

# 한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

# Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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

## 한국소음진동공학회논문집

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

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

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

Recently, articles on advanced technology of active noise and vibration control are also included in this journal.

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

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

### 한국소음진동공학회논문집

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

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

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

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

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

# Volume 31 Number 2

# April 2021

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

**Published on** April 20, 2021 (Bi-monthly)

**Publisher** Young Min Park (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](mailto:ksnve@ksnve.or.kr)

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

Copyright © The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

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

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

Dr.  
**Byung Kwon Lee**

Environmental Assessment Group,  
Korea Environment Inst.

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

Prof.  
**Jung Woo Sohn**

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

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

Prof.  
**Sang Wook Kang**

Department of Mechanical  
Systems Engineering,  
Hansung Univ.

swkang@hansung.ac.kr  
Tel : 82-2-760-4228

Prof.  
**Won Ju Jeon**

Department of Mechanical  
Engineering,  
KAIST

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

### Associate Editors

Prof.  
**Cheol Ung Cheong**

Department of Mechanical  
Engineering,  
Busan Univ.

ccheong@pusan.ac.kr

Prof.  
**Jae Young Kang**

Department of Mechanical  
Engineering,  
Inha Univ.

kangji@inha.ac.kr

Prof.  
**Jong Seok Oh**

Department of Mechanical and  
Automotive Engineering,  
Kongju Univ.

jongseok@kongju.ac.kr

Prof.  
**Seon Jun Jang**

Department of Mechanical  
Engineering,  
Hoseo Univ.

mweagle@hoseo.edu

Dr.  
**Deuk Sung Kim**

NVT

kdsworlds@hanmail.net

Prof.  
**Jin Gyun Kim**

Department of Mechanical  
Engineering, Kyung Hee Univ.

jingyun.kim@khu.ac.kr

Dr.  
**Jung Bin Im**

Daewoo EnC

jungbin.im@daewooenc.com

Prof.  
**Won Seok Yang**

Department of Automotive  
Engineering, Univ. of Transportation

wsyang@ut.ac.kr

Dr.  
**Han Shin Seol**

Naval Ship Engineering Research  
Center, KRISO

seol@kriso.re.kr

Prof.  
**Jin Woo Lee**

Department of Mechanical  
Engineering, Ajou Univ.

jjinwoolee@ajou.ac.kr

Prof.  
**Nam Keun Kim**

Department of Mechanical  
Engineering, Incheon National Univ.

nkim@inu.ac.kr

Prof.  
**Yong Hee Kim**

Department of Architectural  
Engineering, Yongsan Univ.

yhkim@ysu.ac.kr

Prof.  
**Heon Jun Yoon**

Department of Mechanical  
Engineering, Soongsil Univ.

heonjun@ssu.ac.kr

Dr.  
**Jin Yun Chung**

Korea Conformity Laboratories

jinyun97@gmail.com

Dr.  
**Pyung Sik Ma**

Department of System Dynamics,  
KIMM

psma@kimm.re.kr

Prof.  
**Yong Hwa Park**

Department of Mechanical  
Engineering, KAISTE

yhpark@kaist.ac.kr

Editorial Staffs Copy editor Ho-Cheol Lee and Tae-Hee Kim

# 한국소음진동공학회논문집

2021년 4월

제 31 권 제 2 호 통권 259호

## 목 차

부분 기여도 함수를 이용한 Heat Pump 건조기의 소음원 기여도 분석 .....	탁언수 · 안세진 · 정의봉 · 장진만 · 장철민 ... 117
먼지시험 환경에서의 탄소섬유 강화복합재 마찰소음 특성 연구 .....	김선혜 · 강재영 ... 126
수중방사소음 예측을 위한 빔형성 방법 기반 추진기 캐비테이션 음원준위 추정 .....	김용현 · 설한신 · 이정훈 · 정홍석 ... 133
소쇄원의 공간 유형에 따른 소리경관 특성에 관한 연구 .....	강희주 · 국 찬 · 신용규 ... 142
Fourier Expansion Number를 적용한 Beam 요소 기반 유한요소해석모델을 이용한 배관계 탄소성 해석 기법 .....	이창균 · 이상정 · 이은호 · 임진우 · 박노철 ... 151
비틀림진동 신호를 이용한 왕복동 내연기관의 착화실패 실린더 검출 방법 .....	박정근 · 정의봉 ... 161
합정탑재장비용 탄성마운트의 내구성 시험방법 .....	문석준 · 김의영 · 박진우 · 김 원 · 정선아 ... 170
물리기반 인공지능망을 활용한 리튬이온 전지 열화 예측 .....	김승욱 · 오기용 · 이승철 ... 177
이미지시스템을 이용한 반복하중조건에서 압착식 조인트가 적용된 입상배관의 거동분석 .....	김성완 · 윤다운 · 김재봉 · 전법규 · 최용안 ... 185
관주형 철탑 상태 감시를 위한 음향 방출 신호처리에 따른 특징 분석 .....	유현탁 · 민태홍 · 김형진 · 강석근 · 강동영 · 김현식 · 최병근 ... 195
레일 진동과 변형률을 이용한 철도차량 차륜 진단시스템 개발방안 .....	김주원 · 김용환 ... 203
헬리컬 기어의 3차원 진동 해석을 위한 동역학 모델 개발 .....	강마루 ... 215

C · O · N · T · E · N · T · S

- Contribution Analysis of Heat Pump Dryer Noise  
Using Partial Coherence Function ..... Tark, U.-S, Ahn, S.-J., Jeong, W.-B., Jang, J.-M.  
and Jang, C.-M. ... 117
- Friction Noise of Carbon Fiber Reinforced Composite Materials  
in Dusty Environment ..... Kim, S. H. and Kang, J. Y. ... 126
- Estimation of Propeller Cavitation Source Level Based on Beamforming Method for Prediction  
of Underwater Radiated Noise ..... Kim, Y.-H., Seol, H. S., Lee, J.-H. and Jeong, H. S. ... 133
- Soundscape Characteristics  
in Soswaewon Space Types ..... Kang, H.-J., Kook, C. and Shin, Y.-G. ... 142
- Elasto-Plastic Analysis of Piping System Using Finite Element Model Containing Beam Element  
with Fourier Expansion Number ... Lee, C. K., Lee, S. J., Lee, E.-H., Im, J. W. and Park, N.-C. ... 151
- Misfiring Cylinder Detection for Reciprocating Internal Combustion Engine  
Using Torsional Vibration Signal ..... Park, J.-G. and Jeong, W.-B. ... 161
- Endurance Testing for Resilient Mounts  
of Naval Shipboard Machinery ..... Moon, S.-J., Kim, E.-Y., Park, J.-W., Kim, W.  
and Jung, S.-A. ... 170
- Physics-informed Neural Network for Estimation  
of Lithium-Ion Battery State-of-health ..... Kim, S. W., Oh, K.-Y. and Lee, S. C. ... 177
- Behavior Analysis of Riser Pipe with Pressure Joints Under Cyclic Loading Conditions  
Using Imaging System ... Kim, S.-W., Yun, D.-W., Kim, J.-B., Jeon, B.-G. and Choi, Y.-A. ... 185
- Feature Analysis Based on Acoustic Emission Signal Processing  
for Tubular Steel Tower Condition Monitoring ..... Yu, H.-T., Min, T.-H., Kim, H.-J.,  
Kang, S. G., Kang, D.-Y., Kim, H.-S. and Choi, B.-K. ... 195
- Development Plan of Railway Vehicle Wheel Diagnosis System  
Based on Rail Vibration and Strain ..... Kim, J. W. and Kim, Y. H. ... 203
- Development of Dynamic Model to Predict Three-dimensional Vibrations  
of Helical Gear Pair ..... Kang, M. R. ... 215

# 부분 기여도 함수를 이용한 Heat Pump 건조기의 소음원 기여도 분석 Contribution Analysis of Heat Pump Dryer Noise Using Partial Coherence Function

탁 언 수\* · 안 세 진\*\* · 정 의 봉† · 장 진 만\*\*\* · 장 철 민\*\*\*

Un-Su Tark\*, Se-Jin Ahn\*\*, Weui-Bong Jeong†, Jin-Man Jang\*\*\* and Cheol-Min Jang\*\*\*

(Received September 24, 2020 ; Revised February 17, 2021 ; Accepted March 5, 2021)

**Key Words :** Contribution Analysis(기여도 분석), Heat Pump Dryer(HP 건조기), Sound Quality(음질), Contribution Map(기여도 지도), Partial Coherence Function(부분 기여도 함수)

## ABSTRACT

To effectively reduce noise from heat pump (HP) dryers equipped with various components that are potential noise sources, a contribution analysis of the noise generated by each component is necessary. In this study, the main sources of noise in a HP dryer were assumed to be the compressor, drying fan, drum, lower box fan, and PCB fan. A contribution analysis was performed by evaluating the correlation between the vibration signal for each component and the noise radiated from the HP dryer. The contribution of 31 independent components created by combining the coupled relationships among the five main noise sources was calculated. In addition, a contribution map was created for each component to represent the contribution at each frequency of interest. The use of these contribution maps not only enabled the determination of the noise contribution by each component but also provided an understanding of the coupled relationship among the noise sources at the frequency of interest. These contribution maps are expected to be applicable not only to dryers but also to mechanical systems with multiple noise sources.

## 1. 서 론

최근 삶의 질 향상과 기술의 발달로 인해 소비자들의 가전제품에 대한 요구사항이 점점 까다로워지고 있다. 가전제품의 기능적 수행능력은 모든 브랜드들이

상향평준화를 이룬 상태이다. 그래서 최근에는 제품의 경쟁력을 강화하기 위해서 소음이나 진동을 저감하는 것뿐만 아니라 소음의 품질까지 고려하는 연구가 요구되고 있다. Jang, J. Y. et al.<sup>(1)</sup>은 냉장고 기계실의 고주파 소음 특성 분석을 통하여 음질을 개선하였고, Jeong, J. E. et al.<sup>(2)</sup>은 드럼 세탁기의 음질 평

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

\* School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Student

\*\* Member, Division of Energy & Electrical Engineering, Uiduk University, Professor

\*\*\* LG Electronics, Researcher

‡ Recommended by Editor Cheol Ung Cheong

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

가를 위하여 음질 4대 지표에 근거하여 음질 인덱스를 구축하였다.

가전제품 중에서 냉장고나 세탁기와 같은 경우에는 오랜 연구를 통하여 제품의 소음 저감 및 음질에 대한 기술이 축적되었다. 반면에 최근에 환경 변화의 영향으로 사용량이 급속하게 증가한 HP 건조기의 경우에는 소음 저감 기술 고도화의 필요성과 음질 개선의 요구가 계속적으로 증가하고 있는 실정이다.

건조기는 건조방법에 따라 가스식 건조기와 전기식 건조기로 나뉜다. 가스식 건조기는 건조기용 가스 배관을 설치해야하는 번거로움이 있는 반면에, 전기식 건조기인 HP 건조기는 냉매를 압축하여 열교환하는 방식으로서 설치가 간편하고 에너지 효율이 좋다. 국내의 아파트 위주의 주거조건과 미세먼지 등의 환경문제로 인하여 최근에 급속하게 사용량이 증가하고 있다.

HP 건조기는 공기의 유동을 유도하는 각종 팬과 열 교환을 위한 냉매를 압축하는 압축기, 건조물을 회전하기 위한 드럼 모터와 벨트, 그리고 응축된 물을 외부로 배출하기 위한 배수펌프를 장착하고 있다. 이들 부품들은 각자가 독립된 소음원이 되기도 하지만 서로의 부품들이 연성되어 소음 발생 메커니즘을 복잡하게 만들기도 한다. HP 건조기의 소음을 효과적으로 저감하기 위해서는 각각의 부품이 전체 소음에 기여하는 정도와 서로의 부품이 연성되어 있는 정도를 분석하는 것이 필요하다.

어떤 제품에서 소음원의 기여도와 전달 경로를 추적하기 위한 대표적인 신호처리 방법에는 주파수응답 함수<sup>(3)</sup>(FRF, frequency response function)와 소음전달함수(NTF, noise transfer function)를 이용하는 TPA<sup>(4)</sup>(transfer path analysis)법과 임의의 소음원이 전체 소음에 기여하는 정도를 상관성 분석을 통하여 구하는 기여도 분석법(coherence analysis) 등이 있다. TPA법의 경우에는 대상물이 정지한 상태에서 측정된 FRF와 NTF들이 실제로 작동하는 상태에서는 차이가 발생함으로 인하여 분석결과의 정확도를 떨어뜨리는 단점이 있다. 그리고 많은 센서들을 동시에 부착하여 시험대상물의 동적 특성이 왜곡되어 TPA 최종결과의 정확도를 떨어뜨리는 원인이 되기도 한다. 이에 비해 소음원의 주파수 특성과 전체 소음의 주파수 특성 사이의 상관성을 분석하는 기여도 분석의 경우는 주요 소음원을 지정하여 입력으로 사용하기 때문에 전체 소음에 대한 입력 소음원의 기여도를 간편하게 얻을

수 있는 장점이 있다. 하지만 입력원 순서에 따라 잔차 스펙트럼이 달라지고, 그에 따라 부분 기여도 함수도 달라지기 때문에 입력원 순서를 정확하게 예측해야 하는 단점이 있다.

부분 기여도 함수를 이용하여 부품의 소음 기여도를 분석하는 방법은 다양한 가전제품에서 소음원의 특성을 예측하기 위하여 연구되었다. Kang, J. C. et al.<sup>(5)</sup>은 PDP TV소음의 전달 경로를 부분 기여도 함수를 이용하여 소음이 어떤 경로를 통하여 가장 많이 방사되고 있는지를 분석하였다. Kim, H. S. et al.<sup>(6)</sup>은 드럼 세탁기의 주요 소음원 근처에 설치한 마이크로폰의 신호가 세탁기 전방 1m에서 출력되는 소음 신호에 기여하는 정도를 부분 기여도 함수를 이용하여 구하였다. Jeong, J. E. et al.<sup>(7)</sup>은 진공청소기 내부와 외부에 설치한 마이크로폰의 신호에 대한 부분 기여도 함수를 적용하여 출력 소음에 대한 전달 경로를 해석하였다.

이 연구에서는 compressor(comp.)와 drying fan(d-fan), 드럼, lower box fan(l-fan), 그리고 PCB fan(p-fan) 다섯 가지 부품을 HP 건조기의 주요 소음원으로 가정하였다. HP 건조기에서 문제의 출력 소음이 발생하는 동일 순간에 다섯 가지 소음원의 부품에서 측정된 진동을 입력원으로 사용하였다. 즉 문제 소음의 음압을 출력으로 하고 각각의 소음원 부품의 진동을 입력으로 하여 이들 사이의 상관성을 분석하는 것이다. 그리고 여러 가지 관심 주파수에서 각각의 소음원이 전체 소음에 기여하는 정도를 하나의 도표로 나타내는 기여도 맵을 도출하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 부분 기여도 함수

다 입력, 단일 출력 시스템(MISO system, multi-input, single-output system)에서 입력의 개수가  $q$ 개이고, 입력들 사이에 상관관계가 없다면 Fig. 1과 같이 모델링할 수 있다. 외부 잡음과 기타 환경소음 등이 출력에 혼입되는 것을 고려한 출력 스펙트럼 식은 식(1)과 같다.

$$G_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q \sum_{j=1}^q H_{iy}^*(f) H_{ij}(f) G_{ij}(f) + G_m(f) \quad (1)$$

여기서,  $q$ 는 입력원의 개수를 나타내며,  $H_{iy}$ 는  $i$ 번째 입력이 출력에 기여하는 전달함수를 나타낸다. 또한

$G_{ij}$ 는 입력  $x_i$ 와  $x_j$  간의 상호과워 스펙트럼을 나타내며  $H_{iy}^*$ 는 전달함수의 공액 복소수를 나타낸다. 그리고  $G_{mm}$ 은 외부 잡음의 과워 스펙트럼을 나타낸다. 하지만 실제 기계시스템에서는 입력간의 상관관계가 존재하기 때문에 입력 원들 사이에 상관 성분을 제거하여 특정 입력 원의 순수한 영향을 알아보기 위해서는 부분 기여도 함수를 이용해야 한다<sup>(8)</sup>. 입력원들 간의 상관성분을 제거하여 다 입력, 단일 출력 시스템을 구성하면 Fig. 2와 같이 모델링 할 수 있다.  $i$ 번째 입력에서  $r$ 번째 입력까지의 상관 성분을 제거한 잔차 스펙트럼(conditioned spectrum)은 식 (2)와 같다.

$$G_{j,i,r}(f) = G_{j,i,(r-1)}(f) - |L_{ij}(f)|^2 G_{rr,(r-1)}(f) \quad (2)$$

Fig. 3은 최적 전달함수와 잔차 스펙트럼의 관계를 표시한 것이다. 여기서,  $L_{rr}(f)$ 는 상관성분이 제거된 입력간 및 입출력간의 최적 전달함수이다. 한편 입력간 상관관계가 없을 때 출력에 대한 각 입력이 기여하는 정도를 나타내는 일반 기여도 함수(ordinary coherence function)는 식 (3)과 같이 정의한다.

$$\gamma_{iy}^2(f) = \frac{|G_{iy}(f)|^2}{G_{ii}(f)G_{yy}(f)} \quad (3)$$

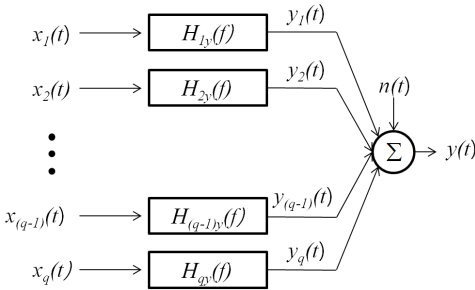


Fig. 1 Multi input single output model of independent system

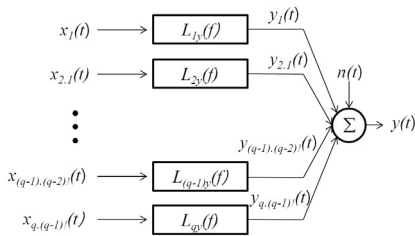


Fig. 2 Multi input single output model of dependent system

식 (3)에서 잔차 과정에 의하여 입-출력 간 상관 성분을 제거한 부분 기여도 함수는 식 (4)와 같이 유도된다.

$$\gamma_{iy,(i-1)}^2(f) = \frac{|G_{iy,(i-1)}(f)|^2}{G_{ii,(i-1)}(f)G_{yy,(i-1)}(f)} \quad (4)$$

입력 간 상관관계가 있고, 다중 입력, 단일 출력을 갖는 시스템에서 부분 기여도 함수를 이용하여 시스템의 기여도 평가가 가능하다. 하지만 입력원 순서에 따라 잔차 스펙트럼이 달라지고, 그에 따라 부분 기여도 함수도 달라지기 때문에 입력원 순서가 기여도 평가에 있어서 매우 중요하다. 한편 식 (3)과 식 (4)를 이용하여 다중 입력이 출력에 기여하는 정도를 나타내는 다중 기여도 함수(multiple coherence function)는 식 (5)와 같이 구할 수 있다.

$$\gamma_{y,q}^2(f) = 1 - (1 - \gamma_{1y}^2)(1 - \gamma_{2y,1}^2) \dots (1 - \gamma_{qy,(q-1)}^2) \quad (5)$$

### 2.2 기여도 영역 세분화

2.1절에서 언급했던 것처럼 기여도 평가시 입력원 순서를 정하는 것이 중요하다. 이에 부분 기여도 함수

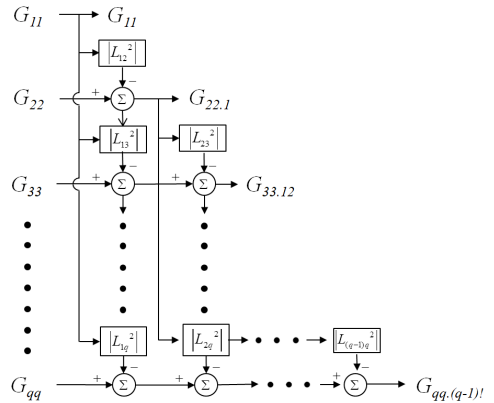


Fig. 3 Diagram of the compute on of the conditioned spectrum

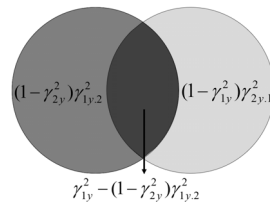


Fig. 4 Contribution area segmentation



를 이용할 때 입력원의 순서를 결정하는 연구<sup>(10)</sup>가 진행되었다. 하지만 시스템이 복잡하고 가진력이 많을 때는 입력원 순서를 결정하는 것은 어려운 문제이다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 Kim, T. H. et al.<sup>(9)</sup>은 Fig. 4와 같이 기여도 영역을 세분화하여 영역별 기여도 값을 구하는 계산 방법이 연구되었다. 입력원 개수가  $n$ 개일 때 기여도 영역의 개수를  $M$ 이라고 하면 식 (6)과 같이 표현 할 수 있다.

$$M=2^n-1 \tag{6}$$

식 (6)을 HP 건조기 시스템의 5개 주요 소음원 부품의 기여도 분석에 적용하면 Fig. 5와 같이 벤다이어그램으로 도시 할 수 있고, 각각의 영역에 대한 부분 기여도 함수 값을 구할 수 있다.

### 3. 시험 대상

#### 3.1 HP 건조기

이 연구의 기여도 분석 시험의 대상은 용량이 16 kg 인 HP 건조기이다. 건조기 소음은 내부 습도에 민감하기 때문에 부하조건을 일정하게 하기 위하여 약 13 kg 무게의 젖은 수건 100여 장을 드럼 내부에 투입하였다. 그리고 기본 모드로 약 30분 정도 측정된 후 comp.가 일정한 RPM으로 작동하는 구간을 선정하여 기여도 분석을 실시한다. 이 때 주요 소음원으 comp., d-fan, l-fan, p-fan, 드럼으로 크게 5가지로 선

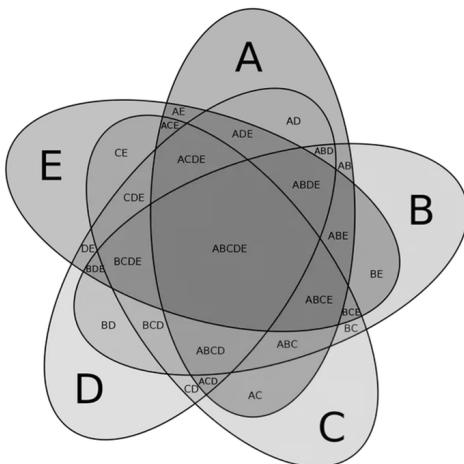
정하였다. 드럼은 드럼 모터와 벨트로 연결되어 있는 구조이고, 각종 팬들은 해당 모터에 의해 직접 부착되어 가동된다. HP 건조기에 냉매를 압축하는 comp.는 드럼 내부의 온도에 따라 작동 주파수가 가변되며 고주파음의 주된 원인이 된다. D-fan은 압축기를 통과한 더운 공기를 드럼 내부의 건조물에 붙여 넣고 습한 공기를 밀어내는 기능을 한다. D-fan만 가동시켜 소음을 확인해본 결과 넓은 주파수 대역에서 유동 소음이 발생함을 확인하였다. 건조물을 회전시키는 드럼은 저주파 변조 소음의 원인이 되며, 구동하는 과정에서 벨트 소음과 모터 소음을 유발한다. 그리고 HP 건조기를 제어하는 각종 전기전자 장치를 냉각하기 위하여 상시적으로 작동하는 각종 팬들은 고주파 순음의 원인이 된다. 또한 열교환기를 통과하여 덥고 습한 수증기가 액화된 물을 외부로 토출하는 배수 펌프 작동 소음도 HP 건조기 소음저감 요인에서 매우 중요하다. 이 연구에서는 간헐적으로 일어나는 배수 펌프 작동 소음은 이 연구의 소음원에서 제외하였다. 소음원들의 작동 주파수를 Table 1에 나타내었다.

#### 3.2 시험 조건 및 방법

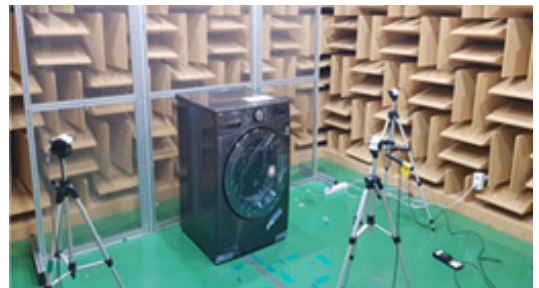
Fig. 6은 반무향실에 설치된 HP 건조기의 소음을 측정하는 실제 조건을 나타낸 것이다. 실제 상황과 유사하게 하기 위하여 두께 10 mm인 아크릴 벽을 건

**Table 1** Operating frequency by noise source

Noise source	Operating frequency [Hz]
Comp.	100
D-fan	65
Drum	52.5
L-fan	47.3
P-fan	80.8



**Fig. 5** Venn diagram for the 5 noise sources of HP dryer system (A: comp., B: d-fan, C: drum, D: l-fan, E: p-fan)



**Fig. 6** Placement of experimental apparatus

조기 후방 10 cm 간격을 두고 설치하였다. 기여도 분석에서 출력이 되는 소음은 건조기의 중앙에서 전방으로 1 m 거리를 두고, 높이 1 m 위치에서 측정하였다. 기여도 분석을 위한 건조기의 작동 모드는 일반 가동 모드로 하였으며, 작동 시작 후 드럼 내부가 일정 온도 이상이 되고 comp.작동이 안정화된 상태에서 기여도 분석을 하였다. 이때 배수 펌프의 작동은 없는 상태다. Fig. 6은 건조기 소음 측정을 위한 실험 장치의 배치를 실 사진으로 나타낸 것이며, Fig. 7은 HP 건조기 소음의 기여도 분석을 위하여 측정되는

입력원의 가속도 신호와 출력원의 소음신호를 측정하고 신호처리 하는 개략도를 나타낸 것이다. 각각의 입력원인 부품에 가속도계를 부착한 위치는 부품이 작동하는 동안에 소음원의 진동 특성이 가장 잘 나타나는 측정되는 곳으로 선정하였다. 기여도 분석에 있어서 입력원이 되는 진동신호와 출력원의 소음신호의 샘플링 주파수는 향후 수행할 음질 분석 등을 고려하여 고주파수까지 포함한 25 600 Hz로 하였다. 건조기의 작동이 정상상태라고 판단되는 구간에서 100초 길이의 신호를 획득하여 분석하였다. 기여도 분석에 사용한 스펙트럼은 주파수 간격이 1 Hz이며, 90 % 오버랩으로 990회 평균화하였다.

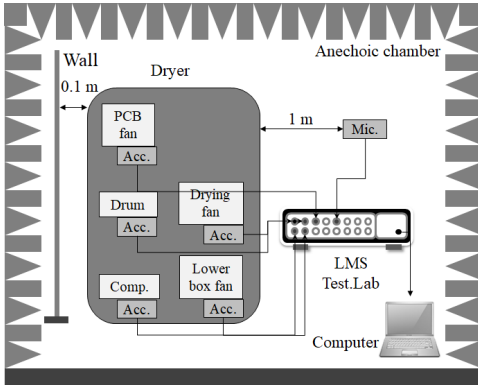
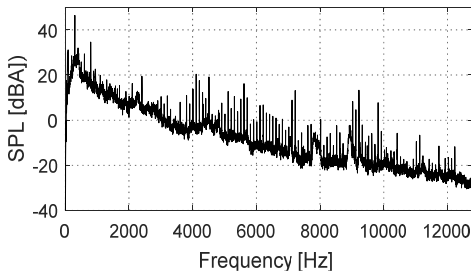
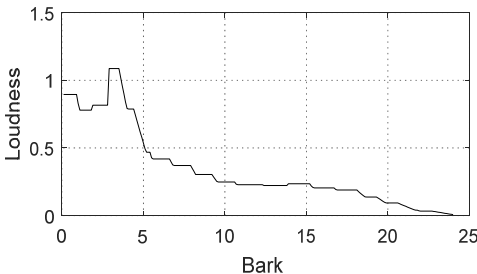


Fig. 7 Schematic diagram of experimental apparatus



(a) Spectrum



(b) Specific loudness

Fig. 8 Noise of HP dryer at normal operation mode

### 4. 시험 결과

#### 4.1 작동 소음 및 진동

이 연구에서는 HP 건조기 각각의 부품에 대한 소음의 기여도와 진동특성을 분석하기 위하여, 일반 작동모드와 부품별 작동모드에 대하여 시험을 실시하였다. 일반 작동모드는 사용자들이 가정에서 흔히 사용하는 건조기 작동모드이다. 이 연구의 기여도 분석은 일반 작동모드를 기준으로 실시되며, 이때 발생하는 각 부품의 진동신호가 입력원이 되고 건조기 전방에서의 소음신호는 출력원이 된다. Fig. 8은 일반 작동모드로 시작한 후 약 10분이 지나서 정상상태로 작동될 때 100초 동안 측정된 소음신호의 특성을 나타낸 것이다. Fig. 8의 (a)는 HP 건조기 소음의 스펙트럼을 나타내고, (b)는 음질의 4대 지표 중 시끄러운 정도를 나타내는 라우드니스(loudness)<sup>(10)</sup>를 바크(bark)에 따라 그린 것이다. 그리고 Table 2에 Hz와 bark와의 관계를 표로 정리하였다. 스펙트럼에서 4 kHz 이하의 소음은 드럼과 d-fan 등에 의한 것으로 보이며, 그 이상의 주파수

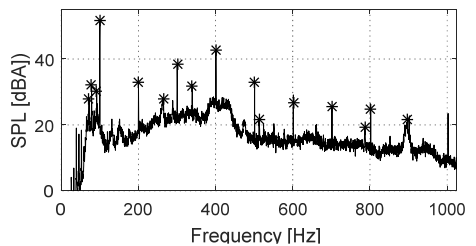


Fig. 9 Spectrum and target frequencies of dryer's noise at below 1 kHz(\*: target frequency for contribution map)

**Table 2** Bark scale critical band [Unit: Hz]

Bark	Center frequency	Cut off frequency	Band width
1	50	100	80
2	150	200	100
3	250	300	100
4	350	400	100
5	450	510	110
6	570	630	120
7	700	770	140
8	840	920	150
9	1000	1080	160
10	1170	1270	190
11	1370	1480	210
12	1600	1720	240
13	1850	2000	280
14	2150	2320	320
15	2500	2700	380
16	2900	3150	450
17	3400	3700	550
18	4000	4400	700
19	4800	5300	900
20	5800	6400	1100
21	7000	7700	1300
22	8400	9500	1800
23	10 500	12 000	2500
24	13 500	15 500	3500

에서는 comp.의 하모닉 성분의 소음이 지배적임을 보여준다. Bark별 라우드니스에서는 10 bark(1000 Hz) 이하의 성분이 지배적인 것으로 나타난다. 이 연구에서는 음질의 라우드니스가 크게 나타나는 1 bark ~ 10 bark(1000 Hz 이하)의 주파수에 대하여 기여도 분석을 수행하였다. Fig. 9는 1 kHz 이하의 HP 건조기 소음 스펙트럼에서 기여도 분석을 수행한 주요 주파수를 별(\*) 표시하였다. 450 Hz 이하에서는 넓은 범위의 주파수 대역에서 20 dBA 이상의 소음이 분포하고 있음을 알 수 있다. 그리고 100 Hz 기본 주파수로 작동하는 comp. 소음의 하모닉 주파수 성분이 뚜렷이 나타나는 것을 확인할 수 있다. Fig. 10의 (a)는 기여도 분석의 입력으로 사용된 일반 작동모드에서 각 부품 진동신호의 스펙트럼을 나타내고 (b)는 5개의 부품을 독립적으로 작동하여 측정된 각 부품의 진동 스펙트럼을 나타낸 것이다. Fig. 10의 (a)와 (b)를 비교 관찰함으로써 소음원이 분명한 주파수와 다수의 부품이 연성되어 나타나는 주파수가 있음을 알 수 있다.

펙트럼을 나타낸 것이다. Fig. 10의 (a)와 (b)를 비교 관찰함으로써 소음원이 분명한 주파수와 다수의 부품이 연성되어 나타나는 주파수가 있음을 알 수 있다.

#### 4.2 기여도 맵

이 연구의 시험 대상인 HP 건조기의 소음 출력원에 대한 5가지 부품의 진동 입력원을 이용하여 구한 기여도 맵을 Fig. 11에 나타내었다. 기여도 맵에는 관심 피크의 주파수별로 31가지 영역에 대한 기여도 값을 흑백 명암의 정도로 보이고 있으며, 다중 기여도 함수 값은 맵의 상단에 함께 나타내었다. 소음 출력원에 대해 2.2절의 기여도 영역 세분화의 과정을 거치면 31개의 독립된 영역이 나오고, 독립된 영역에서 기여도를 계산 할 수 있다. 가로축은 선정된 주파수 범위 내에서 주요한 피크 주파수이고 세로축은 독립된 31개의 기여도 영역을 나타낸다. 부품 하나씩 있는 영역은 소음원 하나만의 영역을 의미하고 두 개 이상 씩 있는 영역은 두 개 이상의 소음원들의 교집합 영역, 즉 다수의 부품이 연성되어 있는 영역을 의미한다. 압축기 작동 주파수인 100.3 Hz와 2차 성분인 200.5 Hz의 기여도 맵을 살펴보면 5개 소음원의 교집합 영역에서만 높은 기여도 값을 가지는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 comp. 진동이 4개의 부품과 연성되어 하나의 소음원으로 작용하는 것을 의미한다. 즉 어떤 하나의 부품을 comp. 진동으로부터 절연하면 comp.를 포함하는 4개의 교집합의 기여도는 여전히 높게 나타나겠지만 전체 소음의 크기는 줄어들 수 있다. 이에 비해 3차 하모닉 성분인 300.7 Hz의 기여도는 5개 소음원 교집합 영역에서 0.56이고 4개 소음원 교집합 영역에서 0.31의 값을 보인다. 이는 comp.의 진동이 4개의 부품과 연성된 정도가 0.56이고, p-fan을 제외한 3개의 부품과 연성된 정도가 0.31임을 의미한다. 만약 p-fan을 진동절연하게 되면 5개 교집합의 기여도는 급격하게 줄어들고 원래부터 p-fan이 빠진 4개의 교집합의 기여도가 크게 증가할 것이다. 이때 전체소음이 변화하는 상황을 분석함으로써 p-fan의 진동절연의 효과를 판단할 수 있을 것이다.

D-fan 부품 단독으로 높은 기여도를 나타내는 474 Hz는 Fig. 9의 일반가동상태에서 d-fan 진동의 피크가 보이지만 부품 단독가동 상태에서는 해당 주파수에 피크가 보이지 않는다. 이러한 현상에 대하여 두 가지 가정을 할 수 있다. 첫 번째는 474 Hz의 소음원은

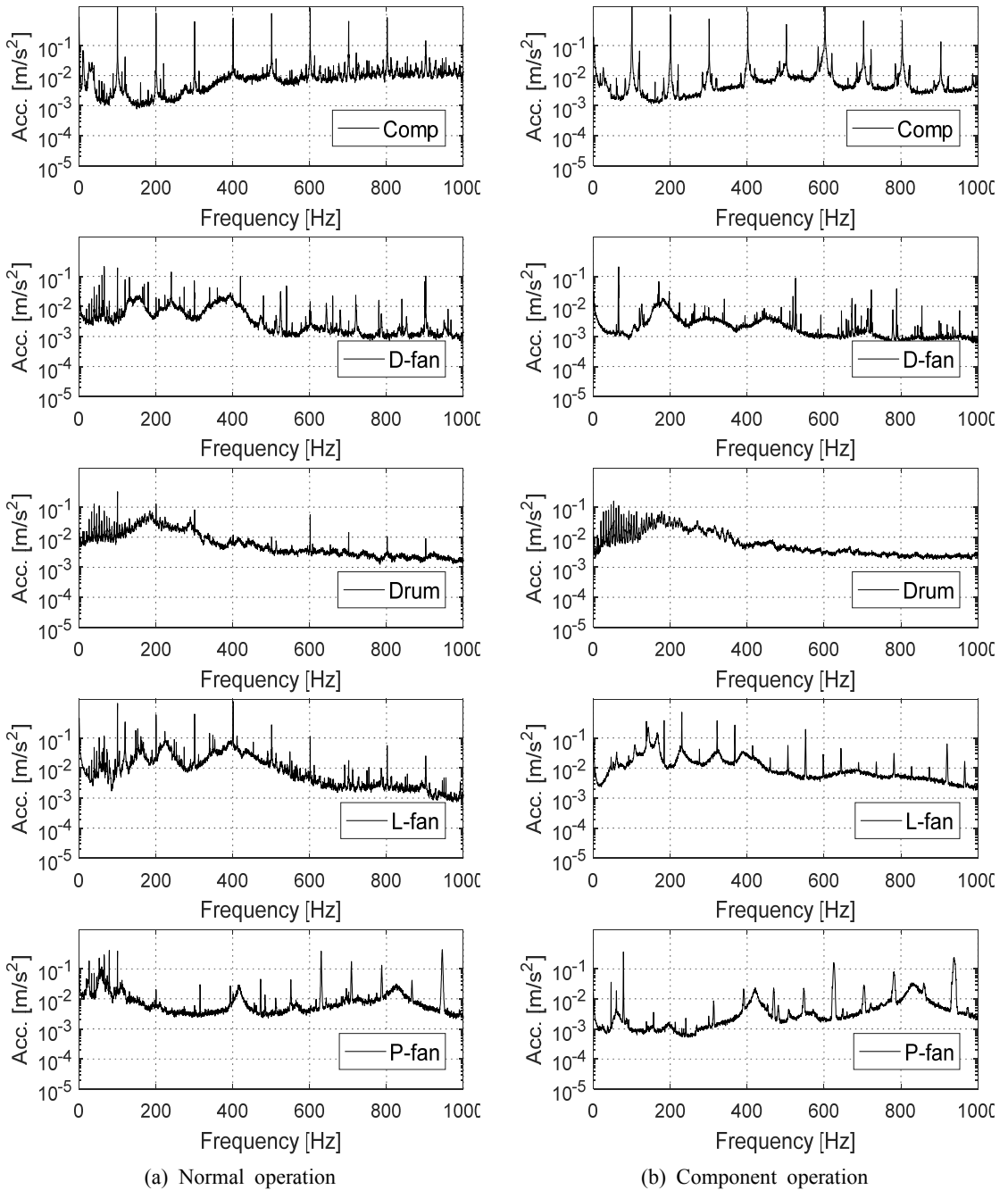


Fig. 10 Spectrum of acceleration on condition of normal and component operation

이 연구에서 선정된 5개 외의 부품에서 발생하여 d-fan을 가진한 경우로 가정할 수 있다. 두 번째는 부품단독 작동조건에서의 작동 부하가 일반작동 조건과 차이가 있음으로 인하여 발생한 경우로 가정할 수 있다. 위의 두 가지 가정 중에 옳은 것을 확인하기 위해

서는 5개 부품 외에 추가적인 측정과 분석이 필요하다. 한편 d-fan의 작동 주파수의 배수 성분인 513 Hz와 786 Hz에서는 d-fan과 관련된 영역에서 높은 기여도 값을 가진다. 513 Hz는 드럼진동과 연성되어 있고, 786 Hz은 다수의 부품들이 연성되어 있는 정도가

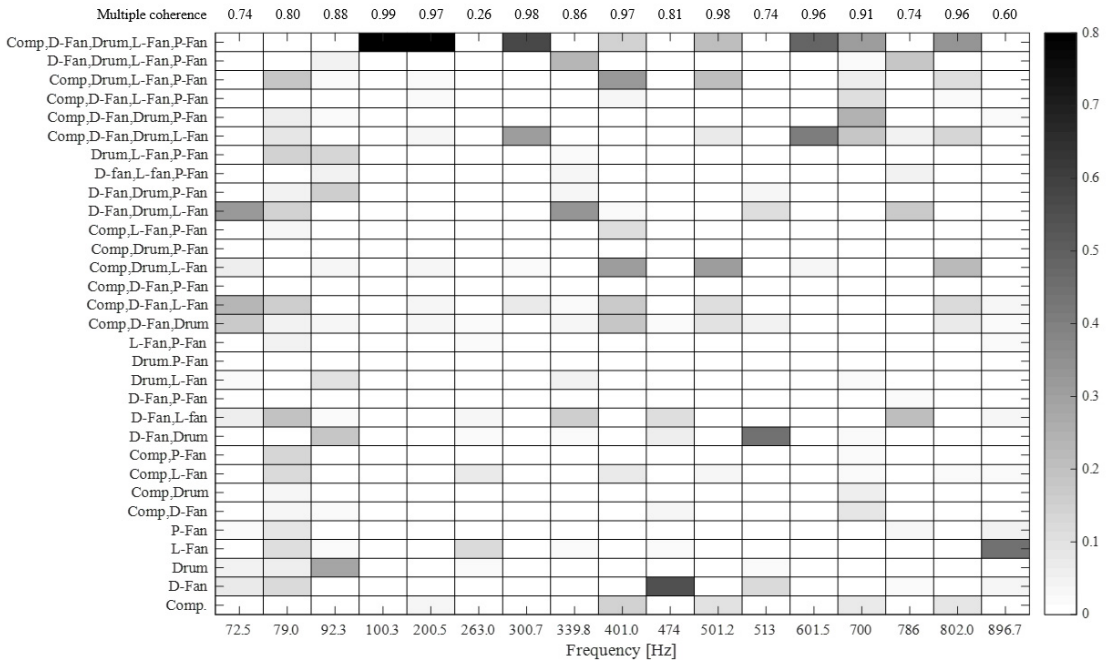


Fig. 11 Contribution map

다양하게 나타나는 것을 알 수 있다.

L-fan 단독으로 0.44의 기여도를 나타내는 896.7 Hz에 대해서는 앞에서 소개한 두 가지 가정을 고려할 수 있다. 이 연구에서는 논문에 포함하지 않았지만 896.7 Hz를 추적하기 위하여 추가적인 시험을 실시하였으며, 결과적으로 드럼을 구동하는 모터의 진동이 l-pan에 영향을 미친 경우로 확인되었다.

한편 100 Hz 이하의 주파수의 소음은 Fig. 10의 (b)의 부품 단독작동시의 진동을 보다시피 드럼의 진동이 주요한 원인으로 추정할 수 있다. 하지만 드럼 진동과 연성되는 정도와 부품이 주파수마다 차이가 있음을 알 수 있다. 즉 다수의 독립된 영역에서 기여도가 분포되어 있음을 Fig. 11의 기여도 맵으로부터 알 수 있다. 이 경우에는 관련된 부품과 특정 부품의 절연효과를 분석함으로써 소음원 발견과 소음 저감을 위한 중요한 단서를 확보할 수 있을 것이다.

### 5. 결 론

이 연구에서는 HP 건조기의 소음원 기여도 분석을 위해 주요 소음원 5개를 선정하였다. 그리고 5개의 소음원이 건조기 전방 1 m 거리의 음압에 미

치는 기여도 맵을 작성하였다. 또한 이러한 기여도 맵을 효과적으로 해석하기 위해서 HP 건조기의 부품 단독 작동 상태와 일반 작동상태의 진동을 비교 및 분석하였다, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

Comp. 작동 주파수 배수 성분에서 다중 기여도 함수 값이 0.9 이상 값을 나타냈다. 따라서 comp. 작동 주파수 배수성분에서는 comp.의 구조진동이 소음에 지배적인 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

주파수 100.3 Hz, 200.5 Hz에서 기여도 맵을 보면 5개 소음원의 교집합 영역에서 0.99, 0.84의 기여도 값을 나타냈으며, comp. 진동이 4개의 부품과 연성되어 하나의 소음원으로 작용하는 것을 확인하였다. 주파수 300.7 Hz의 기여도 맵으로부터 4개의 부품과 연성된 정도가 0.56이고, p-fan을 제외한 3개의 부품과 연성된 정도가 0.31임을 확인하였다.

주파수 339.8 Hz, 474 Hz, 513 Hz에서는 다중 기여도 함수값은 0.86, 0.81, 0.74이고, d-fan이 포함된 영역에서 높은 기여도 값을 가짐을 확인하였고, d-fan의 구조 진동이 다른 소음원과 연성되어 소음에 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

주파수 100 Hz 이하의 영역에서는 드럼이 주된 소

음원임을 확인하였다.

이 연구를 통하여 기여도 맵은 주요 주파수에서 소음원을 규명하고 소음원들끼리의 연성관계를 확인하는데 유용함을 확인하였다. 이러한 기여도 맵은 건조기뿐만 아니라 다수의 소음원이 존재하는 기계시스템에도 적용 가능할 것으로 기대된다.

## Reference

(1) Jang, J. Y., Kim, T. H., Tark, U. S., Jeong, W. B. and Ahn, S. J., 2019, Sound Quality Improvement of Refrigerator using the Analysis of High Frequency Noise Radiated from Compressor in the Machine Room, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 5, pp. 653-662.

(2) Jeong, J. E., Yang, I. H., Fawazi, N., Jeong, C., Lee, J. Y. and Oh, J. E., 2012, Sound Quality Evaluation for Laundry Noise by a Virtual Laundry Noise Considering the Effect of Various Noise Sources in a Drum Washing Machine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 6, pp. 564-573.

(3) Maia, S., 1998, Theoretical and Experimental Modal Analysis, Research Studies Press, Ch. 1, pp. 22-23.

(4) Lee, J. W., Ahn, S. J., Oh, J. S., Kim, T. H. and Jeong, W. B., Contribution Analysis to Identify the Source of Ship Hull Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 5, pp. 528-535.

(5) Kang, J. C., Yang, I. H., Lee, J. W., Lee, Y. Y. and Oh, J. E., 2009, Noise Reduction of PDP TV Using Multi-dimensional Spectral Analysis Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 1, pp. 81-88.

(6) Kim, H. S., Park, S. G., Kang, K. H., Lee, J. Y. and Oh, J. E., 2007, The Analysis of Noise Contribution about Drum Washer under Dehydrating Condition Using Multi-dimensional Spectral Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 11, pp. 1056-1063.

(7) Jeong, J. E., Lee, J. H., Chung, C. O., Hwang, G. B. and Oh, J. E., 2010, Transfer Path Analysis of Output Noise Using Multi-dimensional Spectral Analysis

Method for Vacuum Cleaner, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 10, pp. 940-945.

(8) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1993, Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis, Ch. 8, pp. 204-225.

(9) Kim, T. H., Choi, J. Y., Oh, J. S. and Kim, S. Y., 2015, Contribution Analysis of Underwater Radiation Noise Source Using Partial Coherence Function, Transactions of the Acoustic Society of Korea, Vol. 35, No. 2, pp. 118-124.

(10) Zwicker, E. and Fastl, H., 2013, Psychoacoustics: Facts and Models, Springer Science & Business Media, Vol. 22.



**Un-Su Tark** received his B.S. degree in Mechanical Engineering from Busan National University in 2018. and he is currently majoring in noise and vibration in Busan National University.



**Se-Jin Ahn** is received B.S., M.S. and Ph.D. degrees from Busan National University in 1994, 1996, and 2003, respectively. Dr. Ahn is currently a professor at the department of energy & electricity in Uiduk University. His research interest is in human vibration.



**Weui-Bong Jeong** is received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. he then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Busan National University. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element.

# 먼지시험 환경에서의 탄소섬유 강화복합재 마찰소음 특성 연구

## Friction Noise of Carbon Fiber Reinforced Composite Materials in Dusty Environment

김 선 혜\* · 강 재 영†  
Seonhye Kim\* and Jaeyoung Kang†

(Received December 9, 2020 ; Revised January 26, 2021 ; Accepted February 25, 2021)

**Key Words** : Carbon Fiber Reinforced Composite Materials(탄소섬유 강화복합재), Friction Noise(마찰소음), Friction Curve(마찰곡선), Negative Slope(음의 기울기)

### ABSTRACT

In this study, we investigated the characteristics of friction noise caused by the friction between carbon fiber reinforced polymer (CFRP) pins and plates in a dusty environment. A reciprocation tester and a pin-on disk were used to study the friction noise characteristics. Experimental results confirm that friction noise occurs during the negative slope of the friction curve, and generation of friction noise is more advantageous in a dusty environment.

### 1. 서 론

자동차 시장이 내연기관 자동차에서 전기 자동차로 옮겨오면서 차체 경량화는 자동차 산업에서 중요한 과제가 되었고 탄소섬유 강화복합재(이하 탄소 복합재)를 대시보드, 루프, 차체 등에 사용함으로써 경량화 문제를 해결하고 있다. 하지만, 경량화와는 또 다른, 전기 자동차에서 발견되는 마찰 소음 문제가 발생하기 시작했다. 아이러니하게도 전기 자동차의 소음이 적다는 장점으로 인해 BSR 문제가 대두되기 시작했다. BSR은 차량 내장재에서 발생하는 소음으로 buzz, squeak, rattle을 뜻하며 기존에는 차량의 내연기관 소음때문에 인지되지 않았던 차량 내부 소음이 상대적으로 소음이 적은 전기자동차에서 인지되기 시작하며 차량 이용자들에게 불편함을 주고 있는 것이다. BSR 중 ‘끼익’ 거리는 소리인 squeak은 차량 내장재

부품들의 마찰에 의한 소음으로 발생하며 차량 품질에 큰 영향을 미치는 요소이다. 이 논문에서는 BSR의 원인이 될 수 있는 탄소 복합재의 마찰소음 특성에 대해 연구할 것이다.

마찰력은 두 물체가 접촉한 상태에서 상대운동의 결과로 발생하며, 진동과 마찰소음을 유발하는 주요한 원인이 된다. 그리고 미끄럼 속도와 마찰계수 변화의 관계를 보여주는 마찰곡선의 기울기는 마찰에 의한 불안정성의 원인이 되는 주요한 메커니즘 중 하나이다. 이를 제어하기 위해 과거부터 현재까지 많은 연구와 실험이 진행되어 왔다. 두 재질의 마찰에 의한 소음 진동 현상에 대해 Jibiki, T. et al.<sup>(1)</sup>과 Chen, G. X. et al.<sup>(2)</sup>은 실험을 통하여 마모량과 마찰소음 사이의 상관관계가 존재함을 실험적으로 연구했고, Kang, J.<sup>(3)</sup>은 마찰곡선의 음의 기울기는 마찰소음의 주요 인자임을 이론적으로 검증했다. Nam, J. H. et al.<sup>(4,5)</sup>은 회전운동 실험을 통해 음의 기울기는 마찰소음의 중요한 인자임을

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Inha University, Professor  
E-mail : kangj@inha.ac.kr

\* Department of Mechanical Engineering, Inha University, Student

‡ Recommended by Editor Chan Jung Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

확인했고, 또한 유한요소해석 모델과 회전운동 시험기를 통해서 마찰 곡선이 음의 기울기를 나타낼 때 야기되는 불안정성에 대해 확인했다. Choi, H. et al.<sup>(6)</sup>은 왕복운동 실험을 통해 마찰계수 변화에 따른 소음 특성 연구하며 마찰 소음 발생과 부스럼의 유무의 관계를 확인했다. Baek, J. et al.<sup>(7,8)</sup>은 회전운동과 왕복운동 실험을 통해 금속 재질별로 건성 마찰소음의 특성의 차이를 연구했다. Dhieb, H. et al.<sup>(9)</sup>은 왕복 운동 시험을 통해 탄소 복합재의 슬라이딩 방향에 따른 마찰 특성의 차이를 연구했으며 Pihliti, H.<sup>(10)</sup>은 하중과 속도에 따른 유리 섬유-에폭시 수지 및 유리 섬유-폴리에스테르 수지 복합 재료의 마모량의 차이를 비교하고 마모표면에 대해 분석했다.

기존 연구들을 살펴보면 금속 위주의 연구가 진행되어왔고 복합재에 대한 연구는 마모량이나 표면 연구에 치중해 있으며 탄소 복합재에 대한 마찰소음 특성에 대한 연구가 거의 진행되지 않은 것을 알 수 있다. 이 연구에서는 앞으로 차량 내/외장재로 이용 가치가 높아질 탄소 복합재의 마찰 특성에 대해 연구하였다. Pin-on-disk를 이용하여 미끄럼 속도에 따른 마찰 특성을 연구하고 시험용 분진의 유무에 따른 실험을 통해 마찰에 먼지가 끼치는 영향을 연구하였다. 또한, 왕복운동 실험장치를 통하여 인장 압축 방향에서 소음 발생순서를 파악했다.

## 2. 본 론

### 2.1 실험 개요

#### (1) 실험 장치 및 환경

이 논문은 연구실에서 자체적으로 설계, 제작한 실험 장치를 이용하여 탄소 복합재의 마찰소음 특성을 연구했다. Fig. 1의 pin-on-disk는 Fig. 2의 왕복운동 실험장치보다 비교적 안정적인 마찰계수 측정이 가능하여 이를 이용해 미끄럼 속도에 따른 마찰계수의 변화율을 파악한 뒤, 왕복운동 실험장치를 이용해 마찰소음의 발생 순서를 파악했다.

회전운동 실험장치는 디스크와 핀의 마찰면에 수직인 방향으로 질량 1 kg의 추를 이용하여 9.8 N의 하중을 가해 회전 운동하는 디스크와 핀 사이에 마찰력을 발생시키는 pin-on-disk를 사용했으며 토크센서와 가속도 센서를 이용해 측정했다. 토크 센서는 핀과 일정거리 떨어진 곳에 장착해 토크를 측정했고 가

속도 센서는 핀에 수직인 방향으로 부착해 핀의 가속도를 측정했다. 왕복운동 실험장치는 판과 핀의 마찰면에 수직인 방향에서 질량 1 kg의 추를 이용하여 9.8 N의 하중을 가해 왕복 운동하는 판과 핀 사이에서 마찰력을 발생시킨다. 왕복운동 실험에 사용한 센서는 로드 센서와 가속도 센서로 로드 센서는 빔의 뒷부분에 장착해 마찰력을 측정했고 가속도 센서는 회전 운동과 마찬가지로 핀에 수직인 방향으로 부착하여 핀의 가속도를 측정했다. 각 실험장치는 균형 추 무게( $W_b$ )를 이용해 시험 장비의 무게( $W_B$ )의 평형을 유지해주었다.

Fig. 1의 토크 센서에서 측정된 토크  $T$ 를 식 (1)과 같이 나타냈다.

$$T[\text{N}\cdot\text{m}] = f[\text{N}] \times L_1[\text{m}] \tag{1}$$

토크센서부터 핀까지의 길이인  $L_1$ 는 170 mm이며, 이 때 마찰계수를 식 (2)를 통해 산출했다.

$$\mu = \frac{f}{N} = \frac{T[\text{N}\cdot\text{m}]}{1[\text{kg}] \times 9.8[\text{m/s}^2] \times 0.17[\text{m}]} \tag{2}$$

Fig. 2의 플레이트에서 발생하는 수직 항력  $N$ 은 식 (3)과 같이 표현된다.

$$N = \frac{1[\text{kg}] \times 9.8[\text{m/s}^2] \times L_2[\text{m}] \times f[\text{N}] \times h[\text{m}]}{L_2[\text{m}]} \tag{3}$$

마찰력  $f$ 와 로드센서에서 측정된  $x$ 방향 힘  $R_x$ 의 크기는 식 (4)로 인해 동일하다.

$$\sum F_x = R_x - f = 0 \tag{4}$$

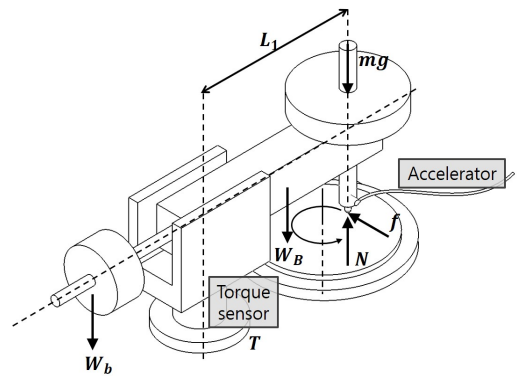


Fig. 1 Pin-on-disk



로드센서부터 핀까지의 길이인  $L_2$ 는 147 mm, 추부터 마찰면까지의 길이인  $h$ 는 142.5 mm일 때, 마찰계수는 식 (3)을 식 (4)에 대입해 구하면 식 (5)와 같다.

$$\mu = \frac{f}{N} = \frac{R_x}{N} \tag{5}$$

탄소 복합재 마찰 실험을 위해 Fig. 3의 실험용 탄

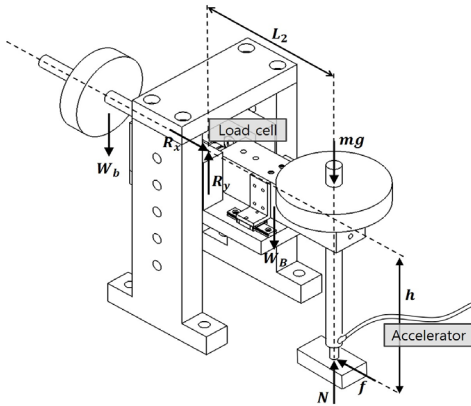


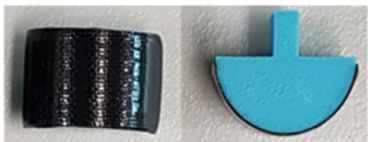
Fig. 2 Reciprocation tester



(a) Pin



(b) Plate for reciprocation test



(c) Disk for pin-on-disk test

Fig. 3 Test samples

소 복합재 시편을 연구실에서 자체 제작했다. Fig. 3의 (a)는 회전 운동 시험기의 디스크 시편이고, (b)는 왕복 운동 시험기의 플레이트, 마지막으로 (c)는 두 시험에 공통적으로 쓰이는 핀 시편을 촬영한 사진이다. T700-12K를 시편의 모양에 맞게 자른 뒤  $[0^\circ]_{4t}$ 로 적층했다. 먼저, 핀 시편은 이형제를 바른 직경 20 mm 봉에 잘라 놓은 복합재를 감아 붙이고, 그 위에 필플라이, 이형필름, 압축필름을 차례로 감싼 뒤에 압력과 온도를 가해 제작했다. 플레이트 시편은 이형제를 바른 두개의 강철 플레이트 사이에 잘라 놓은 복합재를 수평으로 넣고 열과 압력을 가해 제작했다. 제작한 시편 위에 자동차 내장재용 코팅제를 도포하여 시편을 완성하였다.

두 실험은 공통적으로 차량 내외부에서 발생하는 먼지로 인한 squeak 연구를 위한 것으로 먼지 실험 환경을 조성해야 한다. 실험 환경을 조성하기 위해 KS C IEC60068-2-68의 규격 내 실험 조건에 맞는 시험용 분진 9종인 활석 가루를 이용했다. 시험용 분진인 활석 가루를 핀과 플레이트에 선 접촉시킨 후 마찰 시험을 진행했다. 속도에 따른 마찰 특성을 연구하는 pin-on-disk 실험에서는 먼지 시험 환경일 때와 기존의 시험용 분진이 없을 때의 실험 결과 비교를 위해 시험용 분진의 유/무 두가지 환경으로 실험을 진행하였다.

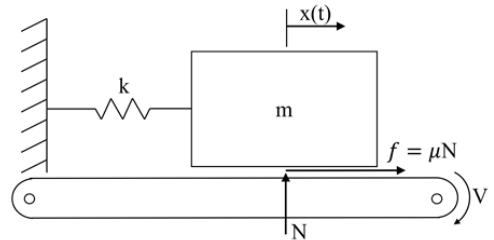


Fig. 4 Simple sliding model

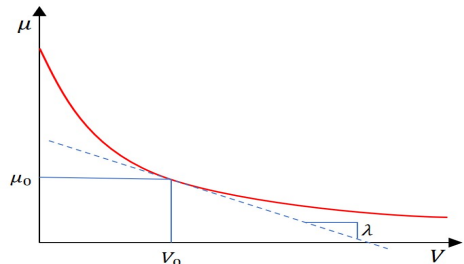


Fig. 5 Friction curve

(2) 실험개요

Fig. 4의 자유도 모델은 식 (6)으로 표현된다. Fig. 4에서  $m$ 은 질량,  $k$ 는 스프링 상수,  $N$ 은 무게로 인해 발생하는 수직항력을 뜻하며  $V$ 는 미끄럼 속도를 나타낸다.

$$m\ddot{x} + kx = \mu N \tag{6}$$

Stribeck curve에 의해  $\mu$ - $v$  선도를 식 (7)과 같이 나타냈다. 여기서 stribeck curve는 일반적인 마찰곡선 메커니즘으로 완전 유회 구간에서는 미끄럼 속도가 증가함에 따라 마찰계수의 변화가 거의 일정하게 유지되지만 혼합 유회 구간에서는 미끄럼 속도가 증가함에 따라 마찰계수가 감소하면서 Fig. 5와 같이 음의 기울기를 나타내다가 다시 유회제를 도포하면 완전 유회 구간으로 접어들면서 다시 양의 기울기를 나타내는 특성을 보인다.

$$\mu(\dot{x}) = \mu_0 + \frac{\partial \mu}{\partial \dot{x}}(\dot{x} - V_0) = \mu_0 + \lambda(\dot{x} - V_0) \tag{7}$$

$\mu$ - $v$  선도에 의해 나타난 식 (7)을 식 (6)에 대입하여 정리하면 식 (8)과 같이 표현할 수 있으며 이는 마찰계수와 미끄럼 속도의 영향을 받는 방정식을 나타낸 것이다.

$$m\ddot{x} - \lambda N \dot{x} + kx = (\mu_0 - \lambda V_0)N \tag{8}$$

식 (8)에서 기울기  $\lambda$ 가 음수가 되면 시스템이 불안정하여 마찰소음으로 발현이 된다.

2.2 실험 결과

(1) 회전운동 마찰시험

회전운동 마찰시험은 핀과 디스크를 같은 재질을 사용

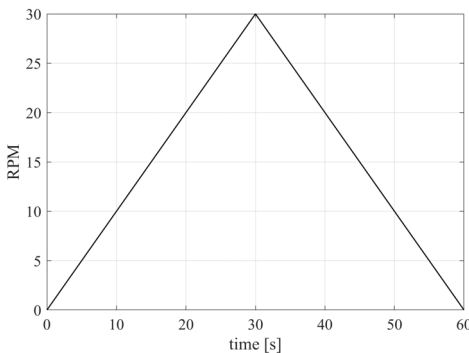
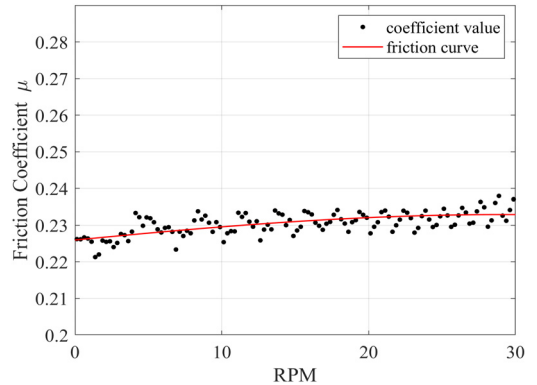


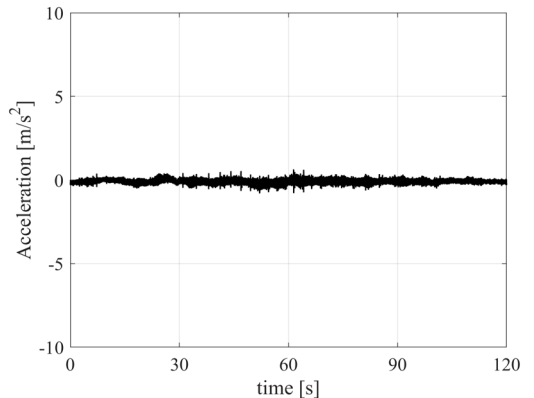
Fig. 6 Rotating speed variation of the pin-on-disk test

했으며, 1 kg의 하중을 가해준다. 회전운동 시험기는 단방향으로 운동하기 때문에 연속적인 속도 변화에 따른 마찰계수의 변화를 측정하는 데에 용이하다. Fig. 6는 이러한 시험기의 특성을 이용한 회전운동 마찰시험 속도 프로파일로 미끄럼 속도가 0 r/min부터 30 r/min까지 0.5 m/s<sup>2</sup>의 가속도로 60초 동안 증가했다가 60초 동안 감소하는 프로파일로 총 120초 동안 실험을 진행했으며 토크센서를 통해 측정된 미끄럼 속도에 따른 토크 값을 이용하여 마찰계수를 산출했다.

Fig. 7은 시험용 분진이 없을 때의 실험 결과이고 Fig. 8은 시험용 분진이 있을 때의 실험 결과이다. 그리고 Figs. 7, 8의 각각의 그래프에서 (a)는 미끄럼 속도에 대한 마찰계수의 값을 점으로 표현하고 이의 추세선인 마찰곡선을 함께 나타낸 그래프이고, (b)는 미끄럼 속도에 대한 가속도의 변화를 나타낸 그래프이다. 시험용 분진이 없을 때는 미끄럼 속도에 따른 마찰계수 그래프에서 마찰곡선이 양의 기울기를 나타냈다.



(a) Friction curve



(b) Time-acceleration

Fig. 7 Dust-free test results

해당 시험에서는 마찰소음이 발생하지 않았으며 가속도의 변화가 나타나지 않았다. 시험용 분진이 있을 때는 마찰곡선 그래프의 기울기가 음의 기울기를 보인다. 음의 기울기를 보이는 지점인 5 r/min, Fig. 8(b)에서는 10초에서 마찰소음이 발생하며 가속도의 변화가 나타났다. 마찰소음의 변화를 확인하기 위해 측정된 가속도를 dB 스케일로 환산한 뒤 RMS로 계산하여 소음의 크기를 비교했다. 먼저, 실험실의 배경소음은 43.75 dB이며 마찰소음이 발생한 구간에서는 62.87 dB, 소음이 발생하지 않은 구간에서는 51.73 dB로 소리의 크기가 10 dB 이상 나는 것을 확인했다. 결과를 통해 마찰곡선이 음의 기울기를 나타내는 구간과 마찰소음이 발생하는 구간이 일치했다.

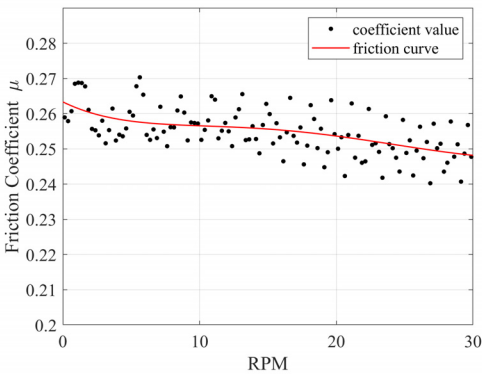
Fig. 9는 회전운동 시험 후의 핀과 디스크의 현미경 이미지이다. 표면에 활석가루가 없는 조건에서는 Fig. 7에서 보듯이 마찰소음이 발생하지 않고, 마찰곡선의 기울기가 양의 기울기로 형성된다. 반면에 표면에 활석가루가 응착된 조건에서는 Fig. 8에서 보듯이 마찰

소음이 발생하고, 마찰곡선의 기울기도 음의 기울기로 나타난다. 식 (8)에서 보듯이 음의 기울기는 진동에 의한 불안정성을 발현시키는 주요한 메커니즘이다. 즉, 이 시스템에서 표면에 응착된 활석가루는 마찰곡선에서 음의 기울기를 만들어내는 직접적인 인자이고, 음의 기울기에 의해 마찰에 의한 진동이 유발됨을 암시한다.

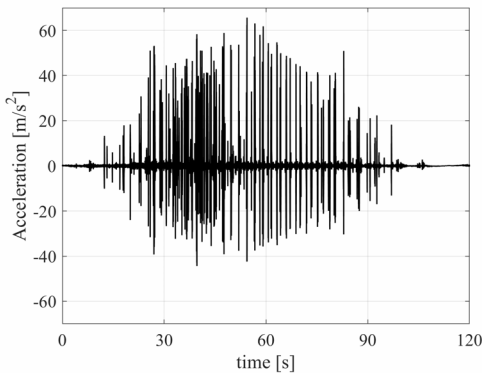
(2) 왕복운동 마찰시험

왕복운동 마찰시험은 2 r/min부터 30 r/min까지 총 996초 동안 실험을 진행했으며 이를 통해 마찰소음이 발생하는 결과를 확인했다.

왕복운동 마찰시험도 핀과 판을 같은 재질을 사용했으며, 1 kg의 하중을 가해 마찰력을 발생시킨다. 회전운동 시험에서 먼지 환경에 있을 때 소음 발생이



(a) Friction curve



(b) Time-acceleration

Fig. 8 Dust test resultss

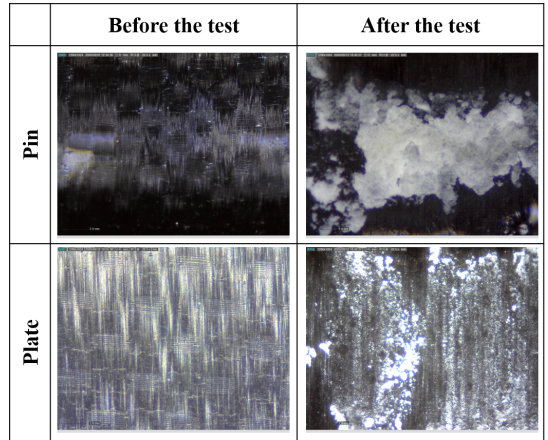


Fig. 9 Surface of pin-on-disk test samples after the test

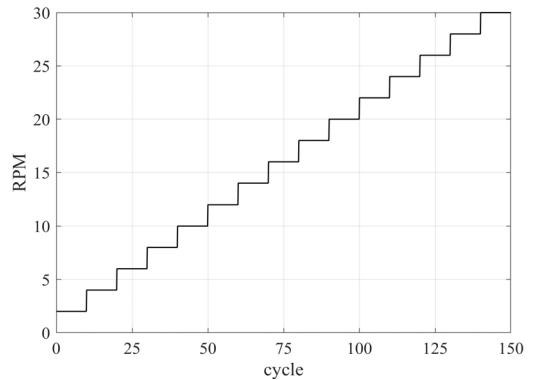


Fig. 10 Sliding speed variation of the reciprocation test

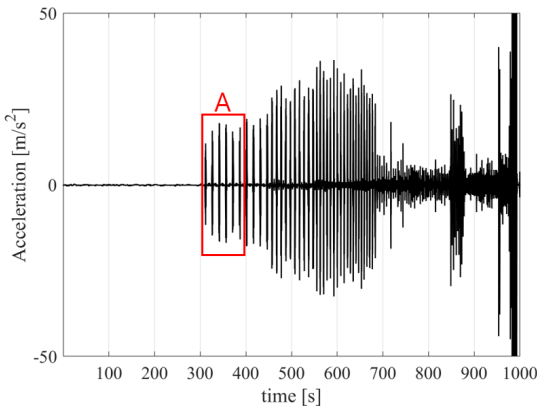


Fig. 11 Time-acceleration graph for reciprocation test

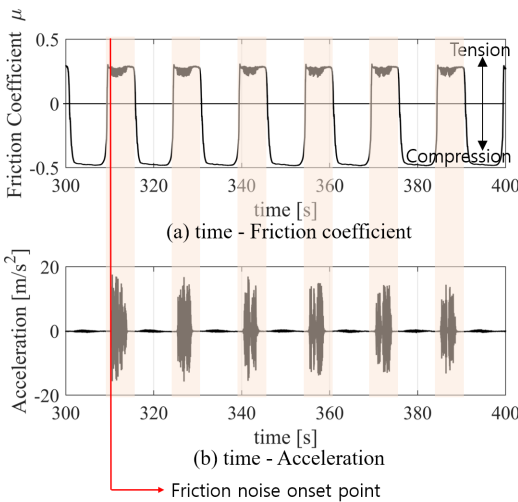
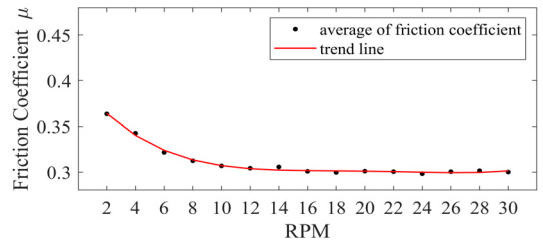


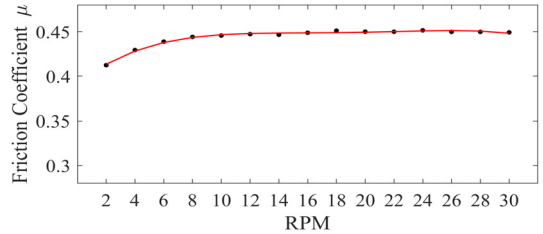
Fig. 12 Time-acceleration graph part A

유리함을 확인하여 먼지환경에서 시험을 진행하였다. 왕복운동 시험기는 일정 속도에 대한 마찰소음 성향을 파악하는 데에 유리하다. 이러한 특성을 이용해 Fig. 10의 속도 프로파일을 이용해 2 r/min부터 각 속도별로 10회씩 왕복운동을 하며 30 r/min까지 2 r/min씩 증가하는 실험을 진행했다.

Fig. 11에서 마찰 소음이 발생하기 시작한 구간 A를 확대한 그림이 Fig. 12이다. Fig. 12(a)는 시간에 대한 마찰계수의 변화를 나타내고 (b)는 시간에 대한 가속도의 변화를 나타낸 그래프이다. 가속도의 크기 변화가 나타나는 지점이 마찰계수가 양의 값을 나타내는 지점과 일치하는 것을 볼 수 있다. 그래프의 양의 값은 인장력을 뜻하며 인장방향에서 마찰 소음이 발생하는 것을 확인했다.



(a) Tension process



(b) Compression process

Fig. 13 Friction-sliding speed slope

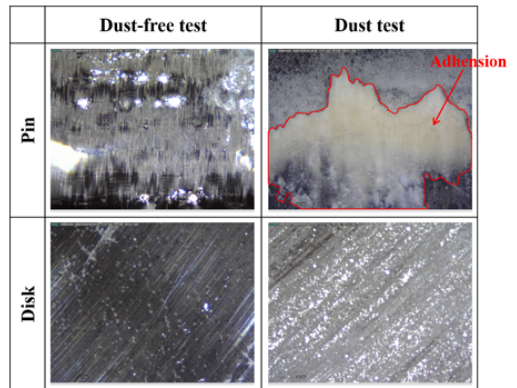


Fig. 14 Surface of reciprocation test samples (before & after)

Fig. 13은 인장 방향과 압축 방향에서 계측된 마찰력을 마찰계수로 산출하여 마찰계수를 2 r/min부터 30 r/min까지 각 속도별로 데이터 값의 평균을 내어 점으로 나타낸 그래프이며 평균값의 추세선을 함께 표시했다. Fig. 11에서 소음이 발생하며 가속도의 변화가 나타난 310초는 미끄럼 속도가 4 r/min 일 때이며, Fig. 13(a)에서 마찰계수의 음의 기울기가 나타나기 시작하는 구간과 일치한다. 또한, Fig. 13(b)를 통해 마찰소음이 발생하지 않는 압축방향<sup>(1)</sup>에서는 미끄럼 속도에 대해 마찰계수가 양의 기울기를 보이는 것을 확인했다.

Fig. 14는 왕복운동 마찰시험 시편 표면의 시험 전과 후를 비교한 사진이고 Fig. 14의 시험 전후 사진을

비교해보면 실험 후, 핀의 표면에 활석가루가 응착되어 있으며 앞선 회전운동 시험 결과에 의해 마찰소음과 관련이 있음을 암시한다.

### 3. 결 론

이 연구에서는 탄소섬유 강화복합재의 마찰소음 특성을 파악하기 위해 탄소 복합재 핀과 탄소 복합재 플레이트와 디스크에 대해서 왕복운동 마찰시험과 회전운동 마찰시험을 진행했다. 시험결과를 통해 미끄럼 속도에 대한 마찰계수의 변화를 예측할 수 있었고 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 탄소섬유 강화 복합재의 마찰소음 실험결과 분진이 존재하면, 마찰소음이 발생하였다. 반면에 분진이 존재하지 않으면 마찰소음은 발생되지 않았다.

(2) 마찰소음이 발생하는 인장 구간에서는 음의 기울기가 나타났지만, 마찰소음이 발생하지 않는 압축 구간에서는 양의 기울기가 나타났다.

(3) 마찰곡선의 음의 기울기는 먼지(활석가루)와 같은 외부환경에 의해 발생되며, 탄소 강화 복합재의 마찰소음을 발현시키는 메커니즘이다.

탄소섬유 강화복합재의 경우 먼지 환경에서 마찰소음이 취약하다는 것을 확인하였다. 차후에 코팅제의 종류와 탄소섬유 종류에 따른 마찰소음의 특성에 대한 연구를 진행할 예정이다.

### References

(1) Jibiki, T., Shima, M., Akita, H. and Tamura, M., 2001, A Basic Study of Friction Noise caused by Fretting, *Wear*, Vol. 251, No. 1-12, pp. 1492~1503.

(2) Guangxiong, C., Zhongrong, Z., Kapsa, P. and Vincent, L., 2002, Effect of Surface Topography on Formation of Squeal under Reciprocating Sliding, *Wear*, Vol. 253, No. 3-4, pp. 411~423.

(3) Kang, J., 2012, Effect of Friction Curve on Brake Squeal Propensity, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 2, pp. 163~169.

(4) Nam, J. H. and Kang, J. Y., 2012, A Basic Experimental Study on the Squeak Noise Using the Pin-on-disk, *Transactions of the Korean Society for Noise*

and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 8, pp. 736~741.

(5) Nam, J. and Kang, J., 2012, Investigation of Friction Noise with Respect to Friction Curve by Using FEM and Its Validation, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 24, No. 1, pp. 28~34.

(6) Choi, H. and Kang, J., 2013, Experimental Study under Reciprocating Sliding on the Friction Noise, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 7, pp. 640~644.

(7) Baek, J. and Kang, J., 2015, An Experimental Investigation of the Effect of Corrosion on Dry Friction Noise, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 39, No. 12, pp. 1251~1256.

(8) Baek, J. and Kang, J., 2015, An Experimental Investigation of Dry Friction Noise for Several Metallic Materials, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 39, No. 7, pp. 681~686.

(9) Dhieb, H., Buijsters, J. G., Eddoumy, F. and Celis, J. P., 2011, Surface Damage of Unidirectional Carbon-fiber-reinforced Epoxy Composites under Reciprocating Sliding in Ambient Air, *Composites Science and Technology*, Vol. 71, No. 15, pp. 1769~1776.

(10) Pihtili, H., 2009, An Experimental Investigation of Wear of Glass-fibre-epoxy Resin and Glass Fibre-polyester Resin Composite Materials, *European Polymer Journal*, Vol. 45, No. 1, pp. 149~154.



**Seonhye Kim** received the B.S. degree in the Department of Mechanical Engineering, Inha University. She is currently a graduate student of Inha University and one of the members in Dynamic System and Vibration Lab. Her research interest is CFRP friction noise and deep-learning about semantic segmentation.



**Jaeyoung Kang** is a Professor in the Department of Mechanical Engineering, Inha University. He received his Ph.D. degree in Mechanical Engineering from Purdue University in 2008. His research interests include friction noise, structural vibration and nonlinear dynamics.

# 수중방사소음 예측을 위한 빔형성 방법 기반 추진기 캐비테이션 음원준위 추정

## Estimation of Propeller Cavitation Source Level

### Based on Beamforming Method for Prediction of Underwater Radiated Noise

김 용 현\* · 설 한 신\*\* · 이 정 훈† · 정 홍 석\*\*\*

Yong-Hyun Kim\*, Hanshin Seol\*\*, Jeung-Hoon Lee† and Hongseok Jeong\*\*\*

(Received January 5, 2021 ; Revised February 24, 2021 ; Accepted February 25, 2021)

**Key Words :** Underwater Radiated Noise(수중방사소음), Source Level Estimation(음원준위추정), Beamforming Method(빔형성 방법), On-board Measurement(온보드 측정)

#### ABSTRACT

In general, the prediction of underwater radiated noise requires source level information. This study proposes a method for the source level estimation of propeller cavitation based on the beamforming method. The proposed method obtains the source level information by determining the source strength corresponding to the estimated cavitation position. As the solution of the minimization problem can be determined analytically rather than numerically, it has the advantage of fast computational time. The proposed method is verified through a model-scale test conducted in a large cavitation tunnel of Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering. The estimated source level of the propeller cavitation matches well with a transfer-function-based method in the frequency band that satisfies the far-field. In addition, another method for reducing the computational time is considered through determining the source level from the cavitation position and sound pressure level.

#### 1. 서 론

선박의 대형화 및 고속화 추세에 따라 프로펠러 또는 수중익에 과도한 부하가 가해지고, 이에 따른 캐비테이션 발생은 추진 효율의 저하 및 진동 등 다양한 문제의 원인으로 지목되고 있다. 캐비테이션의 폐

해로는 수중방사소음을 우선 고려할 수 있으며, 캐비테이션 소음에는 프로펠러의 익수/회전수 등과 같은 선박 식별에 필요한 정보를 포함하고 있어 과거에는 소음 성능이 중요한 함정 또는 연구선과 같은 특수선만 관심을 받았다. 그러나 최근 국제해사기구의 수중 환경에 대한 보호규제<sup>(1)</sup>로 선박수중소음이 일정 수준 이하가 되게끔 제한하고 있기에 일반 상선으로도 초

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Changwon National University, Professor  
E-mail : jhoonlee@changwon.ac.kr

\* Member, Department of Mechanical Engineering, Changwon National University, Student

\*\* Member, Advanced Ship Research Division, Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Senior Researcher

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

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

‡ Recommended by Editor Han Shin Seol

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

점이 확대되는 추세다. 수중방사소음이란 선박 내에서 발생하는 소음 및 진동이 수중으로 방사되는 소음을 말하며, 그중 프로펠러 회전에 의해 발생하는 캐비테이션은 상선에서 전파되는 소음의 주된 원인, 즉 소음원으로 지목되고 있다.

실선 환경에서 프로펠러 캐비테이션에 의한 수중방사소음을 예측 및 모니터링하기 위해서는 주변 환경에 독립적인 음원준위(source level, SL)의 정보가 필수적이다. 일반적으로는 i) 모형 프로펠러의 소음계측, ii) 전달함수 역산을 이용한 모형 단계에서의 음원준위 추정, iii) 실선 단계로의 확장, iv) 수중방사소음을 예측의 과정을 거친다. 즉, 별도의 전달함수 계측 및 현재까지 미지의 영역인 실선 확장이라는 불확실성 요소를 포함하게 되는데, 만약 운전조건이 달라지면 상기의 과정을 각 조건별로 반복해야 하는 불편함이 따른다. 뿐만 아니라 최근 함정 분야에서 대두되는 이슈와 같이, 아함(我艦) 수중방사소음 모니터링과 관련하여서도 상기의 모형선 계측 기반 방법은 적합하지 않음을 강조할 수 있다.

이 연구에서는 실선의 프로펠러 상부영역에 하이드로폰 배열, 즉 온보드 센서를 설치·사용할 수 있다는 전제하에, 앞서 언급한 문제를 극복하고자 하였다. 다시 말해, 운전조건이 달라지더라도 모형 단계를 거치지 않고 i) 실선에서의 소음계측, ii) 실선에서의 음원준위 추정, iii) 수중방사소음을 예측하고자 하였으며, 이를 위해 빔형성 이론에 기반한 문제 정식화를 통해 음원강도 추정법<sup>(2)</sup>을 제안하고자 하였다. 물론 실선에 온보드 센서를 설치하는 것은 어려운 일이며, 설치가 가능하더라도 프로펠러 상부영역에서의 캐비테이션 소음 계측은 근거리장(near-field) 계측에 해당할 가능성이 크기에 일반적인 소음저감 모델을 적용하기 어렵다. 또한, 설치할 센서의 개수, 센서배열의 설계 등 많은 사람의 고려가 필요하나, 이 연구에서는 기초 단계로써 제안 방법이 적용 가능한 저주파수 한계 파악을 위해 빔형성 방법 기반의 방법론을 검증하고자 한다.

제안 추정법은 예상 음원강도를 도입한 예측치와 관측치 사이의 오차를 최소화함으로써 기존 빔형성 방법과 달리 음원의 강도를 추정할 수 있다. 또한, 압축센싱(compressive sensing)<sup>(3,4)</sup> 등과 같은 일반적인 최소화 문제처럼 해를 수치적 혹은 반복적인 방법을 통해 구하지 않고 해석적(analytical)으로 얻을 수 있

어 계산시간이 빠르므로 수중방사소음의 실시간 예측 또는 모니터링에 적합함을 강조할 수 있다.

이 연구에서는 프로펠러 캐비테이션의 음원준위 추정을 위한 관련 이론에 대해 설명하고, 캐비테이션 소음 실측 결과에의 적용에 대해 기술한다. 제안 추정법을 이용하여 얻은 음원준위를 검증하고자 모형선 실험을 통해 전달함수를 이용한 기존 방법으로 얻은 결과와 비교하였고, 원거리장(far-field) 계측조건을 만족하는 주파수 영역에서 5 dB 이내의 차이로 두 결과가 상당히 일치함을 관찰할 수 있었다.

## 2. 프로펠러 캐비테이션 음원준위 추정을 위한 관련 이론

온보드 계측 시스템을 이용하여 프로펠러 캐비테이션 소음을 계측할 시, 일반적으로 소음원은 센서 배열과 비교적 가까운 위치에 존재하기에 근거리 측정 영역에 놓인다. 근거리장 영역에서는 소음원과 배열 센서간 거리의 미세한 변화만으로도 음압준위(sound pressure level, SPL)가 크게 달라지는 요동(fluctuation) 현상이 발생하며, 이때 수반되는 소음방사 현상은 매우 복잡하다. 그러나 여기서는 해석의 단순화를 위해 캐비테이션 소음의 광대역 특성으로부터 유동장에 의한 수력학적 압력 성분은 고려하지 않았고, 선체 구조물에 의한 반사파의 영향을 무시하였다. 또한 캐비테이션 소음원을 단극음원(monopole source)으로 대체하여 구형파로 모형화함으로써, 그 위치는 캐비테이션이 최대가 되는 영역과 일치한다고 가정하였다. 다시 말해 Fig. 1에 나타낸 바와 같이, 어떤 관심공간에 존재하는 소음원에서 방사되는 구형파를  $M$ 개의 배열 센서(하이드로폰)로 계측할 경우,  $m$  번째 센서에서 계측된 압력값  $y_m$ 은 그린 함수(green function)<sup>(5)</sup>를 통해 주파수 영역에서 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$y_m = \frac{\exp(-jkr_m)}{r_m} x + e \quad (1)$$

여기서  $x$  [Pa·m]는 단극음원의 강도이고,  $r_m$  [m]은 단극음원과  $m$  번째 센서 사이의 거리이며,  $k=(2\pi f/c)$  [1/m]는 주파수  $f$  [Hz]에 해당하는 파수(단,  $c=(1500$  m/s)는 음속을 의미함.), 그리고  $e$ 는 잡음을 나타낸다.

식 (1)을  $M$ 개 센서에 대하여 확장하여 벡터로 나타내면 관측벡터(measurement vector)  $\mathbf{y} \in \mathbb{C}^M$ 는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{y} = \mathbf{x}\mathbf{a} + \mathbf{e}$$

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_M \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a} = \begin{bmatrix} \frac{\exp(-jkr_1)}{r_1} \\ \vdots \\ \frac{\exp(-jkr_M)}{r_M} \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서  $\mathbf{a} \in \mathbb{C}^M$ 는 전파벡터(propagation vector)이고,  $\mathbf{e} = [e_1, \dots, e_m]^T \in \mathbb{C}^M$ 는 서로 상관관계가 없는 요소로 구성된 가우시안(gaussian) 잡음벡터이며, 위 첨자  $T$ 는 전치(transpose)를 나타낸다.

전통적인 빔형성 방법은 Fig. 2에 개략적으로 나타낸 바와 같이, 관심공간 내 가상음원에 대한 주파수와 거리의 함수인 스캔벡터  $\mathbf{w} = [w_1, \dots, w_m]^T \in \mathbb{C}^M$ 를 회전시키며 관측벡터  $\mathbf{y}$ 와의 내적(빔형성 파워)을 계산하여 두 벡터가 닮음이 되는 방향( $\theta = \theta_0$ ), 다시 말해 빔형성 파워  $|\mathbf{w}^T \mathbf{y}|$ 가 최댓값을 가지는 각도  $\theta$ 를 소음원이 존재하는 방향으로 추정한다. 그러나 기존의 빔형성 방

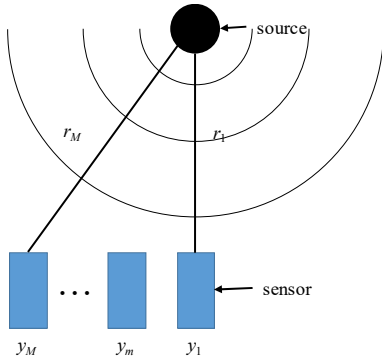


Fig. 1 The noise source described by the monopole source with strength is  $x$ .  $m$ th sensor in the array receives the signal  $y_m$

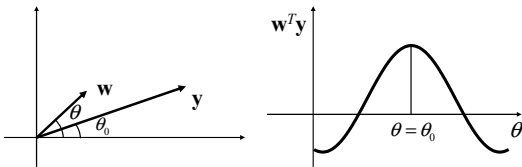


Fig. 2 Vector representation of conventional beamforming method

법으로는 프로펠러 캐비테이션 소음 음원준위 추정에 필요한 음원강도의 정보를 제공하지 않기 때문에, 식 (3)과 같이 예상 음원강도  $E$  [Pa·m]를 도입한 최소화 문제를 통해 음원강도를 구하고자 하였다<sup>(6)</sup>.

$$\text{minimum cost} = \frac{1}{M^2} \|\mathbf{Y} - E^2 \mathbf{A}\|_F^2 \quad (3)$$

여기서  $\|\mathbf{A}\|_F = (\sum \sum a_{ij}^2)^{1/2}$ 는 행렬의 크기를 나타내는 프로베니우스 노름(Frobenius norm)이고,  $\mathbf{Y} (= \mathbf{y}\mathbf{y}^H) \in \mathbb{C}^{M \times M}$ 는 관측벡터의 상관행렬(correlation matrix),  $\mathbf{A} (= \mathbf{a}\mathbf{a}^H) \in \mathbb{C}^{M \times M}$ 는 전파벡터의 상관행렬을 나타내며, 위 첨자  $H$ 는 쥬레 전치(conjugate transpose)를 의미한다.

식 (3)을 음원강도(=E)에 대해 풀면 관심공간 내 모든 가상음원에 대한 음원강도를 얻을 수 있으며, 이를 바탕으로 음원의 위치도 추정하게 된다. 이때 여러 가상음원 중 하나가 실 음원에 해당하기 때문에, 음원준위를 구하기 위해서는 먼저 음원의 위치를 구한 후, 그 지점에 대응하는 음원강도  $E$ 를 선택함으로써 음원준위를 추정한다. Fig. 3에는 식 (3)을 이용한 음원강도 추정 과정을 순서도로 도시하였다. 여기서

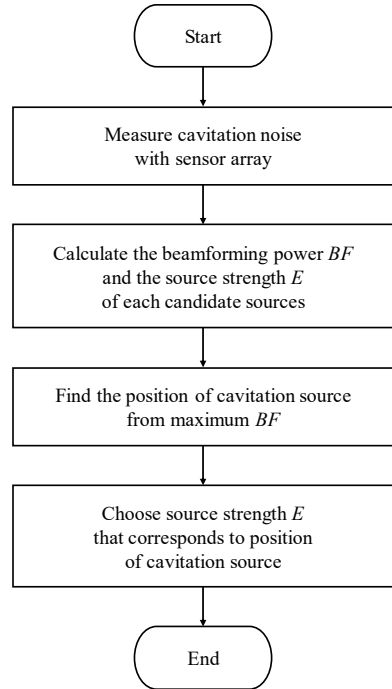


Fig. 3 Flowchart for estimation of source strength using by proposed method



$E$ 는 최소자승법(least squares method)<sup>(7)</sup>을 통해 식 (4)와 같이 구할 수 있다.

$$E = \sqrt{\frac{\text{tr}(\mathbf{A}^H \mathbf{Y})}{\text{tr}(\mathbf{A}^H \mathbf{A})}} \quad (4)$$

여기서  $\text{tr}(\mathbf{A}) = \sum a_{ii}$ 은 행렬의 대각합(trace)을 구하는 연산자이다.

식 (4)는 식 (3)의 목적함수( $=\|\mathbf{Y}-E^2\mathbf{A}\|_F^2$ )를 식 (5)와 같이 전개하여 양변을  $E$ 에 대해 편미분한 뒤, 식 (6)과 같이 우변을 0(영)으로 두고  $\mathbf{A}(=\mathbf{A}^H)$ 와  $\mathbf{Y}(=\mathbf{Y}^H)$ 가 허미시안 행렬(Hermitian matrix)임을 이용하여  $E$ 에 대해서 정리하면 얻을 수 있다.

$$\|\mathbf{Y}-E^2\mathbf{A}\|_F^2 = \text{tr}(\mathbf{Y}\mathbf{Y}^H) - E^2\text{tr}(\mathbf{Y}^H\mathbf{A}) - E^2\text{tr}(\mathbf{Y}\mathbf{A}^H) + E^4\text{tr}(\mathbf{A}\mathbf{A}^H) \quad (5)$$

$$\frac{\partial \|\mathbf{Y}-E^2\mathbf{A}\|_F^2}{\partial E} = -2E\text{tr}(\mathbf{Y}^H\mathbf{A}) - 2E\text{tr}(\mathbf{Y}\mathbf{A}^H) + 4E^3\text{tr}(\mathbf{A}\mathbf{A}^H) = 0 \quad (6)$$

또한, 식 (4)를 식 (5)에 대입한 뒤 정리하면 식 (7)과 같이 나타낼 수 있으며, 이를 통해 음원의 위치를 추정할 수 있다.

$$\|\mathbf{Y}-E^2\mathbf{A}\|_F^2 = \text{tr}(\mathbf{Y}^H\mathbf{Y}) - \frac{\text{tr}(\mathbf{A}^H\mathbf{Y})^2}{\text{tr}(\mathbf{A}^H\mathbf{A})} \quad (7)$$

식 (7) 우변의 첫 번째 항은 관측에만 의존하는 값이므로, 식 (3)을 최소화하기 위해서는 거리에 대한

함수인 두 번째 항이 최댓값을 가져야 함을 알 수 있다. 식 (7)의 물리적 의미를 살피기 위해 관심공간 내 가상음원이 실 음원과 같은 위치에 있는 경우와 그렇지 않은 경우를 비교해 보자.

단극음원으로 모형화된 하나의 소음원에서 방사되는 음장을 2개의 배열 센서(=M)로 측정하는 예시를 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 적색 원은 실 음원을, 흑색 점은 관심공간 내 임의의 가상음원을 나타내며,  $r$  [m]과  $r'$  [m]는 각각 가상음원과 배열 센서간 거리를 나타낸다. 먼저, 가상음원과 실 음원의 위치가 동일한 경우, 가상음원에 대한 전파벡터  $\mathbf{a}=[a_1 \ a_2]^T$ 는 관측벡터  $\mathbf{y}=[y_1 \ y_2]^T(=\mathbf{x}\mathbf{a})$ 와 서로 닮음이기 때문에 식 (7) 우변의 두 번째 항 분모와 분자가 서로 상쇄되어 0이 되며, 식 (3)은 최소값을 가진다. 반면, 가상음원과 실 음원의 위치가 동일하지 않으면 관측벡터  $\mathbf{a}'=[c_1a_1 \ c_2a_2]^T$ (단,  $c_1 \neq c_2$ )로 표현되어  $\mathbf{y}$ 와 닮음이 아니므로 상쇄되지 않아 0보다 큰 값을 가지게 된다. 이를 통해 식 (7)을 이용하면 소음원의 위치가 추정 가능함을 설명할 수 있다.

따라서 관심공간 내 가상음원에 대한 식 (7) 우변의 두 번째 항, 다시 말해 빔형성 파워가 최대가 되는 지점을 소음원의 위치로 볼 수 있으며, 식 (3)은 식 (8)과 같이 수정할 수 있다.

$$\max \text{cost} = \frac{\text{tr}(\mathbf{A}^H \mathbf{Y})^2}{\text{tr}(\mathbf{A}^H \mathbf{A})} \quad (8)$$

식 (3) 또는 식 (8)은 일반적인 최소화 문제와 같이 해를 수치적 혹은 반복적인 방법으로 구하지 않고 해석적으로 얻을 수 있기에 계산속도가 빠른 장점이 있다. 단, 식 (8)을 비롯하여 앞에서 나타낸 최소화 문제는 주파수 영역에서 정의되었음을 강조하며, 이에 따라 주파수 대역 선정에 대한 문제가 남는다. 그러나 이 연구는 수중방사소음 예측을 위한 음원순위 추정법을 제안하기에 별도의 주파수 대역 선정 없이 측정 가능한 모든 주파수, 즉 샘플링 주파수의 절반을 분석에 사용하였다. 제안 추정법을 이용한 음원순위 추정 과정을 다시 정리하면, 관심 주파수 대역에 대해 식 (4)와 식 (8)을 이용하여 관심공간 내 가상음원에 대한 음원의 강도와 빔형성 파워를 각각 계산한다. 다음, 빔형성 파워가 최댓값을 가지는 지점, 즉 음원의 위치를 찾고 해당 지점에 대응하는 음원강도  $E$ 를 선택하여 레벨[dB]로 나타내면 최종해, 즉 음원순위를 얻게 된다.

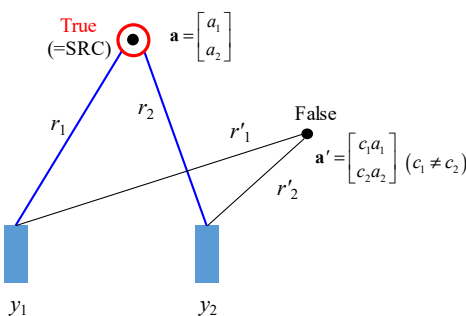


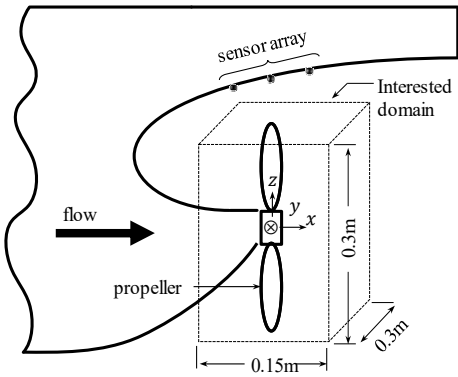
Fig. 4 Comparison of the positional relationship between a virtual- and real- source ( $M=2$ )

### 3. 모형선 실험에의 적용

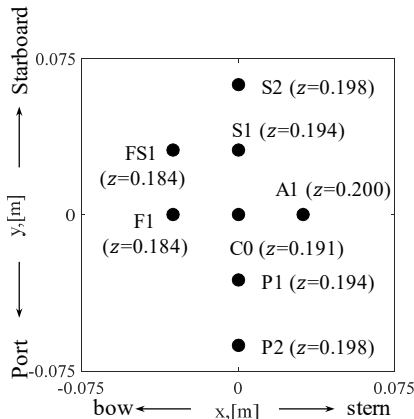
#### 3.1 실험환경 및 실측자료 분석

제안 음원준위 추정법을 캐비테이션 소음 실측 결과에 적용하고자, 선박해양플랜트연구소의 캐비테이션 터널에서 날개 수가 4개인 프로펠러가 장착된 모형선을 이용한 캐비테이션 발생 실험을 수행하였다.

캐비테이션 소음신호 계측에는 B&K 8103 하이드 로폰을 사용하였으며, 설치 공간의 제약으로 총 8개의 배열 센서(Fig. 5(b))를 Fig. 5(a)와 같이 프로펠러 상부 선체 표면에 매립하였다. 프로펠러 중심을 원점으로 한 주변 0.15×0.3×0.3 m<sup>3</sup>의 영역을 가로, 세로, 높이 10 mm 간격의 15 376개 격자로 분할하여 관측 공간(Fig. 5(b))으로 선정하였고, 이를 바탕으로 전파 벡터 **a**를 형성하였다.



(a) Assumed source region



(b) Configuration of sensor array

Fig. 5 Test environment

터널 내 유속은 7 m/s, 프로펠러의 회전수는 44 rad/s로 고정하였고, 안전 조건을 만족하면서 지속 운전이 가능한 엔진의 최대 출력을 의미하는 최대연속출력 (maximum continuous rating, MCR)의 비율 변화를 통해 터널 내 압력을 단계별로 감압시켜 발생된 캐비테이션 소음을 샘플링 주파수 262.14 kHz 기준 60초 동안 계측하였다. 실험 조건은 Table 1과 같고, Fig. 6에는 고속카메라로 관찰된 프로펠러 날개에서의 캐비테이션 형상을 나타내었다.

MCR의 비율에 따라 3개의 실험조건(75 %MCR, 84 %MCR, 100 %MCR)을 선정하였으며, 각각의 터널 내 압력과 캐비테이션 수(cavitation number,  $\sigma_n$ )는 Table 1과 같다. 이때 식 (9)로 정의되는 캐비테이션 수는 캐비테이션이 발생한 정도를 나타내는 척도로, 값이 작을수록 캐비테이션이 많이 발생했음을 의미한다. 따라서 100 %MCR이 가장 가혹한 실험조건에 해당함을 알 수 있다.

$$\sigma_n = \frac{P - P_n}{0.5 \rho n^2 D^2} \tag{9}$$

여기서  $n$  [Hz]은 프로펠러의 초당 회전수,  $D$  [m]은 프로펠러의 직경,  $P$  [Pa]는 터널 내 압력,  $P_n$  [Pa]은 포화수증기압(saturated vapor pressure)을 나타낸다.

Fig. 6은 고속카메라를 이용한 실험 조건별 캐비테이션 관찰 결과로, 실험 조건과 상관없이 공통적으로 날개끝에서 길게 늘어진 형태의 보텍스 캐비테이션(Fig. 6(a))과 날개 끝단을 덮는 형태의 시트 캐비테이션(sheet cavitation)(Fig 6(b))이 관측되어 캐비테이션이 충분히 발달된 상황임을 관찰할 수 있었다.

Fig. 7에는 계측된 소음신호 중 음압준위의 수준이 전 주파수 대역에서 가장 높은 A1 채널의 실험조건별 파워 스펙트럼 밀도를 도시하였으며, x축은 로그

Table 1 Test conditions and cavitation observed by high-speed camera

Condition	100 %MCR	84 %MCR	75 %MCR
Cavitation number, $\sigma_n$	2.61	2.82	3.06
Flow speed, [m/s]	7		
Propeller rps, [Hz]	44		
Tunnel pressure, [bar]	1.68	1.79	1.93
Observed cavitation	Vortex and sheet		

단위로 나타내었고  $y$ 축의 간격은 20 dB/Hz이다. 주파수 분해능 64 Hz 및 해닝 창문함수(Hanning window function)를 적용하였고, 75 %의 오버랩(overlappaing)으로 641회의 앙상블 평균(ensemble average)을 취해 계산하였다.

일반적인 캐비테이션 소음의 파워 스펙트럼 밀도와 같이 Fig. 7의 그래프는 전체적으로 우하향하는 특성을 보였다<sup>(8)</sup>. 그러나 MCR의 비율이 상승하여도 Fig. 7과 같이 캐비테이션 관측 양상에는 큰 차이가

없던 점에서 알 수 있듯, Fig. 7의 파워 스펙트럼 밀도 역시 눈에 띄는 차이는 드러나지 않았다. 단, 18 kHz ~ 20 kHz 대역에서 피크(peak)가 발생하였음을 관찰할 수 있는데, 이는 프로펠러의 날개 끝단부의 고유진동수와 날개 뒷진(trailing edge of the blade)에서 발생한 와류 흘림(vortex shedding) 주파수가 공진하여 발생하는 프로펠러 명음(propeller singing)<sup>(9)</sup> 현상과 관련한 것으로 추측된다.

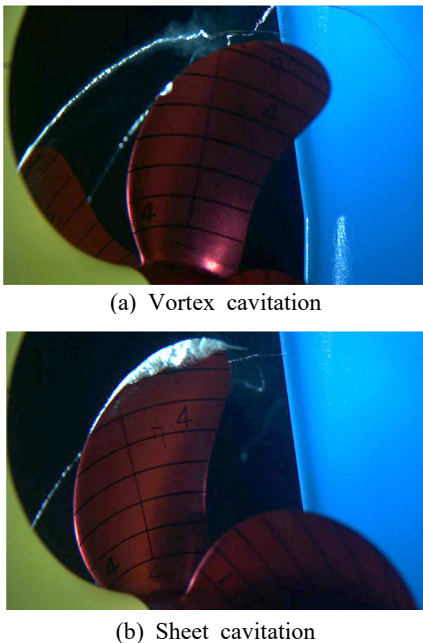
**3.2 캐비테이션 음원준위 추정결과**

2장에서 언급한 바와 같이, 수중방사소음 예측을 위해 별도의 주파수 대역 선정 없이 캐비테이션 소음의 광대역 특성을 고려한 1 kHz ~ 100 kHz에 대한 자료를 이용하여 제안 추정법을 적용하였다. 관심 대역을 64 Hz로 분할하여 관측벡터  $y$ 를 추출하였고, 앞서 결정한 전파벡터  $a$ 와 함께 식 (4) 및 식 (8)의 계산을 각 주파수에 대하여 반복하였다.

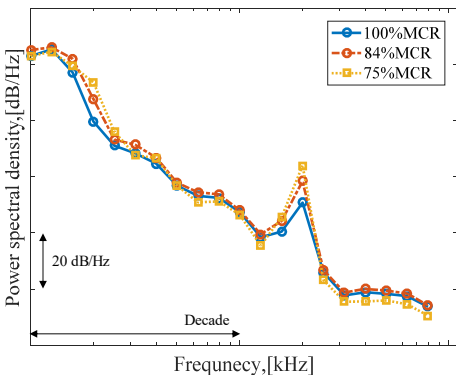
Fig. 8에는 캐비테이션 소음의 위치 추정 결과를 1/3 옥타브 대역에 대해 각 시험조건별로 나타내었고, 각각 위에서 아래로 바라본 방향과 선미에서 선수로 바라본 방향의 그림을 도시하였다. 추정 위치는 시험조건과 상관없이 대부분 일정한 영역에서 군집을 이루었으며, 그 범위는 고속카메라 관찰결과(Fig. 6)와 큰 상관관계를 가졌다. 몇몇 군집을 벗어난 경우는 3 kHz 미만의 저주파수 영역 또는 프로펠러 명음이 발생한 18 kHz ~ 20 kHz 대역 등에 대한 결과이며, 제안 추정법은 음원의 위치를 먼저 구해야 하기에 해당 위치에서의 추정 음원강도는 전달함수를 이용한 기존 방법의 결과와 차이가 발생할 수 있음을 추측할 수 있다.

Fig. 9에는 관심 대역에 대한 캐비테이션 소음의 음원준위 추정 결과를 도시하였다. 파워 스펙트럼 밀도(Fig. 7)에서 알 수 있듯이 추정 결과는 전체적으로 우하향하였고 시험조건과 상관없이 유사한 양상을 띠었다. 또한, 18 kHz ~ 20 kHz 대역에서 피크가 발생하였는데, 이는 앞서 언급한 바와 같이 프로펠러 명음 현상과 관련한 것으로 추측된다.

Fig. 10에는 제안 추정법과 기존의 전달함수법을 이용하여 각각 구한 음원준위의 추정결과를 나타내었으며, 시험조건과 상관없이 위치 및 음원준위 추정결과가 유사했기에 가장 가혹한 100 %MCR 조건의 결과만 도시하였다. 제안 추정법은 각 주파수에 대한 음원의 위치 및 온보드 센서까지의 거리를 구할 수



**Fig. 6** Cavitation pattern(captured using high-speed camera)



**Fig. 7** Power spectral density of cavitation noise for different test conditions (channel: A1)

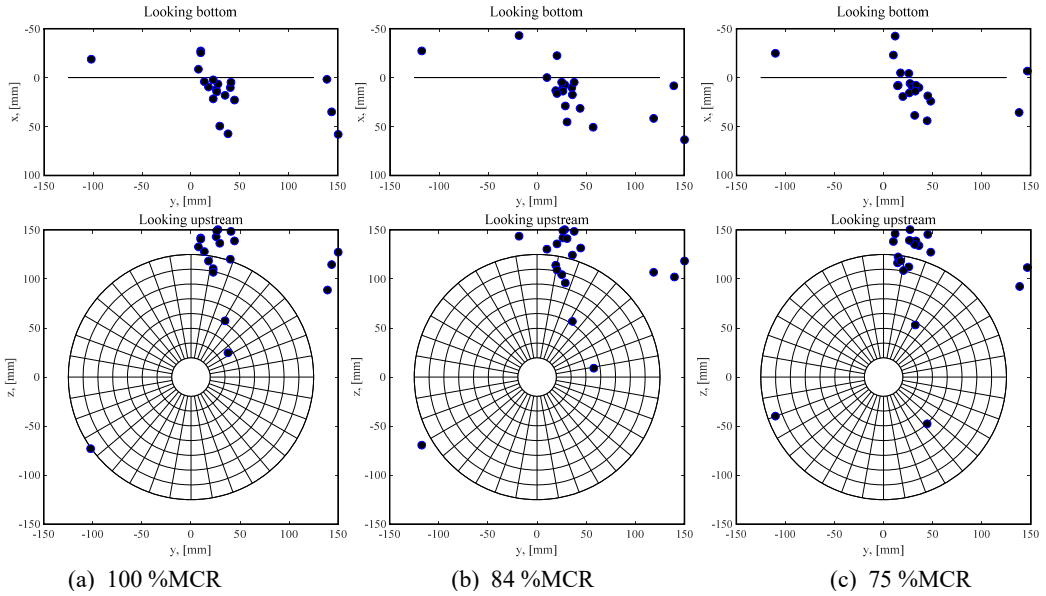


Fig. 8 The results of localization for different test conditions

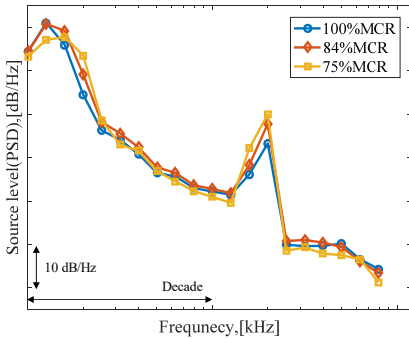


Fig. 9 The results of source level estimation for different test conditions (channel: A1)

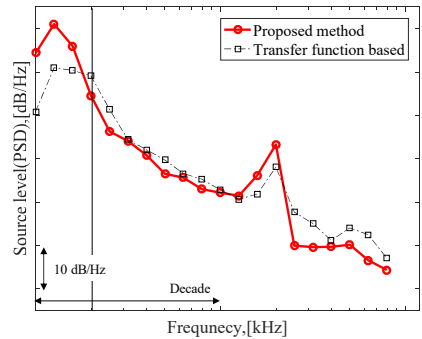
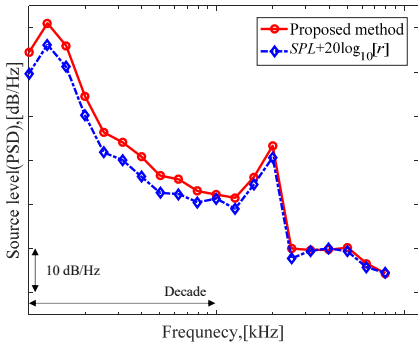


Fig. 10 Comparison of source level between the transfer function based- and proposed- method (condition: 100% MCR)

있기에, 이 거리가 파장을 2배한 값보다 커지는 주파수인 3 kHz(Fig. 10의 검은색 선)를 원거리장 영역이 시작되는 경계로 선정하였다. 3 kHz 미만의 주파수 대역에서는 눈에 띄는 차이가 나타남을 알 수 있는데, 이는 전통적인 빔형성 방법의 저주파수 한계로 인해 잘못된 위치를 추정한 것으로 판단된다. 반면, 원거리장 영역을 만족하는 주파수 대역에서는 5 dB 이내의 차이에서 비교적 잘 일치함을 관찰할 수 있으며, 이를 통해 빔형성 방법 기반의 방법론을 이용한 제안 추정법으로 실선에서의 캐비테이션 음원준위 추정이 가능함을 확인하였다.

그러나 제안 추정법을 이용한 분석은 관심 대역(=1 kHz~100 kHz)에서 약 8.2초가 소요되었다. 따라서 수중방사소음의 실시간 추정, 즉 모니터링에는 적합하지 않다고 볼 수 있으나, 이는 관심 대역을 고해상도의 일정 대역폭으로 분할하였기 때문으로 추측된다. 따라서 주파수 해상도를 낮추거나 1/3 옥타브밴드 등을 추정에 적용하면 소요 시간을 단축시킬 수 있다고 판단되었다. 만약, 수면의 반사를 무시할 수 있는 환경, 즉 자유음장(free-field) 환경이라면 식(1)의 레벨 계산을 표현한 식(10)을 식(11)과 같이 정리함으로써 음원준위를 추정할 수 있다.



**Fig. 11** Comparison of source level between proposed method and obtained from sound pressure level

$$SPL = 20 \log_{10} \left[ \frac{y}{P_{ref}} \right] = 20 \log_{10} \left[ \frac{x/r}{P_{ref}} \right] \quad (10)$$

$$SL = 20 \log_{10} \left[ \frac{x}{P_{ref}} \right] = SPL + 20 \log_{10} [r] \quad (11)$$

여기서  $P_{ref} = 1 \mu\text{Pa}$ 이며, 식 (1)의 지수(exponential)항은 크기가 ‘1’이므로 생략하였다.

식 (11)을 통해 구한 음원준위와 제안 추정법을 이용하여 얻은 음원준위를 Fig. 11에 도시하였다. 관심 대역에서 두 그래프는 비교적 잘 일치함을 알 수 있으며, 이를 통해 소음원의 위치를 알고 있다면 계측 음압준위에 단순히 거리 정보를 보정함으로써 음원준위 추정이 가능함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 수중방사소음의 실시간 추정을 위해 빔형성 방법에 기반한 프로펠러 캐비테이션의 음원준위 추정법을 제안하였고, 모형선 실험을 통해 적용 가능성을 타진하였다. 제안 추정법을 통해 얻은 음원준위의 검증에 위해 전달함수법을 이용하여 구한 결과와 비교하였으며, 원거리장을 만족하는 주파수 영역에서 두 결과가 잘 일치함을 관찰할 수 있었다. 제안 추정법을 이용한 음원준위 추정시, 소음원의 위치 정보를 이용한 음압준위로부터의 추정 등을 검토함으로써 계산시간의 단축 가능성을 확인하였다.

이 연구는 제안 추정법을 실선에 적용하기 전 모형선 실험을 통해 빔형성 방법 기반의 방법론을 검증한

점에서 의미를 찾을 수 있다. 단, 캐비테이션 실측 자료에 제안 기법 적용시 온보드 센서의 개수 및 배열을 임의로 적용하였다. 따라서 개수 선정 및 배열 설계의 문제가 남으며, 최적화 기법을 통해 이를 해결함으로써 제안 추정법의 적용 가능성을 더욱 높일 수 있을 것으로 판단한다. 향후, 자유수면 등의 영향(Lloyd’s mirror effect) 등을 고려한 소음전파모델 개발을 통해 연구의 완성도를 높이고자 한다.

#### 후 기

이 연구는 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소의 주요사업 ‘고효율/저소음 선박을 위한 추진기소음 원천기술 개발 및 실선적용 연구(PES3890)’과제의 지원을 받아 수행되었으며 상기 과제 연구 결과의 일부입니다.

#### References

- (1) International Maritime Organization (IMO), 2011, Report of Marine Environment Protection Committee (MEPC), 62nd Session Agenda Item 19 (62/19), Noise from Commercial Shipping and Its Adverse Impacts on Marine Life - Development of an International Standard for, 2011.
- (2) Donoho, D. L., 2006, Compressed Sensing, IEEE Transactions on Information Theory, Vol. 52, No. 4, pp. 1289~1306.
- (3) Kim, Y.-H., Seol, H., Lee, J.-H. and Jeong, H., 2020, Localization and Source-strength Estimation of Tip Vortex Cavitation Noise Using Compressive Sensing, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 4, pp. 329~339.
- (4) Foeth, E. J. and Bosschers, J., 2016, Localization and Source-strength Estimation of Propeller Cavitation Noise Using Hull-Mounted Pressure Transducers, In Proceedings of the 31st Symposium on Naval Hydrodynamics, Monterey, CA, USA, pp. 11~16.
- (5) Pierce, A. D., 2019, Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications, 3rd Ed., Springer, New York.
- (6) Christensen, J. J. and Hald, J., 2004, Beamforming, Technical Review 1, Bruel & Kjaer, Denmark.

(7) Strang, G., 2006, Linear Algebra and its Applications, 4th Ed., Thomson Brooks/Cole, Belmont, CA.

(8) Lee, J.-H., Lee, K.-J. and Park, H.-G., 2018, Exploiting Air-bubble Reflection for Reducing Propeller Cavitation Induced Hull Excitation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 6, pp. 730~739.

(9) Kim, T. and Lee, H., 2018, A Study on the Identification of Underwater Propeller Singing Phenomenon, The Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 37, No. 2, pp. 92~98.



**Yong-Hyun Kim** received his B.S. and M.S. degrees in Mechanical Engineering in 2018 and 2020, respectively, is currently studying for Ph.D. degree at Changwon National University. He especially is interested in Source localization and Source strength estimation.



**Hanshin Seol** received his B.S. in Aerospace Engineering from Pusan National University in 1998. He received his M.S. and Ph.D. degree in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in 2001 and 2005. He is now a principal researcher and the head of the 'Naval Ship Engineering Research Center' at Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering in Daejeon, Korea. Dr. Seol's current research interests include hydroacoustics, propeller noise and development of propeller noise reduction technology.



**Jeung-Hoon Lee** received B.S. degree in Mechanical Engineering from Hanyang Univ. in 2001, MS and Ph.D. degrees from KAIST in 2002 and 2007, respectively. After industrial experiences in SSMB of Samsung Heavy Industries Co. Ltd.

for 9 years, he in 2016 joined the school of mechanical engineering of Changwon National Univ. as associate professor. His major interests cover signal processing, acoustic cavitation and Etc.



**Hongseok Jeong** received his B.S. and M.S. in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in 2012 and 2014. He received his Ph.D. degree in Engineering and Physical Sciences at the University of Southampton in 2019. He is currently working at Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering. His research interest is identification and mitigation of propeller noise.

# 소쇄원의 공간 유형에 따른 소리경관 특성에 관한 연구

## Soundscape Characteristics in Soswaewon Space Types

강희주\* · 국찬\*\* · 신용규†  
Hee-Ju Kang\*, Chan Kook\*\* and Yong-Gyu Shin†

(Received January 7, 2021 ; Revised January 29, 2021 ; Accepted February 4, 2021)

**Key Words** : Soswaewon(소쇄원), Sounscape(사운드스케이프), Acoustic Indices(음향지수)

### ABSTRACT

In this study, we measured and recorded the sound at various points in Soswaewon, and analyzed the soundscape characteristics in the garden space. The main conclusions were as follows: Soswaewon could be classified according to the cross-sectional level, such as “Gyewon (rigolet garden)” at the lower level, “Jeon Won (front garden)” at the middle level, and “Naewon (inner garden)” at the upper level. The sound of water could be used to describe the main environmental factors of “Gyewon,” “Jeon Won,” the space for moving with guests, and “Naewon,” the space where the owner resides, using the physical index representing the soundscape characteristics. The values of StdDev and REm in comparison with  $L_{90}$  could be ranked in the following order: “Gyewon” < “Jeon Won” < “Naewon,” which could be attributed to the sound of water. This could also be attributed to the differences in the upper, middle, and lower levels of the spatial section. In addition, as a result of the comparative analysis of  $L_{90}$  and unbiased annoyance, “Naewon” was found to have a relatively higher NbEm value, indicating the number of peaks, than that of the background sound in the space; however, the unbiased annoyance value appeared to be low. Thus, “Naewon” was believed to be a space dedicated for residences. In the future, the characteristics of the Soswaewon soundscape may be determined through further research, such as diversifying the measurement timing according to seasonal changes and conducting subjective evaluation of the secured sound sources.

### 1. 서론

한국 대표 원림인 소쇄원은 조선시대 양산보에 의해 전남 담양군 남면 지곡리에 조영되었으며, 오늘날 소쇄원에 대한 공간의 의미를 해석하기 위해 역사, 조경, 건축 등 다양한 분야에서 연구가 활발하게 진

행되고 있다. 특히 소쇄원 원림의 경관 관련 분야에 서는 「소쇄원 48영」, 「소쇄원도」, 「소쇄원 30영」 등 관련 문헌을 토대로 소쇄원의 공간구성, 그리고 그 내부에 있는 조경물 등에 대하여 내원(內園)을 중심으로 한 차경특성(借景特性)에 관하여 연구<sup>(1-6)</sup>가 이루어져 왔다.

소쇄원(瀟灑園)의 뜻은 빗소리 소(瀟), 혹은 물 맑

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University, Professor  
E-mail : ygshin@dsh.ac.kr

\* Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University, Master's course  
\* Member, Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University, Professor

‡ Recommended by Editor Deuk Sung Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

고 깊을 소(瀟)이고灑는 쇠, 새, 혹은 사라고 읽을 수 있는데 물 뿌릴 쇠(灑)나 깨끗할 쇠(灑)라는 뜻과 음을 갖는다. 소쇄원 중국 남조시대 제(齊)나라 사람 공덕장(孔德璋 혹은 孔稚圭, 447~501)이 지은 글 <북산이문(北山移文)><sup>(7)</sup>에 나오는 말로 “깨끗하고 시원하다”는 의미<sup>(8)</sup>와 함께 소리의 정원으로 불리고 있다. 최근 소쇄원 48영에서 표상하고 있는 청각적 경관요소를 중심으로 소리풍경이라는 사운드스케이프의 개념과 사상으로 접근한 연구<sup>(9)</sup>를 통해 경관 해석 의미를 시각 측면에 더해 청각, 촉각, 후각, 미각 등 오감요소 측면에서 고려하여 소쇄원 공간을 재해석하고 있다. 이처럼 소쇄원 공간 의미를 다양한 방법을 통해 확인하고 해석하고 있지만, 현장에 분포하는 소리의 물리적 특성을 토대로 공간의 특성을 구분하는 연구는 아직 구체적으로 진행되지 않았다. 이에 이 연구에서는 소쇄원 내 다양한 지점에서 소리를 측정 및 녹음하고 분석하여 소쇄원 원림 공간의 소리경관 특성을 제시하고자 한다.

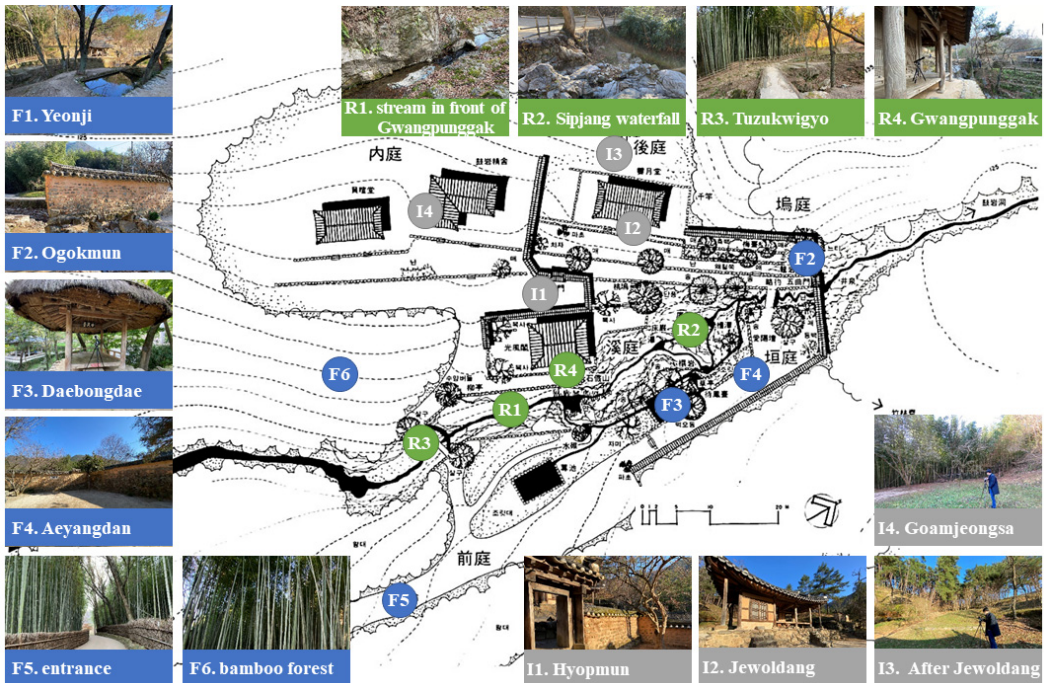
## 2. 연구 내용 및 방법

이 연구는 소쇄원 내 다양한 지점에서 소리를 측

정, 녹음 및 분석하여 소리경관 특성을 제시하고자 하였다. 이를 위해 소쇄원 공간을 원림의 특성 및 레

**Table 1** Measuring points

Division		Measuring points
The front garden	F1	Yeonji
	F2	Ogokmun
	F3	Daebongdae
	F4	Aeyangdan
	F5	Entrance
	F6	Bamboo forest
The rigolet garden	R1	Stream in front of Gwangpunggak
	R2	Sipjang waterfall
	R3	Tuzukwigyo
	R4	Gwangpunggak
The inner garden	I1	Hyopmun
	I2	Jewoldang
	I3	After Jewoldang
	I4	Goamjeongsa



**Fig. 1** Measuring points



벨 차이에 의한 상·중·하 3단 공간 구분인 전원(중간역), 계원(하위역), 내원(상위역) 등으로 분류하는 문헌을<sup>10)</sup> 토대로 측정 장소를 선정하였으며 구체적인 연구 내용 및 방법은 다음과 같다.

## 2.1 대상 공간 선정

대상 공간 선정은 진입로에서 오곡문까지의 전원(前園) 공간인 입구, 연지, 애양단, 대봉대, 오곡문, 대나무 숲 등 6개소, 계류 중심으로 조성된 계원(溪園) 공간인 광풍각, 광풍각 앞 개울, 십장폭포, 투족위교 등 4개소, 정적인 공간인 내원(內園)의 협문, 제월당, 제월당 뒤, 고암정사 등 4개소를 선정(Table 1)하였으며, 측정 위치 및 사진은 Fig. 1과 같다.

## 2.2 측정 및 분석 방법

측정은 2020년 11월 25일 수요일(07~12시)에 공간별 5분간 측정 및 녹음 하였으며, 피크 발생에 영향을 미치는 이벤트 음원을 추가 기록하였다. 측정 및 분석은 01dB DUO(1ch)를 사용하여 측정 및 녹음을 동시에 시행하였고, 측정 데이터는 dBTrait(Ver. 5.4), dBFA, Microsoft Office Excel(Ver. 2016) 등을 활용하여 공간별 음향지수, 타임히스토리, 주파수특성과 음질지수를 도출하였다. 또한 측정 장소별 음원 특성을 분석하여 전원, 계원, 내원 등의 공간을 구분 및 설명할 수 있는 물리지수 간 유의성을 찾기 위해 IBM SPSS Statistics(Ver. 25)를 활용하였다.

## 3. 결과 및 분석

### 3.1 공간별 특성

전원, 계원, 내원 공간의 음향지수와 타임히스토리 및 주파수 특성은 Table 2, 음질지수는 Table 3과 같다. 측정 당일 관람을 위한 방문객은 없었고, F1, F3, F4, F6, R3, R4 등 6개 공간에서 대봉대 지붕 벗질 시공 작업을 하는 인부들의 대화 소리 및 행태음이 간헐적으로 발생하였으며, F3, F4 측정시 작업자들의 손수레 움직이는 소리, 빗자루로 청소하는 소리가 발생했으며, F4에서는 추가로 트럭 도착 소리, 개 짖는 소리 등이 발생하는 특성을 보였다. 물소리는 R1, R2, R3, R4, F1, F2, F3에서, 새소리는 F1, F2, F4, R3, I1, I2, I3 등에서 주로 발생하고 있었다. 각 공간 주파수 특성으로 전원은 F4, F5를 제외하고 유사한

패턴을 나타냈고, 계원은 개울 공간 하단부의 R1, R2와 상단부의 R3, R4가 유사한 패턴을 나타냈다. 내원은 I1, I2, I3, I4 모두 유사한 패턴을 보였다. 전원은 내원보다 비교적 높은 레벨에서, 내원은 비교적 낮은 레벨에서 타임히스토리 변동 패턴을 나타냈다.

### 3.2 공간 유형별 물리지수 특성

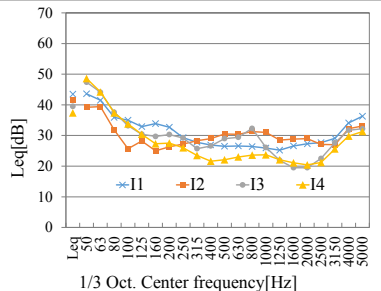
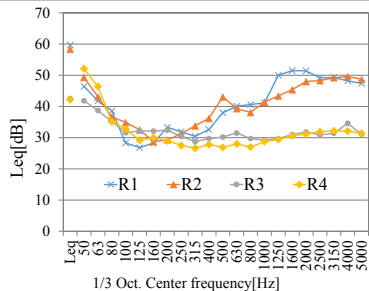
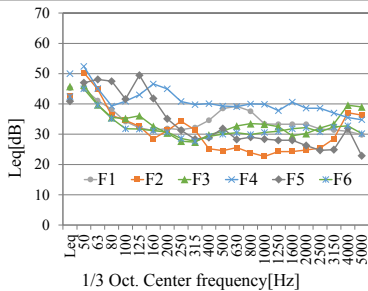
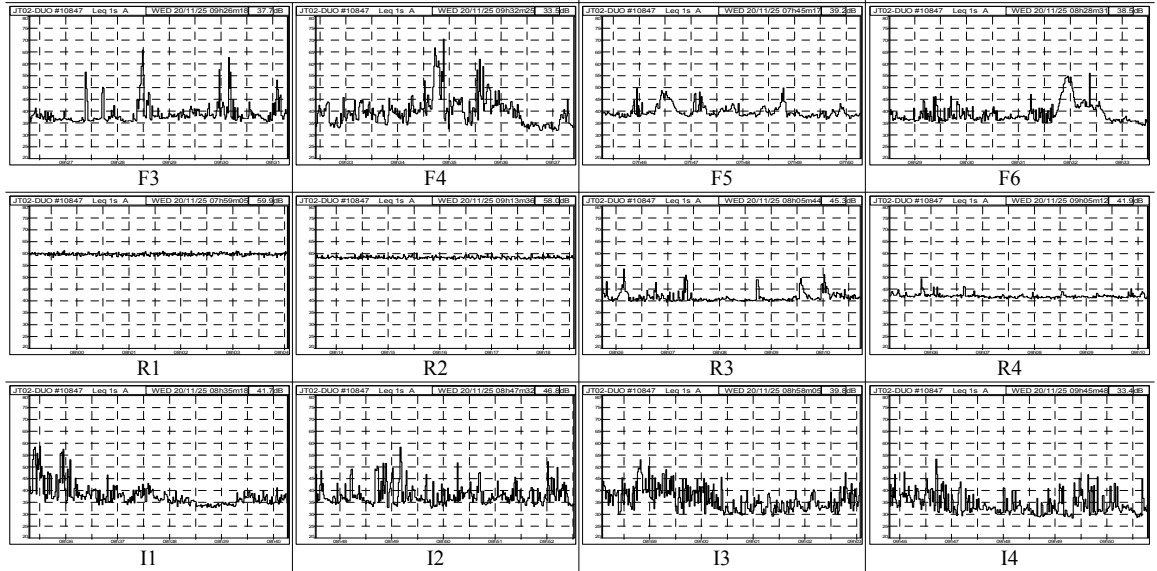
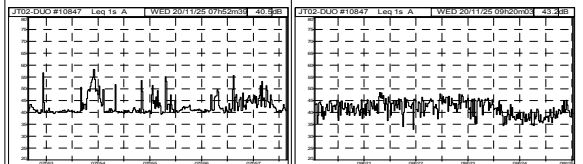
전원, 계원, 내원의 공간 유형에 따라 구분되는 물리지수 특성이 있는지 확인하기 위해 일원배치 분산분석(one-way ANOVA)을 실시하였다(Table 4). 독립변수로 전원(a), 계원(b), 내원(c) 유형, 종속변수로  $L_{eq}$ , StdDev,  $L_{90}$ , NbEm, EmT, REm, G, loudness, sharpness, fluctuation strength, roughness, unbiased annoyance, articulation index(NHV) 등 13가지의 음질지수를 활용하여 분석한 결과 유형 간 유의미한 차이가 있는 지수는 StDev,  $L_{90}$ , NbEm, REm, unbiased annoyance로 나타났다. 지수별 검증 통계량은 StDev  $F(2,11)=15.752$ ,  $p<0.001$ ,  $L_{90}$   $F(2,11)=10.354$ ,  $p<0.003$ , NbEm  $F(2,11)=13.711$ ,  $p<0.001$ , REm  $F(2,11)=6.455$ ,  $p<0.014$ , unbiased annoyance  $F(2,11)=4.418$ ,  $p<0.039$ 로 공간 유형 간 비교 가능하도록 일관되게 반응하는 지수가 있음을 확인하였다(Table 5). 유형간 유의미한 차이를 보여준 지수 중 StDev, NbEm, REm 등은 전원 내에서 최대, 최소의 차이가 다른 공간에 비해 높게 나타났으며, 내원의 경우 차이가 작았고 평균값은 높게 나타났다. 계원에서는 전원, 내원에 비해 낮고 공간별 차이도 거의 없음을 확인할 수 있다. 또한,  $L_{90}$ , unbiased annoyance는 계원 공간이 비교적 높게 나타났으며 광풍각 앞 개울과 십장폭포가 투족위교, 광풍각보다 상대적으로 높게 나타났다(Fig. 2). 이를 구체적으로 확인하고자 슈페(Scheffe)의 사후검정 분석을 통해 물리지수 집단 간 평균 차이를 확인하였다(Table 4). 계원 공간은 StDev, NbEm, REm이 전원, 내원 공간에 비해 낮게 나타났고,  $L_{90}$ 은 전원, 내원 공간보다 높게 나타났다. 그리고 unbiased annoyance는 후원, 전원 공간보다 전원, 계원 공간이 높게 나타났다. 집단비교와 함께 전원, 계원, 내원의 공간 특성 별로 구분되는 지수를 분류하기 위해 요인분석을 실시하였으며, KMO와 Bartlett의 구형성 검정 결과 0.527로 설명력이 있으며, Bartlett 유의확률은 0.000으로 전원, 계원, 내원의 공간 특성을 설명할 수 있는 지수 분류가 가능할 것으로 판단된다(Table 6).

**Table 2** Indices, time history, and frequency of sound at each point

Division	$L_{eq}$ [dB(A)]	S.D. [dB(A)]	$L_{90}$ [dB(A)]	NbEm	EmT [Nb/s]	REm [%]	G [Hz]
F1	45.2	3.6	39.9	26	0.43	20.0	502.3
F2	42.6	3.2	36.9	58	0.41	47.7	344.1
F3	45.8	4.3	35.8	24	0.49	16.3	1045.7
F4	50.0	6.1	33.6	31	0.18	58.7	389.0
F5	40.9	2.4	37.7	12	0.33	12.0	137.7
F6	42.4	4.0	35.6	21	0.28	25.3	538.6
R1	59.7	0.5	58.9	0	0.00	0.0	2142.1
R2	58.4	0.5	57.6	0	0.00	0.0	2329.3
R3	42.5	2.2	39.9	11	0.44	8.3	761.5
R4	42.2	0.9	41.2	1	1.00	0.3	185.3
I1	43.5	4.7	33.7	37	0.49	25.3	682.2
I2	41.6	4.2	34.0	47	0.55	28.3	849.8
I3	39.5	4.7	30.6	47	0.34	46.7	254.2
I4	37.4	4.3	29.9	45	0.46	32.7	174.4

NbEm : number of emerging peaks  
 EmT : emerging peaks compare to its time rate  
 REm : relative emerging peaks  
 G : spectrum gravity center[Hz]

$$EmT = \frac{NbEm}{TEm}, \quad REm = \frac{TEm}{Em}, \quad G = \frac{\sum_i [10^{10} \times B_i] L_i}{\sum_i [10^{10}] L_i}$$



**Table 3** Sound quality indices

Division	Loudness (sone)	Sharpness (acum)	Fluctuation strength (vacil)	Roughness (asper)	Unbiased annoyance (au)	Articulation index(NHV) (%)
F1	5.44	1.39	0.07	12.59	10.42	87.1
F2	4.34	2.00	0.02	12.63	8.48	87.1
F3	5.55	1.72	0.18	12.63	7.64	87.1
F4	8.24	1.48	1.30	12.66	13.13	87.0
F5	4.54	1.06	0.05	12.55	7.51	87.1
F6	4.50	1.49	0.03	12.63	8.50	87.1
R1	12.74	1.96	0.02	11.12	38.52	71.6
R2	12.42	2.13	0.04	9.33	39.92	76.3
R3	4.59	1.54	0.04	12.66	8.40	87.1
R4	4.48	1.73	0.02	12.61	9.03	87.1
I1	4.70	2.22	0.06	12.66	7.68	87.1
I2	4.28	1.82	0.13	12.63	6.35	87.1
I3	3.44	1.58	0.12	12.65	4.76	87.1
I4	2.69	1.88	0.05	12.65	3.98	87.1

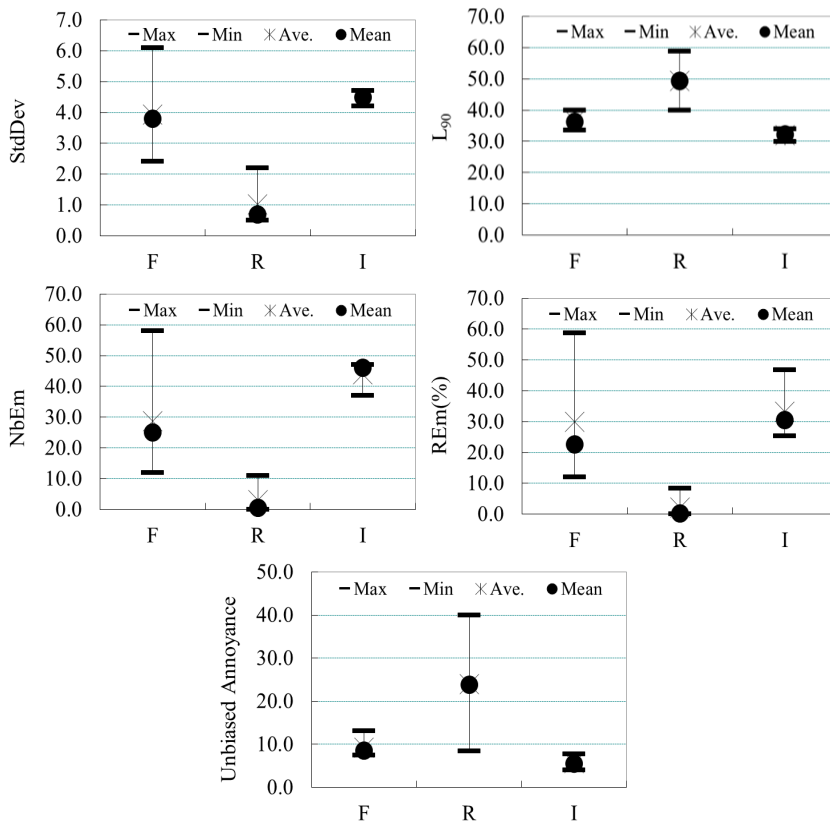
**Table 4** ANOVA of the physical index by the space type

Division		Sum of squares	Df	Mean square	F	Sig.
Leq dB(A)	Group-between	212.4	2	106.178	3.299	0.075
	Group-within	354.0	11	32.183		
	Sum	566.4	13			
StdDev	Group-between	<b>28.6</b>	<b>2</b>	<b>14.303</b>	<b>15.752</b>	<b>0.001</b>
	Group-within	<b>10.0</b>	<b>11</b>	<b>0.908</b>		
	Sum	<b>38.6</b>	<b>13</b>			
L90 dB(A)	Group-between	<b>660.9</b>	<b>2</b>	<b>330.428</b>	<b>10.354</b>	<b>0.003</b>
	Group-within	<b>351.1</b>	<b>11</b>	<b>31.914</b>		
	Sum	<b>1011.9</b>	<b>13</b>			
NbEm	Group-between	<b>3453.5</b>	<b>2</b>	<b>1726.762</b>	<b>13.711</b>	<b>0.001</b>
	Group-within	<b>1385.3</b>	<b>11</b>	<b>125.939</b>		
	Sum	<b>4838.9</b>	<b>13</b>			
EmT Nb/s	Group-between	0.0	2	0.016	0.224	0.803
	Group-within	0.8	11	0.069		
	Sum	0.8	13			
REm (%)	Group-between	<b>2453.1</b>	<b>2</b>	<b>1226.564</b>	<b>6.455</b>	<b>0.014</b>
	Group-within	<b>2090.2</b>	<b>11</b>	<b>190.015</b>		
	Sum	<b>4543.3</b>	<b>13</b>			
G (Hz)	Group-between	2 126 696.9	2	1 063 348.450	2.868	0.099
	Group-within	4 077 696.6	11	370 699.691		
	Sum	6 204 393.5	13			
Loudness (sone)	Group-between	47.5	2	23.768	3.355	0.073
	Group-within	77.9	11	7.085		
	Sum	125.5	13			
Sharpness (acum)	Group-between	0.4	2	0.193	2.326	0.144
	Group-within	0.9	11	0.083		
	Sum	1.3	13			
Fluctuation strength (vacil)	Group-between	0.2	2	0.083	0.710	0.513
	Group-within	1.3	11	0.117		
	Sum	1.4	13			
Roughness (asper)	Group-between	4.1	2	2.052	3.042	0.089
	Group-within	7.4	11	0.674		
	Sum	11.5	13			
Unbiased annoyance (au)	Group-between	<b>773.6</b>	<b>2</b>	<b>386.780</b>	<b>4.418</b>	<b>0.039</b>
	Group-within	<b>963.1</b>	<b>11</b>	<b>87.556</b>		
	Sum	<b>1736.7</b>	<b>13</b>			
Articulation index(NHV) (%)	Group-between	123.8	2	61.881	3.675	0.060
	Group-within	185.2	11	16.838		
	Sum	309.0	13			

**Table 5** Multiple comparison (Scheff) of physical indices according to space type

Division		Mean	Std. Deviation	F	P	Scheffe
StdDev	F(a)	3.9333	1.25167	15.752***	0.001	b<a.c
	R(b)	1.0250	0.80571			
	I(c)	4.4750	0.26300			
L <sub>90</sub> dB(A)	F(a)	36.5833	2.13674	10.354***	0.003	c.a<b
	R(b)	49.4000	10.24663			
	I(c)	32.0500	2.10159			
NbEm	F(a)	28.6667	15.69289	13.711***	0.001	b<a.c
	R(b)	3.0000	5.35413			
	I(c)	44.0000	4.76095			
REm (%)	F(a)	30.0000	18.81893	6.455***	0.014	b<a.c
	R(b)	2.1500	4.10244			
	I(c)	33.2500	9.46766			
Unbiased annoyance (au)	F(a)	9.2800	2.15374	4.418***	0.039	c.a<a.b
	R(b)	23.9675	17.62322			
	I(c)	5.6925	1.65173			

\*\*\* p < 0.05



**Fig. 2** Distribution of physical indices by spatial type

**Table 6** KMO and Bartlett's Test

Kaiser-Meyer-Olkin measure of sampling adequacy.		0.527
Bartlett's test of sphericity	Approx. Chi-Square	75.657
	df	10
	Sig.	0.000

요인의 추출법으로서 주성분 분석방법, 베리맥스회전법을 이용 3회 반복 계산으로 요인회전이 수렴되는 결과를 보였다(Table 7). 2가지 요인이 도출됐으며, 1요인 StdDev, REm은 하위역에 해당되는 계원, 중간역인 전원, 상위역인 내원의 순으로 레벨에 따른 공간 특성과 관계가 있는 것으로 판단된다. 2요인에 해당하는 L<sub>90</sub>, unbiased annoyance의 크기는 내원, 전원, 계원의 순으로 나타났다. 같은 요인 내 구성요소인 NbEm이 음의 부호 연계 특성과 비교해 보면 배경소리보다 피크를 발생하는 소리가 많이 발생하는 공간 순으로 나타난 것으로 판단된다.

**3.3 분석의 종합**

원림의 특성에 의해 소쇄원 공간은 레벨 차이에 따라 상·중·하 3단으로 전원(중간역), 계원(하위역), 내원(상위역) 등으로 공간 유형을 분류하고 있다. 진입로에서 오탁문까지의 전원 공간, 계류 중심으로 조성된 계원 공간, 정적인 공간인 내원 등 공간 유형별로 주파수 및 타임히스토리 패턴이 구분되는 특성을 나타냈다.

전원, 계원, 내원의 공간 유형에 따라 구분되는 물리치수 특성 확인하기 위해 일원배치 분산분석 및 쉬페(Scheffe)의 사후검정 분석을 통해 유형간 유의미한 차이를 나타냈다, 계원 공간은 StdDev, NbEm, REm이 전원, 내원 공간에 비해 낮게 나타났고, L<sub>90</sub>은 전원, 내원 공간보다 높게 나타났다. 그리고 unbiased annoyance는 후원, 전원 공간보다 전원, 계원 공간이 높게 나타남을 확인할 수 있었다.

공간 유형에 따라 구분되는 물리치수들에 대하여 요인분석을 실시한 결과 공간의 레벨차이에 관련된 지수로는 StdDev, REm으로 도출됐으며, 하위역에 해당되는 계원, 중간역인 전원, 상위역인 내원의 순으로 공간 단면의 레벨 순서와 관계가 있는 것으로 판단된다. L<sub>90</sub>, unbiased annoyance의 크기는 내원, 전원, 계원의 순으로 공간 배경소리보다

**Table 7** Factor analysis of physical indices according to spatial type

Division		Component	
Physical index	Communalities	1	2
StdDev	0.932	0.964	-0.059
REm	0.913	0.960	-0.158
Unbiased annoyance	0.821	0.332	0.931
L <sub>90</sub>	0.946	-0.491	0.820
NbEm	0.977	0.444	-0.790
Eigen values		2.955	1.634
Contribution		59.103	32.689

피크를 발생하는 소리(NbEm)가 많이 발생하는 공간 순으로 나타났다.

**4. 결 론**

이 연구는 소쇄원 내 다양한 지점에서 소리를 측정 및 녹음하고 이를 분석하여 소리와 경관의 특성을 연계함으로써 향후 소쇄원의 공간계획 특성에 대한 설명을 부연할 수 있는 기초 자료를 제시하고자 하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 소쇄원 공간은 원림의 특성에 의해 전원, 계원, 내원 등으로 구분이 되며, 하위역인 계원, 중간역인 전원, 상위역인 내원 등 공간의 단면 레벨 차이에 따라 분류되는데 물소리 중심의 계원, 손님 등 주 이동 동선의 전원, 주인 거처 공간 중심의 내원 등이 각각의 그룹별로 구분되는 주파수 및 타임히스토리 패턴 특성이 나타났는데, 이는 조영 당시 자연경관 소재 및 지형의 단면 레벨 차를 고려한 공간의 성격이 고려되어 조성된 것으로 판단된다.

(2) 전원, 계원, 내원의 공간 유형에 따른 물리치수 특성을 구분할 수 있었다. 물소리 중심의 계원 공간은 StdDev, NbEm, REm이 전원, 내원 공간에 비해 낮게 나타나 일정한 피크 발생 특성을 가진 물소리 공간임을 설명하는 지수로 판단된다. 또한 계원 공간의 L<sub>90</sub>은 전원, 내원 공간보다 높게 나타나 공간에 물소리가 지배적임을 확인할 수 있다. Unbiased annoyance는 내원, 전원 공간보다 전원, 계원 공간이 높게 나타나 내원 공간이 비교적 정온한 공간인 것으로 판단된다.

(3) 공간 유형에 따라 구분되는 물리지수들에 대한 요인분석을 통해 공간의 상·중·하 3단 레벨 차이를 설명하고, 공간의 배경소리에 대한 설명이 가능할 것으로 판단된다. 공간 단면의 상·중·하 레벨 차이와 관련된 지수인 StdDev, REm은 계원<전원<내원의 순으로 L<sub>90</sub>과 함께 비교하면 물소리가 주요 원인인 것으로 판단된다. 또한 L<sub>90</sub>과 unbiased annoyance를 비교 분석한 결과 내원 공간은 상대적으로 공간 배경 소리보다 피크를 발생하는 소리(NbEm)가 많이 발생하는 공간이지만 Unbiased Annoyance는 낮게 나타남으로써 정온한 거처 중심의 공간임을 설명하는 것으로 판단된다.

향후 공간의 계절 변화에 따른 소리와 경관의 특성을 고려하기 위해 측정 시기를 다양화하고 확보된 음원의 주관평가를 통해 소쇄원의 소리와 경관의 특성에 관한 연계성 연구를 추가함으로써 소쇄원 원림 공간의 소리경관 특성을 구체화할 수 있을 것으로 사료된다.

## 후 기

이 논문은 동신대학교 학술연구비에 의하여 연구되었음

## References

- (1) Jeong, D. O., 1973, On the Soswe Won Garden, Journal of the Korean Institute of Landscape Architectur, Vol. 2, pp. 27~33.
- (2) Kim, H., 1993, Study on Landscape Characteristics of the Retreating Villa Sosewon Garden through a Woodcut of Sosewon Garden and the Analysis of the Kim, In Hu's 48 Poems, Journal of the Korean Institute of Landscape Architecture, Vol. 51, pp. 11~19.
- (3) Cheon, D. Y. and Han, S. H., 1994, The Elements of Soshawon from the View of 'Pictorial Map of Soshawon' and 'Forty-eight Poems', Journal of Architectural History, Vol. 3, No. 2, pp. 67~90.
- (4) Park, I. S., 2000, An Analysis on the Landscape of SO-SHAE-WON, Journal of the Industrial Technology, Vol. 8, pp. 1~9.
- (5) So, H. S., 2011, A Study on the Structure of Sochaewon Landscape Garden Featuring Borrowed Scenery -Focusing on the Soshawon Sisun and the Thirty Poems of Soshawon, Journal of the Korean Institute of Traditional Landscape Architecture, Vol. 29, No. 4, pp. 59~69.
- (6) Cheon, D. Y. and Jung, J. Y., 2018, A Study on Exterior Configuration of Soswaewon in <30 Poems of Soswaewon>, Journal of the Architectural Institute of Korea Planning & Design, Vol. 34, No. 3, pp. 85~92.
- (7) Kim, B. R., 1996, The Garden of the Sound and Shade and Poetry-Soswaewon, Monthly Ideal Architecture.
- (8) Kim, H. R., 1996, Jeongja-Vally in the Foot of Mudeung Mountain, Monthly Yehyang, p. 191.
- (9) Han, M. H. and Cheon, D. Y., 2015, Soundscapes of Soswaewon Represented in Kim In-Hu's 48 Poems, Journal of Architectural History, Vol. 24, No. 6, pp. 21~33.
- (10) Cheon, D. Y., 1999, The Most Beautiful Garden In Korea, Soshawon, Book publishing 'Bal-eon', pp. 83~95.
- (11) Raimbault, M., 2003, Ambient Sound Assessment of Urban Environments: Field Studies in Two French Cities, Applied Acoustics, Vol. 64, pp. 1241~1256.
- (12) Park, H. K., Shin, Y. G., Kim, H., Song, M. J and Kim, S. W., 2005, Evaluation of Sound Quality for Urban Environmental Sound, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 529~534.
- (13) Shin, Y. G. and Kook, C., 2020, A Study on the Design Method Considering the Preference Characteristics of the Residential Complex Fountain Directing Sound, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 3, pp. 303~310.
- (14) Shin, Y. G., Baek G. J., Kim, S. C. and Kook, C., 2017, A Study on Traffic Noise Masking Sound Source Features for Waterscape Facility Design in Road Adjacent Area, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 278~285.
- (15) Shin, Y. G. and Kook, C., 2019, Study on the Physical Characteristics of the Reproducing Sound of Water and Fountain, Journal of the Korean Society for

Environmental Technology, Vol. 20, No. 4, pp. 222~235.

(16) Shin, Y. G., 2014, A Study on Preference Evaluation for Acoustic Environment Improvement in Residential Complex, Ph.D. Thesis, Chonnam National University.

---



**Yong-Gyu Shin** received Ph.D. in dept. of architectural engineering in Chonnam University, Gwangju, Korea in 2014. He is currently a professor in the Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University.



**Hee-Ju Kang** is a master's course in Landscape Architecture at Dongshin University, and her research interest is soundscape.



**Chan Kook** received Ph.D. in dept. of architectural engineering in Chonnam University, Gwangju, Korea in 1991. He is currently a professor in the Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University.

His research interests are the area of architectural acoustics and soundscape.

# Fourier Expansion Number를 적용한 Beam 요소 기반 유한요소해석모델을 이용한 배관계 탄소성 해석 기법 Elasto-plastic Analysis of Piping System Using Finite Element Model Containing Beam Element with Fourier Expansion Number

이 창 균\* · 이 상 정\* · 이 은 호\* · 임 진 우\* · 박 노 철†

Chang Kyun Lee\*, Sang Jeong Lee\*, Eun-Ho Lee\*, Jin Woo Im\* and No-Cheol Park†

(Received January 7, 2021 ; Revised February 22, 2021 ; Accepted February 24, 2021)

**Key Words :** Elevator Door(승강기 도어), Kinetic Energy(운동에너지), Potential Energy(위치에너지), Calibration(교정), Verification(검증)

## ABSTRACT

This study proposes a method for confirming the seismic integrity based on the strain of piping systems mainly used in power plants through finite element analysis. The piping system of power plants plays a vital role in connecting the major components of the system. Under earthquake conditions, strain is accumulated due to cyclic loads, and the critical location of strain accumulation due to fatigue failure is found to be the pipe elbows. To confirm the system response, it is necessary to extend the conventional finite element analysis model to the plastic domain and perform seismic transient analysis. Therefore, in this study, a method was proposed for performing an elasto-plastic analysis using the finite element analysis model based on the beam element used in the existing design evaluation. By applying the cross-sectional deformation effect in the elasto-plastic analysis to the existing beam element, the Fourier expansion number could be used to determine the sectional degree of freedom. Through case studies for various pipes, the feasibility of simulating the accumulated plastic strain and critical location using the proposed parameter setting was confirmed. Thereafter, the methodology was verified through application to the surge line geometry of a nuclear power plant. Consequently, using the proposed method, the finite element model containing the beam element with a deformable section effect could well simulate the critical location and determine the accumulated plastic strain value with a difference of 11 % in comparison with the solid element analysis result in the case study and a difference of 26 % in comparison with the surge line analysis result.

### 기 호 설 명

$i$  : 글로벌 좌표계 성분( $i = 1, 2, 3$ )  
 $r, s, t$  : Beam 요소 등각 좌표계  
 $u_i$  : 등각 좌표계에서 변위성분

$h_k$  :  $k$  노드 보간 함수  
 $a_k$  :  $k$  노드 요소 반지름  
 $V_{ti}^k$  :  $k$  노드  $i$ 축에 대한  $t$ 방향 단위 벡터  
 $V_{si}^k$  :  $k$  노드  $i$ 축에 대한  $s$ 방향 단위 벡터

† Corresponding Authors; Member, Yonsei University, Department of Mechanical Engineering, Professor

E-mail: pnch@yonsei.ac.kr

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

‡ Recommended by Editor Jin Gyun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering



$c_m^k, d_m^k$  :  $k$  노드에서 요소 반지름  
 $\eta, \omega_\zeta, \omega_\xi$  :  $k$  노드에서 요소 반지름

### 1. 서 론

최근 동일본 대지진으로 인한 후쿠시마 원자력 발전소 사고 이후 전 세계적으로 가동 원자력 발전소의 새로운 안전성 평가 방법에 대한 논의가 활발하다. 우리나라에서도 2016년 경주 및 2017년 포항에서 각각 진도 규모 5.8, 5.4의 지진이 발생하여 가동 원전의 설계 초과지진에 대한 안전성 평가의 필요성이 강조되었다. 미국과 일본뿐 아니라 한국에서도 ASME B&PV Code Section-III와 같은 탄성해석 기반의 설계기준에서는 고려할 수 없는 변형을 기반의 평가 기준을 수립하기 위한 연구를 수행하고 있다. 선행 연구에 따르면, 지진에 의한 배관의 주된 파손 원인이 피로 누적 및 재료 경화에 의한 ratcheting이라는 것을 확인하였다<sup>(1,2)</sup>. 지진하중에 대해 배관계의 곡관이 주된 취약부위라고 여겨지며, 곡관부의 기하 형상에 따라 취약부위의 위치가 다르게 나타난다. 피로 누적 및 ratcheting 효과를 반영한 평가 기준 수립을 위해서 지진하중에 대한 변형률을 계산할 수 있는 유한요소해석 방법에 대한 연구가 이루어졌다<sup>(3,4)</sup>. 원자력 발전소 기기는 ASME B&PV Code Section-III에 따라 응력 및 모멘트를 계산하기 위해 pipe 요소를 이용한다<sup>(5,6)</sup>. Pipe 요소는 Timoshenko beam 이론이 기반이므로 전단응력에 따른 단면의 변형은 무시되기 때문에 탄소성 해석에는 부적합하다. 따라서 shell 및 solid 요소와 같이 단면의 변형을 고려할 수 있는 요소를 이용하여야 한다. 일본 JSME 에서 발간한 원자력 발전소 설계 및 건설을 위한 코드<sup>(4)</sup>에서는 배관의 탄소성 거동을 확인하기 위해서 단면의 변형을 고려할 수 있는 요소를 사용해서 유한요소해석을 진행하도록 권장하고 있고, 배관의 탄소성 거동을 확인하기 위한 연구에서는 shell 및 solid 요소를 이용한 유한요소해석모델을 통해 실험을 모사하였다<sup>(1,4,12)</sup>. 현재 기존 발전소 설계 시 사용했던 요소인 pipe 요소 중, 단면의 변형을 고려할 수 있는 요소로 대표적인 것이 elbow 요소이다<sup>(7,8)</sup>. Elbow 요소는 곡관에 적용하기 위해 개발된 요소로, 배관 단면의 변형에 의해 발생하는 ovalization 및 wrapping 현상을 표현할 수 있다. 곡관의 기하 형상에 따라 Fourier expansion number를 이용하여 단면의 자유도를 부여하

여 적절한 수준의 변형을 계산한다. Elbow 요소는 solid 및 shell 요소와는 달리 line body 기반의 요소로 한 절점을 기준으로 부여된 단면 정보에 대해 반복 계산을 통해 단면에서의 물리량을 예측하는 방법으로, 요소에 부여된 절점에서 직접계산 및 외삽을 통해 값을 계산하는 solid와 shell 요소와는 차이점이 있다. 이 연구에서는 변형률 기반의 평가를 위해 Fourier expansion number를 적용한 elbow 요소를 적용하여 탄소성 해석을 진행하는 기법에 대하여 연구하였다. 곡관 파손 실험을 solid 요소로 모사한 기준 solid 모델을 기반으로 elbow 요소의 변수 민감도 분석을 통해 최적의 변수 조건을 제시하고, 탄소성 동해석을 위해 배관의 두께비(R/t) 및 곡관의 곡률에 따라 기준 모델과의 응답 비교를 통해 일반성을 확인하였다. 최종적으로 원자력 발전소 1차 냉각재계통의 surge line 배관에 적용하여 시간이력 탄소성 해석을 진행하여 기준 solid 모델 해석 결과와의 차이를 비교하며 방법론을 검증하였다.

### 2. 본 론

#### 2.1 Elbow 요소를 이용한 단면변형효과 모사

Elbow 요소는 단면의 변형을 나타내기 위해 유한요소해석 과정에서 각 노드 별 원주 방향으로의 변위 계산을 위해 Fourier expansion number를 이용한다<sup>(8,9)</sup>. 단면이 고정되어 있다는 가정하에 4개의 node를 가지는 elbow 요소에서 각 노드에서의 유한요소해석 변위 계산식은 Fig. 1의 좌표계를 기준으로 식 (1)를 이용한다<sup>(7)</sup>.

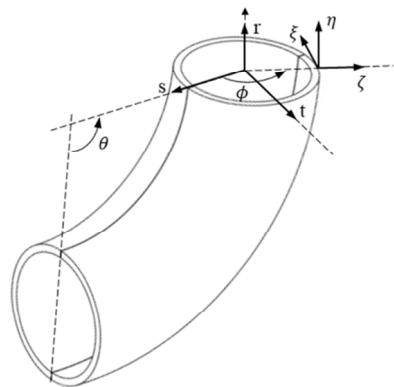


Fig. 1 Elbow element coordinate system

$$u_i(r, s, t) = \sum_{k=1}^4 h_k u_i^k + t \sum_{k=1}^4 a_k h_k V_{ti}^k + s \sum_{k=1}^4 a_k h_k V_{si}^k \quad (1)$$

$$\omega_\xi(r, \phi) = \sum_{m=1}^{N_\xi} \sum_{k=1}^4 h_k c_m^k \sin 2m\phi + \sum_{m=1}^{N_\xi} \sum_{k=1}^4 h_k d_m^k \cos 2m\phi \quad (2)$$

$$\omega_\xi = -\frac{d\omega_\xi}{d\phi} \quad (3)$$

여기서  $i$ 는 global 좌표계의 방향을 나타내고,  $h_k$ 는  $k$  노드에서의 보간함수로, 4개의 노드를 가지는 elbow 요소에 대해서 계산되어 있다<sup>(8)</sup>.  $V_t, V_s$ 는 각 방향으로의 단위 벡터이고,  $a_k$ 는  $k$  노드에서 주어진 요소의 반지름 값이다. 각 노드에서 단면의 변형을 계산하기 위해서 식 (2), (3)을 이용하여 및 Fig. 2와 같은 반복 계산이 이루어지는데, Fourier expansion number는 식 (2)에서 원주방향을 따라 단면 변형의 자유도를 결정한다. Fourier expansion number는 기하 형상에 따라 적절한 수준으로 결정되어야 한다. 예를 들어, 두께가 두꺼운 배관에 대해서는, 낮은  $m$  값을 통해 단면의 변형 수준을 제한하여 단면의 변형이 잘 일어나지

않는 현상, 즉 높은 단면 강성을 나타내도록 할 수 있고, 반대로 얇은 배관에 대해서는 높은 자유도를 부가해 반대효과를 반영할 수 있다. 이는 실험을 통해 유효한 값을 찾는 것이 가장 이상적이며, 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS에서는 key-option을 통해 구현할 수 있다<sup>(9)</sup>.

Fourier expansion number의 단면 변형의 효과를 확인하기 위해 solid, elbow, pipe 요소의 모달 해석 결과를 비교했다. 해석 결과 Table 1과 같이, Fourier expansion number를 적용한 경우에 단면의 변형에 따른 모드를 확인할 수 있었다. 모드 형상은 Fig. 3과 같이 solid 요소를 이용한 경우와 Fourier expansion number를 적용한 elbow 요소를 이용한 경우 동일한 단면 변형 모드를 확인할 수 있었지만, pipe 요소를 사용한 경우에는 굽힘 모드만 도출되었다. 이를 통해 Fourier expansion number와 elbow 요소를 이용하여

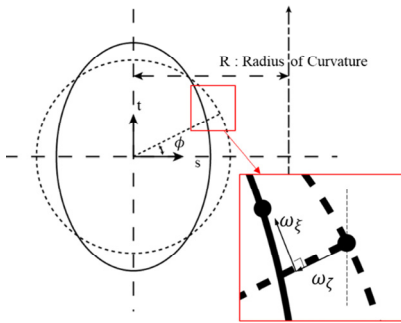


Fig. 2 Elbow element sectional coordinated system

Table 1 Straight pipe modal analysis result

Mode # [Hz]	Solid	Elbow	Pipe	Mode shape
1	116.82	108.29	None	1 <sup>st</sup> ovalization
2	116.82	108.29		
7	330.12	305.98		
8	330.12	305.98		2 <sup>nd</sup> ovalization
15	632.16	585.84		3 <sup>rd</sup> ovalization
16	632.16	585.84		
25	723.64	668.5	(1 <sup>st</sup> ) 662.3	1 <sup>st</sup> bending
26	723.64	668.5	(2 <sup>nd</sup> ) 662.3	

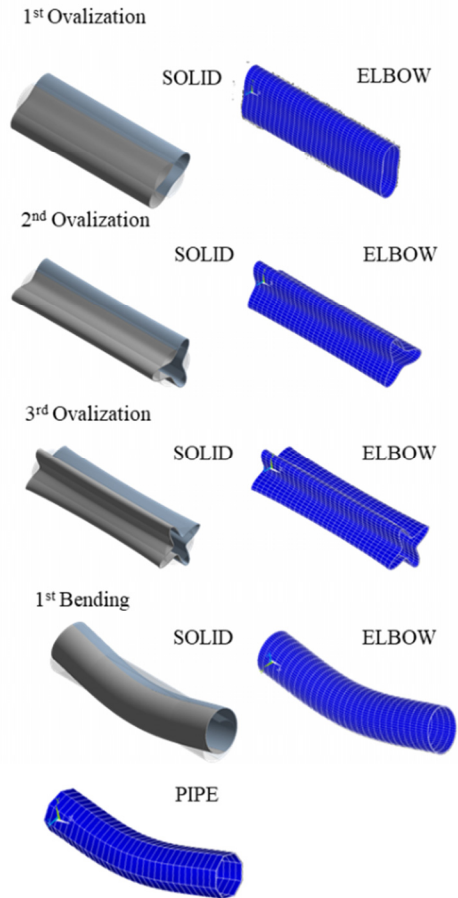


Fig. 3 Straight pipe mode shape result

solid 요소를 이용한 것과 동일한 단면의 변형 효과를 확인할 수 있었다.

### 2.2 Elbow 요소 최적 변수 결정

Elbow 요소를 사용한 유한요소해석모델 구축 방법 연구를 위해 JSME benchmark 프로그램의 실험 결과를 기반으로 지배 변수 민감도 분석 수행 및 최적변수를 결정하였다<sup>(4)</sup>. Benchmark 프로그램은 Fig. 4의 실험구성을 가지고 외경 114.3 mm, 두께 3.4 mm의 배관 단면을 가진다<sup>(4)</sup>. 해당 실험을 모사한 기준 solid 모델을 구축하고, Fourier expansion number를 적용한 elbow 요소의 지배변수를 선정, 민감도 분석을 수행하여 solid 모델과 가장 동일한 값을 나타낼 수 있는 변수 설정을 도출하였다.

실험을 모사한 solid 모델 구축 조건은 benchmark 활동 결과 가장 실험과 차이가 적은 기관의 조건을 사용하였다. 사용된 재료 및 탄성, 탄소성 물성값은 Table 2와 같다. 소성 변형을 나타내기 위한 거동방정

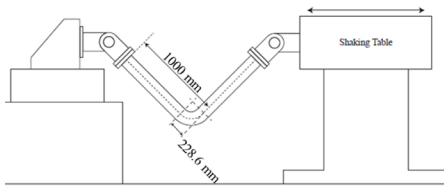


Fig. 4 JSME experiment configuration

Table 2 Information of benchmark program

List	Information
Material property	SUS304 Stainless steel Density: 8030 kg/m <sup>3</sup> Young's modulus: 174.4 GPa
Hardening law	Yield stress [MPa]: 268 Second modulus [MPa]: 2600
Mesh division	Circumferential: 48 division (7.5°) Axial: 30 division (3°) Thickness: 5 division
Damping type	3% Rayleigh damping (1 <sup>st</sup> mode frequency ~ 20 Hz cut-off frequency)

Table 3 Modal analysis result of benchmark model

1 <sup>st</sup> mode	JSME benchmark	Solid	Beam
Frequency [Hz]	5.7	5.6741	5.737

식으로는 bi-linear kinematic hardening을 활용하여 항복응력과 2차 접선 계수를 Table 2와 같이 결정했다. 실험 조건을 고려한 경계조건은 양 끝단 힌지부분의 회전 자유도와 가진 방향의 변위 자유도를 부여했다. 또한 shaker table의 질량을 구현하여 입력 가속도로 인한 하중이 전달되도록 하였다.

동특성의 동일성 확인을 위해 수행한 모달 해석 결과 고유진동수는 Table 3과 같이 실험 및 solid, beam 모델에서 동일하게 도출되었고, 모드 형상은 Fig. 5와 같이 in-plane 굽힘 형태가 지배적이었다. 이를 통해 실험, solid, beam 모델의 경계조건 및 동특성의 동일성을 검증하였다. 가진 해석에 이용한 입력조건은 Fig. 6의 가속도 입력으로, 층 응답 스펙트럼을 기반으로 ASCE/SEI 43-05에서 정의된 인공지진시간이력 제작 과정을 기반으로 생성된 인공지진파를 이용하였다<sup>(10)</sup>. 해석 결과 Fig. 7과 같이 곡관 crown 내면 위치에서 JSME 실험 결과와 동일한 취약부위가 존재하는 것을 확인했다. Fig. 8에서는 JSME에서 제시한 기준인 최대 hoop strain, hoop strain RMS 값을 비교하여 실험과 동일한 수준의 값을 확인하였다. 따라서 실험 및 참여기관 해석 결과와 비교했을 때 기준값이

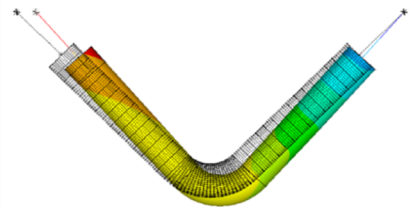


Fig. 5 JSME experiment 1<sup>st</sup> mode shape

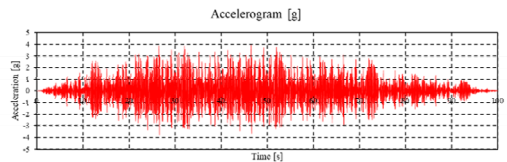


Fig. 6 JSME solid model input accelerogram

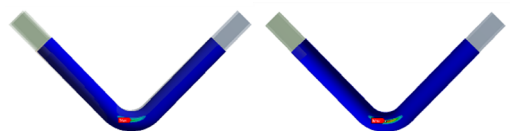


Fig. 7 Critical location for experiment

JSME에서 제시한 오차범위 내에 존재하고 취약부위도 동일하게 나타나는 것을 통해 구축된 기준 solid 모델이 곡관의 탄소성 거동을 적절하게 나타낼 수 있다는 것을 확인하였다.

구축한 solid 모델을 이용하여 탄소성 해석에서 elbow 요소의 변수 민감도 분석을 시행하였다. 주요 변수로 원주 방향, 축 방향의 격자 수와 Fourier expansion number를 결정하여 기준 solid 모델과 누적 소성변형을 및 취약부위를 비교하여 최적의 모델링 조건을 도출하였다. 입력 조건은 10 mm의 단순 압축 변위 입력의 정해석을 수행하였고, Table 4의 변수 항목의 조합 조건에 따른 결과를 비교하였다. Fig. 9의 민감도 분석 결과 원주 방향, 축 방향의 적분점 수보다 Fourier expansion number의 영향이 지배적인 것을

확인했다. 해당 민감도 분석 결과를 바탕으로 최적 격자 설정 및 Fourier expansion number는 Table 5와 같이 결정했다.

2.3 단순 곡관에 대한 탄소성 해석

2.2절에서 확인한 elbow 요소의 최적 변수 설정을 이용하여 배관계 탄소성 해석을 진행하기 위해 단순 곡관 요소에 대한 case study를 진행하였다. JSME에서 진행한 실험에서는 외경 114.3 mm, 두께 3.4 mm의 얇은 배관을 사용한 것과 달리, 원자력 발전소 1차 냉각재계통과 같이 지진 하중, 내부 유체, 내압에 의한 구조 건전성이 확보되어야 하는 경우 보다 두꺼운 배관이 사용된다. 배관의 종류는 ASME B36.10M에 명시되어 있는 pipe에 대한 size, schedule number로 세분화되어 있는데, size에 따라 외경의 크기가 결정되고, schedule number에 따라 두께가 결정된다. 이 연구에서는 원자력 발전소 1차 냉각재계통에서 취약할 것으로 예상되는 surgeline 배관의 크기인 size 300을 기준으로 시간이력지진해석을 위한 case를 선정하고, elbow 요소를 이용한 탄소성 해석의 유효성을 확인하였다<sup>(11)</sup>. Case 선정 시 해석의 보편성 확보를 위해 Sch 40~160에 맞는 두께와 surgeline에 포함된 곡관의 곡률 및 곡률반경, 직관의 길이를 적용하였다. 해석 모델의 형상은 Fig. 10과 같이 V자 형태의 배관으로 선정하였다. 직관의 길이(L)는 3000 mm, 곡물

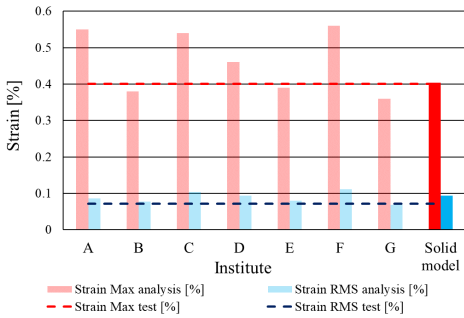


Fig. 8 Institute analysis result and experiment result

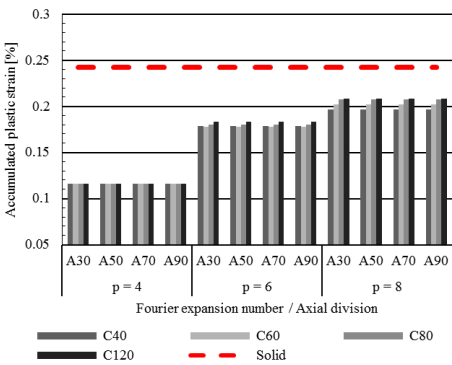


Fig. 9 Sensitivity analysis result

Table 4 Sensitivity analysis cases

Circumferential (div)	Axial (div)	Fourier expansion number (p)
40, 60, 80, 120	30, 50, 70, 90	4, 6, 8

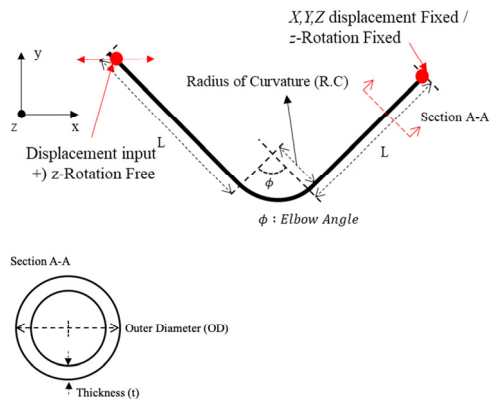


Fig. 10 Case study pipe elbow geometry

Table 5 Determined optimal parameters

Circum. (div)	Axial (div)	Thickness (div)	p-number
80	30	5	8

반경(radius of curvature)은 외경의 1.5배인 485.7 mm, 곡관의 곡률은 surgeline의 형상에 포함된 곡률인 90°, 45°에 대해서 고려하여 Table 6과 같이 최종 case를 선정하였다. Solid 모델과의 정합성 비교를 위해 1 Hz의 정현파 변위 5회 입력 이후의 최대 소성변형을 발생 위치 및 값을 이용하였다<sup>(12)</sup>. 곡률에 따라 곡관의 강성이 다르기 때문에 적절한 수준의 소성변형을 발생시키기 위해 곡률에 따라 다른 수준으로 Table 7의 excitation과 같이 결정하였다. Surgeline의 구성 재료

**Table 6** Pipe size/Sch nominal sizes [mm]

Sch	40	60	80	100	120	140	160
Do	323.8	323.8	323.8	323.8	323.8	323.8	323.8
t	10.31	14.27	17.48	21.44	25.4	28.58	33.32
R/t	15.7	11.3	9.3	7.6	6.4	5.7	4.9

**Table 7** Pipe size/sch nominal sizes [mm]

Case	Φ [deg]	t [mm]	R/t	Excitation
1) 90° Sch 40	90	10.31	15.7	70 mm 1 Hz Sine
2) 90° Sch 60	90	14.27	11.35	70 mm 1 Hz Sine
3) 90° Sch 80	90	17.48	9.26	70 mm 1 Hz Sine
4) 90° Sch 100	90	21.44	7.55	70 mm 1 Hz Sine
5) 90° Sch 120	90	25.40	6.37	70 mm 1 Hz Sine
6) 90° Sch 140	90	28.58	5.66	70 mm 1 Hz Sine
7) 90° Sch 160	90	33.32	4.86	70 mm 1 Hz Sine
8) 45° Sch 40	45	10.31	15.7	30 mm 1 Hz Sine
9) 45° Sch 60	45	14.27	11.35	30 mm 1 Hz Sine
10) 45° Sch 80	45	17.48	9.26	30 mm 1 Hz Sine
11) 45° Sch 100	45	21.44	7.55	30 mm 1 Hz Sine
12) 45° Sch 120	45	25.40	6.37	30 mm 1 Hz Sine
13) 45° Sch 140	45	28.58	5.66	30 mm 1 Hz Sine
14) 45° Sch 160	45	33.32	4.86	30 mm 1 Hz Sine

**Table 8** Information of case study model

List	Information
Material property	SA 182 TP 316 (+internal water) Density: 8030 kg/m <sup>3</sup> Young's modulus: 174.7 GPa
Hardening law	Yield stress [MPa]: 166.69 Second modulus [MPa]: 1600
Damping type	4 % Rayleigh damping (1 <sup>st</sup> mode frequency ~ 50 Hz cut-off frequency)

는 Table 9와 같이 SA 182 TP 316로, 가동온도 조건인 316 °C에서의 탄성계수 및 포아송비와 내부 유체를 added mass로 고려한 밀도를 적용하였다. 또한 배관 내부 유체에 의해 고유진동수 분리효과가 발생하는데, 내부 유체의 질량을 배관에 added mass로 고려하여 분리된 고유진동수 중 구조물이 지배적인 모드만을 고려하였다<sup>(12,13)</sup>. 구속조건은 입력부 입력 변위를 제외한 모든 변위 구속, in-plane 방향의 회전을 제외한 모든 회전 구속, 지지된 부분에서는 모든 변위 구속 및 in-plane 회전을 제외한 모든 회전 구속으로 설정하여 곡관의 개폐에 따른 영향을 확인할 수 있도록 하였다.

구축한 solid 및 beam 모델의 모달 해석 결과 1차 모드 형상은 in-plane이 지배적인 형상으로, Table 9와 같이 동등한 결과가 도출되었다. 따라서 두 모델의 강성효과 및 동특성이 동일하다는 것을 확인하였다. 정현파 입력을 이용한 탄소성 해석 결과, Tables 10~12와 같이 모든 case에서 기준 solid 모델 해석과 최대 소성변형이 나타나는 위치가 같고, 누적 소성변형률 값은 5.61 % ~ 11.43 %의 차이를 가졌다. 상대적으로 단면의 강성이 낮은 배관계에서는 배관 측면 crown 부위에서 최대 소성이 나타나는 것을 확인하였고, 두꺼운 배관에서는 intrados 부분에서 최대 소성이 발생하는 동일한 경향성이 나타나는 것을 검증하였다. 이는 배관 파손을 유발하는 지배적인 모드의 차이에 기

**Table 9** Case modal analysis result

1 <sup>st</sup> mode natural frequency [Hz]	Solid	Beam	Difference [%]
1) 90° Sch 40	7.54	7.52	0.19
2) 90° Sch 60	8.47	8.46	0.20
3) 90° Sch 80	9.05	9.03	0.22
4) 90° Sch 100	9.59	9.56	0.25
5) 90° Sch 120	9.97	9.94	0.27
6) 90° Sch 140	10.19	10.16	0.28
7) 90° Sch 160	10.40	10.37	0.30
8) 45° Sch 40	12.95	12.94	0.11
9) 45° Sch 60	13.92	13.90	0.11
10) 45° Sch 80	14.39	14.37	0.12
11) 45° Sch 100	14.73	14.71	0.12
12) 45° Sch 120	14.90	14.88	0.13
13) 45° Sch 140	14.92	14.94	0.13
14) 45° Sch 160	14.92	14.95	0.18

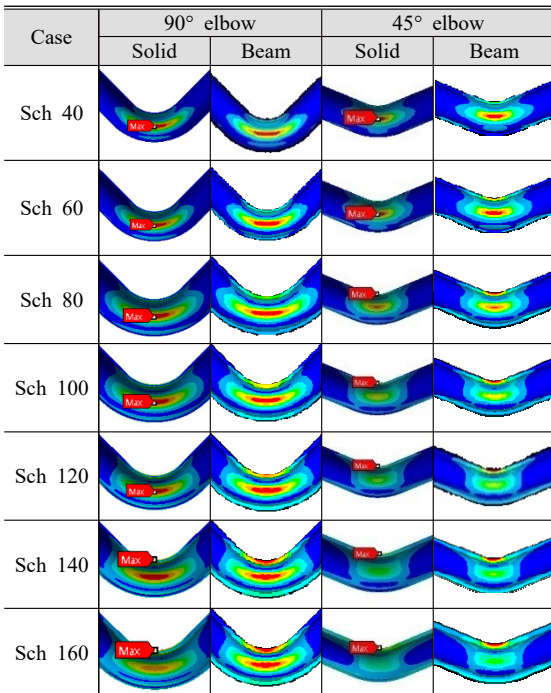
**Table 10** 90° elbow case study result

Size 300/Sch	R/t	Accum. plastic strain [%]		Error [%]
		Solid	Beam	
40	15.7	5.22	5.54	5.79
60	11.3	5.59	6.01	7.07
80	9.3	5.69	6.18	7.91
100	7.6	5.55	6.11	9.16
120	6.4	5.09	5.69	10.53
140	5.7	4.62	5.22	11.43
160	4.9	4.50	5.03	10.50

**Table 11** 45° elbow case study result

Size 300/Sch	R/t	Accum. plastic strain [%]		Error [%]
		Solid	Beam	
40	15.7	5.90	6.25	5.61
60	11.3	5.28	5.76	8.36
80	9.3	5.05	5.64	10.48
100	7.6	5.30	5.88	9.78
120	6.4	5.18	5.70	9.22
140	5.7	4.84	5.44	11.11
160	4.9	4.45	5.01	11.24

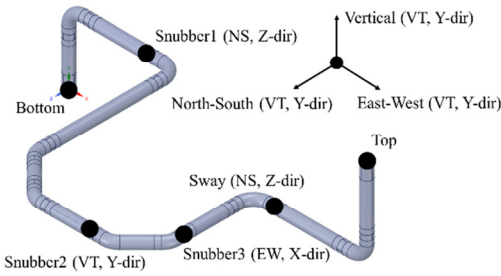
**Table 12** Case critical location comparison



인한 것인데, 두껍고 곡관 부위의 강성이 높아 단면의 변형이 잘 생기지 않는 경우에는 입력 방향인 in-plane 방향으로의 변위에 의해 곡관 내면부에 압축으로 인한 응력집중이 발생하고, 최대 누적 소성변형이 발생하게 된다. 반면 곡관부위의 강성이 낮은 경우, ovalization 효과와 wrapping 효과가 단면의 변형을 유발하는 지배적인 모드가 되어 곡관 측면부에 응력 집중 및 최대누적 소성변형효과가 발생하는 것을 알 수 있었다. 해당 결과는 solid 요소에 비해 elbow 요소를 적용한 beam 모델 결과가 높은 값을 도출하였는데, 이는 JSME 실험을 모사한 결과와는 상이한 경향성이다. JSME 배관의 경우 두께비 16.8의 얇은 배관으로 8 이상의 Fourier expansion number가 필요하다 하는 것을 의미한다. 또한 배관이 두꺼워짐에 따라 곡관의 변형 모드가 변하고, 이에 대해 적당 수준의 expansion number가 적용될 수 있다는 가능성을 제시한다. 이 연구에서는 2.2절 분석 결과 제시된 elbow 요소의 변수 설정으로 서로 다른 형상을 갖는 배관에 대해 기준 solid 모델과 동일한 변형 지배 모드 구분이 가능했고, 적절한 수준의 취약부위 응답이 확인되기 때문에, 2.4절 배관계 동해석에 적용하여 동일한 응답 검증을 통해 활용 가능성을 확인했다.

**2.4 Surgeline 배관계 탄소성 해석**

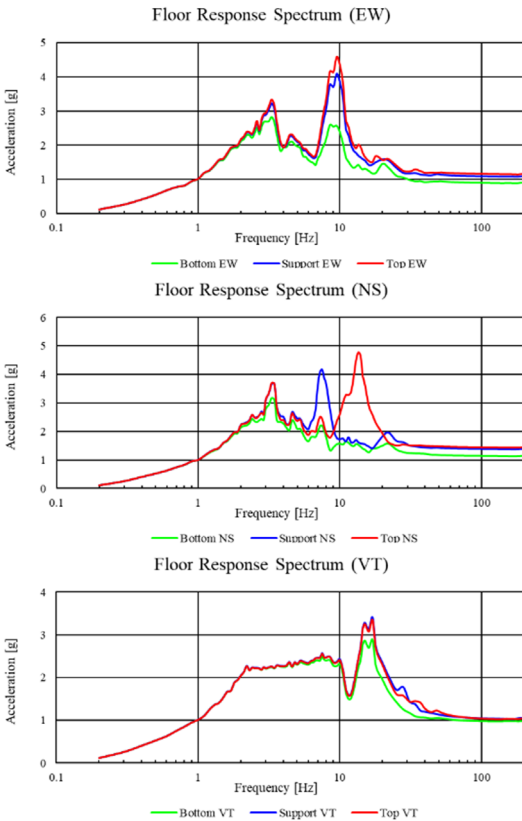
2.3절에서 곡관 요소 case study를 통해 활용 가능성을 확인했기 때문에 surgeline 배관계 동해석에 적용하여 응답 차이를 확인했다. surgeline 배관계의 형상은 Fig. 11과 같이, top 부분은 가압기와 연결되어 있고, bottom 부분은 주배관에 연결되는 노즐과의 연결되어 있다. 가압기와 주배관 노즐이 상대적으로 강성 및 질량효과가 크기 때문에 회전 변위는 고정된 것으로 간주하고 다음 부분에 3축 변위 입력을 적용하였다. 또한 4개의 지지대가 존재하는데, snubber 및 sway는 한 방향의 작동 방향의 변위를 지지하는 역할을 하므로 한 방향의 변위 입력에 대한 영향만을 고려했다. 변위입력은 Fig. 12의 작동 높이에 따른 원자력발전소 건물의 층 응답 스펙트럼을 이용하여 제작된 인공지진파를 소성변형을 일으킬 정도로 5g 수준으로 증폭하여 사용하였다. 감쇠는 1차 고유진동수와 50 Hz의 cut-off frequency를 갖는 4% Rayleigh damping을 이용하였다<sup>(14)</sup>. 이는 JSME benchmark 프로그램과는 달리, 이 해석에서 이용한 응답스펙트럼



**Fig. 11** Surgeline geometry and boundary condition

의 개형이 다르기 때문에 높은 응답이 나타나는 주파수 구간을 고려해야하기 때문에 다른 cut-off frequency를 적용하였다.

구축한 solid, beam 모델의 모달 해석을 진행하여 경계조건, 질량, 강성 구현의 적합성을 확인하였다. 모달 해석을 진행한 결과, Table 13과 같이 cut-off frequency 내에서 Fig. 13과 같이 동특성이 동일하기 때문에 두 모델의 질량, 강성, 경계조건이 동등하게 모델링 되었다는 것을 검증하였다. 구축된 모델을 이용하여 시간이력해석 결과 Fig. 14와 같이 동일한 곡관에서 최대누적 소성변형이 나타나고, 취약부위도 동일하게 intrados 위치에서 나타났다. 누적 소성변형률 값은 Table 14과 같이 26%의 차이를 보였다. 반면 최대등가응력값은 같은 시간대에서 4.8% 정도의



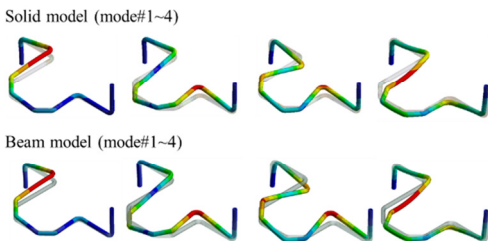
**Fig. 12** Floor response spectrum

**Table 13** Surgeline modal analysis result

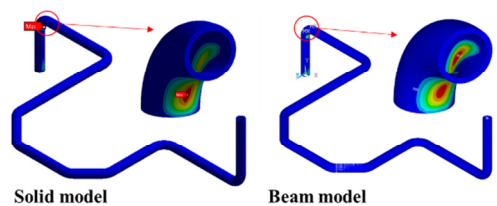
Natural frequency [Hz]	Solid	Beam
1 <sup>st</sup> mode	8.04	8.07
2 <sup>nd</sup> mode	11.18	11.21
3 <sup>rd</sup> mode	12.82	12.68
4 <sup>th</sup> mode	19.66	19.71
5 <sup>th</sup> mode	23.80	23.93
6 <sup>th</sup> mode	26.99	27.01
7 <sup>th</sup> mode	29.54	29.88
8 <sup>th</sup> mode	33.75	33.89
9 <sup>th</sup> mode	40.70	40.79

**Table 14** Surgeline elasto-plastic seismic analysis result

	Solid	Beam
Accumulate plastic strain [%]	1.96	2.65
Difference [%]	26.02	
Time [s]	4.76	4.77
Maximum equivalent stress [MPa]	182.82	174.02
Difference [%]	4.81	



**Fig. 13** Surgeline mode shape (solid vs. beam model)



**Fig. 14** Maximum accumulated plastic strain plot

차이를 보이며 정확한 결과가 도출되는 것을 확인했다. 따라서 beam 요소를 이용한 배관계 동해석을 통해 취약부위 확인 및 응력 값 확인이 가능하다. 반면 누적 소성변형률 기준 26%의 정확성은 JSME benchmark 프로그램에서 제시했던 기관별 해석 값 수용범위인 30% 범위에 존재하기 때문에 정합한 결과로 볼 수 있다.

### 3. 결 론

이 논문에서는 Fourier expansion number를 이용한 elbow 요소를 이용한 탄소성 해석 방법에 대하여 연구하였다. JSME 실험을 모사한 solid 모델을 이용한 최적의 요소 변수 선정과 일반성 확보를 위한 case study를 통한 응답의 유효성 평가를 진행한 결과, 모든 case에서 누적 소성변형률 기준 최대 11%의 값 차이를 보이며 동일한 취약부위를 확인할 수 있었고, 이는 지배적인 변형 모드가 동일하다는 것을 의미한다. 해당 설정을 surgeline 배관계에 적용하여 동해석 결과를 비교 검증한 결과 26% 수준의 누적 소성변형률 차이와 4.8% 수준의 최대 등가 응력 응답을 확인하였다. 이에 따라 이 연구에서 제시하는 탄소성 해석 방법론에 대한 결론을 정리하면 다음과 같다.

(1) Elbow 요소 및 Fourier expansion number를 적용하여 단면의 변형 모사효과를 고려한 유한요소해석이 가능하다.

(2) Fourier expansion number는 단면 변형의 자유도를 부여하는 역할을 하며 탄소성 해석에서 변형 지배 모드를 구분할 수 있게 한다.

(3) 요소 단위에서 case study 결과를 통해 곡관의 형상 특성에 따라 변형 지배 모드가 변하고, 최대 누적 소성변형이 발생하는 위치가 변하는 것을 확인하였고, elbow 요소를 이용하여 solid 모델과 동일한 변형 지배 모드 및 취약부위 확인이 가능하다.

(4) Surgeline 배관계 동해석에서도 elbow 요소를 이용하여 소성변형취약부위 선정이 가능하고, solid 요소를 이용한 경우와 동일한 등가응력응답이 도출된다.

(5) 원자력 발전소와 같이 구조물과 배관이 함께 존재하는 계의 탄소성 지진해석 시, elbow 요소를 이용하여 배관을 간략하게 모사 가능하고, 이를 통해 배

관을 solid 요소로 모사한 경우와 유사한 소성변형률 확인 및 동일한 취약부위 확인이 가능하다.

이 논문에서는 배관이 가지는 구조적인 특성에 집중하여 동해석 모델을 구축하는 방법을 제시하였다. 해당 모델을 이용하여 배관의 거동에 대한 보다 정확한 해석을 위해서는 내부 유체에 의한 영향 및 온도 조건을 고려하여 다양한 조건에 대한 활용성을 확보할 수 있을 것으로 기대된다.

### 후 기

이 연구는 2020년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(No. 20193110100020, 해외 내진 분석 기술기준을 적용한 표준형 원전 설계초과지진 대응 기술개발).

### References

- (1) Udagawa, M., Li, Y., Nishida, A. and Nakamura, I., 2018, Failure Behavior Analyses of Piping System under Dynamic Seismic Loading, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 167, pp. 2~10.
- (2) Kiran, A. R., Reddy, G. R., Agrawal, M. K., Raj, M. and Sajish, S. D., 2019, Ratcheting Based Seismic Performance Assessment of a Pressurized Piping System: Experiments and Analysis, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 177, p. 103995.
- (3) Otani, A., Shibutani, T., Morishita, M., Nakamura, I., Watakabe, T. and Shiratori, M., 2017, Seismic Qualification of Piping System By Detailed Inelastic Response Analysis: Part2 - A Guideline For Piping Seismic Inelastic Response Analysis, Proceedings of the ASME 2017 Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2017-65190.
- (4) Watakabe, T., Nakamura, I., Otani, A., Morishita, M., Shibutani, T. and Shiratori, M., 2017, Seismic Qualification of Piping System By Detailed Inelastic Response Analysis: Part4 - Second Round Benchmark Analyses With Stainless Steel Piping Component Test, Proceedings of the ASME 2017 Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2017-65324.



(5) The American Society of Mechanical Engineers, 2015, Boiler and Pressure Vessel Code Section III Division 1 – Subsection NC, Rules for Construction of Nuclear Facility Components.

(6) Surh, H. B., Ryu, T. Y., Park, J. S., Ahn, E. W., Choi, C. S., Koo, J. C., Choi, J. B. and Kim, M. K., 2015, Seismic Response Analysis of a Piping System Subjected to Multiple Support Excitations in a Base Isolated NPP Building, Nuclear Engineering and Design, Vol. 292, pp. 283~295.

(7) Bathe, K. J. and Almeida, C. A., 1980, A Simple and Effective Pipe Elbow Element – Linear Analysis, Journal of Applied Mechanics, Vol. 47, No. 1, pp. 93~100.

(8) Yan, A. M., Jospin, R. J. and Nguyen, D. H., 1999, An Enhanced Pipe Elbow Element – Application in Plastic Limit Analysis of Pipe Structures, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 46, No. 3, pp. 409~431

(9) Ansys® Academic Research Mechanical, Release 18.1, Help System, Coupled Field Analysis Guide, ANSYS, Inc.

(10) The American Society of Civil Engineers, 2005, Seismic Design Criteria for Structures, Systems, and Components in Nuclear Facilities.

(11) The American Society of Mechanical Engineers, 2018, Welded and Seamless Wrought Steel Pipe - B36.10M.

(12) Japan Society of Mechanical Engineers, 2019, “Codes for Nuclear Power Generation Facilities – Rules on Design and Construction for Nuclear Power Plant”.

(13) Lee, C. K., Lee, S. J., Lee, E. H. and Park, N. C., 2020, Methodology for Time History Analysis of Piping System Contains Internal Fluid Including Natural Frequency Separation Effect, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 2, pp. 112~118

(14) U.S. Nuclear Regulatory Commission, 2007, Regulatory Guide 1.61-Damping Values For Seismic Design of Nuclear Power Plants.



**Chang Kyun Lee** received B.S. degrees from Yonsei University in 2018 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in NPP Component Vibration



**Sang Jeong Lee** received B.S. degrees from Yonsei University in 2013 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in NPP Component Vibration



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



**Jin Woo Im** received B.S. degrees from Yonsei University in 2019 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in NPP Component Vibration



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

# 비틀림진동 신호를 이용한 왕복동 내연기관의 착화실패 실린더 검출 방법

## Misfiring Cylinder Detection for Reciprocating Internal Combustion Engine Using Torsional Vibration Signal

박 정 근<sup>†</sup> · 정 의 봉<sup>\*</sup>

Jeong-Geun Park<sup>†</sup> and Weui-Bong Jeong<sup>\*</sup>

(Received January 15, 2021 ; Revised February 16, 2021 ; Accepted February 17, 2021)

**Key Words :** Torsional Vibration(비틀림진동), Misfiring(착화실패), Detection(검출), Monitoring(감시), Internal Combustion Engine(내연기관)

### ABSTRACT

The torsional vibration signal of a reciprocating internal combustion engine is a useful tool for monitoring the operating state of the engine, similar to the pulse signal in our body, which serves as the basic diagnostic tool in oriental medicine for assessing the pathogenesis of the human body. In comparison with several other methods for detecting a misfiring cylinder, a method employing the torsional vibration signal is considered to be highly effective in terms of accuracy, time, and cost. This study proposes a method for detecting a misfiring cylinder using the measured torsional vibration signal. The fundamental frequency amplitude and phase angle of the torsional vibration signal are found to distinguish the misfire occurrence and misfiring cylinder position, respectively. The proposed method is verified by analysis and numerical simulation using two-stroke, four-stroke, in-line, and V-type engines.

### 기 호 설 명

$d\theta$	: 미소 각변위	$k$	: 기본주파수 또는 고조파 성분의 차수
$F(t)$	: 비틀림진동 기진력	$k_f$	: 기본주파수 성분의 차수
$F_0(k)$	: $F(t)$ 의 $k$ 차 성분 진폭	$n_{cyl}$	: 실린더 수
$FA$	: 폭발순서에 따른 실린더의 폭발각도	$t$	: 시간
$i, iA, iB$	: 실린더의 번호	$\alpha(k)$	: $\theta(t)$ 의 $k$ 차 성분 위상
$i_F, i_{Fmin}$	: $F(t)$ 의 크랭크 각변위 위치	$\beta(k)$	: $F(t)$ 의 $k$ 차 성분 위상
$i_\theta, i_{\theta max}$	: $\theta(t)$ 의 크랭크 각변위 위치	$\theta(t)$	: 비틀림진동 각변위 신호
$j$	: 허수	$\theta_0(k)$	: $\theta(t)$ 의 $k$ 차 성분 진폭
		$\omega$	: 회전 각속도

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, EonC Co., Ltd., CEO  
 E-mail : eonc@engineeringoncloud.com

<sup>\*</sup> Fellow Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Professor

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

‡ Recommended by Editor Won Seok Yang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

## 1. 서 론

왕복동 내연기관 시스템에서 운전 중 특정 실린더에서 연소가 일어나지 않는 착화실패(misfiring) 현상이 종종 발생하게 되는데, 실린더 착화실패는 선박, 자동차, 발전설비, 석유화학 등 산업 전반에서 이용되는 왕복동 내연기관 시스템의 고장을 일으키는 주요 원인 중 하나이다. 착화실패가 발생하게 되면 불완전 연소에 따른 유해 배출물 증가로 인한 환경오염뿐만 아니라, 운전성능 저하 및 축계 요소 손상에 의한 운전 중단 등 치명적인 고장을 일으킬 수 있다.

왕복동 내연기관은 주기적으로 반복되는 실린더 가스 폭발력과 왕복질량 관성력으로 인해 본질적으로 변동 토크에 의한 비틀림진동 현상이 발생하게 되고, 이로 인한 축계 고장 및 파손을 방지하기 위하여 각 선급 협회는 비틀림진동 계산에 의한 설계 검정과 제작 시운전시의 계측 검정을 규정함으로써 안전성을 보장하고 있다.

하지만, 원유가 상승에 의한 저질유 사용 등의 이유로 착화실패 실린더 발생 빈도가 증가하면서 탄성 커플링이나 축발전기 등에서 비틀림진동에 의한 고장 사례가 증가하고 있는 실정이다. 또한, 대부분 다 실린더 기관인 왕복동 내연기관에서 착화실패 실린더가 발생할 경우 고장진단 및 유지보수 비용과 시간을 절약하기 위한 요구가 날로 증가하고 있다.

착화실패 실린더의 위치를 검출하기 위해 실린더의 압력이나 온도를 감시하는 방법<sup>(1)</sup>, 배기가스의 온도를 측정하는 방법<sup>(2)</sup>, 진동신호나 비틀림진동 신호를 이용하는 방법<sup>(3-5)</sup> 등에 대한 연구가 이루어져 왔다. 하지만, 실린더의 압력이나 온도를 감시하는 방법은 연소환경에 노출되는 센서의 수명과 비용 문제, 배기가스의 온도를 측정하는 방법은 부정확하고 실시간 감시가 어려운 문제점, 진동신호를 이용하는 방법은 기관 본체의 가속도 신호를 패턴화하여 통계적 적용이 가능한 자동차용 내연기관에는 적용되고 있지만 정형화되지 않은 선박용이나 일반 산업용 내연기관에는 부적합한 문제점을 가지고 있다.

그중에 비틀림진동 신호를 이용하는 것은, 한의학에서 진맥을 이용하여 신체의 건강상태와 병인을 분석하는 것처럼<sup>(6)</sup>, 착화실패 실린더의 검출 및 회전기 계장치의 상태 진단을 위한 매우 유용한 방법으로 정

형화되지 않은 일반 내연기관 축계에도 적용이 가능하고, 센서는 계측이 용이한 단지 한 곳에 설치하는 것으로 충분하며, 착화실패 여부와 착화실패 실린더의 위치 검출을 위해 단순한 수식 적용만으로 실시간 감시가 가능한 장점이 있다.

그러나, 선형진동을 이용한 기계안전진단 시스템은 많이 개발되어 있으나, 비틀림진동 신호를 이용한 상태진단 장비는 극소수에 불과하고, 착화실패 및 착화실패 실린더를 검출하기 위한 많은 연구에도 불구하고 비틀림진동 신호를 이용한 상용화된 장치와 그 적용 실적은 많지 않은 것이 현실이다.

이 연구는 비틀림진동 신호를 주파수 분석하여 구한 기본주파수 성분의 진폭과 위상을 이용하여 착화실패 발생여부와 착화실패 실린더의 위치를 실시간으로 검출하는 방법에 관한 것이다. 착화실패가 발생하게 되면 비틀림진동 신호의 대부분을 기본주파수 성분이 차지하게 되므로, 기본주파수 성분의 진폭과 비틀림진동 신호의 합성 진폭을 비교하여 착화실패 여부를 판정하고, 기본주파수 성분이 최대일 때의 각도와 위상으로부터 착화실패 실린더의 위치를 검출하는 방법을 제안하였다. 그리고, 제안한 방법의 유용성을 직렬형 및 브이형 왕복동 내연기관 실제 축계에 대하여 수치해석 시뮬레이션에 의한 방법으로 확인하였다.

## 2. 비틀림진동

### 2.1 정상착화 및 착화실패

기관 운전시 기관내의 모든 실린더가 전 운전속도 범위에서 항상 정상적인 착화조건에 있지 않고, 착화실패 실린더의 발생은 축계 장치의 고장이나 운전정지 등의 심각한 위험을 초래하게 되므로 초기 설계검정 단계에서 실린더의 정상착화조건 뿐만 아니라 착화실패에 따른 해석도 필요하다.

실린더 착화실패가 발생하면 가스압력에 의한 토크가 작용하지 않고 불연소 가스에 의한 토크만 작용하므로, 동일 기관출력에서 정상착화 실린더들의 평균유효압력이 상승하게 되고, 착화실패 실린더로 인한 토크 불균일로 비틀림진동이 증가하게 된다.

### 2.2 비틀림진동 기진력

왕복동 내연기관 축계의 주요 비틀림진동 기진력은 실린더 가스 폭발력과 왕복질량 관성력 등의 변동

토크에 기인하고, 실린더 착화실패가 발생하면 가스 폭발압력에 의한 토크가 작용하지 않고 불연소 가스와 왕복질량 관성력에 의한 토크만 작용하게 된다. 이 연구에서는 대부분이 다 실린더 기관인 왕복동 내연기관에서 착화실패가 발생할 경우에 대해 비틀림진동 기진력을 먼저 평가하고자 한다(7-9).

비틀림진동 기진력은 한 주기 동안 일련의 폭발순서에 따라 크랭크 축에 작용하는 회전 토크에 의한 기진력으로, 직렬형과 브이형 왕복동 내연기관의 비틀림진동 기진력  $F(t)$ 는 각각 아래와 같이 기본주파수와 고조파 성분의 합으로, 직렬형 기관은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F(t) = \sum_i^{n_{cyl}} \sum_k^n F_{0,i}(k) e^{j(\beta_i(k)-k \cdot FA_i)} \cdot e^{jk \cdot \omega t} \quad (1)$$

크랭크 쓰로우에 A-bank와 B-bank의 실린더가 V-angle로 배열되는 브이형 기관은 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F(t) = \sum_i^{n_{cyl}/2} \sum_k^n [F_{0,i}(k) e^{j(\beta_i(k)-k \cdot FA_{i,A})} + F_{0,i}(k) e^{j(\beta_i(k)-k \cdot FA_{i,B})}] \cdot e^{jk \cdot \omega t} \quad (2)$$

**2.3 비틀림진동 기본주파수 성분**

왕복동 내연기관 축계의 비틀림진동 해석은 축계 장치의 부하조건과 운전속도에서  $k$ 차 조화성분의 기진력이 작용할 때 축계의  $k$ 차 조화 응답을 구하는 것으로 단순화할 수 있다.

비틀림진동 해석을 위하여 실제 축계를 질량-감쇠-스프링 진동계로 이상화하고 이를 운동방정식으로 표현하면 식(3)과 같다.

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = F(t) \quad (3)$$

주기함수 기진력에 의한 응답 또한 주기함수이므로 비틀림진동 신호  $\theta(t)$  또한 기본주파수와 고조파 성분의 합의 꼴로 식(4)와 같이 표현할 수 있고,

$$\theta(t) = \sum_k^n \theta_0(k) e^{j(k \cdot \omega t + \alpha(k))} \quad (4)$$

기준실린더의 상사점을 원점으로 하여, 크랭크 1회전을 균등 분할한 미소 각변위를  $d\theta$ , 분할 구간에서

의 각변위 위치를  $i_\theta$ 라고 하면, 크랭크 각변위는  $\omega t = i_\theta d\theta$ 와 같이 나타낼 수 있으므로 비틀림진동 신호  $\theta(t)$ 는 식(5)와 같이 수치화된 펄스 신호 형태로 나타낼 수 있다.

$$\theta(t) = \sum_k^n \theta_0(k) e^{j(k \cdot i_\theta d\theta + \alpha(k))} \quad (5)$$

비틀림진동 신호  $\theta(t)$ 의 기본주파수와 고조파 성분은 상기 식에서 허수부를 취하여 식(6)과 같은 사인함수로 표현할 수 있다.

$$\theta_k(t) = \theta_0(k) \sin(k \cdot i_\theta d\theta + \alpha(k)) \quad (6)$$

그리고 차수 성분  $k$ 는 한 주기 동안의 크랭크축 회전을 고려하여 2행정 기관 및 4행정 기관에 대하여 다음과 같이 적용한다.

$$k = 1.0, 2.0, 3.0, \dots \text{ (two-stroke engine)} \quad (7)$$

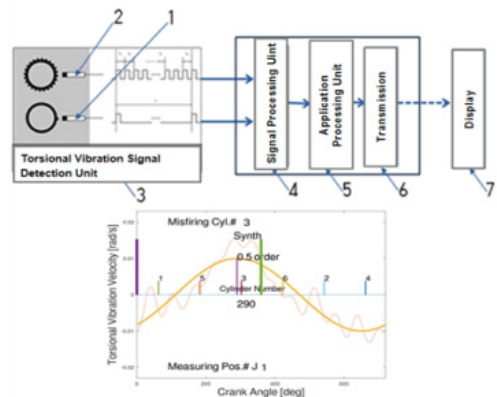
$$k = 0.5, 1.0, 1.5, \dots \text{ (four-stroke engine)} \quad (8)$$

여기서 2행정 기관 기본주파수 성분은  $k=1.0$ 차 성분이고, 크랭크축 2회전이 한 주기인 4행정 기관은  $k=0.5$ 차 성분이 착화실패 실린더 검출을 위한 기본주파수 성분이다. 이하에 표시하는 차수성분  $k_f$ 는 기본주파수 성분을 표시하는 값이라고 한다.

**3. 착화실패 비틀림진동 특성**

**3.1 비틀림진동 신호**

Fig. 1은 비틀림진동 신호를 계측하고 신호처리를



**Fig. 1** Schematic diagram for misfire detection

통해 이를 주파수분석한 후 응용처리하여 검출한 착화실패 실린더의 일례를 보인 것이다.

Fig. 1에서 회전수 측정용 센서 1은 기준실린더(통상 1번 실린더)의 상사점 위치와 일치하도록 설치하고 회전속도 변동을 측정하기 위한 센서 2는 크랭크축 1회전 각도를 등 간격으로 분할한 구간을 펄스 신호 형태로 감지할 수 있도록 설치한다. 그리고, 비틀림진동 신호 검출부 3은 이들 펄스 신호를 이용하여 비틀림진동 신호를 측정한다.

측정된 비틀림진동 신호  $\theta(t)$ 는 FFT(fast Fourier

transform)과 같은 주파수분석을 실시하여 각 주파수 성분에 해당하는 차수(order)의 각변위 진폭  $\theta_0(k)$ 와 위상  $\alpha(k)$ 를 구한다.

3.2 기진력과 비틀림진동 각변위

실린더 정상착화와 착화실패시 비틀림진동 특성을 파악하기 위하여 비틀림진동 수치해석 시뮬레이션을 수행하고 비틀림진동 기진력과 비틀림진동 응답을 구하였다. 시뮬레이션 결과인 비틀림진동 기진력과 비틀림진동 응답은 실제 내연기관 시스템의 기진력과 응답에 해당하므로 비틀림진동 응답을 실제 시스템에서 계측된 비틀림진동 신호  $\theta(t)$ 로 가정하고 착화실패 여부와 착화실패 실린더를 검출하였다.

Table 1의 4행정 직렬형 내연기관 시스템 Case 1에 대하여, Fig. 2와 같이 질량-감쇠-스프링 진동계로 모델링하고 수치해석 시뮬레이션으로 구한 비틀림진동 기진력과 비틀림진동 각변위를 Figs. 3~6에 표시하였다.

정상착화시 비틀림진동 특성은 Fig. 3과 같이 기진력 및 비틀림진동 응답 모두 기본주파수 성분의 기여도는 매우 낮다. 하지만, 착화실패 발생시에는 Fig. 4와 같이 기본주파수 성분의 기진력이 증가하게 되고, 이로 인한 비틀림진동 응답은 Fig. 5와 같이 비틀림진동 신호에서 기본주파수 성분의 기여도가 가장 크게 된다.

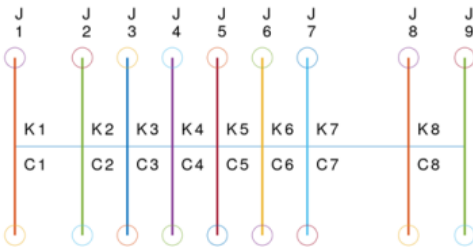
Fig. 5에서 비틀림진동 합성응답(Synth) 그래프는 Fig. 1의 검출부 비틀림진동 신호  $\theta(t)$ 이고, 신호처리부에서 주파수 분석을 실시하여 획득한 기본주파수 성분의 진폭  $\theta_0(k_f)$ 와 위상  $\alpha(k_f)$ 을 이용하여 Fig. 5의 기본주파수 성분(0.5 order) 그래프를 얻는다. 따라서, 기본주파수 성분의 진폭이 비틀림진동 신호 진폭의 일정 비율 이상이면 착화실패 실린더가 발생한 것으로 판정할 수 있다. 착화실패는 선급 규정과 동일하게 한 개의 실린더에서만 착화실패가 발생하는 경우로 국한한다<sup>(10)</sup>.

Fig. 4와 Fig. 5에 보인 바와 같이 착화실패 실린더는 기본주파수 성분의 기진력이 최소값을 갖는 위치에서 폭발행정이 이루어지는 실린더이고, 이 위치에서 기본주파수 성분의 진동 응답은 최대값을 갖게 되므로, 이들 위치에서의 크랭크 각변위를 구하면 착화실패 실린더를 특정할 수 있다. 한편, 특정 실린더의 착화실패 발생시 비틀림진동 계측 위치 변경에 따른 비틀림진동 응답 특성을 Fig. 6에 나타냈다. Fig. 6에

Table 1 Torsional vibration system

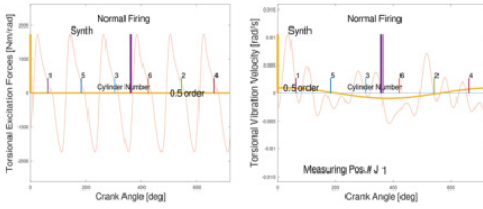
Parameter	Case 1	Case 2	Case 3
Engine type	4-stroke, in-line 6 cylinders	2-stroke, in-line 7 cylinders	4-stroke, v-type 8 cylinders
Rated output	426 kW at 1800 r/min	4890 kW at 170 r/min	353 kW at 1800 r/min
Application	Generator set	Propulsion	Generator set
Cylinder bore	130 mm	350 mm	128 mm
Stroke length	160 mm	1400 mm	142 mm
Firing order	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4	1 - 7 - 2 - 5 - 4 - 3 - 6	1B - 1A - 3A - 2B - 2A - 3B - 4B - 4A
Firing angle	0-120-240-360 - 480-600	0-51.5-104.5-153.1-208.0-255.8-310.2	0-90-180-270-360-450-540-630

Mass Elastic Data

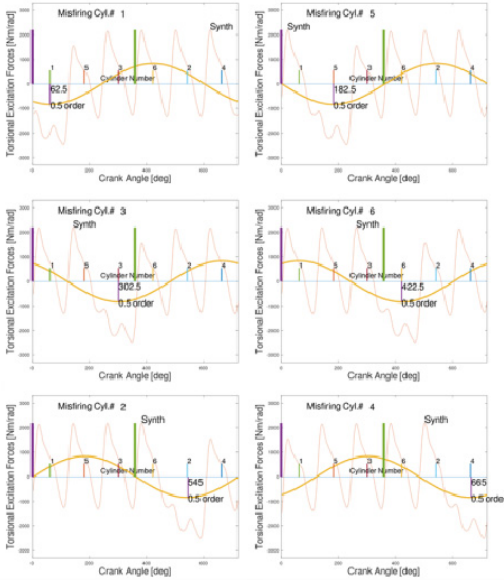


Case 1 : 4-Stroke Inline Engine Generator Set

Fig. 2 Mass-elastic model for vibration analysis



**Fig. 3** Force and velocity in normal firing (case 1: 4-stroke, in-line 6 cylinders)



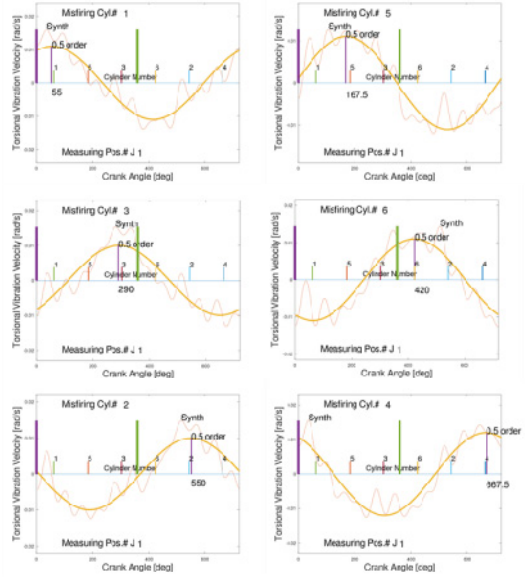
**Fig. 4** Excitation force in misfiring (case 1: 4-stroke, in-line 6 cylinders)

보인 바와 같이 착화실패 발생시 비틀림진동 기본주파수 성분의 진폭과 위상은 계측 위치와 무관한 특성을 보이므로, 이 연구에서 제안한 방법이 산업현장에서 효과적으로 사용될 수 있음을 알 수 있다.

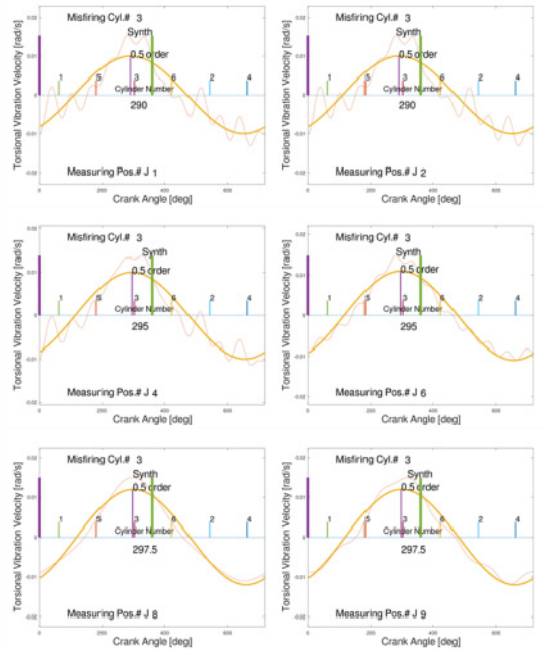
#### 4. 착화실패 실린더 검출

##### 4.1 기준실린더의 위치

착화실패가 발생한 것으로 판정되면 2행정 기관은 크랭크축 1회전이 한 주기이므로 기준실린더의 상사점 위치를 특정하는데 문제가 없으나, 4행정 기관은 크랭크축 회전수 센서의 감지가 한 주기 중 2회에 걸쳐 발생하므로 그 중 어느 것이 기준실린더의 상사점 위치를 표시하는지 구별할 필요가 있다.

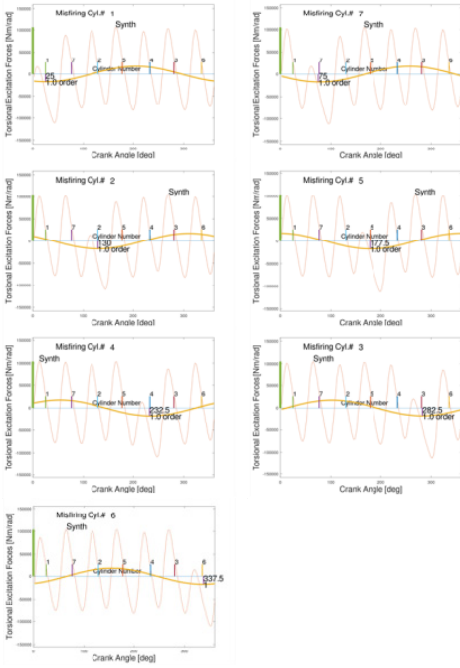


**Fig. 5** Vibration velocity in misfiring (case 1: 4-stroke, in-line 6 cylinders)

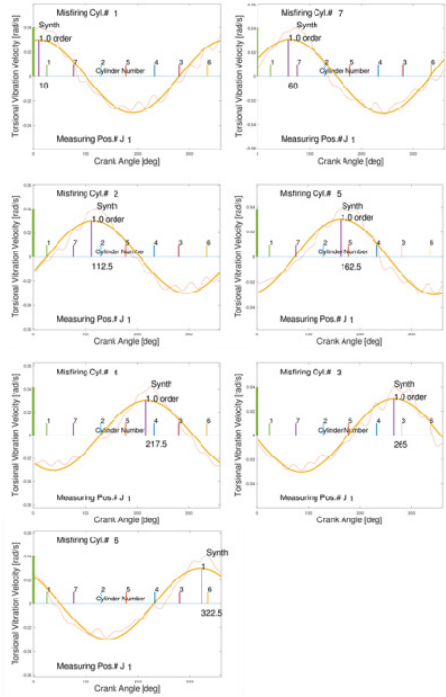


**Fig. 6** Vibration velocity in misfiring depending on the change of measuring position(case 1)

4행정 기관에 대해서는 추가로 Fig. 5에 보인 바와 같이 주파수 분석에 사용된 현재 회전수 펄스 신호가 통상적으로 설치되는 캠축 위치 센서(camshaft posi-



**Fig. 7** Excitation force in misfiring (case 2: 2-stroke, in-line 7 cylinders)



**Fig. 8** Vibration velocity in misfiring (case 2: 2-stroke, in-line 7 cylinders)

tion sensor)의 펄스 신호와 일치하는 펄스 신호이면 현재의 회전수 펄스인 선행 펄스 신호를 기준실린더의 상사점을 지시하는 펄스로, 그렇지 않으면 후행 펄스를 기준실린더의 상사점을 지시하는 펄스로 구별하고, 구별한 기준실린더의 상사점을 크랭크 각변위 원점으로 수정하여 기본주파수 성분의 위상과 최대값 일 때의 각변위를 재 산정한다.

**4.2 착화실패 실린더의 위치**

기준실린더의 상사점을 각변위 원점으로 하여 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 크랭크 각도와 위상은 비틀림진동 신호 성분의 사인함수 식 (6)으로부터 식 (9)와 같이 표현되고, Fig. 5에 보인 바와 같이 각 실린더 착화 실패시에 대하여 비틀림진동 신호 기본주파수 성분(0.5 order)이 최대값을 갖는 크랭크각도는 식 (9)에 의해 식 (10)과 같이 구해진다.

$$i_{\theta \max} d\theta = \frac{1}{k_f} \left( \frac{\pi}{2} - \alpha(k_f) \right) \tag{9}$$

$$i_{\theta \max} = [55, 167.5, 290, 420, 550, 667.5] \tag{10}$$

비틀림진동 신호  $\theta(t)$ 와 마찬가지로 Fig. 4와 같이 표현되는 각 실린더 착화실패시 기진력의 기본주파수 성분도 사인함수 식 (11)로 표현할 수 있고,

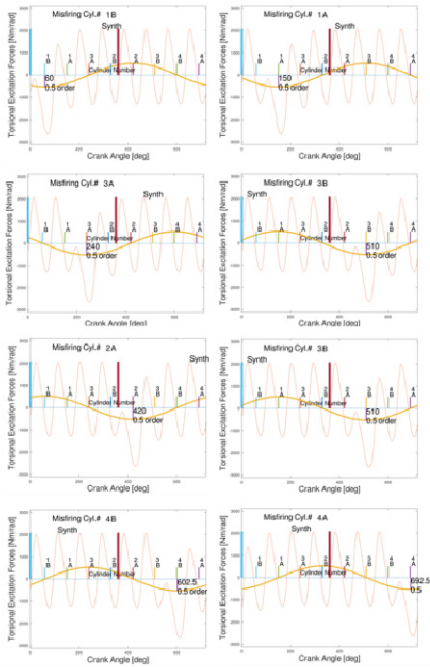
$$F(t) = F_0(k_f) \sin(k_f \cdot i_F d\theta + (\beta(k_f) - k_f \cdot FA_i)) \tag{11}$$

기진력 기본주파수 성분이 최소값을 갖는 크랭크 각도  $i_{F \min} d\theta$ 는 식 (12)와 같이 표현된다.

$$i_{F \min} d\theta = \frac{1}{k_f} \left( \frac{3\pi}{2} - \beta(k_f) \right) + FA_i \tag{12}$$

그런데, Fig. 4에서 기준실린더(Cyl. #1) 착화실패시 기진력 기본주파수 성분이 최소가 되는 각변위는  $i_{F \min} d\theta = 62.5^\circ$ 이므로 기본주파수 성분의 기진력의 위상은  $\beta(k_f) = 238.75^\circ$ 으로 계산된다.

기진력의 위상  $\beta(k_f)$ 은 착화실패 실린더의 위치와 무관하게 일정한 특성을 가지고 있고, 착화실패시 기진력이 최소가 되는 각변위  $i_{F \min} d\theta$ 와 진동응답이 최대가 되는 각변위  $i_{\theta \max} d\theta$ 는 서로 일치하므로, 착화실패 실린더의 위치를 용이하게 특정할 수 있는 식 (13)을 얻게 된다.



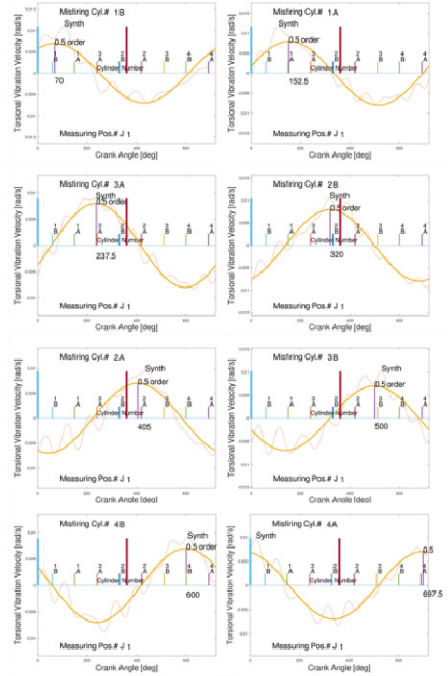
**Fig. 9** Excitation force in misfiring (case 3: 4-stroke, v-type 8 cylinders)

$$FA_i = i_{\theta_{max}} d\theta - \frac{1}{k_f} \left( \frac{3\pi}{2} - \beta(k_f) \right) \quad (13)$$

이제 최대값을 갖는 크랭크 각도  $i_{\theta_{max}} d\theta$ 와 위상  $\beta(k)$ 을 이용하여 계산한 착화실패 실린더의 폭발각도는  $FA_i = [-7.5, 105, 227.5, 357.5, 487.5, 605]$ 으로, Table 1의 폭발순서에 따른 폭발각도  $FA = [0, 120, 240, 360, 480, 600]$ 와 비교함으로써 정확하게 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있게 된다.

Fig. 5 misfiring cyl.# 3의 예를 들어 설명하면, Fig. 1의 검출부에서 얻어진 비틀림진동 신호  $\theta(t)$ 는 합성 응답(synth) 그래프이다. 신호처리부에서는 주파수 분석을 실시하여 기본주파수 성분의 진폭  $\theta_0(k_f)$ 과 위상  $\alpha(k_f)$ 을 획득하며 기본주파수 성분(0.5 order) 그래프는 이를 나타낸 것이다.

기본주파수 성분(0.5 order)의 진폭  $\theta_0(k_f)$ 이 합성 응답(synth)  $\theta(t)$ 의 진폭과 비교하여 일정 비율 이상이면 착화실패가 발생한 것으로 판정한다. 이제 착화실패 실린더의 위치를 검출하기 위하여 식 (9)에 의해 기본주파수 성분(0.5 order)이 최대값을 갖는 크랭크 각도  $i_{\theta_{max}} d\theta = 290^\circ$ 를 구하고, Fig. 4와 식 (12)에서 얻어진 기준실린더(cyl. #1) 착화실패시 기본주파수



**Fig. 10** Vibration velocity in misfiring (case 3: 4-stroke, v-type 8 cylinders)

성분의 기진력의 위상  $\beta(k_f) = 238.75^\circ$ 을 이용하여 식 (13)으로부터 착화실패 실린더의 폭발각도  $FA_i = 227.5^\circ$ 가 계산된다. Table 1의 폭발순서에 따른 각 실린더의 폭발각도  $FA$ 와 착화실패 실린더의 폭발각도  $FA_i$ 의 편차는  $|FA - FA_i| = [227.5, 107.5, 12.5, 132.5, 252.5, 372.5]$ 으로 최소의 편차량을 갖는 cyl. #3이 착화실패 실린더임을 특정할 수 있다.

### 4.3 사례 분석

#### (1) 2행정 직렬형 추진용 내연기관

마찬가지 방법으로 Table 1의 2행정 직렬형 추진용 계 case 2는 Fig. 7에서, 기준실린더(cyl. #1) 착화실패시 기진력 기본주파수 성분이 최소가 되는 각변위는  $i_{F_{min}} d\theta = 25^\circ$ 이므로, 기본주파수 성분의 기진력의 위상은  $\beta(k_f) = 245^\circ$ 로 계산된다. Fig. 8에 보인 바와 같이 착화실패시 비틀림진동 신호 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 크랭크 각도는  $i_{\theta_{max}} = [10, 60, 112.5, 162.5, 217.5, 265, 322.5]$ 이므로, 착화실패 실린더의 폭발각도는  $FA_i = [-15, 35, 87.5, 137.5, 192.5, 240, 297.5]$ 으로, Table 1의 폭발순서에 따른 폭발각도  $FA = [0, 51.5, 104.5, 153.1, 208.0, 255.8, 310.2]$ 와



비교함으로써 정확하게 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있다.

## (2) 4행정 브이형 발전기용 내연기관

Table 1의 4행정 브이형 발전기 case 3에 대하여도 같은 방법을 적용하면, Fig. 9에서 기준실린더(cyl. #1) 착화실패시 기진력 기본주파수 성분이 최소가 되는 각변위는  $i_{F_{\min}}d\theta=60^\circ$ 이므로, 기본주파수 성분의 기진력의 위상은  $\beta(k_f)=240^\circ$ 로 계산된다.

Fig. 10과 같이 착화실패시 비틀림진동 신호 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 크랭크 각도는  $i_{\theta_{\max}}=[70, 152.5, 237.5, 320, 405, 500, 600, 697.5]$ 이므로, 착화실패 실린더의 폭발각도는  $FA_i=[10, 92.5, 177.5, 260, 345, 440, 540, 637.5]$ 으로, Table 1의 폭발순서에 따른 폭발각도  $FA=[0, 90, 180, 270, 360, 450, 540, 630]$ 와 비교함으로써 정확하게 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있다.

## 5. 결 론

비틀림진동 신호의 기본주파수 성분의 진폭과 위상을 이용하여, 왕복동 내연기관 시스템에서 고장을 일으키는 주요 원인 중 하나인 착화실패 실린더를 검출하는 방법을 제안하고 다음과 같은 실린더 착화실패 현상을 규명하였다.

(1) 기본주파수 성분의 진폭이 비틀림진동 신호 진폭의 일정 비율 이상이면 실린더 착화실패가 발생한 것으로 판정할 수 있다.

(2) 착화실패 실린더가 발생하면 비틀림진동 신호의 기본주파수 성분이 최대가 되는 위치는 기진력 기본주파수 성분 최소값의 위치와 각도 오차범위 이내에서 일치한다.

(3) 착화실패 실린더는 비틀림진동 신호의 기본주파수 성분이 최대값을 갖는 위치와 기진력 기본주파수 성분의 위상으로부터 용이하게 실린더 폭발각도를 계산하는 수식을 도출할 수 있고, 폭발순서의 폭발각도와 비교함으로써 착화실패 실린더의 위치를 특정할 수 있다.

(4) 4행정 내연기관은 캠축 위치 센서 펄스 신호와 일치하는 회전수 펄스 신호를 기준실린더 상사점을 지시하는 펄스 신호로 구별하고, 그에 따라 크랭크

각변위와 폭발각도를 재 산정하여야 한다.

(5) 특정 실린더에서 착화실패가 발생한 경우 비틀림진동 기본주파수 성분의 최대값의 위치는 그 측정 위치와 무관하게 각도 오차범위 이내에서 동일하게 나타난다.

## References

- (1) Powell, J. D., 1993, Engine Control Using Cylinder Pressure: Past, Present, and Future, The Journal of Dynamic Systems, Measurement, Vol. 115, No. 2B, pp. 343~350.
- (2) Tamura, M., Saito, H., Murata, Y., Kokubu, K. and Morimoto, S., 2011, Misfire Detection on Internal Combustion Engines using Exhaust Gas Temperature with Low Sampling Rate, Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 17-18, pp. 4125-4131.
- (3) Sharma, A., Sugumaran, V. and Devasenapati, S. B., 2014, Misfire Detection in an IC Engine using Vibration Signal and Decision Tree Algorithms, Measurement, Vol. 50, pp. 370-380.
- (4) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration Analysis and Monitoring System(EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 19, No. 2, pp. 155~161.
- (5) STX Engine Co., Ltd., 2010, Method and Apparatus for Detecting a Misfire of an Internal Combustion Engine, PCT/KR2010/003448.
- (6) Kim, H. H., Kim, J. Y., Park, Y. J. and Park, Y. B., 2013, Research and Development of Radial Artery Pulse Diagnostic Devices in Korea, Integrative Medicine Research, Vol. 2, No. 1, pp. 7~17.
- (7) Park, J. G., Jeong, W. B. and Seo, Y. S., 2002, Optimal Design of Crank Angles for Reducing the Excitation Forces in a Diesel Engine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 2, pp. 108~115.
- (8) Jeong, W. B., Yoo, W. S. and Park, J. G., 2004, Optimization of Engine Excitation Forces for Vibration Control, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 14, No. 8, pp. 709~717.
- (9) VERITEC, 1985, Vibration Control in Ships, A/S Veritas-huset, Norway.

(10) Korean Register, 2020, Rules for the Classification of Steel Ships, Pt. 5, Ch. 4, Sec. 1, p. 55.



**Jeong-Geun Park** received B.S. and M.S. degrees from Kookmin University in 1984 and from Hanyang University in 1986, respectively. He is currently a Ph.D. candidate at Pusan National University. His research interests are focused on the engineering and monitoring system for noise and vibration control.



**Weui-Bong Jeong** received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustics-structure interactions.

# 함정탑재장비용 탄성마운트의 내구성 시험방법

## Endurance Testing for Resilient Mounts of Naval Shipboard Machinery

문석준<sup>†</sup> · 김의영\* · 박진우\* · 김원\* · 정선아\*

Seok-jun Moon<sup>†</sup>, Eui-Young Kim\*, Jin-Woo Park\*, Won Kim\* and Sun-Ah Jung\*

(Received January 21, 2021 ; Revised February 15, 2021 ; Accepted February 15, 2021)

**Key Words :** Resilient Mount(탄성 마운트), Ship Motion Endurance Test(함 운동 내구성시험), Vibration Endurance Test(진동 내구성시험)

### ABSTRACT

As a performance specification for general resilient mounts of naval shipboard equipment, MIL-PR-32407 was released in 2012 as an alternative to MIL-M-17185A. Therefore, it is necessary to investigate the application of MIL-PR-32407A. In this study, two new core test items introduced in MIL-PR-32407A, namely a ship motion endurance test and vibration endurance test, are reviewed with respect to the test method. The ship motion endurance test is not described in detail in the specification; thus, the test plan is presented through investigation of various related documents. In contrast, the vibration endurance test method is described in detail. However, there are parts that may cause problems when applied to actual testing. Therefore, as an alternative, we propose a new test plan.

### 1. 서 론

함정에 탑재되는 장비는 자중을 지지하면서 진동, 충격 등 외부 하중으로부터 장비를 보호하는 동시에 장비 자체에서 발생하는 소음의 외부전달을 차단 또는 최소화하기 위해 다양한 형태의 탄성 마운트를 하부 또는 측면에 설치한다. 따라서 함정탑재장비용 탄성 마운트(Fig. 1 참조)는 장비에 추가적으로 설치되는 중요한 부품 중 하나이며, 설치 전에 성능 검증이 요구되고 있다. 국내에서도 탄성 마운트의 성능평가에 대한 연구들이 한국소음진동공학회 학술대회 및 논문집을 통해 발표되고 있다<sup>(1-3)</sup>.

국내에서 함정탑재장비용 탄성 마운트의 성능평가

를 위해 적용하고 있는 규격(또는 표준)은 주로 미국 국방성 및 한국 해군 등에서 발행된 문서이다. 대부분의 마운트에 적용할 수 있는 규격을 살펴보면, MIL-M-17185A<sup>(4)</sup>는 일반 규격으로서 탄성마운트의 설계 및 성능요구 조건 등을 기술하고 있다. 대한민국 해군에서도 이 규격을 바탕으로 함정 설계·건조 기준 문서<sup>(5)</sup>를 제정하였다.

한편, MIL-M-17185A의 대체 규격으로 MIL-PRF-32407<sup>(6)</sup>이 2012년 공개되었고, 이어 개정판으로 MIL-PRF-32407A<sup>(7)</sup>가 2016년에 발간되었다. 따라서 국내에서도 MIL-PRF-32407A 규격의 적용방안에 대한 연구가 필요한 상황이다. 본 저자의 연구논문<sup>(8)</sup>에서는 MIL-M-17185A와 MIL-PRF-32407A의 내용을 자세히 비교하고, 검토내용을 정리한 바 있다. 또한

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Machinery and Materials, Senior Researcher  
E-mail : sjmoon@kimm.re.kr

\* Korea Institute of Machinery and Materials, Researcher

‡ Recommended by Editor Jong Seok Oh

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

특정 탄성 마운트의 전문 규격<sup>(9-11)</sup>을 분석하여 대용량 탄성 마운트의 성능시험에 MIL-PRF-32407A를 적용하기 위한 특화된 방안을 제안한 바 있으며, 다음의 사항을 고려하였다.

- 주로 기관실, 보기실 등에 설치되어 기름 및 열에 대한 노출기회가 상대적으로 많다.
- 산업계의 상황 및 시험가능성(장비의 보유 등) 등의 측면에서 현실적인 문제가 존재한다.

이전 연구논문에서도 언급한 바와 같이 MIL-M-17185A와 MIL-PRF-32407A를 비교·검토하면, 탄성 마운트의 성능평가 기준이 매우 강화된 것을 확인할 수 있다. 핵심시험의 전·후에 기본시험을 수행하여 마운트의 성능유지 여부를 엄격하게 평가하고 있다. MIL-PRF-32407A에 새롭게 도입된 핵심시험은 함 운동 내구성시험(ship motion endurance test)과 진동 내구성시험(vibration endurance test) 항목이다. 진동내구성 시험은 전문 규격<sup>(9)</sup>에서 피로시험(fatigue test)이라고 표현하고 있으나, 세부적인 시험방법은 다소 상이하다. 반면 함 운동 내구성시험 항목은 탄성 마운트의 성능시험 규격에서는 처음 등장하는 항목이다. 지난 한국소음진동공학회 추계학술대회에서 함 운동 내구성시험 방법에 대해 간단하게 소개한 바 있으나<sup>(12)</sup>, 이 논문에서 보다 자세하게 시험방법을 진동 내구성시험 방법과 함께 제안하고자 한다.

## 2. 함 운동 내구성시험

바다 위를 항해하는 함정은 6자유도 운동(상하(heave), 횡수평(sway), 종수평(surge), 횡동요(roll), 종동요(pitch), 수평동요(yaw))를 하게 된다. 따라서 함정에 설치된 탑재장비도 6자유도 운동을 하며, 장비

하부의 탄성마운트는 장비의 6자유도 운동을 온전히 감당해야 된다.

함 운동 내구성시험은 MIL-PRF-32407A의 3.4.7.2절에 요구사항이 기술되어 있으며, 4.4.2.7.2절에는 검증방법이 간략하게 기술되어 있다. 부가적으로 6.5항에서 시험 하중에 대한 가이드라인을 제시하고 있다. 독자의 이해를 돕기 위해 Table 1에 MIL-PRF-32407A 내용을 수정없이 발췌하여 정리하였다. Table 1에 기술된 바와 같이 내구성시험을 수행하기 위해서는 시험하중(방향 및 크기), 시험기간 및 시험반복횟수 등을 결정해야 한다. 해당 규격에는 구체적인 방법이 기술되어 있지 않으나, 일부 유추 가능한 설명이 포함되어 있다<sup>(7)</sup>.

예를 들면, 4.4.2.7.2절에 시험하중은 정적인 하중(마운트 상부에 설치되는 장비의 하중)과 동적인 하중(함 운동에 의한 하중)을 동시에 작용할 것을 요구하고 있으며, 동적하중은 3축(수직 1방향, 수평 2방향) 동시 작용을 요구하고 있다. 단, 마운트에 작용하는 모멘트에 대한 언급은 없다. 6.5절에는 함정의 운항에 대한 정보가 언급이 있다. 즉, 함정은 수명기간 중 40% 동안 해상에서 운용하며, 해상상태 3과 4에서 65.5%, 해상상태 5에서 20%, 해상상태 6~8에서 14.5%로 운용환경조건을 구분하여 가정하고 있다.

### 2.1 시험 하중

앞에서 기술한 바와 같이 시험하중은 정하중과 동하중으로 구별할 수 있다. 정하중은 마운트 상부에 설치되는 장비의 중량에 해당하며, 시험평가 입장에서는 설계 정격하중을 정하중으로 고려하면 된다. 반면 동하중은 함 운동에 의해 유발되는 하중이므로 함 운동의 크기를 식별해야 동하중을 산정할 수 있다. 일반적으로 6자유도 함 운동 중에 횡동요와 종동요에 의해 유발되는 하중이 상대적으로 크므로 2개의 동요만을 고려하였다. 함 운동은 함정의 크기, 중량, 선형 등 특성에 의해 결정된다. 따라서 표준화된 시험 하중을 정의하기 위해서는 함 운동을 결정할 수 있는 공식 자료가 필요하다. 이 연구에서는 함정 설계·건조기준 중 “함정 탑재체계 함 운동 적용기준<sup>(13)</sup>”을 적용하였다. 이 기준에는 횡동요 크기, 종동요 크기 등을 해상상태 및 함정의 폭에 따라 제공하고 있다. Fig. 2는 대표적으로 횡동요 정보



Fig. 1 Resilient mounts for naval ship

**Table 1** Ship motion endurance in MIL-PRF-32407A

Section	Description
3.4.7.2	<u>Ship motion endurance</u> . Mounts shall meet visual inspection requirements of 3.4.1.4.1 and requirements associated with subsequent tests contained in test suite one (see 4.2.2.1), after being tested in accordance with 4.4.2.7.2 at the loads, period, and number of cycles specified in each test case [see 6.2.f(3)(e)]. Unless otherwise specified [see 6.2.f(3)(f)], the loading method shall be in accordance with 4.4.2.7.2.1. For mount Types II, III, and IV, when the mount is subjected to loads associated with any cycles in any test case, the resulting deflections shall not exceed the mount’s maximum design excursion. If a maximum mount deflection is specified [see 6.2.f(3)(g)] in a particular direction, it shall not be exceeded as a result of loading the mount in accordance with 4.4.2.7.2.1. If the maximum deflection permitted by a shipboard captive feature is specified [see 6.2.f(3)(g)] in a particular direction, it is not required to exceed the deflection in that direction when tested in accordance with 4.4.2.7.2.1.
4.4.2.7.2	<u>Ship motion endurance</u> test. Mounts shall be loaded statically and subjected to the cyclical loads indicated for each test case specified [see 6.2.f(3)(e)]. Load testing shall be in accordance with 4.4.2.7.2.1 or as specified [see 6.2.f(3)(f)] for each test case. The cyclical loads specified in the procedure shall be superimposed over the static load. A servo-hydraulic machine operating in load control or equivalent apparatus capable of providing the required loading shall be used to conduct this test. Top and bottom surfaces of the mount shall remain parallel and not rotate during testing. Load and deflection shall be monitored to determine compliance with 3.4.7.2 and to document changes in load-deflection characteristics during the test. Mounts shall be inspected during and after testing to determine conformance with 3.4.1.4.1.
4.4.2.7.2.1	<u>Loading method (three-axis)</u> . This method applies to a test apparatus capable of applying forces along all three orthogonal mount axes simultaneously. The mount shall be statically loaded in the normal direction and subjected to three superimposed cyclical force components ( $\pm FN$ , $\pm FT1$ , $\pm FT2$ ) applied simultaneously in-phase for the period and cycles specified [see 6.2.f(3)(e)]. One cycle is defined as the loading from the initial position at the static mount load, to the superimposed load ( $+FN$ , $+FT1$ , $+FT2$ ), then to superimposed load ( $-FN$ , $-FT1$ , $-FT2$ ), finishing back at the static load.
6.5	<u>Guidance for specifying dynamic loads for the ship endurance test</u> [see 6.2.f(3)(e)]. If possible, the dynamic load, period, and number of cycles at each test-case should reflect what the mount may experience while in-service during the entire life of the mount (fatigue test). Otherwise, the dynamic load, period, and number of cycles at each test case should be based on the harshest conditions the mount may experience while in-service. The endurance test should demonstrate the ability of the mount to operate in the worst-case sea state or maneuvering for which the ship is designed. Refer to the applicable ship specification concerning ship motion in seaway requirements and MIL-STD-1399, Interface Standard for Shipboard Systems. The dynamic load for each test case should consist of components in each orthogonal mount direction (normal and both transverse directions). When specifying loads, consideration should be given to the load-deflection manufacturing tolerance of the mount. When specifying the number of cycles at the worst-case sea state, the following should be considered: mission-specific seakeeping requirements, time required to pass through this condition, and if return to port for inspection is mandatory. Consideration should be given to the design limits for ship motion. Unless otherwise specified by NAVSEA (see 6.7), it should be assumed that a ship spends 40 percent of the time at sea in the following conditions: 14.5 percent in storm condition (ss6 - ss8), 20 percent in moderate seas (ss5), 65.5 percent in calm seas (ss3 and ss4). Refer to 3.4.7 and 6.2.f(3)(a).

해상 상태	폭(B) (m)	횡동요 각 <sup>o</sup> (도)	횡동요 주기 <sup>o</sup>
4.	$B \leq 15.$	7.	-
	$15 < B \leq 23.$	6.	
	$23 < B \leq 32.$	6.	
5.	$32 < B$	5.	-
	$B \leq 15.$	12.	
	$15 < B \leq 23.$	10.	
6.	$23 < B \leq 32.$	10.	-
	$32 < B$	9.	
	$B \leq 15.$	19.	
7.	$15 < B \leq 23.$	16.	-
	$23 < B \leq 32.$	15.	
	$32 < B$	13.	
8.	$B \leq 15.$	28.	-
	$15 < B \leq 23.$	24.	
	$23 < B \leq 32.$	22.	
9.	$32 < B$	20.	-
	$B \leq 15.$	42.	
	$15 < B \leq 23.$	37.	
10.	$23 < B \leq 32.$	34.	-
	$32 < B$	31.	

**Fig. 2** An example: rolling information

를 보여주고 있다<sup>(13)</sup>.

따라서 횡동요에 의해 발생하는 동하중은 식 (1) 및 식 (2)와 같이 수직방향과 수평방향 변동하중이 정의 된다.

$$F_{dyn,normal} = F_{rated} \cdot \cos \theta \tag{1}$$

$$F_{dyn,horizontal} = F_{rated} \cdot \sin \theta \tag{2}$$

여기서  $F_{rated}$  는 마운트의 설계 정격하중이며,  $\theta$  는 동요각도이다. 수직방향 하중은 정하중(압축방향)과 식 (1)의 변동하중이 합해서 적용한다. 수평방향 하중은 식 (2)의 변동하중을 수평 2방향으로 적용한다. 단, 하중은 3축 동시 적용을 규격에서는 요구하고 있다.

## 2.2 시험 기간 및 시험 횟수

일반적으로 함정의 수명은 30년으로 판단하고 있다. 함정탑재장비용 마운트의 설계 수명은 18년으로 MIL-PRF-32407A에 기술되어 있으나, 마운트의 수명은 제작사에서 제공하게 되어 있다. 탄성마운트의 교체주기는 약 6년을 현장에서 통용하고 있다. 따라서 이를 반영하여 시험기간을 산정할 필요가 있다. 앞에서 기술한 해상상태에 따른 함정의 운영시간 비율을 적용하면, 시험기간은 산정할 수 있다. 예를 들면, 해상상태 3~4에서는 식 (3)과 같이 시험기간이 산정될 수 있다.

$$P_{ss3,ss4} = \text{Mount lifetime (year)} \cdot 0.655 \quad (3)$$

시험 횟수를 결정하기 위해서는 동요주기에 따른 변동하중의 주기가 중요하다. 함정의 동요 주기는 함정별로 상이하고, 대형 함정일수록 동요주기는 큰 것이 일반적인 경향이다. 이 연구 대상인 2000톤급 함정의 횡동요 주기가 9.6초인 것으로 알려져 있어서 이를 가정하여 사용하였다. 식 (3)의 시험기간에 동요주기를 고려하면, 각 해상상태 별로 시험횟수를 산정할 수 있다. 예를 들면, 마운트 수명 6년, 동요주기 9.6초 및 해상운용 40%를 고려하면, 약 7.8백만회 시험을 수행해야 한다.

규격에는 시험주기(주파수)에 대한 규정은 없으며, 위 기술한 조건에서 1초당 1회 시험을 수행하고, 시험장비를 24시간 가동하면, 약 3개월의 시간이 요구된

다. 따라서 시험시간을 단축하기 위해서 가속시험방법을 고려하였다. MIL-STD-801F<sup>(14)</sup>에는 가속시험방법에 대해 기술하고 있으며, 식 (4)를 제안하고 있다.

$$g_1/g_2 = (T_2/T_1)^{1/6} \quad (4)$$

여기서,  $g_1, g_2$ 는 가속도크기이고,  $T_1, T_2$ 는 시험시간이다. 식 (4)를 이용하면, 각 해상상태에서의 시험을 한 해상상태의 시험조건으로 정리할 수 있다. 시험횟수를 줄이기 위해서는 높은 해상상태의 시험으로 정리해야 한다. 예를 들면, 해상상태 6~8에서의 시험조건을 기준으로 가속시험방법을 적용할 수 있다. 단, 해상상태 6~8에서의 시험조건이 보유하고 있는 시험장비로 재현이 가능해야 한다. 만약 재현이 불가능할 경우에는 가능한 조건으로 다시 가속시험조건을 적용해야 한다. 이러한 가속시험을 수행할 경우에는 시험횟수를 1/3이하 수준으로 감소할 수 있다. 시험주기를 축소하면, 총 시험시간은 단축할 수 있으나, 시험장비의 성능을 고려해야 한다.

Fig. 3은 함 운동 내구성 시험광경을 보여주고 있다. 수직방향에 1개의 유압식 작동기가 설치하여 정하중과 동하중을 동시에 적용하였다. 수평 2방향에는 각각의 방향으로 1개의 유압식 작동기 설치되어 있으며, 동하중을 적용하였다. 3개의 유압식 작동기는 통합 제어기를 통해 동시성을 확보한다. 수직방향으로 하중이 작용하고 있기 때문에 수평방향의 변위가 과도하게 크면, 탄성마운트의 좌굴현상이 발생하여 더 이상의 시험이 진행할 수 없다.

## 3. 진동 내구성시험

함정에 설치된 장비는 다양한 진동원에 노출되어 있다. 주 추진장치로서 사용되고 있는 가스터빈 또는 디젤엔진으로부터 진동이 발생된다. 최근에는 추진전동기를 사용하는 함정이 증가하고 있으나, 진동의 크기는 작지만 여전히 발생하고 있다. 또한 추진기로부터 물속에 있는 프로펠러 또는 임펠러를 회전시키면, 이로 인한 진동이 함내로 유입되게 된다. 함정 내에는 다양한 공조기, 펌프, 모터 등이 설치되고 운용되기 때문에 다양한 진동원이 산재되어 있는 것이다. 따라서 함정탑재장비와 마운트는 다양한 진동환경에 노출되어 있으며, 마운트는 탑재장비를 진동으로부터 보호하면서 자기 자신도 신뢰성 높은 내구성능을 보

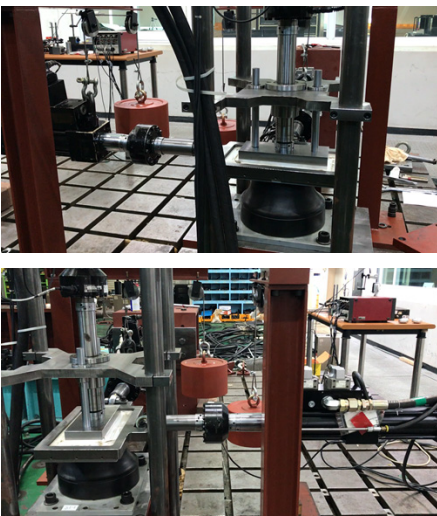


Fig. 3 Ship motion endurance test

유해야 한다.

진동 내구성시험은 MIL-PRF-32407A의 3.4.7.1절에 요구사항이 기술되어 있으며, 4.4.2.7.1절에 시험방법이 기술되어 있다(Table 2 참조)<sup>(7)</sup>. 탄성 마운트의 형태에 따라 공진시험(resonance test)과 비공진시험(non-resonant test)로 구분하고 있다. 공진시험은 MIL-STD-167-1<sup>(15)</sup>에 따라 수행하게 되어 있다. 이

규격은 개정판이 발행되어 산업계에서 널리 사용하고 있으며, 시험방법도 자세히 기술되어 있어서 적용하는 데 어려움이 없다. 따라서 이 논문에서는 자세한 설명을 기술하지 않는다.

비공진시험은 수직방향(normal direction)과 수평방향(transverse direction)으로 나누어서 기술되어 있으나, 기본적인 방법은 동일하다. 시험횟수는 방향별로

**Table 2** Vibration endurance in MIL-PRF-32407A

Section	Description
3.4.7.1	Vibration endurance. Mounts shall meet visual inspection requirements of 3.4.1.4.1 and requirements associated with subsequent tests contained in test suite five (see 4.2.2.5), after being tested in accordance with 4.4.2.7.1. Unless otherwise specified [see 6.2.f(3)(b)], the test method for mount Types II, III, and IV shall be resonant in accordance with 4.4.2.7.1.1, and the test method for mount Type I shall be non-resonant in accordance with 4.4.2.7.1.2. The following additional requirement is relevant to the resonance test method.  a. Resonance test. Mounts shall have sufficient damping at each translational resonance to provide an amplification not greater than specified [see 6.2.f(3)(c)] when tested in accordance with 4.4.2.7.1.1. Unless otherwise specified in the test plan [see 6.2.f(3)(d)], mounts shall be tested with their intended equipment.
4.4.2.7.1	Vibration endurance test. Unless otherwise specified [see 6.2.f(3)(b)], mount Types II, III, and IV shall be tested in accordance with 4.4.2.7.1.1, and mount Type I shall be tested in accordance with 4.4.2.7.1.2.
4.4.2.7.1.1	Vibration endurance, resonance test. Mounts shall undergo environmental vibration testing in accordance with MIL-STD-167-1 while supporting their intended equipment or loaded with dummy masses to simulate the shipboard configuration [see 6.2.f(3)(d)]. Testing the mounts while supporting their intended equipment is the preferred method. Mounts shall not be removed during any part of the MIL-STD-167-1 test. Acceleration in the direction of excitation shall be measured and recorded across the mounts at 15-minute intervals (minimum). Amplification or maximum transmissibility shall be calculated at each resonance to determine compliance with 3.4.7.1.a.  Amplification = A(equipment)/A(base) where: A(equipment) is the acceleration magnitude measured on the equipment side of the mount A(base) is the acceleration magnitude measured on the shaker table side of the mount
4.4.2.7.1.2	Vibration endurance, non-resonant test. Two mounts shall be tested in three orthogonal directions in accordance with 4.4.2.7.1.2.1 and 4.4.2.7.1.2.2. A servo-hydraulic machine operating in displacement control or equivalent apparatus capable of providing the required loading shall be used to conduct this test.
4.4.2.7.1.2.1	Normal direction. The mounts can be tested individually or as a pair. Each mount shall be compressed to its maximum intended load [see 6.2.f(1)(a)] and subjected to one-half million cycles of sinusoidal vibration in the normal direction at the dynamic deflection and frequency below.  Deflection (inches, pk-to-pk) equal to $(0.01/\eta)$ but not less than 0.10 and: Frequency (Hz) equal to or greater than $3.1(K/W)^{0.5}$ where: $\eta$ is the loss factor, measured from test LF-3 at the maximum intended load K (pounds per inch) is the dynamic stiffness, measured from test LF-3 at the maximum intended load W (pounds) is the maximum intended load
4.4.2.7.1.2.2	Transverse direction. Mounts shall be tested as a pair while installed symmetrically back-to-back on a fixture similar to that shown on figure 2. Each orthogonal transverse direction shall be tested independently. Mounts shall be compressed in the normal direction to their maximum intended load while being subjected to one-half million sinusoidal vibration cycles in each transverse direction at the dynamic deflection and frequency below.  Deflection (inches, pk-to-pk) equal to $(0.01/\eta)$ but not less than 0.10 and: Frequency (Hz) equal to or greater than $3.1(K/W)^{0.5}$ where: $\eta$ is the loss factor, measured from test LF-4 at the maximum intended load K (pounds per inch) is the dynamic stiffness, measured from test LF-4 at the maximum intended load W (pounds) is the maximum intended load

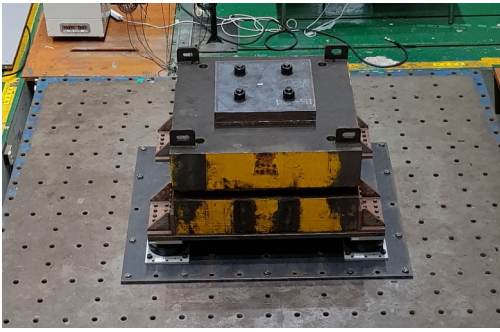


Fig. 4 Vibration endurance test

각각 500 000회이다. 시험조건으로 진동크기와 주파수가 정의되어 있는데, 동강성(dynamic stiffness)과 감쇠계수(loss factor)를 먼저 산정해야 한다. 동강성과 감쇠계수 산정을 위해서는 유압식 가진기 또는 진동대 등을 활용하여 swept test를 수행하여 전달률 곡선을 구한 후 곡선으로부터 동강성과 감쇠계수를 추정해야 한다. 대부분의 함정탑재장비용 탄성 마운트의 고유진동수가 10 Hz 이하이므로, swept test는 0.1 Hz ~ 20 Hz 범위에서 수행하면 될 것으로 판단된다. 진동크기는 이 규격조건을 반영하여  $\pm 2.54$  mm로 설정하면 될 것이다. 이러한 비공진시험 방법을 대용량 마운트에 적용할 경우에는 상대적으로 다소 어려운 점이 있다. 특히 시험지그의 설계·제작에 세심한 주의가 필요하다. 이러한 어려운 점을 고려하여 대용량 마운트인 경우에는 대형 진동대를 활용한 시험방법을 제안한다. Fig. 4는 진동 내구성시험 광경을 보여주고 있다. 대형 진동대 위에 대상 마운트 4개를 설치한 후 마운트 상부에 정격하중에 해당하는 질량체를 설치한다. 가진 크기, 주파수 및 시험횟수는 동일한 조건을 적용한다. 이 시험방법을 적용하면, 3축 방향시험이 동시에 가능하기 때문에 총 시험시간을 단축시킬 수 있다. 또한 시험지그의 설계·제작 문제에서 자유로울 수 있다.

#### 4. 결 론

현재 국내에서 함정탑재장비용 탄성 마운트의 성능 평가에 적용되고 있는 규격은 MIL-M-17185A이다. 한국 해군의 함정 설계·건조기준도 이 규격을 기반으로 제정되었다. 1956년 개정된 MIL-M-17185A의 대체 규격으로 MIL-PRF-32407A가 약 10년 전에 발간

되었으며, 관련 산업분야에서는 이 규격을 적용할 준비를 해야 한다. 이 논문에서는 MIL-PRF-32407A에 새롭게 도입된 2개의 핵심시험항목인 함 운동 내구성 시험과 진동 내구성시험에 대해 시험방법 측면에서 검토하고, 방안을 제시하였다.

함 운동 내구성시험은 규격에 자세한 시험방법이 기술되어 있지 않아서 여러 관련 문건의 조사를 통해 시험방안을 제시하고, 시험장치를 구현해 보았다. 반면, 진동 내구성시험은 비교적 자세하게 시험방법을 기술하고 있어서 적용성에는 문제가 없을 것으로 보인다. 하지만 실제 시험에 적용할 경우에는 문제가 발생할 수 있는 부분이 있다. 따라서 대안으로 4개 Iset 마운트에 대한 진동대 시험방안을 제안하였다.

MIL-PRF-32407A는 모든 탄성 마운트에 적용 가능한 일반 규격이다. 하지만 특정한 탄성 마운트에 대해서는 해당 규격이 우선적으로 검토·적용되어야 할 것이다. 또한 MIL-PRF-32407A의 시험항목을 적용하는 데 있어서 어려운 점이 있으며, tailoring 기법 등을 도입하여 현실감 있는 시험방법을 마련해야 할 것이다. 국내 마운트 제작사는 대부분 영세한 중소기업이며, 중소기업이 마운트 국산화를 위한 성능검증 시험에 많은 자금을 투자할 수 없는 것이 현실이다. 경제성 확보와 검증된 성능의 마운트 개발을 위해 이 논문의 내용이 기여하기를 소망한다.

#### 후 기

이 논문은 한국기계연구원 주요사업(과제명: 인공지능 기반 기계시스템의 예측진단 및 사고대응 기술개발)의 재정적 지원을 받았으며, 지원에 감사를 드립니다.

#### References

- (1) Kim, H. S., Lee, J. H., Lee, J. H., Lee, S. H., Seo, Y. J. and Bae, G. H., 2020, Performance Evaluation of Ship Shock Mount for Localization Development, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, p. 115.
- (2) Kim, H. S., Lee, J. H., Lee, J. H., Lee, S. B., Seo, Y. J. and Bae, G. H., 2019, Rubber Material Evaluation and Performance Evaluation of Ship Shock Mount for Localization Development, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 127.



(3) Moon, S. J., Kim, H. S., Park, J. W., Oh, K. S. and Jeong, J. A., 2015, Experimental Evaluation of the Performance of Large-capacity Mounts for Naval Shipboard Equipments, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 52, No. 3, pp. 275~281.

(4) Department of Navy, 1956. Military Specification, Mounts, Resilient: General Specifications and Tests for (Shipboard Application), MIL-M-17185A(SHIPS).

(5) Republic of Korea Navy, 2015, Guideline of Adapting & Installation for Navy Resilient Mount, 조합(주)-실-1-027(0).

(6) Department of Defense, 2012, Performance Specification, Mounts, Resilient (Surface Ship Application), MIL-PRF-32407.

(7) Department of Defense, 2016, Performance Specification, Mounts, Resilient (Surface Ship Application), MIL-PRF-32407A.

(8) Moon, S. J., Kim, E. Y., Kim, H. S., Park, J. W. and Kim, W., 2020, Performance Test Specification for Large-Capacity Mounts of Naval Shipboard Machinery, Transactions of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 4, pp. 406~413.

(9) Department of Navy, 1990, Military Specification, Mounts, Resilient: type 6E100, 6E150, 7E450, 6E900, 6E2000, 5E3500, 6E100BB, 6E150BB, 7E450BB and 6E900BB, MIL-M-17508F(SH).

(10) Department of Navy, 1991, Military Specification, Mounts, resilient: type 5B5,000H, MIL-M-19863D(SH).

(11) Department of Navy, 1983, Military Specification, Mounts, Resilient: Type 5M10,000H, MIL-M-21649C(SH)

(12) Moon, S. J., Kim, E. Y., Park, J. W. and Kim, W., 2020, Ship Motion Endurance Test of Resilient Mounts for Naval Ships, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 100.

(13) Republic of Korea Navy, 2019, Criteria for Ship Motion of Shipboard System, 조합(주)-기-0-009(2).

(14) Department of Defense, 2000, Test Method for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, MIL-STD-810F 514.5B-10.

(15) Department of Defense, 2005, Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment, MIL-STD-167-1A.



**Seok-jun Moon** was born in Seoul, South Korea in 1965. He received the M.S. and Ph.D. degrees in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Seoul, in 1995. Since 1996, he has been a Principal Researcher in System Dynamic Research Department, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon, South Korea. His research interests include vibration control devices, testing & evaluation, and conformity assessment.

# 물리 기반 인공지능망을 활용한 리튬이온 전지 열화 예측

## Physics-informed Neural Network for Estimation of Lithium-Ion Battery State-of-health

김 승 욱\* · 오 기 용\*\* · 이 승 철†  
Sung Wook Kim\*, Ki-Yong Oh\*\* and Seungchul Lee†

(Received January 26, 2021 ; Revised February 16, 2021 ; Accepted February 16, 2021)

**Key Words :** Physics-informed Neural Network(물리 기반 인공지능망), Physical Inconsistency(물리적 불일치성), Capacity Degradation(용량 열화), End-of-life(수명), Model-based Method(모델 기반 방식), Remaining Useful Life(잔존유효수명)

### ABSTRACT

Currently, lithium-ion batteries are becoming the most promising power source for a variety of portable electronics as well as electric vehicles. Some of the advantages that promote their widespread usage include their long battery cycle life, high durability, low self-discharge rate, and fast charge rate. However, despite their superiority in comparison with other power sources, there exists a lack of understanding regarding their battery lifetime owing to their sophisticated electrochemical actions, which cannot be sufficiently modeled and predicted using traditional physics-based models. This limitation has motivated the development of numerous data-driven approaches. However, data-driven methods also have certain limitations, such as low interpretability and inability to extrapolate well. This necessitates an alternative method that can leverage the strengths of both models while complementing their drawbacks. In this study, the state-of-health of lithium-ion batteries is estimated using a physics-informed neural network with the integration of physics in the deep learning pipeline. The results of this study indicate that the proposed model outperforms the conventional data-driven methods in RMSE and physical inconsistency.

### 기 호 설 명

$C_n$  : 배터리 최대치 용량  
 $C_o$  : 영구 손실분을 제외한 용량  
 $C$  : 방전율  
 $L$  : 배터리 수명  
 $N$  : 사이클  
 $f_{d,1}$  : 한 사이클 당 줄어드는 수명

$\theta$  : 인공지능망 학습 파라미터  
 $\lambda$  : 물리모델 파라미터  
 $\omega$  : 목적 함수 간 가중치

### 1. 서 론

리튬 이온 배터리는 최근 스마트폰, 디지털카메라, 전기자동차 등의 각종 전자기기에 가장 널리 활용되

† Corresponding Author ; Member, POSTECH, Professor  
E-mail : seunglee@postech.ac.kr  
\* Member, POSTECH, Student  
\*\* Member, Chung-Ang University, Professor

# A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference  
‡ Recommended by Editor Nam Keun Kim  
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

는 필수적인 에너지 공급원이다. 리튬 이온 배터리는 긴 수명, 높은 내구성 및 안정성, 낮은 자기방전을 그리고 빠른 충전 속도 등의 장점이 존재한다<sup>(1)</sup>. 이러한 이점들로 인해 리튬 이온 배터리는 널리 보급되고 있지만 배터리의 수명에 대한 이해는 환경과 사용조건에 따른 복잡한 전기화학적 작용으로 인해 매우 난해하며 수명 예측이 어렵다. 따라서 제품 설계 단계에서의 배터리의 열화 및 수명감소에 대한 정확한 유지 보수 계획을 설정하지 못하여, 시설 유지 및 보수 비용이 증가하게 되는 경우가 발생한다. 하지만 수명 예측을 하기 위해서는 현 상태에서의 정확한 용량 예측이 우선 수반되어야 한다<sup>(2)</sup>.

배터리 용량 예측에는 크게 물리모델 기반 접근방법과 데이터 기반 접근방법이 존재한다<sup>(3)</sup>. 하지만 각각의 접근방법이 장·단점이 존재하기 때문에, 각 기법의 장점만을 융합한 하이브리드형 모델이 각광받고 있는 상황이다. 이 연구에서는 이런 추세에 따라 물리모델과 데이터를 동시에 활용하는 딥러닝 모델인 물리기반 인공신경망을 학습하여 배터리 수명 및 용량 예측을 하였다. 구체적으로, 사이클의 변화에 따라 배터리의 용량을 나타내는 상미분방정식을 심층신경망 학습에 사용되는 목적 함수에 추가하여 심층신경망 변수 학습 시 지도 가능하도록 설계하였다. 이 연구에서 제안하는 예측 결과는 데이터 기반 모델의 대표적인 심층신경망인 순환신경망(recurrent neural network, RNN) 및 인공신경망(artificial neural network, ANN)과 비교를 하여 제안 모델의 우월성을 검증하였다. 이 방법론 배터리의 가장 대표적인 상태 지표인 수명(state of health, SoH)를 실시간으로 보다 정확하게 예측할 수 있다는 장점이 존재한다.

## 2. 리튬이온 배터리 SoH 모니터링

### 2.1 State-of-health (SoH)

리튬이온 배터리와 관련된 연구 중에서 가장 필수적인 분야 중 하나는 배터리의 상태 또는 건전성 예측이다. 배터리가 실생활에 없어서는 안 될 필수품으로 자리를 잡으며 여러 분야에서 매일 사용되기 때문에 안정성과 경제성 등을 충족시키기 위해 충전을 해야 할 시기와 정비를 해야 할 시기 등을 미리 예측할 수 있어야 하기 때문이다. 하지만 배터리의 상태는 양극, 음극에 도포된 활물질에 리튬이온이 삽입되는

난해한 전기화학 메커니즘에 좌우되기 때문에 수명 예측이 난해하다. 또한 수명은 방전깊이(depth-of-discharge, DoD), 온도 등에 의존적이기 때문에 운전조건에 대한 규명 또한 필수적이다. 더불어 배터리의 수명 지표를 무엇으로 정해야 하는지도 명확하지 않다.

배터리의 수명 지표에는 크게 용량, 내부저항 그리고 자기방전(self-discharge) 등이 존재하지만 최근에는 용량을 많이 대표적인 지표로 고려하는 추세이다. 배터리의 용량을 나타내는 정량적 지표는 크게 두 가지 종류로 나눌 수 있다. 하나는 잔존용량(state-of-charge, SoC)이며 다른 하나가 바로 SoH이다<sup>(4)</sup>. SoC와 SoH의 차이는 영구적인 용량손실의 포함 여부이다. 예를 들어, 평소에 확인하는 휴대폰의 배터리 잔량이 바로 SoC에 해당한다. 하지만 SoC는 배터리 열화에 기인한 영구적 용량손실을 고려하지 않는다. 따라서 SoC는 완전 충전할 때마다 100%를 채울 수 있지만, 열화에 의하여 배터리 충전가능한 총 용량이 지속적으로 감소되기 때문에 정확한 사용 가능한 잔량이라고 간주하기 어렵다. 따라서 배터리의 수명을 나타내는 정확한 지표는 SoH이며, 열화에 기인한 영구적 용량손실을 고려하는 개념이기에 설계치 또는 공장에서 제조된 바로 직후건전한 배터리만 100%이며 시간이 지날수록 최대치가 낮아지게 된다. 전기자동차에서는 설계치 또는 건전한 배터리 용량의 80%를 설계수명(end-of-life, EoL)로 정의하며 이를 기반으로 전기자동차에 사용되는 리튬이온 배터리팩을 교체, 파기 또는 재활용 한다. 구체적인 SoH의 수학적 정의는 식 (1)과 같다<sup>(5)</sup>.

$$\text{SoH} = \frac{C_o}{C_n} \quad (1)$$

여기서  $C_n$ 은 영구적 손실분량을 포함한 배터리의 설계 용량을 뜻하며,  $C_o$ 는 영구적 손실분량을 제외한 용량수치를 의미한다. 따라서 배터리의 충전과 방전을 반복하고 시간이 지날수록 상술한 다양한 열화인자에 의하여  $C_o$ 는 감소하지만  $C_n$ 는 설계용량이기 때문에 일정하다.

### 2.2 리튬이온 배터리 데이터

수명 예측 관련 연구를 수행하기 위해서 제일 힘든 작업 중 하나가 다양한 환경조건에서 수명관련 데이터베이스를 구축하는 일이다. 특히 배터리의 경우 상

술한 다양한 환경조건을 고려하여 수명 관련 데이터 베이스를 구축하는 것은, 급속 충전 및 방전을 여러 번 반복하여 EoL까지 도달 할 수 있는 가속 열화시험을 수행할지라도 짧으면 수개월에서 길면 몇 년이 걸린다. 이러한 데이터 취득의 경제성 문제를 고려하여, 이 연구에서 제안하는 방법론의 적용타당성 분석을 위해 실제 실험을 기반으로 한 공개 데이터셋을 구하여 사용하였다. 구체적으로, 활용된 데이터는 2019년에 Nature Energy 저널에 처음 소개된 데이터셋으로 현재 공개된 리튬이온 배터리 데이터 중 가장 규모가 크다<sup>(6)</sup>. 현재 상용품인 124개의 인산철/흑연(LFP/graphite) 배터리로 가속열화시험을 통해 취득한 데이터이며 명시된 용량의 최대치는 1.1 Ah이다. SoC를 0%에서 80%까지 충전할 시에는 72가지의 서로 다른 한 단계 및 다단계 충전 프로토콜을 통해 급속 충전을 하였으며 나머지 100%까지의 충전은 균일한 1C의 정전류-정전압(constant current-constant voltage, CC-CV) 조건에서 3.6 V까지 진행되었다. 방전은 모든 배터리에 대해 동일하게 4C의 CC-CV 조건에서 2.0 V까지 진행되었다. 이러한 다양한 조건의 실험을 통해 150에서 2300 사이클에 해당하는 다른 열화 데이터베이스를 구축하였으며, 각 배터리에 대하여 사이클에 따른 방전용량(discharge cycle)을 추정 가능하다. 해당 논문에서는 124개의 배터리 중 41개를 학습 데이터, 43개를 검증 데이터 그리고 나머지 40개를 테스트 데이터로 구분하여 모델을 학습, 최적화 및 검증을 하였다. 배터리 당 데이터의 수는 150개~2400개로 배터리 별로 상이하다. 이 연구에서도 이를 동일하게 사용하였다.

### 2.3 SoH 측정 물리 모델

리튬이온 배터리의 용량 혹은 SoH를 예측하는 모델은 무수히 많이 존재한다. 이 연구에서는 추후에 자세히 소개될 물리 기반 인공신경망에 적합한 물리 모델식을 사용하였고 이는 식 (2), (3)과 같이 정의된다<sup>(7)</sup>.

$$\frac{dL}{dN} = \alpha_{sei} \beta_{sei} f_{d,1} e^{-N \beta_{sei} f_{d,1}} + (1 - \alpha_{sei}) f_{d,1} e^{-N f_{d,1}} \quad (2)$$

$$f_{d,1} = [k_{\delta, e1} (\delta e^{k_{\delta, e2} \delta} + k_t t) (e^{k_{\sigma} (\sigma - \sigma_{ref})}) (e^{k_T (T - T_{ref})} \frac{T_{ref}}{T})] \quad (3)$$

식 (2)는 사이클  $N$ 에 따른 배터리 수명  $L$ 을 나타내며 초기 음극에 발생하는 고체 전해질 계면(solid electrolyte interphase, SEI) 필름 생성과 현 수명 상태에 의존하는 배터리 수명 특성으로 인한 비선형성을 나타내고 있다. 여러 실험을 통해 배터리의 열화 속도는 가장 초기 및 EoL에 도달하기 전에 가장 빠르다는 점을 반영하고 있다.  $\alpha_{sei}$ 는 SEI 필름 생성에 소비된 용량의 분율을 나타내며  $\beta_{sei}$ 는 반복된 사이클 및 온도가 필름 생성에 미치는 영향을 반영한 파라미터이다. 또한 식 (3)은 배터리의 열화와 연관된 여러 요인들과 그들 간의 관계성을 나타낸다. 열화 요인을 크게 네 가지로 나눌 수 있으며, 왼쪽부터 순서대로 DoD 응력 모델, 시간 응력 모델, SoC 응력 모델 그리고 마지막으로 온도 응력 모델로 구성되어 있다. 각 응력 모델과 관련된 파라미터들은  $k_{\delta, e1}$ ,  $k_{\delta, e2}$ ,  $k_t$ ,  $k_{\sigma}$ ,  $k_T$ 이며 시간 응력을 제외한 나머지는 모두 지수 함수적으로 증가한다. 또한  $t$ ,  $\delta$ ,  $\sigma$ ,  $T$ 는 사이클에 따른 시간, DoD, SoC 그리고 온도를 나타낸다. 이 중에서 DoD 응력 모델과 시간 응력 모델은 서로 더한 값을 나머지 요인들에 곱하여 얻게 되는데 이는 이론 및 실험을 통해 얻은 반 경험적 모델(semi-empirical model)이다. 이 연구에서는 위 모델식을 일반적인 인공신경망에 통합시켜 물리 기반 인공신경망을 학습하였고 초기 파라미터는 2.2절에서 소개된 학습용 데이터에 곡선 적합을 통해 정하였다.

### 2.4 물리 기반 인공신경망

물리 기반 인공신경망(physics-informed neural network, PINN)이란 기존의 딥러닝에서 자주 활용되는 심층신경망에 일종의 사전 지식이라고 할 수 있는 지배방정식 또는 물리법칙 등을 통합시켜 학습의 속도, 정확성 그리고 물리적 불일치성을 최소화시키는 기법이다<sup>(8-10)</sup>. 이는 배터리 수명 및 용량 예측에 있어서 전통적으로 활용되는 모델 기반 방식과 데이터 기반 방식을 융합하여 서로의 단점을 보완하기 위해 개발되었다.

모델 기반 방식의 경우 입력 변수와 출력 변수 간의 매우 복잡한 관계식을 충분히 추정하기 어려우며, 지배방정식에 모사된 응답만을 도출 가능하다는 단점이 존재한다. 반대로, 데이터 기반 방식은 데이터의 오차와 편향을 그대로 학습할 가능성이 있으며 이로 인해 발생하는 물리적 불일치성과 결과에 대한 물리적 관점에서의 해석이 어렵다는 단점이 존재한다. 또한 심

층신경망을 학습시키기 위한 방대한 데이터가 필요하다는 한계를 갖는다. 반면, 물리기반 인공지능망은 각 접근방법의 장점을 독려하는 반면, 단점을 서로 상쇄시킬 수 있다.

기존의 여러 인공지능망에 사전 지식을 주입시키는 방법에는 여러 가지가 존재한다<sup>(11)</sup>. 이에 대한 방법론은 크게 세 가지 종류로 분류할 수 있다. 첫째로는 학습용 데이터 자체를 사전 지식을 통해 가공하는 방식(physics-based preprocessing)이다. 이는 가정 널리 활용되는 방법으로서 기존의 딥러닝 방식에서도 성능 향상을 위해 자주 사용되었다. 특히 기존의 물리기반 모델의 결과값을 학습용 데이터에 추가하는 방법은 성능 향상에 효과적으로 알려져 있다. 두 번째 방식은 심층신경망의 구조를 물리적 지식에 맞추어 설계하는 것(physics-based network architecture)이다. 이에 대한 예시로는 상미분방정식을 이산적인 관점에서 해석하여 시간에 따른 증가분을 딥러닝의 대표적 시계열 분석 모델인 RNN 셀로 하여금 모델링 하는 방법이 있다. 마지막 방식에는 모델의 전체적인 학습 지도에 있어 사전 지식을 주입하는 방법(physics-based regularization)이 있다. 대다수의 딥러닝 모델은 파라미터 최적화 시 두 가지의 목적 함수(empirical loss 및 regularizer)를 최소화시킨다. 이 방식은 이러한 기존 목적 함수에 물리적 지배방정식을 추가시켜 최적화 유도한다. 이 연구에서는 활용 방식이 단순함에도 학습효과가 높은 마지막 방식을 사용하였다.

내부 저항이 있다. 이에 따라 심층신경망의 구조는 Table 1과 같다. 은닉층의 구조는 여러 사전실험을 통해 시행착오법을 이용하여 도출하였으며, 추후 다양한 최적화 기법의 적용을 통하여 최적화를 수행할 예정이다. 출력단은 하나의 노드가 존재하며 이는 배터리의 수명을 도시한다.

해당 인공지능망의 목적 함수는 세 가지가 존재하며 Fig. 1에 도시하였다. 왼쪽에는 Table 1 구조의 일반적인 인공지능망이 자리하고 있다. 이에 대한 목적 함수는 오른쪽 부분에 도시하였다. 최상단의 목적 함수는 식 (2) 상미분방정식으로 표현되는 배터리 수명 모델이다. 이것이 물리기반 목적 함수의 한 가지 형태이다. 애초에 상미분방정식이 사이클에 대한 미분 형태이기 때문에 인공지능망의 출력단에 나온 값을 사이클에 대해 미분을 적용하여 식에 대입해야 한다. 중간에 위치해 있는 목적 함수가 학습용 데이터를 적합하기 위한 것이며 예측한 값이 실제 값과 최대한 동일해야 함을 나타내고 있다. 이에는 일반적인 평균제곱오차(mean squared error, MSE) 함수가 사용되었다. 최하단의 목적 함수는 물리 법칙을 표현한다. 이는 이전 사이클에서 예측한 배터리 수명은 이후 사이클에서 예측한 값보다는 크거나 같아야 한다는 물리적 법칙을 의미한다. 수명은 과전위(overpotential)가 존재하지 않는 한 사이클이 지날수록 감소하기 때문이다. 해당 목적 함수는 인공지능망의 출력단에서의 예측값을 그대로 가져와 대입한다.

2.5 모델 학습 및 실험 설계

2.2절에 소개된 공개 열화데이터의 입력 변수는 사이클, 온도, 최고 온도, 최저 온도, 시간, DoD, SoC,

Table 1 Neural network architecture

Input	Hidden	Output
[8]	[64 × 8]	[1]

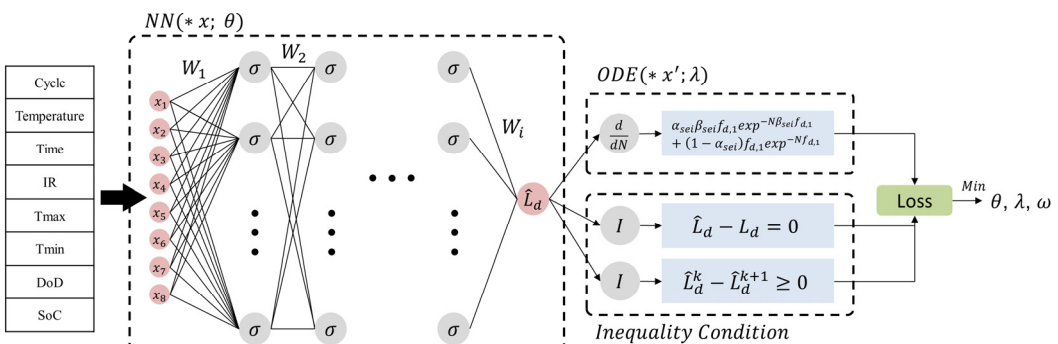


Fig. 1 PINN architecture

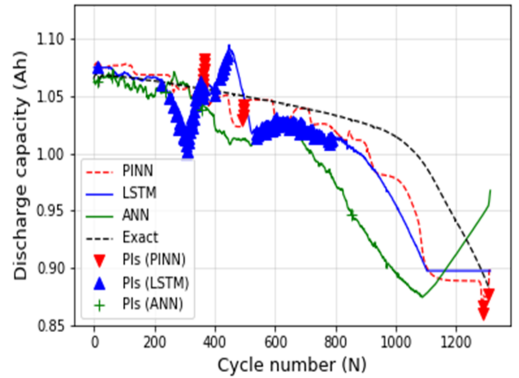
세 가지의 목적 함수에서 출력되는 값들을 모두 더 해서 이를 최소화시키는데 이때 학습되는 파라미터는 인공신경망 파라미터( $\theta$ ), 물리모델 파라미터( $\lambda$ ) 그리고 목적 함수간의 가중치( $w$ )이다. Table 2는 해당 모델의 여러 가지 하이퍼 파라미터를 보여준다. 모델을 학습할 때는 2.2절에서 소개된 학습 데이터로 검증 데이터에 대하여 모델 최적화를 하며 최종적으로는 테스트 데이터에 대하여 검증을 진행하였다.

추가적으로, 실험 설계는 물리기반 인공신경망의 우수성을 증명하기 위해 동일한 조건에서 RNN의 일종인 장단기 메모리(long short-term memory, LSTM) 및 ANN과 비교를 하였으며 구조는 ANN의 경우 PINN의 구조와 동일하며 LSTM은 입력단 [8], 은닉층 [10 × 2] 그리고 출력단 [1]으로 구성하였다. 또한 나머지 하이퍼 파라미터는 기본 설정을 사용하였다. 모델 평가 지표는 평균 제곱근 오차(root mean squared error, RMSE)와 물리적 불일치성(physical inconsistency, PI)를 사용하였다. 또한 물리기반 목적 함수의 존재로 인해 적은 수의 학습용 데이터로 최적화가 잘 되는지에 대한 고찰을 하였다.

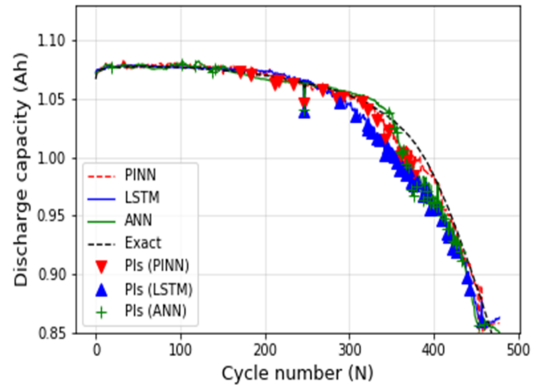
2.6 결과 및 분석

Fig. 2는 위에서부터 차례로 학습용 데이터의 개수가 11, 26 그리고 41일 때의 용량 예측 결과를 보여주고 있다. 학습용 데이터가 11일 때의 용량 예측을 보면 매우 적은 학습 데이터 수로 인해 그 어느 모델도 예측이 잘 안 되는 것을 확인할 수 있다. 다만 세 가지의 비교 모델 중 물리기반 인공신경망이 가장 실험값에 근접함을 알 수 있다. 또한 물리적 불일치성에 대한 개수는 10개로 11개의 ANN 보다는 살짝 적게 나왔지만 53개의 LSTM과 비교해서는 매우 적은 수치이다. 학습 데이터의 수가 26과 41일 때의 결과는 거의 비슷하다. 이때는 데이터의 개수가 충분하

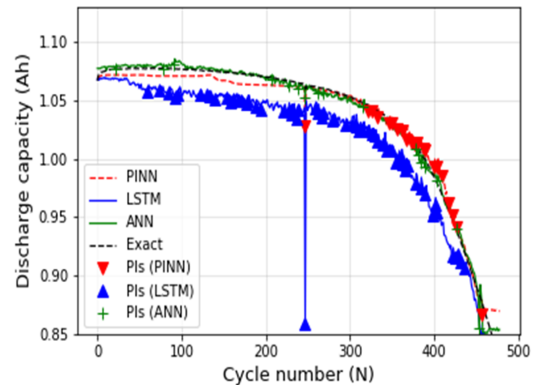
여 세 가지 모델 모두 실제와 매우 근접하게 예측하고 있지만 물리기반 인공신경망이 가장 근접하며 PI의 개수도 19, 17개로 각각 26, 23개의 ANN과 32, 45개의 LSTM에 비해 상대적으로 적다. PI를 세는 기준은 사이클이 지남에 따라서 예측되는 용량의 수



(a) 11 train samples



(b) 26 train samples



(c) 41 train samples

Table 2 Hyper-parameters

Epoch	Learning rate	Loss function
200	1e-6	MSE
Batch size	Optimizer	Early stopping
512	Adam	25 (patience)
Weight initializer		
Xavier		

Fig. 2 Discharge capacity plot for three scenarios

치가 이전 사이클에서의 수치보다 일정 수준 이상 큰 경우로 정한다.

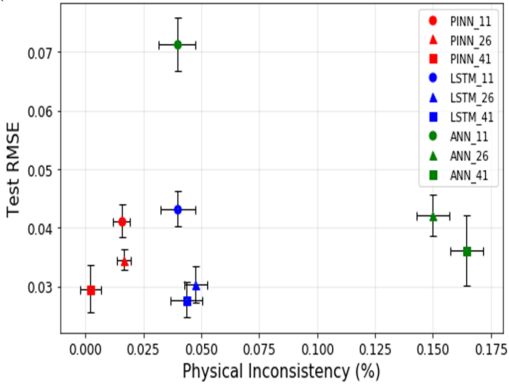
이로써 물리 기반 인공지능망은 동일 조건에서 다른 일반적인 딥러닝 모델보다 더 적은 수의 학습 데이터로 향상된 예측 성능을 보인다는 것을 알 수 있

었다. 이는 현실적으로 데이터를 취득하기 어려운 여러 분야에 의미 있는 결과로 사료된다.

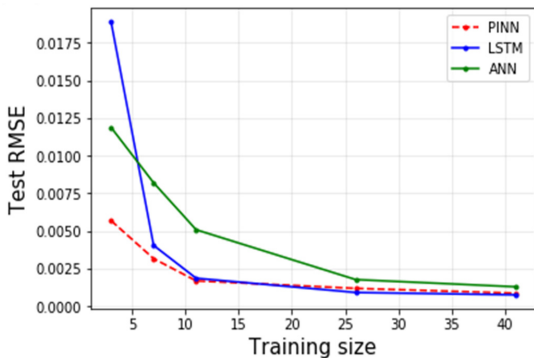
Fig. 3은 여러 조건에서의 실험 결과를 정리해놓은 그래프이다. Fig. 3(a)는 물리적 불일치성에 대한 RMSE 그래프이며 Fig. 3(b)는 학습 데이터의 개수에 따른 RMSE 그리고 Fig. 3(c)는 학습 데이터의 개수에 따른 물리적 불일치성을 나타낸다.

Fig. 3(a)에서 확인할 수 있는 점은 물리 기반 인공지능망에 대한 결과값이 학습 데이터의 개수에 관계 없이 그래프에서 하단의 가장 좌측에 몰려있는 것이다. 또한 이 결과를 통해 확인할 수 있는 점은 특정 구간부터는 RMSE로 도시된 오차가 LSTM이 물리 기반 인공지능망보다 높다는 점이다. 이를 해석하자면 LSTM의 경우 RNN 계열의 모델로서 일반적으로 더 많은 수의 학습 파라미터를 지니고 있으며 높은 수준의 예측 성능을 위해서는 굉장히 많은 수의 데이터를 요구하기에 학습 데이터의 개수가 낮은 지점에서는 ANN 계열의 물리 기반 인공지능망보다 낮게 나올 수가 있다. 따라서 데이터가 충분히 주어지고 시간에 따라 변화하는 데이터를 다루는 경우 LSTM이 더 잘 작동하게 되는 것이다.

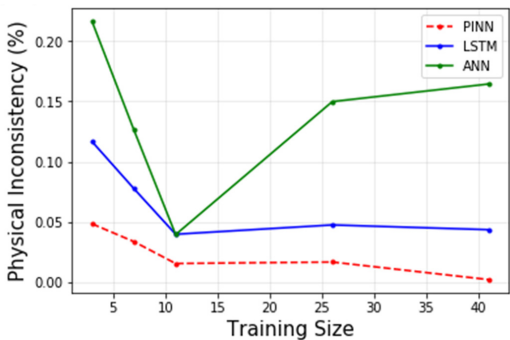
그럼에도 불구하고 물리적 불일치성에 있어서는 그 어느 경우에도 물리 기반 인공지능망을 따라오지 못하는 것을 Fig. 3(c)에서 확인할 수 있다. Fig. 3(b)에서 주목해야 할 점은 학습 데이터가 충분히 없는 지점에서는 압도적으로 물리 기반 인공지능망이 좋다는 것이다. 이러한 관찰 결과는 데이터가 부족한 여러 분야에서 물리 기반 인공지능망을 유용하게 활용할 수 있다는 점을 시사한다. 또한, 물리 모델식을 목적 함수에 추가하는 것은 regularizer로서의 역할을 충분히 하며 ANN과 같이 시간 관계성을 잘 파악하지 못하는 모델에 대해서도 사전 지식이 큰 도움이 되었다는 점을 추론 가능하다. 위의 결과에 따라 향후 연구 방향으로 사전 지식을 ANN이 아닌 RNN 계열에 접목시켜 성능을 높이는 방식과 이에 따라 RNN 계열임에도 상대적으로 적은 수의 데이터로도 좋은 성능이 나오는지 확인하여 해당 방법론이 실용적으로 적용 가능한지에 대한 부분을 연구해야 할 것으로 보인다.



(a) Test RMSE vs physical inconsistency plot



(b) Test RMSE vs training plot



(c) Physical inconsistency vs training size plot

Fig. 3 Summary of model performance based on RMSE and physical inconsistency and training size

### 3. 결론

이 연구에서는 기존의 딥러닝 모델에 사전 지식을

접목시킨 물리 기반 인공지능망을 사용하여 리튬이온 배터리의 SoH 예측을 진행하였다. 리튬이온 배터리의 SoH를 예측하는 작업에는 전통적으로 크게 모델 기반 방식과 데이터 기반 방식으로 나뉜다. 하지만 각 방식은 단점이 존재하며 이를 서로 보완할 수 있는 하이브리드 형식의 모델이 각광받는 추세이다. 하이브리드 형식의 모델은 모델 기반 방식의 복잡한 관계식을 모델링하지 못하는 점과 데이터 기반 방식의 일반화 성능이 떨어진다는 점 등을 서로 보완할 수 있을 것으로 기대된다. 이 연구를 통해 심층신경망에 물리 지식을 접목시켜 얻을 수 있는 이점에는 상대적으로 적은 수의 학습 데이터로 낮은 RMSE와 적은 수의 물리적 불일치성을 얻을 수 있다는 것으로 나타났다. 하지만 학습 데이터가 충분할 때는 LSTM과 비교해서 RMSE 측면에서 낮은 성능을 보이기에 이를 대체하기 위한 후속 연구가 필요하다. 추가적으로, 리튬이온 배터리의 경우 사이클에 따른 용량 모니터링도 중요하지만 이를 상태 지표로 활용하여 잔존유효수명(remaining useful life)을 예측하는 방향의 연구가 필요하다. 잔존 유효수명을 예측하는 모델식은 일반적으로 존재하지 않기 때문에 이런 경우에도 물리 기반 인공지능망으로 예측이 가능한지도 분석이 필요하다. 그럼에도 불구하고, 기존의 딥러닝에 대해서는 여러 한계점이 존재하기에 이를 대체하기 위한 후속 연구가 필요할 전망이며 물리 기반 인공지능망이 이러한 대안 중 하나가 될 것으로 사료된다.

## 후 기

이 연구는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2020R1A2C1009744), 2019년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(P0008691, 2019년 산업전문인력역량 강화사업), 2021년도 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 정보통신기획평가원의 지원 받아 수행된 연구임(No.2019-0-01906, 인공지능대학원지원(포항공과대학교)).

## References

- (1) Barré, A., Deguilhem, B., Grolleau, S., Gérard, M., Suard, F. and Riu, D., 2013, A Review on Lithium-Ion Battery Ageing Mechanisms and Estimations for Automotive Applications, *Journal of Power Sources*, Vol. 241, pp. 680~689.
- (2) Kwon, D., Kim, J. H., Park, G., Bae, S. J., An, D. et al., 2016, Recent Trends in the Research of PHM Techniques, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, p. 124.
- (3) Zhou, D., Li, Z., Zhu, J., Zhang, H. and Hou, L., 2020, State of Health Monitoring and Remaining Useful Life Prediction of Lithium-Ion Batteries Based on Temporal Convolutional Network, *IEEE Access*, Vol. 8, pp. 53307~53320.
- (4) Zou, Y., Hu, X., Ma, H. and Li, S. E., 2015, Combined State of Charge and State of Health Estimation over Lithium-Ion Battery Cell Cycle Lifespan for Electric Vehicles, *Journal of Power Sources*, Vol. 273, pp. 793~803.
- (5) He, L. and Shin, K. G., 2017, How Long Will My Phone Battery Last?, *arXiv preprint arXiv:1711.03651*.
- (6) Severson, K. A., Attia, P. M., Jin, N., Perkins, N., Jiang, B. et al., 2019, Data-driven Prediction of Battery Cycle Life before Capacity Degradation, *Nature Energy*, Vol. 4, No. 5, pp. 383~391.
- (7) Xu, B., Oudalov, A., Ulbig, A., Andersson, G. and Kirschen, D. S., 2016, Modeling of Lithium-ion Battery Degradation for Cell Life Assessment, *IEEE Transactions on Smart Grid*, Vol. 9, No. 2, pp. 1131~1140.
- (8) Von Rueden, L., Mayer, S., Beckh, K., Georgiev, B., Giesselbach, S. et al., 2019, Informed Machine Learning-A Taxonomy and Survey of Integrating Knowledge Into Learning Systems, *arXiv preprint arXiv:1903.12394*.
- (9) De Bezenac, E., Pajot, A. and Gallinari, P., 2019, Deep Learning for Physical Processes: Incorporating Prior Scientific Knowledge, *Journal of Statistical Mechanics: Theory and Experiment*, Vol. 2019, No. 12, p. 124009.
- (10) Karpatne, A., Watkins, W., Read, J. and Kumar, V., 2017, Physics-guided Neural Networks (PGNN): An Application in Lake Temperature Modeling, *arXiv preprint arXiv:1710.11431*.



(11) Rai, R. and Sahu, C. K., 2020, Driven by Data or Derived Through Physics? A Review of Hybrid Physics Guided Machine Learning Techniques With Cyber-Physical System (CPS) Focus, IEEE Access, Vol. 8, pp. 71050~71073.

---



**Sung Wook Kim** received a B.S. degree from Hanyang University, Seoul, South Korea, in 2016. He then received his M.S. degree in Mechanical Engineering from Pohang University of Science and Technology, Pohang, South Korea, in 2018. He is now a Ph.D. candidate at the Industrial AI Lab. of Pohang University of Science and Technology.



**Ki-Yong Oh** received his B.S. degree in Mechanical Engineering from Hanyang University, Seoul, Korea, in 2005, M.S. degree in Mechanical Engineering from KAIST in 2006, and Ph.D. in Mechanical Engineering from University of Michigan, Ann Arbor, in 2016. He joined the School of Energy System Engineering at the Chung-Ang University in 2017, where he is currently employed as an assistant professor. Dr. Oh's teaching and research interests include applied dynamics, and prognostics and health management in the field of complex energy systems



**Seungchul Lee** received a B.S. degree from Seoul National University in 2001. He then received his M.S. and Ph.D. degrees from the University of Michigan, Ann Arbor, USA, in 2008, and 2010, respectively. He was an assistant professor with the Ulsan National Institute of Science and Technology, South Korea. He is currently an assistant professor at the department of mechanical engineering at Pohang University of Science and Technology in Pohang, South Korea, since 2018. His research interests include industrial artificial intelligence with mechanical systems, deep learning for machine healthcare, and the IoT-based smart manufacturing.

# 이미지시스템을 이용한 반복하중조건에서 압착식 조인트가 적용된 입상배관의 거동분석

## Behavior Analysis of Riser Pipe with Pressure Joints Under Cyclic Loading Conditions Using Imaging System

김 성 완\* · 윤 다 운\* · 김 재 봉\* · 전 범 규<sup>†</sup> · 최 용 안\*\*  
Sung-Wan Kim\*, Da-Woon Yun\*, Jae-Bong Kim\*, Bub-Gyu Jeon<sup>†</sup> and Yong-An Choi\*\*

(Received January 27, 2021 ; Revised February 16, 2021 ; Accepted February 16, 2021)

**Key Words** : Seismic Performance(내진 성능), Cyclic Loading Test(반복 가력 실험), Side Sway(측간 변위), Riser Pipe(입상 배관), Pressure Joint(압착식 조인트)

### ABSTRACT

In the event of an earthquake, structures are shaken in various ways, resulting in side-sway between stories of a structure. When side-sway occurs in a building due to an earthquake, the facilities installed in the building are also affected. In particular, the facilities that connect a lower floor to a higher floor, such as riser pipes, are significantly affected by sidesway. In this study, a steel frame realizing the second floor of a structure was fabricated, and a riser pipe with pressure joints was installed in accordance with NFPA 13. Moreover, the seismic behavior of the riser pipe was analyzed by conducting cyclic loading tests on the maximum allowable amount of sidesway. Furthermore, the deformation angle, strain, and stress required to assess the seismic performance of the fittings and joints of the riser pipe in the event of a seismic load were also analyzed.

### 1. 서 론

국내외에서 발생하는 지진의 규모 및 빈도는 증가하고 있으며 국내와 같은 중진 지역에서는 지진의 피해가 비구조요소에 집중될 가능성이 큰 것으로 나타났다<sup>(1)</sup>. 지진으로 인한 비구조요소의 피해사태가 발생하고 있으며 경제적인 피해의 상당 부분을 차지하는 것으로 나타났다<sup>(2)</sup>. 배관은 대표적인 비구조요소이며 지진으로 인한 손상은 가스누출 및 단수 등으로 인한 2차 피

해가 발생할 수 있다. 2016년 경주 지진과 2017년 포항지진으로 인해 구조물의 피해와 함께 비구조요소의 피해가 발생하였다<sup>(3,4)</sup>. 지진으로 인하여 매설된 상수도 배관의 손상이 나타났으며 구조물의 붕괴로 인하여 지진된 배관의 이음부가 손상되기도 하였다. 배관의 이음부는 지진에 취약한 대표적인 요소이며 구조물의 변형 및 지반의 붕괴 등으로 이음부의 변위허용량을 초과하는 상대변위가 손상의 주요 원인으로 나타났다.

배관의 이음은 크게 용접 이음과 무용접 이음으로 분류할 수 있다. 용접 이음은 석유화학, 해양플랜트,

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Seismic Research and Test Center, Pusan National University, Senior Researcher  
E-mail : bkjeon79@pusan.ac.kr

\* Seismic Research and Test Center, Pusan National University, Researcher

\*\* Dasung Tech Co., Ltd., Researcher

‡ Recommended by Editor Yong Hee Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

산업플랜트 및 원자력발전소 등에서 유체 또는 증기 등을 이송하는 압력 배관에 주로 사용된다. 완성된 용접은 완벽한 기밀 유지가 가능하나 용접공의 숙련도에 따라 이음의 품질이 결정된다. 또한 기자재의 교체 및 유지보수를 위해서는 절단 후 재용접해야 하는 단점이 있다. 무용접 이음은 건축, 소방 및 급수 배관 등에 가장 적합한 배관 시공 방법으로 기존의 용접 방법의 배관에 비해 우수한 시공성으로 공기를 단축할 수 있다. 또한 무용접 이음은 유지관리에 용이하여 건축 및 플랜트 등의 여러 산업 분야에서 널리 사용되고 있다. 그루브 조인트와 압착식 조인트는 국내에서 널리 사용되는 대표적인 무용접 이음이다. 그루브 조인트는 홈을 낸 두 배관을 맞대어 가스켓과 하우징으로 연결하는 방식으로 크게 고정식과 유동식으로 구분할 수 있다. 압착식 조인트는 본체의 소켓 또는 이음쇠에 배관을 넣은 후 전용 공구를 이용하여 균일하게 압착해 연결하는 이음으로 현장에서 간단하게 시공할 수 있는 장점이 있다. 최근 스테인리스 배관의 사용이 확대되면서 압착식 조인트가 적용된 배관이 증가하고 있다. 소방, 급수 라인 및 냉난방에 이르기까지 스테인리스 배관으로 대체되고 있는 주택용 배관에서 널리 사용되고 있다. 따라서 스테인리스 배관에 적용되는 압착식 조인트의 이음부에 대한 내진 성능을 평가하기 위한 방법이 필요하다.

선행 연구에서는 소방배관에 적용되는 압착식 조인트의 내진 성능을 평가하기 위한 실험 및 해석적 연구가 수행되었다. 구조물의 1층을 모사한 강재프레임에 압착식 조인트가 적용된 스테인리스 배관을 설치하고 면내반복가력실험을 수행하였다<sup>(5)</sup>. 실험결과를 바탕으로 유한요소 모델을 이용한 비선형 해석을 수행하여 내진성능평가를 수행하였다<sup>(6,7)</sup>. 그러나 선행연구에서는 1층 구조물에 설치된 입상배관을 고려하였으므로 설계기준 및 현장조건과 차이가 있을 수 있다.

이 연구에서는 소방시설의 내진설계기준<sup>(8)</sup>과 NFPA 13<sup>(9)</sup>을 참조하고 현장의 시공조건을 최대한 구현하여 입상배관을 설치하고 실험을 수행하였다. 2층으로 구성된 강재프레임을 제작하고 엘보와 티를 포함하는 압착식 조인트가 적용된 스테인리스 배관을 설치하였다. 2기의 액추에이터를 각층의 상부에 설치하고 지진하중에 의한 층간변위를 모사하기 위하여 면내방향으로 반복가력실험을 수행하였다. 실험 중 입상배관 내부의 압력은 2 MPa로 유지하였다. 입상배관에서

지진하중에 취약한 요소인 엘보에서 변형률과 von Mises 응력의 시간이력을 측정하였으며, 이미지시스템을 이용하여 엘보의 변형각 시간이력을 측정하였다. 이러한 이 연구의 수행결과는 향후 소방배관 입상관의 지진안전성 평가를 수행하기 위한 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 2. 실험 방법 및 절차

### 2.1 압착식 조인트

이 연구에서 적용된 압착식 조인트는 Fig. 1과 같이 스테인리스 링과 고무링이 적용되는 이중링 방식이다. 접속부의 이탈을 방지하기 위하여 압착된 스테인리스 링(STS304)이 사용되며 이음의 수밀성을 확보하기 위해 EPDM(ethylene propylene diene monomer) 재질의 고무링이 적용되었다. 조인트 본체의 소켓 또는 이음쇠에 배관을 밀어 넣은 후 전용 공구를 사용하여 압착 시공하며 시공 후에도 이음부의 회전이 가능하여 비틀림 변형에 대응할 수 있다. 또한 조인트에 끼워 넣어진 배관의 길이가 비교적 길어 이음부에서 발생하는 길이 방향의 변형에 제한적인 대응이 가능하다. 이 연구에서는 압착식 조인트가 있는 소켓, 엘보 및 티가 적용된 배관을 2층 강재프레임에 설치하여 지진하중과 같은 반복되는 구조물의 횡방향 변형으로 인해 발생하는 거동을 분석하였다.

### 2.2 실험 구성

이 연구에서는 Fig. 2와 같이 2층으로 구성된 강재프레임을 제작하고 압착식 조인트를 이음으로 하는 피팅이 적용된 입상배관을 설치하였다. 각 층의 바닥에서부터 천장까지의 높이는 2800 mm이고 배관의 높이는 6040 mm이다. 입상배관은 4개의 90° 엘보와 2개의 티를 포함하여 구성하였다. 지진분리이음이 적

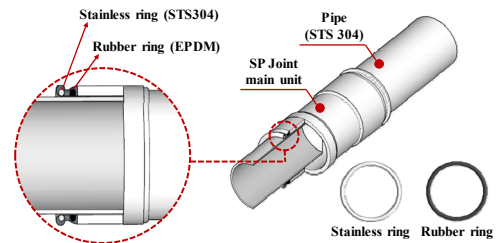


Fig. 1 Pressure joint

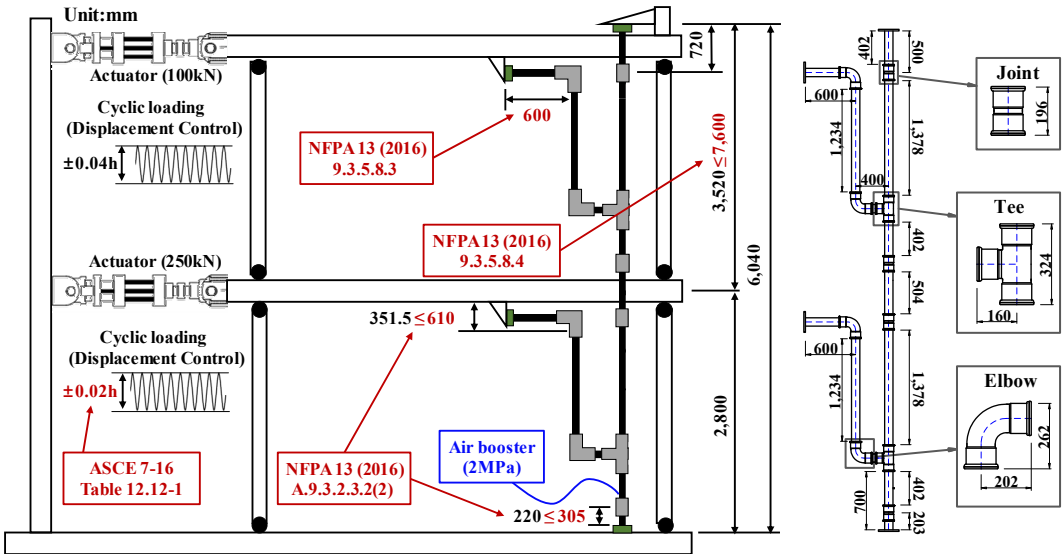


Fig. 2 Experimental setup for analyzing the behavior of the riser pipe due to a seismic load

Table 1 Major components and sub-assemblies lists

Part name	Specifications	Quantity
Pipe	STS 304(KS D 3595), 100A 3.0T	-
Elbow	STS 304(KS D 3595), 100A 3.0T, 90° elbow	4
Tee	STS 304(KS D 3595), 100A 3.0T	2

용되어야 하는 위치는 각 층의 바닥으로부터 305 mm, 천장에서부터 720 mm에 압착식 조인트 소켓을 설치하였다. 흔들림 방지 버팀대로 고정되어야 하는 위치인 배관의 끝은 로드셀과 4개의 M20 볼트를 이용하여 고정하였다. 1층 강재프레임과 2층 강재프레임은 힌지로 연결하여 입상배관에 하중이 집중될 수 있도록 구성하였다. Table 1은 입상배관을 구성하는 주요 부품의 규격을 나타내었다.

Fig. 2와 같이 2기의 액추에이터를 이용하여 2층 구조물의 층간변위 모사실험을 수행하였다. 건축물 내진설계 기준에서 제시하고 있는 최대 허용 층간변위( $\Delta_a$ )는 식 (1)과 같으며  $h_{sx}$ 는 한 층의 높이이다.

$$\Delta_a = 0.02h_{sx} \quad (1)$$

구조물의 단방향 최대 층간변위<sup>(10)</sup>에 대하여 정현파 (sine wave)로 15회<sup>(11)</sup> 반복가력하여 실험을 수행하였으며 1층과 2층이 동일한 변형각으로 움직일 수 있도록 2층 액추에이터의 가력속도와 가력변위는 1층 액

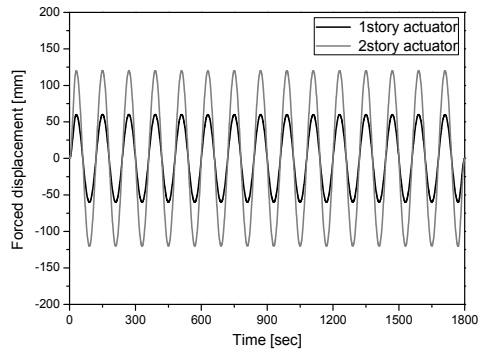


Fig. 3 Forced displacement time history



Fig. 4 Side sway test of the riser pipe with pressure joints

추에이터의 가력속도와 가력변위의 2배로 하여 실험을 수행하였다. Fig. 3은 각 층에 설치된 액추에이터에

입력된 가력변위의 시간이력을 나타내었으며 2층은 최대 120 mm, 1층은 최대 60 mm로 가력하였다.

반복가력실험은 외력에 의한 변수를 최소화하면서 입상배관 구성품의 최대변형을 유도하기 위하여 면내방향으로 수행하였다<sup>5)</sup>. 현장에서 입상배관의 운용조건을 고려하기 위하여 실험 전 내부에 물을 채우고 2 MPa의 내압을 가압하였으며, 레귤레이터가 설치된 에어컴프를 이용하여 실험이 종료할 때까지 내압을 유지하였다. Fig. 4는 2층 층간변위 모사실험을 위해 강재프레임에 설치된 입상배관을 나타내었다.

2.3 센서의 설치 위치

지진하중에 의해 발생하는 입상배관의 파손은 상대변위에 의한 연결부의 변위허용량 초과 또는 지진동수 피로파괴이며, 비선형 거동이 집중되는 엘보와 티 등의 이음부에서 변위비배적인 거동에 의한 파손이 발생할 수 있는 것으로 나타났다. 선행연구에서 수행된 연구결과를 바탕으로 입상배관에서 변형이 집중되는 요소는 엘보<sup>6)</sup>이므로 엘보의 중립축(crown)에 3축 변형률 센서(FRA-5-11-5L, Tokyo Sokki)를 설치하여 변형률 및 von Mises응력의 시간이력을 측정하였다. 액추에이터 내부에 설치된 하중 센서와 변위 센서를 이용하여 실험 중 변위와 하중을 측정하였다. 구조물의 변형에 의한 입상배관의 거동을 직관적으로 확인하기 위하여 이미지시스템(IMC-3622US)을 적용하였다. 이미지시스템을 이용하여 입상배관에서 지진하중으로 인하여 비선형 거동이 집중되는 엘보에서의

변형각을 측정하였다. Fig. 5(a)는 센서의 설치 위치이며 Fig. 5(b)는 이미지시스템을 이용하여 변형각을 산정하기 위한 측정 지점들을 나타내었다. 실험은 이미지시스템을 이용하여 5472 × 3468의 픽셀 이미지를 초당 2프레임으로 획득하였으며, 액추에이터 및 변형률 센서는 데이터 취득속도 20 Hz로 측정하였다.

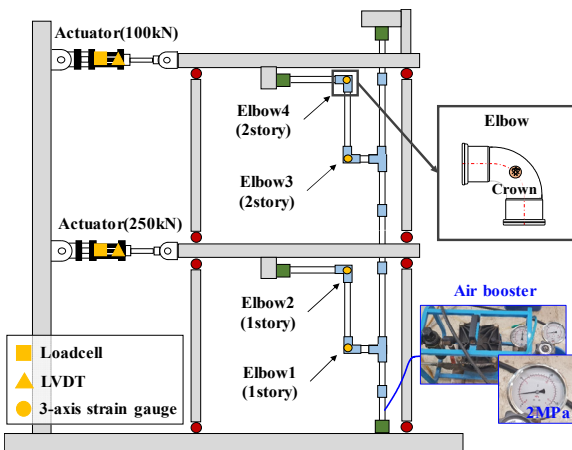
3. 실험 결과 및 분석

3.1 변위 및 변형각

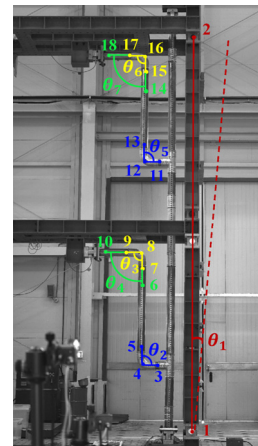
이미지시스템을 이용하여 강재프레임의 변형각과 입상배관에서 지진하중에 취약한 요소인 엘보에서 변형각을 측정하였다. 모든 엘보는 중심점을 기준으로 이음부의 상대 변위를 이용하여 변형각을 산정하였다. 각 층의 상부 엘보는 피팅-이음-배관의 조합에 의한 변형된 형상을 분석하기 위하여 외경의 3배 떨어진 위치(3D)를 추가하여 변형각을 산정하였다.

Table 2 Deformation angles measured in the riser pipe

Description	Theta ( $\theta$ )	Target	Maximum relative deformation angle[ $^{\circ}$ ]		
			+	-	Range
Side sway	1	1, 2	1.20	1.20	2.40
Elbow1	2	3, 4, 5	0.42	1.22	1.64
Elbow2	3	7, 8, 9	1.13	1.18	2.31
Elbow2 3D	4	6, 8, 10	1.98	2.09	4.06
Elbow3	5	11, 12, 13	0.25	0.28	0.53
Elbow4	6	15, 16, 17	0.86	0.01	0.88
Elbow4 3D	7	14, 16, 18	0.60	0.05	0.65



(a) Sensor installation positions



(b) Deformation angle measurement positions

Fig. 5 Sensor installation positions and deformation angle measurement positions

Table 2는 이미지시스템을 이용하여 측정된 최대, 최소 변형각과 변형각의 폭을 나타내었다. 강제프레임의 변형각( $\theta_1$ )은 단방향 최대 약  $1.20^\circ$  수준이며 최대 변형각의 폭은 약  $2.40^\circ$ 로 나타났다. 1층에서 측정된 엘보의 변형각은 2층의 동일위치의 엘보에서 측정된 변형각과 비교하여 크게 나타났다. 1층과 2층 엘보의 변형각 폭의 비는 엘보1( $\theta_2/\theta_3$ )이 3.7, 엘보2( $\theta_3/\theta_6$ )가 3.3, 엘보2의 3D지점( $\theta_4/\theta_7$ )이 7.0이다.

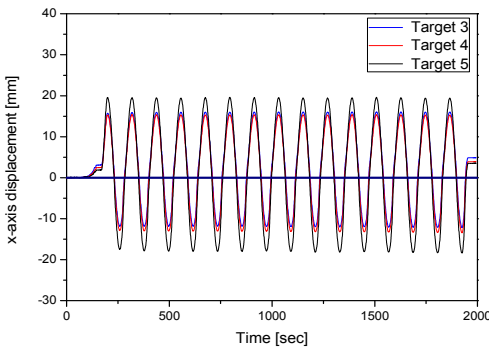
2층과 비교하여 1층의 엘보의 변형각은 최소 3.3배에서 최대 7.0배 더 큰 변형각이 측정되었다. 따라서 2층 강제프레임에 설치된 입상배관의 변형은 1층에 집중되는 것을 확인할 수 있었다. 1층과 2층의 최대 변형각의 폭은 각각 상부 엘보이며, 1층의 상부에 위치한 엘보2의 3D 지점( $\theta_4$ )에서 최대 변형각의 폭( $4.06^\circ$ )이 측정되었다.

Fig. 6은 엘보1에서 측정된 x축 및 y축에 대한 변위의 시간이력을 나타내었다. Fig. 7은 엘보1과 엘보4의 3D 지점에서 측정된 상대 변형각을 나타내었다. Fig. 6

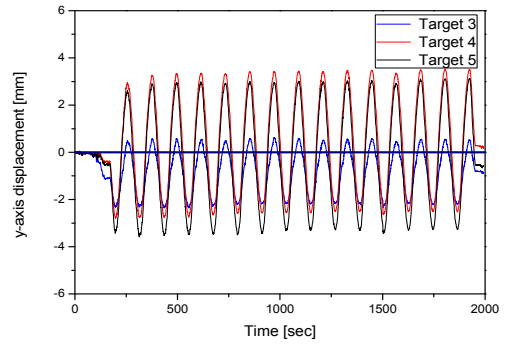
과 Fig. 7에서 첫 번째 사이클의 상대 변형각의 시간 이력에서 불연속점이 나타났으며 이는 강제프레임의 거동에 따라 입상배관에 변형이 발생하여 이음부에서 길이 방향 변형이 발생한 것으로 나타났다. 또한 측정된 상대 변형각은 실험이 종료 후에도 0에 수렴하지 않으며 이음부의 변형으로 인한 영구변형이 발생한 것으로 나타났다. 이는 입상배관에 길이 방향으로 하중이 작용하여 압착식 조인트의 이음쇠에 밀어 넣어진 배관이 빠져나온 것으로 나타났다. 그러나 압착식 조인트가 적용된 입상배관에서 누수 및 균열 등의 사용성 문제를 초래하는 손상은 나타나지 않았다.

### 3.2 변형률과 응력

엘보의 중립축에서 측정된 최대, 최소 변형률 및 변형률의 폭을 Table 3에 나타내었다. Fig. 8은 1층 엘보에서 측정된 변형률의 시간이력을 나타내었다. 1층에 위치한 엘보는 둘레방향(hoop)에서 변형률의 폭이 가장 크게 나타났으며, 2층의 엘보는 둘레방향과

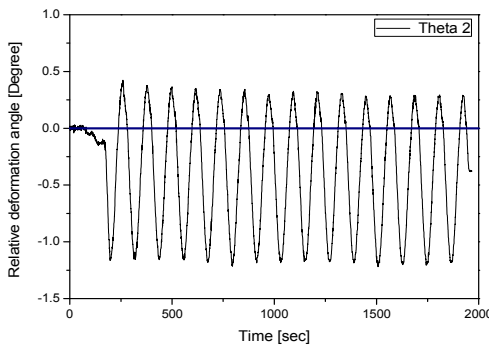


(a) X-axis

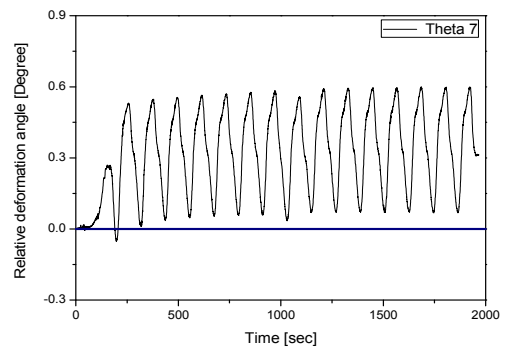


(b) Y-axis

Fig. 6 Displacement time history at the elbow1



(a)  $\theta_2$



(b)  $\theta_7$

Fig. 7 Time history of measured deformation angle

45° 방향(cross)에서 변형률의 폭이 크게 나타났다. 또한 1층과 2층 모두 아래쪽에 위치한 엘보에서 변형률의 폭이 크게 나타났다.

실험 결과로부터 2층 강제프레임에 설치된 압착식 조인트로 연결된 입상배관은 지진하중으로 인한 변형

이 1층 입상배관의 이음에서 집중되며 둘레방향의 변형이 크게 발생함을 확인할 수 있었다.

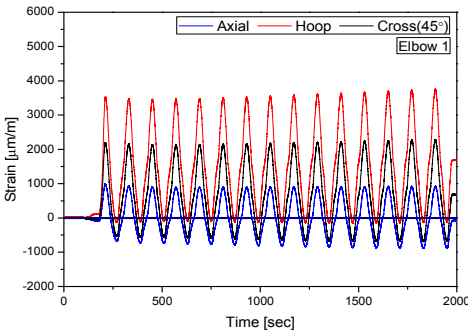
von Mises 응력은 배관의 재료인 STS 304의 탄성계수( $E$  : 193 000 MPa), 푸아송 비( $\nu$  : 0.29) 및 측정된 3축 변형률의 시간이력을 이용하여 산정하였으며, Table 4에 측정된 최대 von Mises 응력을 나타내었다. Fig. 9는 1층의 엘보1과 엘보2의 von Mises 응력의 시간이력을 나타내었다. 엘보는 1층의 엘보1에서 가장 큰 응력이 측정되었으며 최대 응력은 2층의 동일한 위치의 엘보와 비교하여 엘보1은 5.7배 엘보2는 7.3배 이상 크게 나타났다. Table 4에서 지진에 취약

**Table 3** Maximum and minimum strain values

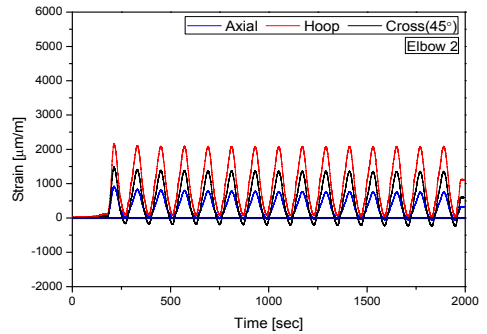
Position	Orientation	Measured strain ( $\mu\text{m}/\text{m}$ )		
		Max.	Min.	Range
Elbow1 (1 story)	Axial	996.61	-895.99	1892.60
	Hoop	3764.49	-165.16	3929.65
	Cross	2293.75	-697.53	2991.28
Elbow2 (1 story)	Axial	935.14	-73.43	1008.57
	Hoop	2170.19	20.59	2149.60
	Cross	1491.57	-247.46	1739.03
Elbow3 (2 story)	Axial	204.35	-306.37	510.72
	Hoop	633.89	-8.23	642.12
	Cross	515.20	-98.86	614.06
Elbow4 (2 story)	Axial	-4.13	-140.27	136.14
	Hoop	-37.06	-242.90	205.84
	Cross	-57.76	-263.99	206.23

**Table 4** Maximum von Mises stress

Position	Yield strength [MPa]	Maximum von Mises stress [MPa]
Elbow1	283	736.21
Elbow2		406.72
Elbow3		128.30
Elbow4		55.72

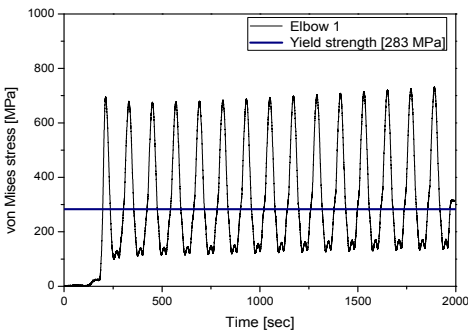


(a) Elbow1

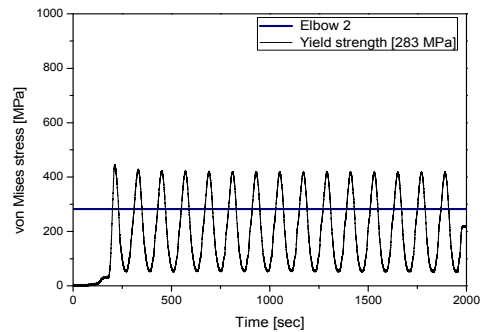


(b) Elbow2

**Fig. 8** Strain time history measured at the elbow on the first floor



(a) Elbow1



(b) Elbow2

**Fig. 9** Time history of measured von Mises stress

한 요소인 엘보에서 발생하는 응력은 재료의 항복강도보다 높은 응력이 측정되었으며 실험을 종료한 후 잔류 변형률 및 잔류 응력이 크게 나타남을 Fig. 9에서 확인할 수 있었다. 이 실험의 결과에서 재료의 항복강도를 초과하는 소성변형으로 엘보에 영구변형이 발생하였으므로 압착식 조인트가 적용된 이음부의 사용성에 대한 검증이 필요한 것으로 나타났다.

### 3.3 요소실험

지진하중으로 인한 소성변형은 엘보에 집중되며 파괴모드는 라체팅 변형률이 발생하는 저주기피로로 알려져 있다<sup>(12)</sup>. 또한 2층 강재프레임을 이용한 입상 배관의 면내반복가력실험에서 지진하중에 취약한 요소인 엘보는 재료의 항복강도를 초과하였으므로 사용성에 대한 검증이 필요하다.

이 연구에서는 압착식 조인트가 적용된 이음부에 대한 사용성을 확인하기 위하여 Fig. 10과 같이 외경의 4배의 길이를 가지는 직관부와 엘보로 구성되는 시험체를 제작하였다. 배관과 엘보의 규격은 Table 1과 같다. 시험체의 양 끝에 핀 연결을 구현하기 위한 지그를 제작하여 용접으로 부착하였으며 UTM(universal testing machine)에 설치하여 실험을 수행하였다. 실험은 변위제어를 통한 정현파로 가력 하였으며, 입력 변형각은  $\pm 0.5^\circ$ 에서부터 15회 사이클을  $\pm 0.5^\circ$ 로 증가시키며 면내반복가력실험을 수행하였다. 면내반복력실험은 시험체의 한계상태인 관통균열에 의한 누수가 발생할 때까지 수행되었다. 우리나라 소화배관의 사용압

력은 1.2 MPa이며, 허용압력은 일반적으로 2.0 MPa이다. 따라서 시험체의 내부에 물을 채우고 에어펌프를 이용하여 2 MPa의 내부 압력을 가압하였으며, 내부 압력은 실험이 수행되는 동안 유지하였다.

변형각을 이용한 가력변위를 산정하기 위하여 Fig. 11과 같이 하중 작용 시 배관의 직관부의 길이( $a$ )는 변하지 않는 것으로 가정하였다. 수직방향의 가력변위로 인하여 수직 길이( $l$ ), 수평 길이( $b$ ), 변형각( $\theta$ )은 변화하게 되므로 Fig. 11과 같이 가력 변형각을 변수로 적용하여 가력 변위를 산정하였다.

Table 5는 면내반복가력실험에서 가력된 변위, 가력된 변위를 이용하여 산정된 가력 변형각과 시험체에서 측정된 상대 변형각을 나타내었다. 측정된 상대 변형각이  $\pm 11.01^\circ$ 의 14.75 사이클에서 관통균열에 의한 누수가 발생하였으며 Fig. 12와 같다. 엘보에서 내부의 물이 외부로 누출되는 관통균열은 엘보의 크라운과 가까운 위치에서 발생하였다.

Table 2에서 층간변위 실험으로 계측된 엘보의 최대 변형각폭은  $4.06^\circ$ 이다. 요소실험으로 확인한 누수가 발생한 변형각의 폭은  $22^\circ(\pm 11.0^\circ)$ 이다. 따라서 압착식 조인트로 연결된 엘보는 건축물 내진설계기준의 최대 허용 층간변위에서 발생하는 최대 변형각보다 약 5배 이상의 상대 변형각에서 누수가 발생하였다. 그러므로 내진성능에 대하여 5배 이상의 충분한 여유도를 가짐을 확인할 수 있었다.

Fig. 13(a)는 면내반복가력실험에서 입력된 변위 시간이력이며, Fig. 13(b)는 시험체의 3D 지점에서 이미

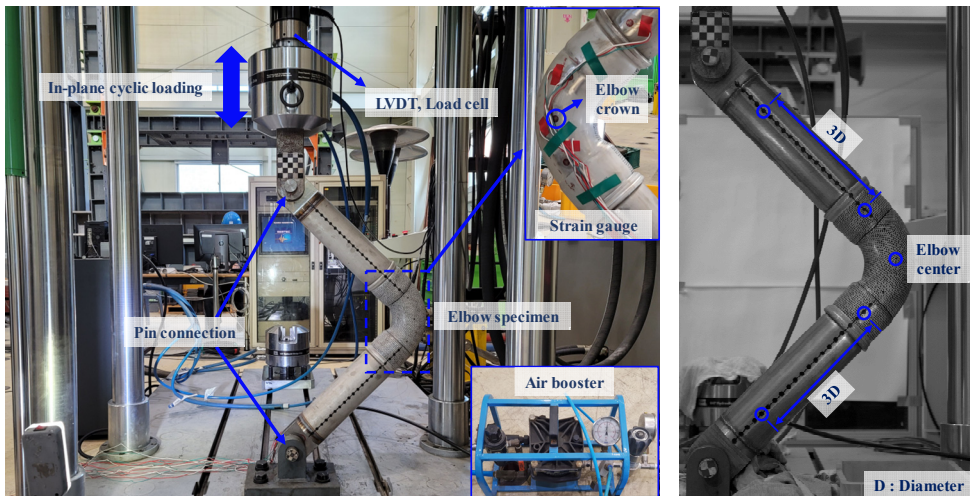


Fig. 10 Experimental setup



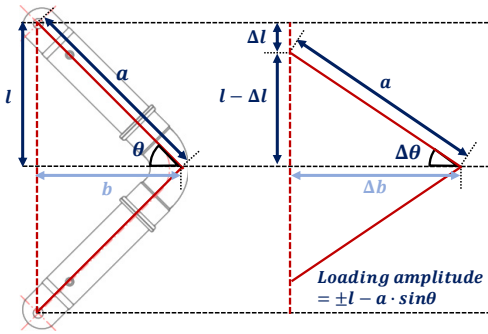


Fig. 11 Calculation of forced deformation angle

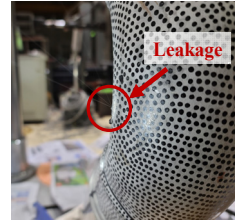


Fig. 12 Elbow with a through crack

Table 5 Forced deformation angle and relative deformation angle measured at 3D points

Forced displacement [mm]	Forced deformation angle [°]	Measured relative deformation angle [°]
±4.2	±0.5	±0.46
±8.4	±1.0	±1.00
±12.6	±1.5	±1.52
±16.8	±2.0	±2.06
±21.0	±2.5	±2.61
±25.2	±3.0	±3.17
±29.4	±3.5	±3.73
±33.6	±4.0	±4.36
±37.8	±4.5	±4.80
±42.0	±5.0	±5.37
±46.2	±5.5	±5.92
±50.4	±6.0	±6.47
±54.6	±6.5	±7.04
±58.8	±7.0	±7.58
±63.0	±7.5	±8.14
±67.2	±8.0	±8.71
±71.4	±8.5	±9.29
±75.6	±9.0	±9.86
±79.8	±9.5	±10.42
±84.0	±10.0	±11.01 (leakage, 14.75 cycles)

지시스템을 이용하여 측정된 상대 변형각의 시간이력을 나타내었다. Fig. 13(c)는 측정된 변형률의 시간이력이며 Fig. 13(d)는 측정된 변형률과 시험체의 정보를 이용하여 산정된 von Mises 응력의 시간이력을 나타내었다. Table 2에서 엘보의 3D 지점에서 측정된 최대 상대 변형각( $\theta_1$ )은 약  $\pm 2^\circ$ 이며 Fig. 13(b)와 Table 4에서 누수가 발생하였을 때의 측정된 최대 상대 변형각은 약  $\pm 11^\circ$ 로 나타났다. Fig. 13(c)와 Fig. 13(d)에서

반복하중을 받는 변형률 센서의 측정한계( $0.0015 \mu\text{m/m}$ )와 재료의 항복강도( $283 \text{ MPa}$ )를 초과함을 확인할 수 있었다. 재료의 항복강도를 초과하는 경우 소성변형으로 인한 영구변형이 발생하나 엘보의 스프링백 현상으로 엘보의 항복강도는 재료의 항복강도보다 훨씬 큰 값으로 판단된다. 따라서 입상배관에서 압착식 조인트로 연결된 엘보가 재료의 항복강도를 초과하였어도 사용성에는 문제가 없으며 내진성능에 대한 충분

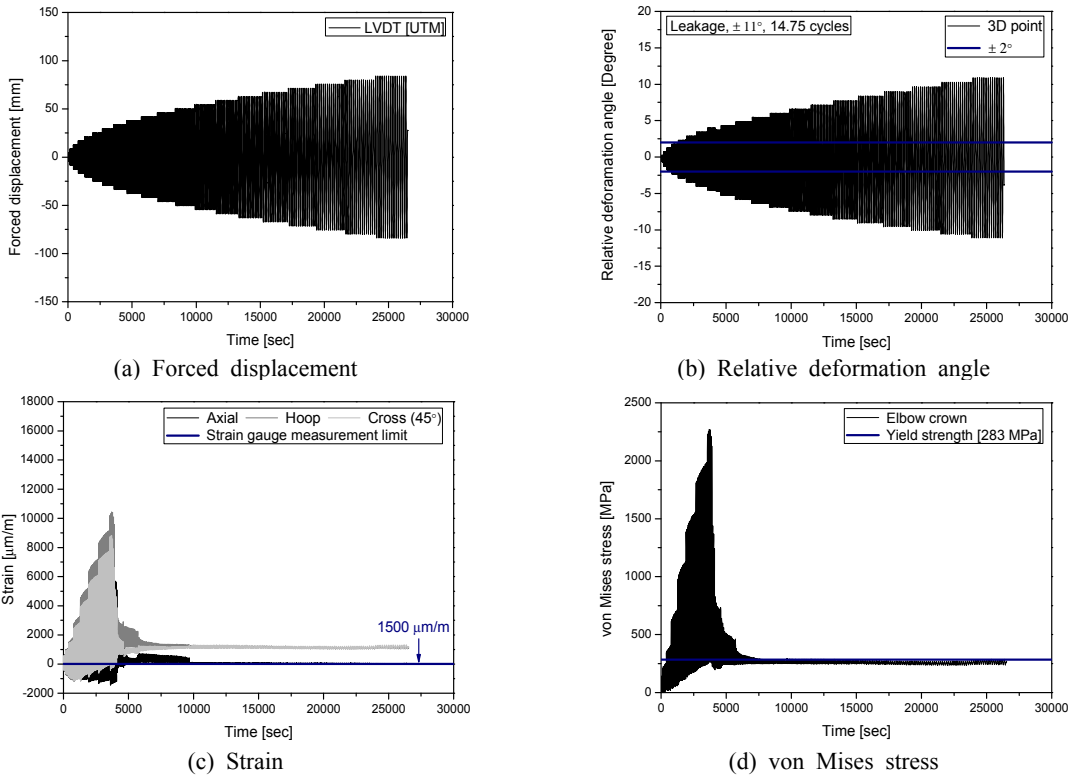


Fig. 13 Experiment result

한 여유도를 가짐을 확인할 수 있었다.

실험결과로부터 지진으로 발생 가능한 구조물의 최대 허용 증간변위를 고려하였을 때 입상배관의 엘보에서의 변형으로 재료의 항복강도를 초과할 가능성이 있는 것으로 나타났다. 그러나 고유 기능의 손실을 유발하는 한계상태인 누수가 발생할 때까지는 충분한 여유도를 가지는 것을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 소방설비의 내진설계기준과 NFPA 13을 참조하여 구조물의 2층을 모사하는 강제프레임을 제작하고 압착식 조인트가 적용된 입상배관을 설치하여 면내반복가력실험을 수행하였다. 입상배관은 소방용으로 일반적으로 사용되는 규격의 제품을 적용하였으며 각각의 층마다 2개의 엘보와 1개의 티로 구성하였다. 건축물 내진설계 기준의 최대허용증간변위를 고려하여 면내방향으로 15회 반복가력실험을 수행하였다.

입상배관의 엘보에서 측정된 첫 번째 사이클의 상대 변형각에서 불연속점이 나타났으며 실험 종료 후 영구 변형각이 발생하였다. 이는 강제프레임의 거동으로 배관 이음부에서 길이 방향으로 변형이 발생한 것으로 나타났다. 따라서 압착식 조인트가 적용된 배관은 조인트의 길이 방향으로 변형이 발생 가능하며 구조물의 횡방향 변형으로 인해 증가하는 변위에 제한적으로 대응할 수 있는 것으로 나타났다. 2층 강제프레임에 설치된 입상배관은 1층 상부에 위치한 엘보에서 최대 변형각이 발생하였으며 2층과 비교하여 1층의 엘보에서 더 큰 변형각이 측정되었다. 따라서 2층 강제프레임에 설치된 입상배관의 변형은 1층에 집중되는 것을 확인할 수 있었다.

2층 강제프레임을 이용한 면내반복가력실험 결과 지진하중에 취약한 요소인 1층 엘보에서 측정된 von Mises 응력은 재료의 항복강도 보다 높게 측정되었다. 또한 실험을 종료한 후 잔류 변형률 및 잔류 응력이 발생함을 확인할 수 있었다. 압착식 조인트가 적용된 배관요소의 면내반복가력실험 결과에서 재료의

항복강도를 초과하는 경우 소성변형으로 인한 영구변형이 발생하나 엘보의 스프링백 현상으로 엘보의 항복강도는 재료의 항복강도보다 훨씬 큰 값으로 판단된다. 따라서 입상배관에서 압착식 조인트로 연결된 엘보의 재료가 항복강도를 초과하였어도 사용성에는 문제가 없으며 충분한 여유도를 가짐을 확인할 수 있었다.

이 연구의 결과는 건축구조물에 설치되는 입상배관의 무용접 이음에 대한 내진설계 자료로 활용될 수 있을 것이다. 또한 압착식 조인트가 적용된 입상배관의 성능검증 및 실험적 연구를 수행하고자 할 때 구조물의 변형에 의한 입상배관의 거동에 대한 기초 자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 국토교통부 국토교통기술촉진연구사업의 연구비지원(과제번호 21CTAP-B132921-05)에 의해 수행되었습니다. 실험 시료(배관)를 제공해주신 ㈜다성테크에 감사드립니다.

## References

- (1) Oh, S. H., Park, H. Y. and Choi, K. K., 2018, Status and Characteristics of Earthquake Damage of Nonstructural Components, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 3, pp. 12~19.
- (2) Reitherman, R., 2009, Nonstructural Earthquake Damage, Consortium of Universities for Research in Earthquake Engineering(CUREE).
- (3) Lee, S. H., Cho, T. G., Lim, H. T. and Choi, B. J., 2016, Damage of Gyeongju 9.12 Earthquakes and Seismic Design Criteria for Nonstructural Elements, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 20, No. 7, pp. 561~567.
- (4) 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.
- (5) Kim, S. W., Jeon, B. G., Ahn, S. W. and Wi, S. W., 2021, Seismic Behavior of Riser Pipes with Pressure and Groove Joints Using an In-plane Cyclic Loading Test,

Journal of Building Engineering, Vol. 34, p. 101911.

- (6) Son, H. Y., Ju, B. S., So, W. B. and Park, S. G., 2018, Nonlinear Finite Element Analysis of Stainless Power Joints Piping System, Korean Society for Advanced Composite Structures, pp. 154~155.
- (7) Son, H. Y., Ju, B. S., So, W. B. and Park, S. G., 2018, Seismic Performance Evaluation of Stainless Power Joints Piping System, Korean Society of Hazard Mitigation, Vol. 2018, p. 329.
- (8) Ministry of Public Safety and Security, 2016, Seismic Design Criteria of Fire Fighting Facilities.
- (9) National Fire Protection Association, 2013, NFPA 13, Standard for the Installation of Sprinkler Systems.
- (10) Ministry of Land, Infrastructure, and Transport, 2019, Korean Design Standard 41 17 00.
- (11) American National Standards Institute, 2016, ANSI/FM Approvals 1950, American National Standard for Seismic Sway Braces for Pipe, Tubing and Conduit.
- (12) Udagawa, M., Li, Y., Nishida, A. and Nakamura, I., 2018, Failure Behavior Analyses of Piping System under Dynamic Seismic Loading, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 167, pp. 2~10.



**Sung-Wan Kim** received his Ph.D. degree from Pusan National University with the title of "Health Monitoring of Civil Structures Using Image Measurement System." He is currently the research professor 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 research and strategy team manager in Seismic Research and Test Center. His research interests include seismic evaluation of nonstructural elements and seismic behavior of internal pressured piping system.

# 관주형 철탑 상태 감시를 위한 음향 방출 신호처리에 따른 특징 분석

## Feature Analysis Based on Acoustic Emission Signal Processing for Tubular Steel Tower Condition Monitoring

유 현 탁\* · 민 태 홍\* · 김 형 진\* · 강 석 근\*\*  
강 동 영\*\*\* · 김 현 식\*\*\* · 최 병 근†

Hyeon-Tak Yu\*, Tae-Hong Min\*, Hyeong-Jin Kim\*, Seoggeun Kang\*\*,  
Dong-Young Kang\*\*\*, Hyun-Sik Kim\*\*\* and Byeong-Keun Choi†

(Received February 2, 2021 ; Revised February 22, 2021 ; Accepted March 4, 2021)

**Key Words :** Tubular Steel Tower(관주형 철탑), Acoustic Emission(음향 방출), Machine Learning(기계 학습), Signal Processing(신호 처리), Condition Monitoring(상태 감시)

### ABSTRACT

In this study, we propose and analyze a machine learning method based on the genetic algorithm (GA) and supporting vector machine (SVM) for the effective classification of faults detected by an acoustic emission test on the welding parts of tubular steel towers. A band-pass filter, an envelope analysis (EA), and an intensified EA (IEA) are employed to generate feature vectors for the machine learning method based on the GA. After signal processing, the signals are applied to GA-based machine learning to derive the representative features of the received signal, and the SVM classifies the fault signals and normal signals from the detected signals. Consequently, it is confirmed that the received signal processed by EA and IEA can classify faults with an accuracy of 93 % or more. Hence, the proposed fault test and classification method is expected to be useful in the development of a system for constant monitoring and early detection of welding faults inside a tubular steel tower.

### 1. 서 론

도심지를 중심으로 전력수요가 급격하게 증가함에 따라 송전설비의 건설도 지속적으로 증가하고 있는 추세이다. 최근에는 고압 송전철탑에 대한 부정적인

이미지를 감소시키고 설치에 필요한 토지의 점유를 최소화시키기 위한 방안으로 친환경적인 관주형 철탑(tubular steel tower, TST)의 설치가 꾸준히 증가하고 있다<sup>(1)</sup>. 하지만 도심지 인근에 설치된 관주형 철탑의 사고는 사회 기반 산업시설 안전뿐만 아니라 인명 사고까지 초래할 수 있으므로 지속적인 상태 감시가

† Corresponding Author ; Member, Department of Energy and Mechanical Engineering, Gyeongsang National University, Professor  
E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr

\* Member, Department of Energy and Mechanical Engineering, Gyeongsang National University, Student

\*\* Department of Semiconductor Engineering, Gyeongsang National University, Professor

\*\*\* Mattron Corp., Researcher

‡ Recommended by Editor Pyung Sik Ma

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

필요하다<sup>(2)</sup>. 관주형 철탑은 거대한 용접 구조물이므로 기공이나 균열과 같은 용접부 결함 발생 가능성이 상존한다. 특히, 매우 작은 용접 결함도 지속적인 외부 충격이나 피로 등으로 인하여 성장하면 절손이나 붕괴 등의 사고로 이어지는 원인이 된다<sup>(3)</sup>.

용접 구조물의 안전 검사는 주로 비파괴검사(non-destructive test, UT)를 통해 이루어진다. 이러한 비파괴검사에는 초음파탐상(ultrasonic test), 침투탐상(penetration test), 자분탐상(magnetic test) 등이 있으며, 초음파탐상법이 가장 널리 이용되고 있다<sup>(4,5)</sup>. 초음파탐상은 시편에 초음파를 방사하여 반향음(echo)을 검사하여 구조물의 내부에 포함된 결함이나 크랙을 검출해내는 방법으로 결함 여부뿐만 아니라 성장성까지도 파악할 수 있는 장점이 있다. 하지만 새로운 결함의 발생 여부나 센서를 설치하기 어려운 영역의 진단에는 한계가 있으며, 주로 시설물 정기검사 시 비파괴검사가 시행되므로 결함의 발생 시점 파악 등에는 한계가 있다. 이러한 비파괴검사의 한계를 보완하기 위한 방안으로 음향 방출(acoustic emission, AE) 기술이 사용된다<sup>(6)</sup>.

AE 검사는 구조물의 변형, 균열 또는 파손 시 발생하는 탄성파를 초음파 이상의 고주파 영역에서 계측하며, 음향 방출 센서 내 압전체의 공진과 전/후면체의 댐핑 특성을 적절히 조합하여 감도가 높으면서 넓은 주파수 영역을 가진다. 따라서 결함 발생을 조기 검출 할 수 있으며, 단일 센서로도 넓은 영역을 감시할 수 있는 장점이 있다<sup>(7)</sup>. 하지만 음향 방출 신호는 배경잡음(background noise)을 포함하고 있으므로 잡음 저감을 위한 포락 분석(envelope analysis, EA), 이산 웨이블릿변환(discrete wavelet transform, DWT) 등 신호처리 기술의 적용이 필요하다<sup>(8)</sup>.

이 논문에서는 관주형 철탑의 상태 감시시스템 구축을 위하여 음향 방출 신호처리에 특징 기반 기계학습(machine learning) 기법을 적용하는 방법을 연구하고 분석한다. 여기서는 이미 운용 중인 관주형 철탑을 대상으로 현장실험을 수행하여 획득한 음향 방출 신호에 대역통과필터(band-pass filter, BPF), 포락 분석, 강화 포락 분석(intensified EA, IEA)<sup>(9,10)</sup> 등의 신호처리를 수행한다. 그리고 처리된 신호에 유전 알고리즘(genetic algorithm)<sup>(11)</sup> 기반 특징 선택과 support vector machine(SVM)<sup>(12)</sup>으로 구성된 기계학습 방법을 적용하여 결함의 상태를 분류하고 특징을 분석한다.

## 2. 신호 획득

### 2.1 초음파탐상을 이용한 신호 획득

관주형 철탑의 내부 결함 유무와 음향 방출 검사를 위한 센서의 부착 위치 선정을 위하여 먼저 위상 배열 초음파탐상(phase array ultrasonic test, PAUT)을 수행한다. 이는 배열형 탐촉자를 사용하여 다수 지점에서 반향 되는 신호를 조합하여 시편 내부 상태를 2차원 영상으로 표현할 수 있다. PAUT에 사용

Table 1 Specifications of the PAUT probe

Specification	
Frequency [MHz]	5.0
Number of elements	64
Pitch [mm]	0.6
Active aperture [mm]	38.4
Elevation [mm]	10



Fig. 1 High-voltage TST field test

된 탐촉자의 상세 사양은 Table 1과 같다. 현장시험에 사용된 관주형 철탑은 154 kV급 고전압 송전용으로 현재 경남 양산지역에서 운용 중이며 Fig. 1에 나타내었다.

초음파탐상을 위하여 Fig. 2에 나타낸 것처럼 관주형 철탑의 원주 방향으로 배열 탐촉자를 설치하였다. 여기서는 배열 탐촉자의 길이가 제한되어 있으므로 탐상 부위를 여러 개로 나누고, 그들 가운데 하나의 부위를 대상으로 실험하였다. 예를 들어, C1-1 탐상

부위는 전선의 방해로 피하기 위하여 용접부의 시작점부터 왼쪽 방향으로 약 250 mm 간격으로 8개 구간으로 나누어 내부 결함 검출 시험을 실시하였다.

PAUT 결과 Fig. 2에서 점선으로 표시된 C1-1의 0~3 영역과 5~6 영역에서 용접 결함의 일종인 융합 불량(lack of fusion)이 발견되었다. Fig. 3의 side A는 용접부 상단에 설치된 탐촉자에서 얻은 결과이며, side D는 용접부 하단에 설치된 탐촉자에서 얻어진 결과이다. Scan C는 시험체의 상단뷰(top view)로 표시되는 2-D 영상이며, x축은 측정된 거리, y축은 인덱스 방향의 측정을 나타낸다. Scan B는 탐촉자에서 측정된 초음파 신호를 2-D 측면(side view) 영상으로 나타낸 것이며, x축은 측정된 거리, y축은 초음파의 경로를 나타낸다. Fig. 3의 결과는 초음파 신호의 크

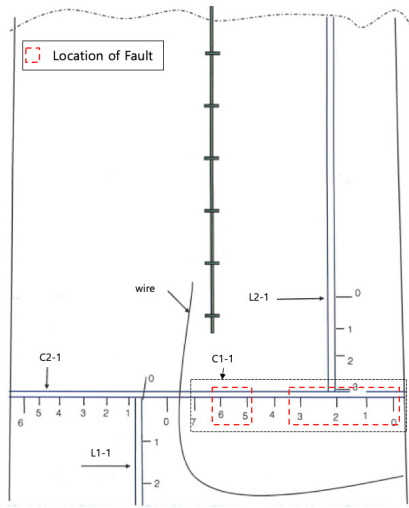
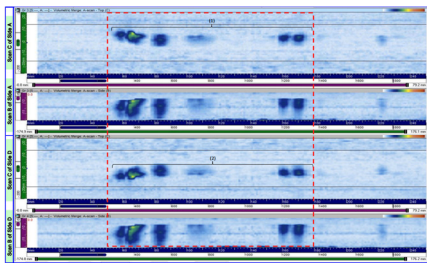


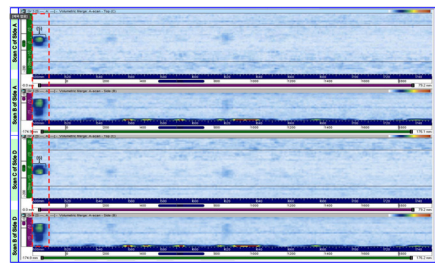
Fig. 2 Positions of PAUT for the TST

Table 2 Results of PAUT

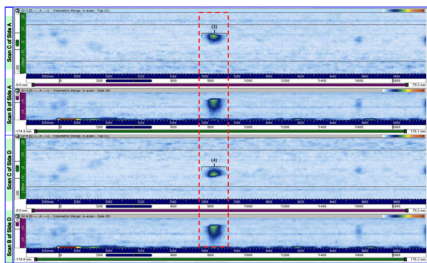
Identification no.	Division no.	Fault	Length [mm]	Depth [mm]
C1-1	0~1	Lack of fusion	120	9
	1~2	Lack of fusion	12	8
	2~3	Lack of fusion	11	9
	5~6	Lack of fusion	12	12



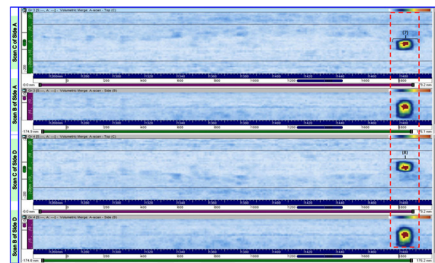
(a) C1-1 0~1



(c) C1-1 2~3



(b) C1-1 1~2



(d) C1-1 5~6

Fig. 3 Results of PAUT

기에 따라 백색, 청색, 황색, 적색으로 표현된다. PAUT 결과에 따라 추정되는 결함의 크기를 Table 2에 나타내었다.

C1-1의 0~1 영역은 깊이 약 9 mm의 용합 불량이 넓게 분포 되어 있었으며, C1-1의 1~2, 2~3 영역에도 유사한 깊이를 가지는 결함 포인트가 존재하였다. C1-1의 5~6영역은 상대적으로 깊은 12 mm의 용합 불량이 존재하는 것을 확인하였다.

**2.2 AE 신호의 획득**

위상배열 초음파탐상의 결과를 바탕으로 깊은 용합 불량이 발견된 C1-1의 5~6 영역과 비교적 넓은 0~3 영역의 가운데인 1~2 영역을 선정하여 AE 센서를 부착하여 검사하였다. 측정에 사용된 음향 방출 센서는 Physical Acoustic Group사의 Wide Range AE 센서인 WDI-AST를 사용하였으며, 그 사양은 Table 3에 나타내었다. 또한, 결함이 없는 정상 부위에 대한 검사도 수행하여 비교하였다. 검사를 위한 AE의 주요 취득 조건은 Table 4와 같이 설정하였다. Sampling frequency는 1 MHz로 하고, 10초씩 6회 검사하여 데이터를 기록하였다.

**3. 신호처리 및 특징 분석 알고리즘**

**3.1 신호처리 방법**

GA를 적용하여 검출된 결함의 특징을 분석하고 정확히 분류하기 위해서는 알고리즘의 입력이 되는

**Table 3** Specifications of the AE sensors

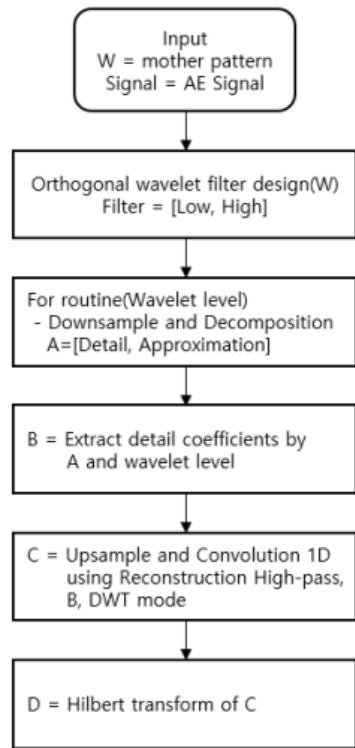
Specification	
Peak sensitivity [V/(m/s)]	96 dB
Peak sensitivity [V/ $\mu$ bar]	-25 dB
Operating frequency range	200 kHz~900 kHz
Temperature range	-35 $^{\circ}$ C~75 $^{\circ}$ C

**Table 4** Acquisition conditions for AE test

Acquisition conditions	
Sampling frequency	1 MHz
Recording time	10 sec
Total recording time	60 sec

AE 검사에서 획득한 신호에 대한 적절한 신호처리 기법이 적용되어야 한다. 이를 위하여 이 논문에서는 대역통과필터, 포락 분석, 강화 포락 분석 기법을 AE 검사 결과에 적용한다.

대역통과필터는 음향 방출 신호에 포함된 배경잡음을 제거할 목적으로 사용되며, 센서의 operating frequency range와 필터의 전달함수를 고려하여 200 kHz ~ 450 kHz 신호만 남기고 그 외의 주파수 대역 신호는 제거한다. 포락 분석은 음향 방출 신호의 낮은 신호 대 잡음비(signal-to-noise ratio, SNR) 문제를 완화시키고 고주파 영역의 신호를 저주파 영역으로 변조시키는 기능을 수행하므로 일반적으로 대역통과필터의 출력 신호에 적용된다<sup>(13)</sup>. 따라서 이 방법은 대역통과필터의 주파수 대역에 의존적인 특성을 가지고 있으며, 실험적인 방법으로 효과적인 주파수 대역을 찾아야 하는 번거로움이 있다. 이와 같은 포락 분석의 문제점을 개선하기 위하여 강화 포락 분석(IEA)이 사용된다. IEA는 대역통과필터 대신 주파수 대역이 서로 다른 다수의 기저함수로 구성된 이산 웨이블릿 변환을 사용하여, 웨이블릿 레벨에 따른 주파수영역을 관찰할 수



**Fig. 4** Flowchart of IEA

있다. 또한 웨이블릿 변환의 경우 충격과가 발생 되는 결함의 검출에 용이한 것으로 알려져 있다<sup>(14)</sup>.

Fig. 4는 IEA의 순서도를 나타낸다<sup>(9)</sup>. 첫 번째로 기저함수를 정규화하고, 정규화된 기저함수를 사용하여 직교 웨이블릿(orthogonal wavelet)에서 유도되는 4개의 필터(decomposition low-pass filter, decomposition high-pass filter, reconstruction low-pass filter, reconstruction high-pass filter)를 계산한다. 계산된 decomposition filter를 사용하여 wavelet level만큼의 decomposition을 수행하며, high-pass filter에서 얻어진 신호를 detail, low-pass filter에서 얻어진 신호를 approximation이라 한다. 필터를 통과한 신호는  $n/2$ 로 다운 샘플링을 수행한다.

IEA에서는 detail을 사용하며, wavelet level에 해당하는 detail 계수를 추출한다. 마지막으로 앞서 계산된 reconstruction high-pass filter와 detail 계수의 convolution 연산을 통하여 변환된 신호를 취득하며, 이때 신호를 원 크기로 보상하기 위해 업샘플링이 수행된다.

이 논문에서 사용된 기저함수는 AE 결합 추출을 위해 시편의 균열진전 시험을 통하여 획득한 음향 방출 신호를 활용하여 개발된 기저함수<sup>(15)</sup>를 강화 포락

분석에 이용한다. 이와 같은 3가지 신호처리 과정을 통하여 음향 방출 검사 신호로부터 특징을 추출하는 과정을 Fig. 5에 나타내었다.

### 3.2 특징 분석 알고리즘

각각의 신호처리 방법은 AE 신호에 30종의 특징<sup>(7)</sup>을 적용하여 관주형 철탑 용접부 결함의 통계적, 형상적 특징을 추출한다. 각 영역에서 수집된 신호를 1초 단위로 샘플을 나누어 총 180개의 샘플에 대해 총 30종의 특징을 추출하였다. 이러한 30종의 특징에 대하여 이 논문에서는 GA 기반 기계학습을 수행하여 대표적인 특징을 선택한다. 이러한 대표 특징들은 향후 SVM의 입력으로 사용되어 최종적으로 결함이 분류된다.

GA 기반 기계학습은 무작위로 선택된 특징들을 이용하여 특징 집단을 구성하고 적합도 평가를 통해 다음 세대로 전해지는 후보를 선택한다. 그리고 해의 후보 간 교차(crossover)와 변이(mutation) 과정을 목적함수에 가장 부합하는 후보가 나타날 때까지 반복하여 대표 특징을 선택한다. 이와 같은 GA 기반 기계학습을 통한 특징 선택 과정을 Fig. 6에 나타내었다. GA의 목적함수는 각 신호의 샘플 개체 간의 평균 거리와 개체 내의 밀도로 설정하였으며, 개체 내의 밀도가 높고, 개체 간의 평균 거리가 먼 최적의 해를 평가하였다.

이 논문의 특징 분석 알고리즘에서는 3개의 대표 특징을 선택하는 것으로 정하였다. 유전 알고리즘 기반 기계학습 결과 각각의 신호처리 과정에 대한 대표 특징은 Table 5에 나타난 것처럼 선택되었다. 3개 방법 모두 식 (1)에 정의된 바와 같이 신호의 진폭 변화를 증폭시키는 효과를 가지는 square-mean-root(SMR)을 대표 특징 가운데 하나로 선택된다.

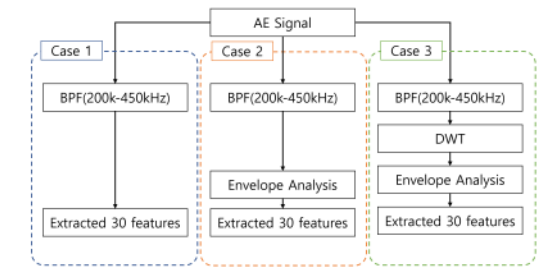


Fig. 5 Conceptual diagram of the three signal processing

Table 5 The features selected by the GA-based machine learning

Signal processing	Selected features		
	1	2	3
BPF	SMR	Entropy estimation value	Mean
EA	SMR	Mean	Overall frequency
IEA	SMR	Mean	Overall RMS frequency

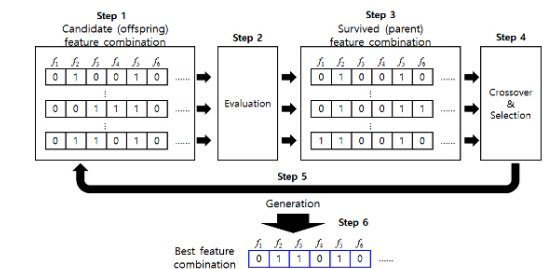


Fig. 6 Feature selection by the GA-based machine learning



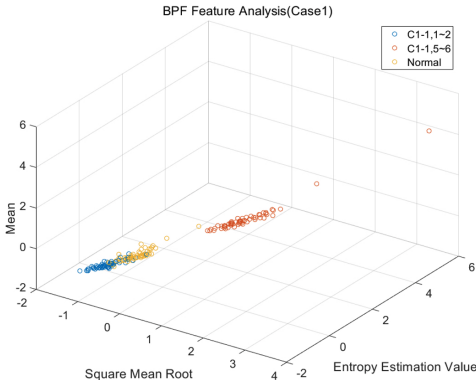


Fig. 7 Classification of fault and normal signals (BPF)

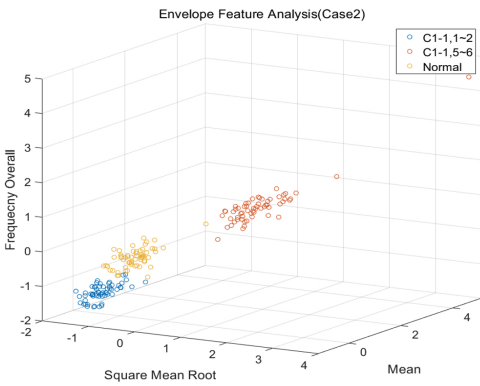


Fig. 8 Classification of fault and normal signals (EA)

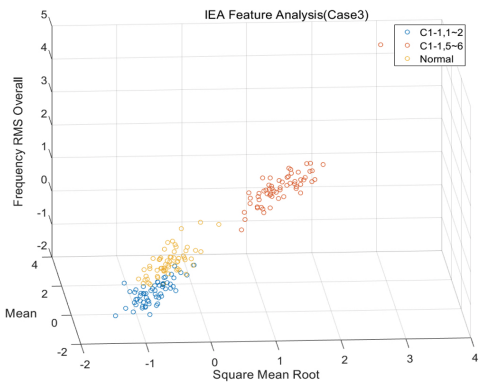


Fig. 9 Classification of fault and normal signals (IEA)

$$SMR = \left( \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \sqrt{x_n} \right)^2 \tag{1}$$

여기서  $N$ 은 표본신호의 수를 나타낸다. SMR과 함께

Table 6 The results of classification using SVM

Signal processing	Accuracy [%]
BPF	86.6
EA	95
IEA	93

신호의 평균(mean)도 3개 방법에서 특징으로 선택되었다. 대역통과필터 방법에서는 신호의 확률분포의 정보량을 나타내는 entropy estimation value가 대표 특징으로 선택되었으며, 포락 분석 방법에서는 FFT 스펙트럼의 합인 overall frequency(OF)가 선택되었다. 마지막으로 강화 포락 분석법에는 FFT 스펙트럼의 실효치(root-mean-square, RMS)의 합이 특징으로 선택되었다. 따라서 대역통과필터 방법에서는 신호의 시간영역 특징들이 주로 선택된 반면 포락 분석과 강화 포락 분석에서는 시간영역과 주파수영역 특징들이 포함되었음을 알 수 있다.

#### 4. 특징분류 실험결과

GA 기반 기계학습에서 선택된 특징들을 SVM에 적용하여 AE 검사에서 얻은 결함을 분류하는 실험결과를 신호처리 방법에 따라 Figs. 7~9에 나타내었다. SVM을 통한 분류성능 평가는 확보된 180개의 샘플 중 2/3은 SVM 학습에 사용하고, 1/3은 학습된 SVM 평가에 활용하였다. 그 결과, 대역통과필터를 이용하는 경우 C1-1의 5~6 영역 결함들은 명확하게 구분되었으나 C1-1의 1~2 영역의 결함들은 결함이 없는 정상 부위와 부분적으로 겹쳐지는 것을 Fig. 6을 통하여 확인할 수 있다. 따라서 이 경우 철탑 내부 결함의 통계적 특징 분류 성능이 저하될 수 있다.

한편, 포락 분석과 강화 포락 분석이 수행된 Fig. 7과 8의 경우 C1-1의 5~6 영역의 결함과 정상영역이 인접하게 위치하지만 충분히 구분이 가능할 정도로 분류되었다. 특히, 포락 분석의 경우 결함 부위와 정상 부위를 명확하게 식별할 수 있을 정도로 분류된 것을 알 수 있다. 이와 같은 SVM의 결함 신호 분류 결과를 Table 6에 정량적으로 정리하여 나타내었다. Figs. 6~8의 결과로부터 예상할 수 있는 것처럼 대역통과필터를 신호처리 방법으로 사용하는 경우 분류 정확도는 약 86.6% 정도로 나타났다. 이에 비하여 포락 분석과 강화 포락 분석은 각각 95%와 93.3%

이상의 정확도로 결함신호와 정상신호를 분류하는 것을 알 수 있다. 한편, 강화 포락 분석이 포락 분석에 비하여 분류 정확도가 근소하지만 낮은 이유는 탐상 당시 결함의 발생 또는 결함의 성장에 의한 충격과가 발생하지 않아 이산 웨이블릿변환의 기저 함수가 신호 분류에 크게 기여하지 못한 것이 원인인 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

이 연구에서는 현재 운용 중인 관주형 철탑의 용접 부에 음향 방출(AE) 검사를 수행하여 획득한 신호를 효과적으로 분류하기 위하여 유전 알고리즘(GA) 기반 기계학습과 support vector machine(SVM)을 적용하는 방법에 대하여 분석하였다. 여기서는 음향 방출 신호에 대역통과필터(BPF), 포락 분석(EA), 강화 포락 분석(IEA) 등의 신호처리 기법을 적용하여 GA 기반 기계학습을 위한 신호를 생성한다. 그리고 이 신호들을 GA 기반 기계학습에 적용하여 신호의 대표적인 특징들을 도출하고, 이를 활용하여 SVM은 신호로부터 결함신호와 정상신호를 분류한다. 그 결과, 포락 분석과 강화 포락 분석 처리된 신호는 93% 이상의 정확도로 결함을 분류할 수 있음을 확인하였다. 따라서 이 연구에서 제시된 결함 검사 및 분류 방법은 관주형 철탑의 상시 감시 및 결함 조기 진단시스템 개발과 전력 송배전 관련 분야에 효과적으로 적용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 2020년도 산업통산자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행 되었음(No.20203510200060).

## References

(1) Ko, S. C., Kim, H. G. and Park, H. Y., 2017, A Study on the Construction of Tubular Steel Pole, In Proc., the Korean Institute of Electrical Engineers Conference, pp. 431~432.  
 (2) Kim, J. H., 2017, Design of Steel Transmission Pole Structures (ASCE/SEI 48-11), Journal of Korean

Society of Steel Construction, Vol. 29, No. 5, p. 81.  
 (3) Seo, W. C. and Lee, D. U., 1999, An Image Processing Algorithm for a Visual Weld Defects Detection on Weld Joint in Steel Structur, Journal of Korean Society of Steel Construction, Vol. 11, No. 1, pp. 1~11.  
 (4) Kim, Y. and Kil, S., 2017, Latest Technology of Non Destructive Inspection for Welded Structure, Journal of Korean Welding and Joining Society, Vol. 35, No. 2, pp. 63~70.  
 (5) Chai, Y. Y., 2020, Development of Automated Non-destructive Ultrasonic Inspection Equipment for Welding Crack Inspection, Journal of the Korean Institute of Electronic Communication Science, Vol. 15, No. 1, pp. 101~106.  
 (6) Lee, S. G., 2004, Nondestructive Testing and Applications for Electric Power Equipments by Acoustic Emission Technology, Journal of Korean Society for Nondestructive Testing, Vol. 24, No. 4, pp. 396~409.  
 (7) Kim, J. M., Ahn, B. H., Lee, J. M., Yu, H. T. and Choi, B. K., 2017, Feature Analysis of Vibration and Acoustic Emission according to Pipe Cracking and Valve Opening/Closing, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 7, pp. 857~862.  
 (8) Gu, D. S., Lee, J. M., Lee, J. H., Ha, J. M. and Choi, B. K., 2012, Comparison of Hilbert and Hilbert-huang Transform for the Earuly Fault Detection by Using Acoustic Emission Signal, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 36, No. 2, pp. 258~266.  
 (9) Gu, D. S., 2011, Development and Application of Intensified Envelope Analysis for Condition Monitoring System using Acoustic Emission Signal, Doctor's Thesis, Gyeongsang National University.  
 (10) Ahn, B. H., Kim, J. M. and Choi, B. K., 2019, Artificial Intelligence-based Machine Learning Considering Flow and Temperature of the Pipeline for Leak Early Detection Using Acoustic Emission, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 210, No. 1, pp. 381~392.  
 (11) Kang, M. S., Kim, J. Y., Kim, J. M., Tan, A. C., Kim, E. Y. and Choi, B. K., 2014, Reliable Fault Diagnosis for Low-speed Bearings Using Individual Trained Support Vector Machines with Kernel

Discriminative Feature Analysis, IEEE Transactions on Power Electronics, Vol. 30, No. 5, pp. 2786~2797.

(12) Widodo, A. and Yang, B. S., 2007, Support Vector Machine in Machine Condition Monitoring and Fault Diagnosis, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 21, No. 6, pp. 2560~2574.

(13) Jeong, H. E., Gu, D. S., Kim, H. J., Tan, A. C., Kim, Y. H. and Choi, B. K., 2007, The Application of AE Transducer for the Bearing Condition Monitoring of Low-speed Machine, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 319~323.

(14) Baydar, N. and Ball, A., 2003, Detection of Gear Failures Via Vibration and Acoustic Signals Using Wavelet Transform, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 17, No. 4, pp. 787~804.

(15) Gu, D. S., Kim, J. G. and Choi, B. K., 2011, Proposition and Application of Novel DWT Mother Function for AE Signature, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 582~587.



**Hyeon-Tak Yu** is unified Master's and Doctor's Course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the rotor and machine fault analysis.



**Tae-Hong Min** is unified Master's and Doctor's Course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the rotor and machine fault analysis.



**Hyeong-Jin Kim** is unified Master's Course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the rotor and machine fault analysis.



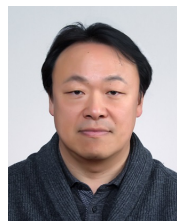
**Seoggeun Kang** is a Professor at the Department of Semiconductor Engineering, Gyeongsang National University in Korea. He received his Ph.D. degree in Electronics Engineering from Kyoungpook National University, Korea, in 1999. Dr. Kang's research interests include Digital communication and Signal Processing.



**Dong-Young Kang** is a researcher in Mattron Corp in Korea. He received his Bachelor in Inje University, Korea, in 2018. His research interests include Power line communication and Block communication.



**Hyun-Sik Kim** is a CEO at the Mattron Corp. in Korea. He received his Ph.D. degree in Material Engineering from Kyoungnam University, Korea, in 1998. Dr. Kang's research interests include Broadband power line communication and Nano materials.



**Byeong-Keun Choi** is a Professor at the Department of Energy and Mechanical Engineering, Gyeongsang National University in Korea. He received his Ph.D. degree in Mechanical Engineering from Pukyong National University, Korea, in 1999. From 1999 to 2002, Dr. Choi worked at Arizona State University as an academic researcher. Dr. Choi's research interests include vibration analysis and optimum design of rotating machinery, machine diagnosis, and prognosis and acoustic emission. He is listed on Who's Who in the World, among others.

# 레일 진동과 변형률을 이용한 철도차량 차륜 진단시스템 개발방안

## Development Plan of Railway Vehicle Wheel Diagnosis System Based on Rail Vibration and Strain

김주원\* · 김용환†  
Juwon Kim\* and Yonghwan Kim†

(Received February 2, 2021 ; Revised February 23, 2021 ; Accepted March 3, 2021)

**Key Words :** Railway Vehicles(철도차량), Wheel Defect(차륜 결함), Vibration(진동), Strain(변형률), Diagnostic(진단), Rail(레일), Wayside(선로변), Maintenance(유지보수)

### ABSTRACT

Railroad vehicles require a considerable amount of maintenance cost for preventive maintenance to ensure high safety and operational reliability. With the continuous expansion of railway services, various diagnostic technologies have been developed and applied to improve the efficiency and safety of railway vehicle maintenance. In this study, we investigated the domestic and foreign technology trends of a railroad vehicle wheel diagnosis device. In addition, we evaluated the characteristics of the wheel defect signal identified through prior research and proposed the technology review items necessary for the development of the wheel diagnosis device based on rail vibration and strain.

## 1. 서 론

철도차량은 제한된 선로에 많은 인원 또는 화물을 동시에 운송하는 특성이 있어 높은 안전도와 신뢰도가 요구된다. 이를 위해 예방정비에 많은 비용이 소요되어 KTX의 경우 초기 5년간의 유지보수 비용이 차량가액의 30%를 초과하는 수준이고 전체 유지보수 비용 중 약 69%가 예방정비에 투입되고 있다<sup>(1)</sup>. 각국의 철도 운영사 및 제작사에서는 유지보수 비용 절감을 위해 차량 손상을 적시에 발견하여 예측 정비를 실현할 수 있는 모니터링 및 진단시스템 확대 도입에 큰 노력을 기울이고 있다.

미국의 AAR(Association of American Railroads)에서는 advanced technology safety initiative 프로그

램을 통해 상태진단 개념을 철도 유지보수에 접목하고자 노력하고 있으며 최종적으로 차량 및 선로의 유지보수 효율화를 통해 연간 1억 달러 이상의 비용 절감이 가능할 것으로 예상하였다<sup>(2)</sup>. 프랑스 SNCF에서는 교외용 전동차를 대상으로 상태진단기반 유지보수를 도입하여 차량 가용성 20% 향상, 유지보수 비용 20% 감소를 실현하였다고 발표<sup>(3)</sup>하는 등 철도차량에 상태진단 기술을 적용하기 위해 국내외 많은 철도 운영사가 노력하고 있다.

철도차량 차륜은 고장 발생시 운행 중지에 그치게 되는 일반 부품과 달리 차량 탈선을 유발하는 중요 부품이다. Fig. 1은 송탄역에 진입 중이던 화물차량의 차륜이 취성파괴된 사례<sup>(4)</sup>로 항공철도 사고조사위원회 조사 결과 차륜 표면결함에 의한 지속적인 진동이 차륜이 취성파괴의 원인으로 지목되었다. 유사한 사

† Corresponding Author ; Member, Chungnam National University, Department of Mechanical Engineering, Professor  
E-mail : yonghkim@cnu.ac.kr

\* Member, KORAIL, Research Engineer

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

례로 2016년 경부선 신탄진역 인근에서 컨테이너 화물차량이 차륜 파손으로 탈선하여 192개 열차의 운행 지장이 발생<sup>5)</sup>하는 등 2015년~2020년 발생한 철도차량 차륜·차축 관련 장애 11건 중 탈선 사고가 7건에 달한다. 또한, 차륜 유지보수는 차량 분해, 대형 금속 가공 설비를 갖춘 정비기지에서만 가능하므로 가용도 확보, 유지보수 비용 절감을 위해 일반 부품보다 철저한 관리를 필요로 한다.

차륜 관리를 위해 국외 일부 철도 운영기관에서는 선로변 설치형(way-side) 차륜 진단시스템을 활용하거나 관련 기술을 연구하고 있고 국내 철도 운영기관에서도 진단시스템 도입을 검토한 바 있으나 결합진단 성능이 객관적으로 검증되지 않았고 시스템 신뢰성, 도입 비용, 유지보수 문제로 무산되었다. 또한, 국내 차륜 결합진단 연구는 대부분 기존 운영 차량에 적용이 어려운 차량 탑재형(on-board)에 집중되어 있어 선로변 설치형 차륜진단 시스템 관련 연구는 찾아보기 어려운 상황이다.

이 논문에서는 철도차량 차륜 진단을 위해 수행되었던 기존 연구사례를 살펴보고 국내 철도 운영 상황에 적합한 선로변 설치형 철도차량 차륜 진단시스템 개발을 위한 기술적 검토사항과 연구 방안을 제시하고자 한다.

## 2. 본 론

### 2.1 차륜진단 방법 및 기존 시스템 검토

차륜에 발생하는 가장 일반적인 결함은 찰상 또는 박리와 같은 표면결함이다. 제동 시 차륜 잠김으로 인한 활주, 레일 이물질에 의한 손상, 차륜 제작결함 등 여러 가지 이유로 차륜의 표면에 불규칙한 결함이 생성되며 차륜과 레일의 마찰에 의해 소음, 진동이 발생한다. 차륜의 불규칙 진동은 차륜 자체의 내구성에 문제를 일으킬 뿐 아니라 레일과 차축 베어링의

손상을 유발하여 차축 발열 사고의 원인이 되기도 한다. 차륜의 결함 형태는 표면결함 외에도 여러 형태가 있지만, 레일과 구름 접촉을 하는 차륜의 물리적 특성상 대부분의 결함 징후는 소음, 진동의 형태로 나타난다. 따라서 대부분의 차륜진단 시스템은 진동 또는 소음을 감지하고 정상 신호와 감지 신호를 비교한 후 이상 여부를 판단하여 사용자에게 알려주는 방법을 사용하고 있다. 그 밖에 센싱 방법에 따라 전자기 음향센서(electrical magnetic acoustic transducers)를 이용한 시스템, 최근 발전된 영상처리 기술을 활용한 결합진단 시스템도 개발되었지만<sup>6)</sup> 가격이 높고 설치환경에 제약이 따르기 때문에 주로 차량 기지의 정비 자동화 설비로 활용되며 상시 진단 용도로는 사용하지 않는다.

차륜진단 시스템은 차륜의 소음, 진동을 측정하는 방식으로 작동하는데 측정 센서의 설치 위치에 따라 차량 탑재형 방식과 선로변 설치방식으로 나뉜다. 차량 탑재형 방식은 신호가 발생하는 차륜 근처에 센서를 설치할 수 있으므로 노이즈가 적은 신호를 확보할 수 있는 장점이 있지만, 차륜의 숫자 맞게 다량의 센서를 설치해야 하고 그에 맞추어 내부 배선 및 신호처리 장치도 탑재해야 하므로 비용이 커지는 문제가 있어 일부 차량을 제외하고 이용되지 않고 있다. 특히 차량수가 가장 많은 화물차량의 경우 차량 자체의 가격이 낮고 전원을 확보할 수 없는 경우가 대부분이기 때문에 차량 탑재형 차륜진단 장치 사용이 더욱 어렵다.

선로변 설치방식의 차륜진단 시스템은 선로 주변에 마이크로폰을 설치하여 음향 신호를 분석하거나 레일의 변위, 진동을 측정하여 분석하는 방법으로 차륜 결함을 진단한다. 과거에는 비용이 저렴하고 설치가 간편한 마이크로폰을 이용한 방식을 많이 사용하였으나 차륜 소음의 주파수 영역대가 환경 소음 주파수 영역대와 중복되어 노이즈 필터링이 어렵고 여러 차륜이 짧은 시간 간격으로 통과하므로 도플러 효과에 의한 영향을 고려해야 하는 등 정확도에 문제가 있어 현재는 레일에 센서를 장착하는 방식이 주로 사용되고 있다.

레일의 진동과 변위는 측정 센서의 종류와 측정 위치에 따라 여러 가지 방법으로 측정할 수 있다. 측정 센서는 피에조(piezo) 타입 가속도 센서와 스트레인 게이지(strain gauge) 방식의 로드셀(loadcell)이 가장



Fig. 1 Case of accident due to wheel broken

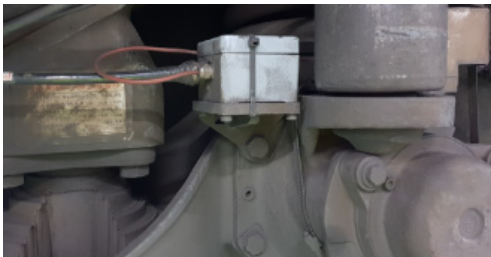
널리 이용되며 최근에는 노이즈 특성이 우수한 광섬유 센서도 종종 이용되고 있다. 센서의 설치 위치는 침목, 레일 중앙, 레일 하단에서 측정할 수 있는데 침목과 레일 중앙에 설치하는 방법은 증장비를 이용한 선로 가공이 필요하고 선로 유지보수 시 문제가 발생할 가능성이 크므로 Fig. 2(b)와 같이 센서 탈착이 쉬운 레일 하단 설치방식을 사용한다.

시스템 비용과 선로 유지보수 효율을 고려할 때 국내 철도 운영환경에서는 차량 탑재형 시스템보다 레일 하단 설치형 차륜진단 시스템이 적합하다고 판단된다. 이전에 유사한 시스템이 도입된 사례가 있는지 국내 문헌 자료를 조사한 결과 일부 전동차 정비기지 에서 레일 진동기반 차륜진단 시스템을 운영하고 있으나<sup>7)</sup> 지정된 속도에서 센서 위를 통과할 때 발생하는 진동 신호의 크기를 단순 비교하여 진단하는 방법을 사용하고 있어 중량이나 속도가 제각각인 타 차종 또는 일반 운행선로에 사용할 수 없는 문제가 있다. 국외의 경우 호주의 Track IQ사와 독일의 Voestalpine사에서 레일 진동, 변형률을 이용한 차륜진단 시스템을 상용화하였으나 국내에서 성능이 검증된 사례가 없고 국외 문헌 자료를 조사한 결과 시스템 작동 방식이 국내 시스템과 유사하게 진동 크기의 상대 비교를 통해 차륜 결함을 진단하는 것으로 보이며 진단 가능한 결함 크기를 공개하고 있지 않으나 공개된 자료에서 확인한 결함검출 사례를 참고할 때 국내

철도차량 유지보수 기준에서 요구되는 기준(길이 기준 최소 20 mm)보다 정밀도가 낮은 것으로 판단된다.

2.2 국내·외 관련 연구 동향

국내 철도차량 차륜진단 관련 연구는 철도차량에 센서를 부착하여 신호를 수집하는 차량 탑재형 방식 위주로 이루어지고 있다. Kim, G. Y.<sup>(8)</sup>은 철도차량 차륜의 찰상 결함검출을 위해 전산해석을 수행하여 차륜 결함을 모사하고 실제 차량과 모사 차량의 진동 신호를 분석하여 캡스트럼(cepstrum) 신호 처리방식이 차륜 찰상 결함검출에 효과적인 것을 확인하였다. Kim, J. H. et al.<sup>(9)</sup>은 전동차 차축에 진동가속도 센서를 부착하고 차륜 손상에 따른 진동가속도를 비교하여 정상 차륜 대비 손상 차륜의 진동가속도 값이 11.87% 크게 나타나는 것을 확인하였다. Go, S. A. et al.<sup>(10)</sup>은 전동차를 대상으로 한 침목 진동측정 방식 모니터링 시스템이 37%의 정확도를 가지는 것을 확인 하였으나 정확도가 낮고 제한된 차종이 같은 구간을 반복해서 운행하는 전동차 특성이 반영된 결과로 일반 철도차량에는 적용할 수 없을 것으로 판단된다. 그 밖에 검사 자동화를 목적으로 영상자료를 활용한 이미지 프로세싱, 초음파·자기력을 이용한 차륜 검사 방법도 연구되고 있었으나<sup>(11)</sup> 선로변 센서 설치방식을 이용한 최근 연구사례는 찾아볼 수 없었다.



(a) On-board sensing method



(b) Way-side sensing method

Fig. 2 Classification by sensor installation location

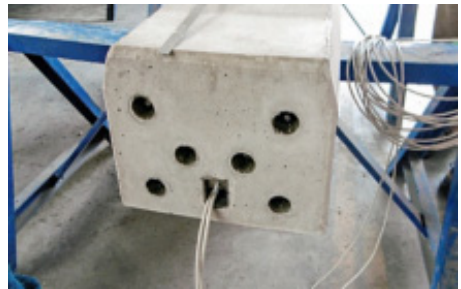


Fig. 3 Sensor installation example

국의 철도 운영국의 경우 국내와 비교해 장거리 노선의 비율이 높아 차륜진단 관련 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 차량 탑재형 방식을 제외하고 선로변 센서 설치방식과 관련된 최근의 연구 동향을 소개한다. Alemi, A. et al.<sup>(12)</sup>은 차륜 결함진단 정확도를 높이기 위해 레일에 다수의 변위 센서를 부착하고 센서 신호를 교차분석하는 방안을 제시하였다. Krummenacher, G. et al.<sup>(13)</sup>은 정상, 결함 차륜에서의 레일 변위 값을 머신러닝으로 학습하고 결함을 판별해 내기 위한 두 가지 머신러닝 알고리즘을 제안하였으며 Liu, X. et al.<sup>(14)</sup>은 FGB(fiber bragg grating) 센서를 통한 신호 취득과 결함 신호 분리 기법을 적용하여 매우 미세한 차륜 진원도 결함도 감지할 수 있음을 고속차량 차륜 시험을 통해 확인하였다. Zhou, C. et al.<sup>(15)</sup>은 레일에 20개의 센서 어레이(sensor-array)가 설치된 상황을 가정하고 진동신호의 시간차를 이용해 차륜에 발생한 찰상의 위치를 예측할 수 있음을 수치해석을 통해 확인하였다. 그 밖에 Bollas, K. et al.<sup>(16,17)</sup>은 차륜 결함을 분석하기 위한 음향방출 신호 처리 방법을 제시하는 등 다양한 센서와 신호 처리 기법을 적용하여 철도차량 차륜진단을 위한 연구를 진행하고 있었다.

하지만 대부분의 국외 연구는 정상 신호와 결함 신호 분리를 위한 신호 처리 방법에 치중되어 있고 수치해석 또는 실험실 수준의 검증에 머무르고 있어 연구된 기술이 실제 현장에서 활용되기까지는 많은 시간이 소요될 것으로 예상된다. 또한, 철도차량은 정상 상태로 운영되는 설비 시스템과 달리 측정 시마다 속도, 하중, 기후, 차량 및 차륜 상태에 따른 동적 거동이 변화하고 시간의 경과에 따라 선로 상태도 함께 변화하기 때문에 실험실 수준에서 구현 가능한 정밀한 신호 처리 방식을 현장에서 재연하는 데는 많은 어려움이 있을 것으로 판단된다.

### 2.3 선로변 센서 설치방식 차륜진단 시스템 개발을 위한 기술검토 사항

국내 철도운영 상황에 적합한 선로변 설치형 철도차량 차륜 진단시스템 개발을 위해서는 사용자 요구사항에 대한 검토가 필요하다. 철도 운영기관 종사자를 대상으로 사용자 요구사항을 분석한 연구에서 90% 이상이 모니터링 시스템의 필요성에 대해 공감하였으며 70% 이상이 시스템 가격은 2억 원 이하가 적당하다고 응답하였다. 잘못된 결함 감지는 정비인력 운용에 큰

부담이 되므로 높은 정확도도 함께 요구하였다<sup>(18)</sup>. 차륜진단 시스템 도입 공감대는 갖춰져 있으며 낮은 비용으로 적절한 성능의 시스템개발이 요구된다고 할 수 있다. 따라서 차륜에 주로 나타나는 결함 형태인 표면결함<sup>(19)</sup>을 진단하는 것으로 기능을 한정하고 비용이 저렴하고 유지보수가 용이한 스트레인게이지 방식 로드셀과 피에조 타입의 진동 센서를 이용한 차륜진단 시스템이 적합하다.

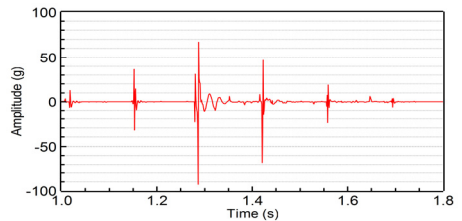
여기에 정확한 차륜 결함진단을 위해 환경요인에 의한 진동, 변형률 오차를 제거하기 위한 연구가 요구된다. 다음 내용은 레일의 진동과 변형률에 가장 큰 영향을 주는 것으로 예상되는 환경요인에 대한 기술검토 사항이다.

#### (1) 차륜 결함에 따른 레일 진동 패턴 검토

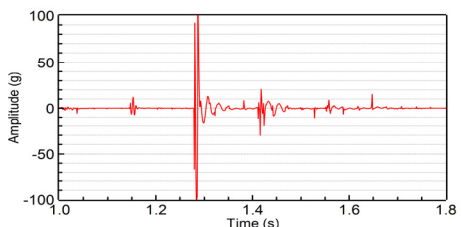
기본적으로 차륜 결함진단은 정상 차륜과 결함 차륜의 비교를 통해 이루어진다. 운행 중인 차량의 차



Fig. 4 Simulation model



(a) Tare condition(18.6 ton)



(b) Laden condition(68.7 ton)

Fig. 5 Rail vibration of a wheel with a flat defect

륜에 결함이 발생했다면 정상 차륜에서 발생하는 신호와 결함 차륜에서 발생하는 신호는 다르게 나타날 것이다. 하지만 차륜의 결함 외에도 레일 신호에 영향을 주는 환경 요소들이 많으므로 단순히 신호의 크기로 차륜 결함을 진단할 수 없다. 사전 연구를 통해 차륜 결함을 시뮬레이션으로 구현한 사례를 통해 이유를 설명할 수 있다. Fig. 4는 레일 진동 패턴 예측을 위해 실제 차량과 유사한 조건으로 구성된 화물열차 모델이며 Fig. 5는 시뮬레이션 모델의 동일축 두 개 차륜에 50 mm 길이의 찰상(flat) 결함을 모사하여 20 m/s의 속도로 이동시켰을 때 레일에서 측정된 진동가속도를 표현한 그래프이다.

차륜과 측정지점의 위치에 따른 차륜 결함 신호의 진폭 변화를 확인할 수 있다. 두 그래프에서 신호의 주기는 유사하지만, 진폭이 다른 것을 확인할 수 있는데 Fig. 5(a)는 차량 하중이 18.7톤인 공차 조건이며 Fig. 5(b)는 68.7톤의 영차 조건이기 때문이다. 이 그래프를 통해 신호의 크기만으로 결함을 진단할 수 없는 세 가지 이유를 알 수 있다.

첫 번째는 최대 진폭의 크기가 결함 때문인지 높은 하중 때문인지 판별하기 위해서는 차량의 실제 하중을 알고 있어야 한다는 점이다. 하지만 철도차량은 승객, 화물에 따라 하중이 수시로 변화하며 레일이 완전한 평면이 아니기 때문에 차량의 거동변화로 인한 동하중 오차가 발생한다. 두 번째는 진동 신호가 레일을 통해 쉽게 전달되므로 결함이 발생된 차륜의 위치를 구분하기 어렵다는 점이다. 또한, 동일 차륜에서 결함이 2개 이상이거나 인접한 차륜에 결함이 발생한 경우 신호 간 상호 간섭에 의한 과소, 과대 측정이 이루어질 수 있다. 세 번째는 하중과 신호 크기가 비례하지 않는 경우가 있다는 것이다. Fig. 5의 1.15초와 1.4초 근처의 신호 진폭을 비교해 보면 Fig. 5(b)의 중량이 더 높음에도 불구하고 신호 크기가 Fig. 5(a) 보다 작은 것을 확인할 수 있다. 이는 차륜 답면구배의 영향과 중량 차이에 의해 차량 거동이 불규칙하게 변화하기 때문이다. 이 외에도 주행속도, 레일의 변형, 레일 표면 상태, 기후에 따라라도 신호의 발생 경향은 달라질 수 있다.

Table 1은 이러한 문제점을 해결하기 위해 기술검토가 필요한 항목을 4가지로 나누어 요약한 표이다. 각 항목에 대한 세부적인 설명을 통해 국내 철도 운영에 적합한 차륜 진단시스템 개발을 위한 기술적 검토 사항을 살펴보고자 한다.

(2) 차량 속도-하중 상관관계 검토

철도차량의 속도와 하중은 신호 크기에 큰 영향을 미치는 변수이다. 가속도 센서를 통해 얻을 수 있는 주파수 영역 정보뿐 아니라 평균값(RMS), 최대/최소값(peak) 정보 역시 차륜 상태를 평가하는 데 매우 중요한 정보이므로 차량의 속도와 하중을 정확히 파악하는 것은 진단 오차를 줄이기 위해 중요하다. 하중 측정은 차륜의 하중에 의한 레일 변위를 측정하는 방법으로 이루어진다. 차량이 정지한 상태에서는 실제 하중과 레일 변위가 비례하므로 하중을 쉽게 측정할 수 있다 하지만 이동하는 상태에서는 차량의 거동에 영향을 주는 차륜-레일간의 마찰 특성이 계속해서 변화하기 때문에 차량의 불규칙 거동에 의한 관성력 영향으로 차량 하중과 레일 변위는 정확한 비례관계로 나타나지 않는다.

따라서 하중 관리가 필요한 선로 구조물 설계 시에는 오차를 고려하여 다수의 레일 변위를 측정하고 통계분석을 통해 차량 하중을 예측한다<sup>(20)</sup>. 일반적인 조건에서 차량 속도가 증가함에 따라 레일에서 측정되는 변위의 크기는 작아지며 이러한 경향은 차량의 주행속도와 윤중 감소량을 실험적으로 분석한 연구에서도 찾아볼 수 있다<sup>(21)</sup>. 그 밖에도 차량 현상장치와 레일, 침목, 노반의 물리적 특성에 따라 동일 차량에서도 앞뒤 또는 좌우 차륜의 하중이 달라질 수 있으므로 정확한

Table 1 Review items for development of wheel diagnosis system

Index	Terms		Property
Train	Speed of train		Speed
	Position of axle		Proximity length to wheel
	Axle load	Left wheel	Rail strain
Right wheel			
Track	Track geometry		Rail strain
	Irregularity	Horizontal	Shape (tangent, curve, slope, etc)
		Vertical	Scale
Wheel defect	Type	Flat, harmonic, ellipse, etc	Complexity
	Severity level	1 (informational) ~ 5 (alert)	Rail acceleration
Environment	Season		Temperature
			Humidity



차륜진단을 위해서는 신호 진폭 크기의 기준이 되는 차량 하중을 추정할 수 있는 기술을 확보해야 한다.

(3) 선로 선형 및 레일 불균형에 대한 영향 검토

앞 절에서 검토한 것과 같이 신호의 크기에 대한 정량적 평가를 위해서는 실제 하중과 관계없는 환경 요인에 의한 오차 제거가 중요하다. 차량의 거동에 따라 동일 하중 조건에서도 레일의 변형률의 크기가 변화하기 때문에 정확한 하중 추정을 위해서는 차량 거동에 영향을 주는 선로 조건에 대한 고려가 필요하다. 첫 번째로 조건은 선로 형태이다. 선로의 평면 곡률은 좌우 차륜의 하중에 변화를 가져오고 차륜과 레일의 접촉 위치를 변화시키므로 차륜 결함진단에 오차를 발생시키게 된다. 구배의 경우 차량의 속도를 변화시킬 수 있으므로 속도에 따른 하중 측정오차를 유발한다. 따라서 특별한 이유가 없다면 차륜진단을 위한 센서 모듈은 속도가 일정한 평면, 직선 선로에 부설하여야 한다.

차량의 거동과 레일 변위에 큰 영향을 주는 두 번째 선로 조건은 궤도 틀림(rail irregularity)이다. 직선 선로라 하더라도 레일은 완벽한 대칭이 아니며 좌우 레일이 각각 횡 방향, 종 방향으로 미세하게 틀어져 있다. 궤도 틀림은 차량의 수직 변위를 유발하여 차

륜 하중 오차를 증가시키고 좌우 거동에도 많은 영향을 미치기 때문에<sup>(22,23)</sup> 센서 모듈 설치 위치의 궤도 틀림 상태에 따라 측정되는 진동, 변형률에 오차가 발생하게 된다. 궤도 틀림에 따른 차량 운축의 진동 응답을 분석한 연구에서도 궤도 틀림의 종류에 따라 응답 주파수 영역이 달라지는 것을 확인 할 수 있다<sup>(24)</sup>. 선로 선형의 경우 사용자의 의지에 따라 측정에 적합한 선로를 선택할 수 있지만, 궤도 틀림의 경우 차량 주행, 계절적 요인이 복합적으로 작용하여 변화되므로 통제가 어려운 문제가 있다. 따라서 궤도 틀림을 고려한 수집 신호의 후처리 방법을 고민해야 할 것이다.

(4) 차륜 결함 형태에 따른 영향 검토

차륜 결함은 형태 또는 결함의 크기에 따라 시급히 조치되어야 할 결함과 여유를 두고 관리해야 할 결함으로 나눌 수 있다. 일반적으로 차륜의 결함은 Fig. 6과 같이 표면이 파이거나 돌출되는 형태로 나타난다<sup>(25)</sup>. 따라서 다른 운축에 의한 간섭 효과가 없고 속도에 의한 하중 오차를 제거했다면 차륜 결함의 크기는 레일에서 측정되는 진동가속도 값의 크기와 비례하므로 결함을 비교적 쉽게 구분할 수 있다.

하지만 이러한 결함 형태와 달리 표면결함 크기는 작지만 갑작스러운 사고를 유발 할 수 있는 결함 형

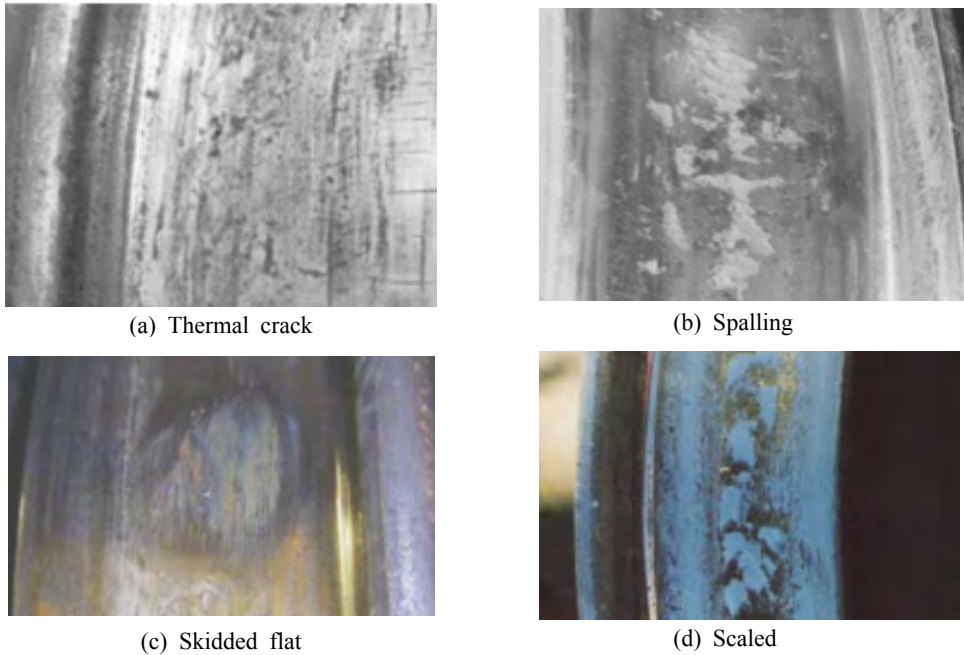


Fig. 6 Examples of convex type defects

태 또는 Fig. 7과 같이<sup>(25)</sup> 이상 마모로 인해 표면결함이 나타나지 않거나 결함의 크기가 작아서 다른 형태의 결함과 구분하기 어려운 형태의 결함은 측정이 어려운 문제가 있다. 더욱이 이러한 결함은 발생 빈도가 낮아 주파수 대역을 추정하거나 머신러닝 기법을 이용하는 방법도 어려울 것으로 판단되므로 결함 데이터를 확보할 방안을 마련해야 한다.

기존 기술조사 결과 상용화되었거나 상용화 가능성이 큰 기술 중에는 차륜 결함 형태까지 예측할 수 있는 수준의 기술은 확보하지 못한 것으로 조사 되었으나 국내 철도 운영사의 차륜 관리기준 수준이 높고 기존 차륜 결함진단 기술과 차별성을 고려하여 결함 형태 예측에 대한 기술개발 시도가 이루어져야 할 것으로 판단된다. 결함진단 정확도를 높이고 결함 형태 예측을 위해서는 다양한 환경 조건에서 다양한 결함 데이터를 확보하는 것이 중요하므로 위험 부담 없이 다양한 결함을 모사하고 결함 발생 신호를 예측할 수 있는 시뮬레이션 기술이 효과적으로 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

(5) 기후 변화 및 차륜 간 간섭에 따른 영향 검토  
 기온은 차량과 선로에 모두 큰 영향을 끼친다. 차량 측면에서 기온 변화는 고무 재질 현수장치의 물성치를 변화시키고 부품의 미세한 축소, 팽창으로 마찰력에 영향을 주어 차량의 거동을 변화시킨다. 선로의

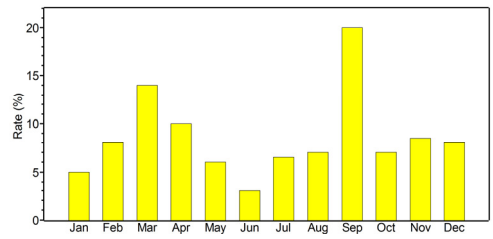


Fig. 8 Monthly rate of abnormal vibration occur



Fig. 9 Rail sensor installation



(a) Hollow tread



(b) Fatigue crack



(c) Sub surface crack



(d) Flange upright wear

Fig. 7 Examples of difficult to find defects using rail sensing

경우 온도에 따른 레일 팽창, 수축 현상이 발생할 수 있으며 케도 틀림에 영향을 주게 된다. 자갈 도상 선로의 경우 겨울철에는 노반이 동결되어 강성이 높아 지지만, 장마철에는 강우의 영향으로 노반 유동이 증가하여 강성이 낮아지고 차량 이동에 따른 침목 침하량에도 변화가 발생하여 겨울철과 비교해 변위가 증가하는 경향이 발생한다. Fig. 8은 2008년~2012년 철도 운영사 자료 분석을 통해 확인한 특정 위치에서의 월별 차량 이상 진동 발생 비율 그래프로 3월과 9월에 이상 진동 발생 비율이 높은 이유를 노반 해빙(3월)과 장마로 인한 노반 유동(9월)으로 추정하고 있다. 온도, 기후와 같은 환경 변화는 통제할 수 없는 문제가 있지만 비교적 진행 속도가 느리고 일정한 패턴을 보이는 경우가 많으므로 충분한 데이터를 확보해 오차를 줄여나가는 시도가 필요하다.

차륜 간 간섭 현상 또한 기술개발 난이도를 높이는

Table 2 Specification of rail sensor

Index	Accelerometer	Loadcell
Signal type	ICP(Voltage)	Voltage
VDC output	4 VDC~17 VDC	-
Sensitivity	100 mV/g	0.0125 mV/ $\mu\epsilon$
Sampling rate	10 kHz	1 kHz(down-sampling)



Fig. 10 Diesel locomotive(top) and KTX(bottom)

요소이다. 이동 중인 철도차량의 차륜은 탄소강 재질의 레일과 접촉해 있으므로 진단하고자 하는 차륜 외에도 전, 후방 차륜의 진동 신호에 영향을 받는다. 특히 주파수분석을 통해 차륜 결함을 진단하는 경우 근 거리에 차륜이 인접한 철도차량 특성상 다수의 차륜에 손상이 있는 경우 주파수 대역이 큰 폭으로 변화될 수 있으므로 결함 신호 필터링에 곤란을 겪을 수 있다.

2.4 레일 진동·변형률 현장 측정시험 결과

앞에서 제시한 기술검토 사항을 검증하기 위해 국내에서 개발한 레일 센서를 이용하여 진동·변형률 현장 측정 시험을 시행하고 측정값의 크기를 확인하였다. 신탄진역 인근 경부선에 Fig. 9와 같이 진동 가속도 센서와 로드셀을 내장한 센서 모듈을 레일 하부에 장착하였다. 로드셀은 차륜 하중에 의한 레일의 처짐을 측정하며 진동가속도 센서는 레일 하부의 수직 방향 진동을 측정한다. 센서 모듈에 사용한 센서의 사양은 Table 2와 같다.

센서 설치 후 센서가 설치된 레일 위를 같은 날 통과한 디젤 기관차와 KTX에 대해 진동 값과 변형률을 비교하였다. Fig. 10과 같이 디젤 기관차는 6개의 차축을 가지고 있으며 차축당 하중은 약 22톤이다. KTX는 차량의 위치에 따라 차이가 있으나 전, 후에 위치한 6개의 차축은 전장품을 탑재하기 위한 공간으로 승객이 탑승하지 않으므로 차축당 하중은 약 17톤으로 일정하여 하중에 따른 레일 진동과 변형률을 확인하는데 용

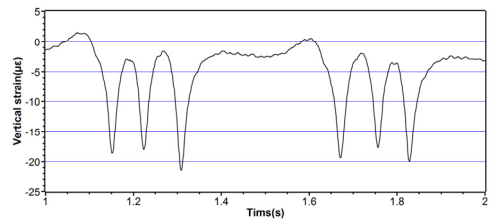


Fig. 11 Rail strain when passing locomotive (axle-load:22 ton)

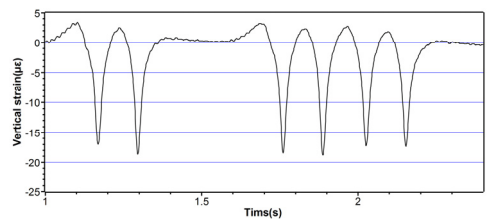


Fig. 12 Rail strain when passing KTX (axle-load:17 ton)

이다. Fig. 11과 Fig. 12는 디젤 기관차와 KTX가 약 85 km/h의 속도로 센서 위를 통과하는 동안 기록된 변형률 그래프로 차륜의 하중에 따라 레일에 변형이 발생한 것을 확인할 수 있다. 하지만 차축 간 하중이 일정함에도 불구하고 디젤 기관차에 의한 변형률은 최저  $-21.5 \mu\epsilon$ 에서 최대  $-17.7 \mu\epsilon$ 으로 21.5%의 편차가, KTX의 경우 최저  $-18.8 \mu\epsilon$ 에서 최대  $-17.0 \mu\epsilon$ 으로 10.6%의 편차가 발생 되었다. 평균값 역시 Table 3과 같이 실제 하중과 비교해 더 작은 차의 비율로 나타났다.

Fig. 13과 Fig. 14는 같은 방법으로 측정된 진동 가속도 그래프이다. 앞쪽 3개 차축은 실제 하중과 유사한 진동 크기를 나타내나 뒤쪽 차축은 실제 하중이 가벼운 KTX가 더 높은 최대값을 나타내었다. 측정 대상 차량의 유지보수 이력을 검토한 결과 차륜에 특별한 이상이 발견되지 않았기 때문에 이러한 차이는 2.3절에서 설명한 환경적 요인에 의해 유발되는 것으로 판단되며 진동의 크기를 기준으로 결함을 판단하는 기존 진단 방식의 정확도가 낮은 이유를 설명할 수 있다.

### 3. 결 론

향후 철도 서비스 수요증가에 따라 유지보수 효율화 요구는 커질 것이며 국내 철도 운영환경을 고려할 때 차륜 유지보수 효율화를 위해 레일 설치형 차륜진단 시스템이 가장 적합한 것으로 판단된다. 이에 연구 결과를 요약하고 진단 정확도를 확보할 수 있는 레일 진동, 변형률을 이용한 철도차량 차륜 진단시스템 개발방안을 아래와 같이 제안한다.

(1) 국내 철도운영 환경을 고려한 차륜진단 시스템 일부 국외 철도차량 운영사에서는 레일 설치형 진동, 변형률 센서 모듈을 이용한 차륜진단 시스템을 활용하고 있으나 국내에서는 시스템 도입 비용을 비

롯하여 신뢰도나 구체적인 기술적용 효과가 증명되지 않아 도입은 이루어지지 않고 있다. 현재 국외에서 상용화된 기술 또한 결함 신호 크기의 상대적 비교를 통해 진단 기능을 구현하는 수준에 머물고 있어 정확도가 낮은 것으로 예상되며 국외 연구 또한 신호 처리 방법에 집중되어 있어 향후에도 국외 기술을 국내에 도입할 가능성은 낮은 것으로 판단된다. 따라서 비용이 저렴하고 유지보수가 용이한 스트레인지지 방식 로드셀과 피에조 타입의 진동센서를 이용한 차륜진단 시스템이 적합하다.

(2) 선로변 센서 설치방식 차륜진단 시스템 개발을 위한 기술검토 사항

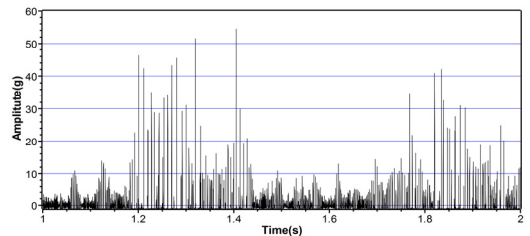
차륜진단 시스템 개발시 진단 오차를 줄이기 위한 기술검토 아이템을 정리하고 레일 진동, 변형률 오차에 가장 많은 영향을 미칠 것으로 판단되는 4가지 항목을 도출 하였다. 첫 번째로 차량의 동하중, 두 번째로 선로 선형 및 레일 불균형, 세 번째로 차륜 결함 형태, 네 번째로 기후조건이다.

(3) 레일 진동· 변형률 현장 측정 시험 결과

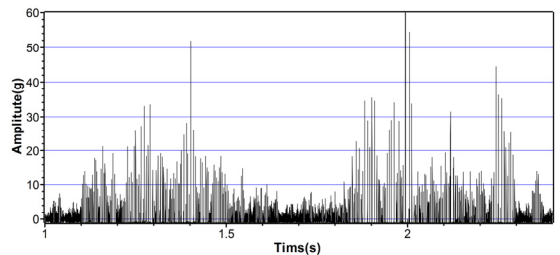
진동, 변형률 신호의 크기를 기준으로 결함을 판별하는 기존 시스템의 문제를 확인하기 위해 로드셀과 진동가속도 센서가 내장된 레일 센서 모듈을 사용하여 현장시험을 시행하였다. 동일한 차축 하중 조건에

**Table 3** Rail strain measurement result

Index	Locomotive (a)	KTX (b)	Ratio (a/b)
Axle load	22 ton	17 ton	1.29
Max. strain	$-17.7 \mu\epsilon$	$-17.0 \mu\epsilon$	1.04
Min. strain	$-21.5 \mu\epsilon$	$-18.8 \mu\epsilon$	1.14
Avg. strain	$-19.20 \mu\epsilon$	$-17.85 \mu\epsilon$	1.07



**Fig. 13** Rail acc. when passing locomotive (axle-load:22 ton)



**Fig. 14** Rail acc. when passing KTX (axle-load:17 ton)

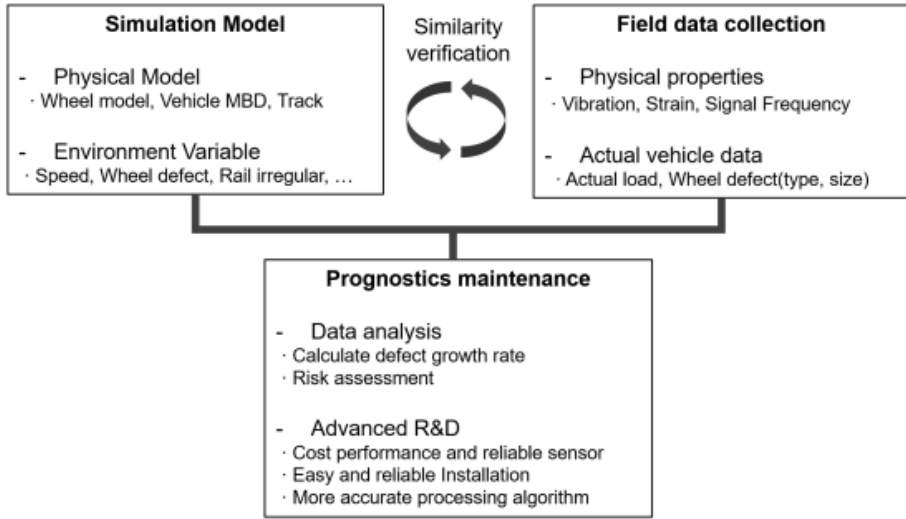


Fig. 15 Conceptual diagram of wheel diagnosis system development plan

서도 최대 21.5%의 변형을 편차가 발생하는 것을 확인할 수 있었으며 진동의 크기도 차축 하중에 비례하지 않는 경우가 발견되어 진동의 크기를 기준으로 결함을 판단하는 기존 진단 방식의 정확도가 낮은 이유를 확인할 수 있었다.

(4) 차륜진단 정확도 향상을 위한 기술개발 방안

차륜 결함진단을 위해 수행되고 있는 연구 상당수가 신호 처리 기법에 집중되어 있고 실증 시험은 부족한 상황이다. 이는 대형 중량물인 철도차량에 임의 결함을 부여한 현장 실험이 어렵다는 현실적인 문제와 더불어 다양한 환경 변인 때문에 요구되는 시험 횟수 또한 많기 때문이다. 정확한 하중 예측을 위한 환경 변인만 고려하더라도 선로 선형, 차륜과 선로의 표면결함, 차량 무게중심, 차량 속도, 노반 상태를 고려해야 하므로 실험을 통한 환경변인 검토는 사실상 불가능하다.

그에 대한 대안으로 시뮬레이션 기술을 선택할 수 있다. 국내에서 운영 중인 철도차량과 국내 선로, 환경에 적합한 모델을 생성하고 다양한 환경변수를 재현하여 실험이 가능할 뿐 아니라 발생 빈도가 낮아 현장 결함 데이터를 얻기 힘든 결함 형태도 모사할 수 있다. 시뮬레이션을 통해 구현해야 할 구성 요소들은 크게 차륜, 대차 및 현수장치 및 하중을 부여할 차체, 레일, 침목, 지반으로 구분할 수 있으며 취득해야 할 신호는 레일에서 측정되는 진동과 변형률이다.

다만, 시뮬레이션의 정확도가 검증되어야 하므로 시뮬레이션과 현장 간 상사성 만족을 위한 연구와 현실을 잘 반영할 수 있는 진단모델의 개발이 필요하다.

(5) 예측 정비를 위한 데이터 분석기법 연구

과거에는 갑작스러운 사고 예방을 위해 진단 및 검사 장치를 도입했다면 최근에는 유지보수 효율화를 목적으로 다양한 기술을 도입하고 있다. 차륜 진단시스템이 필요한 이유도 안전한 방법으로 차륜의 유지보수 주기를 연장하고 정비 소요 시간을 최적화하여 차량 가용도를 향상하고 비용을 절감하기 위해서이다.

예측 정비를 실현하기 위해서는 기존 시스템과 같이 단순히 차륜 결함을 감지하여 사용자에게 통보하는 수준으로 부족하다. 앞서 살펴본 환경 변인에 따른 측정 오차 최소화 노력뿐 아니라 이력 관리와 결함 데이터분석을 통해 결함 성장을 예측하여 위험도를 평가하고 진단시스템이 능동적으로 차량 운행 패턴에 맞는 정비 시점을 제안해 주는 방식으로 차륜진단 시스템을 개발 방향을 제안한다. Fig. 15는 이 연구결과를 통해 제안하고자 하는 차륜 진단시스템 개발 개념도이다.

References

(1) Choi, S. J., Kim, M. H. and Kim, Y. H., 2015, Case Study on the Maintenance Costs Structure Analysis

for KTX High Speed Rolling Stock System, Proceedings of the Korean Society for Railway Annual Autumn Conference, pp. 1417~1422.

(2) Schlake, B., 2010, Impact of Automated Condition Monitoring Technologies on Railroad Safety and Efficiency, Master Thesis, University of Illinois at Urbana Champaign, Urbana, USA.

(3) Burroughs, D., 2020, Digital Transformation Improves SNCF's Maintenance Systems, International Railway Journal, [https://www.railjournal.com/in\\_depth/digital-transformation-improves-sncfs-maintenance-systems](https://www.railjournal.com/in_depth/digital-transformation-improves-sncfs-maintenance-systems).

(4) Aviation and Railway Accident Investigation Board, 2014, Freight Train Accident Investigation Report, Ministry of Land Infrastructure and Transport, Korea, pp. 17~18.

(5) Aviation and Railway Accident Investigation Board, 2016, Freight Train Accident Investigation Report, Ministry of Land Infrastructure and Transport, Korea, pp. 2~5.

(6) Jung, S. Y., So, J. S., Kwon, S. J. et al., 2013, Railway Vehicle Maintenance Advancement and Inspection Equipment Automation Technology Development Planning, Korea Ministry of Land Infrastructure and Transport R&D Report, Korea, pp. 215~223.

(7) Oh, S. Y., Oh, H. W., Kim, Y. J. et al., 2015, Automatic Railway Vehicle Inspection Station Upgrade, Korea Ministry of Land Infrastructure and Transport R&D Report, Korea, pp. 22~30.

(8) Kim, G. Y., 2016, A Study on the Vibration Signal Processing Method for Wheel Flat Detection and Diagnosis in Railway Vehicles, Doctoral Thesis, Seoul National University of Science and Technology, Korea, Chap. 6.

(9) Kim, J. H., Kim, K. Y. and Park, S. Y., 2012, A Feasibility Study on the On-board Wheel Monitoring System of EMU Train, Proceeding of the Korean Society of Mechanical Engineers Annual Spring Conference, pp. 258~259.

(10) Go, S. A., Jung, S. B. and Park, J. S., 2018, Analysis of the Effect of Building the Monitoring System of the Train on the Operation of the Urban Railway, Proceedings of the Korean Society for Railway Annual Spring Conference, pp. 396~398.

(11) Alemi, A., Corman, F. and Lodewiks G., 2017,

Condition Monitoring Approaches for the Detection of Railway Wheel Defects, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 231, No. 8, pp. 961~981.

(12) Alemi, A., Corman, F., Pang, Y. et al., 2019, Reconstruction of an Informative Railway Wheel Defect Signal from Wheel-rail Contact Signals Measured by Multiple Wayside Sensors, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 233, No. 1, pp. 49~62.

(13) Krummenacher, G., Ong, C. S., Koller S. and Kobayashi, S., 2017, Wheel Defect Detection With Machine Learning, IEEE Transactions on Intelligent Transportation System, Vol. 19, No. 4, pp. 1176~1187.

(14) Liu, X., Xu, C. and Ni, Y., 2019, Wayside Detection of Wheel Minor Defects in High-speed Trains by a Bayesian Blind Source Separation Method, Sensors, Vol. 19, No. 18, pp. 1~16.

(15) Zhou, C., Gao, L., Xiao, H. and Hou, B., 2020, Railway Wheel Flat Recognition and Precise Positioning Method Based on Multisensor Arrays, Applied Sciences, Vol. 10, No. 4, 1297.

(16) Bollas, K., Papasalouros D., Kourousis, D. and Anastasopoulos, A., 2010, Acoustic Emission Inspection of Rail Wheels, Journal of Acoustic Emission, Vol. 28, pp. 215~228.

(17) Bollas, K., Papasalouros D. and Kourousis, D. and Anastasopoulos, A., 2013, Acoustic Emission Monitoring of Wheel Sets on Moving Trains, Journal of Construction and Building Materials, Vol. 48, pp. 1266~1272.

(18) Kim, J. W., Lee, Y. G., Kim, J. W. et al., 2018, Analysis of User Requirements for Railway Vehicle Monitoring System Development, Proceedings of the Korean Society for Railway Annual Spring Conference, pp. 182~183.

(19) Jeon, J. H., Kim, K. S., Kim, W. K. et al., 2012, A Study on the Maintenance in Case of Wheel Condition of EMU, Proceedings of the Korean Society for Railway Annual Autumn Conference, pp. 1206~1211.

(20) Park, S. M., Yeo, I. H. and Paik, I. Y., 2015, Analysis of Design Live Load of Railway Bridge through Statistical Analysis of WIM Data for High-speed Rail, Journal of the Computational Structural

Engineering Institute of Korea, Vol. 28, No. 6, pp. 589~597.

(21) Ham, Y. S., 2009, A Study on Running Speed and Reduction Value in Vertical Wheel Load of Rolling Stocks, Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers Annual Autumn Conference, pp. 772~775.

(22) Kim, S. Y. and Park, E. C., 2010, An Identification of Track Irregularity by Analyzing Dynamic Characteristics of a Train, Proceedings of the Korean Society for Railway Annual Spring Conference, pp. 2095~2106.

(23) Choi, I. Y., Um, J. H. and Kim, M. C., 2013, Analysis of the Influence of Track Alignment on Ride Comfort and Safety of KTX, Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 16, No. 2, pp. 110~116.

(24) Park, K. S. and Choi, Y. S., 2008, Vibration Analysis and Mitigable Countermeasures of Semi High-speed Subway Electric Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 10, pp. 1014~1023.

(25) Uhlig, M., 2013, Wheel Defect Manual, NSW Transport Railcorp, Australia, Chap. 7.



**JuWon Kim** is research engineer at research institute of KORAIL. He received a M.S. in mechanical engineering from chungnam national university. His research interests are maintenance and simulation technology for railway vehicles.



**Yonghwan Kim** is professor of mechanical engineering at chungnam national university. His research interests are computational mechanics and mechanics of plastic deformation.

# 헬리컬 기어의 3차원 진동 해석을 위한 동역학 모델 개발

## Development of Dynamic Model to Predict Three-dimensional Vibrations of Helical Gear Pair

강 마 루<sup>†</sup>  
Ma Ru Kang<sup>†</sup>

(Received February 26, 2021 ; Revised March 29, 2021 ; Accepted March 29, 2021)

**Key Words** : Helical Gear(헬리컬 기어), Gear Dynamics(기어 동역학), Gear Box(기어 박스)

### ABSTRACT

In this study, a dynamic model of a parallel-axis helical gear system is developed. A linear time-invariant dynamic model of a gear system is proposed. This model is constructed by using a three-dimensional model of a helical gear pair as the beam element in combination with a finite element shaft structure. Bearing flexibility is included in the model as a linear spring, and the torsional, transverse (line of action), rotational, and axial vibratory motions of the gear pair are also considered. For the gear pair model, the static transmission error is regarded as the excitation of the gear mesh, under the assumption that the gear mesh stiffness is a constant value. To validate the proposed model in predicting gear vibratory motions, the experimental results of the helical gear system are presented and compared with the predicted results. The predicted results are found to agree well with the experimental results in terms of natural frequencies and forced vibrations.

### 1. 서 론

기어의 동적 거동을 이해하고 분석하는 것은 기어 시스템(기어-샤프트-베어링)의 소음과 내구 성능을 만족시키기 위한 설계에 있어 필수적이다. 일반적으로 기어 시스템에서 진동은 기어의 정적 전달오차(static transmission error, STE)가 가진력으로 작용하여 발생한다. 동적 상태에서 STE가 공진점 부근에서 증폭이 되어 매우 큰 전달오차를 유발시키고 이것을 흔히 동적 전달오차(dynamic transmission error, DTE)라고 한다. DTE가 결국 기어 시스템에 동적 부하 및 응력을 가중시켜 기어 뿐만 아니라 샤프트, 베어링

등의 피로 내구 수명을 감소시키는 주요 원인이 된다. 더욱이 동적 상태에서 기어의 high frequency mesh force가 샤프트와 베어링을 통해 기어 박스 하우징에 전달되어 structure-bone 기어 와인 노이즈를 유발시킨다. 따라서 기어박스 설계에서 소음과 내구 수명을 만족시키기 위해 기어 진동을 줄이는 연구가 많이 진행되고 있다. 이러한 측면에서 헬리컬 기어가 스피어 기어 보다 더욱 선호되고 있으며 자동차, 항공, 및 풍력발전 등 기계 산업 전반에 걸쳐 광범위하게 사용되고 있다. 보통 스피어 기어는 강한 비선형 특성으로 인해 DTE 크기가 아주 큰 것으로 알려져 있다<sup>(1-4)</sup>. 반면에 헬리컬 기어는 STE가 작고 기어 mesh stiffness의 변동량이 작아 결과적으로 DTE 크기가 스피어 기어

<sup>†</sup> Corresponding Authors; Department of Defense Science & Technology, Gwangju University, Professor  
E-mail : mrkang@gwangju.ac.kr

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Jin Gyun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering



에 비해 월등히 작아 소음과 내구성 측면에서 유리하다. 그러나 헬리컬 기어는 스피어 기어 보다 상대적으로 진동의 크기는 작으나 헬릭스 앵글(helix angle,  $\beta$ )로 인해 축력이 발생하여 베어링 타입과 용량 선정에 추가적인 노력이 필요하다. 또한 기어 mesh force의 축 방향 성분이 tilting moment를 유발시키고, 이를 지지하기 위해 추가적으로 기어 바디, 샤프트, 베어링에 더 큰 강성을 갖도록 설계해야하는 어려움이 존재한다. 다시 말해, 스피어 기어 보다 진동량은 작지만 헬리컬 기어의 경우는 헬릭스 앵글로 인해 3차원 기어 진동을 모두 고려한 설계를 해야 함을 의미한다. 이러한 헬리컬 기어의 3차원적인 거동의 중요성에 대한 연구가 학계에 발표된 바가 있다<sup>(5-14)</sup>. Neriya, S. V. et al.<sup>(5)</sup>의 경우 헬리컬 기어는 각 torsional, flexural, rotational, 그리고 axial 방향으로 진동이 서로 커플링(coupling)되어 있음을 보여줬다. Kahraman, A.<sup>(6)</sup>는 헬리컬 기어의 coupling 모드 해석을 위해 샤프트와 베어링의 flexibility를 고려하였다. 이를 통해 축 방향의 진동값을 예측하였다. Kubur, M. et al.<sup>(10)</sup>은 유한요소법을 적용한 샤프트 모델을 기어 동역학 모델과 접목하여 샤프트의 치수(길이)와 베어링 강성이 기어 진동에 미치는 영향을 연구하였다. Zhang<sup>(11)</sup>은 헬리컬 기어 시스템의 수학적 모델을 고안하였다. 기어, 베어링, 샤프트의 강성을 고려하여 기어의 편심 오차가 헬리컬 기어의 동적 거동에 어떠한 영향을 미치는지 연구하였다. 또한, Zhang, H. et al.<sup>(12)</sup>은 원심 압축기(centrifugal compressor)의 회전체 시스템을 유한요소법을 이용한 동역학 모델을 제시하였다. 헬리컬 기어의 치 강성을 상수 값과 가변(time-varying) 값을 가질 때의 두 경우로 나누어 연구를 진행하였고, 각각의 경우에 대하여 베어링의 감쇠비가 시스템 진동에 미치는 영향에 초점을 맞추었다. Yan, M. et al.<sup>(13)</sup>은 Zhang, H. et al.<sup>(11-12)</sup>의 기어 시스템 동역학 모델과 ANSYS 소프트웨어를 결합하여 헬리컬 기어의 동적 거동을 연구하였다. 기어 치의 상대 변위는 ANSYS 소프트웨어를 이용하여 계산하였고 그 값을 기어 해석 모델에 접목하여 기어의 3차원 진동 모델을 개발하였으며, 기존 연구<sup>(10-12)</sup> 방법들과 Yan, M. et al.<sup>(13)</sup>이 개발한 모델의 해석 결과를 비교함으로써 해석 모델의 유효성을 간접적으로 보여주었다. 실험적 방법으로 Kang, M. et al.<sup>(14)</sup>은 가속도계를 이용한 기어 시스템의 3차원 진동 계측 방법을 개발하여 헬리컬 기

어 시스템에 적용하였다. 그 결과 헬리컬 기어의 진동은 torsional, transverse, rotational, 그리고 axial 방향으로 모두 커플링이 되어 있음을 실험적으로 보여주었다. 실험 결과를 통해 헬리컬 기어의 동역학 모델은 3차원에서 다뤄야 한다고 강조하고 있다.

해석 모델의 유효성 검증에 대한 연구는 Kubur, M. et al.<sup>(10)</sup>의 사례에서 찾아볼 수 있다. 모델 검증을 위해 가속도계를 이용하여 헬리컬 기어 시스템에 대한 DTE를 측정하였고 그 실험값을 기어의 3차원 진동 예측 모델의 해석 값과 비교함으로써 해석 모델의 유효성을 검증하였다. 그러나 이러한 비교는 기어 해석 모델의 torsional 방향의 진동 예측에 대한 유효성은 보여주었으나 transverse와 rotational 방향에서의 유효성을 보여주지에는 부족한 측면이 있다.

이상의 연구를 통해 헬리컬 기어의 3차원 동적 거동을 예측하기 위한 해석 모델에 대한 연구는 있지만 3차원 방향에서의 진동 예측값을 실험값과 비교하여 기어 동역학 해석 모델의 유효성을 검증한 사례는 아직까지 보고 되지 않았다. 따라서 이 연구는 헬리컬 기어의 3차원 진동 예측을 위한 동역학 모델을 개발하고 실험값과 비교함으로써 모델의 유효성을 검증하고자 한다. 또한 해석 모델에 적용된 가정이 효과적인지 보여주고자 한다. 이 연구에서는 기존 연구<sup>(14)</sup>에서 측정된 헬리컬 기어의 동적 특성이 선형적으로 거동한다는 결과를 참조하여 헬리컬 기어 시스템을 LTI(linear-time invariant) 시스템으로 간주하였다. 일반적으로 스피어 기어는 기존 사례<sup>(1-4)</sup>에서 보고된 바와 같이, 공진점 부근에서 공진 곡선의 discontinuity가 두드러지게 관찰된다. 이것은 기어 시스템의 대표적인 비선형 거동을 의미한다. 그러나 이러한 비선형 거동은 헬리컬 기어에서는 아주 드문 현상으로 헬리컬 기어 시스템은 일반적으로 선형성을 가진다고 알려져 있다<sup>(6-14)</sup>. 따라서 기어의 비선형 거동을 유발시키는 백래쉬(backlash)는 이 연구에서는 고려하지 않았고 이와 같은 이유로 기어 치 강성 값을 상수인 선형 스프링으로 간주하였다.

헬리컬 기어 시스템에서 gyroscopic moment는 일부 공진점의 위치와 공진 크기에 아주 적은 영향을 미친다고 알려져 있다<sup>(15)</sup>. 따라서 이 연구에서는 기어 바디와 샤프트 모델은 오일러 빔 요소(Euler's beam element)를 이용하였고 gyroscopic moment와 shear deformation은 고려하지 않았다. 또한, 베어링의 flexibility

를 반영할 수 있도록 모델링하였다.

이 연구의 주요 특징으로, 기존 연구 Kubur, M. et al.<sup>(10)</sup>, Zhang, H. et al.<sup>(11-12)</sup>, Yan, M. et al.<sup>(13)</sup>에서는 기어 바디를 강체로 가정하여 lumped mass로 모델링을 하였으나, 이 연구에서는 기어 바디를 변형체로 간주하여 샤프트 요소와 같은 빔 요소로 모델링하였다. 이는 공진점 예측의 정확성을 높이기 위함이며 다음 장에 기존 연구와 그 차이점을 자세하게 소개하였다.

## 2. 해석 모델

### 2.1 헬리컬 기어 모델

Fig. 1는 헬리컬 기어 쌍의 피니언(pinion,  $p$ )과 기어(gear,  $g$ )를 3차원적으로 모델링하는 방법을 보여주고 있다. 두 헬리컬 기어의 바디는 기어 접촉면의 법선 방향으로 선형 스프링  $k$ 를 이용하여 연결 된다고 가정한다. STE( $\delta(t)$ )가 변위 가진원으로서 스프링과 같은 방향으로 연결되어 있고 기어의 상대 위치는 Fig. 1에서 보는 바와 같이  $\alpha$ 와  $\bar{\psi}$ 로 정의할 수 있다. 또한 두 기어는  $x, y, z$ 방향으로 평면(translate) 운동을 할 수 있고 회전축  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 에 대해 회전(rotate) 운동이 가능하도록 모델링 되었다. 따라서 기어 한 개는 6자유도계를 가지므로 기어 쌍은 총 12자유도계를 갖는다. 피니언( $p$ )의 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$m_p \ddot{y}_p(t) + k \cos\beta \cos\bar{\psi} p(t) = 0 \tag{1a}$$

$$m_p \ddot{x}_p(t) + k \cos\beta \sin\bar{\psi} p(t) = 0. \tag{1b}$$

$$m_p \ddot{z}_p(t) - k \sin\beta p(t) = 0 \tag{1c}$$

$$I_p \ddot{\theta}_{yp}(t) + kr_p \sin\beta \cos\bar{\psi} p(t) = 0 \tag{1d}$$

$$I_p \ddot{\theta}_{xp}(t) + kr_p \sin\beta \sin\bar{\psi} p(t) = 0. \tag{1e}$$

$$J_p \ddot{\theta}_{zp}(t) + kr_p \cos\beta p(t) = T_p \tag{1f}$$

$p(t)$ 는 기어 접촉면 법선 방향에서 기어 mesh의 상대 변위를 의미하며 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$p(t) = [(y_p - y_g) \cos\bar{\psi} + (x_p - x_g) \sin\bar{\psi}] \cos\beta + [r_p \theta_{zp} + r_g \theta_{zg}] \cos\beta + [(r_p \theta_{yp} + r_g \theta_{yg}) \cos\bar{\psi}] \sin\beta + [(r_p \theta_{xp} + r_g \theta_{xg}) \sin\bar{\psi} - z_p + z_g] \sin\beta - \delta(t) \tag{2}$$

식 (1)에서  $T_p$ 는 입력 토크를 의미한다. 이 연구에서는 modal summation 테크닉을 이용하여 강제 진동 응답을 계산할 때 일정한 감쇠비(damping ratio)를 적용함으로 운동 방정식에는 감쇠(damping) 요소가 표현되지 않는다. 이와 마찬가지로 기어에 대한 운동 방정식도 다음과 같이 세울 수 있다.

$$m_g \ddot{y}_g(t) - k \cos\beta \cos\bar{\psi} p(t) = 0. \tag{3a}$$

$$m_g \ddot{x}_g(t) - k \cos\beta \sin\bar{\psi} p(t) = 0 \tag{3b}$$

$$m_g \ddot{z}_g(t) + k \sin\beta p(t) = 0 \tag{3c}$$

$$I_g \ddot{\theta}_{yg}(t) + kr_g \sin\beta \cos\bar{\psi} p(t) = 0 \tag{3d}$$

$$I_g \ddot{\theta}_{xg}(t) + kr_g \sin\beta \sin\bar{\psi} p(t) = 0 \tag{3e}$$

$$J_g \ddot{\theta}_{zg}(t) + kr_g \cos\beta p(t) = T_g \tag{3f}$$

여기서  $T_g$ 는 입력 토크에 대한 리액션 토크를 의미한다. 식 (1)과 식 (3)에서  $m_j, I_j, J_j$ 는 기어  $j(j=p(\text{pinion}), g(\text{gear}))$ 의 질량 및 질량 관성모멘트를 의미하며,  $\beta$ 는 헬릭스 앵글,  $r_j$ 는 기어  $j$ 의 기초원 반

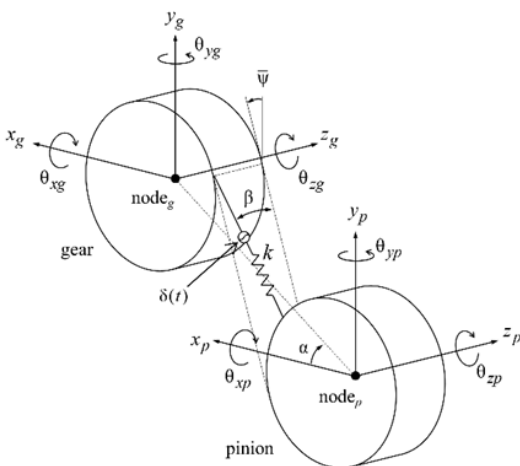


Fig. 1 A three-dimensional dynamic model of a helical gear pair

지름을,  $k$ 는 평균 기어치 강성(averaged mesh stiffness) 값을 의미한다. 강성 값은 load distribution program (LDP)<sup>(16)</sup>로부터 계산된 값을 이용한다. 여기서 가진원으로서  $\delta(t)$ 가 상대 변위  $p(t)$ 안에 포함되어야 함을 주목해야 한다. 또한 피니언과 기어에 대한 변위 벡터는 식 (4)로 정의된다.

$$\mathbf{q}_j(t) = [y_j(t) \ x_j(t) \ z_j(t) \ \theta_{yj}(t) \ \theta_{xj}(t) \ \theta_{zj}(t)]^T \quad (4)$$

따라서 식 (1)~(3)으로부터 기어 쌍에 대한 12×12 커플링 행렬  $\mathbf{K}$ 를 얻을 수 있다.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}^{11} & \mathbf{K}^{12} \\ \mathbf{K}^{12} & \mathbf{K}^{22} \end{bmatrix} \quad (5)$$

다음으로, 기어 쌍의 강제 진동 외력 벡터는 식 (6)과 같이 정의 된다.

$$\mathbf{f}_p(t) = k\delta(t) \begin{Bmatrix} c\beta c\bar{\psi} \\ c\beta s\bar{\psi} \\ -s\beta \\ r_p s\beta c\bar{\psi} \\ r_p s\beta s\bar{\psi} \\ r_p c\beta \end{Bmatrix}, \quad \mathbf{f}_g(t) = k\delta(t) \begin{Bmatrix} -c\beta c\bar{\psi} \\ -c\beta s\bar{\psi} \\ s\beta \\ r_g s\beta c\bar{\psi} \\ r_g s\beta s\bar{\psi} \\ r_g c\beta \end{Bmatrix} \quad (6)$$

식 (6)에서  $s$ 는 sin을  $c$ 는 cos을 의미한다. 따라서 기어 쌍의 운동방정식은 식 (7)과 같이 행렬 형식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_p & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_g \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_p(t) \\ \ddot{\mathbf{q}}_g(t) \end{Bmatrix} + k \begin{bmatrix} \mathbf{K}^{11} & \mathbf{K}^{12} \\ \mathbf{K}^{12} & \mathbf{K}^{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_p(t) \\ \mathbf{q}_g(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_p(t) \\ \mathbf{f}_g(t) \end{Bmatrix} \quad (7)$$

이 연구에서 공진점 예측의 정확성을 높이기 위하여 기어 바디를 변형체로 가정하였고, 샤프트 모델링 방법과 같은 오일러 빔 요소를 이용하여 모델링하였다. 반면에 기존 연구<sup>(10-13)</sup>에서는 기어 바디를 강체로 가정하였고 기어 바디의 질량은 lumped mass 방법을 이용하여 모델링 하였다. Fig. 2에서는 기존 연구<sup>(10-13)</sup>와 이 연구에서 사용된 헬리컬 기어 바디 모델링의 차이점을 설명하기 위해 샤프트의 형상을 단순화 시

켰으며 진동 가진원인 STE는 표기를 하지 않았다. Fig. 2(a)는 이전 연구의 기어 바디 모델링 방법을 보여주고 있다<sup>(10-13)</sup>. 기어 바디를 강체로 가정하였기 때문에 기어 바디에 대한 강성 행렬은 따로 정의되지 않으며 기어의 질량 전부를 기어 노드에 집중시켰다. 따라서 식 (7)에서 질량 행렬은 기어 바디를 lumped mass로 모델링할 때의 경우를 의미한다. 또한, 위 방법에서는 피니언과 기어의 노드를 선형 스프링(평균치 강성 값:  $k$ ) 한 개를 사용하여 기어와 피니언 샤프트를 연결한다. 반면에, 이 연구에서는 Fig. 2(b)에서와 같이 기어 바디를 빔 요소로 가정함으로써 기어 바디를 12×12 강성 및 질량 행렬로 정의할 수 있다. 따라서 이 연구에서는 식 (7)의 질량 행렬은 0이 되며 기어 바디의 질량은 샤프트 모델에서 따로 정의가 된다. 또한 각 기어는 빔 요소 한 개로 정의되기 때문에 두 개의 노드가 서로 커플링이 되어야 한다. 따라서 피니언과 기어의 첫 번째 노드는 평균치 강성의 반값( $0.5k$ )을 갖는 선형 스프링으로 연결되고 이와 같

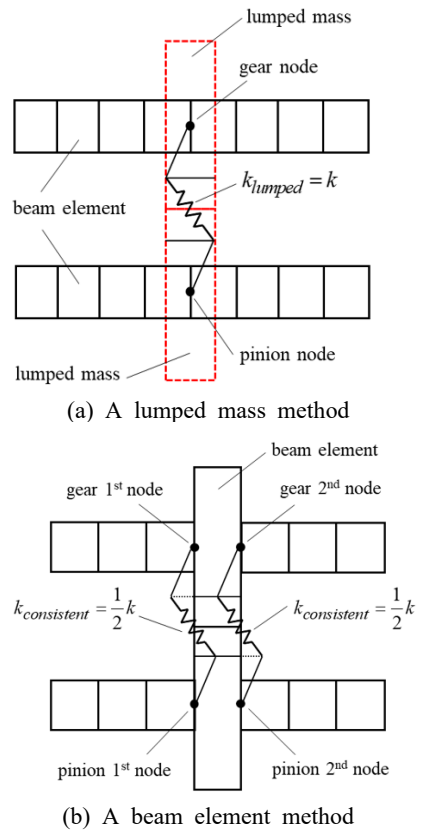


Fig. 2 The comparison of gear body models





답의 합은 최종적으로 modal summation 테크닉을 이용하여 구할 수 있다. 따라서, 정상상태의 강제 응답은 식(16)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$\mathbf{q}(t) = \tilde{\mathbf{F}}k \sum_{i=1}^N \sum_{\lambda=1}^{N_{dof}} \Theta_{\lambda i}(j\omega_m) H_i \cos(i\omega_m t + \varphi_i) \tag{16}$$

여기서  $\tilde{\mathbf{F}}k$ 는  $\mathbf{F}(t)$ 의 크기이고,  $\Theta_{\lambda i}$ 는 dynamic compliance로서 식(17)과 같이 정의된다.

$$\Theta_{\lambda i}(j\omega_m) = \frac{\bar{\mathbf{Q}}_{\lambda} \bar{\mathbf{Q}}_{\lambda}^T}{(\omega_{\lambda}^2 - i^2 \omega_m^2) + j(2i\zeta \omega_{\lambda} \omega_m)} \tag{17}$$

$\zeta$ 은 감쇠비를 의미하며 이 연구에서는 시스템의 natural modes에 대한 감쇠비는 모두 상수로 가정하여 해석을 진행하였다.

### 3. 해석 결과 및 모델 유효성 검증

이 연구에서는 해석 모델을 검증을 위해 기존 연구에서 수행한 실험 결과<sup>(14)</sup>와 해석 결과를 비교함으로써 해석 모델의 유효성을 검증하고자 한다. Fig. 4는 가속도계를 이용하여 헬리컬 기어의 3차원 진동 값 측정에 사용한 장비이다<sup>(14)</sup>. 주요 특징으로는 일정한 토크 값이 순환되는 back-to-back 타입이며 리액션 기어박스에서 발생하는 기어 진동을 절연하기 위해 두 기어박스를 길이가 긴 샤프트, 대형 플라이 휠, 그리고 elastomer 커플링으로 연결하였다. Fig. 5는 단축과 삼축 가속도계를 샤프트 플랜지(flange)에 설치한 상태를 보여주고 있으며<sup>(14)</sup>, Fig. 6은 실험에 사용된 헬리컬 기어로 기어비 1:1, 헬릭스 앵글 25.23°, 압력각 18.22°, 치직각 모듈 2.714 mm, 물림률 2.75의 제원을 가진다<sup>(14)</sup>. 가속도계를 이용하여 3차원 진동을 측정하는 구체적인 방법은 이전 연구<sup>(14)</sup>에 자세하게 기술되어 있다.

이전 연구<sup>(14)</sup>에서는 기어의 3차원 진동 측정 방법을 통해 torsional(DTE), transverse( $q_{LA}$ ), rotational ( $\Psi$ ) 그리고 axial( $Z$ ) 방향의 기어 진동을 측정하였다. 우선 DTE는 torsional 방향의 진동과 아주 밀접하게 연관되었다. 이러한 이유는 가속도계의 torsional 성분을 측정하여 작용선(line-of-action)상의 전달오차를 계산하기 때문이다. 따라서 DTE는 torsional 방향의 진동으로 이해된다. 두 번째로, 기어 접촉은 작용선상에서 일어나기 때문에 기어 바디 전체가 작용선 방향으로 진동을 한다. 따라서 삼축 가속도계의 원주 방향의 성분들을 측정하여 작용선상의 진동  $q_{LA}$ 을 계산하였고 이는 transverse 방향의 진동으로 정의된다. 세 번째로 헬릭스 앵글로 인한 기어 바디의 rotational 진동  $\Psi$ 는 Fig. 1에서 정의된 xy 평면에 놓인 임의의 축(샤프트 중심을 통과)에 대한 회전 진동으로 정의하며 그 축은 가속도 센서 위치로 결정된다<sup>(14)</sup>.  $\Psi$ 는 삼축 가속도계의 z방향(축방향)의

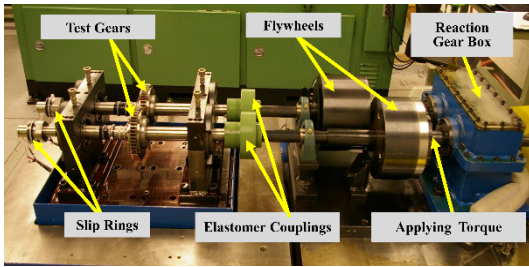


Fig. 4 The gear dynamics test machine used to implement the measurement

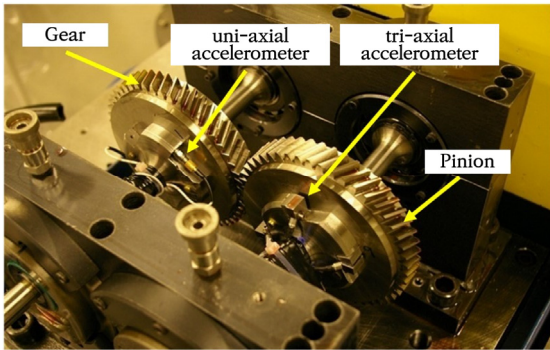


Fig. 5 The test helical gear pair formed by a pinion with three tri-axial accelerometers and a gear with two un-axial accelerometers



Fig. 6 The test helical gear pair used in the previous study

성분들을 이용하여 계산할 수 있다. 위와 유사하게 헬릭스 앵글로 인해 기어가 axial(샤프트 축 방향) 방향으로 기어가 진동을 하며 가속도계의 z방향의 성분으로 계측할 수 있으며 여기서는 Z로 표기하였다.

섹션 2에서 기술한 해석 방법을 이용하여 헬리컬 기어-샤프트-베어링 시스템을 모델링하였다. 해석 조건으로는 실험과 똑같은 외력 토크 100 Nm를 인가하였고 기어의 회전속도는 500 r/min부터 4500 r/min까지 50 r/min간격으로 정상상태의 강제 진동 응답을 각 RPM별로 예측하였다. 기어 모델링에서 변위 가진원 STE값은 기어 해석 프로그램(LDP)<sup>(16)</sup>에서 산출된 값을 이용하였고 1차~3차 하모닉 성분까지 반영하였다. Fig. 7(a-d)는 헬리컬 기어 시스템에서의 DTE,  $q_{LA}$ ,  $\Psi$ , Z의 해석결과를 각각 나타낸다. Fig. 7에서 보이는 바와 같이 1271 r/min, 3144 r/min, 3948 r/min에서 공진이 발생하는 것으로 계산되었고 이 공진점을

고유진동수로 환산하며 각각 1058 Hz, 2620 Hz, 3290 Hz이다. 해석 결과를 토대로 헬리컬 기어의 진동은 서로 다른 방향의 진동과 강하게 커플링이 되어 있음을 알 수가 있다. 첫 번째 공진점(1271 r/min)에서는 DTE와  $\Psi$ 가 강하게 커플링이 되어 있다. 특히 이 모드에서는  $\Psi$ 가 더욱 지배적임을 알 수가 있다. 더욱이 두 번째(3144 r/min)와 세 번째(3948 r/min) 공진점에서는 DTE,  $q_{LA}$ ,  $\Psi$ , Z가 모두 커플링이 되어 진동이 발생하고 있음을 알 수가 있다. 이것은 헬리컬 기어가 동적 상태에서 3차원적인 거동을 하고 있고 여러 방향의 진동들이 서로 커플링이 되어 진폭되고 있음을 보여준다.

Fig. 8(a-c)에서는 각 고유진동수에서의 고유모드를 보여주고 있다. 고유모드를 이용해 위 공진점들에 대

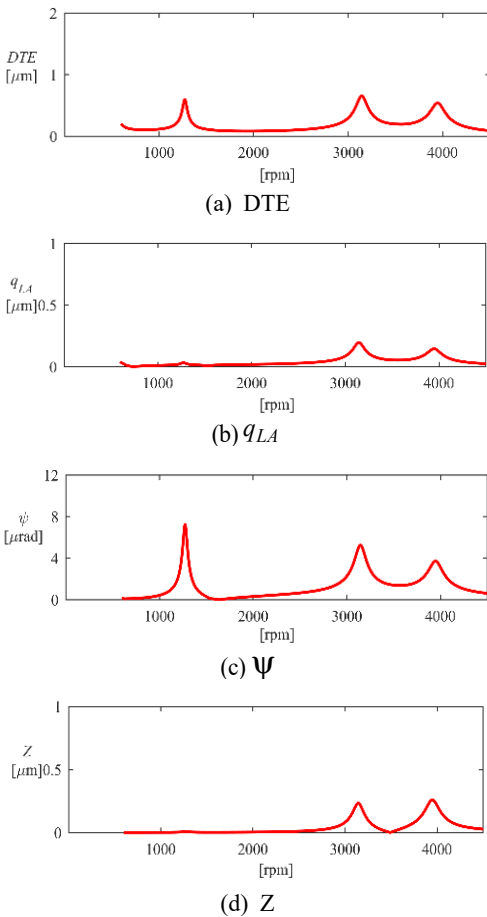


Fig. 7 The predicted responses of the helical gear pair

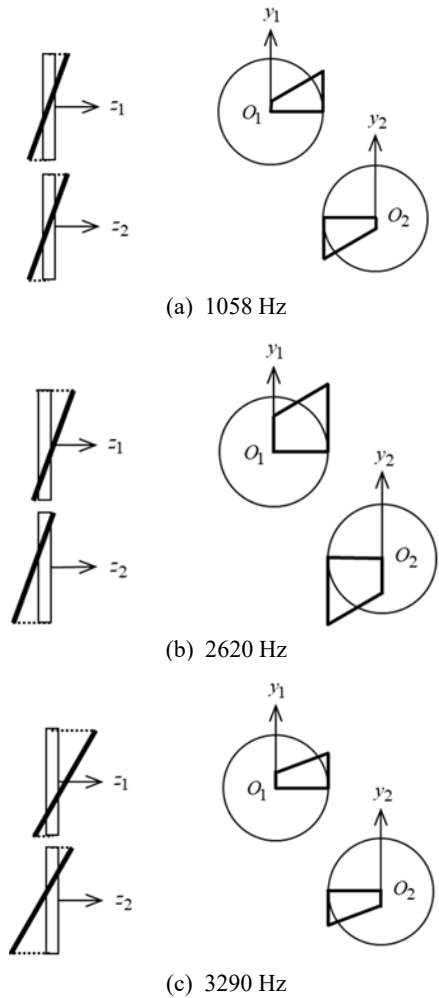


Fig. 8 Predicted natural mode shapes

한 추가적인 분석을 하면 두 번째 고유진동수(Fig. 8(b))에는 torsional과 transverse 모드가 지배적이기 때문에 DTE 진동값이 세 공진점 중에서 제일 크다. 세 번째 고유진동수(Fig. 8(c))에서는 torsional과 transverse 모드에 비해 rotational 모드가 더 지배적이다.  $\Psi$  진동값이 두 번째 고유진동수에 진동값 보다 작

지만 rotational 모드로 인해서 DTE 진폭값에 큰 영향을 준 것으로 해석할 수 있다.

해석 결과를 바탕으로 헬리컬 기어의 진동은 3차원으로 고려하는 것이 필요하며 서로 다른 방향의 진동들이 서로 강하게 커플링이 되어 있음을 예측할 수가 있다.

다음으로 해석결과와 실험 결과의 비교를 통해 해석 모델의 유효성을 보여주고자 한다. 두 결과를 비교 분석하기 전에 헬리컬 기어의 동적 특성이 선형적임을 설명하기 위한 목적으로 스피어 기어의 동적 거동 특성을 우선 간략하게 설명하고자 한다. Fig. 9는 가속도계를 이용하여 스피어 기어의 DTE를 측정된 결과이다<sup>(14)</sup>. 스피어 기어는 일반적으로 비선형성이 강한 시스템으로 알려져 있다. 여기서 말하는 비선형이란 기어의 속도를 올려가면서 측정된 DTE와 반대로 속도를 줄이면서 측정된 DTE값이 서로 같지 않음을 의미한다. 즉, Fig. 9에서 보는 바와 같이 speed-up 조건인 경우에 주 공진점 2750 r/min에서 급작스럽게 진폭의 크기가 커지고 반대로 speed-down 조건에서는 주 공진점은 2500 r/min으로 옮겨지고 진폭이 크기 또한 급작스럽게 작아진다. 이 현상은 공진점 부근에서 기어 접촉이 순간적으로 떨어지는 tooth-separation을 의미하고 스피어 기어의 대표적인 비선형적인 거동이다. 그러나 Fig. 10(a)에서 헬리컬 기어의 DTE 실험 결과를 보면 스피어 기어와는 다르게 선형시스템의 일반적인 공진 곡선을 보여준다. 즉, 스피어 기어에서 관찰되는 진폭의 jump-up과 jump-down discontinuity 현상이 발생하지 않는다. Fig. 10에서 측정된 DTE 결과와 기존 연구 사례<sup>(10-13)</sup>의 결과를 바탕으로 헬리컬 기어를 선형 시스템으로 가정하는 것이 타당함을 보여준다. 따라서 이 연구에서 제시한 헬리컬 기어 시스템 모델에서 1) 백래쉬의 영향성 미고려, 2) time-varying 기어 치 강성을 평균 기어 치 강성(상수)으로 설정한 가정들이 합리적임을 보여준다. 백래쉬와 time-varying

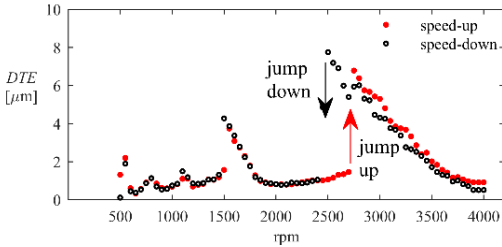


Fig. 9 Measured DTE amplitudes with a spur gear pair

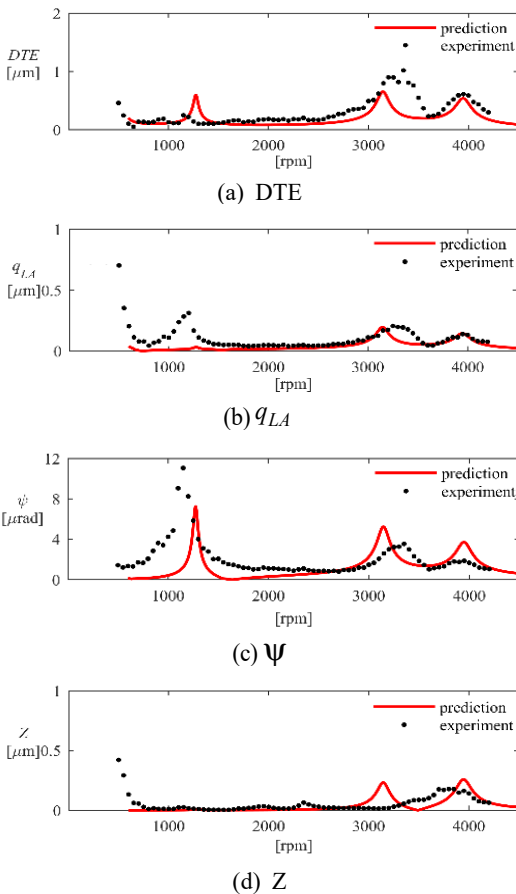


Fig. 10 Comparisons of the measured and predicted responses of the helical gear pair

Table 1 Comparison of natural frequencies for measured and predicted results of the helical gear system

Natural mode	f <sub>1</sub>	f <sub>2</sub>	f <sub>3</sub>	Unit
Experiment	1200	3350	3900	r/min
	1000	2791	3250	Hz
Analysis	1271	3144	3948	r/min
	1059	2620	3290	Hz
Error	+5.9	-6.1	+1.2	%



기어 치 강성을 고려한다면 해석 모델의 정확성을 어느 정도 높일 수 있으나 헬리컬 기어의 전체적인 동적 거동을 예측하기 위한 필수 요건은 아니며 그러한 인자들을 무시하여도 충분히 유효한 예측 결과를 얻을 수 있다고 볼 수 있다. 기존 연구 사례<sup>(15)</sup>를 통해서도 위와 같은 내용을 확인할 수가 있다.

Fig. 10에서 실험결과를 보면 해석 결과와 유사하게 공진점이 1200 r/min, 3350 r/min, 3900 r/min에서 측정되었다. 여기서 해석 모델의 유효성을 정량적으로 나타내기 위해 각 공진점에 대한 진동수 차이를 Table 1에 정리하였다. 실험 결과를 참 값으로 가정하였을 때, 해석 모델은 공진점 예측에 있어 1.2%에서 최대 6.1%에 오차를 가지고 있음을 나타낸다. 이는 해석 모델이 고유진동수 예측에 신뢰성을 가지고 있다고 볼 수 있다.

Fig. 10(a)의 DTE 값을 비교해 보면 해석 결과와 측정 결과의 공진점과 진폭의 크기와 거의 유사함을 볼 수가 있고 전체적인 정상상태 응답 곡선이 형태도 매우 유사하다. Fig. 10(c)에서  $\Psi$ 의 해석 결과도 실험 결과와 매우 흡사하게 공진 곡선을 예측하고 있음을 보여준다. Fig. 10(b)에서 첫 번째 공진점에서 측정된  $q_{LA}$ 와 해석 결과의 진폭의 크기가 다름을 볼 수가 있는데, 이것은 해석 모델에서 감쇠비를 상수로 가정하였기 때문에 발생하는 오차일 것으로 추정할 수가 있다. 축 방향 진동( $Z$ )은 실험과 해석 결과 모두 전반적으로 진폭이 크기가 작음을 보여주고 있다.  $q_{LA}$ 와 유사한 이유로 두 번째 공진점에서 진폭의 크기가 다르게 예측되었다.

실험과 해석 결과를 통해 3차원적 진동 특성은 헬리컬 기어가 내재하는 고유한 특성이며, 더 나아가 두 결과 모두 헬리컬 기어의 해석 모델링은 3차원으로 수행되어야 함을 제시한다. 따라서 이 연구에서는 기어 진동의 3차원 해석 모델을 개발하였고 실험과 해석 결과 비교 분석을 통해 해석 모델의 유효성을 보여 주었다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 헬리컬 기어의 동역학 해석 모델을 제안하였고 실험결과와 비교분석을 통해 해석 모델의 유효성을 검증하였다. 기어 물림을 3차원으로 모델링을 하였고 기어 바디는 오일러 빔 요소로서  $12 \times 12$

강성 및 질량 행렬로 모델링하였다. 샤프트의 flexibility를 고려하기 위해 유한요소법을 적용하여 모델링을 하였다. 마찬가지로 베어링의 flexibility는 샤프트 빔 요소 노드에 스프링으로 연결하는 방법으로 모델링하였다. 헬리컬 기어의 동역학 모델은 선형시불변(linear-time invariant) 시스템으로 가정하였는데, 이것은 이전 실험 결과<sup>(14)</sup>와 기존 연구 사례<sup>(10-13)</sup>를 통해 그 가정의 타당함을 확인할 수 있었다. 여기서 제안한 헬리컬 기어의 진동 해석 모델은 기어의 3차원 진동을 실제와 매우 근접하게 예측 할 수 있음을 해석-실험간 결과 비교를 통해 보여주었다. 공진점 예측에 있어 실험 결과를 참값이라고 할 때 해석 모델의 결과가 최대 6.1%이내로 예측할 수 있음을 확인했으며, 이를 통해 해석 모델이 유효함을 보여주었다. 또한, 기어치 강성값을 상수로 가정하고 STE를 변위 가진원으로 가정하는 헬리컬 기어 모델링 방법도 유효한 방법임을 보여주었다. 백래쉬 및 gyroscopic 모멘트와 같은 다소 복잡한 비선형 요소들이 해석 모델에 포함 여부가 헬리컬 기어 동적 거동의 예측 정확성 측면에서 큰 영향을 미치지 않음을 간접적으로 보여주었다.

이 연구에서 개발한 헬리컬 기어의 동역학 모델은 실제 기어시스템을 효율적으로 모델링을 가능하게 함으로서 해석 시간 및 비용을 상당히 줄일 수 있는 특징이 있다. 기어 박스 설계 초기 단계에서 기어, 샤프트, 베어링 등의 다양한 설계인자를 변수로 하는 run many case 해석 모델로 확장하여 진동 측면에서 가장 바람직한 기본(fundamental) 구조 및 설계 재원을 효과적으로 찾는 데 큰 역할을 할 수가 있다.

이 연구에서는 기어 동역학 해석 모델의 감쇠비를 상수로 가정하였다. 진동의 크기의 예측 정확성을 높이기 위해 이 연구에서 개발한 동역학 모델에 proportional damping 이론을 접목하여 해석 모델을 개발하고자 한다. 또한 기어 접촉에 의한 마찰력과 shuttling moment에 대한 영향성을 고려한 헬리컬 기어의 동역학 모델을 개발하고자 한다.

#### 후 기

이 논문은 2020년도 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임 (과제 번호: 2020R1G1A1014280).

## References

(1) Kahraman, A. and Singh, R., 1990, Nonlinear Dynamics of a Spur Gear Pair, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 142, No. 1, pp. 49~75.

(2) Blankenship, G. W. and Kahraman, A., 1995, Steady State Forced Response of a Mechanical Oscillator with Combined Parametric Excitation and Clearance Type Nonlinearity, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 185, No. 5, pp. 743~765.

(3) Kahraman, A. and Blankenship, G. W., 1996, Interaction Between External and Parametric Excitations in Systems with Clearance, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 194, No. 3, pp. 317~336.

(4) Park, C. I. and Cho, D. H., 2012, Comparison of Dynamic Characteristics of Spur Gears and Helical Gears, *Transactions of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 4, pp. 358~364.

(5) Neriya, S. V., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., 1988, On the Dynamic Response of a Helical Geared System Subjected to a Static Transmission Error in the Form of Deterministic and Filtered White Noise Inputs, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 110, No. 4, pp. 501~506.

(6) Kahraman, A., 1993, Effect of Axial Vibrations on the Dynamics of a Helical Gear Pair, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 115, No. 1, pp. 33~39.

(7) Kahraman, A., 1994, Dynamic Analysis of a Multi-mesh Helical Gear Train, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, No. 3, pp. 706~712.

(8) Kahraman, A., 1994, Planetary Gear Train Dynamics, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, No. 3, pp. 713~720

(9) Umezawa, K., Houjoh, H. and Matsumura, S., 1996, Experimental Investigation on Modal Behavior of a Helical Gear Units with Various Ratio, *ASME Power Transmission and Gearing Conference*, San Diego, CA, Vol. 88, pp. 509~517.

(10) Kubur, M., Kahraman, A., Zini, D. and Kienzle, K., 2004, Dynamic Analysis of a Multi-shaft Helical Gear Transmission by Finite Elements: Model and Experiment, *Journal of Vibrations and Acoustics*, Vol. 126, No. 3, pp. 398~406.

(11) Zhang, Y., Wang, Q., Ma, H. and Zhao, C., 2013, Dynamic Analysis of Three-dimensional Helical Geared Rotor System with Geometric Eccentricity, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 27, No. 11, pp. 3231~3242.

(12) Zhang, H., Zhai, J., Han, Q. and Sun, W., 2015, Dynamic of a Geared Parallel-rotor System Subjected to changing Oil-bearing Stiffness due to External Load, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 106, pp. 32~40.

(13) Yan, M. and Liu, H. Q., 2017, A Dynamic Modeling Method for Helical Gear Systems, *Journal of Vibroengineering*, Vol. 19, No. 1, pp. 111~124.

(14) Kang, M. R. and Kahraman, A., 2012, Measurement of Vibratory Motions of Gears Supported by Compliant Shaft, *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 29, pp. 391~403.

(15) Sondkar, P. B., 2012, Dynamic Modeling of Double-Helical Planetary Gear Sets, Ph.D. Dissertation, The Ohio State University, Columbus, Ohio.

(16) Window-LDP, Gear Load Distribution Program, The Ohio State University.

(17) Meirovitch, L., 2001, *Fundamental of Vibration*, McGraw Hill, New York.



**Ma Ru Kang** is an assistant professor in department of Defense Science & Technology at Gwangju University. He received his M.S. and Ph.D. degrees in department of Mechanical Engineering at The Ohio State University. He worked at Gearlab as Graduate Research Assistant. He mainly focuses on gear dynamics.

## Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.  
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.  
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정한 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.  
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.  
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.  
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리헌장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he(he) should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he(he) should be a team leader.  
논문의 교신저자는 저자중 선임자로 하며, 저자의 소속이 학교인 경우 교수, 연구소 등은 팀장급 이상을 기준으로 한다.
- (7) The decision on the selection of the paper follows the paper review rules.  
원고의 채택여부는 별도로 정한 논문심사규정에 따른다.
- (8) Authors of the paper should provide the paper processing fee and publication fee.  
논문원고의 저자는 논문게재회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비 및 게재회비를 납부해야 한다.

## Guide for Authors/논문원고 집필요령

- (1) The manuscript should follow the format(can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. The paper should be submitted on-line.  
논문원고는 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성하고, 학회 홈페이지 논문·투고 심사에서 제출한다.
- (2) The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parenthesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline.  
논문원고의 용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하며, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기할 수 있으며, 외래어 표기는 정부안에 따른다.
- (3) The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices.  
논문의 체제는 다음에 따름을 원칙으로 한다. (1) 제목 (2) 저자명 (3) 주요기술용어(key word) (4) 초록 (5) 기호설명 (6) 서론 (7) 본론 (8) 결론 (9) 참고문헌 (10) 부록 등
- (4) The title should be concise and consist of Korean and English titles. The name of authors should also consist of Korean and English names.  
논문의 제목은 간결하게 표시하며 국문과 영문제목을 병기한다. 저자명도 국문과 영문으로 병기한다.
- (5) The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words.  
초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위내에서 작성한다.
- (6) The number should be written in Arabic numeral and the SI unit system should be used.  
숫자는 아라비아 숫자를 사용하며, 수량 단위는 되도록 SI 단위를 사용한다.
- (7) Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. The title and content of table and figure should be written in English.  
논문중의 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하며, 그 제목과 내용은 영어로 표기함을 원칙으로 한다.
- (8) Use the following formats for journal articles and books as References.  
참고문헌의 구성은 정기간행지의 경우는 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순으로 기재하고, 단행본의 경우는 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사소재지명, 국적, 페이지번호순으로 기재하며, 그 전부를 본문내의 인용번호 순으로 다음과 같은 요령으로 본문 말미에 영문으로 기재하며, 인용문헌 1개 이상은 한국소음진동공학회논문집에서 인용토록 한다.  
(1) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., 1965, An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 4, pp. 297~308.  
(2) Meirovitch, L., 1980, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff and Noordhoff, Maryland, chap. 5.
- (9) References should be cited as follows.  
본문에서 참고문헌 인용은 다음과 같이 한다.  
(1) Lee and Park<sup>(1)</sup>...  
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method<sup>(2)</sup>.
- (10) The original paper should contain names(both in Korean and English), affiliations, the name of corresponding author including address, phone number, fax number and email address.  
신규 논문투고시 논문정보에는 저자명(국·영문), 저자 근무처 및 소속을 기재하며, 저자(공저일 경우 주저자 <교신저자> 즉 Corresponding Author)의 주소 및 전화번호(FAX. 포함), E-mail주소를 명확히 기재한다.
- (11) The final manuscript accepted for publication should be submitted to the editor office through the society web site.  
심사 후 최종 채택된 논문원고는 학회 홈페이지(학회논문관리시스템)을 통해 학회 사무국에 제출한다.

Checklist for Original Article | 저자점검표

Title of the manuscript | 논문 제목 : \_\_\_\_\_

Please check below items as ✓ mark before submission of the manuscript. | 각 항목을 확인하고 ✓표시를 하십시오

1. General guidelines | 원고 일반

- Manuscript contained ① one original manuscript, ② statement of copyright transfer, ③ Checklist for Original Article and was attached. | 원고는 ① 원본 1부, ② 저작권 양도 동의서, ③ 저자점검표를 첨부하였는가?
- Manuscript should follow the format (can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. | 논문은 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성되었는가?
- The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices. | 논문의 체제는 (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(key word), (4)초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론, (8)결론, (9)참고문헌, (10) 부록 등을 따랐는가?
- Main text consisted of introduction, subjects and methods, and results and discussion in separate pages. | 본문은 서론, 대상 및 방법, 결과, 고찰을 독립하여 구성하였는가?
- The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parathesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline. | 학술용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하고, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기하였으며, 외래어 표기는 정부안에 따랐는가?

2. Cover page | 표지

- Title, name of authors, affiliation was described both in English and in Korean. | 표지에는 논문의 제목과 모든 저자명 및 소속을 국문과 영문으로 기록하였는가?
- In lower area of cover page, the name, address, email, telephone, fax of the corresponding author were described. | 표지 하단에 책임저자의 성명, 소속, 주소 및 연락처(전화, 팩스, E-mail주소)를 명확히 기재하였는가?

3. Abstract | 초록

- The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words. | 초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위 내에서 작성하였는가?

4. Main text | 본문

- Main text was written in order of introduction, main body(include Figure, Table), conclusion. | 본문의 순서는 서론, 본론(표, 그림), 결론을 따랐는가?
- References should be cited as follows. | 본문에 인용한 참고문헌은 논문원고 집필요령의 방법을 준수하였는가?

5. References | 참고문헌

- Every articles in references were cited in the main text. | 본문에 인용되어 있는가?
- References were numbered according to numeric order. | 참고문헌은 인용된 순서로 (1), (2), (3)으로 정리하였는가?
- All references were written in English. | 참고문헌은 모두 영문으로 표기하였는가?
- The paper from “Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering” was cited if the content is relevant. | “한국소음진동공학회논문집”에 수록된 문헌을 인용한 것이 있는가?
- Use the following formats for journal articles and books as References. | 참고문헌 작성법은 논문원고 집필요령(정기간행지 : 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순 / 단행본 : 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사 소재지명, 국적, 페이지번호)을 준수하였는가?

6. Tables and figures | 표와 그림

- Titles and legends of tables and figures were written in English. | 모든 표와 그림의 제목과 설명은 영문으로 작성되었는가?
- Figures were in required format. | 사진은 정해진 규격에 맞게 별도로 제출하였는가?
- Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. | 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하였는가?

- (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) (Application Area of Code Ethics) ① The code applies to the overall academic activities including all academic journals, academic conference, symposiums, workshop, forums, etc. published and held by the Society. ② The code applies to all authors, reviewers, Editorial Board Members(hereinafter referred to as “EBM”, and hands-on-workers in the service bureau related with the above academic activities. ③ Other items not set forth above may comply with this article, each level of regulations of Ministry of Education and other related institutions.

(윤리규정 적용 범위) ① 본 규정은 학회가 발간하는 모든 학술지 및 학술대회, 심포지엄, 워크샵, 포럼 등 학술활동 전반에 적용한다. ② 본 규정은 위 학술활동과 관련된 저자, 심사위원, 편집위원, 사무국 실무자에게 모두 적용한다. ③ 기타 위에 정하여 지지 않은 범위는 교육부 등 관계기관의 규정을 준용할 수 있다.

- (3) (Honesty of Author) ① The author shall be honest in research carried out by an individual. Here, honesty refers to honesty in overall research processes including derivation of ideas, designing experiments, analyses of experiments and results, research fund, publishing research results, and fair compensation to research participants. ② The author shall consider plagiarism, fraud, manipulation and falsification during research as serious criminal activities, and endeavor to prevent these misconducts. ③ The author shall announce and properly respond in case of contradiction or the possibility of contradiction of benefits of one's own and others or other institutions.

(저자의 정직성) ① 저자는 각자가 수행하는 연구에 있어서 정직하여야 한다. 여기서 정직은 아이디어의 도출, 실험에 대한 설계, 실험과 결과의 분석, 연구비 지원, 연구결과의 출판, 연구 참여자들에 대한 공정한 보상 등 연구과정의 전반에 관한 정직을 말한다. ② 저자는 연구에 있어서의 표절, 사기, 조작, 위조 및 변조 등을 심각한 범죄행위로 간주하고, 이러한 부정이 발생하지 않도록 최선을 다하여야 한다. ③ 저자는 자신의 이익과 타인 또는 타 기관의 이익이 상충하거나, 상충할 가능성이 있는 경우 이를 공표하고 적절히 대응하여야 한다.

- (4) (Authorship) It is recommended for every author including the first and corresponding author that authorship be based on the following 4 criteria : (1) Substantial contributions to the conception or design of the work; or the acquisition, analysis, or interpretation of data for the work; AND (2) Drafting the work or revising it critically for important intellectual content; AND (3) Final approval of the version to be published; AND (4) Agreement to be accountable for all aspects of the work in ensuring that questions related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

(저자의 자격) 논문의 저자가 되기 위해서는 아래 4개의 기준을 모두 충족하여야 한다. 이 기준은 제1저자, 교신저자를 포함한 모든 저자를 대상으로 한다. (1) 연구 논문의 구상, 설계, 데이터의 획득과 분석, 해석에 실제로 기여한 자, (2) 논문의 초안을 작성하거나 논문의 주요 내용을 학술적으로 개선한 자, (3) 최종 원고

- 의 출판에 동의한 자, (4) 논문 내용의 정확성과 진실성에 대한 의문이 있을 경우 대응 책임에 동의한 자
- (5) (Configuration and Functions) ① The committee shall be composed of one chairman, one secretary, and five committee members. ② Chairman and members shall be elected by the board of directors and appointed by the KSNVE president. ③ The terms of the chairman and members are two years, and both can be reappointed. ④ The chairman shall represent the committee and oversees the work of the ethics of the KSNVE.  
(위원회의 구성 및 직무) ① 위원회는 위원장 1명과 간사 1명, 위원 5명으로 구성한다. ② 위원장 및 위원은 이사회에서 선출하며 회장이 임명한다. ③ 위원장 및 위원의 임기는 2년으로 하며 연임할 수 있다. ④ 위원장은 위원회를 대표하고 학회의 윤리에 관한 업무를 총괄한다.
- (6) (Function) The committee shall work with the following contents: (1) Research and prosecute established ethics, (2) Prevent and contain research misconduct, (3) Research misconduct deliberation and voting, (4) Report results to the board of directors for decisions and sanctions more on cheaters, (5) Provide more details on the improvement and promotion of research ethics.  
(위원회의 기능) 위원회는 다음의 내용으로 활동한다. 1) 연구윤리 수립 및 추진. 2) 연구 부정행위의 예방과 방지. 3) 연구 부정행위 심의 및 의결. 4) 부정행위자에 대한 제재내용 결정 및 이사회에 결과보고. 5) 기타 연구 윤리의 개선 및 증진에 관한 사항
- (7) (Convening and Voting) ① The committee shall be convened as necessary by the chairman. The vote in favor of 2/3 of registered members. ② The details that have passed the vote shall be notified to the suspect of misconduct (defendant) and the defendant's opinion must be received as a written plea within 10 days. ③ The committee shall review the explanatory materials received from the person suspected of misconduct. The ever need to listen to your thoughts when the final vote. ④ The details that have passed the vote shall be reported to the board of directors to reach a final decision. ⑤ When judged necessary, the chairman may listen to comments from outsiders or non-members. ⑥ The presented details of attendees or the details of meeting from the committee shall be kept confidential as a general rule.  
(위원회 소집 및 의결) ① 위원회는 위원장이 필요에 따라 소집하며, 재적위원 2/3의 찬성으로 의결한다. ② 의결된 내용은 부정행위 의심자(피 제소자)에게 통보하고 10일 이내에 서면으로 소명 의견을 받아야 한다. ③ 위원회에서는 부정행위 의심자로부터 받은 소명자료를 검토하거나 필요시 의견을 청취하여 최종 의결토록 한다. ④ 의결된 내용은 이사회에 보고하여 최종 결정한다. ⑤ 위원장이 필요하다고 판정할 경우, 외부 인사나 위원이 아닌 자의 의견을 청취할 수 있다. ⑥ 위원회에서 참가자 발표내용 및 회의내용은 비공개를 원칙으로 한다.
- (8) (Scope of Research Publication Misconduct) ① "Plagiarism" refers to the act of theft without quoting such information or the results of the research of others without revealing the source. ② "Falsification" or "alteration" is the use of another person's or one's own research results of operations or strain, says the act of distortion. ③ "Duplicate publication" stands for the act of publishing the same details in two or more journals. ④ "Wrongful inscription of author" stands for the action of putting on someone who has not contributed to the research as an author. ⑤ Others say the unacceptable range.  
(연구발표 부정행위의 범위) ① “표절” 이란 출처를 밝히지 않은 채 타인의 연구내용이나 결과 등을 인용하지 않고 도용하는 행위를 말한다. ② “위조” 및 “변조” 란 타인이나 자기 자신의 연구자료 결과의 조작이나 변형, 왜곡하는 행위를 말한다. ③ “이중게재” 란 2개 이상의 학술지에 동일한 내용을 게재하는 행위를 말한다. ④ “부당한 저자표기” 란 연구에 기여하지 않은 자를 저자로 올리는 행위를 말한다. ⑤ 기타 용인할 수 없는 범위를 말한다.
- (9) (Informing and Notifying Research Misconduct) ① The contents of research misconduct are limited to the publications "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng." ② The report of research misconduct must be submitted in writing accompanied by the relevant data in accordance with the five W's and one H. ③

The committee then received a report that information within three months of deliberations to finalize the report to the board of directors. ④ The final content as determined by the board of directors shall notify the informant and the malfeasant within 10 days and posted on the KSNVE homepage. ⑤ The end result regarding the misconduct should not be released to the public before finalized.

(연구 부정행위의 제보 및 통보) ① 연구 부정행위의 내용은 한국소음진동공학회논문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (10) (Sanctions for Research Misconduct) ① For authors whose research misconduct has been confirmed, punishment may be selected to be imposed on each case after being reviewed by the committee and considering the severity of misconduct determined by the committee: 1) Cancellation of publications published by the KSNVE for the announcement study, 2) Prohibition for five years from contributing "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.", 3) Prohibition for five years from attending the KSNVE Conference, 4) Notification of the details of misconduct to the institution, 5) Disqualification of society members. ② If a caller has intentionally and falsely reported a violation, according to the decision of the committee, the committee may impose the same sanctions and level as described in "Sanctions for Research Misconduct."

(연구 부정행위에 대한 제재) ① 연구 부정이 확인된 저자에게는 위원회 결정에 따라 부정행위의 경중을 고려하여 다음의 제재를 선택하여 가할 수 있다. 1) 해당 발표연구물에 대한 학회 간행물에 게재취소. 2) 5년간 학회의 논문집과 학회지에 투고금지. 3) 5년간 학회 학술대회 발표금지. 4) 부정행위자 소속기관에 부정행위 내용 통보. 5) 학회 회원자격 박탈 ② 제보자가 고의로 허위제보를 하였을 경우 위원회의 결정에 따라 연구 부정행위자 수준과 동일한 제재를 가할 수 있다.

- (11) (Protection of Rights of Examinee) ① The examinee refers to a person who has become the subject of investigation for misconduct due to the report or cognition by the Society or related institution, or a person who has become the subject of investigation by suspecting of taking part in misconduct during the investigation process. The examinee shall not include testifiers or witness. ② The Society shall be careful not to violate the dignity or rights of an examinee during the verification process. Also, until the confirmation of the results, the examinee shall have an equal opportunity for objection or defense, and shall be notified in advance of the related procedure. ③ The suspicion on misconduct shall not be disclosed to the public until the judgment has been confirmed. However, this does not include cases where serious risk may be present to public welfare or social norms. ④ The examinee may request for investigation and proceeding procedure as well the processing schedule for misconduct to the Society, and said the Society shall respond sincerely.

(피조사자 권리 보호) ① 피조사자는 제보 또는 학회 및 관련기관의 인지에 의하여 부정행위의 조사 대상이 된 자 또는 조사 수행 과정에서 부정행위에 가담 한 것으로 추정되어 조사의 대상이 된 자를 말하며, 조사과정에서의 참고인이나 증인은 이에 포함되지 아니한다. ② 학회는 검증과정에서 피조사자의 명예나 권리가 부당하게 침해되지 않도록 주의하여야 한다. 또한 결과가 확정되기 이전까지는 이의 제기 및 변론의 기회가 동등하게 주어져야 하며, 관련절차를 사전에 알려주어야 한다. ③ 부정행위에 대한 의혹은 판정 결과가 확정되기 전까지 외부에 공개되어서는 아니 된다. 다만, 공공의 복리 등 사회 통념에 중대한 위협 사항이 발생할 경우는 해당되지 아니한다. ④ 피조사자는 부정행위 조사·처리절차 및 처리일정 등에 대해 학회에 알려줄 것을 요구할 수 있으며, 학회는 이에 성실히 응하여야 한다.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)  
본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)



# The Charter of Ethics for the KSNVE

## 한국소음진동공학회 윤리헌장

All members of “The Korean Society for Noise and Vibration Engineering” should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity.

한국소음진동공학회의 모든 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위엄을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

1. Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human.  
우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
2. Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering.  
우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
3. Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic.  
우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신 하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
4. Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society.  
우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.
5. Authors must not have presented portions of another’s work or data as their own under any circumstances.  
우리는 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.
6. Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means.  
우리는 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구 하여서는 아니된다.
7. Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer’s conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct.  
논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에 따라 공정하게 심사하여야 한다.

(개정 : 2007. 09. 14, 선포 : 2007.11.15)

Research and Publication Ethics | 연구출판윤리

All members of "The Korean Society for Noise and Vibration Engineering" should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity. | 한국소음진동공학회 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 자격

It is recommended for every author including the first and corresponding author that authorship be based on the following 4 criteria : (1) Substantial contributions to the conception or design of the work; or the acquisition, analysis, or interpretation of data for the work; AND (2) Drafting the work or revising it critically for important intellectual content; AND (3) Final approval of the version to be published; AND (4) Agreement to be accountable for all aspects of the work in ensuring that questions related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved. | 논문의 저자가 되기 위해서는 아래 4개의 기준을 모두 충족하여야 한다. (1) 연구 논문의 구상, 설계, 데이터의 획득과 분석, 해석에 실제로 기여한 자, (2) 논문의 초안을 작성하거나 논문의 주요 내용을 학술적으로 개선한 자, (3) 최종 원고의 출판에 동의한 자, (4) 논문 내용의 정확성과 진실성에 대한 의문이 있을 경우 대응 책임에 동의한 자

Duplicate Publication of Data | 논문 이중 게재

Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals. Also the published paper to this journal should not be submitted or published in any other journals. | 논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다. 한국소음진동공학회논문집에 게재된 논문은 이후 타 잡지에 투고 또는 발표를 금한다.

Plagiarism | 표절

Authors must not have presented portions of another's work or data as their own under any circumstances. | 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.

Policy on Commercialism | 부당 이득

Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means. | 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구하여서는 아니된다.

Review | 심사

Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer's conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct. | 논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에 따라 공정하게 심사하여야 한다. 기타 연구 부정행위에 관련된 모든 사항은 윤리위원회가 심의 및 결정한다.

Peer Review | 전문가심사 과정

Every manuscript received is reviewed by the writing guidelines and instructions of KSNVE. With editing team's decision, three peer reviewers are selected. The editorial director should ask a review to selected reviewers in 10 days from application date. The editing team takes responsibility for all general matters on peer review. If two reviewers among the selected do agree to accept the journal, review process ends. | 격월간(隔月刊) 한국소음진동공학회논문집에 게재하고자 별도로 정한 집필요강 및 투고요령에 의해 투고된 논문원고에 대하여 심사한다. 접수된 논문 원고는 편집팀(편집위원장, 편집이사)의 판단하에 적정성을 검토하여 채택불가 또는 논문 심사위원 3인을 선정하고, 해당편집이사는 접수일로부터 10일 이내에 논문 심사위원에게 서류를 갖추어 논문심사를 의뢰한다. 의견교환 등 심사과정에 대한 전반적인 사항은 편집팀의 책임하에 논문 심사에 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.
- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.
- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.
- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.
- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게재철회(Errata/Revision/Addendum/Retraction)와 같은 종류가 있으며 이에 한해 출판을 허가하도록 한다.

Fee for Page Charge | 게재회비

If the manuscript is accepted for publication, authors of the paper should provide the paper processing fee(50,000 Won) and publication fee(General papers : basic 6 pages 100,000 Won, for extra page: 20,000 Won/page, Funding papers : basic 6 pages 150,000 Won, for extra page: 30,000 Won/page, Urgent papers : basic 6 pages 200,000 Won, for extra page: 40,000 Won/page, Conference papers : free). | 논문원고의 저자는 논문게재 회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비(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  
법인

한국소음진동공학회

The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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