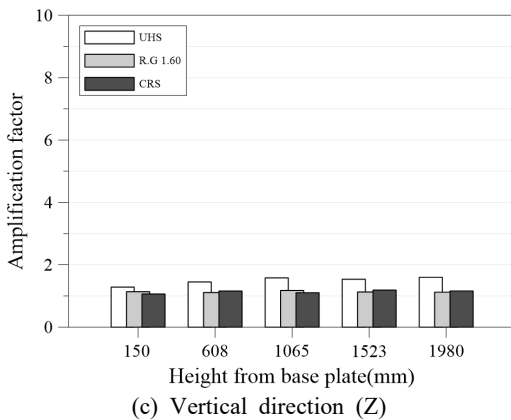
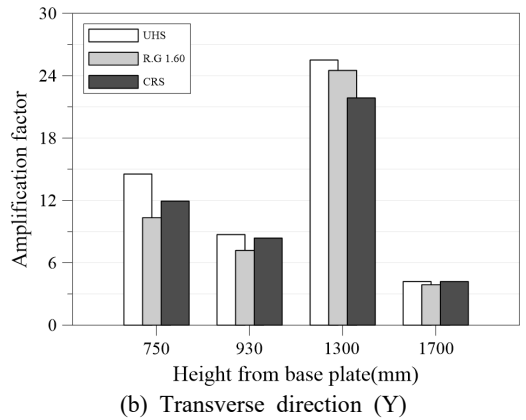
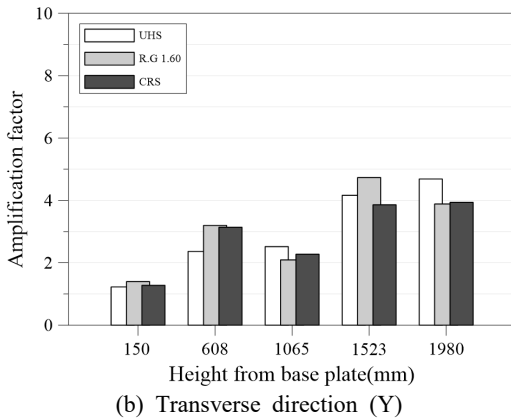
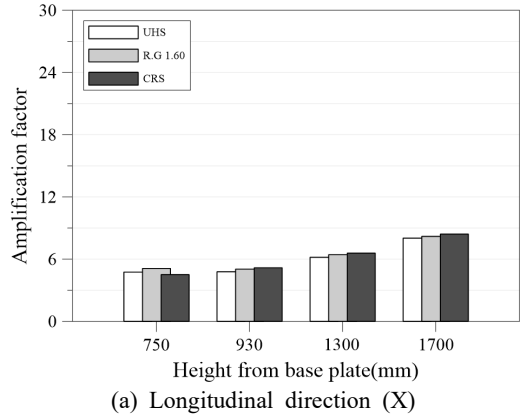
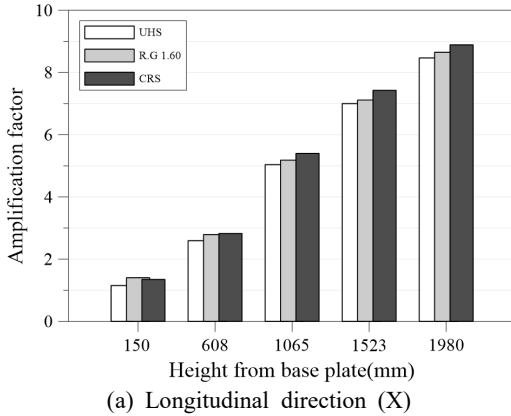


Fig. 11 Comparison of amplification factor at out-cabinet

Fig. 12 Comparison of amplification factor at in-cabinet

Table 5 Summary of amplification factor

No.	Peak acceleration									Transfer function								
	UHS			R. G 1.60			CRS			UHS			R. G 1.60			CRS		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
A2	1.03	1.21	0.92	1.16	1.03	1.00	0.99	1.06	0.96	1.15	1.23	1.29	1.40	1.40	1.14	1.35	1.28	1.06
A3	1.31	1.16	0.91	1.26	1.11	0.98	1.04	1.45	1.00	2.59	2.36	1.45	2.79	3.20	1.11	2.82	3.14	1.16
A4	2.14	1.20	0.95	1.44	1.10	1.01	1.80	1.20	0.97	5.04	2.52	1.58	5.18	2.09	1.17	5.40	2.28	1.10
A5	2.68	1.33	0.97	1.66	1.10	1.01	2.37	1.38	1.01	7.00	4.16	1.54	7.12	4.73	1.13	7.43	3.86	1.19
A6	2.91	1.30	0.96	2.05	1.06	1.01	2.58	1.35	0.96	8.47	4.69	1.60	8.65	3.88	1.12	8.89	3.94	1.16
A7	1.18	2.59	1.53	1.19	1.45	1.28	1.24	3.01	1.39	4.75	14.54	11.57	5.10	10.33	7.37	4.50	11.93	6.74
A8	2.13	1.17	0.99	1.40	1.30	0.95	1.63	1.47	1.04	4.78	8.72	1.50	5.04	7.18	1.24	5.17	8.37	1.19
A9	2.28	1.94	1.01	1.54	1.62	0.94	2.14	1.47	1.02	6.18	25.50	1.54	6.43	24.51	1.33	6.58	21.86	1.39
A10	2.81	1.14	1.06	1.79	1.10	1.10	2.42	1.34	1.01	8.03	4.20	1.84	8.20	3.89	1.27	8.41	4.19	2.69

평가하였으며, Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다. 캐비닛 외부의 증폭은 종방향 가진의 경우에 캐비닛 공진 주파수와 유사한 주파수 범위에서 가속도 증폭이 발생하였다. 최상단은 약 8.47배 증폭이 발생하였으며, 높이가 증가함에 따라 증폭은 선형적으로 증가하였다. 하지만 이 연구결과는 선행연구결과와 동일하게 평가되지 않았으며, UHS보다 R. G 1.60의 증폭 계수가 크게 나타났다. 상기와 같은 결과는 전기기기인 캐비닛의 특성(재료, 보강형태)에 기인한 것으로 판단된다. 그리고 횡방향 가진의 경우, UHS 및 CRS는 최상단에서 최대의 증폭이 발생하였으며, R. G 1.60의 경우에는 3/4 높이 지점에서 최대 증폭이 발생하였다. 수직방향 가진의 경우에는 높이별 증폭 계수의 변화는 나타나지 않았다.

Fig. 12와 같이 캐비닛 내부에서의 증폭은 패널형태의 부품과 기초에 직접적으로 연결되는 부품의 증폭은 다른 형태를 나타내었다. 종방향 가진의 경우에는 각 위치별로 입력진동에 의한 증폭계수는 유사하게 나타났으며, UHS, R. G 1.60, CRS순으로 증가하는 경향을 보였다. 횡방향 가진에서 패널형태의 부품은 크게 증폭이 발생하였으며, relay가 설치되는 위치에서의 증폭계수는 약 25.5배 발생하였다. 그리고 수직방향 가진의 경우에는 기초에 직접적으로 연결되는 부품의 경우에만 증폭이 발생하였다. 따라서 캐비닛 내부의 증폭계수는 설치되는 패널의 크기 및 위치, 설치되는 부품의 질량에 따라 캐비닛 다양하게 나타나는 것으로 판단된다.

최대가속도 응답과 전달함수로부터 산출된 각 위치에서의 증폭계수를 Table 5에 정리하여 나타내었다. 각 최대가속도와 전달함수로부터 산출된 증폭계수는 캐비

닛 외함보다 주요부품이 설치된 내부에서 증폭이 높게 평가되었으며, 외함과 내부의 증폭특성이 상이하게 나타났다. 이와 같이 외함의 경우에는 전체모드에 의한 가속도 증폭이 발생하는 반면 내부에서는 국소모드에 의한 증폭이 발생하는 것으로 판단된다.

6. 결 론

내진성능 평가방법에 사용되는 응답스펙트럼의 형상 또는 지진파의 특성이 변화하면 시험대상시료의 응답이 변화할 수 있다. 기존의 설계응답스펙트럼과 UHS의 응답스펙트럼이 상이하여, 횡방향 가진 조건에서 relay 위치에서 UHS에 의한 응답이 설계응답스펙트럼을 응답보다 높게 평가되는 경우가 존재한다. 이는 기기검중에 있어서 실제 발생 가능한 거동의 증폭보다 더 낮은 증폭으로 검토될 가능성이 있음을 시사한다.

이 연구에서는 DC 125V B/C 전기설비를 대상으로 NRC 표준지진 설계응답스펙트럼(R. G 1.60), 울진 지역의 등재해도 스펙트럼(UHS) 및 설계와 등재해도 스펙트럼을 고려한 응답스펙트럼(CRS)을 이용하여 진동대 실험을 통하여 B/C의 캐비닛 외함과 내부의 동특성 평가를 실시하였다. 전달함수와 B/C의 최상단에서의 응답가속도는 기초로부터 높이가 증가할수록 응답은 고주파 성분이 많은 지진파에서 더 높게 평가되었다. 실제 발생 가능한 응답스펙트럼(UHS)과 기존의 설계응답스펙트럼(R. G 1.60)을 활용하여 제시된 응답스펙트럼(CRS)을 이용한 실험에서의 최대가속도 및 증폭계수는 대부분의 위치에서 UHS 및 R. G 1.60보다 높

게 평가되었다.

따라서 원자력 기기의 성능 실험의 목적에 따라 기기의 평가를 위하여 실제 지진하중의 특성을 반영하는 것이 바람직하지만 기기의 검증을 위한 시험에서는 보수적인 응답스펙트럼의 적용을 고려하여야 한다.

후 기

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

References

- (1) Korea Atomic Energy Research Institute, 2004, Analysis of Component Reliability of Korean Standard Nuclear Power Plants, KAERI/TR-2749.
- (2) Joe, Y. H. and Park, H. G., 1998, Modal Testing of Seismic Monitoring System Cabinet of Nuclear Power Plant, Journal of the Korean Society of Civil Engineers, Vol. 19, No. 3, pp. 449-456.
- (3) Joe, Y. H., Cho, S. G. and Park, H. G., 2000, Modal Identification and Nonlinearity Assessment of Electric Cabinet for Improvement of Basic Fragility Variables, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 4, No. 4, pp. 83-91.
- (4) Cho, S. G., Kim, D. K. and Go, S. H., 2010, Effect of the Excitation Level on the Dynamic Characteristics of Electrical Cabinets of Nuclear Power Plants, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 14, No. 3, pp. 23-30.
- (5) Koo, K. Y., Cho, S. G., Cui, J. and Kim, D. K., 2010, Seismic Response Prediction for Cabinets of Nuclear Power Plants by Using Impact Hammer Test, Nuclear Engineering and Design, Vol. 240, pp. 2500-2511.
- (6) Cho, S. G. and So, G. H., 2011, Analysis of Experimental Modal Properties of an Electric Cabinet via a Forced Vibration Test Using a Shaker, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 15, No. 6, pp. 11-18.
- (7) 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 Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol. 24, No. 3, pp. 295-305.
- (8) Hur, J., Goodno, B. I. and Craig, J. I., 2012, Dynamic Characteristics of Switchboard Cabinets Subjected to Earthquakes Using Numerical Models: A Study of Evaluating Seismic Effects on Nonstructural Components, Structures Congress.
- (9) Cho, S. G., Kim, D. K. and Chaudhary, S., 2011, A Simplified Model for Nonlinear Seismic Response Analysis of Equipment Cabinets in Nuclear Power Plants, Nuclear Engineering and Design, Vol. 241, pp. 2750-2757.
- (10) Gupta, A., Rustogi, S. K. and Gupta, A. K., 1999, Ritz Vector Approach for Evaluation In-cabinet Response Spectra, Nuclear Engineering, Vol. 190, pp. 255-272.
- (11) Lin, F. R., Chai, J. F., Lai, Z. Y., Chang, K. C., Liao, W. I., Chou, L. P. and Huang, C. C., 2012, Experimental Study of Seismic Qualification of In-cabinet Equipment in NPP, Transaction of 15th World Conference on Earthquake Engineering.
- (12) Cho, S. G., Cui, J. and Kim, D. K., 2011, A Procedure for Generation In-cabinet Response Spectra Based on State-space Model Identification by Impact Testing, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 43, No. 6, pp. 573-582.
- (13) 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.
- (14) US NRC Regulatory Guide 1.60, 1973, Design Response Spectra for Seismic Design of Nuclear Power Plants.
- (15) Korea Atomic Energy Research Institute, 2003, Evaluation of High Frequency Ground Motion Effects on the Seismic Capacity of NPP Equipments, KAERI/TR-2484.
- (16) Korea Atomic Energy Research Institute, 2012, Probabilistic Seismic Hazard Analysis Procedure and Application for Nuclear Power Plant Sites, KAERI/TR-4633.
- (17) Rhee, H. M., Kim, M. K., Sheen, D. H. and Choi, 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.
- (18) Electric Power Research Institute, 2007, Seismic Screening of Components Sensitive to High-frequency Vibratory Motions, Report 1015109.



Young-Soo Jeong is received Ph. D. from Kyushu University in 2013. He is currently a researcher Seismic Research and Test Center in Korea. His research interests are in maintenance and finite element of steel structure.



Seung-Hyun Eem is a senior researcher of structural and seismic safety research team in Korea Atomic Energy Research Institute. He received a Ph. D. from the Department of Civil & Environmental Engineering in Korea Advanced Institute of Science and Technology. His research interest are structural dynamics, structural stability, structural reliability and seismic.



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 Research and Test Center. His research interests encompass seismic evaluation of nonstructural elements and seismic behavior of internal pressured piping system.



Dong-Uk Park received his Ph.D. degree from Pusan National University with the topic related with improvement of numerical model using wireless measurement on railway bridge. He is currently the verification manager in Seismic Research and Test Center. His research interests encompass seismic evaluation of mechanical and electrical equipment and seismic performance of high frequency motion.

응답의존 모달 데이터를 이용한 고층건물의 FE모델 향상

FE Model Updating of Tall Buildings Using Output-only Modal Data

조 순 호[†]
Soon Ho Cho[†]

(Received December 20, 2017 ; Revised January 18, 2019 ; Accepted January 18, 2019)

Key Words : Dynamic Properties(동적특성치), Experimental Modal Analysis(실험 모달해석), Finite Element Analysis(유한요소해석), FE Model Updating(유한요소해석 모델향상), Natural Vibration(자연진동), Operational Modal Analysis(응답의존 모달해석), System Identification(시스템관별), Tall Buildings(고층건물)

ABSTRACT

This work updates the FE models for 25- and 42-story tall buildings having walls or a shear core as a major lateral force-resisting system, utilizing modal parameters such as natural frequencies, and mode shapes identified from measured vibration records in a previous study. Automated FE model updating adopting optimization theory includes a series of procedures that estimate sensitivity matrices, unknown parameters (based on a Bayesian technique), and correlation coefficients. A simplified FE model, considering 3 stiffnesses and 3 masses at each story as structural parameters, was derived from the analysis results of a more detailed 3D-FE model normally used in design practice, and was employed as the starting model for the update process. Although the test and analysis values of the natural frequency and mode shape for the lower three modes currently considered were in excellent agreement, many stories in both buildings exhibited a significant increase in stiffness, approximately 100 %, and decrease in mass, approximately 50 %. However, given that the natural frequencies from a 3D-FE analysis were found to be approximately 1.5 times as small as than the measured frequencies, at least for the three lower modes in both of them, this is unsurprising. Furthermore, the detailed 3D-FE model developed in the design office could be subject to a number of practical uncertainties/inaccuracies. This supports the conclusion is that the contemporary domestic design practice for FE analysis remains very conservative. It is shown that the proposed FE model updating technique using output-only modal data can be effectively applied to determine uncertain structural behavior or parameters and employed in the damage detection or structural health monitoring fields.

1. 서 론

구조설계 실무의 관점에서 보면, 이미 건설된 고층 건물에 대하여 동적계측실험을 수행하는 데는 여러 가

지 중요한 이유가 존재한다. 가령, 지진발생 빈도가 높은 지역에 위치한 건물의 건물주가 기존 구조체가 현행 내진설계기준에서 요구하는 조건들을 잘 만족하고 있는지 알아보기를 원할 때 등이다. 만약 규모가 큰 지진이 발생하였을 때 구조물이 위험에 노출되어 있다면

[†] Corresponding Author ; Member, Dept. of Architectural Engrg., Gwangju Univ.
E-mail : gaza@gwangju.ac.kr

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

구조적 처방 혹은 보강을 해당 구조요소 혹은 전체구조에 적절하게 수행하여야 한다. 이에 구조기술자는 안정성 및 사용성 조건을 만족하는 경제적인 보강방법을 제시하여야 하는데, 구조물의 동적성능을 포함한 실제 건물의 상태를 평가할 수 있는 수단뿐만 아니라, 여러 보강의 효과를 정량적으로 산정하기 위한 유한요소해석(finite element analysis) 모델의 개발이 필요하다. 이러한 상황에서 대형 구조물의 동적성능을 경제적 및 효율적으로 결정할 수 있는 실험방법 및 구조물의 물리적 거동을 실질적으로 묘사할 수 있는 신뢰성이 높은 유한요소해석모델의 확보는 매우 바람직하다.

여러 진동계측 방법 중에서 바람, 교통 등에 의하여 발생하는 구조물의 상시 미세진동을 측정하는 자연진동(natural excitation) 실험은 건축/토목 구조물과 같은 대형구조물에 매우 적합한 경제적인 비파괴 실험방법이다. 자연진동을 고려하므로 인공으로 혹은 특별히 제작된 가진기를 설치할 필요가 없으며, 단지 감도가 높은 적절한 수의 센서 및 데이터 수집 장치만 있으면 손쉽게 진동기록을 확보할 수 있다. 이외에도 실험하는 동안 구조물의 사용을 제한할 필요가 없으며, 또한 실제 경계조건하에서 구조물의 진동기록을 확보할 수 있다.

하지만, 입력 및 출력진동 기록 모두를 사용하는 전통적인 모달실험(experimental modal testing)^(7,9) 기법과는 달리 응답만을 기록하여 구조물의 동적성능을 추출하여야 하므로 보다 복잡한 시스템판별법이 요구된다. 이러한 이유로 지난 수십 년 동안 응답기록만(output-only or operational)을 사용하는 시스템판별법에 대한 연구가 상당히 진행되어 왔으며, 현재는 어느 정도 성숙단계를 맞이하고 있다⁽¹²⁾. 하지만, 응답의존 시스템 혹은 모달판별법의 단점 중의 하나는 측정된 모드형태에 대한 절대적인 스케일링이 불가능하다는 점이다.

한편, 최근 들어 진동기록을 사용하여 구조물의 손상을 감지하거나(damage detection), 건강상태를 지속적으로 감시하는 모니터링 기술(structural health monitoring)에 대한 관심이 더욱 높아지고 있다^(5,13). 자연/고유진동수(f), 모드형태(ψ) 및 감쇠율(ζ) 등 모달계수의 변화로부터 강성, 감쇠율 혹은 질량 등과 같은 구조물의 물리적 성능변화를 추적하는 이러한 기술 또한 효율적인 실험방법 및 신뢰성이 높은 유한요소해석모델의 개발이 필수적이다.

따라서 진동계측 및 시스템판별기법에 의하여 산정

된 구조물의 동적성능치는 구조물의 동적거동을 이해하고, 바람 및 지진하중에 대하여 구조물의 안전성을 확보하는데 있어 매우 중요하다. 더 나아가서 측정된 모달계수에 근거한 유한요소해석 모델향상(FE model updating)은 미확정 구조변수(uncertain structural parameters)를 결정하거나, 구조물의 손상감지 및 건강상태를 모니터링하는 분야에 매우 유용한 수단이다^(2,8).

이 연구의 목적은 초고층건물과 같은 대형건축/토목구조물의 신뢰성 있는 유한요소해석모델을 확보하기 위하여 어떻게 효과적으로 응답의존 시스템판별 및 유한요소해석 모델향상 기법이 적용될 수 있는지를 구현하는데 있다. 이를 위하여 이미 수차례에 걸쳐 동적계측실험을 수행하여 진동기록 및 시스템판별결과를 확보하고 있는 25층 및 42층 콘크리트 건물을 대상으로 이 연구에서 개발한 일련의 자동모델향상 절차를 적용하였다⁽¹⁾.

2. 모달데이터를 이용한 모델 향상

동적/정적이던 주어진 조건하에서 구조물의 거동을 이해하기 위하여 구조기술자는 실제상황을 묘사할 수 있는 수치해석모델에 종종 의존한다. 유한요소해석은 다양성 및 확장성 때문에 현재로서는 가장 널리 사용되는 수치해석법 중의 하나이다. 해석법의 성격상 해석기술자는 자유도의 수 및 사용되는 요소의 유도방법 등을 통하여 해석모델의 정확도를 상당히 조정할 수 있으나, 보다 정확한 모델을 구축하기에는 아직도 실제상황에 근사한 묘사에 불과하다. 따라서 단순하면서도 구조물의 실제상황을 정확히 묘사할 수 있는 근사 해석모델의 개발은 구조기술자에게는 또 하나의 도전이다.

해석모델과정에서 해석자는 기하학적 조건, 재료성능 혹은 경계조건에 포함되어 있는 불확실성을 고려하여야 하며, 일반적으로 모델의 부정확도는 근사화에 기인한다. 하지만, 매우 정확한 유한요소해석 모델을 구축하였더라도 실험결과에 의하여 검증되기 전까지는 정확도를 판단하기 힘들다. 모델향상의 목적은 설계변수의 변화가 어떻게 전체 시스템의 응답에 영향을 미치는지 혹은 해석과 실험결과의 차이를 정의하는 오차함수(error function)가 어떻게 최소화될 수 있는지를 알아보는 것이다^(8,11). 이는 정적 및 동적 실험데이터를 사용하여 질량, 강성 및 감쇠율에 대한 묘사를 연속적으로 향상시킴으로 달성할 수 있다.

2.1 변수산정법(Parameter Estimation)

모달계수와 구조변수와의 관계는 1차 항만을 포함한 Taylor급수에 의하여 아래와 같이 표시한다⁽¹¹⁾.

$$\begin{cases} \{R_e\} = \{R_u\} + [S] (\{P_u\} - \{P_o\}) \\ \{\triangleright\} = [S] \{\Delta P\} \end{cases} \quad (1)$$

여기서 $\{R_e\}$ = 기준 혹은 실험 데이터를 포함하는 응답벡터, $\{R_u\}$ = 초기치 $\{P_o\}$ 를 갖는 구조변수의 변화에 의하여 예측된 시스템응답 벡터, $\{P_u\}$ = 향상된 변수 값을 포함하는 벡터, $\{P_o\}$ = 초기변수 값을 포함하는 벡터 및 $[S]$ = 민감도행렬이다.

식 (1)은 일반적으로 변수의 수가 방정식의 수보다 작은 overdetermined형식을 나타내며, pseudo-inverse (혹은 least squares), 가중치를 부여한 최소 자승치 (weighted least squares) 혹은 Bayesian기법에 의하여 해를 산정한다. Taylor급수에 고차 항이 포함되어 있지 않으므로, 특히 $\{\Delta R\}$ 이 클 경우에는 여러 번의 반복계산이 요구된다.

방정식의 수가 미지수의 수와 같을 경우에는 민감도의 역행렬을 산정하여 간단히 해를 구할 수 있지만, 대개는 방정식의 수가 미지수의 수보다 크므로 민감도의 pseudo-inverse행렬을 산정하여 변수의 증분을 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\{\Delta P\} = [S]^+ \{\Delta R\} = ([S]^t [S])^{-1} [S]^t \{\Delta R\} \quad (2)$$

Least squares는 식 (2)로부터 산정한 잉여치를 최소화한다. 또한, 미지수의 수가 방정식의 수보다 큰 경우에는 민감도의 pseudo-inverse행렬은 아래와 같다.

$$\{Residu\} = [S] \{\Delta P\} - \{\triangleright\} \quad (3)$$

$$[S]^+ = [S]^t ([S] [S]^t)^{-1} \quad (4)$$

Bayesian 변수산정법은 변수 및 응답에 가중치를 고려한다. 초기모델예측과 실험결과의 차이는 가중치가 고려된 오차 E(식 (6))를 최소화함으로써 해를 산정하며, 여기서 $[G]$ 는 Gain행렬이다.

$$E = \{\triangleright\}^t [C_R] \{\triangleright\} + \{\Delta P\}^t [C_P] \{\Delta P\} \quad (5)$$

$$\{P_u\} = \{P_o\} + [G] (\{R_e\} - \{R_u\}) \quad (6)$$

$$[G] = (2[C_P] + [S]^t [C_R] [S])^{-1} [S]^t [C_R] \quad (7)$$

미지수의 수가 방정식의 수보다 많은 경우에는,

$$[G] = [C_P]^{-1} [S]^t ([C_R]^{-1} + [S] (2[C_P])^{-1} [S]^t)^{-1} \quad (8)$$

식 (7)에서 $[C_p]$ 는 모델변수의 신뢰도(confidence)를 나타내는 대각선 가중치행렬(diagonal weighting matrix)이며, $[C_R]$ 은 실험결과와 신뢰도를 나타내는 대각선 가중치행렬이다. 이들 값은 실제 구조물의 특성, 실험방법 및 모델링 과정에 의존하며 역행렬은 각각 변수와 응답의 상호변동행렬(covariance matrix)이다. 유용한 통계적 절차에 의하지 않는다면, 이 값은 해석자 및 실험수행자의 판단에 의존하여 결정하여야 한다. 다음은 신뢰도행렬의 대각선 항을 나타낸다.

$$C_{R_i} = (\frac{1}{R_i})^2 (C'_R)^2, \quad (C'_R)^2 = (\frac{1}{c_R})^2 \quad (9)$$

$$C_{P_j} = 2(\frac{1}{P_j})^2 (\frac{C'_P}{100})^2, \quad (C'_P)^2 = (\frac{100}{c_P})^2 \quad (10)$$

여기서 R_i = 응답치 i , P_j = 변수 j 의 초기치, C'_R = 응답치 R_i 의 신뢰도, C'_P = 초기 변수치 P_j 의 신뢰도를 각각 나타낸다. 식 (7) 및 (8)에서 민감도가 규정화되면(normalized) 식 (9) 및 (10)에서 R_i 및 P_j 는 1.0이 된다. c_R 및 c_P 는 각각 응답 및 변수에 대하여 산정된 상대적 변동치를 나타낸다.

$[C_p] = 0$ 이면 식 (7)은 가중치를 갖는 최소 자승치 변수산정법이 되며 아래 식으로 표현할 수 있다. 이는 변수치에 대한 오차가 산정되지 않았을 때를 의미한다. 하지만 $[C_R] = 0$ 이면 실험치에 대한 신뢰도가 매우 낮아 모델향상에 사용할 수 없음을 의미한다. 따라서 $[C_p] = 0$ 이면,

$$[G] = ([S]^t [C_R] [S])^{-1} [S]^t [C_R] \quad (11)$$

이외에도 최적이론에 기반을 둔 변수산정법은 수치해석상의 불안정성 문제를 향상시키기 위한 여러 다양한 방법이 존재한다^(3,16,20). 특히, 최근에 소개된 시간영역의 일치성을 위한 변수산정법에 특히 주목할 필요가 있다⁽¹⁰⁾.

2.2 민감도해석(Sensitivity Analysis)

민감도해석은 모델향상 절차에 있어서 필수단계이

다. 민감도계수는 고려하는 응답량(R)의 변화와 해석모델변수(P)의 변화 비율이다^(3,15). 미분식 혹은 유한차분법(finite difference)에 의하여 유도할 수 있으며, 절대, 상대 혹은 규정화된 상대 값 등의 다양한 형태로 표시할 수 있다.

상대민감도 및 응답치에 대하여 규정화한 상대민감도는 각각 아래와 같다.

$$[S_r] = \left[\frac{\partial R_i}{\partial P_j} \right] [P_{jj}] \tag{12}$$

$$[S_n] = [S_r] [R_i]^{-1} \tag{13}$$

또한, 자연진동수 및 모드형태에 대하여 미분식으로 표시된 민감도계수는 각각 아래와 같다.

$$\frac{\partial f_i}{\partial P_j} = \frac{\{\psi_i\}^t \left(\frac{\partial [K]}{\partial P_j} - 4\pi^2 f_i^2 \frac{\partial [M]}{\partial P_j} \right) \{\psi_i\}}{8\pi^2 f_i (\{\psi_i\}^t [M] \{\psi_i\})} \tag{14}$$

$$\frac{\partial \{\psi_i\}}{\partial P_j} = \sum_{k=1}^N a_k^i \{\psi_k\} \tag{15}$$

$i \neq k$ 일 때

$$a_k^i = \frac{\{\psi_i\}^t \frac{\partial [K]}{\partial P_j} \{\psi_i\} - \lambda_i \{\psi_i\}^t \frac{\partial [M]}{\partial P_j} \{\psi_i\}}{\lambda_i - \lambda_k}$$

$i = k$ 일 때

$$a_k^i = -\frac{1}{2} \{\psi_i\}^t \frac{\partial [M]}{\partial P_j} \{\psi_i\}$$

여기서 $[K]$ 및 $[M]$ = 각각 강성 및 질량행렬이다.

2.3 상관도해석(Correlation Analysis)

이상적으로는 FE해석과 모달실험으로부터 획득한 모달계수는 서로 일치하여야 하지만, 실제상황에서는 여러 가지 이유로 큰 차이가 발생한다. 상관도 해석은 실험 및 해석으로부터 획득한 모달계수가 얼마나 혹은 어떻게 차이가 나는지를 정량 및 정성적으로 조사하는 기법이다.

자연진동수, 모달변위 등과 같은 모달계수를 개별 응답으로 취급하거나 혹은 MAC(modal assurance criterion)값을 산정하고 전체응답으로 취급하여 다양한 상관계수(correlation coefficient)를 정의할 수 있다. 또한 고려하고자 하는 응답의 종류에 따라 예상되는 상대오차를 적용하여 가중치(C_{R_i})를 부여할 수 있으며, 그 결과 표준 목적함수에 사용되는 상관계수는 아래

와 같다.

N 개의 자연진동수에 대하여 weighted relative difference(CCMEAN) 혹은 weighted absolute relative difference(CCABS), 모드형태에 대하여 average MAC(MACMEAN 혹은 CCMAC) 등으로 정의한다.

$$CCMEAN \text{ or } CCABS = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_{R_i} \frac{\Delta f_i \text{ or } |\Delta f_i|}{f_i} \tag{16}$$

$$MACMEAN = 1 - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_{R_i} MAC_i \text{ or } CCMAC = \frac{1}{\sum_{i=1}^N C_{R_i}} \sum_{i=1}^N (1 - C_{R_i} MAC_i) \tag{17}$$

여기서

$$MAC(\psi_a, \psi_e) = \frac{|\{\psi_a\}^H \{\psi_e\}|^2}{(\{\psi_a\}^H \{\psi_a\})(\{\psi_e\}^H \{\psi_e\})} \tag{18}$$

$$CCTOTAL = CCABS + k_1 CCMAC$$

여기서 K_1 = 가중치이다.

전술한 해석모델향상의 전체과정을 흐름도로 표시하면 Fig. 1과 같으며, 이 연구는 상용패키지인 MATLAB⁽¹⁸⁾ 및 FEMtools⁽⁶⁾에서 제공하는 모듈을 이용하여 coding하였다.

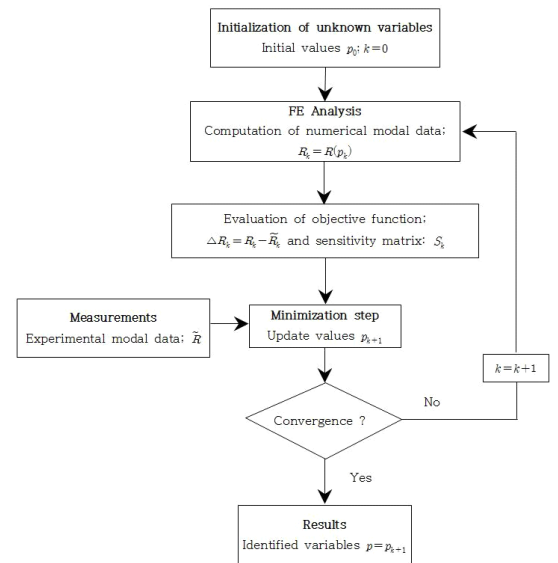


Fig. 1 A schematic view for FE model updating procedure

3. 실제적용

기존연구^(17,19,21)에 의하면 건물에 대한 FE해석모델의 동적응답에 영향을 미치는 주요 구조변수는 보, 기둥, 벽체, 슬래브 등의 영계수(E), 밀도(ρ), 단면2차 모멘트(I), 보-기둥 접합부의 강성 및 비구조체의 강성 혹은 외피재의 두께(H) 등을 열거할 수 있다. 하지만, 이러한 변수들을 충실하게 고려하기 위하여서는 매우 정교한 FE모델 사용과 그에 따른 문제규모(problem size)의 거대화 혹은 비실용성, 실무로부터 관련 정보 취득의 어려움이 존재한다. 피해감지보다는 자동 모델 향상을 위한 일련의 절차를 개발하는 것이 이 연구의 주요 목적임을 감안할 때, 보다 단순화된 모델구축의 필요성이 제기되었다.

이에 이 연구는 매 층마다 2개의 수평방향강성(K_{xi} , K_{yi})과 1개의 회전방향강성($K_{\theta i}$) 및 이에 해당하는 질량(m_{xi} , m_{yi} , $m_{\theta i}$)을 주요변수로 하는 단순해석모델을 채택하고, Bayesian 변수산정 기법을 사용하여 자연진동수 및 모드형태의 일치를 시도하였다(Fig. 2). 이는 슬래브 격막작용 및 해당 층에 포함된 모든 구조요소의 강성을 하나의 값으로 축약하는 것을 의미한다. 3D 보-기둥요소를 사용하였으며 지하층 및 지반과의 상호

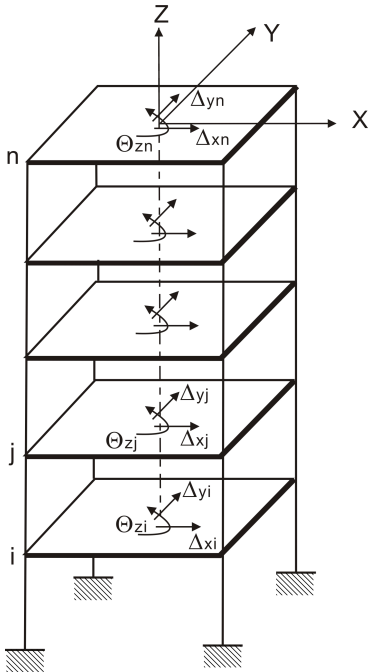


Fig. 2 FE analysis model for model updating

작용은 무시하였다. 변수에 대한 초기치는 구조계산 시 구축한 상세 3D-FE모델의 해석결과로부터 산정한 층강성(story stiffness) 및 층질량을 사용하였다. 이렇게 하여 산정한 층강성은 구조물 형태 혹은 구성요소의 배치 및 하중분포에 따라 다소 다른 값을 나타낼 수 있으나, 모델향상을 위한 초기치로 채택하기에는 충분한 것으로 판단하였다⁽¹⁴⁾.

3.1 해석 예

광주, 상무지역에 위치한 Dawoo Diovelle 25층, 철근콘크리트, 오피스텔 건물(DWD)은 37.2 m × 38.1 m 크기의 타워부분에 주거공간이 배치되어 있고, 4층 바닥이하는 42 m × 40.5 m의 약간 확장된 바닥면적에 상업시설을 포함하고 있다(Figs. 3, 4).

3층과 4층 사이에는 층고 3 m의 추가층이 존재하며 (3+층), 2.0 m × 1.8 m의 전이보가 타워부분 외곽부에 설치되어 있다. 주차시설을 위하여 54 m × 51.3 m의 지



(a) Overall view



(b) Central void

Fig. 3 DWD building

하 5층을 포함하고 있으며, 지상 1층 바닥에서부터 전체건물의 높이는 104 m이다. 기초바닥판은 거의 정사각형에 가까운 형태를 지니고 있으나, 3+층에서부터 지붕층까지 평면의 중앙부분이 개방된 속이 빈 단면형태(hollow section)를 취하고 있다. 외곽부의 길이 및 단변방향에서 건물이 차지하는 부분의 두께는 6.9 m 혹은 7.8 m이며, 사용된 콘크리트의 강도는 24 MPa ~ 30 MPa이다. 구조대칭성은 단지 남북방향(NS)에서만 유지되고 있으며, 기초는 토질의 지내력($f_e = 0.6 \text{ MPa}$)에 직접 지지되는 매트형으로서 두께가 1.0 m ~ 1.8 m이다. 2006년도에 건물이 완성되었으며, 측정은 시공 단계에서 입주직전에 이르기까지 수차례에 걸쳐 수행되었다. 자연진동실험, 모달계수 추출 및 수동모델향상에 관한 자세한 설명은 참고문헌(1)을 참조하라.

75개의 자유도, 150개의 구조변수, 25개의 일치점에 대하여 실험으로부터 추출한 모달계수를 기준으로 FE 모델 향상을 시도한 결과는 Table 1과 같다. 실험모달

계수(EMA)는 주파수영역의 FDD(frequency domain decomposition) 시스템관별법에 의하여 추출된 값을 사용하였다⁽⁴⁾. 또한, 모델향상을 위하여 단순화한 FE 모델의 타당성을 검증하기 위하여 구조설계 시 사용한 상세한 3D-FE모델에 의하여 예측된 자연진동수 값도 포함하였다. 고차모드에 대한 측정은 신뢰도가 낮은 점을 감안할 때, 현재는 3차 모드까지만 고려하였다.

단순모델은 3D모델의 해석결과로부터 층강성 및 층질량을 유도하였으므로, 3D 해석결과와 비교하여 허용할만한 자연진동수 값을 보여주고 있다. 최종으로 19번의 반복계산 이후 향상된 FE 모델에 의하여 예측된 자연진동수 및 모드 형태는 Table 1 및 Fig. 5에서 보는 바와 같이 실험치와 잘 일치하고 있다.

Table 1 Natural frequencies and MAC before and after model updating for DWD

Modes	FDD exp. f(Hz)	3D-FEM detailed f(Hz)	FEM initial f(Hz)	FEM updated		
				f (Hz)	Diff. (%)	MAC (%)
1	0.713	0.489	0.484	0.711	-0.25	94.5
2	0.791	0.581	0.536	0.791	-0.07	94.3
3	0.918	0.593	0.555	0.915	-0.33	91.3

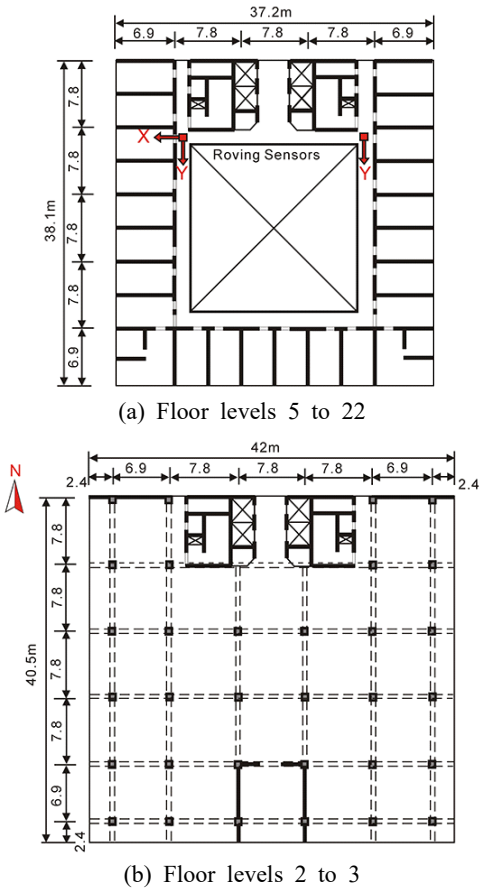
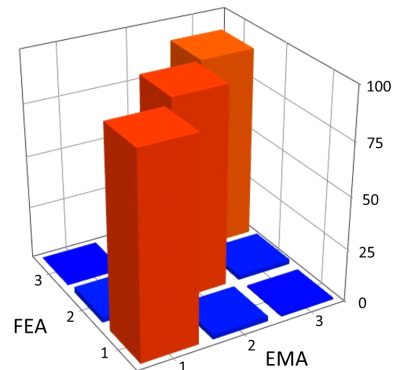
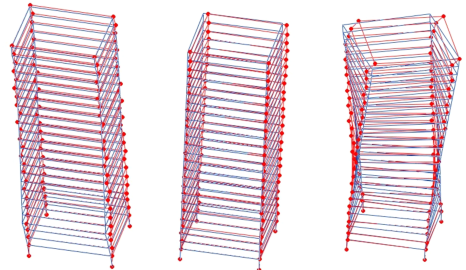


Fig. 4 Typical floor plans for DWD



(a) MAC



(b) 1st mode (c) 2nd mode (d) 3rd mode

Fig. 5 Comparison between experimental and updated mode shapes for DWD

대부분의 변수변화는 초기 1회~2회 반복계산에서 발생하였으며, 이후에는 단지 작은 변화만을 나타내고 있다.

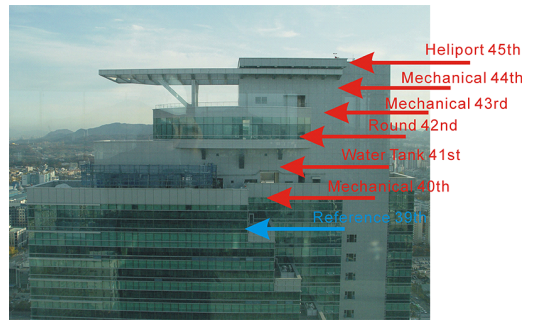
Fig. 6은 자연진동수에 대하여 산정한 CCABS(절대상대차이 상관계수)와 반복계산 수의 관계를 도식하고 있는데, 안정적으로 해에 수렴하고 있음을 알 수 있다.

3.2 해석 예2

또 다른 42층 철근콘크리트 건물은 Daelim Acroville 이라 불리는 주상복합건물(DLA)로서 평층에 위치하고 있으며, Fig. 7에서 보는 바와 같이 120.8 m × 82.2 m 크기의 확장된 저층부와 1쌍의 타워를 갖고 있다. 5층 바닥을 기준으로 주용도는 주거 및 상업용이다. 타워부분의 바닥면적은 64 m × 28.4 m이며, 지상1층 바닥으로부터 전체 건물높이는 162 m이다. 2개의 타워를 묶는 공동지역에 지하5층의 주차시설이 설치되어 있으며, 7층과 8층 사이에는 관련 기계시설을 집중적으로 수용하기 위하여 층고 1.8 m의 추가층이 배치되어 있다. 사용된 콘크리트의 강도는 30 MPa ~ 42 MPa이다. 각 타워는 중앙부 코아, 외곽부 골조 및 이를 연결하는 outrigger보로 구성되어 있으나, 25층에서 41층 바닥까지 건물의 남북면이 서로 마주보면서 계단형태로 setback이 되어있으므로 고층부에는 반대칭 형태(anti-symmetrical)의 구조배치를 나타낸다(Fig. 8). 기초형식은 지반토질에 의하여 직접 지지되는 매트형이며($f_c = 1.5\text{MPa}$), 두께는 대략 1.8 m이다. 이 건물의 공사는 2007년도에 완료되었으며, 측정은 시공단계에서 최종 내부공사가 진행될 때까지 서너 번에 걸쳐 수행하였다. 자연진동실험, 모달계수 추출 및 수동모델향상에 관한 자세한 설명은



(a) Overall view



(b) Upper tower for test

Fig. 7 DLA building

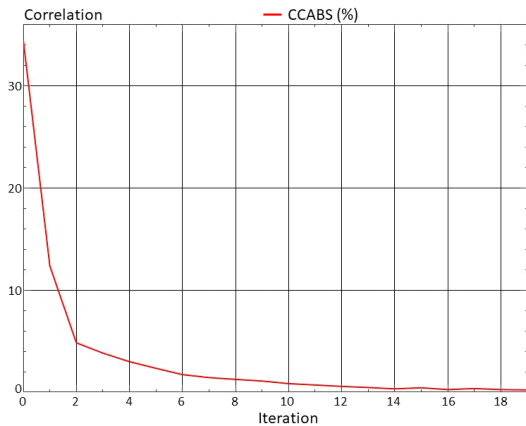
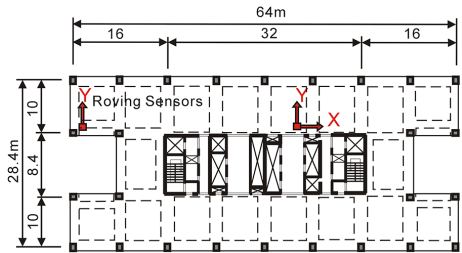
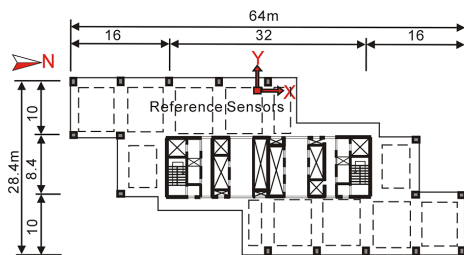


Fig. 6 Correlation history for DWD



(a) Typical floor

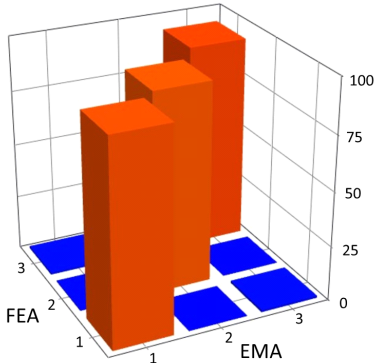


(b) Floor level 39

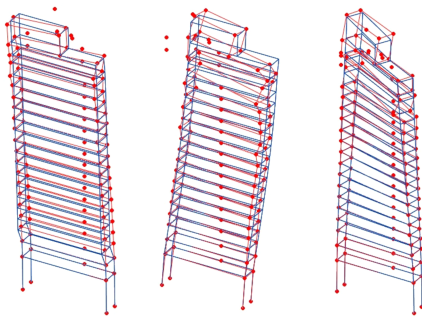
Fig. 8 Floor plans for DLA

Table 2 Natural frequencies and MAC before and after model updating for DLA

Modes	FDD exp. f(Hz)	3D-FEM detailed f(Hz)	FEM initial f(Hz)	FEM updated		
				f (Hz)	Diff. (%)	MAC (%)
1	0.322	0.231	0.242	0.310	-3.83	92.2
2	0.420	0.291	0.243	0.414	-1.52	91.5
3	0.469	0.335	0.291	0.441	-5.89	93.5



(a) MAC



(b) 1st mode (c) 2nd mode (d) 3rd mode

Fig. 9 Comparison between experimental and updated mode shapes for DLA

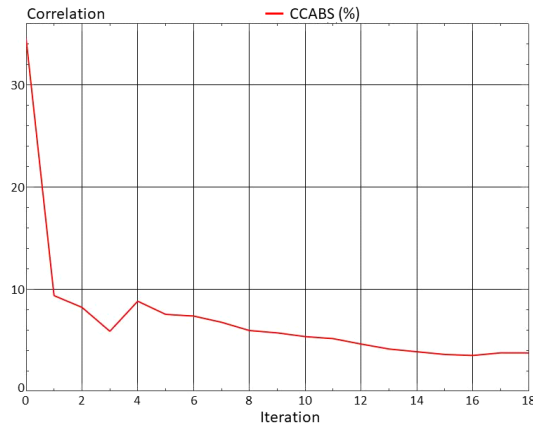


Fig. 10 Correlation history for DLA

참고문헌(1)을 참조하라.

126개의 자유도, 252개의 구조변수, 42개의 일치점에 대하여 실험에서 추출한 모달계수를 기준으로 FE 모델 향상을 시도한 결과는 Table 2와 같다. 실험 모달계수(EMA)는 주파수영역의 FDD(frequency domain decomposition) 시스템분해법에 의하여 추출된 값을 사용하였다⁽⁴⁾. 구조설계사무소에서 구축한 3D-FE모델에 의하여 예측된 자연진동수를 포함하고 있으며, 3차 모드까지만 고려하였다.

최종으로 18번의 반복계산 이후 향상된 FE 모델에 의하여 예측된 자연진동수 및 모드형태는 Table 2 및 Fig. 9에서 보는 바와 같이 실험치와 잘 일치하고 있다.

대부분의 변수변화는 초기 1회~2회 반복계산에서 발생하였으며, Fig. 10은 CCABS와 반복계산 회수의 관계이다. 초기에 불연속적으로 수렴하는 과정을 나타내고 있으나, 이후에는 안정적임을 보여주고 있다.

4. 토 의

두 건물 모두에 대하여 모델향상 시 사용한 구속조건은 각각 $-100\% \leq K \leq 100\%$, $-50\% \leq m \leq 50\%$ 이다. DWD 건물의 경우 최종 FE모델에서 고려한 실제변수의 변화는 K_x 는 9층~12층까지, K_y 는 2층~4층까지, K_θ 는 6층~16층까지 100%에 근접하였다. 또한 m_x 는 15층~25층까지, m_y 는 2층~25층까지, m_θ 는 15층~25층까지 -50%에 가까운 변화를 나타내었다. 한편, DLA 건물의 경우에도 최종 FE모델에서 고려한 실제변수의 변화는 K_y 는 4층, 7층~8층, 10층~25층 및 27층~29층까지, K_θ 는 2층~7층 및 9층~35층까지 100%에 근접하였다. 또한 m_x 는 19층~40층까지, m_y 는 20층~40층까지, m_θ 는 18층~40층까지 -50%에 가까운 변화를 나타내었다. 이는 초기 해석모델에서 층강성은 상당히 과소평가된 반면에 층질량은 상당히 과대평가되었음을 의미한다.

초기 해석모델은 구조계산을 위하여 실무자가 설계사무소에서 작성한 자세한 3D-FE모델을 의미한다. 이에 의하여 예측된 자연진동수의 값을 진동기록으로부터 추출한 실험치와 비교하여 보면 적어도 저차 3개 모드에서 1.5배 정도의 차이가 나는 사실을 고려해 볼 때, 그렇게 놀라운 사실은 아니다⁽¹⁾. 모델향상에 사용한 단순해석모델도 3D모델로부터 유도되었기 때문에 처음부터 3D모델 자체가 정확히 작성되지 않았다고 판단할 수 있다.

일반적으로 실무에서 작성하는 FE모델은 슬래브 기여 및 지진발생 시를 고려하여 비구조체에 대한 기여를 배제하고, 주로 횡방향 지지요소만을 포함하여 모델링한다. 이렇게 할 경우 실험치와의 자연진동수 차이는 최대 15% ~ 30% 정도이다. 그럼에도 불구하고, 국내에서 구축한 자세한 3D-FE모델에 의한 예측은 200% 정도의 자연진동수 차이를 나타내고 있는데, 구조실무자 접촉 및 현장방문 등과 같이 관련자료 습득에 심각한 어려움이 발생하여 현재로서는 그 이유를 단지 다음과 같이 추정만 할 수 있을 뿐이다.

대개 실무에서 FE해석은 초급기술자에 의하여 수행되므로 복잡한 구조물인 경우 해석모델링의 부정확성이 존재할 수 있으며, 초기 해석모델의 구축 후 많은 설계변경이 이루어지고 있는데 반하여, 이에 맞게 최종 FE모델이 수정되었는지 여부, 국내 시공현장에서 보다 강한 재료의 사용이 일반적으로 허용되는 점, 설계기준에서 제시하는 질량이 다른 여러 가지 이유로 과다하게 설정된 점, 슬래브 및 칸막이벽, 외피 및 창문틀과 같은 비구조체의 기여가 고려되지 않은 점 등을 들 수 있다. 결론적으로 현재의 국내 구조설계 실무는 상당히 보수적으로 수행되고 있음을 알 수 있다.

하지만, 보수적인 설계가 항상 유리한 것은 아니다. 지진하중에 대한 연성설계 시 어느 정도 강도에 도달하면 항복거동을 나타내어 그 이후에는 큰 변형능력이 요구되는데, 현재의 구조설계는 이러한 설계철학을 만족시키기에는 무리가 있는 것으로 판단된다. 이 부분에 대해서는 추후 지속적인 연구가 필요하다.

5. 결 론

이 연구의 주요 목적은 초고층건물과 같은 대형건축/토목구조물을 대상으로 자연진동계측 실험으로부터 추출한 모달계수를 이용하여 초기에 구축한 유한요소해석모델을 보다 실제적이며 정확한 거동을 예측할 수 있는 모델로 향상시키기 위한 자동화 기법을 개발하는 것이다. 이렇게 실험결과에 근거하여 조정된(tuning) FE모델은 구조물의 거동을 보다 신뢰성 있게 예측, 조사할 수 있어 초기에 사용한 여러 구조가정의 오류 여부를 판단할 수 있다. 더 나아가서는 동일기법에 의하여 구조물의 피해여부, 위치 및 정도 등을 예측할 수 있다.

이를 위하여 이미 진동계측 실험 및 시스템판별이 수행된 바 있는 25층 및 45층 고층건물에 대하여 최적이론에 근거한 자동 FE모델향상이 수행되었다. 그

결과, 이 논문의 결론은 아래와 같다.

(1) 초고층건물과 같은 대형건축/토목구조물에 대하여 응답의존 모달계수(자연진동수 및 모드형태)를 이용하여 성공적으로 FE모델 향상을 수행할 수 있다. 현재는 3차모드까지만 고려하였으나, 필요시 고차모드까지 고려가 가능하다. 하지만 이를 위해서는 보다 정확한 실험결과 및 강력한(robust) 수치해석기법이 요구된다.

(2) 자세한 3D-FE해석결과를 이용하여 유도된 단순 FE모델은 변수의 변화 등을 추적하고자 하는 목적의 모델향상에 사용하기에 충분한 것으로 판단된다. 피해감지 등과 같은 목적의 모델향상에는 보다 정교한 모델이 요구되나, 문제규모의 거대화도 수치해석상의 불안정, 메모리문제, 비효율성 등이 대두된다.

(3) 자동모델향상 기법은 실험과 해석결과의 일치여부를 위하여 어떤 변수가 얼마나 수정되어야 하는지를 손쉽게 효과적으로 결정할 수 있다. 하지만, 최종으로 향상된 FE모델의 수정된 구조변수를 허용하느냐, 아니면 거절하느냐는 전적으로 구조해석자의 책임이며 이전 경험 및 합리적인 공학적 판단에 의거하여야 한다.

(4) 고유진동수와 모드형태가 가장 일치하는 FE모델 향상의 결과 DWD 및 DLA의 경우 상당한 증강성의 증가(최대 100%)와 총질량(최대 50%)의 감소를 요구하였다. 이는 구조계산목적의 자세한 3D-FE모델에 의하여 예측된 자연진동수가 진동기록으로부터 추출한 실험치와 적어도 저차 3개 모드에서 1.5배 정도의 차이가 나는 사실을 고려해 볼 때, 허용할 만하다. 이러한 점에 비추어 볼 때 현재의 국내 구조설계사무소에서 사용하는 FE모델은 상당히 보수적(작은 강성 및 큰 질량)으로 구축된 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 2015년도 광주대학교 대학연구비의 지원을 받아 수행되었다. 한국학술진흥재단(KRF-2006-013-D00328) 및 광주대학교의 연구년 지원으로 2007년 저자가 1년간 벨기에, 루벤대학, 토목공학과, 구조그룹에서 수행한 연구내용이 기초가 되었다.

References

- (1) Cho, S.-H., 2008, Output-only System Identification

and Model Updating for Performance Evaluation of Tall Buildings, *Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea*, Vol. 12, No. 4, pp. 19~33.

(2) Hwang, I. H., Jeon, J. Y. and Kim, J. Y., 2013, FE Model Calibration of Myeong-dong Cathedral Using Vibration Measurement Data, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 11, pp. 1598~2785.

(3) Bakir, P. G., Reynders, E. and De Roeck, G., 2007, Sensitivity-based Finite Element Model Updating Using Constrained Optimization with a Trust Region Algorithm, *J. Sound Vib.*, Vol. 305, No. 1~2, pp. 211~225.

(4) Brinker, R., Zhang, L. and Anderson, P., 2000, Modal Identification from Ambient Responses Using Frequency Domain Decomposition, *Proc., 18th Int. Modal Analysis Conf.*, San Antonio, Texas, USA. pp. 625~630.

(5) Brownjohn, J. M. W., Xia, P. Q., Hao, H. and Xia, Y., 2001, Civil Structure Condition Assessment by FE Model Updating: Methodology and Case Studies, *Finite Elements in Analy. and Desig.*, Vol. 37, No. 10, pp. 761~775.

(6) Dynamic Design Solutions, 2010, *FEMtools Users' Guide Version 3.5*, Leuven, Belgium.

(7) Ewins, D. J., 2000, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, Research Studies Press, Baldock, Hertfordshire, UK.

(8) Friswell, M. I. and Mottershead, 1995, *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

(9) Heylen, W., Lammens, S. and Sas, P., 1995, *Modal Analysis Theory and Testing*, Dept. of Mech. Engrg., Katholieke Univ. Leuven, Heverlee, Belgium.

(10) Link, M. and Weiland, M., 2009, Damage Identification by Multi-model Updating in the Modal and in the Time Domain, *Mech. Syst. Signal Process.*, Vol. 23, No. 6, pp. 1734~1746.

(11) Nocedal, J. and Wright, J., 1999, *Numerical Optimization*, Springer, New York, USA.

(12) Peeters, B. and De Roeck, G., 2001, Stochastic System Identification for Operational Modal Analysis: A Review," *J. Dyn. Syst., Meas. and Control*, ASME, Vol. 123, No. 12, pp. 659~667.

(13) Peeters, B., 2000, *System Identification and Damage Detection in Civil Engineering*, Ph.D. Thesis, Dept. of Civil

Engrg., Katholieke Univ., Leuven, Heverlee, Belgium.

(14) Schulz, A. E., 1992, Approximating Lateral Stiffness of Stories in Elastic Frames, *J. Struct. Engrg.*, ASCE, Vol. 118, No. 1, pp. 243~263.

(15) Teughels, A., 2003, *Inverse Modeling of Civil Engineering Structures Based on Operational Modal Data*, Ph.D. Thesis, Dept. of Civil Engrg., Katholieke Univ., Leuven, Heverlee, Belgium.

(16) Teughels, A., De Roeck, G. and Suykens, J. A. K., 2003, Global Optimization by Coupled Local Minimizers and its Application to FE Model Updating, *Comp. & Struct.*, Vol. 81, No. 25, pp. 2337~2351.

(17) Teughels, A., Maeck, J. and De Roeck, G., 2002, Damage Assessment by FE Model Updating Using Damage Function, *Comp. & Struct.*, Vol. 80, No. 25, pp. 1869~1879.

(18) The Mathworks, 2005, *Using MATLAB*, Version 7.0.4, Natick, MA, USA.

(19) Turek, M., Ventura, C. E. and Guerrero, S., 2007, Ambient Vibration Testing and Model Updating of a 44-Storey Building in Vancouver, Canada, *Proc., 25th Int. Modal Analysis Conf.*, Orlando, Florida, USA.

(20) Weber, B., Paultre, P. and Proulx, J., 2009, Consistent Regularization of Nonlinear Model Updating for Damage Identification, *Mech. Syst. Signal Process.*, Vol. 23, No. 6, pp. 1965~1985.

(21) Wu, J. R. and Li, Q. S., 2004, Finite Element Model Updating for a High-rise Structure Based on Ambient Vibration Measurements, *Engrg. Struct.*, Vol. 26, No. 7, pp. 979~990.



Soon Ho Cho is a professor of Architectural Engineering at Gwangju Univ., Gwangju, Korea. He obtained his engineering degrees from Hanyang Univ. for M.S. in Architectural Engineering and from McGill Univ. for Ph.D. in Civil Engineering and Applied Mechanics. His research interests include analytical and experimental evaluations of steel-concrete composite members in shear critical regions, and currently dynamic measurements and vibration analysis for tall buildings.

고속열차의 바람소리에 따른 실내소음 예측을 위한 표면압력 섭동의 파수-주파수 분석

Wavenumber-frequency Analysis of Surface Pressure Fluctuations for Prediction of Interior Noise of High-speed Train Due to Wind Noise

이 송 준* · 정 철 웅[†] · 김 재 환** · 김 병 희**

Songjune Lee*, Cheolung Cheong[†], Jaehwan Kim** and Byung-hee Kim**

(Received December 27, 2018 ; Revised January 18, 2019 ; Accepted January 18, 2019)

Key Words : High-speed Train(고속열차), HEMU-430X(해무), Large Eddy Simulation(큰 에디 모사), Flow Noise(유동소음), Wavenumber-Frequency Analysis(파수-주파수 분석)

ABSTRACT

Several contemporary studies have been carried on the challenge of predicting or reducing the exterior aerodynamic noise and interior noise induced by exterior air flow around high-speed trains. The achievement of reliable numerical prediction of noise in a passenger cabin due to exterior flow requires decomposition of the surface pressure fluctuations into hydrodynamic (incompressible) and the acoustic (compressible) fluctuation types, as well as the accurate computation of the near aeroacoustic field. This can be done because the transmission characteristics of each type of pressure wave through the cabin wall panels differ significantly. In this paper, wavenumber-frequency analysis is performed to accurately predict interior noise due to exterior aerodynamic noise from surface pressure fluctuations. First, large eddy simulation (LES) techniques were employed to predict the exterior flow field including an accurate near acoustic field around a high-speed train running at a speed of 300 km/h in an open field. Then, pressure fluctuations on the train surface were decomposed and categorized as incompressible/compressible, and power spectral density spectra were obtained using wavenumber-frequency analysis. Finally, the separated incompressible and compressible surface pressure fields in the time-space domain were obtained from the inverse Fourier transform of each incompressible/compressible wavenumber-frequency spectrum.

1. 서 론

고속철도는 20세기 후반에 등장하여 현재 주요 교통수단으로 자리매김하였다. 고속철도 선진국인 독일, 일본, 프랑스를 비롯하여 국내에서도 고속철도차량

국산화를 위한 기술 시험용 고속열차 HSR-350X, HEMU-430X의 개발과 상업용 고속열차 EMU260/320을 개발하는 등 기술우위를 점하기 위한 치열한 속도 경쟁을 벌이고 있다. 고속열차의 이름에서 알 수 있듯이 시험 열차의 최소 속도는 400 km/h를 넘기고 있으나 상업운전 속도는 약 300 km/h 수준이다. 이는 시

[†] Corresponding Author; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University
E-mail : ccheong@pusan.ac.kr

* School of Mechanical Engineering, Pusan National University

** Applied Technology Research Team, Hyundai Rotem Company

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

험 열차의 개발단계와는 달리 상업운전에서는 안정성을 비롯하여 승객의 편의성 및 정숙성이 요구되기 때문이다⁽¹⁾. 차량에 따라 편차는 있지만 열차의 속도가 대략 250 km/h ~ 300 km/h을 넘어서면 휠/레일 접촉에 의한 구름소음보다 차체와 차체 주위를 지나는 유동의 상호작용에 의한 바람소음의 영향이 커지게 된다⁽²⁾. 차체에서 발생하는 공력소음은 발생원인에 따라 풍절음, 흡출음, 공동소음 등 여러 요인들이 있다. 이중 특히 풍절음의 경우 열차의 외부 구조물 중 필연적으로 돌출되어 있을 수밖에 없는 형상주위에서 발생하여 풍절음 자체의 저감에는 한계가 있다. 따라서 풍절음의 내부 전달을 최소화하기 위한 연구가 필수적이다.

자동차의 경우 독일의 자동차 연구조합을 중심으로 자동차 바람소리에 따른 내부 소음에 관한 실험적, 수치적 연구가 처음으로 시작되어⁽³⁾, 국내에서도 현대자동차에서 단순화된 모형차(Hyundai simplified model)에 대하여 외부 바람소음의 실내전달음에 대한 맹검 시험(blind test)을 수행하는 workshop⁽⁴⁾을 개최하는 등 바람소음의 내부전달에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 하지만 고속열차의 경우 대상의 매우 큰 크기로 인해 연구에 큰 어려움이 있다. 고속열차 공력소음에 대한 몇몇 연구들이 발표되었지만 축소모형 및 주요 소음원이라 알려진 판토틀라프(pantograph), 대차(bogie) 등 일부 대상만을 대상으로 한 실험적, 해석적 연구^(2,5-8)가 주를 이루고 있다.

이 연구의 궁극적 목표는 고속열차의 바람소리에 따른 객실 내부소음의 정확한 예측을 위한 수치해석 방법론 개발이다. 이러한 경우 고속열차의 외부 유체를 가진원으로 구조물의 진동을 통하여 다시 열차 내부 유체로 전달되는 유체-구조-유체 이중 상호작용 문제이다. 구조물에서의 전파는 구조물 표면의 압력섭동

분포를 입력값으로 예측하게 된다. 이러한 압력섭동은 와류에 의하여 유체밀도의 섭동없이 직접 유도되는 유체역학적 압력인 비압축성 압력섭동과 음향파인 압축성 압력섭동이 혼재되어 있어 각각의 전파특성에 따라 분하여 접근해야 한다⁽⁹⁻¹²⁾. 따라서 이 논문에서는 고속열차 주위를 지나는 유체에 의해 형성된 열차 표면 압력섭동(surface pressure fluctuation, 이하 SPF)의 비압축성 압력섭동과 압축성 압력섭동으로의 분리를 위한 파수-주파수 분석(wavenumber-frequency analysis)을 수행하였다. 대상은 실제 크기의 기술시험용 고속열차 HEMU-430X(highspeed electric multiple unit-430 km/h experiment)이며 주행속도는 300 km/h로 설정하였다. 먼저 large eddy simulation(이하 LES)을 이용하여 음향장을 포함한 유동해석을 수행하여 열차 표면에 가해지는 압력섭동을 획득하였다. 다음으로 열차 표면 압력섭동에 대해 파수-주파수 분석을 수행하여 비압축성/압축성 압력섭동으로 분리하였다. 마지막으로 역 푸리에 변환을 통하여 시간-공간 영역(domain)에서의 비압축성/압축성 압력섭동을 획득하고 그 특성에 대해 고찰하였다.

2. 대상 고속철도 차량

이 연구의 대상인 HEMU-430X는 Fig. 1(a)와 같이 이층 객차를 포함한 총 8량으로 구성되어 있다. 하지만 이 연구에서는 해석의 효율성을 위하여 이층 객차(DT1, DT2)와 이층 객차와 연결되어 있는 M2, M3 차량을 제외하고, Fig. 1(b)와 같이 고속열차의 주요 공력소음 발생 부위로 알려진 전두부(cab), 대차(bogie), 판토틀라프(pantograph), 차간 공간(inter-coach space) 등을 포함한 TC, M1, M4, MC 총 네 량의 차량을 해

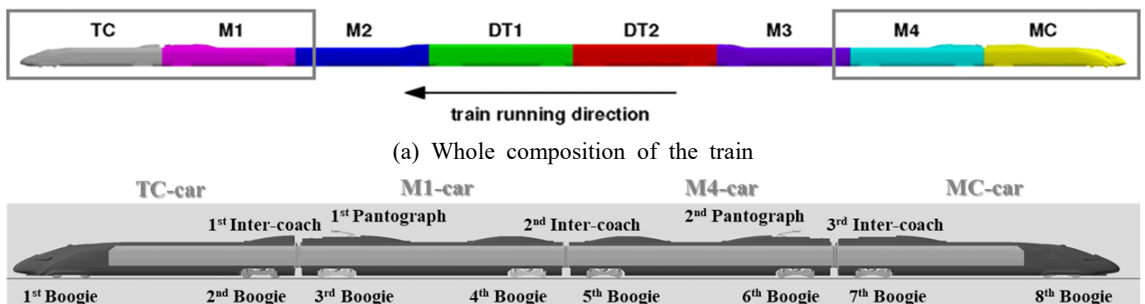


Fig. 1 Target model (HEMU-430X)

석 대상으로 하였다. 실제 차량의 크기로 모델링하였으며, 열차의 주요 부위 상세 형상은 Fig. 2와 같다.

3. 고속열차 외부 유동장 예측

3.1 수치기법

이 절에서는 고속열차의 외부 유동소음 예측을 위해 사용한 LES기법에 대해 간략히 기술하도록 한다. 유동 해석을 위해 일반적으로 사용되는 전산유체역학의(computational fluid dynamics, 이하 CFD) RANS (Reynolds averaged navier-stokes) 방정식은 Reynolds 평균화 과정을 포함하고 있어 광대역 소음원으로 고려되는 유동장 내의 난류를 정확히 묘사하기에는 어려움이 있다⁽¹³⁾. LES는 격자의 크기로 해상할 수 있는 난류 에디(eddy)에 대해서는 직접 계산하며, 해상할 수 없는 에디에 대해서는 아격자 모델을 사용하여 계산하게 된다. 해석에 이용한 식은 다음과 같다⁽¹⁴⁾.

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{h}_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} (\sigma_{ij}) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \bar{h}_s}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{h}_s}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} - \bar{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \\ = - \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{h}_s - \bar{u}_i \bar{h}_s)] \end{aligned} \tag{3}$$

아격자 모델은 난류 점성을 묘사하기 위해 많이 사용되는 다음과 같은 Smagorinsky-Lilly 모델을 사용하였다.

$$\mu_t = \rho L_s^2 |\bar{S}|, \quad \text{where } |\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \tag{4}$$

LES의 수치적인 실행은 ANSYS fluent 18.0을 사용하였고 해석 시간 간격은 $\Delta t = 0.0002 \text{ sec}$ 이다.

3.2 해석 격자 및 경계조건

앞 절에서 설명한 LES를 이용하여 음향장을 포함한 유동장을 예측하기 위한 출발점으로서 열차와 열차 주위를 흐르는 유체의 모델링을 수행하였다. 먼저 Fig. 3에 해석영역 및 경계조건을 나타내었다. 열차의 높이를 특성길이($H = 3.74 \text{ m}$)로 하여 그림과 같이 해석영역의 크기를 설정하였으며, 자세한 경계조건 설정은 Table 1에 나타내었다. Fig. 4(a)는 열차의 주요 소음 발생부위의 표면 격자를 나타낸 것이다. 삼각형 격자(tri-mesh)를 이용하여 상대적으로 복잡한 형상을 잘 표현하도록 다른 부위보다 격자를 조밀하게 생성하였다. 이는 표면 격자의 크기를 기준으로 생성되는 볼륨 격자의 크기에 영향을 주어 유체와의 상호작용으로 생성되는 와류의 표현에도 긍정적인 영향을 줄 것으로 생각된다. 그리고 Fig. 4(b)는 유동장의 볼륨 격자를 나타낸 것으로서 열차 표면에 다섯 층의 prism layer를 생성하고 사면체 격자(tetra-mesh)에 육면체 격자(hexa

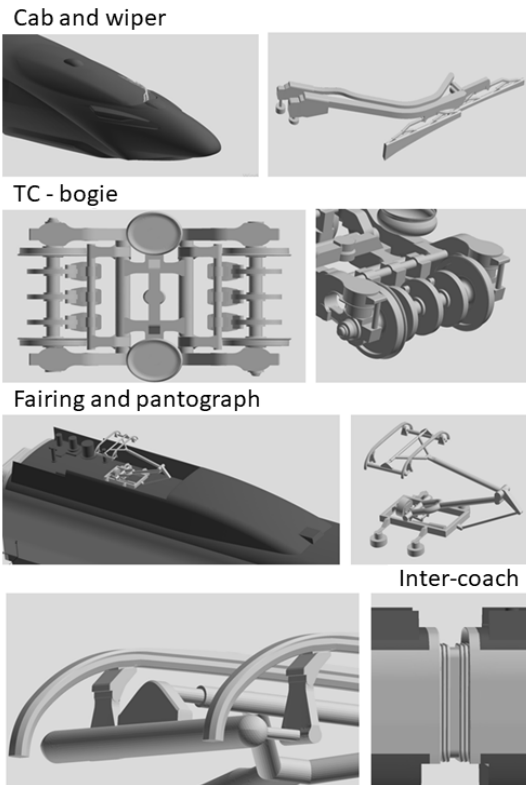


Fig. 2 Details of main noise source parts

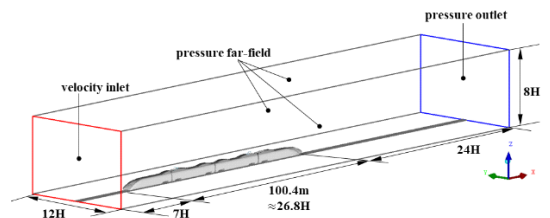


Fig. 3 Computational domain and applied boundary conditions

core)를 삽입한 형태로 구성하였다. 근접장에서의 유동소음을 잘 예측하기 위해 열차의 표면에서 가장 조밀하게 구성하고 원방으로 퍼져 나가면서 점차적으로 커지도록 하였다. 표면 격자의 크기는 판토그래프와 와이퍼는 5 mm, 전두부, 차간 공간(inter-coach space), 상부 페어링(fairing), 대차(bogie)는 10 mm 마지막으로 그 외의 차체 표면은 28.3 mm로 구성하여 복잡한 형상과 주요 소음원 부위에서 격자가 조밀하도록 구성하였다. 근접장에서 목표 주파수인 1500 Hz의 음향 신호를 잘 표현할 수 있도록 한 파장 내 최소 여덟 개의 격자가 위치하도록 하였다. 따라서 생성된 총 볼륨 격자의 수는 309 722 580개이다.

3.3 외부 유동장 해석 결과

해석의 수렴성 및 유효성을 검증하기 위하여 Fig. 5 에 열차의 항력계수를 나타내었다. 총 계산시간은 약 1.5 sec이며 그림에 나타낸 것과 같이 약 0.5 sec 범위의 해석결과를 분석에 이용하였다. Table 2에 항력계

수의 평균값을 실험값과 비교하여 나타내었다. 실제 주행하는 HEMU-430X를 이용하여 타행시험방법(coasting test method)으로 도출한 Kwon⁽¹⁵⁾의 결과값과 비교하여 열차 한 량의 항력계수 값이 각각 0.153와 0.150으로 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 6에 열차 주위를 흐르는 유동의 와류구조(Q-criterion), 속도의 크기(velocity magnitude) 그리고 정압(static pressure) 분포를 나타내었다. Fig. 6(a), (b)에서 TC-car의 와이퍼(wiper), 대차 페어링(bogie fairing), 전조등(head lamp)에서 일관된 와류(coherent vortex) 구조가 형성되어 후류 방향으로 흐르며, 첫 번째 대차, 첫 번째 판토그래프, 첫 번째 차간 공간 그리고 상부 페어링(roof fairing)에서 큰 난류가 생성되어 전파됨을 확인할 수 있다. 따라서 공력소음 발생의 주요 원인이라 생각할 수 있다. Fig. 6(c)에서 주요 부품 주위에서 발생한 압력섭동이 원방으로 전파되는 것이 확인된다.

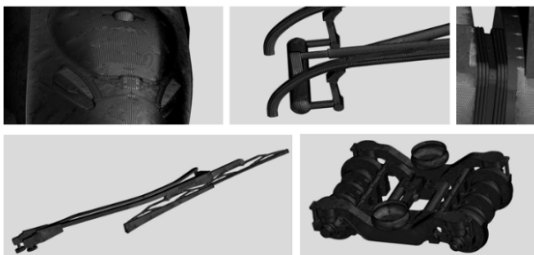
4. 열차 표면압력 섭동의 파수-주파수 분석

4.1 파수-주파수 분석 이론

열차 표면에 형성되는 압력은 와류에 의해 형성되는 비압축성 압력섭동과 음향파인 압축성 압력섭동이 혼재되어 있다. 비압축성 압력섭동은 평균 유속(U_0)

Table 1 Details of boundary setting

Boundary	Setting	Remarks
Inlet	Velocity inlet	83.33 m/s Non-reflecting
Outlet	Pressure outlet	101 325 Pa Non-reflecting
Domain side and upper	Pressure far field	101 325 Pa Ma: 0.24
Ground	Moving wall	83.33 m/s
HEMU wall	No-slip wall	
Rail	Moving wall	83.33 m/s



(a) Surface meshes of main noise source parts



(b) Volume meshes of flow field

Fig. 4 Computational grid of surface and volume

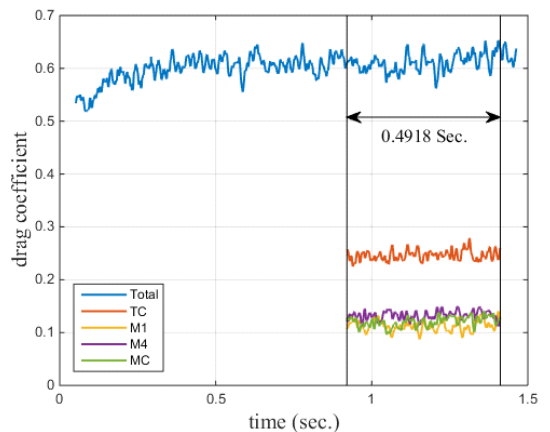


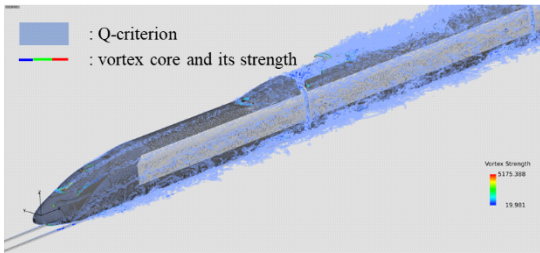
Fig. 5 Time history of drag coefficient of HEMU-430X

Table 2 Drag coefficient of HEMU-430X

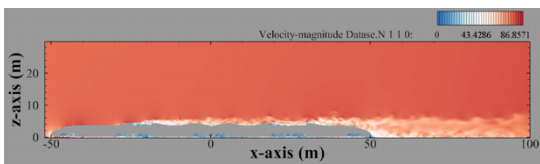
	Train formation	C_d
H. Kwon	TC+4M+MC (6 coaches)	0.900
Present study	TC+2M+MC (4 coaches)	0.612

의 약 70%~80%의 속도로 대류하고 압축성 압력섭동은 음속(C_0)으로 전파된다. 따라서 두 압력 섭동의 전파속도의 차이를 이용해 압축성 압력섭동과 비압축성 압력섭동을 분리할 수 있다. 시간-공간(2차원) 영역의 압력섭동 신호를 푸리에 변환(Fourier transform) 하면 파수-주파수 영역에서의 압력신호의 스펙트럼을 획득할 수 있다. 파수-주파수 스펙트럼에서 기울기는 전파속도가 됨으로 전파 속도에 따라 비압축성 압력 섭동과 압축성 압력섭동을 분리할 수 있다. 아래의 식은 파수-주파수 영역에서 압력섭동의 power spectral density(PSD)를 획득하기 위한 이산화된 3차원 푸리에 변환식이다^(9,10).

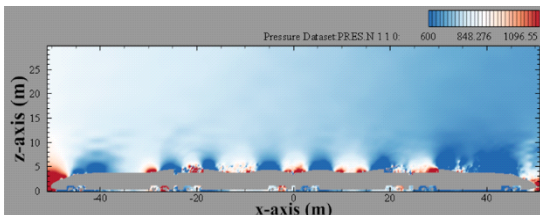
$$S(m\Delta f, n\Delta k_x, o\Delta k_y) = \frac{\Delta x \Delta y}{N_x N_x N_y F_s} \left| \sum_{k=0}^{N_x-1} \sum_{l=0}^{N_x-1} \sum_{j=0}^{N_y-1} w_{klj} P_{klj} e^{-2i\pi \left(\frac{km}{N_x} - \frac{nl}{N_x} - \frac{oj}{N_y} \right)} \right|^2 \frac{1}{N_x N_x N_y} \sum_{k=0}^{N_x-1} \sum_{l=0}^{N_x-1} \sum_{j=0}^{N_y-1} |w_{klj}|^2 \tag{5}$$



(a) Iso-surfaces of Q-criterion and vortex core with its strength



(b) Velocity magnitude contour (x-z plane)



(c) Static pressure contour (x-z plane)

Fig. 6 Instantaneous (a) iso-surfaces of Q-criterion and vortex core with its strength, (b) velocity magnitude and (c) static pressure contour

여기서 w_{klj} 는 가중함수를 나타내며 이 연구에서는 Hanning window를 적용하였다. 3차원 영역에서 비압축성 압력섭동과 압축성 압력 섭동의 영역은 다음과 같은 식으로 표현할 수 있으며 Fig. 7과 같이 slanted Dirac cone의 형태로 나타난다. Cone의 내부 영역이 압축성 압력섭동, 외부 영역이 비압축성 압력섭동의 영역을 의미한다.

$$\omega = C_0 \sqrt{k_x^2 + k_y^2} + k_x U \tag{6}$$

4.2 파수-주파수 분석을 이용한 비압축성/압축성 압력섭동의 분리

Fig. 8에 나타난 것과 같이 TC-car 표면 영역의 압력섭동에 대해 파수-주파수 분석하였다. x-방향으로 533, y-방향으로 85개의 표면압력 신호를 이용하였으며 $\Delta f = 2.5176$ Hz, $\Delta k_x = 0.0665$ (1/m) 그리고 $\Delta k_y = 0.4210$ (1/m)이다. 파수-주파수 변환 결과는 Fig. 9와 같다. PSD 스펙트럼은 공간에 관한 파수 축 k_x, k_y 와 시간과 관계하는 주파수 축 f 의 3차원으로 나타낼 수 있다. 평균 유속과 음속의 합으로 전파하는 압축성 압력 섭동의 영역인 slanted Dirac cone의 형상이 확인되며 그 외의 평균 유속으로 전파하는 비압축성 영역과 확연히 구분된다. 다음으로 식 (6)을 이용하여 Fig. 10과

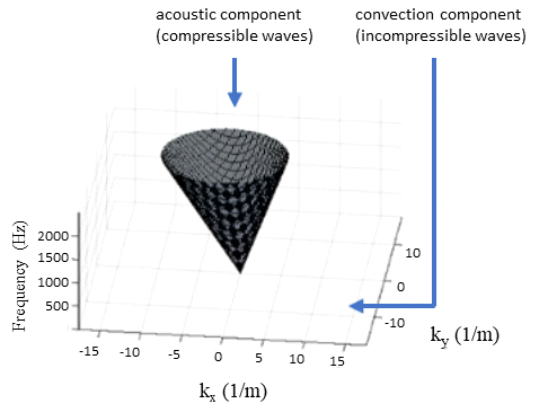


Fig. 7 Each region of incompressible and compressible parts in the three-dimensional periodogram

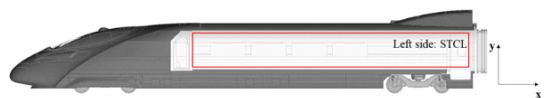


Fig. 8 Region of TC-car for wavenumber-frequency analysis

같이 파수-주파수 영역(wavenumber-frequency domain)에서 식 (6)으로 표현되는 Fig. 7의 slanted Dirac cone의 외부 영역에 속하는 비압축성 압력섭동과 cone의

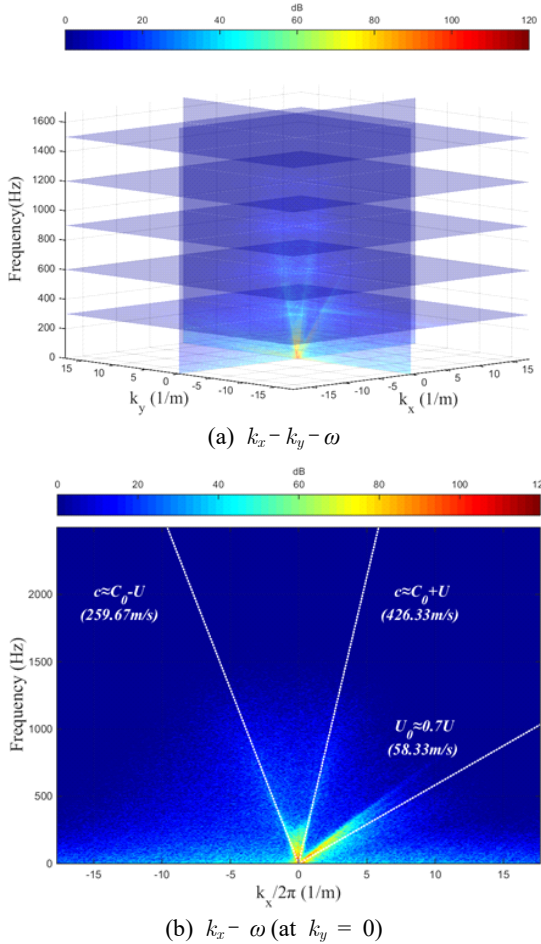


Fig. 9 Power spectral density diagrams (reference pressure 20 μ Pa)

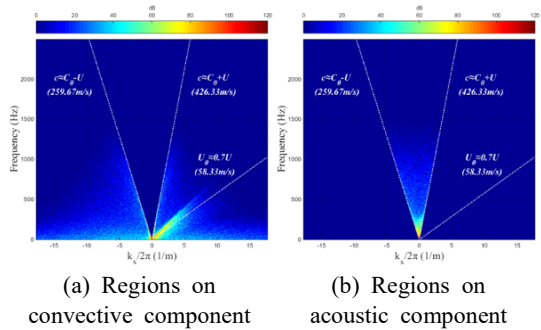


Fig. 10 Regions on each (a) convective component and (b) acoustic component

내부 영역에 속하는 압축성 압력섭동을 분리할 수 있다. Fig. 11에 파수 축으로의 기여도를 합하여 주파수에 따라 나타내었다. 비압축성 압력섭동과 압축성 압력섭동의 크기가 각각 122.0 dB, 112.1 dB로 나타났다. 마지막으로 각각의 영역의 압력섭동에 대해 역 푸리에 변환(inverse Fourier transform)하면 시간-공간 영역(time-space domain)에서 분리된 비압축성/압축성 표면 압력섭동을 획득할 수 있다. 그 결과를 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 12(a)는 비압축성/압축성 압력이 혼재되어있는 전 영역을 푸리에 변환한 결과이며, Fig. 12(b),

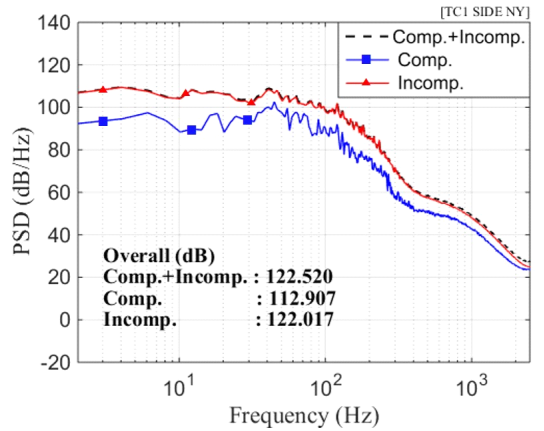


Fig. 11 Power spectral density spectrum and overall level (reference pressure 20 μ Pa)

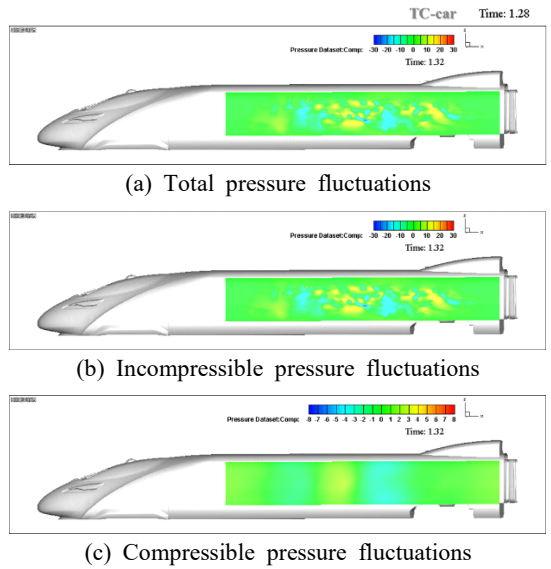


Fig. 12 Temporal pressure fields obtained from inverse Fourier transform (unit: Pa)

(c)는 각각 Fig. 10(a), (b)의 비압축성 압력섭동과 압축성 압력섭동 영역을 역 푸리에 변환한 결과이다. 결과에서 볼 수 있듯이 비압축성/압축성 압력이 함께 존재하는 표면 압력으로부터 비압축성 압력과 압축성 압력장을 분리해낼 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

이 논문에서는 고속열차의 바람소리에 따른 실내 전담음을 정확히 예측하기 위한 방법론 개발의 선행 연구로서 고속열차 외부 유동에 의한 표면압력 섭동을 예측하고 이를 비압축성/압축성 압력 섭동으로 분리하기 위해 파수-주파수 분석을 수행하였다. 유동소음원인 외류가 강하게 발생하고 이로 인한 음장이 동시에 존재하는 근접장을 예측하기 위해 LES 수치기법을 적용하였다. 유동해석 결과인 열차의 표면 압력섭동에 대해 파수-주파수 분석을 수행하여 *slanted Dirac cone*의 경계를 기준으로 나누어진 각각의 비압축성/압축성 압력섭동 PSD 스펙트럼을 획득하였다. 그리고 분리된 비압축성 압력과 압축성 압력 신호에 대해 역 푸리에 변환하여 시간-공간 영역에서의 분리된 표면 압력섭동 신호를 획득하였다. 분리한 결과로부터 압축성 압력섭동의 크기가 비압축성 압력섭동의 크기보다 매우 작음을 알 수 있다. 하지만 각각의 압력섭동이 열차의 구조를 통해 내부로 전파되는 메커니즘의 차이로 인해 상대적으로 매우 작은 크기의 압축성 압력섭동이 열차의 내부 소음에 미치는 영향은 무시할 수 없으며⁽¹⁾, 추가 연구로 실차의 HEMU-430X의 표면압력을 측정하고 비교하여 수치 기법에 음향학적 검증을 하고, 각각의 압력섭동이 열차 내부 소음에 미치는 영향을 정량적으로 평가할 예정이다.

후 기

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

References

(1) Noh, H., Choi, S., Kim, S. and Hong, S., 2013, A Study on Interior Noise Characteristics of High-speed Trains, *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol.

16, No. 1, pp. 14~19.

(2) Zhu, J., 2015, *Aerodynamic Noise of High-speed Train Bogies*, Ph.D. Thesis, Engineering and the Environment, University of Southampton, England.

(3) Hartmann, M., Ocketm, J., Lemke, T., Mutzke, A., Schwarz, V., Tokuno, H., Toppinga, R., Unterlechner, P. and Wickern, G., 2012, Wind Noise Caused by the Side Mirror and A-pillar of a Generic Vehicle Model, *Proceedings of 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference)*, Colorado, USA, doi: 10.2514/6.2012-2205.

(4) Cho, M., Kim, H. G., Oh, C., Ih, K. D., Khondge, A., Mendonça, F., Lim, J., Choi, E., Ganty, B. and Hallez, R., 2014, Benchmark Study of Numerical Solvers for the Prediction of Interior Noise Transmission Excited by A-pillar Vortex, *Proceedings of Inter-noise 2014*, Melbourne, Australia, https://www.acoustics.asn.au/conference_proceedings/INTER_NOISE2014/papers/p573.pdf

(5) Paradot, N., Masson, E., Poisson, F., Grégoire, R., Guilloteau, E., Touil, H. and Saguat, P., 2008, Aero-acoustic Methods for High-speed Train Noise Prediction, Paper presented at the 8th World Congress on Railway Research, Seoul, Korea.

(6) Andreini, A., Bianchini, C., Facchini, B., Giusti, A., Grazzini, F., Bellini, D. and Chiti, F., 2011, Large Eddy Simulation for Train Aerodynamic Noise Predictions, Paper presented at the 9th World Congress on Railway Research, Lille, France.

(7) Yu, H., Li, J. and Zhang, H., 2013, On Aerodynamic Noises Radiated by the Pantograph System of High-speed Trains, *Acta Mechanica Sinica*, Vol. 29, No. 3, pp. 399~410.

(8) Meskine, M., Pérot, F., Kim, M. and Freed, D. V., 2013, Community Noise Prediction of Digital High Speed Train Using LBM, *Proceedings of the 19th AIAA/ CEAS Aeroacoustics Conference*, Berlin, Germany, doi: 10.2514/6.2013-2015.

(9) Lee, S. and Cheong, C., 2016, Decomposition of Surface Pressure Fluctuations on Vehicle Side Window into Incompressible/compressible Ones Using Wavenumber-frequency Analysis, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 26, No. 7, pp. 765~773.

(10) Herpe, F. V., Bordiji, M. and Baresch, D., 2011, Wavenumber-frequency Analysis of the Wall Pressure Fluc-

tuations in the Wake of a car Side Mirror, Proceedings of the 17th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Portland, Oregon, USA, pp. 3823~3839. doi: 10.2514/6.2011-2936.

(11) Van Herpe, F. A., Duarte, L. O. and Lafon, P., 2012, Sound vs. Pseudo-sound Contributions to the Wind Noise, Proceedings of the 18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference), Colorado, USA, doi: 10.2514/6.2012-2207.

(12) Blanchet, D. and Golota, A., 2014, Combining CFD/ FEM/BEM/SEA to Predict Interior Vehicle Wind Noise – Validation Case CAA German Working Group, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 800~811.

(13) Heo, S. and Cheong, C., 2014, Efficient Prediction of Broadband Noise of a Centrifugal Fan Using U-FRPM Technique, Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 34, No. 1, pp. 36~45.

(14) Lesieur, M., Métais, O. and Comte, P., 2005, Large-eddy Simulations of Turbulence, Cambridge University Press, New York, pp. 39~49.

(15) Kwon, H., 2018, A Study on the Resistance Force and the Aerodynamic Drag of Korean High-speed Trains, Vehicle System Dynamics, Vol. 56, No. 8, pp. 1250~1268.



Songjune Lee received his B.S. and M.S. in school of mechanical engineering from Pusan National University in 2010 and 2016. He is now a Ph. D. student in school of mechanical engineering at Pusan National University. His current research interests include automobile, high-speed train wind noise and Lattice Boltzmann Method.



Cheolung Cheong received his B.S. in Aerospace Engineering from Seoul National University 1997. He received his M.S. and Ph.D. degree in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in 1999 and 2003. He is now a professor at School of Mechanical Engineering at Pusan National University in Busan, Rep. of Korea. Dr. Cheong's current research interests include automobile wind noise, propeller cavitation noise, duct noise, fan noise and computational aero-acoustics.

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 인정할 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, 윤리현장, 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/she should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he/she 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.

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 윤리식을 가지고 권위, 명예, 위업을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

Authorship | 저자의 윤리식

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) 한국소음진동공학회의 논문집에 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, 학술대회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단 한국소음진동공학회

The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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